



**CIVATA BAĞLANTILI TİTREŞİM TEST FİKSTÜRLERİNİN DİNAMİK
KARAKTERİZASYONUNUN TEORİK VE DENEYSEL İNCELENMESİ**

Mehmet Efe ÖZKAN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

TEMMUZ 2025

ETİK BEYAN

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

- 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 çalışmada 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.

Mehmet Efe ÖZKAN

03/07/2025

CIVATA BAĞLANTILI TİTREŞİM TEST FİKSTÜRLERİNİN DİNAMİK KARAKTERİZASYONUNUN TEORİK VE DENEYSEL İNCELENMESİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Mehmet Efe ÖZKAN

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Temmuz 2025

ÖZET

Bu tez çalışmasında, L tipi iki farklı titreşim fikstürünün —cıvatalı ve yekpare yapılar— dinamik davranışları karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Çalışmanın temel amacı, bağlantı tipi, cıvata torku ve bağlantı geometrisinin fikstürün modal özelliklerine, frekans yanıtına ve titreşim iletilebilirliğine etkisini hem sayısal hem de deneysel olarak ortaya koymaktır. Fikstürlerin doğal frekansları, mod şekilleri, sistem katılığı ve sönüm karakteristikleri sonlu elemanlar yöntemiyle analiz edilmiş; aynı parametreler deneysel modal analiz ve sinüs tarama testleri yoluyla doğrulanmıştır. Testler sonucunda elde edilen frekans cevap fonksiyonları ve iletilebilirlik eğrileri belirli referans ve yanıt noktaları üzerinden değerlendirilmiş; iki yapı tipi arasında dinamik performans farkları detaylı şekilde incelenmiştir. Bulgular, cıvatalı bağlantıların uygulanan tork seviyesi ve konum düzenine bağlı olarak yapısal bütünlük, enerji iletim verimi ve rezonans davranışında belirgin değişikliklere yol açtığını göstermektedir. Yekpare yapılar yüksek katılık ve kararlı dinamik özellikler sunarken, cıvatalı yapılar modülerlik ve düşük üretim maliyeti gibi avantajlarıyla öne çıkmaktadır. Elde edilen sonuçlar, uygun mühendislik uygulamalarıyla cıvatalı titreşim fikstürlerinin, deneysel doğruluk ve güvenilirlikten ödün vermeden yekpare sistemlere alternatif oluşturabileceğini ortaya koymakta; fikstür tasarımı ve test altyapılarında esneklik sağlayacak yaklaşımlar sunmaktadır.

Bilim Kodu : 91422
Anahtar Kelimeler : Modal, frekans cevap fonksiyonu (FCF), iletilebilirlik, titreşim test fikstürü, cıvata bağlantılı yapılar
Sayfa Adedi : 69
Danışman : Prof. Dr. Tuncay KARAÇAY

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF DYNAMIC
CHARACTERIZATION OF BOLTED VIBRATION TEST FIXTURES

(M. Sc. Thesis)

Mehmet Efe ÖZKAN

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

July 2025

ABSTRACT

This thesis presents a comparative investigation into the dynamic behaviour of two L-shaped vibration fixtures, constructed as bolted and monolithic structures. The primary objective is to assess how connection type, bolt torque, and joint configuration influence the modal characteristics, frequency response, and transmissibility of the fixtures using both numerical simulations and experimental methods. Natural frequencies, mode shapes, system stiffness, and damping behaviour were determined through finite element analysis and verified by experimental modal testing and sine sweep excitation. Frequency response functions and transmissibility spectra were extracted and evaluated at defined reference and response points to identify performance differences between the two fixture designs. The findings indicate that bolted joints cause significant variations in structural integrity, energy transmission, and resonance behaviour depending on the applied torque level and bolt arrangement. Monolithic fixtures provide higher stiffness and stable dynamic properties, whereas bolted structures offer advantages in modularity, portability, and manufacturing cost. Results demonstrate that with proper engineering practices, bolted fixtures can serve as effective and reliable alternatives to monolithic designs without compromising measurement accuracy or dynamic consistency. This comprehensive evaluation contributes to the development of flexible and optimized fixture strategies for vibration testing applications, supporting both experimental reliability and practical implementation in test environments.

Science Code : 91422

Key Words : Modal, frequency response function (FRF), transmissibility, vibration test fixtures, bolted structure

Page Number : 69

Supervisor : Prof. Dr. Tuncay KARAÇAY

TEŞEKKÜR

Tez çalışmalarımı kapsayan süreç içerisinde, değerli bilgi birikimi, katkıları ve sabrıyla beni yönlendiren ve bana kıymetli tecrübeleriyle destek olan danışman hocam Prof. Dr. Tuncay KARAÇAY'a teşekkürlerimi sunarım.

Tez savunma jüri üyelerim Doç. Dr. Tunç APATAY ve Doç. Dr. Barış KALAYCIOĞLU'na yorum ve katkılarından dolayı teşekkür ederim.

Analiz ve deney sürecinde verdikleri değerli desteklerden dolayı ROKETSAN, Roket Sanayii ve Ticaret A.Ş. Çevresel Etkiler Test Birimi'ne minnettarım. Çalışmalarım boyunca, her zaman desteğini hissettiren kıymetli yöneticim Senem GÜCÜYENER'e, yönlendirmeleriyle yol gösteren, katkı ve destekleriyle yanımda olan Okan CELEP'e ve değerli çalışma arkadaşım Özgür DENİZ'e içten teşekkürlerimi sunarım.

Bu süreçte manevi desteklerini esirgemeyen annem Hikmet ÖZKAN ve babam Yusuf ÖZKAN'a; en sevdiğim insan ablam Dr. Öğr. Üyesi Gizem ÖZKAN ÜSTÜN'e teşekkürlerimi bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	viii
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	x
RESİMLERİN LİSTESİ	xi
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xii
1. GİRİŞ.....	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR.....	3
3. CIVATALI TİTREŞİM TEST FİKSTÜRÜ	17
3.1. Test Gereksinimlerinin ve Test Kalem Bilgilerinin Belirlenmesi	18
3.2. Malzeme Seçimi.....	19
3.3. Sonlu Elemanlar Analiz Parametreleri.....	20
3.4. Deneysel Modal Analiz.....	20
3.5. Veri Toplama ve Veri İşleme.....	25
4. DİNAMİK KARAKTERİZASYON.....	27
4.1. Kirişlerin Dinamik Karakterizasyonu	27
4.2. L Tipi Titreşim Fikstürünün Dinamik Karakterizasyonu.....	38
5. BULGULAR VE TARTIŞMA	43
6. SONUÇ VE ÖNERİLER	63
KAYNAKLAR	65
ÖZGEÇMİŞ	69

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 4.1. Alüminyum alaşım malzeme özellikleri	28
Çizelge 4.2. Kirişlerin analiz akışı.....	28
Çizelge 4.3. Yekpare kirişin modal sonuçları	30
Çizelge 4.4. 1 Cıvatalı kirişin modal sonuçları (17894,2 N ön gerilme)	31
Çizelge 4.5. 1 Cıvatalı kirişin modal sonuçları (25163,7 N ön gerilme)	32
Çizelge 4.6. 1 Cıvatalı kirişin modal sonuçları (30196,5 N ön gerilme)	32
Çizelge 4.7. 3 Cıvatalı kirişin modal sonuçları (17894,2 N ön gerilme)	33
Çizelge 4.8. 3 Cıvatalı kirişin modal sonuçları (25163,7 N ön gerilme)	34
Çizelge 4.9. 3 Cıvatalı kirişin modal sonuçları (30196,5 N ön gerilme)	34
Çizelge 4.10. Fikstürlerin analiz akışı-1	40
Çizelge 4.11. LDS V850 sarsıcı özellikleri	40
Çizelge 5.1. Yekpare titreşim fikstürünün modal sonuçları	43
Çizelge 5.2. Tam cıvatalı titreşim fikstürünün modal sonuçları (17894,2 N ön gerilme)	44
Çizelge 5.3. Tam cıvatalı titreşim fikstürünün modal sonuçları (25163,7 N ön gerilme)	45
Çizelge 5.4. Eksik cıvatalı titreşim fikstürünün modal sonuçları (17894,2 N ön gerilme)	46
Çizelge 5.5. Eksik cıvatalı titreşim fikstürünün modal sonuçları (25163,7 N ön gerilme)	47
Çizelge 5.6. Fikstürlerin analiz akışı-2	52
Çizelge 5.7. 25 adet M10 cıvata modal sonuçları (28489 N ön gerilme)	53
Çizelge 5.8. 25 adet M10 cıvata modal sonuçları (40052,7 N ön gerilme)	54
Çizelge 5.9. 13 adet M10 cıvata modal sonuçları (28489 N ön gerilme)	54
Çizelge 5.10. 13 adet M10 cıvata modal sonuçları (40052,7 N ön gerilme)	55

Çizelge	Sayfa
Çizelge 5.11. 25 adet M6 cıvata modal sonuçları (9748,4 N ön gerilme)	56
Çizelge 5.12. 25 adet M6 cıvata modal sonuçları (13710,1 N ön gerilme)	56
Çizelge 5.13. 13 adet M6 cıvata modal sonuçları (9748,4 N ön gerilme)	57
Çizelge 5.14. 13 adet M6 cıvata modal sonuçları (13710,1 N ön gerilme)	58
Çizelge 5.15. 13 adet M8 cıvata / 12 adet M4 cıvata modal sonuçları (17894,2 N / 4230,6 N ön gerilme).....	59
Çizelge 5.16. 13 adet M8 cıvata / 12 adet M4 cıvata modal sonuçları (25163,7 N / 5849,6 N ön gerilme).....	60
Çizelge 5.17. Maliyet analizi	62

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Fiziksel parametrelerin değişimi.....	5
Şekil 2.2. Mekanik sistem gösterimi.....	9
Şekil 2.3. İki bağlantı noktalı mekanik sistem.....	12
Şekil 3.1. Titreşim test fikstürü tasarım süreci akış diyagramı.....	18
Şekil 3.2. Titreşim test kurulumu.....	22
Şekil 4.1. Kiriş konfigürasyonları.....	27
Şekil 4.2. Analiz süreç diyagramı	29
Şekil 4.3. Y yönünde yapılan testin transfer fonksiyonu	35
Şekil 4.4. Y yönünde yapılan analizin transfer fonksiyonu	36
Şekil 4.5. Z yönünde yapılan testin transfer fonksiyonu	37
Şekil 4.6. Z yönünde yapılan analizin transfer fonksiyonu	37
Şekil 5.1. L tipi titreşim fikstürü test / analiz mod frekans karşılaştırması	48
Şekil 5.2. L tipi titreşim fikstürü X yönünde yapılan analizin transfer fonksiyonu.....	49
Şekil 5.3. L tipi titreşim fikstürü X yönünde yapılan testin transfer fonksiyonu.....	51
Şekil 5.4. Konfigürasyonlara göre doğal frekanslar	60
Şekil 5.5. L tipi titreşim fikstürü X yönünde yapılan analizin transfer fonksiyonu.....	61

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 2.1. Titreşim Fikstürü Tipleri, a) genişletici, b) küp, c) özel, d) L, e) T.....	7
Resim 4.1. Veri toplama sistemi ve giriş konfigürasyonları, sol üst (yekpare giriş), sağ üst (cıvatalı giriş), alt (veri toplama sistemi).....	29
Resim 4.2. a) Yekpare titreşim fikstürü kütlesi (13.45 kg), b) Cıvatalı titreşim fikstürü kütlesi_1 (13.65 kg), c) Cıvatalı titreşim fikstürü kütlesi_2 (13.90 kg).....	39
Resim 4.3. a) Veri toplama bilgisayar, b) DEWESOFT SIRIUS veri toplama sistemi, c) LDS V850 sarsıcı, d) Titreşim fikstürü e) Güç amplifikatörü, f) LDS V850 kayar tabla.....	41
Resim 4.4. a) Yekpare titreşim fikstürü test konfigürasyonu, b) Tam cıvatalı titreşim fikstürü test konfigürasyonu, c) Eksik cıvatalı titreşim fikstürü test konfigürasyonu	41

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler

Açıklamalar

c	Sönüm katsayısı
E	Young modülü
F	Kuvvet
$\bar{F}$	Pasif kısma iletilen kuvvet (aktif kısım)
g	İvme
$\bar{g}$	Ara yüz kuvveti
Hz	Hertz
$[H]$	Aktif kısımdan pasif kısma enerji ileten mekanizma
k	Katılık katsayısı
MPa	Megapascal
N	Newton
s	saniye
t	Zaman
W	Doğal frekans
$\bar{X}$	Çıkış enerjisi (pasif kısım)
ζ	Sönümleme oranı
σ	Sönümleme faktörü
w_d	Sönümlenmiş doğal frekans
λ	Öz değer
$\bar{q}$	Modal serbestlik dereceleri
$[U]$	Öz vektör matrisli fiziksel serbestlik dereceleri

Kısaltmalar

Açıklamalar

FCF	Frekans cevap fonksiyonu
TYA	Transfer yolu analizi

1. GİRİŞ

Otomotiv, savunma ve havacılık sanayilerinde geliştirilen ürünlerin, ömrü boyunca maruz kalacakları çevresel etkilere karşı dayanıklı olmaları temel bir gerekliliktir. Bu çevresel etkiler arasında mekanik titreşim, ürünlerin hem yapısal dayanıklılığını hem de işlevsel performansını etkileyen en kritik faktörlerden biridir. Titreşim, özellikle tekrarlanan yüklemelere bağlı olarak yorulma kaynaklı hasarlara, bağlantı gevşemelerine ve işlevsel bozulmalara yol açabilmektedir. Bu nedenle, ürünlerin dayanımını ve güvenilirliğini değerlendirmek amacıyla titreşim testleri yaygın olarak kullanılmaktadır. Titreşim testleri, ürünlerin belirlenen performans standartlarını karşılayıp karşılamadığını değerlendirmede kritik rol oynamaktadır.

Titreşim testlerinin başarıyla uygulanabilmesi için test numunesi ile titreşim kaynağı olan sarsıcı (shaker) arasındaki bağlantının doğru şekilde gerçekleştirilmesi gerekir. Titreşim testlerinde kullanılan titreşim fikstürleri, ürün ile sarsıcı arasındaki mekanik bağlantıyı sağlayan ve titreşimin ürüne doğru şekilde iletilmesini sağlayan özel ara elemanlardır. Bu bağlantıyı sağlayan titreşim test fikstürleri, testin doğruluğu, tekrarlanabilirliği ve güvenilirliği açısından belirleyici öneme sahiptir. Fikstür, yalnızca mekanik bir taşıyıcı değil; aynı zamanda sistemin doğal frekanslarını etkilemeyen, rezonansa girmeyen, katı fakat hafif yapıda bir ara yüz olarak görev yapmalıdır.

Günümüzde titreşim testlerinin büyük bölümü, tek eksenli elektromekanik sarsıcılar aracılığıyla gerçekleştirilmektedir. Bu nedenle, ürünlerin farklı yönlerdeki dinamik davranışlarının incelenebilmesi için, fikstürlerin test kalemini istenilen eksen doğrultusunda yönlendirecek şekilde tasarlanması gerekmektedir. Her ürün için özel olarak geliştirilen bu fikstürler, genellikle yekpare bir bloktan talaşlı imalatla üretilmekte ya da kaynak yöntemleriyle birleştirilmektedir. Bu üretim yöntemleri, yüksek maliyet ve uzun üretim süresi gibi dezavantajlar taşımaktadır. Ayrıca, her yeni ürün için özel bir fikstür tasarlanması, esneklikten uzak, maliyetli ve zaman alan bir süreç ortaya çıkarmaktadır. Literatürde yapılan bazı çalışmalar, modüler tasarımların bu gibi test uygulamalarında yeniden kullanılabilirliği artırarak üretim verimliliğine katkı sunduğunu göstermektedir. Ancak cıvatalı modüler yapıların dinamik performanslarının, klasik yekpare fikstürlerle karşılaştırılması üzerine yapılan kapsamlı araştırmalar sınırlıdır.

Bu tez çalışmasının temel amacı, üretimi pahalı ve zaman alıcı olan geleneksel yekpare titreşim fikstürlerine alternatif olarak, daha esnek, ekonomik ve yeniden kullanılabilir bir çözüm olarak cıvata bağlantılı modüler titreşim fikstürü tasarımı sunmak, üretmek ve dinamik performansını analiz etmektir. Cıvatalı bağlantılarla birleştirilen modüler yapıların, farklı ürünler için kolayca uyarlanabilir ve kullanılabilir olması hedeflenmektedir. Cıvatalı bağlantıların neden olabileceği ek dinamik belirsizlikler, hem sayısal hem de deneysel yöntemlerle değerlendirilmiştir. Bu bağlamda, cıvata bağlantılı bir fikstürün dinamik karakteristikleri (doğal frekans, iletilebilirlik, frekans cevap fonksiyonu), yekpare üretimle imal edilen geleneksel fikstürlerle karşılaştırılarak değerlendirilecektir.

Bu çalışmanın çıktıları, titreşim testlerinde kullanılan fikstürlerin daha düşük maliyetle, daha kısa sürede ve daha esnek biçimde üretilebileceğini ortaya koyarak, test sistemlerinin endüstriyel uygulamalarda daha verimli kullanılmasına katkı sunmayı amaçlamaktadır.

Tezin ikinci bölümünde ilgili literatür taranarak klasik ve modern fikstür tasarım yaklaşımları ele alınmıştır. Üçüncü bölümde, cıvata bağlantılı modüler fikstürün tasarım süreci, sayısal analiz yöntemleri ve kullanılan yazılımlar detaylandırılmıştır. Dördüncü bölümde deneysel test düzenekleri, ölçüm yöntemleri ve elde edilen veriler aktarılmış; beşinci bölümde analiz ve deney sonuçları karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Sonuç bölümünde ise elde edilen bulgular değerlendirilmiş ve ileriye dönük öneriler sunulmuştur.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Titreşim test fikstürleri, test edilen ürün ile titreşim sarsıcısı arasında mekanik bir bağlantı sağlayan ara elemanlardır. Fikstürlerin temel amacı, titreşim sarsıcısından üretilen titreşim enerjisinin test edilen ürüne minimum kayıpla iletilmesini sağlamaktır. Bu nedenle, titreşim fikstürleri yüksek katılığa sahip olmalı, mümkün olduğunca hafif tasarlanmalı ve kendi rezonans frekansları test sırasında uygulanan frekans aralığının dışında kalacak şekilde tasarlanmalıdır. Aksi halde, fikstür üzerindeki rezonanslar test sonuçlarının doğruluğunu olumsuz etkileyebilir [1].

Titreşim fikstürlerinin belirli temel gereksinimleri karşılaması beklenir. Öncelikle, fikstürün bağlantı yüzeylerinin hem sarsıcı / kayar tabla ara yüzlerine hem de test numunesine uygun şekilde tasarlanması gerekmektedir. Ayrıca, test numunesi, gerçek kullanım koşullarını temsil edecek şekilde titreşim fikstürüne doğru bir biçimde monte edilebilmelidir [2].

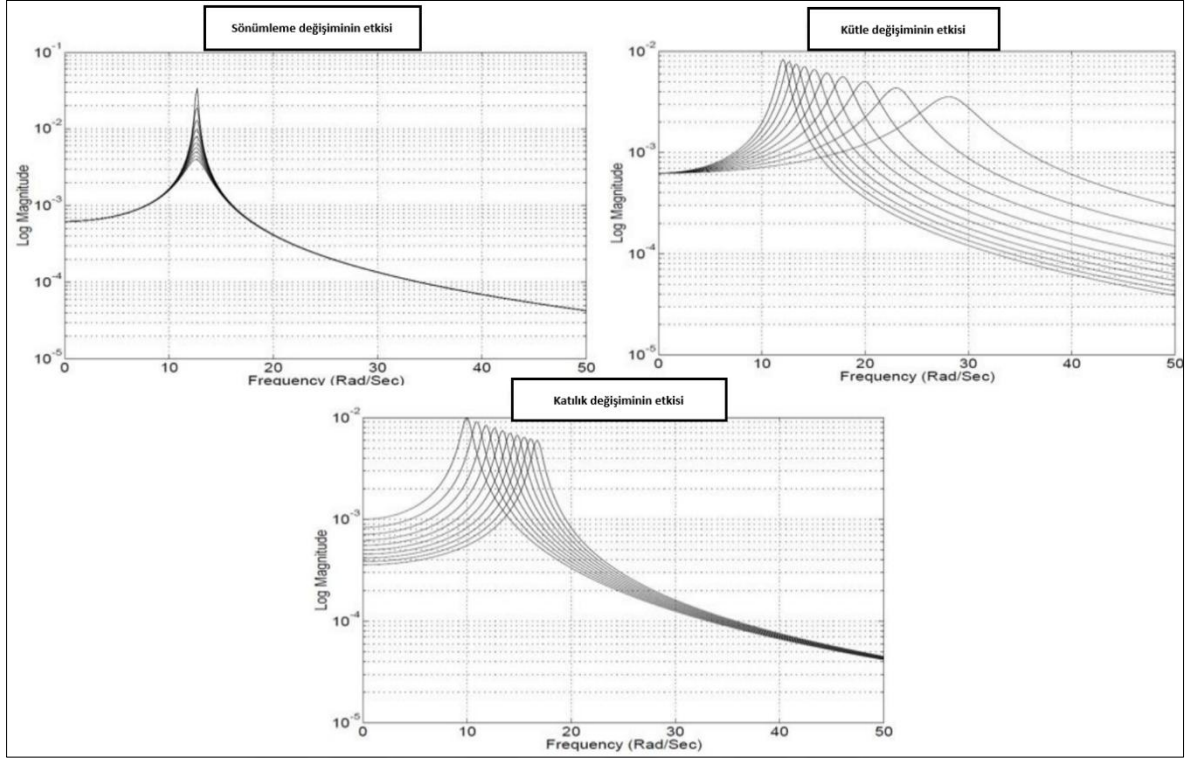
Titreşim testlerinde iletilebilirlik, her bir test frekansında sistemin çıktı titreşim genliklerinin giriş titreşim genliklerine oranı olarak tanımlanmaktadır. İdeal bir durumda, titreşim fikstürünün, herhangi bir titreşim kaybı oluşturmada titreşim enerjisini test numunesine iletmesi beklenir [2]. Tek nokta iletilebilirlik frekans cevap fonksiyonları, test kalemi girdilerinin yalnızca taban ivme yükü olarak ve tek bir noktadan uygulandığı; ayrıca test kalemine başka herhangi bir dış kuvvetin etki etmediği durumlarda, test kaleminin maruz kaldığı dış ivme yüklerinin tahmininde kullanılabilir. Ancak, birden fazla bağlantı arayüzüne sahip yapıların dinamik davranışı söz konusu olduğunda, bu yaklaşım yetersiz kalmaktadır. Zira bu tür sistemlerde, bağlantı noktaları arasındaki etkileşimler ve çoklu yükleme yolları nedeniyle, sistemin davranışı tek bir iletilebilirlik ölçümüyle tam olarak temsil edilememektedir [3]. Titreşim testlerinde iyi bir iletilebilirlik ve minimum rezonans için titreşim fikstürünün yüksek katılığa sahip olması gerekmektedir. Yüksek katılık, titreşimin daha verimli bir şekilde transfer edilmesine olanak tanır ve sistemin dinamik cevabının istenilen doğrulukta olmasını sağlar [2].

