



T.C.
KONYA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ



HELİKOPTER GÖVDESİ KABUK
YAPILARININ DENEYSEL ANALİZ
YÖNTEMLERİYLE AKTİF TİTREŞİM
KONTROLÜ

Erdi GÜLBAHÇE

DOKTORA TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Ocak-2021
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

TEZ KABUL VE ONAYI

Erdi GÜLBAHÇE tarafından hazırlanan “Helikopter Gövdesi Kabuk Yapılarının Deneysel Analiz Yöntemleriyle Aktif Titreşim Kontrolü” adlı tez çalışması 29/01/2021 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Konya Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda DOKTORA TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

İmza

Başkan

Prof. Dr. Fatih M. BOTSALI

.....

Danışman

Prof. Dr. Mehmet ÇELİK

.....

Üye

Prof. Dr. Ahmet YOZGATLIGİL

.....

Üye

Prof. Dr. Metin U. SALAMCI

.....

Üye

Dr. Öğr. Üyesi Mustafa TINKIR

.....

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Saadettin Erhan KESEN
Enstitü Müdürü

Bu tez çalışması Türkiye Bilimler Akademisi (TÜBA) tarafından desteklenmiştir.

TEZ BİLDİRİMİ

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

DECLARATION PAGE

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.

Erdi GÜLBAHÇE

Tarih: 29.01.2021

ÖZET

DOKTORA TEZİ

HELİKOPTER GÖVDESİ KABUK YAPILARININ DENEYSEL ANALİZ YÖNTEMLERİYLE AKTİF TİTREŞİM KONTROLÜ

Erdi GÜLBAHÇE

Konya Teknik Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Mehmet ÇELİK

2021, 205 Sayfa

Jüri

Prof. Dr. Mehmet ÇELİK
Prof. Dr. Fatih Mehmet BOTSALI
Prof. Dr. Ahmet YOZGATLIGİL
Prof. Dr. Metin Uymaz SALAMCI
Dr. Öğr. Üyesi Mustafa TINKIR

Bu tez çalışması kabuk yapılara yeni bir deneysel modal analiz yöntemi uygulanarak belirlenen piezoelektrik eyleyici yerleşimi ile aktif titreşim kontrolüne yönelik bilimsel yaklaşımları içermektedir. Sayısal ve deneysel uygulamalar yüksek titreşim kontrol performansı sağlamak amacıyla gerçekleştirilmiştir.

Metodolojinin kabuk yapılara uygulamasında UH1H helikopteri kargo kapıları (ana kargo kapısı ve yardımcı kargo kapısı) üzerinde geçerleme yapılmıştır. Helikopter kargo kapılarının dinamik karakteristiklerini elde etmek amacı ile literatürde daha önce önerilmemiş, ilk defa ataletsel modal sarsıcı kullanılarak uygulanan, gezici sarsıcı ismi verilen yeni bir deneysel modal analiz yöntemi bu tez çalışması kapsamında sunulmuştur. Özellikle kabuk yapıların yük altında kararsız davranması sebebiyle gezici sarsıcı yönteminin geleneksel deneysel modal analiz yöntemlerine göre üstünlüğü modal analiz doğrulama yöntemleri aracılığıyla araştırılmıştır. Gezici sarsıcı yönteminin doğrusal olmayan modal matriste modal parametreleri bulmada daha başarılı olduğu kanıtlanmıştır. Yapıların deneysel olarak dinamik davranışları elde edildikten sonra sayısal modal analizlere yer verilerek, deneysel/sayısal modal korelasyon değerlerine göre optimal eyleyici/sensör çiftlerinin helikopter kargo kapıları üzerine yerleştirilmesi için mod kombinasyon metodu kullanılmıştır. Bu metod sonlu elemanlar paket programı ile uygulanan ve uygulama bakımından yeni bir yöntem olup benzer çalışmalara kıyasla hızlı ve pratik bir çözüm olarak sunulmuştur. Bu yöntemin başarımının araştırılması üzerine literatürde bulunan iki farklı çalışma ile denenmiş ve sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Pozitif Pozisyon Geri Besleme (PPGB) kontrolcü tasarımı metodolojisi içerisinde helikopter kargo kapılarının deneysel aktif titreşim kontrolü amacıyla tez kapsamında geliştirilmiş adaptif olarak çalışabilen Tepki Frekans Kompansatörü ile sistem üzerinde UH1H helikopteri uçuş titreşim verilerinden elde edilen tahrik altında oluşan titreşimlerin baskın frekansları spektrum analiz ile tespit edilip bastırılmıştır. Deneysel kontrol sonuçlarına göre laboratuvar ortamında yardımcı kargo kapısı için ortalama %37, ana kargo kapısı için ortalama %30 oranında titreşim azaltma sağlanmıştır. Ayrıca sayısal aktif titreşim kontrolü çalışmalarında kullanılmak üzere yardımcı kargo kapısının ilk üç, ilk beş ve ilk on modu, ana kargo kapısında ise deneysel/sayısal modal korelasyon yüzdesi yüksek olan modlar kullanılarak durum uzay modelleri elde edilmiştir. Tüm sayısal modellerin kontrolünde PPGB kontrolcü tasarımı kullanılmış, oluşturulan kompansatörler de skaler kazanç ve sönüm oranı katsayıları optimize edilerek en etkin titreşim azaltma çalışmaları yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Aktif titreşim kontrolü, gezici sarsıcı ile deneysel modal analiz, helikopter titreşimleri, kabuk yapılar, mod kombinasyon metodu, Pozitif Pozisyon Geri Besleme (PPGB), Tepki Frekans kompansatörü.