Titreşim fikstürlerinin doğal frekanslarının, uygulanacak titreşim profilinin frekans aralığının dışında olması gerekmektedir. Bu gereklilik, istenmeyen rezonans durumlarını önlemek ve test sonuçlarının doğruluğunu sağlamak amacıyla önemlidir [2]. Bir fikstürün

doğal frekansının arttırılması isteniyorsa, yapısal katılığın arttırılması ve sistemin toplam kütlelerinin azaltılması gerekmektedir. Bu sayede, sistemin daha yüksek frekans aralıklarında çalışabilmesi ve rezonansa girme riskinin azaltılması sağlanabilir. Ancak, bu tasarım sürecinde yalnızca doğal frekans optimizasyonu değil, aynı zamanda fikstürün mukavemeti de göz önünde bulundurulmalıdır. Yetersiz mukavemet, test sırasında plastik deformasyonlara veya yapısal hasarlara yol açabilir. Ayrıca, kesit alanında ani geometrik değişimlerden kaçınılmalıdır; çünkü bu tür süreksizlikler hem yapısal katılığı azaltmakta hem de doğal frekans değerlerini düşürerek sistemin dinamik performansını olumsuz etkilemektedir. Örneğin, fikstürün yüksekliğinin azaltılması, katılığın azalmasına neden olarak doğal frekansın da düşmesine yol açmaktadır. Bu nedenle, tasarım sürecinde hem mekanik dayanım hem de dinamik özellikler birlikte değerlendirilmelidir [4]. Bir titreşim test fikstürü tasarlanırken, yalnızca fikstürün dinamik özelliklerine odaklanmak yanlış olacaktır. Çünkü fikstürün kullanılacağı titreşim sarsıcısı ve kayar tablasının da belli bir rezonans frekansı bulunmaktadır. Bu frekans hareket eden kütlenin katılığına ve toplam kütlelerine göre değişmektedir. Bu sebeple hem kullanılan titreşim cihazı hem de fikstür doğal frekansları hesaba katılmalıdır [5].

Titreşim fikstürleri, yalnızca fikstür doğal frekansının arttırılması için değil, aynı zamanda sarsıcıların daha etkin ve kontrollü titreşim tahriki sağlayabilmesi için mümkün olduğunca hafif tasarlanmalıdır. Düşük kütleli fikstürler, sarsıcıdan iletilen kuvvetin büyük bir kısmının test numunesine aktarılmasına olanak tanır, böylece sarsıcının daha az güç tüketmesiyle sistem verimliliğini arttır ve istenen titreşim seviyelerine daha kolay ulaşılmasını sağlar [2].

Titreşim fikstürlerinde, kütle, sönümleme ve katılık değişiminde doğal frekansın etkilendiği belirtilmiştir. Şekil 2.1’de bu parametrelerin tek başına sistemin doğal frekansına etkisi gösterilmektedir.



Şekil 2.1. Fiziksel parametrelerin değişimi [6]

Titreşim fikstürlerinin maliyetleri, kullanılan üretim yöntemlerine ve test numunesinin özelliklerine bağlı olarak önemli ölçüde değişiklik gösterebilmektedir. Bu nedenle, titreşim fikstürü tasarımı aşamasında maliyet analizi yapmak, tasarım sürecinin verimliliği ve bütçe yönetimi açısından kritik bir gereklilik arz etmektedir [2].

Özetlemek gerekirse, iyi tasarlanmış bir titreşim fikstürü, aşağıdaki temel özelliklere sahip olmalıdır: Optimum kütle, yüksek katılık, iyi mekanik dayanım, düşük sönümlenme oranı ve yüksek titreşim iletilebilirliği. Titreşim fikstürlerinin dinamik karakteristikleri ise mekanik empedans, iletilebilirlik, çapraz eksen cevabı ve fikstür rezonansları şeklinde özetlenebilir [7]. Ancak, Taylor ve diğerleri (2024), yukarıda belirtilen tasarım yaklaşımının bazı durumlarda test edilen ürünün yanlış şekilde sınırlandırılmasına yol açabileceğinden bahsetmiştir. Bu tür bir durum, ürünün yetersiz veya aşırı test edilmesine sebep olarak test sonuçlarının güvenilirliğini düşürebilir.

Fikstür tasarımında izlenmesi gereken aşamalar şu şekilde sıralanmıştır [8]:

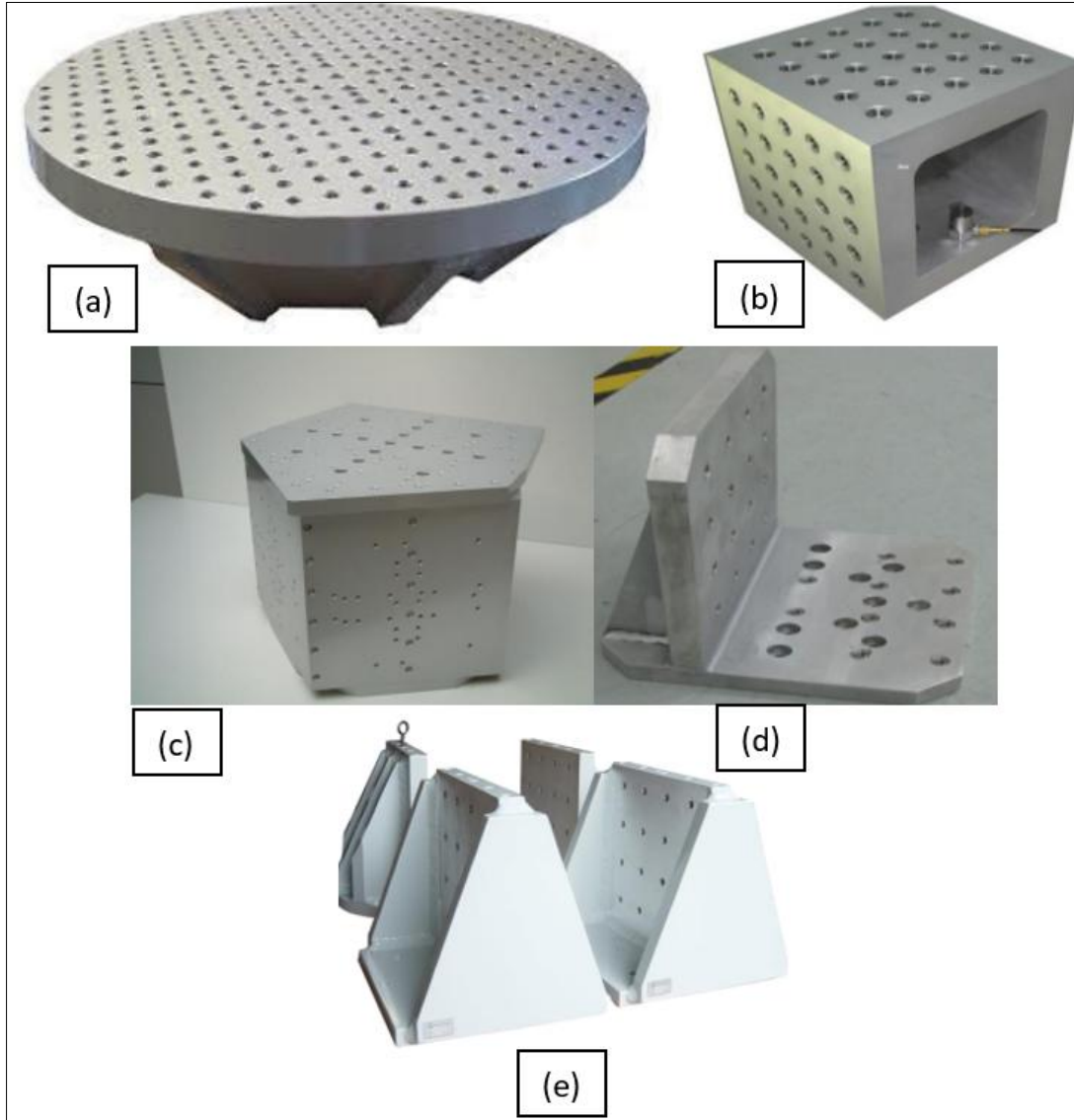
- Öncelikle eksenler ve bağlantı ara yüzleri belirlenir.

- Bağlantı ara yüzlerinde frekans cevap fonksiyonları ölçülür.
- Ölçülen ara yüz frekans cevap fonksiyonları karşılaştırılarak uyumluluk analizi yapılır.
- Dinamik bir fikstür tasarımına ihtiyaç olup olmadığı değerlendirilir. Eğer dinamik bir fikstüre ihtiyaç duyulmuyorsa, yüksek katılığa sahip bir fikstür tasarlanarak süreç tamamlanabilir.
- Dinamik bir fikstür gerekiyorsa, uygun fikstür tipi ve boyutları belirlenir.
- Ayarlanabilir kütle sönümleyicilerine ihtiyaç olup olmadığı ve ilgili parametreler değerlendirilir.
- Tasarım tamamlandıktan sonra doğrulama çalışmaları gerçekleştirilerek süreç sonlandırılır.

Buna ek olarak, titreşim fikstürlerinde malzeme seçimi de büyük önem taşımaktadır. Seçilen malzemelerin kolay işlenebilir, yüksek mekanik dayanım sunan ve uzun süreli dinamik yüklemeler altında özelliklerini kaybetmeyecek nitelikte olması gerekmektedir [7].

Titreşim fikstürleri, her test numunesinin geometrik ve dinamik özelliklerine bağlı olarak farklılık gösterebilmektedir. Bununla birlikte, genel kullanımda standart titreşim fikstürleri L tipi, T tipi, plaka tipi ve küp tipi olarak tasarlanmaktadır [2]. Raut ve diğerleri (2017), altı farklı titreşim fikstürü olduğundan bahsetmişlerdir (Bkz. Resim 2.1). Bu fikstürler aşağıdaki şekilde sınıflandırılmaktadır:

- Genişletici titreşim fikstürleri: Sarsıcı yüzeyinin alanını artırmak amacıyla kullanılan fikstürlerdir.
- I tipi titreşim fikstürleri: Sarsıcı yüzeyine dik yönde bağlanan, yüksek katılık ve mukavemet sağlayan fikstürlerdir.
- Küp tipi titreşim fikstürleri: Beş adet ortak dikey bağlanma yüzeyi sunan fikstür tasarımlarıdır.
- Özel titreşim fikstürleri: Farklı bağlantı ara yüzlerine sahip test numuneleri için özel olarak tasarlanan fikstürlerdir.
- L ve T tipi titreşim fikstürleri: Tek eksenli ve dikey yönde bağlanmayı mümkün kılan fikstürlerdir.



Resim 2.1. Titreşim Fikstürü Tipleri, a) genişletici, b) küp, c) özel, d) L, e) T [9]

Adams ve diğerleri (2021), cıvataya uygulanan tork değerinin artmasının, sönümleme katsayısını azalttığını belirtmiştir. Tork değerindeki artış, aynı zamanda yapının katılığını artırarak doğal frekansın yükselmesine neden olmaktadır. Ancak, bu artışın düşük seviyelerde gerçekleştiği ifade edilebilir. Ayrıca, cıvata sayısının değiştirilmesinin de yapının sönümleme davranışı üzerinde etkili olduğu gözlemlenmiştir. Cıvata sayısının azaltılması, sönümlemenin artmasına yol açmaktadır. Yazarlar, ayrıca iki bağlantı ara yüzü arasında penetrant uygulandığında sönümlemenin arttığını gözlemlemişlerdir [10].

Cıvatalar, sonlu elemanlar analizlerinde kiriş bağlantısı (beam connection) olarak modellenebilir. Bu yaklaşımda, cıvatalar sanal kiriş elemanları olarak analiz modeline

entegre edilir ve temas eden bölgeler birbirine bağlanır. Böylece, cıvata modellemesine gerek kalmadan cıvata bağlantısı elde edilmiş olur [11].

Bu tez çalışması kapsamında, titreşim fikstürleri cıvata bağlantılı ve birden fazla parçadan oluşan bir tasarım yapısına sahip olacaktır. Bu tür çok parçalı fikstürlerin titreşim davranışı, transfer yolu analizi (TYA) yöntemi kullanılarak incelenecektir. TYA, özellikle karmaşık titreşim problemlerinin çözümünde etkili bir yöntem olup, bir titreşim kaynağının oluşturduğu kuvvetleri ve bu kuvvetlerin yapısal sistem içerisindeki iletim yollarını analiz etmeye olanak sağlar. Bu yöntem sayesinde, titreşim kaynakları ile yapının transfer karakteristikleri birbirinden ayrıştırılarak, sistemdeki baskın titreşim iletim yolları tespit edilebilir. Literatürde TYA üç ana başlık altında sınıflandırılmaktadır: klasik TYA, bileşen tabanlı TYA ve iletilebilirlik tabanlı TYA [12].

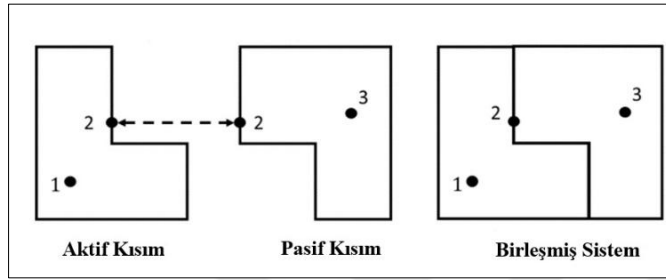
Klasik TYA iki temel adımda tanımlanabilir: ayrılmış frekans cevap fonksiyonlarının ölçülmesi ve operasyonel kuvvetlerin belirlenmesi. İlk aşamada, test sistemi bileşenlerine ayrılır ve darbe çekici veya titreşim sarsıcısı kullanılarak ara yüzlerdeki frekans cevap fonksiyonları elde edilir. İkinci aşamada ise, test sistemi farklı çalışma koşullarında çalıştırılarak operasyonel veriler toplanır ve bu veriler kullanılarak ara yüz kuvvetleri hesaplanır. Elde edilen frekans cevap fonksiyonları ile operasyonel ara yüz kuvvetleri birleştirilerek, her bir transfer yoluna karşılık gelen alıcı noktadaki yanıtlar tahmin edilir. Ancak klasik TYA yöntemi; ölçüm zorlukları, test parçalarının sistemden çıkarılmasının getirdiği yapısal değişiklikler ve operasyonel kuvvetlerin doğru bir şekilde belirlenmesinin güçlüğü gibi çeşitli dezavantajlara sahiptir [13].

Transfer yolu oranı, alıcıya iletilen kuvvetin kaynak tarafından üretilen uyarma kuvvetine oranı olarak tanımlanır. Transfer yolu sisteminin harmonik bir kuvvetle ($F_0 \sin \omega t$) tahrik edildiği varsayılırsa, alıcı ile transfer yolu arasında sabit bir mekanik bağlantının bulunduğu kabul edilebilir. Bu durumda, yol üzerinden alıcıya iletilen kuvvet, $kx + c\dot{x}$ formülü ile ifade edilir. Burada k sistemin katılık katsayısını, c ise sönüm katsayısını temsil eder. Kuvvet iletilebilirliği, yol üzerinden alıcıya iletilen kuvvetin F_0 'ye bölünmesiyle elde edilir. Genel konsept, bu şekilde basitleştirilmiş bir model üzerinden düşünülebilir [14].

Operasyonel TYA ise iletilebilirlik matrisine dayanır. Bu yöntemde, klasik TYA'dan farklı olarak frekans cevap fonksiyonu ölçümlerine veya test sisteminin parçalara ayrılmasına

ihtiyaç duyulmaz. Yöntem yalnızca sistemin operasyonel çalışma koşulları altında alınan ölçümleri temel alır. Ancak, operasyonel TYA'nın bazı dezavantajları da bulunmaktadır. Bunlar arasında bazı transfer yollarının ihmal edilmesi, çapraz bağlaşım etkileri ve iletilebilirlik matrisinin hesaplamasında ortaya çıkabilecek matematiksel sorunlar sayılabilir [15].

Aşağıdaki mekanik sistem, aktif ve pasif parçalara bölünmüş bir şekilde yer almaktadır [16].



Şekil 2.2. Mekanik sistem gösterimi [16]

Yukarıda belirtilen mekanik sistem için TYA metodu aşağıdaki formül ile gösterilebilir.

$$\bar{X} = [H]\bar{F} \quad (2.1)$$

Bu formülde $\bar{F}$, pasif kısma iletilen kuvvet (aktif kısım); $[H]$, aktif kısımdan pasif kısma enerji ileten mekanizma (transfer yolu); $\bar{X}$ ise çıkış enerjisidir (pasif kısım).

Tek serbestlik dereceli bir kütle-yay-sönümleyici modelinin hareket denklemi aşağıdaki şekilde yazılır:

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = f(t) \quad (2.2)$$

Hareket denklemi frekans bandında yazılırsa Eş. 2.3 elde edilir.

$$-w^2mX(w) + jwcX(w) + kX(w) = F(w) \quad (2.3)$$

Denklemde yer alan doğal frekans Eş. 2.4 ile elde edilmektedir.

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

Sönümlenme oranı aşağıdaki denklem kullanılarak elde edilir.

$$\zeta = \frac{c}{2mw_n} \quad (2.5)$$

Sönümlenme faktörü Eş. 2.6 ile elde edilmektedir.

$$\sigma = \zeta w_n \quad (2.6)$$

Sönümlenmiş doğal frekans Eş. 2.7 ile elde edilmektedir.

$$w_d = w_n \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (2.7)$$

Tek serbestlik dereceli bir sistemin frekans cevap fonksiyonu aşağıdaki denklem ile ifade edilebilir.

$$\frac{X(w)}{F(w)} = \frac{1}{k - w^2 m + jwc} \quad (2.7)$$

Frekans cevap fonksiyonu ya da karakteristik denklem yapının mod şekillerini ve doğal frekanslarını bulmaya yarar. Mod şekilleri öz vektörler ile doğal frekanslar ise öz değerler olarak belirlenir. Eğer sönümlenme, kütle ya da katılık matrisine doğru orantılı olarak kabul edilirse, öz cevap aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$[[K] - \lambda[M]]\bar{x} = \bar{0} \quad (2.8)$$

Frekans (w) ile öz değerler (λ) arasındaki ilişki aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$\lambda = w^2 \quad (2.9)$$

Modal serbestlik dereceleri ($\bar{q}$) ile öz vektör matrisli fiziksel serbestlik dereceleri ([U]) arasındaki ilişki aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$\bar{X}(w) = [U]\bar{q}(w) \quad (2.10)$$

Yukarıda yer alan denklemler kullanılarak sistemin mod şekilleri ve doğal frekansları bulunabilir.

Her alt sistemin dış ve ara yüz serbestlik dereceleri vardır. Ara yüz serbestlik dereceleri alt sistemin bağlantı konumlarıdır. Dış serbestlik dereceleri ise ana sistemin giriş ya da cevap konumlarıdır.

Eğer katı bir bağlantı var ise ara yüz serbestlik derecelerinin yer değiştirmeleri eşit olur:

$$2_I^A = 2_I^B \quad (2.11)$$

Serbestlik dereceleri arasındaki ara yüz kuvvetleri eşit ve ters işaretli olur:

$$2_F^A = -2_F^B \quad (2.12)$$

Fiziksel alan, alt sistemlerin kütle, katılık ve sönümleme matrislerinin birleştirilmesi ve değiştirilmesi ile hesaplanır:

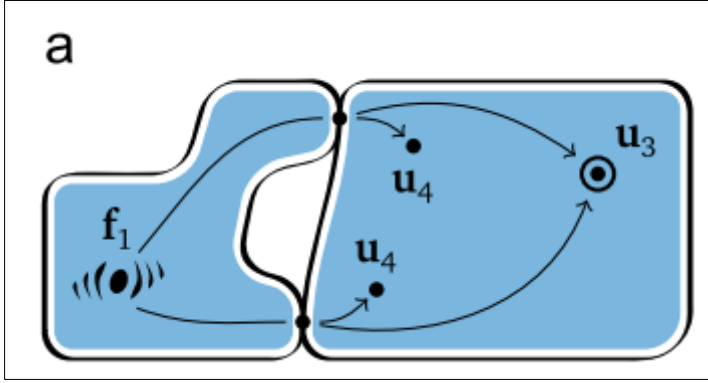
$$[M^i]\ddot{\bar{X}}^i(w) + [C^i]\dot{\bar{X}}^i(w) + [K^i]\bar{X}^i(w) = \bar{0} \quad (2.13)$$

Yukarıdaki denklemde i A ya da B alt sistemi olarak alınmaktadır.

Blok-diyagonal form ve ara yüz kuvvetleri ($\bar{g}$), aşağıdaki denklem halini alır.

$$M\ddot{\bar{X}} + C\dot{\bar{X}} + K\bar{X} = \bar{F} + \bar{G} \quad (2.14)$$

Seijs ve diğerleri (2016), iletilebilirliğe dayalı transfer yolu analizi (TPA) yöntemini incelemek amacıyla iki bağlantı noktasına sahip bir montaj sistemi kullanmıştır. Bu sistemde aktif kısım, titreşim üretim mekanizmasını içerirken, pasif kısım ise alıcı tarafındaki yapısal cevapları temsil etmektedir.



Şekil 2.3. İki bağlantı noktalı mekanik sistem [12]

Pasif kısımdaki cevaplar aşağıdaki denklemler ile ifade edilebilir:

$$u_3 = Y_{31}^{AB} f_1 \text{ (p alıcı serbestlik dereceleri için)} \quad (2.15)$$

$$u_4 = Y_{41}^{AB} f_1 \text{ (n gösterge serbestlik dereceleri için)} \quad (2.16)$$

Eğer $n \geq 0$ ve Y_{41}^{AB} tam ise, tüm tahrik kuvvetleri u_4 'ten gözlemlenebilir. Dolayısıyla u_4 denklemi ters çevrilebilir ve u_3 denklemi ile yer değiştirilebilir. u_3 cevapları u_4 serbestlik dereceleri ile gösterilebilir hale gelir.

$$u_3 = T_{34,f_1}^{AB} u_4 \quad (2.17)$$

$$T_{34,f_1}^{AB} \triangleq Y_{31}^{AB} (Y_{41}^{AB})^+ \quad (2.18)$$

Elde edilen iletilbilirlik matrisi T_{34,f_1}^{AB} u_4 gösterge serbestlik derecelerinden u_3 alıcı serbestlik derecelerine olan, f_1 tahrik kuvvetlerinden ortaya çıkan hareketi göstermektedir. İletilebilirlik matrisi $p \times n$ boyutunda olmaktadır.

Eğer denklemler genişletilirse aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\begin{bmatrix} u_3 \\ u_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Y_{31}^{AB} \\ Y_{41}^{AB} \end{bmatrix} f_1 = \begin{bmatrix} Y_{32}^B \\ Y_{42}^B \end{bmatrix} (Y_{22}^A + Y_{22}^B)^{-1} Y_{21}^A f_1 \quad (2.19)$$

Frekans cevap fonksiyonlarının belirlenmesi, transfer yolu analizinin (TYA) ilk adımlarından biridir. Bu fonksiyonlar, bir sistemin dinamik karakteristiklerine dair ilk genel görünümü sağlar. Başlangıçta, sinüzoidal bir uyarı kullanılarak her bir frekansta sistemin cevabı ayrı ayrı ölçülür. Daha sonra, aynı anda birden fazla frekansı uyaran periyodik tahrik yöntemlerine geçilerek ölçüm süresi önemli ölçüde azaltılabilir [17]. Frekans cevap fonksiyonları (FCF) kullanılarak bir sistemin doğal frekansları ve mod şekilleri belirlenebilir. Elde edilen bu bilgiler, titreşim analizlerinde kullanılarak olası yapısal problemler büyümeden tespit edilip çözülebilmektedir. Frekans cevap fonksiyonları, bir mekanik sistemin titreşim cevabının, uygulanan titreşim tahrik kuvvetleriyle frekans bandı boyunca ilişkilendirilmesiyle elde edilir. Bu analizlerde kullanılan titreşim cevap sinyalleri ve tahrik kuvvetleri, genellikle titreşim ivmeölçerleri ve kuvvet sensörleri aracılığıyla ölçülmektedir [18].

Titreşim testlerinin gerçekleştirilebilmesi için belirli ekipmanlara ihtiyaç duyulmaktadır. Öncelikle titreşim tahrikinin sağlanabilmesi için bir elektrodinamik titreşim sarsıcısına gereksinim vardır. Sarsıcıdan yatay yönde titreşim iletimi sağlamak amacıyla kayar tabla (slip table) kullanılır. Titreşim hareketinin oluşturulabilmesi için ise bir güç yükseltici (power amplifier) sistemde yer alır. Test süresince titreşim enerjisinin izlenebilmesi için ivmeölçerler kullanılırken, titreşim seviyelerinin kontrolü ve belirlenmesi için kapalı döngü (closed-loop) kontrol sistemleri kullanılmaktadır. Ayrıca, test örneğini (test specimen) bağlayabilmek ve titreşim tahrikini uygun şekilde aktarabilmek için titreşim fikstürü gereklidir [19]. Elektrodinamik titreşim test sistemleri, isimlerini kuvvet üretim mekanizmalarından almaktadır. Titreşim tablasına hareketi sağlayan kuvvet, armatür bobininden geçen akım ile sabit bir manyetik DC alan arasındaki elektrodinamik etkileşim sonucu oluşur. Bu sistemlerde, sabit frekansta gerçekleştirilen testler için sürüş voltajı, tabla hareketinin genliği test gereksinimlerine uygun seviyeye ulaşana kadar ayarlanır. Eğer birden fazla frekans bandı içerisinde sabit ivme düzeyleri isteniyorsa, kapalı döngü kontrol sistemi, sürüş bobinine uygulanan voltajı titreşim hareketini sağlayacak şekilde sürekli olarak ayarlar. Benzer şekilde, rastgele (random) titreşim testlerinde de, kaynağın otospektrumunun belirlenen hedef seviyelere uyacak şekilde ayarlanması gerekmektedir [20].

Cıvata bağlantılı yapıların dinamik performansı büyük ölçüde cıvatalara uygulanan ön yüklemeye bağlıdır. Bu ön yükleme genellikle tork anahtarları ile sağlanmakta olup,

uygulamada yüksek hassasiyet elde etmek her zaman mümkün olmamaktadır. Bunun temel nedenlerinden biri, cıvata ile vida deliği arasındaki sürtünme katsayısının montaj koşullarına göre değişkenlik göstermesidir. Son yıllarda, ivmeölçerler kullanılarak gerçekleştirilen titreşim tabanlı yöntemler sayesinde cıvata gevşekliklerinin tespiti yaygın bir uygulama haline gelmiştir. Ancak bu yöntemle elde edilen titreşim cevapları, yalnızca sistemin genel davranışını yansıttığı sürece anlamlıdır. Eğer yapıda bir hasar mevcutsa ya da çevresel/laboratuvar koşulları kontrol altında değilse, elde edilen sonuçlar yanıltıcı olabilir. Bu nedenle, bu tür testlerde uygun çevresel koşulların sağlanması büyük önem taşımaktadır. Ayrıca, bir veya birkaç cıvatanın gevşemesi durumunda, bitişik cıvatalar üzerindeki dinamik yüklerin artması, onların da gevşeme olasılığını yükseltmektedir. Buna karşın, sistemde daha fazla cıvata gevşemesi yaşandığında, bağlantının sınır koşullarındaki esneklik nedeniyle bazı cıvataların yeniden sıkılaştığı gözlemlenebilir. Ancak her durumda, sistemdeki toplam ön yükleme kuvvetinin azalacağı açıktır [21].

Wang ve diğerleri (2023), cıvatalı yapıların dinamik tepkisini incelemek amacıyla, cıvata sayısı ve yerleşim konfigürasyonlarında değişiklikler yaparak bu parametrelerin sistem davranışı üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Çalışmada, cıvata sayısının azaltıldığı durumlarda elde edilen frekans cevap fonksiyonları karşılaştırılmış ve ilk tepe noktasının konfigürasyonlar arasında büyük ölçüde benzer kaldığı, ancak ikinci tepe noktasından itibaren eksik cıvatalı yapıların frekans spektrumlarında belirgin bir sola kayma meydana geldiği tespit edilmiştir. Bu kaymanın temel nedeni olarak bağlantı noktalarındaki katılığın azalması ve buna bağlı olarak sistemin doğal frekanslarında düşüş yaşanması gösterilmiştir [22]. Başka bir çalışmada, cıvata sayısındaki değişimin özellikle ilk üç doğal frekans üzerinde sınırlı bir etkisi olduğu rapor edilmiştir. Ancak cıvata sayısı artırıldıkça, dördüncü ile onuncu doğal frekanslar arasında belirgin bir artış gözlemlenmiştir. Bu etkinin, dokuz cıvataya kadar geçerli olduğu; dokuzuncu cıvatadan sonra ise doğal frekans değerlerinde anlamlı bir değişim yaşanmadığı belirtilmiştir. Bu durum, bağlanan iki parçanın yeterli sayıda cıvata ile birleştirilmesi sonucunda yapının artık birleşik bir bütün olarak davranmasıyla açıklanmıştır [23].

Yapılan literatür incelemesi, titreşim fiktürlerinin dinamik davranışlarının, özellikle modal testlerde ve yapısal titreşim analizlerinde elde edilen verilerin doğruluğunu doğrudan etkilediğini göstermektedir. Bu bağlamda, fiktürlerin katılığı, doğal frekansları ve bağlantı detayları gibi parametrelerin sistem yanıtı üzerindeki etkileri birçok çalışmada

vurgulanmıştır. Özellikle cıvatalı bağlantıların temas yüzeylerinde neden olduğu doğrusal olmayan davranışlar, enerji sönümü ve frekans kaymaları gibi durumlar literatürde çeşitli yöntemlerle incelenmiştir. Son yıllarda klasik transfer yolu analizinin yanında, sistem yanıtını daha pratik ve etkili bir biçimde değerlendirmeye olanak tanıyan iletilebilirlik temelli yöntemler ön plana çıkmaya başlamıştır. Ancak, farklı yapısal konfigürasyonlara sahip fiksörlerin bu yöntemler çerçevesinde karşılaştırmalı olarak ele alındığı çalışma sayısı oldukça sınırlıdır. Bu tez, cıvatalı ve yekpare olarak tasarlanmış L tipi fiksörlerin dinamik karakteristiklerini iletilebilirlik tabanlı transfer yolu analizleri ile sistematik biçimde değerlendirerek, bu alandaki literatüre hem teorik hem de deneysel açıdan özgün katkılar sunmayı amaçlamaktadır.



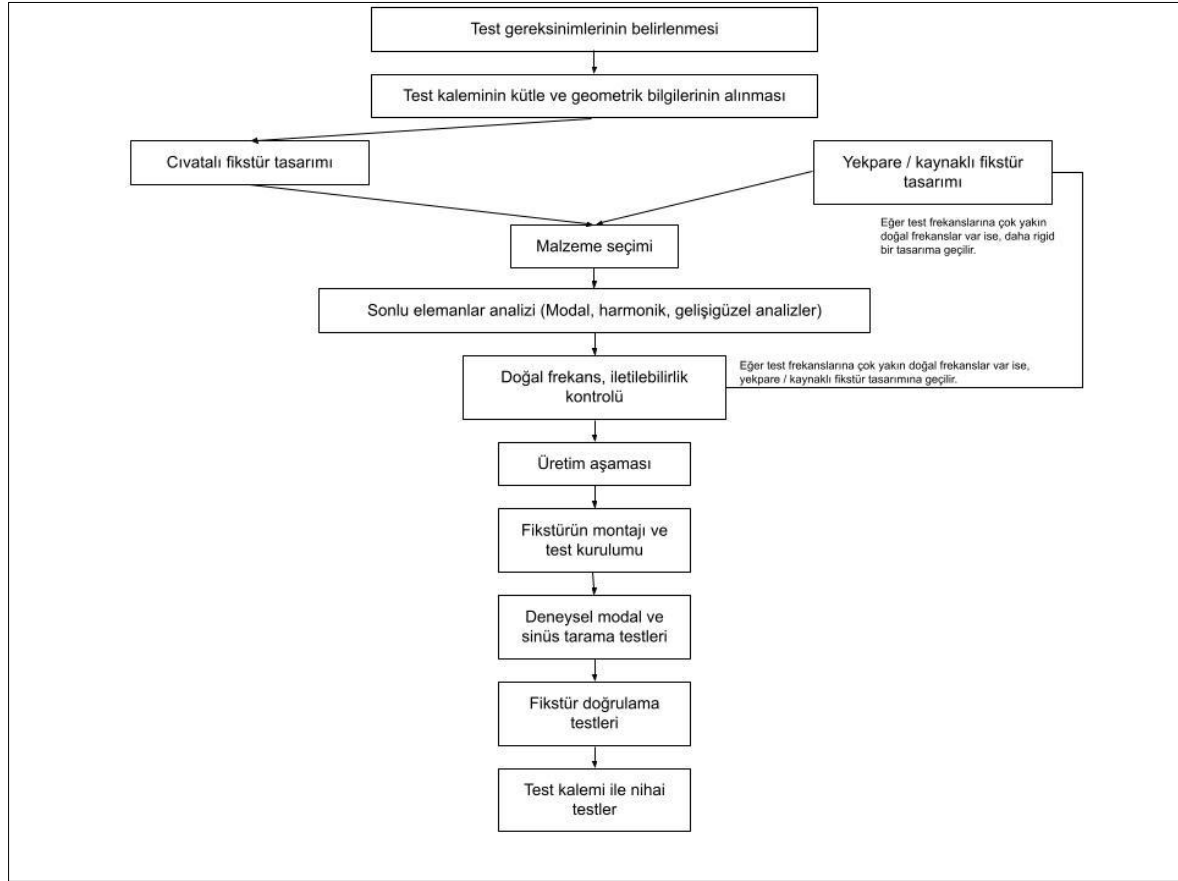


3. CIVATALI TİTREŞİM TEST FİKSTÜRÜ

Cıvatalı bağlantılar, modüler tasarıma olanak sağlamaları, üretim süresini kısaltmaları, düşük maliyetli olmaları ve kolay montaj / demontaj özellikleri nedeniyle çeşitli mühendislik uygulamalarında yaygın olarak tercih edilmektedir. Bu avantajları, özellikle ürün doğrulama süreçlerinde sıklıkla kullanılan titreşim test fikstürlerinde cıvatalı yapıları cazip hâle getirmektedir. Bu bölümde, cıvatalı bağlantılar kullanılarak tasarlanan titreşim test fikstürünün geliştirilme süreci detaylandırılmaktadır. Söz konusu fikstür, yeniden yapılandırılabilir olması sayesinde farklı ürün geometrilerine uyarlanabilecek esneklikte olacak şekilde tasarlanmıştır.

Şekil 3.1’de, cıvatalı titreşim fikstürünün tasarım sürecine ilişkin genel akış diyagramı sunulmaktadır. Bu süreç, öncelikle test gereksinimlerinin ve uygulanacak titreşim profillerinin belirlenmesiyle başlamaktadır. İkinci aşamada, test kalemine ait kütle ve geometrik özellikler dikkate alınarak cıvatalı bir titreşim fikstürü için ön tasarım çalışmalarına başlanmakta ve uygun malzeme seçimi yapılmaktadır. Takip eden adımda, sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak fikstürün dinamik davranışına ilişkin analizler gerçekleştirilmektedir. Bu analizler sonucunda, fikstürün iletilebilirliği, performansı ve doğal frekanslarının test frekans aralığına yakınlığı değerlendirilmektedir.

Elde edilen sonuçlar, cıvatalı titreşim fikstürünün dinamik performansının yetersiz olduğunu gösteriyorsa, alternatif olarak yekpare ya da kaynaklı bir titreşim fikstürü tasarımına geçilmesi değerlendirilebilir. Bu durumda da aynı analiz ve değerlendirme adımları tekrar edilmektedir. Ancak, cıvatalı titreşim fikstürü tasarımı iletilebilirlik ve doğal frekans kriterleri açısından uygun bulunursa, üretim sürecine geçilecektir. Üretimin ardından, deneysel modal analiz ve sinüs tarama testleri gerçekleştirerek, sayısal analizlerle karşılaştırma yapılır. Fikstürün doğrulama testleri başarıyla tamamlandıktan sonra, test kalemi ile nihai titreşim testlerine geçilir.



Şekil 3.1. Titreşim test fikstürü tasarım süreci akış diyagramı

3.1. Test Gereksinimlerinin ve Test Kalemi Bilgilerinin Belirlenmesi

Titreşim test fikstürü tasarımına başlamadan önce, test kaleminin fiziksel ve dinamik özellikleriyle birlikte test gereksinimlerinin ayrıntılı bir şekilde belirlenmesi gerekmektedir. Her bir test kalemi, farklı geometrik özelliklere, kütle dağılımına ve montaj koşullarına sahip olabileceğinden, fikstürler bu özelliklere özel olarak tasarlanmalıdır. Bu doğrultuda, test kaleminin montajı için gereken bağlantı ara yüzlerinin uygunluğu büyük önem taşır. Ayrıca, fikstür ile test kalemi arasındaki temas yüzeyinin düzlemselliği sağlanmalı; bu yüzeyde oluşabilecek boşluklar, temas basıncının dağılmasını etkileyerek test sonuçlarının doğruluğunu bozabilir.

Testin başarısı açısından, uygulanacak titreşim profillerinin test kaleminin kullanım koşullarına ve ömür döngüsüne uygun olması gerekir. Bu profillerin süresi, genliği ve frekans içeriği, gerçek çalışma koşullarını temsil edecek şekilde seçilmelidir. Askeri uygulamalarda yaygın olarak kullanılan MIL-STD-810H Çevresel Test Mühendisliği

Hususları ve Laboratuvar Testleri standardı, çevresel test mühendisliği ilkeleri doğrultusunda, bir askeri malzemenin ömür döngüsü boyunca karşılaşılabileceği başlıca titreşim koşullarını tanımlamaktadır. Bu koşullar arasında şunlar yer almaktadır [24]:

- Kamyon ya da treyler ile taşıma titreşimi
- Jet, pervaneli uçak ve helikopter ile taşıma titreşimi
- Gemi ile taşıma titreşimi
- Tren ile taşıma titreşimi
- Jet, pervaneli uçak ve helikoptere bağlı görev titreşimi
- Füzeler için uçuş titreşimi
- Kara araçlarına bağlı görev titreşimi
- Deniz araçlarına bağlı görev titreşimi

Bu koşullara bağlı olarak kullanılacak titreşim profilleri, üstte belirtilen koşullara uygun olacak şekilde oluşturulmalı ya da ilgili standartlardan elde edilmelidir. Uygulanan profilin spektrumu, testin temsil gücünü doğrudan etkilediğinden dikkatle değerlendirilmelidir. Tüm bu değerlendirmelerin yanı sıra, iyi bir titreşim fikstürü, test sırasında uygulanan frekans aralığında rezonansa girmemelidir. Bu nedenle, fikstürün doğal frekanslarının, uygulanan titreşim profilinin frekans aralığının dışında kalması temel bir tasarım kriteri olmalıdır [25].

3.2. Malzeme Seçimi

Fikstür tasarımlarında malzeme seçimi, yapının dinamik davranışını doğrudan etkilediği için kritik bir rol oynamaktadır. Uygun malzemenin seçimi, yalnızca yapısal sağlamlık açısından değil, aynı zamanda titreşim iletimi, modal karakteristikler ve frekans cevabı gibi parametreler üzerinde de belirleyici etkiye sahiptir. Titreşim fikstürlerinden beklenen temel özellikler, yeterli katılık sağlayabilmesi ve mümkün olan en düşük kütleyle sahip olmasıdır. Bu iki özellik, birlikte değerlendirildiğinde malzemenin E/ρ oranı (Young modülü / yoğunluk oranı) ön plana çıkmaktadır. Bu kriter doğrultusunda, paslanmaz çelik, alüminyum ve magnezyum gibi malzemeler titreşim fikstürlerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu malzemeler benzer E/ρ oranlarına sahip olduklarından, benzer geometrilere benzer doğal frekans aralıklarına sahip fikstürler üretilmektedir. Ancak bu malzemeler arasında bazı pratik farklar bulunmaktadır. Magnezyum, oldukça hafif ve iyi bir sönümleme kabiliyetine sahip olmasına rağmen, yüksek maliyeti ve işlenebilirlik zorlukları nedeniyle sınırlı

uygulama alanına sahiptir. Paslanmaz çelik, yüksek mukavemeti sayesinde ağır yük taşıyan sistemler için uygun olsa da, yoğunluğunun yüksek olması nedeniyle doğal frekansları düşürebilir ve test cihazlarına ek yük getirebilir. Alüminyum alaşımları ise, hem yeterli katılık hem de düşük kütle avantajı sunmaları nedeniyle birçok titreşim fıkstürü uygulamasında ön plana çıkmaktadır. Aynı zamanda iyi işlenebilirlik, geniş alaşım seçeneği, yaygın bulunabilirlik ve maliyet etkinliği gibi nedenlerle tercih sebebidir. Özellikle 6061-T6 ve 7075-T6 gibi yüksek dayanımlı alüminyum alaşımları, deneysel titreşim testlerinde sıklıkla kullanılmaktadır [5, 26].

3.3. Sonlu Elemanlar Analiz Parametreleri

Cıvata bağlantılı yapıların sonlu elemanlar analizinde yapının doğrusal olmayan davranışlarını doğru şekilde temsil edebilmek adına çeşitli karmaşık parametrelerin dikkate alınması gerekmektedir. Bu tür sistemlerde yalnızca malzeme ve geometri değil, bağlantı noktalarının davranışı da sistem yanıtını önemli ölçüde etkilemektedir. Analiz sürecinde yaygın olarak kullanılan doğrusal olmayan parametreler arasında; elastoplastik malzeme modelleriyle tanımlanan malzeme doğrusalsızlığı, büyük deformasyonların hesaba katıldığı geometrik doğrusalsızlık, cıvata bağlantılarına uygulanan ön gerilme kuvvetleri, bağlantı yüzeylerindeki kontak (temas) koşulları, cıvata delikleri nedeniyle oluşan lokal zayıflıklar ve yüzeyler arasındaki sürtünme etkisi yer almaktadır. Özellikle temas yüzeylerinde kayma veya ayrılma gibi davranışlar, sistemin katılığını ve frekans cevabını doğrudan etkileyebilmekte olup, bu nedenle analizlerde doğrusal olmayan temas (nonlinear contact) tanımları ile modellenmektedir. Cıvatalara uygulanan ön gerilmeler ise bağlantı katılığı üzerinde belirleyici olup, analizde cıvata ön gerilmesi (bolt pretension) özellikleri kullanılarak tanımlanır. Tüm bu parametrelerin doğru bir şekilde modellenmesi, cıvatalı yapının dinamik karakteristiklerinin gerçeğe en yakın biçimde temsil edilmesini sağlar [27].

3.4. Deneysel Modal Analiz

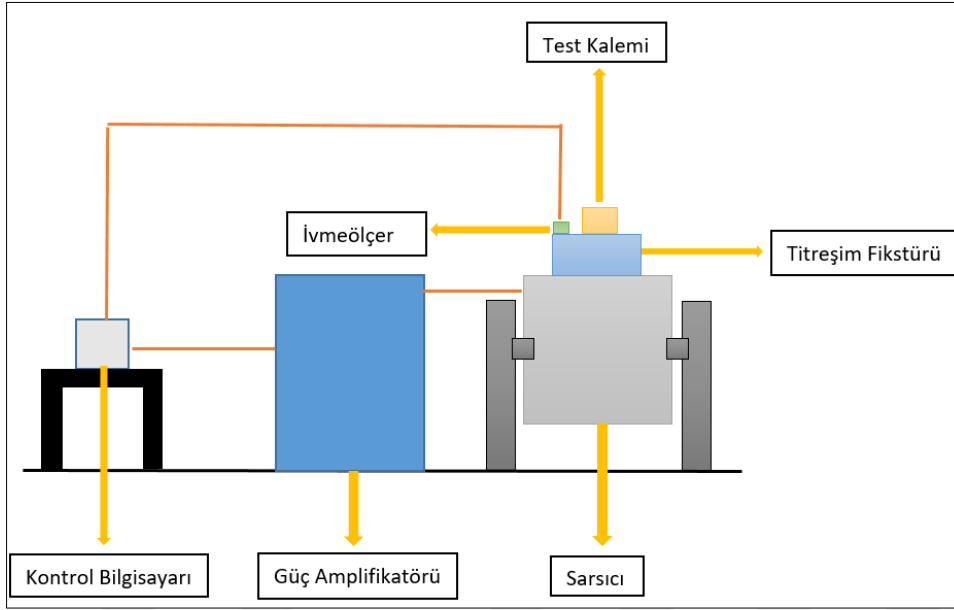
Modal analiz ya da modal test, bir yapının doğal frekanslarını, sönümleme oranlarını ve mod şekillerini belirlemek amacıyla gerçekleştirilen temel bir deneysel yöntemdir. Bu süreçte iki önemli fiziksel gözlem dikkate alınır: Birincisi, sistem harici bir kuvvetle uyarıldığında, frekans cevap fonksiyonu üzerinde gözlemlenen keskin tepe noktaları, sistemin rezonansa girdiği doğal frekanslara karşılık gelir. İkincisi ise, frekansın doğal frekans değerini

geçerken sistemin faz cevabında yaklaşık 180° 'lik ani bir değişim meydana gelir; ayrıca rezonans frekansında faz açısı yaklaşık 90° civarındadır. Bu iki özellik, sistemin modal parametrelerinin (mod şekilleri, frekanslar, sönümlleme oranları) belirlenmesinde temel alınır [28].

Bir titreşim ölçüm sisteminin kurulabilmesi için aşağıdaki temel bileşenler gereklidir:

- Titreşim Kaynağı: Sistemin uyarılması için kullanılan cihazdır. Bu çalışmada, geniş frekans aralığında kontrollü titreşim sağlayabilen LDS V850 elektromekanik sarsıcı kullanılmıştır.
- Dönüştürücü: Fiziksel hareketi elektriksel sinyale çevirir. Bu çalışmada, üç eksenli hassas ölçüm kapasitesine sahip PCB marka ivmeölçer kullanılmıştır.
- Sinyal Koşullandırma Amplifikatörü: Dönüştürücüden gelen düşük seviyeli sinyallerin analiz sistemine uygun hale getirilmesi amacıyla ölçeklendirme, filtreleme, yükseltme ve gerekirse analogdan dijitale dönüştürme işlemleri gerçekleştirilir. Bu amaçla, entegre koşullandırma modüllerine sahip DEWESOFT Sirius veri toplama sistemi tercih edilmiştir.
- Veri Toplama ve Analiz Yazılımı: Tüm sensör verilerinin toplanması, frekans cevap fonksiyonlarının oluşturulması ve modal parametrelerin hesaplanması için DEWESOFT yazılımı ile birlikte, ileri analizler için MATLAB kullanılmıştır [28].

Bu donanım ve yazılımlar sayesinde hem modal test sonuçları hem de sayısal analiz sonuçları birbiriyle karşılaştırılabilir şekilde elde edilebilmektedir. Şekil 3.2'de bir titreşim testi kurulumu gösterilmektedir.



Şekil 3.2. Titreşim test kurulumu

Ewins (1985), bir sistemin titreşim analizinin üç temel aşamadan oluştuğunu belirtmiştir. İlk aşamada, sistemin hareket denklemi kurulmalı; bu kapsamda kütle (M), katılık (K) ve sönümleme (C) matrisleri elde edilmelidir. İkinci aşamada, oluşturulan bu diferansiyel denklem kullanılarak serbest titreşim analizi gerçekleştirilir. Bu analiz sonucunda sistemin doğal frekansları, sönüm oranları ve mod şekilleri belirlenir. Üçüncü aşama ise zorlanmış titreşim analizidir; bu adımda sisteme harmonik (sinüzoidal) tahrik uygulanarak sistemin frekans cevabı incelenir. Bu analiz sonucunda frekans cevap fonksiyonları elde edilir ve sistemin çeşitli frekanslardaki dinamik tepkisi anlaşılır hâle gelir. Deneysel çalışmalar sırasında, test edilen yapıya uygulanan sınır koşulları ölçüm sonuçlarını doğrudan etkiler. Genellikle üç farklı sınır koşulu tipi kullanılır: tamamen serbest (free-free), belirli noktalarda katı şekilde ankastrenlenmiş (grounded), veya test numunesinin başka bir yapıya monte edilmesi (fixed-base). Harmonik tahrik uygulaması, sabit genlikli bir sinüs sinyalinin belirli bir frekanstan başka bir frekansa taranması şeklinde gerçekleştirilir ve bu işlem genellikle “frekans taraması” (frequency sweep) olarak adlandırılır. Her bir adım, sistemin dinamik karakteristiğini doğru ve güvenilir şekilde ortaya koymak açısından kritik öneme sahiptir [29].