ABSTRACT

PhD THESIS

ACTIVE VIBRATION CONTROL OF HELICOPTER FUSELAGE SHELL STRUCTURES BY EXPERIMENTAL ANALYSIS METHODS

Erdi GÜLBAHÇE

**Konya Technical University
Institute of Graduate Studies
Department of Mechanical Engineering**

Advisor: Prof. Dr. Mehmet ÇELİK

2021, 205 Pages

Jury

**Prof. Dr. Mehmet ÇELİK
Prof. Dr. Fatih Mehmet BOTSALI
Prof. Dr. Ahmet YOZGATLIGİL
Prof. Dr. Metin Uymaz SALAMCI
Asst. Prof. Dr. Mustafa TINKIR**

This thesis study includes scientific approaches towards active vibration control with piezoelectric actuator placement determined by applying a new experimental modal analysis method to shell structures. Numerical and experimental applications are carried out in order to provide high vibration control performance.

In the application of the methodology to shell structures, validation is performed on the UH1H helicopter cargo doors (main and auxiliary). In order to obtain the dynamic characteristics of the helicopter cargo doors, a new experimental modal analysis method, which has not been presented before in the literature, and which is applied for the first time using inertial modal shaker, is presented within the scope of this thesis. The superiority of the roving shaker method over traditional experimental modal analysis methods is investigated through modal analysis validation methods, especially due to the unstable behavior of shell structures under load. The roving shaker method is proven to be more successful in determining modal parameters in a nonlinear modal matrix. After obtaining the experimental dynamic behaviors of the structures, the mode combination method is used to place the optimal actuator/sensor pairs on the helicopter cargo doors according to the experimental/numerical modal correlation values. This method is a new method applied with finite element package program and it is a fast and practical solution compared to similar studies. To investigate its performance, this method is tested in two different works in the literature and the results are compared.

With the Adaptive Response Frequency Compensator developed for experimental active vibration control of helicopter cargo doors within the scope of the Positive Position Feedback (PPF) controller design methodology, the dominant frequencies of the vibrations, generated under the excitation which is obtained from the UH1H helicopter flight data, are suppressed by detecting with spectrum analysis on the system. According to the experimental control results, an average of 37% vibration reduction for the auxiliary cargo door and 30% for the main cargo door is achieved in the laboratory environment. In addition, in order to use in numerical active vibration control studies, the state space models are obtained by using the first three, first five and first ten modes of the auxiliary cargo door and the modes with high experimental/numerical modal correlation percentage for the main cargo door. Positive Position Feedback (PPF) controller design is used in the control of all numerical models, and the most effective vibration reduction is achieved by optimizing the scalar gain and damping ratio coefficients in the compensators.

Keywords: Active vibration control, experimental modal analysis with roving shaker, helicopter vibrations, mode combination method, Positive Position Feedback (PPGB), Response Frequency compensator, shell structures.

ÖNSÖZ

Akademik kariyerin en önemli basamağı olan doktora süreci genç bir araştırmacı için en önemli gelişim bölgesidir. Bu yoğun ve zor dönemde tüm imkanları seferber eden, bütün konularımı ve sorularımı titizlikle ele alan, akademik ve endüstriyel anlamda gelişimime katkılarını esirgemeyen, en önemlisi iyi bir akademisyen ve araştırmacı olmam için her türlü bilgi birikimini bana aktaran değerli danışmanım Prof. Dr. Mehmet ÇELİK'e sonsuz teşekkür eder, bundan sonraki kariyerim için her zaman olduğu gibi önder ve örnek olmasını temenni ederim.

Akademik hayatımın başlaması için cesaret verip önderlik eden, tez çalışmalarında hiçbir konuda yardımını esirgemeyen, akademik ve endüstriyel gelişimime katkıda bulunan Dr. Öğr. Üyesi Mustafa TINKIR'a, tez izleme sürecimde tecrübesiyle büyük faydaları olan sayın Prof. Dr. Fatih Mehmet BOTSALI'ya, deneysel çalışmalarım sırasında karşılaştığım sorunların üstesinden gelmemde yardımlarını esirgemeyen olan Dr. Öğr. Üyesi Yusuf ŞAHİN'e, deneysel sistemin kurulumunda desteğini tüm gücüyle veren Arş. Gör. Emre OFLAZ'a, tez çalışmam boyunca hep yanımda olan ve desteklerini esirgemeyen Arş. Gör. Abdullah ÇAKAN'a ve Öğr. Gör. Haşmet Çağrı SEZGEN'e en içten teşekkürlerimi sunarım.

Benim bu günlere gelmemde en büyük hak sahipleri olan Annem'e ve Babam'a, bütün bu yorucu süreçte büyük sabır gösteren, beni cesaretlendiren, desteğini, sevgisini ve özverisini tüm kalbiyle veren hayat ortağım sevgili eşim Yasemin'e, bir gülüşü ile tüm yorgunluğumu alan canım oğlum Oğuz Kağan'a ve tüm aileme sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Erdi GÜLBAHÇE
KONYA-2021

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
ÖNSÖZ	vi
İÇİNDEKİLER	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR	ix
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	9
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	41
3.1. Test Platformunun Tasarımı ve Üretimi	41
3.2. Kabuk Yapı Titreşimleri, Sayısal ve Deneysel Modal Analiz	44
3.2.1. Plaka titreşim teorisi ve uygulaması	44
3.2.2. Sayısal modal analiz teorisi ve uygulaması	51
3.2.3. Deneysel modal analiz teorisi ve uygulaması	54
3.2.4. Gezici sarsıcı yöntemi ile deneysel modal analiz	56
3.3. Deneysel Modal Analiz Doğrulama Yöntemleri	61
3.3.1. Frekans tepki fonksiyonlarının (FTF) sentezlenmesi	61
3.3.2. Modal güvence kriteri (MGK) matrisleri.....	61
3.3.3. Mod faz eşitsizliği (MFE) ve ortalama faz değişimi (OFD) değerleri	63
3.4. Mod Kombinasyon Metodu ile Optimal Eyleyici/Sensör Çifti Yerleşimi	64
3.4.1. Sonlu elemanlar yönteminde mod süperpozisyon metodu	65
3.4.2. Sonlu elemanlar yönteminde birleşik alan analizi	66
3.5. PPGb (Pozitif Pozisyon Geri Besleme) Kontrolcü Tasarımı Metodolojisi.....	68
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA.....	72
4.1. Mod Kombinasyon Metodunun Test Edilmesi ve Karşılaştırılması.....	72
4.2. Dört Tarafından Cıvata Bağlantılı Bir Plakanın Deneysel Modal Analizi	79
4.2.1. Gezici sarsıcı ve gezici çekiç yöntemiyle deneysel modal analizi	79
4.2.2. Modal analiz doğrulama yöntemleri ile incelenmesi	84
4.2.3. Deneysel ve sayısal modal analiz (TEST/SE) korelasyonu.....	87
4.2.4. Sonuçlar ve değerlendirme	90
4.3. UH1H Helikopteri Uçuş Sırasında Elde Edilen Titreşim Verileri.....	92
4.4. Helikopter Kargo Kapılarının Deneysel Modal Analizi	95
4.4.1. Yardımcı kargo kapısının klasik modal analizi ve gezici modal analizi	97
4.4.2. Ana kargo kapısının klasik modal analizi ve gezici modal analizi.....	115
4.5. Yapısal Sistemlerde Doğrusal Olmayan Durumlar	129
4.6. Helikopter Kargo Kapılarında Optimal Eyleyici/Sensör Çifti Yerleşimi	132
4.6.1. Helikopter kargo kapılarının sayısal modal analizi	135
4.6.2. Helikopter kargo kapılarında optimal eyleyici/sensör çifti yerleşimi.....	136
4.6.3. Helikopter kargo kapılarının durum uzay modellerinin elde edilmesi	140

4.7. Kontrolcü Tasarımı ve Uygulamaları	144
4.7.1. Yardımcı kargo kapısı için sayısal PPGB kontrolcü tasarımı ve uygulaması	144
4.7.2. Ana kargo kapısı için sayısal PPGB kontrolcü tasarımı ve uygulaması.....	153
4.7.3. Helikopter kargo kapıları için deneysel PPGB kontrolcü tasarımı ve uygulaması	158
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	182
5.1. Sonuçlar	182
5.2. Öneriler	185
KAYNAKLAR	188
EKLER	196



SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

$[M]$	: Yapısal Kütle Matrisi
$[C]$	: Yapısal Sönüm Matrisi
$[K]$	: Yapısal Rijitlik Matrisi
$\{u\}$	: Yer Değiştirme Vektörü
$\{F\}$	: Zaman Bağlı Yük Vektörü
$\{F_{nd}\}$	: Zamana Bağlı Nodal Yük Vektörü
$\{F_s\}$	: Modal Analizden Elde Edilen Yük Vektörü
$\{\phi_i\}$	: Mod Şekil Vektörü
$\{\phi_j\}$	: Karakteristik Mod Şekil Vektörü
y_i	: Modal Koordinat
$\{T\}$	: Gerilme Vektörü
$\{D\}$	: Elektriksel Yer Değiştirme Vektörü
$\{S\}$	: Gerinim Vektörü
$\{E\}$	: Elektrik Alan Vektörü
$[e]$	: Piezoelektrik Gerilme Matrisi
$[d]$	: Piezoelektrik Gerinim Matrisi
ϵ	: Dielektrik Sabiti
$[H]$	: Frekans Tepki Fonksiyonu
$[G_{xy}]$	: Çapraz Spektrum Yoğunluk Fonksiyonu
$[G_{xx}]$	: Tahrik Spektrum Yoğunluk Fonksiyonu
$[B_i]$	: Gerinim-Deplasman Matrisi
$[N_i]$	: Şekil Fonksiyonu
α	: Rayleigh Kütle Sönüm Katsayısı
β	: Rayleigh Rijitlik Sönüm Katsayısı
ξ	: Sönüm Oranı
ω	: Doğal Frekans
G	: PPGb Kontrolcü Kompansatörü Skaler Kazanç
$K(s)$	: PPGb Kontrolcü Kompansatörü