Çok serbestlik dereceli bir sistemin doğal frekanslarını ve öz vektörlerini (mod şekillerini) belirlemek amacıyla çeşitli yöntemler kullanılmaktadır. Bu yöntemlerden biri olan Dunkerley formülü, bir sistemin yaklaşık doğal frekanslarını hesaplamak için yaygın olarak

tercih edilmektedir. Söz konusu formül, n serbestlik dereceli bir sistemin öz değerlerini tahmin etmek amacıyla kullanılabilir [28].

$$|-[k] + \omega^2[m]| = 0 \quad (3.1)$$

Yukarıdaki formül alternatif olarak aşağıdaki biçimde ifade edilebilir:

$$\left| -\frac{1}{\omega^2}[I] + [a][m] \right| = 0 \quad (3.2)$$

Bir toplu kütle (lumped-mass) sistemi için bu denklem şu şekilde yazılmaktadır:

$$\left| -\frac{1}{\omega^2} \begin{bmatrix} 1 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 1 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \cdots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & 1 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \cdots & a_{1n} \\ a_{21} & a_{22} & \cdots & a_{2n} \\ \vdots & \vdots & \cdots & \vdots \\ a_{n1} & a_{n2} & \cdots & a_{nn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} m_1 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & m_2 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \cdots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & m_n \end{bmatrix} \right| = 0 \quad (3.3)$$

Bu formül düzenlenerek aşağıdaki matris denklemine dönüştürülür:

$$\begin{bmatrix} \left(-\frac{1}{\omega^2} + a_{11}m_1\right) & a_{12}m_2 & \cdots & a_{1n}m_n \\ a_{21}m_1 & \left(-\frac{1}{\omega^2} + a_{22}m_2\right) & \cdots & a_{2n}m_n \\ \vdots & \vdots & \cdots & \vdots \\ a_{n1}m_1 & a_{n2}m_2 & \cdots & \left(-\frac{1}{\omega^2} + a_{nn}m_n\right) \end{bmatrix} = 0 \quad (3.4)$$

Yukarıdaki determinant açıldığında şu genel denklem elde edilir:

$$\begin{aligned} & \left(\frac{1}{\omega^2}\right)^n - (a_{11}m_1 + a_{22}m_2 + \cdots + a_{nn}m_n) \left(\frac{1}{\omega^2}\right)^{n-1} + (a_{11}a_{22}m_1m_2 + a_{11}a_{33}m_1m_3 + \\ & \cdots + a_{n-1,n-1}a_{nn}m_{n-1}m_n - a_{12}a_{21}m_1m_2 - \cdots - a_{n-1,n}a_{n,n-1}m_{n-1}m_n) \left(\frac{1}{\omega^2}\right)^{n-2} - \cdots = \\ & 0 \end{aligned} \quad (3.5)$$

Elde edilen bu ifade, $(1/\omega^2)$ değişkenine göre n-inci dereceden bir polinom denklemdir.

Denklem kökleri aşağıdaki gibi gösterilebilir:

$$\left(\frac{1}{\omega^2} - \frac{1}{\omega_1^2}\right) \left(\frac{1}{\omega^2} - \frac{1}{\omega_2^2}\right) \cdots \left(\frac{1}{\omega^2} - \frac{1}{\omega_n^2}\right) = \left(\frac{1}{\omega^2}\right)^n - \left(\frac{1}{\omega_1^2} + \frac{1}{\omega_2^2} + \cdots + \frac{1}{\omega_n^2}\right) \left(\frac{1}{\omega^2}\right)^{n-1} - \cdots = 0$$

$$(3.6)$$

Eş. 3.5 ve Eş. 3.6 içerisindeki $(1/\omega^2)^{n-1}$ katsayısı eşitlenirse, aşağıdaki sonuç elde edilir:

$$\frac{1}{\omega_1^2} + \frac{1}{\omega_2^2} + \dots + \frac{1}{\omega_n^2} = a_{11}m_1 + a_{22}m_2 + \dots + a_{nn}m_n \quad (3.7)$$

Eş. 3.7, yaklaşık olarak şu şekilde ifade edilebilir:

$$\frac{1}{\omega_1^2} \approx \frac{1}{\omega_{1n}^2} + \frac{1}{\omega_{2n}^2} + \dots + \frac{1}{\omega_{nn}^2} \quad (3.8)$$

Bir sisteme harmonik bir dış kuvvet uygulandığında, sistemin dinamik cevabı hareket denklemi üzerinden elde edilebilir. Uygulanan dış kuvvetin zamana bağlı ifadesi $F(t)=F_0\cos\omega t$ şeklinde tanımlandığında, sistemin hareket denklemi aşağıdaki formu alır [28]:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0\cos\omega t \quad (3.9)$$

Bu diferansiyel denklemin özel çözümünün de harmonik olması beklendiğinden, çözüm için aşağıdaki biçimde bir tahminde bulunulur:

$$x_p(t) = X\cos(\omega t - \phi) \quad (3.10)$$

Burada X sistemin cevabının genliğini, ϕ ise faz açısını ifade etmektedir. Bu özel çözüm Eş. 3.10, hareket denklemi olan Eş. 3.9 içerisinde yerine yazıldığında şu ifadeye ulaşılır:

$$X[(k - m\omega^2)\cos(\omega t - \phi) - c\omega\sin(\omega t - \phi)] = F_0\cos\omega t \quad (3.11)$$

Bu ifadeden yararlanarak trigonometrik özdeşlikler kullanıldığında aşağıdaki iki denklem elde edilir:

$$X(k - m\omega^2)\cos\phi + c\omega\sin(\phi) = F_0 \quad (3.12)$$

$$X(k - m\omega^2)\sin\phi + c\omega\cos(\phi) = 0 \quad (3.13)$$

Yukarıdaki iki denklem birlikte çözüldüğünde, sistemin cevap genliği X ve faz açısı $\emptyset$ aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$X = \frac{F_0}{[(k-m\omega^2)^2 + c^2\omega^2]^{1/2}} \quad (3.14)$$

$$\emptyset = \tan^{-1}\left(\frac{c\omega}{k-m\omega^2}\right) \quad (3.15)$$

Bu ifadeler, sistemin harmonik uyarı altındaki genlik ve faz cevabını açık biçimde tanımlar. Bu noktada, sistemin statik deformasyonu δ_{st} tanımlanarak, genlik oranı aşağıdaki şekilde normalize edilebilir:

$$\frac{X}{\delta_{st}} = \frac{1}{\left\{ \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \right]^2 + \left[2\zeta \frac{\omega}{\omega_n} \right]^2 \right\}^{1/2}} = \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (3.16)$$

$$\emptyset = \tan^{-1} \left\{ \frac{2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2} \right\} = \tan^{-1} \left(\frac{2\zeta r}{1-r^2} \right) \quad (3.17)$$

Bu ifadelerde r frekans oranını, ζ sönüm oranını ve δ_{st} ise sistemin statik deformasyonunu temsil etmektedir. Elde edilen bu denklemler yardımıyla, sistemin harmonik yük altındaki genlik cevabı ve faz açıları analitik olarak hesaplanabilir.

3.5. Veri Toplama ve Veri İşleme

Veri toplama ve işleme süreci, deneysel çalışmaların doğruluğunu doğrudan etkileyen kritik bir aşamadır. Bu süreç genel olarak dört temel adımda ele alınmaktadır: veri toplama, veri dönüşümü, veri yeterliliği ve veri analizi. İlk aşamada veri toplamada kullanılan dönüştürücü, fiziksel bir büyüklüğü elektriksel bir sinyale çevirerek ölçülebilir hale getirir. Bu sinyal daha sonra bir sinyal koşullandırıcı aracılığıyla voltaj sinyaline dönüştürülür ve genliği, frekans içeriği gibi özelliklerle analiz için uygun hale getirilir [30].

Veri iletimi, sistemin kurulumuna bağlı olarak kablolu veya kablosuz olarak gerçekleştirilebilir. Verinin dijital ortama aktarılması ise analog-sayısal dönüştürücüler

yardımıyla yapılır. Bu işlemde sürekli analog sinyaller, belirli örnekleme frekanslarıyla alınarak, ayırık zamanlı dijital sinyallere dönüştürülür. Örnekleme işlemi genellikle eşit zaman aralıklarında gerçekleştirilir ve örnekleme frekansı, sinyalin doğru bir şekilde yeniden oluşturulabilmesi açısından büyük önem taşır [30].

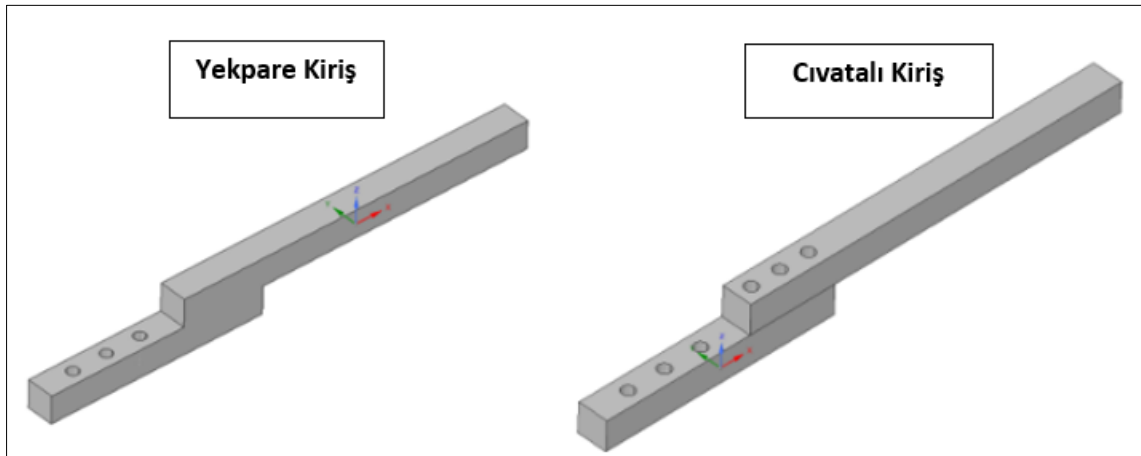
Minimum örnekleme frekansı, $N = 2BT$ formülüyle ifade edilen Shannon-Nyquist kriterine göre belirlenir. Burada B sinyalin bant genişliğini, T ise veri kaydının süresini ifade etmektedir. Yetersiz örnekleme, örtüşme (aliasing) gibi hatalara yol açarak sistemin frekans içeriğini bozar ve analiz doğruluğunu azaltır. Bu nedenle, doğru dönüştürme, uygun örnekleme oranı ve yeterli çözünürlük, deneysel verilerin güvenilirliğini sağlamak açısından son derece önemlidir [30].

4. DİNAMİK KARAKTERİZASYON

Bu bölümde, yekpare ve cıvata bağlantılı iki adet kiriş ile yine benzer bağlantı yapılarına sahip iki adet L tipi titreşim fikstürünün dinamik davranışları karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Çalışmanın ilk aşamasında, doğrusal geometriye sahip kiriş numuneleri üzerinde modal analiz ve frekans cevap fonksiyonu analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu analizler, yapısal bağlantı tipinin doğal frekanslar, mod şekilleri ve iletilebilirlik üzerindeki etkilerini daha yalın bir geometri üzerinden anlamaya yönelik ön değerlendirme niteliğindedir. Sayısal analizler, ANSYS 2024 R2 sonlu elemanlar yazılımı kullanılarak yürütülmüş ve sonuçların L tipi daha karmaşık fikstür yapılarına aktarılabilirliği değerlendirilmiştir. Kirişler üzerinde elde edilen bu ilk bulgular, L yapılı fikstürlerin hem tasarım hem de test stratejileri için temel referans olarak kullanılmıştır.

4.1. Kirişlerin Dinamik Karakterizasyonu

Frekans cevap analizleri kapsamında, kirişlerin arayüz bölgelerine 1 g (9807 mm/s^2) genliğinde harmonik yük uygulanmıştır. Analizler için frekans aralığı 5 Hz ile 2000 Hz arasında seçilmiştir. Birinci kiriş yekpare yapı olarak modellenirken, ikinci kiriş cıvatalı bağlantılara sahip olacak şekilde modellenmiştir. Kiriş konfigürasyonlarına ait tasarım görselleri Şekil 4.1’de sunulmaktadır.



Şekil 4.1. Kiriş konfigürasyonları

Modellerde 20 x 20 x 160 mm ve 20 x 20 x 260 mm boyutlarında kirişler kullanılmıştır. Kiriş malzemesi alüminyum alaşım olarak belirlenmiştir. Malzeme özellikleri Çizelge 4.1’de yer almaktadır.

Çizelge 4.1. Alüminyum alaşım malzeme özellikleri

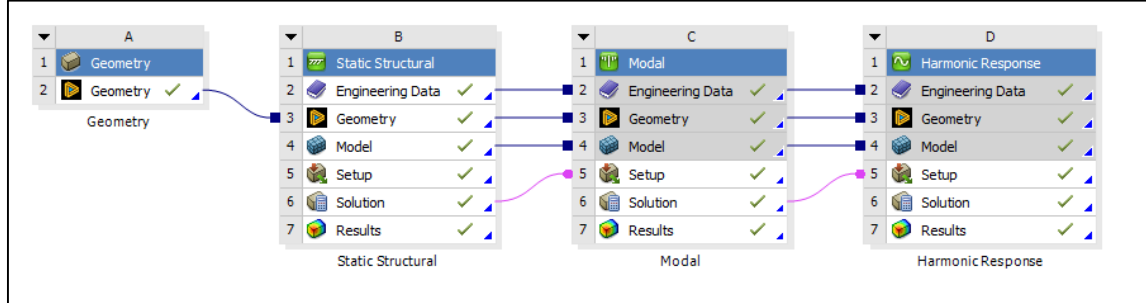
Mekanik özellikler	Alüminyum alaşım
Yoğunluk (kg / mm ³)	2770
Young modülü (MPa)	71 000
Poisson oranı	0,33
Hacim modülü (MPa)	69 608
Kayma modülü (MPa)	26 692
Akma dayanımı (MPa)	280
Maksimum çekme dayanımı (MPa)	310

Cıvatalı kiriş analiz modelinde kirişlerin arasında sürtünme teması (frictional contact) oluşturulmuştur. Sürtünme kat sayısı 1,05 olarak belirlenmiştir [31]. Cıvatalar yazılımda yer alan kiriş bağlantısı (beam connection) ile modellenmiştir. İki kiriş modeli için de sınır koşulları delik ara yüzleri kısıtlanarak (fixed support) oluşturulmuştur. Ayrıca kirişlerin sönümleme oranları 0,02 olarak belirlenmiştir. Bu değer testlerde elde edilen sönümleme oranlarından elde edilen ortalama değerdir. Bağlantı elemanı olarak M8 cıvatalar kullanılmış ve modele cıvata ön gerilmesi uygulanmıştır. Bu uygulama kapsamında, üç farklı tork değeri ve bu değerlere karşılık gelen eksenel kuvvetler dikkate alınmıştır [32]: 20,41 Nm (17 894,2 N), 28,70 Nm (25 163,7 N) ve 34,44 Nm (30 196,5 N). Cıvatalı kiriş modeli için iki farklı bağlantı konfigürasyonu tanımlanmıştır: bir adet cıvatalı bağlantı ve üç adet cıvatalı bağlantı. Uygulanan analizler ve konfigürasyonlara ait özet bilgiler Çizelge 4.2’de sunulmaktadır.

Çizelge 4.2. Kirişlerin analiz akışı

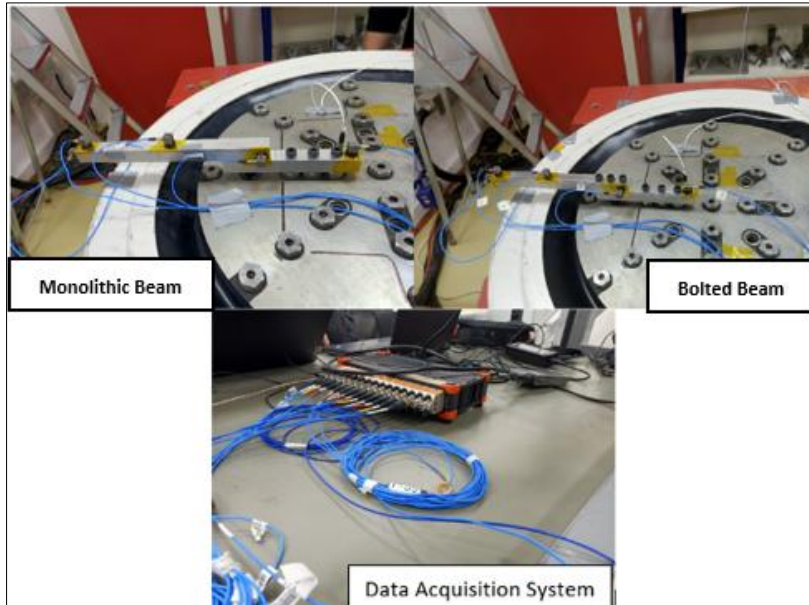
Konfigürasyon	Analiz
Orijinal Kiriş	- Modal analiz - Frekans cevap analizi
1 cıvatalı kiriş (17 894,2 N ön gerilme)	- Ön gerilmeli statik analiz - Modal analiz - Frekans cevap analizi
1 cıvatalı kiriş (25 163,7 N ön gerilme)	
1 cıvatalı kiriş (30 196,5 N ön gerilme)	
3 cıvatalı kiriş (17 894,2 N ön gerilme)	
3 cıvatalı kiriş (25 163,7 N ön gerilme)	
3 cıvatalı kiriş (30 196,5 N ön gerilme)	

Analiz akışının ANSYS 2024 R2 yazılımında oluşturulan süreç diyagramı aşağıda sunulmaktadır.



Şekil 4.2. Analiz süreç diyagramı

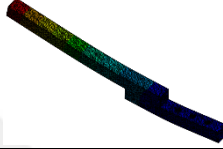
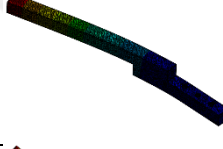
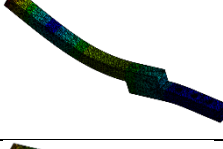
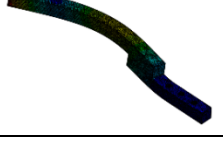
Analiz sonuçlarının doğrulanabilmesi amacıyla, aynı kirişler üzerinde modal testler ve 1 g genliğinde sinüs tarama testi (5–2000 Hz frekans aralığında) gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmalar, LDS V850 model sarsıcı ve kayar tabla sistemi kullanılarak yürütülmüştür. Veri toplama işlemleri için DEWESOFT SIRIUS veri toplama sistemi kullanılmış, ivme ölçümleri ise PCB 35B21 model üç eksenli ivmeölçer ile yapılmıştır. Kullanılan veri toplama sistemi ve kiriş konfigürasyonlarına ait görseller Resim 4.1’de gösterilmektedir.



Resim 4.1. Veri toplama sistemi ve kiriş konfigürasyonları, sol üst (yekpare kiriş), sağ üst (cıvatalı kiriş), alt (veri toplama sistemi) [33]

Her bir konfigürasyon için frekans cevapları, modal testler ve sonlu eleman analizleri karşılaştırılmıştır. Doğal frekanslar ve mod şekilleri hem modal testlerden hem de sayısal analizlerden elde edilmiştir. Karşılaştırmaya ilk olarak yekpare kiriş üzerinden başlanmıştır. Çizelge 4.3'te görüldüğü üzere, test ve analiz sonuçlarından elde edilen mod şekilleri büyük ölçüde örtüşmektedir. İlk iki modun sırasıyla Y ve Z doğrultularında gerçekleştiği ve bu durumun beklenen davranışla uyumlu olduğu görülmektedir. Son iki mod ise dönme yönlü modlar olarak belirlenmiştir. Test ve analiz sonuçları arasındaki hata farkı, %4'ün altında kalmaktadır.

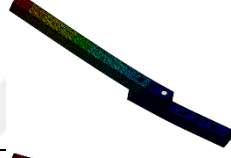
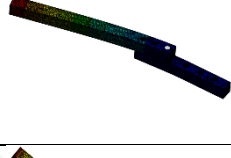
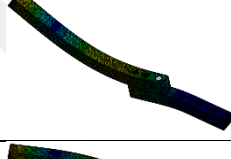
Çizelge 4.3. Yekpare kirişin modal sonuçları [33]

Konfigürasyon	Mod	Doğal Frekans (Hz) (Test)	Doğal Frekans (Hz) (Analiz)	Hata Oranı (%)	Modal Test	Modal Analiz
Yekpare kiriş	1	212,6	206,85	2,8		
	2	210,1	210,31	0,1		
	3	1027	1039,4	1,2		
	4	1093	1133,9	3,6		

İkinci olarak, cıvatalı kiriş modeli hem test hem de analiz sonuçları açısından karşılaştırılmıştır. Yalnızca tek bir cıvata ile oluşturulan bağlantıda, yekpare kiriş ile cıvatalı kiriş arasında belirgin bir fark gözlemlenmiştir. Çizelge 4.4'te görüldüğü üzere, tek cıvata kullanılan ve 17 894,2 N ön gerilmeye sahip cıvatalı kirişin ilk iki doğal frekansı, orijinal yekpare kirişe göre daha düşük çıkmıştır. Bu farklılığın temel nedeni, bağlantı sayısının yetersiz olmasıdır. Yetersiz bağlantı, yapının genel katılığını düşürmekte ve bu durum doğal frekanslarda azalmaya yol açmaktadır.

Bu sonuç, bağlantı kalitesinin ve bağlantı adedinin, yapısal titreşim davranışı üzerindeki belirleyici etkisini ortaya koymaktadır. Farklı tork seviyeleri ve bağlantı konfigürasyonlarıyla elde edilen diğer karşılaştırmalı sonuçlar da ilerleyen tablolarla detaylı şekilde sunulmuştur.

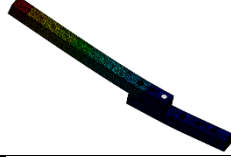
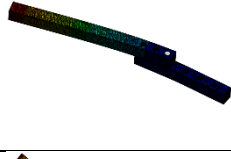
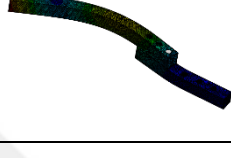
Çizelge 4.4. 1 Cıvatalı kirişin modal sonuçları (17 894,2 N ön gerilme) [33]

Konfigürasyon	Mod	Doğal Frekans (Hz) (Test)	Doğal Frekans (Hz) (Analiz)	Hata Oranı (%)	Modal Test	Modal Analiz
1 cıvatalı kiriş (17 894,2 N ön gerilme)	1	169,4	170,26	0,5		
	2	181,9	173,94	4,6		
	3	1015	1009,7	0,5		
	4	1099	1115,2	1,5		

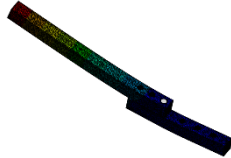
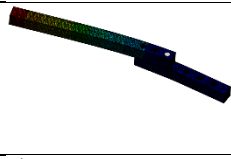
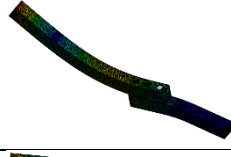
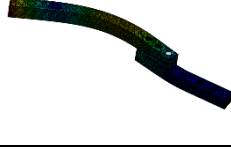
Çizelge 4.5 ve Çizelge 4.6’da görüldüğü üzere, cıvata ön gerilmesinin artırılması, kirişin doğal frekansları üzerinde anlamlı bir değişime neden olmamaktadır. Bu gözlem, hem sayısal analiz sonuçlarında hem de deneysel modal testlerde tutarlılık göstermektedir. Farklı tork seviyeleriyle uygulanan ön gerilmeler karşılaştırıldığında, bağlantı katılığında küçük değişiklikler oluşsa da, bu durum global modlar üzerinde belirgin bir frekans değişimi yaratmamıştır.

Bu bulgu, yapının dinamik davranışının belirlenmesinde bağlantı adedinin ön gerilme miktarına kıyasla daha kritik bir parametre olduğunu ortaya koymaktadır. Elde edilen veriler, fişstür tasarımında bağlantı optimizasyonunun yalnızca tork değerine değil, bağlantı geometrisine ve sayısına da bağlı olması gerektiğini göstermektedir.

Çizelge 4.5. 1 Cıvatalı kirişin modal sonuçları (25 163,7 N ön gerilme) [33]

Konfigürasyon	Mod	Doğal Frekans (Hz) (Test)	Doğal Frekans (Hz) (Analiz)	Hata Oranı (%)	Modal Test	Modal Analiz
1 cıvatalı kiriş (25 163,7 N ön gerilme)	1	169,8	170,54	0,4		
	2	182,8	176,23	3,7		
	3	1014	1010,6	0,3		
	4	1100	1117,2	1,5		

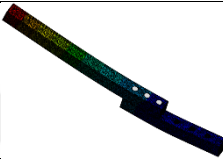
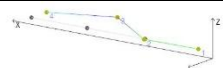
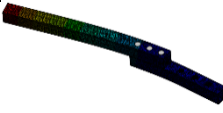
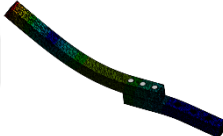
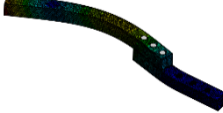
Çizelge 4.6. 1 Cıvatalı kirişin modal sonuçları (30 196,5 N ön gerilme) [33]

Konfigürasyon	Mod	Doğal Frekans (Hz) (Test)	Doğal Frekans (Hz) (Analiz)	Hata Oranı (%)	Modal Test	Modal Analiz
1 cıvatalı kiriş (30 196,5 N ön gerilme)	1	168,6	170,7	1,2		
	2	182,8	177,6	2,9		
	3	1015	1011	0,4		
	4	1101	1118,5	1,6		

Çizelge 4,7’de görüldüğü üzere, cıvatalı kirişte üç adet cıvata kullanıldığında elde edilen ilk iki doğal frekans, yekpare kiriş ile neredeyse aynı seviyelerdedir. Bu durum, bağlantı

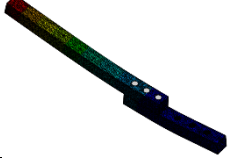
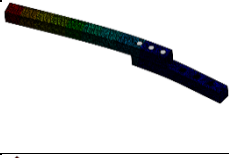
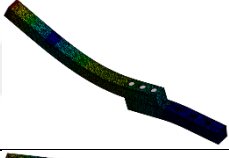
adedinin artırılmasıyla birlikte yapının katılığının yeterli seviyeye ulaştığını ve dinamik karakteristiklerin yekpare yapı ile benzer hâle geldiğini göstermektedir. Tek cıvata kullanılan konfigürasyonda gözlemlenen yetersiz bağlantı sorunu, üç cıvatalı yapı için geçerli değildir.

Çizelge 4.7. 3 Cıvatalı kirişin modal sonuçları (17 894,2 N ön gerilme) [33]

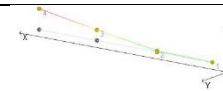
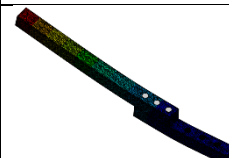
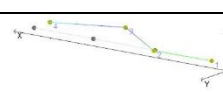
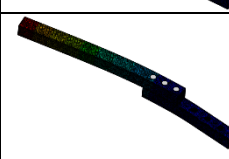
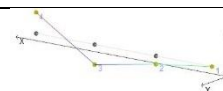
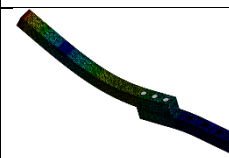
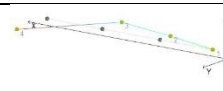
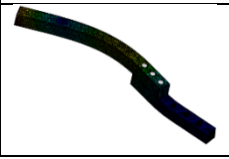
Konfigürasyon	Mod	Doğal Frekans (Hz) (Test)	Doğal Frekans (Hz) (Analiz)	Hata Oranı (%)	Modal Test	Modal Analiz
3 cıvatalı kiriş (17 894,2 N ön gerilme)	1	204,2	194,46	5		
	2	201,2	200,28	0,5		
	3	994,2	995,12	0,1		
	4	1073	1085,3	1,1		

Çizelge 4.8 ve Çizelge 4.9’da görüldüğü üzere, cıvatalara uygulanan ön gerilme (sıkma torku) artırıldığında, kirişin doğal frekanslarında anlamlı bir değişiklik meydana gelmemektedir. Cıvataların işlevselliğini ve bağlantının mekanik bütünlüğünü sağlamak açısından sıkma işlemi elbette kritik öneme sahiptir. Ancak bu çalışma, farklı ön gerilme değerleri arasında dinamik tepkiler açısından kayda değer bir fark oluşmadığını ortaya koymaktadır.

Çizelge 4.8. 3 Cıvatalı kirişin modal sonuçları (25 163,7 N ön gerilme) [33]

Konfigürasyon	Mod	Doğal Frekans (Hz) (Test)	Doğal Frekans (Hz) (Analiz)	Hata Oranı (%)	Modal Test	Modal Analiz
3 cıvatalı kiriş (25 163,7 N ön gerilme)	1	204,8	195,86	4,6		
	2	201,6	202,24	0,3		
	3	994,9	996,75	0,2		
	4	1074	1088,1	1,3		

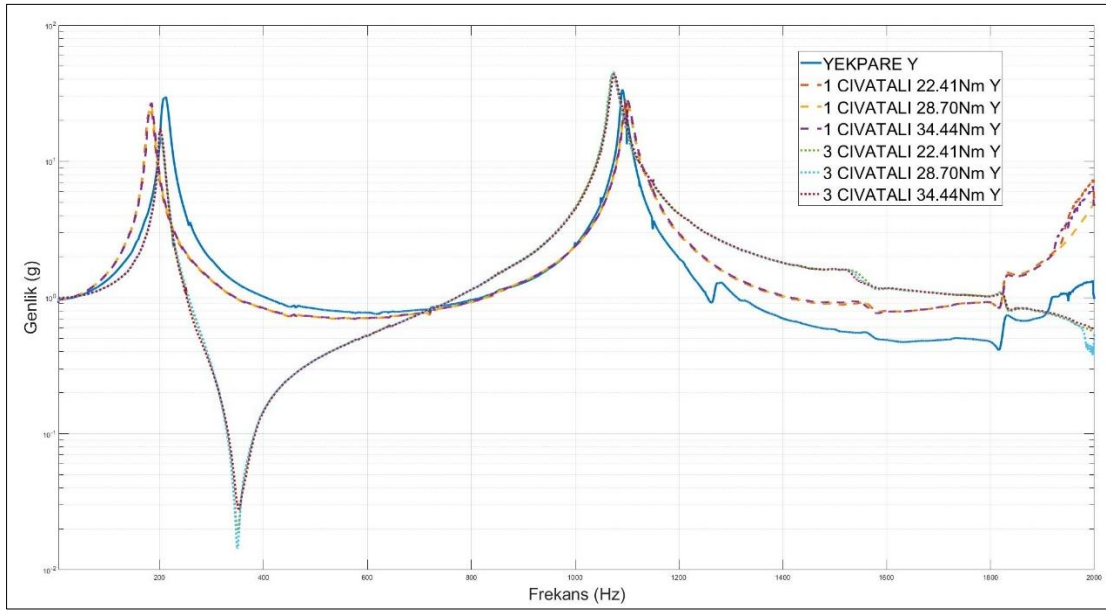
Çizelge 4.9. 3 Cıvatalı kirişin modal sonuçları (30 196,5 N ön gerilme) [33]

Konfigürasyon	Mod	Doğal Frekans (Hz) (Test)	Doğal Frekans (Hz) (Analiz)	Hata Oranı (%)	Modal Test	Modal Analiz
3 cıvatalı kiriş (30 196,5 N ön gerilme)	1	205,4	196,57	4,5		
	2	204,2	203,24	0,5		
	3	995,6	997,63	0,2		
	4	1076	1089,5	1,2		

Belirgin mod şekilleri nedeniyle, kirişlerin frekans cevap analizleri ve sinüs tarama testleri yalnızca Y ve Z yönlerinde gerçekleştirilmiştir. Hem analizlerde hem de deneylerde tepki ölçüm noktası, kirişlerin serbest ucu olarak belirlenmiştir.

Kirişlerin Y yönündeki test sonuçlarına göre, tüm konfigürasyonların transfer fonksiyonlarında benzer tepe genlikleri gözlemlenmiştir. Ancak, üç cıvatalı kirişin transfer fonksiyonunda, ilk tepe noktasından sonra yekpare kirişe ve tek cıvatalı kirişe göre daha belirgin bir sönümlenme davranışı meydana gelmiştir. Bu durum, üç cıvatalı konfigürasyonun daha katı ve kararlı bir bağlantı sağlamasından kaynaklanmaktadır. Bu yapı, titreşim enerjisinin daha hızlı sönümlenmesine imkân tanımakta ve dolayısıyla sistemin dinamik cevabını daha kontrollü hâle getirmektedir.

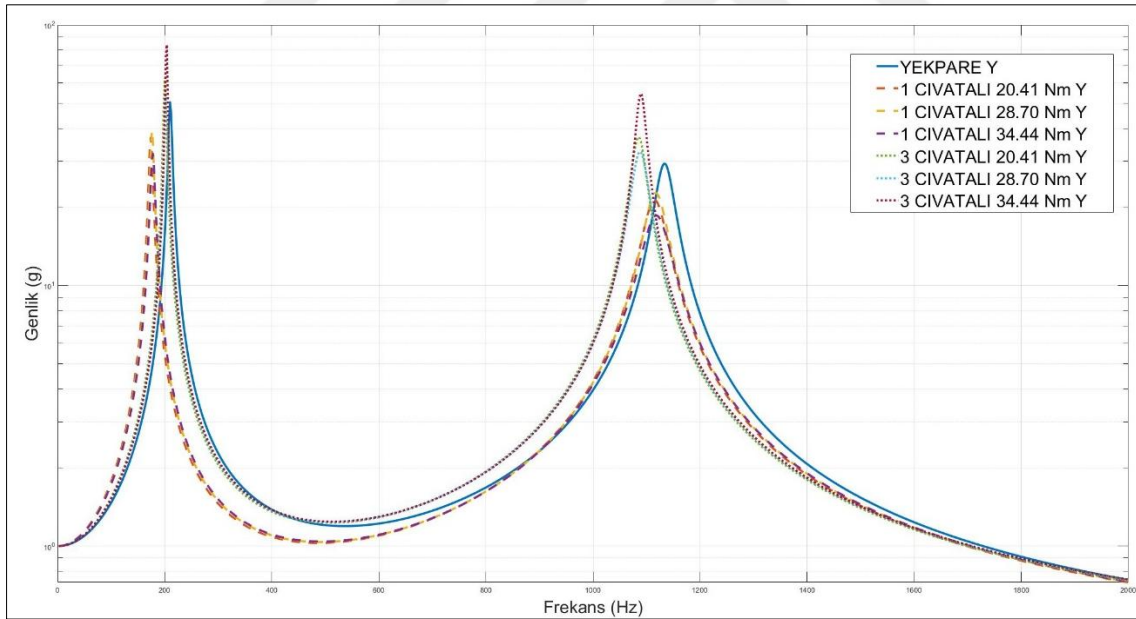
Buna karşın, yüksek frekans bölgelerinde, tek cıvatalı kirişin transfer fonksiyonunda, hem orijinal yekpare kirişe hem de üç cıvatalı konfigürasyona kıyasla daha yüksek tepe noktası gözlemlenmiştir. Bu durum, bağlantının gevşekliğine ve sınırlı katılığa bağlanabilir. Tek cıvatalı kiriş, yüksek frekanslarda gevşemeye daha yatkın olduğundan, bu gevşeme titreşim genliklerinin artmasına ve yapı içinde kararsız temas noktalarının oluşmasına neden olmaktadır.



Şekil 4.3. Y yönünde yapılan testin transfer fonksiyonu [33]

Tek cıvatalı kirişin birinci doğal frekansındaki farklılık, yalnızca bir bağlantı noktasının yapıya yeterli katılık kazandırıp-kazandıramamasından kaynaklanmaktadır. Bu durum, kirişin dinamik davranışını tam anlamıyla sınırlandıramamakta ve sonuç olarak, birinci doğal frekansın yekpare kirişe kıyasla kaymasına neden olmaktadır. Diğer yandan, tek cıvatalı kirişin ikinci doğal frekansı, bağlantı katılığından daha az etkilenmesi nedeniyle, yekpare kirişle daha yakın bir değer göstermektedir. Bu, genellikle daha yüksek modların bağlantı bölgesinden daha az etkilenmesiyle açıklanabilir.

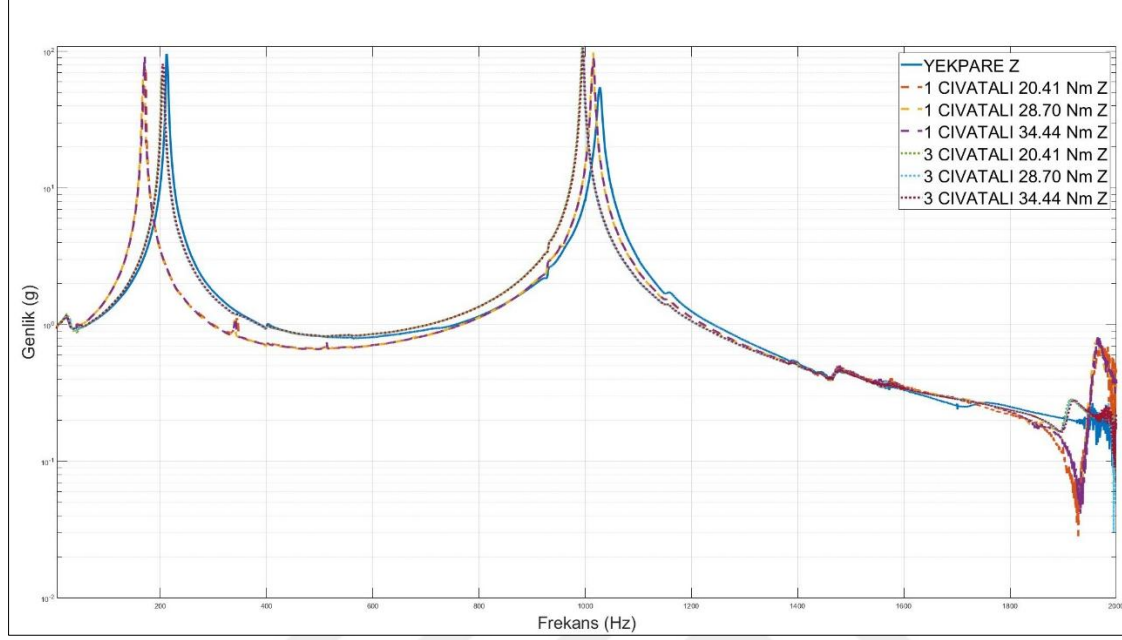
Üç cıvatalı kirişin birinci doğal frekansı, ek bağlantı noktalarının sağladığı artan katılık sayesinde yekpare kirişe yakın çıkmaktadır. Bu durum, birinci modun daha kararlı hale gelmesini ve frekans olarak yekpare yapı ile benzerlik göstermesini sağlamaktadır. Ancak ikinci modun frekansı, üç cıvatalı yapı için daha fazla sapma göstermektedir. Bunun nedeni, eklenen bağlantı noktalarının özellikle daha yüksek modlarda titreşim davranışı üzerinde daha belirgin etkiler oluşturması olabilir.



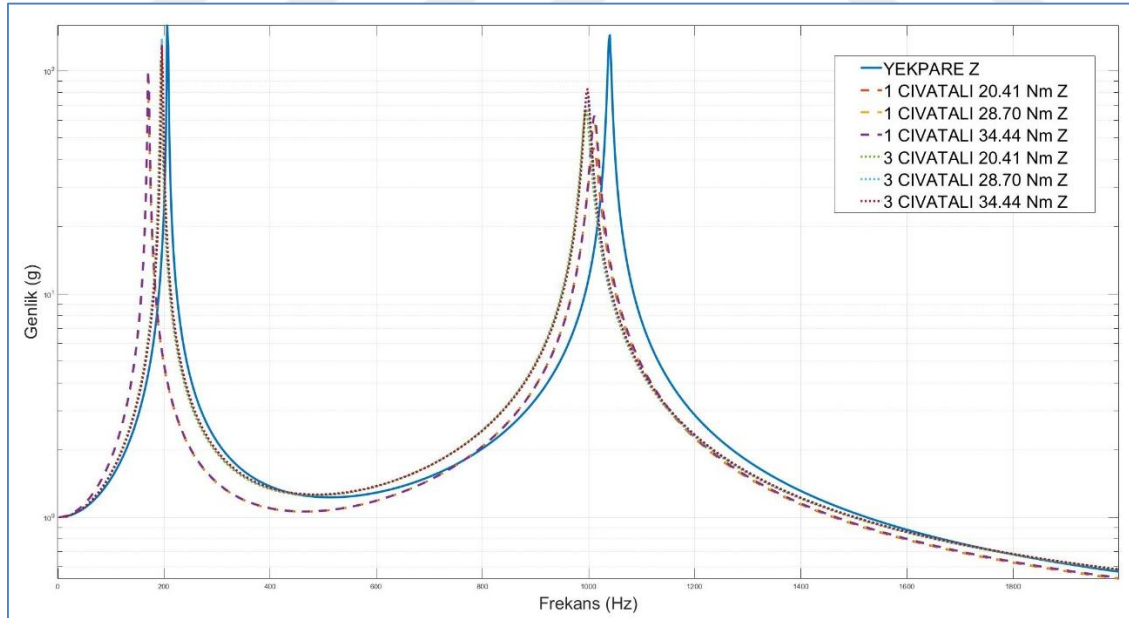
Şekil 4.4. Y yönünde yapılan analizin transfer fonksiyonu [33]

Z yönündeki testlerde, yüksek frekans aralığında, tek cıvatalı kirişin transfer fonksiyonu, hem yekpare kirişe hem de üç cıvatalı kirişe kıyasla daha yüksek tepe noktası göstermektedir. Bu durum, tek cıvatalı bağlantıdaki gevşeklik ile açıklanabilir. Yüksek frekanslarda, tek cıvatalı yapı bağlantı stabilitesini korumakta zorlanmakta, bu da sistemin katılığını azaltmakta ve temas noktalarında kararsızlık yaratmaktadır. Sonuç olarak, yapıya

iletilen titreşim enerjisi daha az sönümlenmekte ve genlik büyümeleri daha belirgin hale gelmektedir.



Şekil 4.5. Z yönünde yapılan testin transfer fonksiyonu [33]



Şekil 4.6. Z yönünde yapılan analizin transfer fonksiyonu [33]

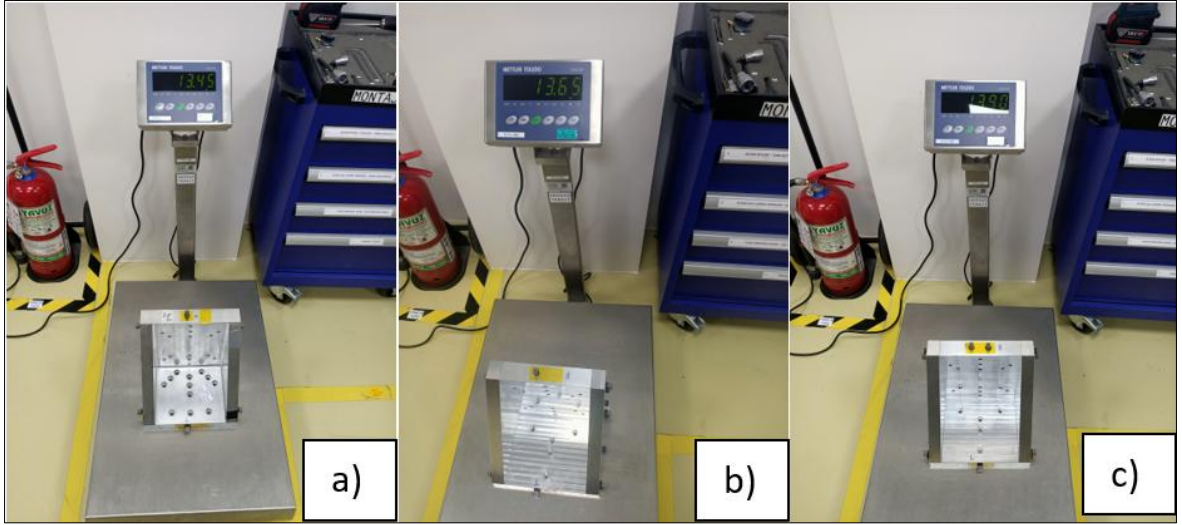
4.2. L Tipi Titreşim Fikstürünün Dinamik Karakterizasyonu

L tipi titreşim fikstürleri, hem literatürde hem de endüstride yaygın olarak kullanılan fikstür tiplerindendir. Tek eksenli titreşim sarsıcılarının yaygın kullanımı nedeniyle, test edilecek yapıların dikey yönde bağlanması gerekliliği L tipi fikstürleri önemli hale getirmektedir. Bu bölümde, iki farklı L tipi titreşim fikstürünün dinamik karakterizasyonu teorik ve deneysel yöntemlerle incelenmiştir.

Bu kapsamda ilk olarak, yekpare bir şekilde, alüminyum bir kütükten talaşlı imalat yöntemiyle L tipi fikstür üretilmiştir. Fikstürün boyutları $200 \times 268 \times 250$ mm olarak belirlenmiştir. Kullanılan malzeme bir alüminyum alaşımı olup, ilgili mekanik özellikler Çizelge 4.1’de sunulmaktadır.

Yekpare fikstür tasarımının ardından, aynı geometrik forma sahip ancak modüler bir yapıda olan cıvatalı bir fikstür tasarlanarak imal edilmiştir. Bu yapı, yekpare fikstürün cıvatalı versiyonu olarak değerlendirilmiş ve farklı bağlantı kombinasyonlarını test edebilmek amacıyla toplam 25 cıvata deliği içerecek şekilde tasarlanmıştır. Deneysel çalışmalarda, tüm cıvataların takılı olduğu ve belirli cıvataların eksik olduğu çeşitli kombinasyonlar oluşturularak dinamik davranış üzerindeki etkileri analiz edilmiştir.

Aşağıda sunulan resimde, her üç konfigürasyonun (yekpare, tam cıvatalı ve eksik cıvatalı) kütle farkları gösterilmektedir. Yekpare yapı, yapısal bütünlüğü ve cıvata gibi ilave bağlantı elemanları içermemesi nedeniyle en düşük kütleye sahiptir. Buna karşılık, cıvatalı fikstür yapısı, kullanılan bağlantı elemanlarının etkisiyle daha yüksek toplam kütleye sahiptir.



Resim 4.2. a) Yekpare titreşim fikstürü kütlesi (13,45 kg), b) Cıvatalı titreşim fikstürü kütlesi_1 (13,65 kg), c) Cıvatalı titreşim fikstürü kütlesi_2 (13,90 kg)

Cıvatalı fikstür analiz modelinde, fikstür parçaları arasındaki temas bölgelerinde sürtünmeli temas oluşturulmuştur. Sürtünme kat sayısı, kiriş modellerinde olduğu gibi 1,05 olarak belirlenmiştir [31]. Cıvatalar sonlu elemanlar yazılımında yer alan kiriş bağlantısı elemanı kullanılarak modellenmiştir. Her iki modelde de sınır koşulları, cıvata deliklerinin yer aldığı ara yüzlerde sabit mesnet olarak tanımlanmıştır.

Fikstürün sönüm oranı 0,06 olarak belirlenmiştir. Bu değer, deneysel testlerden elde edilen sönümleme oranlarının ortalamasına karşılık gelmektedir. Bağlantı elemanı olarak M8 cıvatalar kullanılmış ve analiz modeline ön gerilme kuvveti uygulanmıştır. Bu kapsamda, iki farklı tork değeri ve bunlara karşılık gelen eksenel kuvvetler dikkate alınmıştır [32]: 20,41 Nm (17 894,2 N) ve 28,70 Nm (25 163,7 N).

Cıvatalı kiriş modeli için iki farklı bağlantı konfigürasyonu tanımlanmıştır: Yirmi beş adet cıvatalı bağlantı ve on üç adet cıvatalı bağlantı.