Kısaltmalar

FTF	: Frekans Tepki Fonksiyonu
SE	: Sonlu Elemanlar
SEY	: Sonlu Elemanlar Yöntemi
MFE	: Mod Faz Eşitsizliği
MGK	: Modal Güvence Kriteri
MISO	: Çoklu Giriş Tekli Çıkış
MIMO	: Çoklu Giriş Çoklu Çıkış
OFD	: Ortalama Faz Değişimi

PPGB	: Pozitif Pozisyon Geri Besleme
PSD	: Güç Spektrum Yoğunluğu
RMS	: Ortalama Karekök
SISO	: Tekli Giriş Tekli Çıkış
SIMO	: Tekli Giriş Çoklu Çıkış



**Tezde sıklıkla kullanılan simgelere ve kısaltmalara yer verilmiştir. Her simgenin ve kısaltmanın açıklaması, ilgili metinde yapılmıştır.*

1. GİRİŞ

Günümüzde endüstriyel ve bilimsel çalışmalar ile belirli mühendislik işlevlerini yerine getiren tüm yapılar akıllı ve verimli hale gelmektedir. Bu durum yüksek verim, düşük maliyet, gelişmişlik, hız, rekabetçi piyasa gibi mühendislikle ve iş dünyası ile direkt alakalı olup özellikle insan konforunun artırılması için vazgeçilmez bir unsurdur. Akıllı yapılar çevre koşullarındaki değişikliklere ve kendi durumundaki değişikliklere önceden tasarlanmış ve bilimsel bir şekilde uyarlanabilir şekilde tepki verebilen yapılar olarak tanımlanmıştır. Akıllı yapıların çalışması dört temel prensip üzerine kuruludur. Bunlar; eyleyici, sensör, kontrol algoritması ve zamanında tepki olarak sıralanabilir (Heganna ve Joglekar 2016). Eğer akıllı yapılarda bu dört unsur iyi optimize edilirse yüksek performanslı ve daha işlevli mekanizmalar ortaya çıkmaktadır. Akıllı yapıların kullanım ve uygulama alanları çok geniş bir yelpaze de olup araştırmacıların son yıllarda ısrarla üstünde durduğu konuların başında yer almaktadır.

Akıllı yapı teknolojileri ve stratejileri başta havacılık sektörü olmakla beraber birçok sektörün ısrarla üstünde durduğu bir konudur. Örneğin; havacılık sektöründe kullanılan dinamik platformların yapıları maliyet, kullanılabilirlik ve en önemlisi enerji verimliliği için hafif olması gerekmektedir. Fakat bu durum yapıların mukavemet ve titreşim yönünden direncini düşürmekte ve pasif titreşim kontrolü yöntemlerinin yetersiz kaldığı titreşim problemlerine yol açmaktadır. Dayanım sorunuyla beraber dinamik platformların en önemli sorunlarından birisi de titreşimdir (Wandowski ve ark 2017). Örneğin; hava araçlarının tasarımında aerodinamik performansları, anten yerleşimleri ve özellikle gürültü izolasyonları ve kabin konforu gibi karakteristikleri doğrudan etkileyen titreşimlerin azaltılması veya bastırılması büyük önem taşımaktadır. Fakat tasarımda minimuma indirilen titreşim seviyeleri bile yeterli gelmediği durumlar oluşmaktadır. Bu yüzden hava araçlarında ki pasif yapılar akıllı malzemeler ile donatılarak akıllı yapılar şekline getirilmiş, titreşim ve gürültü azaltmada önemli yollar kat edilmiştir (Monner ve Wierach 2005).

Akıllı bir yapı tipik olarak bir veya daha fazla akıllı (veya fonksiyonel) materyalden oluşur. Bu akıllı malzemeler, gerekli işlevselliği sağlamak için mekanik, elektrik, manyetik, termal, kimyasal ve optik gibi disiplinlerin en az ikisinin birleştiği yapılardır. Bu birleşim (eş çalışma) sayesinde fiziksel, geometrik ve reolojik özelliklerini değiştirme, şekillerini değiştirme ve dış uyaranlara cevap verme yeteneklerine sahiptirler

(Jalili 2009). Genel olarak kullanılan aktif malzemelerin bazıları, kilometre taşı yılları ve birleşim alanları ile birlikte şu şekilde listelenmiştir (Tzou ve ark 2004);

- Piroelektrikler malzemeler (M.Ö. 315, termal ve mekanik alan birleşimi),
- Elektroeolojik akışkanlar (1784, elektrik ve mekanik alan birleşimi),
- Manyetostriktif malzemeler (1840, manyetik ve mekanik alan birleşimi),
- Piezoelektrik malzemeler (1880, mekanik ve elektrik alan birleşimi),
- Şekil hafızalı alaşımlar (1932, termal ve mekanik alan birleşimi),
- Manyetoreolojik akışkanlar (1947, manyetik ve mekanik alan birleşimi),
- Elektroaktif polimerler ve polielektrolit jeller (1949, elektrik ve mekanik alan birleşimi)
- Elektrostriktif malzemeler (1954, elektrik ve mekanik alan birleşimi)
- Fotostriktif malzemeler (1974, optik ve mekanik alan birleşimi)

Bütün bu akıllı malzemeler arasında piezoelektrik malzemeler birçok mekatronik ve kontrol sisteminde en yaygın kullanılan malzemeler olarak öne çıkmaktadır. Piezoelektriklik ve piezoelektrik malzemeler hakkında detaylı bilgi literatürde çokça yer almaktadır (Jalili 2009, Gülbahçe 2015).