Uygulanan analizler ve bağlantı konfigürasyonlarına ait özet bilgiler Çizelge 4.10'da sunulmaktadır.

Çizelge 4.10. Fikstürlerin analiz akışı-1

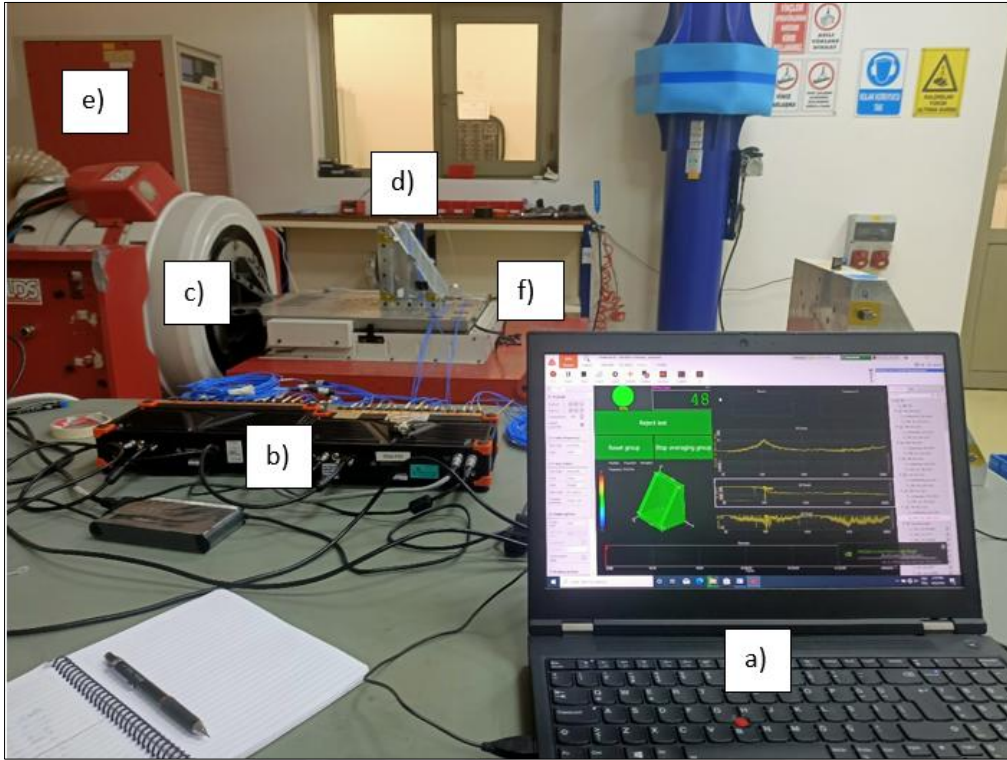
Konfigürasyon	Analiz
Yekpare Fikstür	- Modal analiz - Frekans cevap analizi
25 Cıvatalı Fikstür (17 894,2 N ön gerilme)	- Ön gerilmeli statik analiz
25 Cıvatalı Fikstür (25 163,7 N ön gerilme)	- Modal analiz
13 Cıvatalı Fikstür (17 894,2 N ön gerilme)	- Frekans cevap analizi
13 Cıvatalı Fikstür (25 163,7 N ön gerilme)	

Analiz sonuçlarının doğrulanabilmesi amacıyla, aynı fikstür yapıları üzerinde modal testler ve 1 g genliğinde sinüs tarama testleri gerçekleştirilmiştir. Sinüs taramaları 5–2000 Hz frekans aralığında uygulanmıştır. Deneyisel çalışmalar, LDS V850 model sarsıcı ve kayar tabla sistemi kullanılarak yürütülmüştür. Sarsıcı özellikleri Çizelge 4.11’de yer almaktadır.

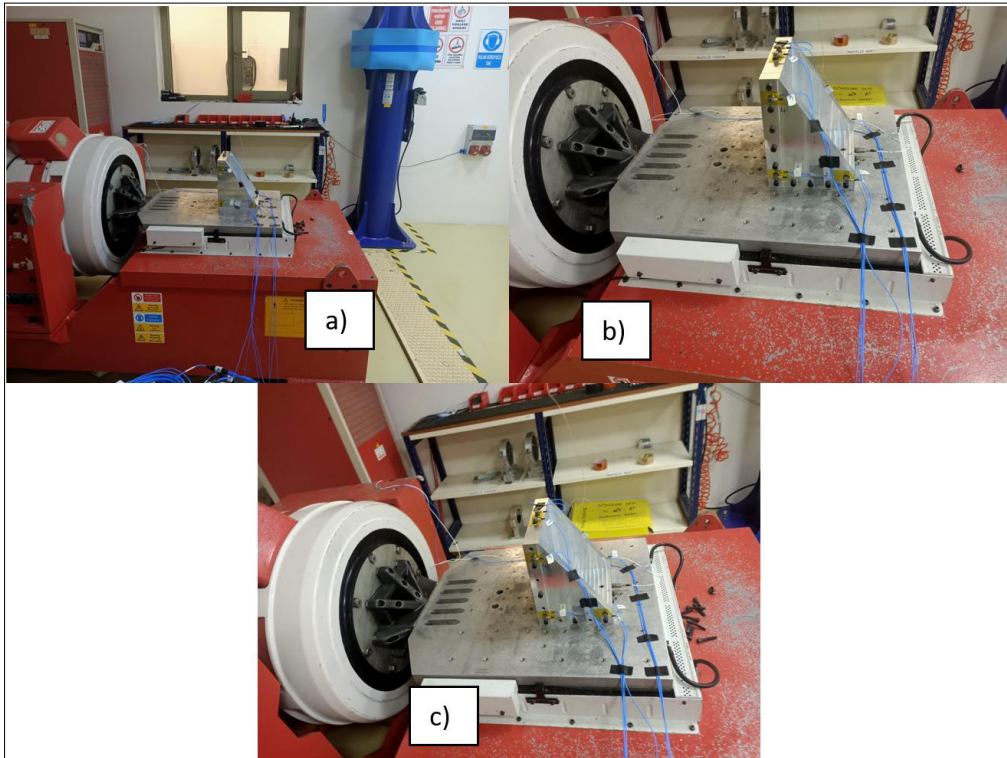
Çizelge 4.11. LDS V850 sarsıcı özellikleri [34]

Özellikler	LDS V850
Armatür Çapı	240 mm
Frekans Aralığı	dc – 2600 Hz
Armatür Rezonansı	2400 Hz
İvme (Sinüs Tepe Noktası)	1225 m/s ²
İvme Gelişigüzel (rms)	588 m/s ²
Hız (Sinüs Tepe Noktası)	2 m/s
Deplasman (Tepe Noktası-Tepe Noktası)	50,8 mm
Maksimum Boyutlar	838 x 1246 x 1094 mm

Veri toplama işlemleri, DEWESOFT SIRIUS veri toplama sistemi ile gerçekleştirilmiş; ivme ölçümlerinde ise PCB 35B21 model üç eksenli ivmeölçer kullanılmıştır. Mod şekillerinin belirlenebilmesi amacıyla toplam yedi adet ivmeölçer farklı noktalara yerleştirilmiştir. Kullanılan veri toplama sistemine ve fikstür konfigürasyonlarına ilişkin görseller Resim 4.3 ve 4.4’te sunulmaktadır.



Resim 4.3. a) Veri toplama bilgisayar, b) DEWESOFT SIRIUS veri toplama sistemi, c) LDS V850 sarsıcı, d) Titreşim fıktürü e) Güç amplifikatörü, f) LDS V850 kayar tabla



Resim 4.4. a) Yekpare titreşim fıktürü test konfigürasyonu, b) Tam cıvatalı titreşim fıktürü test konfigürasyonu, c) Eksik cıvatalı titreşim fıktürü test konfigürasyonu

Yekpare ve cıvatalı L tipi titreşim fikstürlerine ait sayısal ve deneysel modal analiz sonuçları beşinci bölümde tablolar halinde sunulmuştur. Tablolarda, yalnızca x eksenî yönündeki doğrusal mod ile dönme modu karşılaştırılmıştır. Bunun nedeni, testlerde en belirgin titreşim davranışının bu yönlerde gözlemlenmiş olmasıdır. Z eksenî yönündeki modların, oldukça yüksek frekanslarda ortaya çıkması ve sistemin dinamik tepkisi üzerinde sınırlı etkisinin bulunması nedeniyle değerlendirme dışında bırakılmıştır. Y eksenî modları ise görece olarak düşük genlikli ve sistemin baskın titreşim karakterini yansıtmayan modlar olduğundan kapsam dışı tutulmuştur.



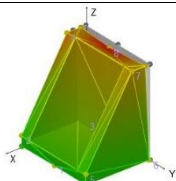
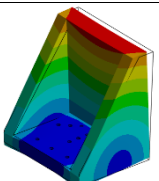
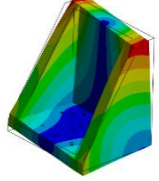
5. BULGULAR VE TARTIŞMA

Yekpare L tipi titreşim fikstürüne ait sayısal ve deneysel modal analiz sonuçları incelendiğinde, her iki yöntemle elde edilen mod frekanslarının birbiriyle oldukça uyumlu olduğu görülmektedir. İlk mod için elde edilen frekans farkı yaklaşık %4,61, ikinci mod için ise %6,75 olarak hesaplanmıştır. Bu farklar, literatürde kabul edilebilir hata sınırları içerisinde yer almaktadır ve sayısal modelin, deneysel durumu yeterli düzeyde temsil ettiğini göstermektedir.

Mod şekilleri karşılaştırıldığında da hem birinci (x eksen yönünde) hem de ikinci mod (dönme yönünde) için benzer davranışlar gözlemlenmiştir. Bu durum, sonlu elemanlar analizinde kullanılan sınır koşullarının ve temas tanımlarının fiziksel durumu doğru şekilde yansıttığını göstermektedir. Özellikle yekpare bir yapı söz konusu olduğundan, montajdan kaynaklı gevşeklik, boşluk veya cıvata etkisi gibi belirsizlikler bulunmadığı için deneysel ve sayısal sonuçların yüksek uyum göstermesi beklenen bir durumdur.

Genel olarak, elde edilen düşük hata oranları ve benzer mod şekilleri, modelleme yaklaşımının doğruluğunu teyit etmekte ve yekpare fikstürün dinamik karakterizasyonunun başarıyla gerçekleştirildiğini göstermektedir.

Çizelge 5.1. Yekpare titreşim fikstürünün modal sonuçları

Konfigürasyon	Mod	Doğal Frekans (Hz) (Test)	Doğal Frekans (Hz) (Analiz)	Hata Oranı (%)	Modal Test	Modal Analiz
Yekpare titreşim fikstürü	1	577,7	604,32	4,61		
	2	1227	1144,2	6,75		

Tam cıvatalı ve cıvatalara 17 894,2 N ön gerilme uygulanmış titreşim fikstürüne ait deneysel ve sayısal modal analiz sonuçları karşılaştırıldığında, elde edilen frekans farklarının oldukça

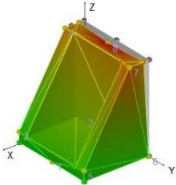
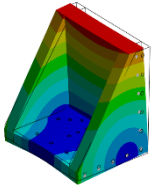
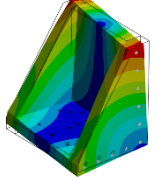
düşük olduğu görülmektedir. İlk mod için hata oranı yaklaşık %1,16, ikinci mod için ise %2,78 olarak hesaplanmıştır. Bu değerler, yapının sonlu elemanlar modelinin deneysel davranışı oldukça iyi temsil ettiğini ve analizdeki temas, cıvata modeli ve sınır koşullarının doğru tanımlandığını göstermektedir.

Mod şekilleri açısından da deneysel ve sayısal sonuçlar tutarlıdır. Hem x eksenindeki eğilme davranışı hem de dönme yönündeki ikinci modda benzer titreşim modları elde edilmiştir. Bu durum, cıvatalı yapıdaki temas yüzeylerinde sürtünmeli davranışın ve cıvata ön gerilmelerinin analize başarılı şekilde yansıtıldığını göstermektedir.

Yekpare ve tam cıvatalı fikstürler karşılaştırıldığında, bazı temel farklar ortaya çıkmaktadır: Doğal frekanslar açısından, cıvatalı fikstürün birinci ve ikinci mod frekansları yekpareye göre daha düşüktür. Bu fark, cıvatalı yapıdaki temas yüzeylerinin, yekpare yapı kadar katı davranmamasından kaynaklanmaktadır. Cıvata bağlantıları ve sürtünme yüzeyleri, sistemin genel katılığını azaltmakta ve bu da doğal frekansların düşmesine neden olmaktadır.

Tam cıvatalı L tipi fikstürde düşük frekanslara rağmen yüksek modelleme doğruluğu elde edilmiştir. Bu durum, uygun cıvata ön gerilmesi uygulandığında, cıvatalı sistemlerin öngörülebilir dinamik davranış sergileyebileceğini göstermektedir. Ancak, katılık açısından yekpare yapının daha avantajlı olduğu açıktır.

Çizelge 5.2. Tam cıvatalı titreşim fikstürünün modal sonuçları (17 894,2 N ön gerilme)

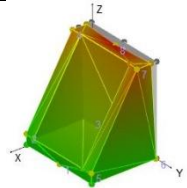
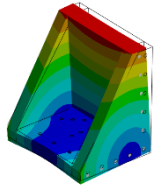
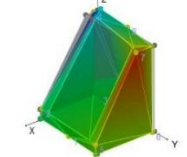
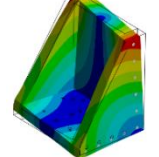
Konfigürasyon	Mod	Doğal Frekans (Hz) (Test)	Doğal Frekans (Hz) (Analiz)	Hata Oranı (%)	Modal Test	Modal Analiz
Tam cıvatalı titreşim fikstürü (17 894,2 N ön gerilme)	1	510	504,08	1,16		
	2	1054	1083,3	2,78		

Cıvatalara yüksek ön gerilme (25 163,7 N) uygulanmış tam cıvatalı L tipi titreşim fikstürü için, sayısal ve deneysel modal analiz sonuçları arasında düşük seviyede farklar gözlemlenmiştir. İlk mod için yaklaşık %1,63, ikinci mod için ise %2,4 hata hesaplanmıştır. Bu değerler, modelin deneysel koşulları iyi temsil ettiğini ve analiz modellemesinin güvenilir olduğunu göstermektedir.

Mod şekilleri bakımından da analiz ve test verileri yüksek uyum göstermiştir. Cıvatalar üzerindeki ön yük artmasına rağmen mod şekillerinin genel karakterinde belirgin bir değişim gözlenmemiştir, bu da bağlantı bölgelerinde kayma veya gevşeme olmadığını göstermektedir.

Cıvatalı L tipi titreşim fikstürlerinde uygulanan ön gerilme değerinin artmasıyla birlikte sistemin doğal frekanslarında sınırlı bir artış gözlemlenmiştir. Ancak bu artış, yekpare yapıya kıyasla önemli düzeyde olmamış, dolayısıyla yekpare fikstür hâlâ en katı ve yüksek frekanslı çözümler sunmuştur. Analiz ve deneysel verilerin uyumu her iki cıvatalı durumda da yüksek düzeyde gerçekleşmiş, en fazla %2,78'lik hata gözlenmiştir. Bu da geliştirilen sayısal modelin doğruluğunu teyit etmektedir.

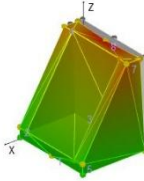
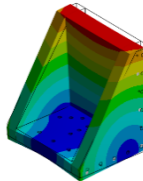
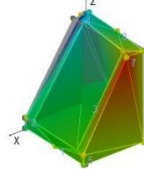
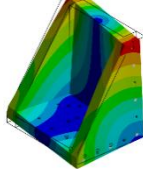
Çizelge 5.3. Tam cıvatalı titreşim fikstürünün modal sonuçları (25 163,7 N ön gerilme)

Konfigürasyon	Mod	Doğal Frekans (Hz) (Test)	Doğal Frekans (Hz) (Analiz)	Hata Oranı (%)	Modal Test	Modal Analiz
Tam cıvatalı titreşim fikstürü (25 163,7 N ön gerilme)	1	512,5	504,15	1,63		
	2	1058	1083,4	2,4		

Eksik cıvatalı konfigürasyonda 25 yerine yalnızca 13 cıvata kullanılmış ve her biri 17 894,2 N ön gerilme ile sıkılmıştır. Bu yapı, bağlantı sayısının azalmasına rağmen yüksek düzeyde katılığını korumuş, çünkü ilk mod test sonucu 517,7 Hz ile tam cıvatalı konfigürasyonlardan daha yüksektir.

Eksik cıvatalı konfigürasyonda bile elde edilen frekans değerleri, tam cıvatalı yapıların seviyesine oldukça yakındır. Bu da, sistemin katılığında bağlantı sayısından çok uygulanan ön yükün daha belirleyici olduğunu göstermektedir. Sayısal analizlerle deneysel sonuçların yüksek düzeyde uyum göstermesi, oluşturulan modelin doğruluğunu teyit etmektedir.

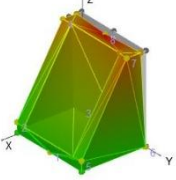
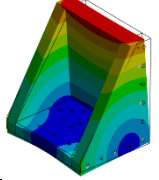
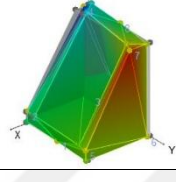
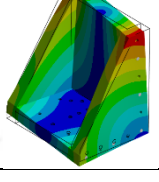
Çizelge 5.4. Eksik cıvatalı titreşim fikstürünün modal sonuçları (17 894,2 N ön gerilme)

Konfigürasyon	Mod	Doğal Frekans (Hz) (Test)	Doğal Frekans (Hz) (Analiz)	Hata Oranı (%)	Modal Test	Modal Analiz
Eksik cıvatalı titreşim fikstürü (17 894,2 N ön gerilme)	1	517,7	507,01	2,06		
	2	1067	1091,3	2,28		

Eksik cıvatalı yapının, yüksek ön gerilme (25 163.7 N) uygulanarak sıkılması sonrası testte elde edilen ilk mod frekansı 525,8 Hz ile tüm cıvatalı düşük torklu konfigürasyonlardan daha yüksektir. Bağlantı sayısı azalmasına rağmen yüksek tork uygulandığında katılıkta belirgin bir artış sağlanmıştır.

Eksik cıvatalı ve yüksek torklu L tipi fikstür konfigürasyonu, tam cıvatalı düşük torklu yapılardan daha yüksek doğal frekans değerleri sunarak, bağlantı sayısının sistem katılığına etkisinin sınırlı olabileceğini göstermiştir. Bu yapı aynı zamanda analiz ile test sonuçları arasında düşük hata oranları sunmuş, özellikle ikinci modda %0,58 ile en düşük farkı vermiştir.

Çizelge 5.5. Eksik cıvatalı titreşim fikstürünün modal sonuçları (25 163,7 N ön gerilme)

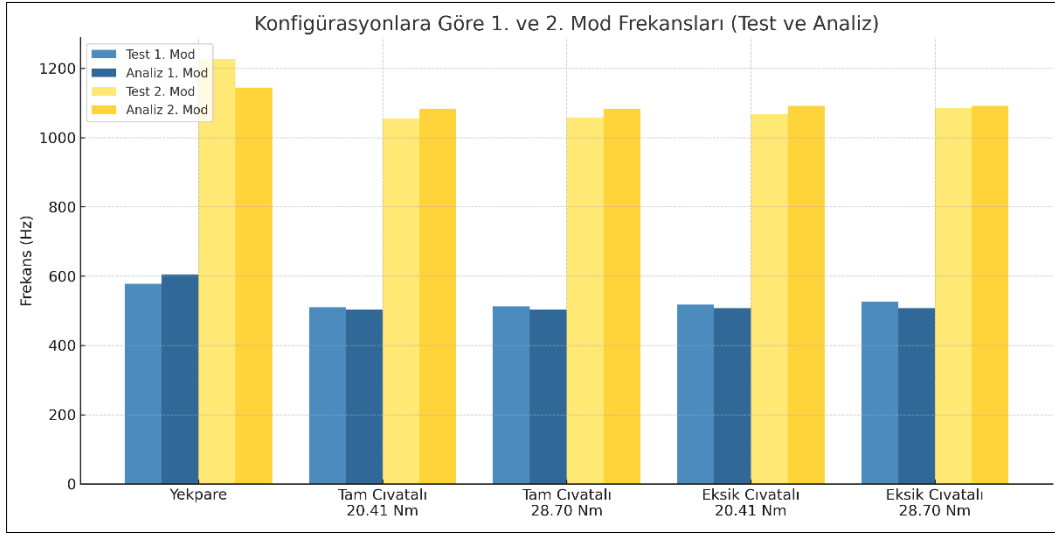
Konfigürasyon	Mod	Doğal Frekans (Hz) (Test)	Doğal Frekans (Hz) (Analiz)	Hata Oranı (%)	Modal Test	Modal Analiz
Eksik cıvatalı titreşim fikstürü (25 163,7 N ön gerilme)	1	525,8	507,05	3,57		
	2	1085	1091,3	0,58		

Şekil 5.1’de L tipi fikstür konfigürasyonları için hem test hem de analizle elde edilen 1. ve 2. mod frekanslarının karşılaştırması sunulmuştur. Mavi tonlar x eksenindeki (birinci mod) modları, sarı tonlar ise dönme yönündeki (ikinci mod) modları temsil etmektedir.

Yekpare fikstür, hem test hem de analizde en yüksek doğal frekanslara sahip konfigürasyon olmuştur. Bu durum, yekpare yapının bağlantı içermemesi nedeniyle daha yüksek katılık göstermesiyle açıklanabilir. Cıvatalı tüm konfigürasyonlarda ise doğal frekansların daha düşük değerlere indiği gözlemlenmiştir. Bu azalma, bağlantı yüzeylerinde oluşan temas gevşeklikleri ve cıvataların yapıya kattığı elastik etkilerden kaynaklanmaktadır.

Ön gerilme kuvveti arttıkça (20,41 Nm → 28,70 Nm), hem tam cıvatalı hem de eksik cıvatalı konfigürasyonlarda doğal frekanslarda küçük artışlar görülmüştür. Bu durum, bağlantı katılığının torka bağlı olarak artmasından kaynaklanmaktadır. Özellikle eksik cıvatalı durumda bu fark daha belirgin şekilde gözlemlenmiştir. Ancak, bu artış hiçbir durumda yekpare yapının seviyesine ulaşamamıştır.

Test ve analiz sonuçları genel olarak birbiriyle uyumlu olup, maksimum sapmalar %7,6 seviyesinde kalmıştır. Bu da analiz modellemelerinin, sürtünme kontağı, cıvata ön gerilmesi ve sınır koşulları dikkate alınarak yeterli doğrulukla oluşturulduğunu göstermektedir.