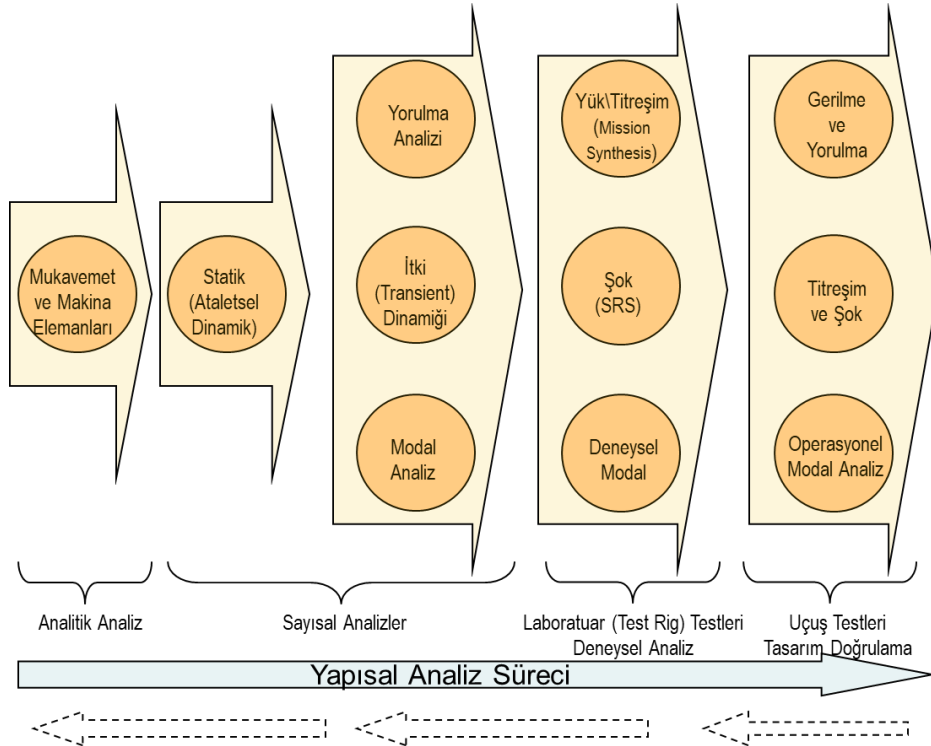
Mekanik titreşimler yapılarda istenmeyen etkilere, hizmet ömrünün azalmasına veya hatta mekanik sistem bileşenlerinin hasar görmesine neden olabilir. Yine aynı şekilde yüksek düzeyde titreşim ve akustik gürültü insan yaşam ortamlarında işitme kaybına, kalp rahatsızlığına, artmış stres düzeyine ve erken halsizliğe kadar birçok sorunu ortaya çıkarabilir. Literatürde yer, deniz ve uzay uygulamalarından nano ve mikro cihazlara kadar titreşim sönümleme ve gürültü azaltma için aktif iyileştirme çalışmaları yaygın olarak rastlanmaktadır. Havacılık sektöründe de dinamik platformların titreşimlerinin piezoelektrik eyleyicilerle aktif kontrolü ile bu platformların birçok yönden performanslarının artacağı görülmüştür. Bu nedenle bu teknoloji çizgisindeki çalışmaların önemi her geçen gün artmaktadır. İlerleyen teknoloji sayesinde de yapılan çalışmalar endüstriyel kazanımlar meydana getirmektedir.

Öte yandan piezoelektrik tabanlı aktif titreşim kontrolü çalışmaları adına birçok yapı üzerinde birçok farklı kontrol algoritmaları ile çok sayıda çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmalar literatür taramasında detaylı olarak sunulmuştur. Genel bir yorum yapılacak olursa bütün bu çalışmalar temelde sistemlerin modellenmesi ve kontrolcü tasarımları olarak iki önemli konu başlığı altında toplanmaktadır. Yapısal titreşim kontrolünde pasif yöntemler yeteri kadar etkili olamadığı durumlarda aktif yöntemlerin önemi ve gereği

birçok çalışmada vurgulanmıştır. Bu ihtiyaçla beraber araştırmacılar aktif titreşim kontrolü çalışmalarını birçok yöntem geliştirerek denemişler ve başarıya ulaşmışlardır.

Özellikle havacılık sektöründe kabin ve kokpit gürültüsünü ve titreşim seviyelerini azaltarak yolcu konforunu ve mürettebat etkinliğini artırmak aktif titreşim ve gürültü kontrol çalışmalarının en önemli amacıdır. Şu anda pilot uçuş süreleri helikopter gürültü ve titreşime maruz kalma nedeniyle sınırlıdır. Gürültüye maruz kalma ile ilgili farklı çalışmalar yapılmıştır (KÜPPER ve ark 2004, Jaruchinda ve ark 2005, Küpper ve ark 2013). Öncelikle endüstriyel anlamda birçok çalışma helikopterlerde titreşim ve gürültü azaltımı çok uzun yıllardır çalışılmaktadır ve detaylı bir şekilde literatür taramasında sunulmuştur. Kabin gürültüsünün azaltılmasının bir yolu da kabin iç yüzeylerine yapıştırılan piezoelektrik eyleyiciler ile aktif titreşim kontrolü çalışmalarıdır.

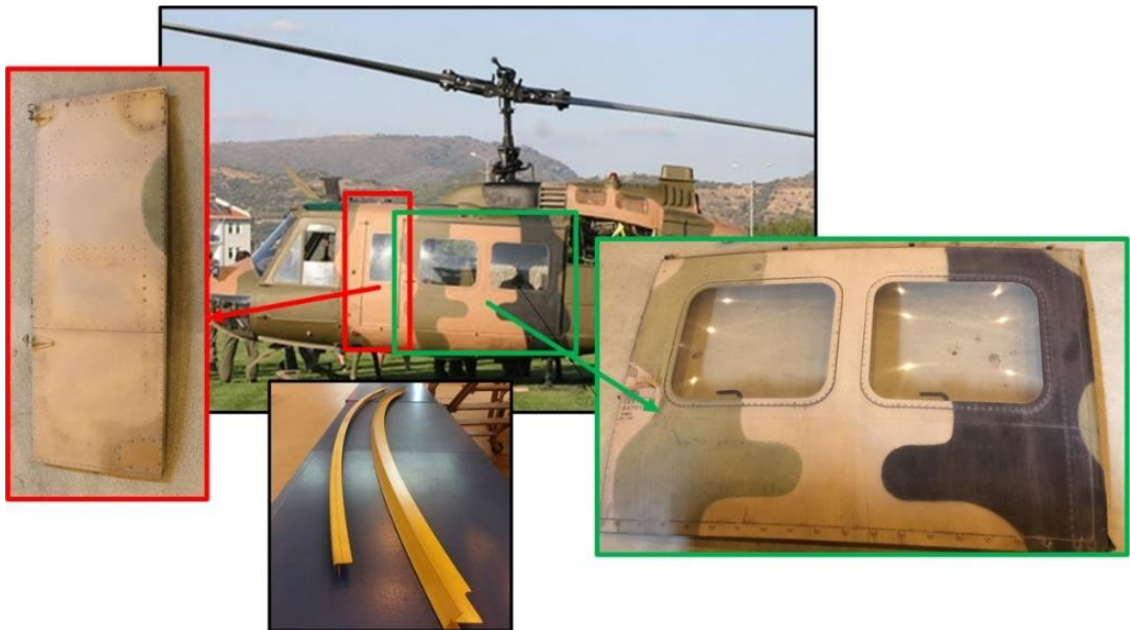
Öte yandan havacılık mühendisliğinde yapısal analiz işlem adımları Şekil 1.1’de verilmiştir. Yapısal analiz süreci temel analitik hesaplamalar ile başlamaktadır. Makina ve sistemlerin fiziksel durum ve davranışlarını belirlerken karar verme sürecinde ampirik denklemler çözüm kolaylığı nedeniyle sıklıkla kullanılmaktadır. Daha sonra sürece sayısal analizler ile devam edilmektedir ve çok önemli bir konuma sahiptir. Sayısal analiz yöntemlerinden olan sonlu elemanlar yöntemi çok güçlü ve çağdaş bir sayısal hesaplama yöntemi olarak problemlerin çözümünde özgün değerler sunmaktadır.



Şekil 1.1. Havacılık sektöründe yapısal analiz süreci

Yapısal analiz süreci laboratuvar testleri ve deneysel analizler ile devam etmektedir. Burada önceki adımlarda elde edilen bilgiler ışığında bir test prototipine yapının maruz kalacağı yükler, bu yükler altındaki tepkisi, çalışma şartları altında istenilen fonksiyonu, en uygun test yöntemleri gibi çözümleri gerekli deneysel testler ile gerçekleştirilerek yapının gerçek testleri öncesinde problemlerinin çözülmesi gerekmektedir. Burada uygulanan yöntemler yapının önceki aşamalarda ön görülmeyen davranışlarını, özelliklerini ve hesaplanamayan parametrelerini tayin etme de çok önemlidir. Nihayetinde gerçek uçuş testleri ile havacılık sektöründe yapısal analiz süreci sonlandırılır. Bu tez çalışmasının özü niteliğinde olan akıllı yapı tasarımı dikkate alındığında tez kapsamında yapılan tüm çalışmalar metodoloji bakımından havacılık mühendisliğinde yapısal analiz süreci baz alınarak gerçekleştirilmiştir. Sunulan çalışmalar titreşim yönünden analitik analiz, sayısal analiz ve laboratuvar testlerini içeren, özgün değerler katarak mühendislik hesaplamalarını geliştiren, esasen bir tasarım sürecini barındıran bir yapıda detaylı şekilde ele alınmış, araştırılmış ve sunulmuştur. Tez kapsamında uçuş yani saha testleri gerçekleştirilmemiştir.