Şekil 5.1. L tipi titreşim fikstürü test / analiz mod frekans karşılaştırması

Farklı fikstür konfigürasyonlarının dinamik davranışları, ANSYS üzerinden gerçekleştirilen harmonik analizlerle incelenmiştir. Tüm modeller için x yönünde 1 g'lik harmonik ivme girdisi uygulanarak, çıkış ivme tepkileri frekansa bağlı olarak değerlendirilmiştir. Elde edilen ilk rezonans frekansları, tepe ivme genlikleri ve olası anti rezonans davranışları aşağıda özetlenmiştir:

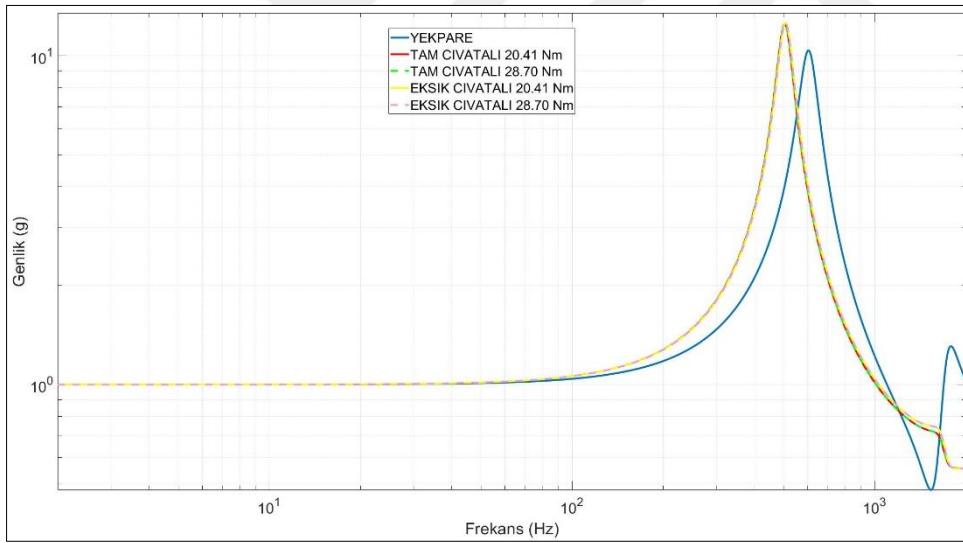
Yekpare fikstür modelinde ilk tepe noktası 602 Hz frekansında ve yaklaşık 10 g ivme genliğinde gözlenmiştir. Ayrıca, 1778 Hz civarında daha düşük genlikli (~1,3 g) ikinci bir tepe noktası tespit edilmiştir. Bu durum, yekpare yapının yüksek katılığı ve kütle dağılımı sayesinde daha geniş frekans aralığında modları etkin şekilde taşıyabildiğini göstermektedir.

Tam cıvatalı yapı için 20,41 Nm ön gerilmeli durumda ilk tepe noktası 504 Hz'te, 28,70 Nm tork seviyesinde ise 508 Hz'te oluşmuştur. Her iki durumda da yaklaşık 12,5 g'lik bir ivme tepkisi elde edilmiştir. Tork artışının sistem katılığında küçük bir artışa neden olduğu ve bu etkinin doğal frekansa sınırlı ölçüde yansıdığı gözlemlenmiştir. Ancak her iki modelde de ikinci bir tepe noktası oluşmamıştır.

Eksik bağlantılı fikstür modellerinde ilk rezonans frekansı her iki tork seviyesi için 506 Hz olarak belirlenmiştir. Tepe ivme genlikleri ise sırasıyla yaklaşık 13,5 g (20,41 Nm) ve 13 g (28,70 Nm) olarak elde edilmiştir. Yeterli bağlantı sayısının olmaması, yerel katılığa azalmaya ve dolayısıyla rezonans tepkisinin artmasına neden olmuş olabilir. Ancak bu modellerde de analiz kapsamında ikinci bir rezonans modu belirlenememiştir.

Harmonik analiz sonuçları, farklı bağlantı konfigürasyonlarının ve ön gerilme seviyelerinin sistemin ilk rezonans davranışı üzerinde belirgin etkiler oluşturduğunu göstermektedir. Özellikle yekpare yapıda ikinci rezonans modunun da gözlemlenmesi, bu yapının yüksek frekanslı modları da iletebildiğine işaret etmektedir. Buna karşılık cıvatalı modellerde yalnızca birinci rezonans etkin biçimde ortaya çıkmakta, ikinci modlar analiz kapsamında belirgin şekilde görünmemektedir. Bu durum, sayısal modellemede kullanılan bağlantı temsillerinin (örneğin gevşeklik, temas modelleri vb.) daha karmaşık fiziksel davranışları içermemesine bağlanabilir.

Sonuç olarak, ilk rezonans frekansları ve ivme genlikleri bakımından farklı yapıların dinamik karakteristikleri arasında anlamlı farklar bulunmuş; sistemdeki bağlantı sayısı ve uygulanan ön gerilme gibi parametrelerin, doğal frekanslar ve sistem tepkileri üzerinde doğrudan etkili olduğu sayısal olarak ortaya konmuştur.



Şekil 5.2. L tipi titreşim fikstürü X yönünde yapılan analizin transfer fonksiyonu

Yekpare L-fikstür testlerinde x yönünde uygulanan 1 g sinüs uyarımı (5-2000 Hz arasında) sonucunda 578 Hz frekansında yaklaşık 9 g'lık ivme tepkisi gözlemlenmiştir. Bu durum, sistemin ilk rezonans modunda yüksek derecede genlik artımına uğradığını ve düşük sönüme sahip olduğunu göstermektedir. Takip eden frekanslarda iletilebilirliğin düştüğü bir anti-rezonans gözlenmiş, ardından 1226 Hz'de ikinci bir rezonans ortaya çıkmıştır. Ancak bu modda tepe ivme yalnızca 2 g olup, daha düşük dinamik tepki vermiştir. Bu durum, mod şeklinin daha yerel olması veya ölçüm bölgesinde hareketin sınırlı kalması ile açıklanabilir.

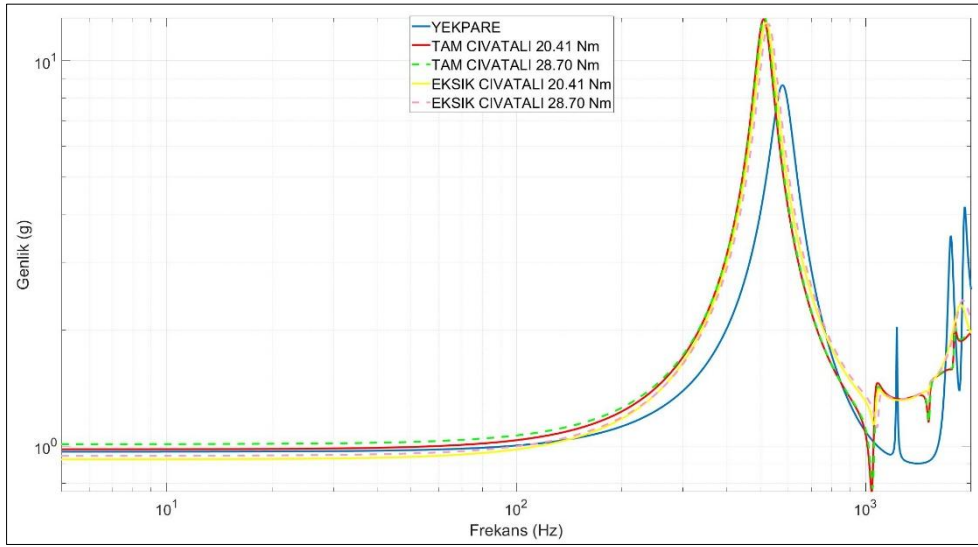
1756 Hz ve 1923 Hz'de ortaya çıkan daha yüksek frekanslı modlar ise yapının katılığından dolayı hâlâ belirgin şekilde iletilebilirlik göstermektedir.

Yapılan testlerde yekpare fikstür, ilk rezonansını 578 Hz frekansında yaklaşık 9 g'lik ivme ile gösterirken, tam cıvatalı fikstür (20,41 Nm ön gerilmeli) bu rezonansı 509,4 Hz'de ve yaklaşık 13 g ile vermiştir. Bu durum, cıvatalı bağlantı nedeniyle sistem katılığının azaldığını ve dolayısıyla doğal frekansın düştüğünü göstermektedir. Aynı zamanda bu yapının daha düşük sönüm içerdiği ve rezonans büyümesinin daha fazla olduğu anlaşılmaktadır. İkinci rezonans frekansı da benzer şekilde cıvatalı yapıda daha düşük bir değerde (1081 Hz) ve daha zayıf (1,5 g) olarak gözlemlenmiştir. Yüksek frekanslarda ise yekpare fikstürün 1756 Hz ve 1923 Hz'de belirgin rezonans tepkileri verdiği, buna karşılık cıvatalı yapının 1800 Hz civarında yalnızca 2 g'lik daha sönük bir tepki oluşturduğu görülmüştür. Bu sonuçlar, cıvatalı yapıların dinamik iletkenliğinin yüksek frekanslarda azaldığını ve katılığa bağlı enerji iletim yollarının zayıfladığını göstermektedir.

Tam cıvatalı L-fikstür üzerinde uygulanan farklı cıvata torklarının (20,41 Nm ve 28,70 Nm) dinamik davranış üzerindeki etkisi incelendiğinde, rezonans frekanslarında küçük artışlar gözlemlenmiştir. Özellikle ilk rezonans frekansı 509,4 Hz'den 516,4 Hz'ye yükselmiş, bu durum ön gerilme artışı ile temas yüzeylerinde katılığın arttığını ve sistemin daha sert davrandığını göstermiştir. Ancak rezonans tepkisi (örneğin 13 g ivme büyüklüğü) her iki durumda da aynı seviyede kalmış, dolayısıyla ön gerilme artışının sistemin genlik artımına anlamlı bir etkisi olmadığı sonucuna varılmıştır.

Eksik cıvatalarla oluşturulmuş cıvatalı fikstür testlerinde, ilk rezonans frekansının 519,4 Hz olduğu ve bu değer tam cıvatalı fikstürdeki (509,4 Hz ve 516,4 Hz) değerlere kıyasla daha yüksek olduğu görülmüştür. Bu durum beklenenin aksine, eksik bağlantıların sistemin ilk modunu sınırlayan yeni sınır koşulları oluşturmasıyla açıklanabilir. Tüm cıvatalı konfigürasyonlarda ilk tepe değeri yaklaşık 13 g olarak gözlemlenmiş, bu da düşük frekanslardaki titreşim iletim yollarının değişse de, kazanç seviyesinin korunduğunu göstermektedir. Yüksek frekanslardaki yanıt incelendiğinde, eksik cıvatalı yapıda 1867 Hz'de 2,3 g'lik bir tepe oluşmuş, bu değer tam bağlantılı yapılardan yüksektir. Bu da eksik bağlantıların yüksek frekansta yerel modların daha fazla gelişmesine ve sistemin daha az sönümlü davranmasına yol açtığını göstermektedir.

Eksik bağlantıya sahip cıvatalı yapıların yüksek ön yükle test edilmesiyle, ilk rezonans frekansının 524,4 Hz'ye kadar çıktığı gözlemlenmiştir. Bu değer, tüm yapılar arasında en yüksek ilk mod frekansıdır ve cıvata ön yükünün sistem katılığına etkisini doğrudan göstermektedir. Eksik bağlantılara rağmen düşük frekanstaki rezonans tepkisi (13 g) korunmuştur. 1882 Hz'de gözlenen 2,3 g büyüklüğündeki yüksek frekans tepkisi, eksik bağlantının yerel salınımları artırarak sistemin bu frekans aralığında daha fazla titreşmesine yol açmıştır.



Şekil 5.3. L tipi titreşim fikstürü X yönünde yapılan testin transfer fonksiyonu

Her bir yapı için elde edilen ilk rezonans frekansları ve ivme genlikleri, test ve analiz sonuçları arasında büyük oranda tutarlılık göstermektedir. Özellikle ilk rezonans frekanslarında analiz sonuçları ile test sonuçları arasındaki fark %1–4 aralığında kalmıştır.

Tam cıvatalı ve eksik cıvatalı konfigürasyonlarda torkun artırılmasıyla birlikte, ilk rezonans frekanslarında küçük artışlar gözlenmiş; bu durum analiz sonuçlarında da paralel şekilde yansıtılmıştır. Bu bağlamda, bağlantı bölgelerindeki ön gerilmenin, sistemin katılığını kısmen artırdığı ve bu etkinin sayısal modelde de temsil edilebildiği söylenebilir.

Ancak, testlerde özellikle 1000 Hz üzerindeki bazı frekans bölgelerinde düşük genlikli ikinci ve üçüncü tepe noktalarının oluştuğu görülmüş, buna karşın bu modların harmonik analiz sonuçlarında gözlemlenmediği tespit edilmiştir. Bu farklılığın birkaç temel nedeni olabilir:

Sayısal modelde kullanılan cıvata bağlantıları, boşluklar veya mikro dinamik etkiler gibi fiziksel gerçeklikleri içermemektedir. Bu etkiler, özellikle yüksek frekanslı yerel modlarda önemli olabilir. Harmonik çözümleme, sadece belirli uyarım yönünde ve genlikte yapıldığından, bazı modların uyarılamaması mümkündür. Sönüm modellemesinin basit tutulması, bazı modların bastırılmasına veya analizde görünmez hale gelmesine neden olmuş olabilir.

Sonuç olarak, ilk rezonans frekansı ve tepe noktaları açısından harmonik analiz ile deneysel veriler büyük ölçüde örtüşmektedir. Ancak analiz modelinin yüksek frekanslardaki (özellikle ikinci ve üçüncü rezonans) davranışı sınırlıdır. Bu durum, sayısal analizlerin yalnızca ilk birkaç mod için güvenilir şekilde kullanılabileceğini ortaya koymaktadır.

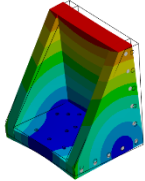
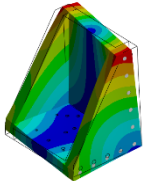
L tipi titreşim fikstürünün analizleri test sonuçları ile doğrulandığından, dinamik karakterizasyon kapsamında incelenen parametre seti genişletilmiş ve toplamda on adet ilave analiz gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın kapsamını ve karşılaştırmalı değerlendirmeyi güçlendirmek amacıyla yürütülen bu analizlerin akışı aşağıda sunulmaktadır.

Çizelge 5.6. Fikstürlerin analiz akışı-2

No	Konfigürasyon	Analiz
1.	25 adet M10 cıvata (40,22 Nm) (28 489 N)	- Ön gerilmeli statik analiz - Modal analiz - Frekans cevap analizi
2.	25 adet M10 cıvata (56,58 Nm) (40 052,7 N)	
3.	13 adet M10 cıvata (40,22 Nm) (28 489 N)	
4.	13 adet M10 cıvata (56,58 Nm) (40 052,7 N)	
5.	25 adet M6 cıvata (8,47 Nm) (9748,4 N)	
6.	25 adet M6 cıvata (11,92 Nm) (13 710,1 N)	
7.	13 adet M6 cıvata (8,47 Nm) (9748,4 N)	
8.	13 adet M6 cıvata (11,92 Nm) (13 710,1 N)	
9.	13 adet M8 cıvata (20,41 Nm) (17 894,2 N) 12 adet M4 cıvata (2,3 Nm) (4230,6 N)	
10.	13 adet M8 cıvata (28,70 Nm) (25 163,7 N) 12 adet M4 cıvata (3,52 Nm) (5849,6 N)	

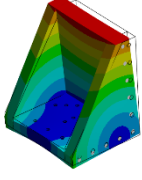
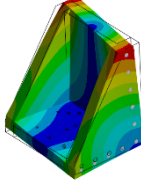
Birinci konfigürasyonda, L tipi titreşim fikstüründe kullanılan 25 adet M10 cıvata bağlantısına her biri için yaklaşık 28 489 N ön gerilme kuvveti (40,22 Nm sıkma torku) uygulanması sonucunda, yapının birinci doğal frekansı 493,59 Hz olarak elde edilmiştir. Bu mod, fikstürün X eksenini doğrultusundaki davranışını temsil etmektedir. İkinci mod ise 1062,7 Hz frekansta meydana gelmiş ve fikstürün yatay eksen etrafındaki dönme katılığını ortaya koymuştur.

Çizelge 5.7. 25 adet M10 cıvata modal sonuçları (28 489 N ön gerilme)

Konfigürasyon	Mod	Doğal Frekans (Hz)	Modal Analiz
25 adet M10 cıvata (28 489 N ön gerilme)	1	493,59	
	2	1062,7	

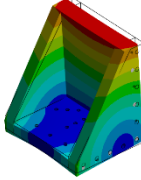
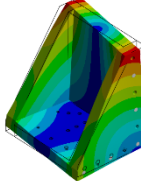
İkinci konfigürasyonda, L tipi titreşim fikstüründe yine 25 adet M10 cıvata kullanılarak bu kez her bir cıvataya yaklaşık 40 052,7 N ön gerilme kuvveti (56,58 Nm sıkma torku) uygulanmış ve bir önceki konfigürasyona kıyasla bağlantı katılığı daha da artırılmıştır. Bu durumda birinci doğal frekans 495,82 Hz olarak belirlenmiş olup, X eksenini doğrultusundaki davranışını yansıtmaktadır. İkinci mod frekansı ise 1066,2 Hz olarak elde edilmiş ve fikstürün yatay eksen etrafındaki dönme katılığının daha yüksek sıkma torku altında bir miktar artış gösterdiği gözlenmiştir. Elde edilen sonuçlar, bağlantı ön gerilmesinin arttırılmasının doğal frekanslar üzerinde doğrudan olumlu etkisi olduğunu göstermektedir.

Çizelge 5.8. 25 adet M10 cıvata modal sonuçları (40 052,7 N ön gerilme)

Konfigürasyon	Mod	Doğal Frekans (Hz)	Modal Analiz
25 adet M10 cıvata (40 052,7 N ön gerilme)	1	495,82	
	2	1066,2	

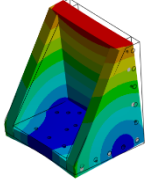
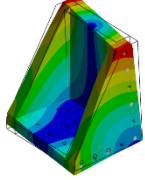
Üçüncü konfigürasyonda, L tipi titreşim fikstüründe bu kez toplam 13 adet M10 cıvata kullanılarak her birine yaklaşık 28 489 N ön gerilme kuvveti (40,22 Nm sıkma torku) uygulanmıştır. Bu bağlantı konfigürasyonunda birinci doğal frekans 496,99 Hz seviyesinde belirlenmiş olup, X eksenindeki davranışını temsil etmektedir. İkinci mod frekansı ise 1073,6 Hz olarak tespit edilmiş ve fikstürün yatay eksen etrafındaki dönme davranışını ortaya koymuştur. Cıvata sayısının azaltılmasına rağmen ilk iki doğal frekansın önceki konfigürasyonlara yakın düzeylerde gerçekleşmesi, fikstürün geometrik yapısı ve kalan bağlantı noktalarının katılığının frekans değerlerini korumada önemli rol oynadığını göstermektedir.

Çizelge 5.9. 13 adet M10 cıvata modal sonuçları (28 489 N ön gerilme)

Konfigürasyon	Mod	Doğal Frekans (Hz)	Modal Analiz
13 adet M10 cıvata (28 489 N ön gerilme)	1	496,99	
	2	1073,6	

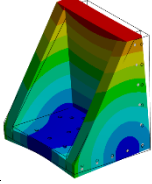
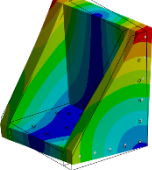
Dördüncü konfigürasyonda, L tipi titreşim fikstüründe toplam 13 adet M10 cıvata kullanılarak her birine yaklaşık 40 052,7 N ön gerilme kuvveti (56,58 Nm sıkma torku) uygulanmıştır. Bu durumda birinci doğal frekans 497,25 Hz olarak belirlenmiş ve X eksen yönündeki davranışı ortaya konmuştur. İkinci mod frekansı ise 1073,9 Hz seviyesinde ölçülerek, fikstürün yatay eksen etrafındaki dönme davranışını yansıtmıştır. Cıvata sayısı 13'e düşürülmesine rağmen sıkma torkunun yüksek tutulması, bağlantı katılığının korunmasına ve doğal frekansların önceki konfigürasyonlarla çok yakın değerlere ulaşmasına katkıda bulunmuştur. Bu bulgu, ön gerilmenin artırılmasının, cıvata adedindeki azalmayı önemli ölçüde telafi edebileceğini ve yüksek katılık seviyesini sürdürebileceğini göstermektedir.

Çizelge 5.10. 13 adet M10 cıvata modal sonuçları (40 052,7 N ön gerilme)

Konfigürasyon	Mod	Doğal Frekans (Hz)	Modal Analiz
13 adet M10 cıvata (40 052,7 N ön gerilme)	1	497,25	
	2	1073,9	

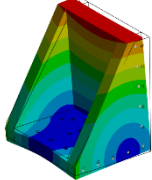
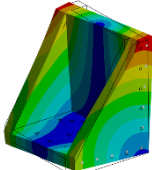
Beşinci konfigürasyonda, L tipi titreşim fikstüründe bu kez toplam 25 adet M6 cıvata kullanılmış ve her birine yaklaşık 9748,4 N ön gerilme kuvveti (8,47 Nm sıkma torku) uygulanmıştır. Bu konfigürasyonda birinci doğal frekans 510,58 Hz olarak belirlenmiş olup, X ekseninde meydana gelen davranışını temsil etmektedir. İkinci mod frekansı ise 1096,7 Hz düzeyinde gerçekleşerek fikstürün yatay eksen etrafındaki dönme katılığını göstermiştir. Daha küçük çaplı cıvataların tercih edilmesine rağmen cıvata sayısının yüksek tutulması, bağlantı yüzeylerinde yeterli temas alanı ve katılık sağlamış, böylece doğal frekansların M10 cıvatalı konfigürasyonlardan daha yüksek değerlere ulaşmasına katkıda bulunmuştur. Bu sonuç, cıvata çapı ve ön gerilmenin yanı sıra bağlantı noktalarının sayısının da dinamik davranış üzerinde belirleyici etkiye sahip olduğunu ortaya koymaktadır.

Çizelge 5.11. 25 adet M6 cıvata modal sonuçları (9748,4 N ön gerilme)

Konfigürasyon	Mod	Doğal Frekans (Hz)	Modal Analiz
25 adet M6 cıvata (9748,4 N ön gerilme)	1	510,58	
	2	1096,7	

Altıncı konfigürasyonda, L tipi titreşim fikstüründe toplam 25 adet M6 cıvata kullanılmış ve her birine yaklaşık 13710,1 N ön gerilme kuvveti (11,92 Nm sıkma torku) uygulanmıştır. Bu konfigürasyonda birinci doğal frekans 510,61 Hz olarak belirlenmiş ve X eksenindeki davranışını temsil etmiştir. İkinci mod frekansı ise 1096,7 Hz düzeyinde tespit edilmiş olup, fikstürün yatay eksen etrafındaki dönme katılığını yansıtmaktadır. Ön gerilme kuvvetinin önceki M6 konfigürasyonuna kıyasla artırılmasına rağmen, doğal frekansların neredeyse aynı düzeyde kalması, bağlantı katılığının belirli bir sıkma torkundan sonra doygunluğa ulaştığını ve ilave ön gerilmenin frekanslar üzerinde sınırlı etki yarattığını göstermektedir.

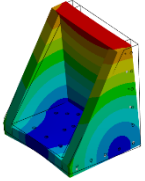
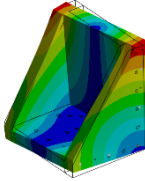
Çizelge 5.12. 25 adet M6 cıvata modal sonuçları (13 710,1 N ön gerilme)

Konfigürasyon	Mod	Doğal Frekans (Hz)	Modal Analiz
25 adet M6 cıvata (13 710,1 N ön gerilme)	1	510,61	
	2	1096,7	

Yedinci konfigürasyonda, L tipi titreşim fikstüründe toplam 13 adet M6 cıvata kullanılarak her birine yaklaşık 9748,4 N ön gerilme kuvveti (8,47 Nm sıkma torku) uygulanmıştır. Bu

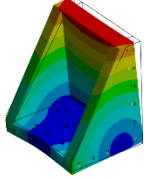
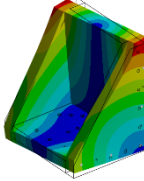
bağlantı düzeninde birinci doğal frekans 511,94 Hz olarak belirlenmiş ve X eksenindeki davranışını yansıtmıştır. İkinci mod frekansı ise 1099,9 Hz düzeyinde gerçekleşerek fikstürün yatay eksen etrafındaki dönme katılığını ortaya koymuştur. Cıvata adedinin 13'e düşürülmesine karşın doğal frekansların önceki M6 konfigürasyonlarına kıyasla hafif artış göstermesi, bağlantı dağılımının ve temas yüzeyi düzeninin katılık üzerinde etkili olduğunu göstermektedir. Bu sonuç, bağlantı noktalarının toplam sayısından ziyade kritik bölgelerdeki bağlantı konumlarının ve sıkma düzeninin titreşim davranışını belirlemede önemli rol oynadığını ortaya koymaktadır.