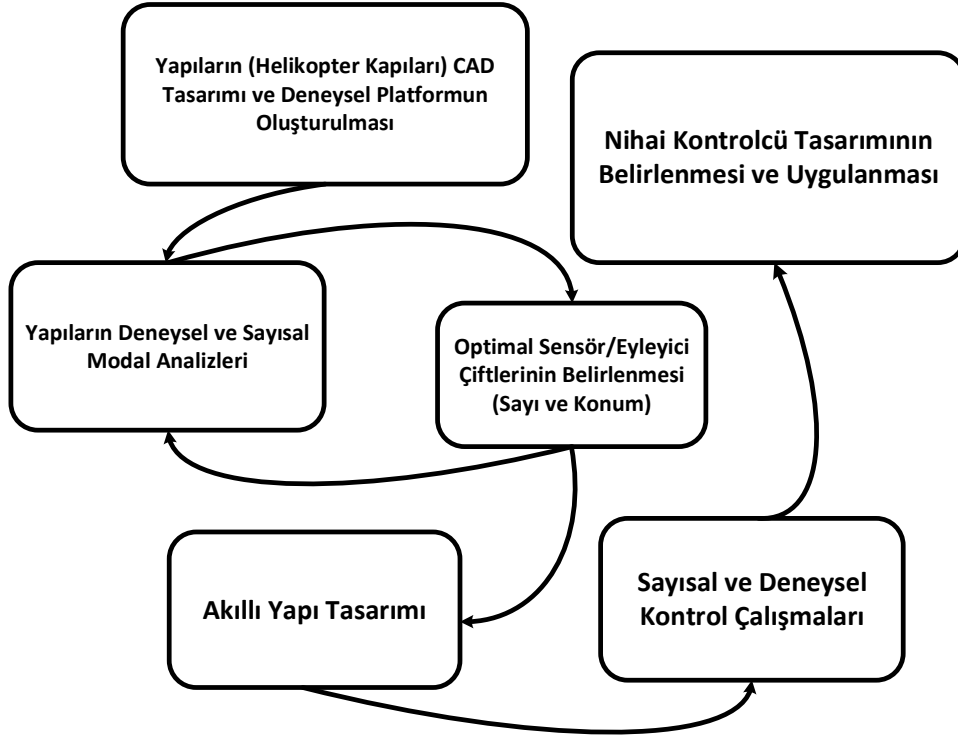
Literatürde yer alan aktif titreşim kontrolü çalışmalarının çoğunluğunda pasif yapı olarak geometrisi belirli daha basit yapılar kullanılmıştır. Bu tarz yapılar doğrusal olmayan özelliklerinin azlığı ile daha az karmaşık ve deneysel çalışmalar için daha kolay seçenek olmuşlardır.



Şekil 1.2. UH1H Helikopteri kargo kapıları

Araştırmacılar önerdikleri aktif titreşim kontrolüne yönelik teorileri ve uygulamaları basit yapılar üzerinde deneysel ve sayısal olarak denemişlerdir. Fakat daha gerçekçi bir çalışma adına Şekil 1.2’de görülen UH1H helikopterin ana kargo kapısı ve hemen yanında bulunan yardımcı kargo kapısı bu tez çalışmasında aktif titreşim kontrolü için pasif ana yapılar olarak seçilmiştir. Helikopter kargo kapıları hurdaya ayrılmış gerçek bir helikopterden alınmış olup akademik çalışmaların yapılması için gerekli izinler ile Türk Silahlı Kuvvetleri (5. Ana Bakım Merkez Komutanlığı/Ankara) tarafından temin edilmiştir.

Bu tez çalışmasının gerekliliğini ortaya koyan dinamik platformların aktif titreşim kontrolü için mühendislik hesaplamaların yapılmasının akademik bir tabana oturtturmak büyük önem taşımaktadır. Aktif titreşim kontrolü çalışmaları genel olarak iki temel stratejiden oluşmaktadır. Birincisi titreşim kontrolü yapılacak yapının dinamik testleri ve analizleri, yani yapının dinamik karakteristiklerinin elde edilmesi, ikincisi ise yapıdan istenilen düzeyde cevap alabilmek için kontrolcü tasarımlarının gerçekleştirilmesidir. Bu tez çalışmasında her iki stratejiyi de öz alarak helikopter kargo kapılarının piezoelektrik eyleyiciler vasıtasıyla sayısal ve deneysel aktif titreşim kontrolü için deneysel analiz yöntemlerinin geliştirilmesi çalışmaları sunulmuştur.