Çizelge 5.13. 13 adet M6 cıvata modal sonuçları (9748,4 N ön gerilme)

Konfigürasyon	Mod	Doğal Frekans (Hz)	Modal Analiz
13 adet M6 cıvata (9748,4 N ön gerilme)	1	511,94	
	2	1099,9	

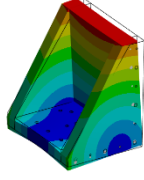
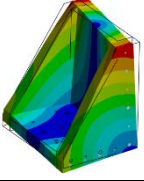
Sekizinci konfigürasyonda, L tipi titreşim fikstüründe toplam 13 adet M6 cıvata kullanılmış ve her birine yaklaşık 13 710,1 N ön gerilme kuvveti (11,92 Nm sıkma torku) uygulanmıştır. Bu konfigürasyonda birinci doğal frekans 511,96 Hz olarak belirlenmiş ve X eksenini doğrultusundaki davranışını ortaya koymuştur. İkinci mod frekansı ise 1099,9 Hz düzeyinde tespit edilerek, fikstürün yatay eksen etrafındaki dönme davranışını yansıtmıştır. Ön gerilmenin önceki M6 konfigürasyonuna göre artırılmasına rağmen doğal frekansların neredeyse aynı kalması, bağlantı katılığının belirli bir sıkma kuvvetinin üzerinde doyuma ulaştığını ve ilave sıkmanın frekans üzerinde sınırlı etki yarattığını göstermektedir.

Çizelge 5.14. 13 adet M6 cıvata modal sonuçları (13 710,1 N ön gerilme)

Konfigürasyon	Mod	Doğal Frekans (Hz)	Modal Analiz
13 adet M6 cıvata (13 710,1 N ön gerilme)	1	511,96	
	2	1099,9	

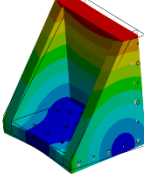
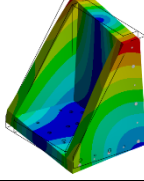
Dokuzuncu konfigürasyonda, L tipi titreşim fikstüründe bu konfigürasyonda toplam 13 adet M8 cıvata ve bunların arasına yerleştirilmiş 12 adet M4 cıvata kullanılmıştır. M8 cıvatalara yaklaşık 17 894,2 N ön gerilme kuvveti (20,41 Nm sıkma torku), M4 cıvatalara ise 4230,6 N ön gerilme kuvveti (2,3 Nm sıkma torku) uygulanmıştır. Bu düzenleme sonucunda birinci doğal frekans 508,24 Hz olarak elde edilmiş ve X eksenindeki davranışı ortaya konmuştur. İkinci mod frekansı ise 1093,6 Hz düzeyinde gerçekleşerek, fikstürün yatay eksen etrafındaki dönme katılığını yansıtmıştır. Farklı boyuttaki cıvataların birlikte kullanılması, katılık dağılımını homojenleştirmiş ve doğal frekansların M6 ve M10 konfigürasyonlarıyla karşılaştırıldığında oldukça yakın seviyelerde kalmasını sağlamıştır. Bu sonuç, çoklu cıvata çapı kombinasyonlarının (M8 / M4 cıvatalar) bağlantı katılığını dengeli şekilde artırabileceğini ve farklı ön gerilme düzeylerinin birlikte uygulanmasının frekans davranışını optimize etmede etkili bir yöntem olabileceğini göstermektedir.

Çizelge 5.15. 13 adet M8 cıvata / 12 adet M4 cıvata modal sonuçları (17 894,2 N / 4230,6 N ön gerilme)

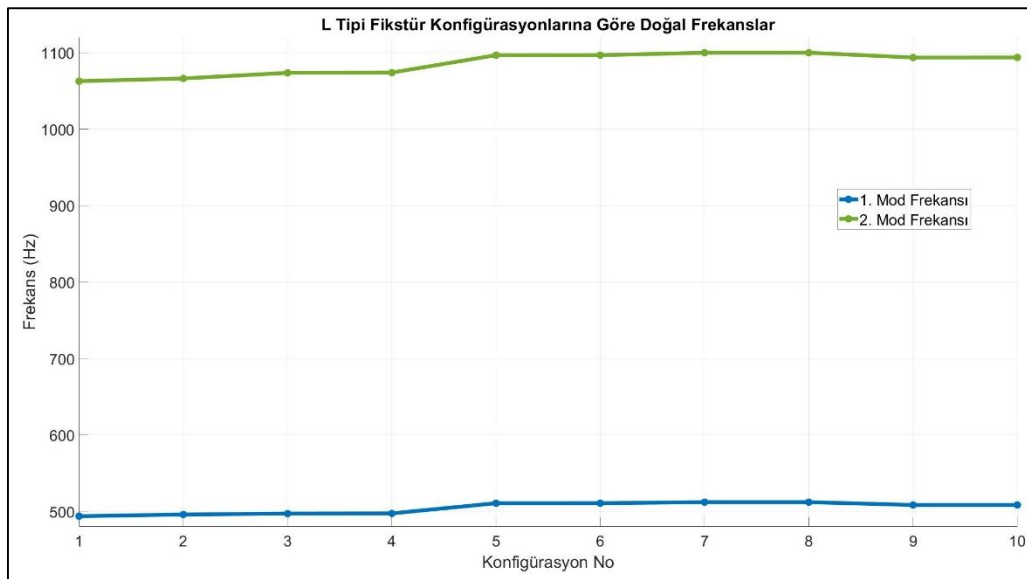
Konfigürasyon	Mod	Doğal Frekans (Hz)	Modal Analiz
13 adet M8 cıvata (17 894,2 N ön gerilme)	1	508,24	
12 adet M4 cıvata (4230,6 N ön gerilme)	2	1093,6	

Onuncu konfigürasyonda, L tipi titreşim fıkstüründe toplam 13 adet M8 cıvata ve bunların arasına yerleştirilmiş 12 adet M4 cıvata kullanılmış, M8 cıvatalara yaklaşık 25 163,7 N ön gerilme kuvveti (28,70 Nm sıkma torku), M4 cıvatalara ise 5849,6 N ön gerilme kuvveti (3,52 Nm sıkma torku) uygulanmıştır. Bu konfigürasyonda birinci doğal frekans 508,28 Hz olarak belirlenmiş ve X eksenindeki davranışını ifade etmiştir. İkinci mod frekansı ise 1093,7 Hz düzeyinde tespit edilmiş olup, fıkstürün yatay eksen etrafındaki dönme katılığını ortaya koymuştur. Ön gerilme kuvvetlerinin önceki karışık çaplı konfigürasyona kıyasla artırılmasına rağmen doğal frekansların neredeyse aynı düzeyde kalması, bağlantı katılığının belli bir sıkma kuvvetinin üzerinde doygunluğa ulaştığını göstermektedir. Bu durum, farklı çap ve ön gerilme kombinasyonlarının katılık katkısının belirli bir seviyeden sonra sınırlı kaldığını, bağlantı yerleşimi ve genel temas karakterinin dinamik davranış üzerinde daha belirleyici etki yarattığını ortaya koymaktadır.

Çizelge 5.16. 13 adet M8 cıvata / 12 adet M4 cıvata modal sonuçları (25 163,7 N / 5849,6 N ön gerilme)

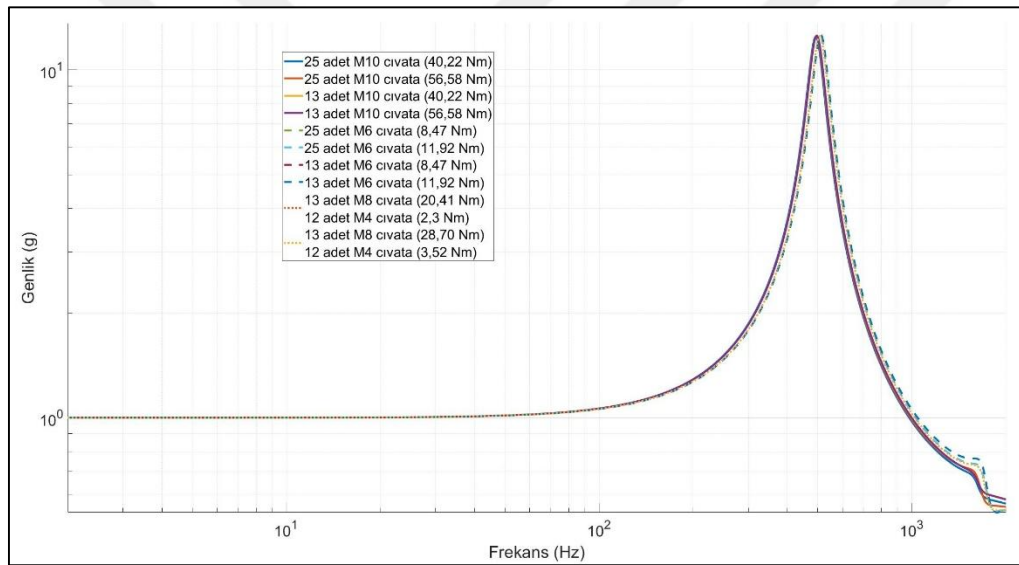
Konfigürasyon	Mod	Doğal Frekans (Hz)	Modal Analiz
13 adet M8 cıvata (25 163,7 N ön gerilme)	1	508,28	
12 adet M4 cıvata (5849,6 N ön gerilme)	2	1093,7	

Aşağıda yer alan grafik, L tipi titreşim fikstüründe uygulanan on farklı bağlantı konfigürasyonuna ait birinci ve ikinci doğal frekansların değişimini göstermektedir. Birinci mod frekansları yaklaşık 493–512 Hz aralığında sınırlı bir artış eğilimi sergilerken, ikinci mod frekansları 1062–1100 Hz arasında daha belirgin bir artış eğilimi göstermiştir. Farklı cıvata çapı, adet ve ön gerilme kombinasyonlarına rağmen her iki modda da frekans değişimleri sınırlı kalmış, katılığın belirli bir seviyeden sonra doygunluğa ulaştığı görülmüştür. Bu durum, bağlantı düzeni ve temas karakterinin dinamik davranış üzerinde kritik rol oynadığını ortaya koymaktadır.



Şekil 5.4. Konfigürasyonlara göre doğal frekanslar

5-2000 Hz arasında 1 g harmonik yük altında yapılan analizler, konfigürasyonlara göre rezonans frekanslarının 492–512 Hz aralığında değiştiğini, en düşük rezonans genliğinin yaklaşık 12,45 g, en yüksek rezonans genliğinin ise 12,62 g seviyesinde gerçekleştiğini göstermiştir. Katılığı artırmak amacıyla cıvata çapı küçültülüp ve adet artırıldığında rezonans frekansı yaklaşık 18–20 Hz yükselmiş, ancak genliklerde anlamlı bir düşüş sağlanmamıştır. Benzer şekilde, ön gerilme kuvvetinin artırılması frekans değerinde küçük artışlar yaratmış ancak genlikleri kayda değer oranda etkilememiştir. Bu sonuçlar, titreşimli çalışma koşullarında bağlantı katılığının rezonans frekansını belirlemede etkili olduğunu, ancak rezonans büyüklüğünü düşürmek için ek önlemlere (sönüm elemanları, farklı bağlantı geometrileri) ihtiyaç duyulabileceğini ortaya koymaktadır.



Şekil 5.5. L tipi titreşim fikstürü X yönünde yapılan analizin transfer fonksiyonu

Bu çalışmada ayrıca maliyet analizi de gerçekleştirilmiştir. İncelenen yekpare ve cıvatalı titreşim fikstürleri, boyutsal olarak birebir aynı (200 × 268 × 250 mm) olup, her ikisi de Alüminyum 6061 malzemeden üretilmiştir. Malzeme miktarının eşit olması, karşılaştırmayı doğrudan üretim yöntemi, işçilik süresi ve ek donanım maliyeti üzerinden yapmayı mümkün kılmaktadır.

Yekpare fikstür, tek bir kütükten talaşlı imalat yöntemiyle üretilmiş olup, yüksek hassasiyet gerektiren uzun süreli CNC operasyonlarını içermektedir. Bu durum, işleme süresini arttırmakta ve toplam maliyeti yukarı çekmektedir. Cıvatalı fikstür ise dört ayrı parçanın daha kısa işleme süreleriyle üretilmesini ve sonrasında birleştirilmesini içermektedir. Montaj

süresi, yekpare fikstürün toplam üretim süresine göre yarı yarıya daha kısa sürmektedir. Ancak bu yapıda ayrıca çelik cıvata bağlantı elemanları kullanılmıştır. Bu bağlantı elemanlarının birim maliyetleri düşük olsa da toplamda ek bir gider kalemi oluşturmaktadır.

Aşağıda her iki fikstür türü için yapılan nitel maliyet karşılaştırması sunulmuştur:

Çizelge 5.17. Maliyet analizi

Maliyet Kalemi	Yekpare Fikstür	Cıvatalı Fikstür
Malzeme (Al 6061)	Aynı (eşit hacim)	Aynı (eşit hacim)
Talaşlı İmalat Süresi	Uzun	Daha kısa (4 parça ayrı)
CNC Tezgâh Kullanımı	Yüksek süre, tek parça	Düşük süre, 4 parça
Montaj Süresi	Yok	Var (ek işçilik)
Cıvata ve Donanım Maliyeti	Yok	Var (ek maliyet)
Kalite Kontrol Zorluğu	Düşük (tek parça)	Yüksek (parçalar arası uyum)
Toplam Üretim Maliyeti	Yüksek	Orta

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, L şeklinde tasarlanmış üç farklı titreşim fişstürü konfigürasyonunun (yekpare, tam cıvatalı ve eksik cıvatalı) dinamik karakteristikleri hem modal analiz hem de harmonik tepki analizi kullanılarak deneysel ve sayısal yöntemlerle karşılaştırılmıştır. Cıvatalı bağlantı sistemlerinde uygulanan tork düzeyi, bağlantı çapı ile bağlantı adedinin yapının doğal frekansları, mod şekilleri ve frekans cevabı üzerindeki etkileri sistematik olarak değerlendirilmiştir.

Yekpare fişstür hem modal testte hem de harmonik testte daha yüksek ilk doğal frekanslara ve daha fazla mod içeriğine sahip çıkmıştır. İlk doğal frekans değeri modal testte yaklaşık 603 Hz, harmonik testte ise 578 Hz olarak ölçülmüştür. Bu yapı, ikinci mod tepkisini de testte ve analizde göstermiştir. Bu durum, yekpare yapının hem daha katı hem de daha geniş bantta dinamik karakteristiğe sahip olduğunu göstermektedir.

Cıvatalı fişstürlerde, özellikle eksik cıvatalı durumda, ilk doğal frekans değerleri testte ~509–524 Hz, analizde ise ~504–508 Hz arasında ölçülmüştür. İkinci yapılan analizlerde ise 493–512 Hz arasında ilk doğal frekanslar bulunmuştur. Mod şekilleri genellikle benzer karakterde olsa da, ikinci modun etkisi zayıf veya yok denecek düzeyde gözlenmiştir. Harmonik analizlerde de ikinci rezonans cevabının oluşmadığı görülmüştür. Bu durum, bağlantı yüzeylerinin etkisinin sistemin yüksek modlarının iletiminde sınırlayıcı olduğunu göstermektedir.

Ön yükleme torku arttıkça hem modal hem de harmonik analizlerde rezonans frekanslarında 3–5 Hz düzeyinde artışlar gözlenmiştir.

Eksik bağlantılı modellerde, ilk rezonans frekansı tam cıvatalı modellere göre çok farklı olmamakla birlikte, sistemin ivme cevabının daha yüksek olduğu görülmüştür. Örneğin analizde 506 Hz’te yaklaşık 13,5 g’lik tepe cevabı gözlenmiştir. Bu durum, yerel katılık kayıplarının sistemin rezonans genliğini arttırabileceğini ve yüksek ivmeli yerel titreşimlere sebep olabileceğini göstermektedir.

Bu sonuçlar, literatürdeki benzer çalışmalarla büyük ölçüde tutarlıdır. Özellikle cıvata bağlantılarının mod şekillerini değiştirebildiği, frekansları düşürebildiği ve yüksek frekanslı

modlara olan iletkenliği sınırladığı bilinen bir durumdur. Ancak bu çalışmada; farklı bağlantı yapılarını birebir aynı geometri üzerinde karşılaştırmalı olarak test etme imkânı sunulmuş ve hem modal hem de harmonik analiz birlikte yürütülerek özgün bir katkı sağlanmıştır.

Cıvatalı sistemlerde bağlantı yüzeyleri ideal temas koşulları altında modellenmiştir. Gerçek bağlantı yüzeylerindeki gevşeme ve mikroskobik oynama gibi etkiler sayısal modellere doğrudan yansıtılamamıştır. Sönüm oranları sabit kabul edilmiş ve değişken frekanslı malzeme/bağlantı snmlmeleri dikkate alınmamıştır. Yalnızca x yönündeki uyarım ve tepkiler değerlendirilmiş, çok eksenli titreşim senaryoları test dışı bırakılmıştır.

İlerideki çalışmalarda farklı bağlantı türleri (rneğin kaynaklı, geçme, yapıştırıcı), deneysel olarak araştırılabilir. Geniş frekans aralığında, farklı eksenlerde yapılacak testler ile fiktr performanslarının kapsamlı haritalandırılması mümkündür.

Bu alışma, titreşim fiktr yapısının sistemin dinamik karakteristiğini ne derece etkilediğini ortaya koyarak, özellikle TYA ve benzeri testlerin doğruluğunu artırmak isteyen mühendislik uygulamaları için somut öneriler sunmaktadır. Cıvata sayısı, tork değerı ve yapı türünün, sadece yapısal bütünlük değer, dinamik davranış üzerinde de belirleyici olduğu gösterilmiştir. Bu yönüyle araştırma hem modelleme süreçlerine hem de test planlamalarına katkı sağlamaktadır.

KAYNAKLAR

1. Barros, E. D., Souto, C. D. (2017). Evaluation of a vibration test fixture. *International Journal of Acoustics and Vibration*, 22(3), 348-352.
2. Slaski, G., Spadlo, M., Marcinkiewicz, J., Konieczny, W. (2024). Analysis and experimental tests of potential new mounting techniques for use in vibration testing of electric vehicle battery packs on electromagnetic exciters: Advantages and disadvantages. *Applied Sciences*, 14, 2920.
3. Varoto, P. S., McConnel, K. G., (1998). Single point vs multi point acceleration transmissibility concepts in vibration testing. *The International Society for Optical Engineering*, 3325, 83-90.
4. Shen, W. X., Ma, W. S., Zhang, L. W. (2018). Research on the design of fixture for motor vibration test. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 324 012067.
5. Luo, H., Yu, C. (2018). *Structure design and dynamic characteristic analysis of vibration fixture*. International Conference on Mechatronics and Automation, 978-1-5386-6075-1.
6. İnternet: Vibrations: Analytical and experimental modal analysis. URL: <https://www.scribd.com/document/254259006/Vibrations-Analytical-and-Experimental-Modal-Analysis>, Son Erişim Tarihi: 27.07.2025.
7. E, S., Gidaveer, R. S., N, S., Patil, S. K., K, A. K., J, E. (2020). Design and analysis of vibration test fixture for 6.2 kW Siemens motor. *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*, 9(5), 2320-6710.
8. Taylor, C., DeClerck, J., Blough, J., Van Karsen, C., Labyak, D., Joshua, R. (2024). *Dynamic fixture development for a structure with two independent attachment points*. International Conference on Noise and Vibration Engineering, 2840-2852.
9. Raut, S. S., Madgulkar, N. A., Sathe, S. A., Wadkar, S. P., Sathe, T. (2017). Study of vibration fixtures. *International Journal of Current Engineering and Technology*, 7, 2347-5161.
10. Adams, R. D, Bearly, T., Nehammer, E., Rouse, E., Vaughan, D. (2021). Frictional damping in hollow beam structures joined by bolts, rivets, and adhesive. *Journal of Materials: Design and Applications*, 235 (6), 1477-1487.
11. Back, J. H., Bae, J. B., Kang, J. H., Kim, J. J. (2025). Comparing bolt implementation methods in vibration testing for accurate dynamic behavior analysis. *Applied Sciences*, 15, 505.
12. Van Der Seijs, M., De Klerk, D., Rixen, D., J. (2016). General framework for transfer path analysis: history, theory and classification of techniques. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 68-69, 217-244.

13. Zhu, P., Wang, Z., Qin, Z., Shen, Y. (2018). The transfer path analysis method on the use of artificial excitation: Numerical and experimental studies. *Applied Acoustics*, 136, 102-112.
14. Zhao, W., Zhang, Y. M., Feng, W. Z. (2019). Path Contribution analysis of vibration transfer path systems. *Mathematical Problems in Engineering*, 1458149.
15. Vaitkus, D., Tcherniak, D., Brunskog, J. (2019). Application of vibro-acoustic operational transfer path analysis. *Applied Acoustics*, 154, 201-212.
16. Taylor, C. (2020). *Using Transfer Path Analysis and Frequency Based Substructuring to Develop a Robust Vibration Laboratory Dynamic Test Fixture Design Process*. Master Thesis, Michigan Technological University, Houghton, 40-55.
17. Schoukens, J., Godfrey, K., Schoukens, M. (2018). Nonparametric data-driven modeling of linear systems: Estimating the frequency response and impulse response function. *IEEE Control Systems*, 38(4), 49-88.
18. Susanto, A., Yusuf, S. Q., Hamid, A., Wahyudi, H., Subekti, S. (2019). Implementation of frequency response function on taper bearing maintenance. *Sinergi*, 23(2), 132-138.
19. Slaski, G., Spadlo, M., Marcinkiewicz, J., Konieczny, W. (2024). Analysis and experimental tests of potential new mounting techniques for use in vibration testing of electric vehicle battery packs on electromagnetic exciters: Advantages and disadvantages. *Applied Sciences*, 14, 2920.
20. Harris, C. M., Piersol, A. G. (2002). *Harris' Shock and Vibration Handbook* (Fifth Edition). New York: McGraw-Hill, 25.7.
21. Dong, G., Chen, J., Zhao, F. (2021). Monitoring of the looseness in cargo bolts under random excitation based on vibration. *Shock and Vibration*, 1-12.
22. Wang, Y. Q., Xing, W. C., Wang, J., Chai, Q. (2023). Modeling and vibration analysis of bolted joint multi-plate structures with general boundary conditions. *Engineering Structures*, 281, 115813.
23. Xing, W. C., Wang, Y. Q. (2023). Theoretical and experimental studies on vibration characteristics of bolted joint multi-plate structures. *International Journal of Mechanical Sciences*, 252, 108348.
24. United States of America Department of Defense, (2019). *Environmental engineering considerations and laboratory test (MIL-STD-810H)*.
25. Reddy, A., K. H. (2016). Design and development of vibration testing fixtures. *International Journal of Students' Research In Technology and Management*, 4(1), 08-11.
26. 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.

27. Krolo, P., Grandic, D., Bulic, M. (2016). The guidelines for modelling the preloading bolts in the structural connection using finite element methods. *Journal of Computational Engineering*, 1-8.
28. Rao, S. S. (2011). *Mechanical Vibrations* (Fifth Edition). New York: Pearson Education Inc, 271-903.
29. Ewins, D. J. (2009). *Modal Testing: Theory and Practice* (Second Edition). Somerset: Research Studies Press Ltd, 1-20.
30. Bendat, J. S., Piersol, A. G. (2010). *Random Data, Analysis and Measurement Procedures* (Fourth Edition). New Jersey: John Wiley and Sons Inc, 318-355.
31. Hutchings, I, Shipway, P. (2017). *Tribology, Friction and Wear of Engineering Materials* (Second Edition). Oxford: Elsevier, 45.
32. İnternet: TSF global fastening solutions. URL: <https://www.tsftsh.com/docs/documentation/Precargas%20Web.pdf>, Son Erişim Tarihi: 04.05.2025.
33. Özkan, M. E., Karaçay, T. (2025). Next-generation engineering approaches and applications. B. Gökalp (Ed.). *Analysis of Bolted Beams under Vibration Excitation*. Ankara: BİDGE Yayınları, 98-119.
34. İnternet: Brüel and Kjaer sound and vibration measurement. URL: <https://www.bksv.com/-/media/literature/Product-Data/bu3108.ashx>, Son Erişim Tarihi: 25.05.2025.





Gazili olmak ayrıcalıktır