Şekil 1.3. Tez çalışmasının metodolojisi

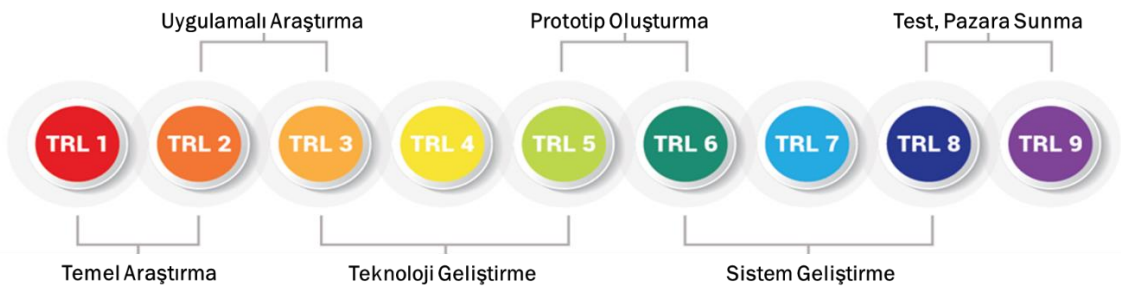
Tezin amacına uygun yöntemleri geliştirmek için yapılan çalışmalar ile tezin metodolojisi Şekil 1.3'te verilmiştir. Ayrıca tezin bu kısmında metodoloji ile çalışmanın kısa bir özetine de yer verilmiştir.

İlk aşamada, helikopter kargo kapılarının CAD tasarımları ile bu yapıların laboratuvar ortamında testlerinin, analizlerinin ve kontrolcü uygulamalarının gerçekleştirildiği bir test platformu üç farklı tasarım sonucunda elde edilmiştir. Metodolojinin ikinci aşamasını ise sunulan yapıların deneysel-sayısal modal analizleri ve optimal eyleyici/sensör çiftlerinin belirlenmesi oluşturmaktadır. Burada her iki adım bir döngü halinde gerçekleştirilmiştir. Optimal eyleyici/sensör çifti yerleşimi için basit ve hızlı bir yöntem olan süperpozisyon metoduna dayalı sayısal olarak gerçekleştirilen mod kombinasyon yöntemi önerilmiştir. Optimal eyleyici/sensör yerleşimi ile ilgili literatürde yer alan önemli ve güncel çalışmaların sunduğu farklı yöntemler detaylı incelenmiştir. Bu literatür çalışmalarından iki tanesinin önerdiği yöntemler sonucunda elde edilen optimal konum bölgeleri ile bu tez çalışmasında önerilen mod kombinasyonu metodu sonucunda elde edilmiş optimal konum bölgeleri kıyaslanmıştır. Bu sayede önerilen sayısal mod kombinasyon yönteminin geçerliliği ve uygulanabilirliği vurgulanmıştır. Sayısal olarak sensör/eyleyici çiftlerinin belirlenmesi için deneysel olarak doğrulama yapmak gerekliliktir. Bu amaçla deneysel modal analizler ile sayısal modal analizler karşılaştırılmış ve doğrulanmıştır. Deneysel modal test ve analiz için özgün olarak literatüre önerilen gezici sarsıcı yöntemi uygulanmıştır. Öncelikle bu önerilen gezici sarsıcı yöntemi daha basit yapı olan dört tarafı cıvata bağlantılı bir plaka üzerinde denenmiş ve gezici çekiç testleri ile karşılaştırılmıştır. Daha sonra ise gezici sarsıcı yöntemi helikopter kargo kapıları üzerinden uygulanmış ve klasik modal sarsıcı ile yapılan testler ile karşılaştırılmıştır. Gezici sarsıcı yönteminin avantajları ve dezavantajları vurgulanmıştır. Modal analiz doğrulama yöntemleri sunulmuş ve deneysel modal analiz uygulanan tüm yapılar için karşılaştırılmıştır. Deneysel modal analiz yöntemlerinin birbirleri ile karşılaştırılmasından sonra helikopter kargo kapılarının deneysel ve sayısal modal analiz korelasyon çalışmalarına yer verilmiştir. Korelasyon çalışmaları ile modal güvence kriteri matrisleri incelenmiştir. Helikopter kargo kapılarının korelasyon sonuçlarına göre mod kombinasyon metodu ile optimal eyleyici/sensör yerleşimleri sayısal olarak belirlenerek akıllı yapı tasarımları tamamlanmıştır. Daha sonra bu akıllı yapıların durum uzay modelleri elde edilmiştir. Yardımcı kargo kapısı için üç farklı durum uzay modeli elde edilmiş, ana kargo kapısı için ise bir tane durum uzay modeli elde edilmiştir.

Üçüncü aşamayı ise kontrol çalışmaları oluşturmaktadır. Kontrolcü tasarımları için Pozitif Pozisyon Geri Besleme (PPGB) teorisi ve uygulama şekli detaylı sunulmuştur. Bu kısımda öncelikli olarak helikopter kargo kapıları akıllı yapılarında sayısal kontrol çalışmalarına yer verilmiştir. Aktif titreşim kontrol performansını artırmak adına sayısal çalışmalarda optimizasyon teknikleri kullanılmıştır. Yardımcı kargo kapısından elde edilen farklı durum uzay modelleri aynı optimizasyon teknikleri ile kontrol edilmiş ve karşılaştırılmıştır. Daha sonra helikopter kargo kapıları akıllı yapılarında deneysel kontrol çalışmalarına yer verilmiştir. Deneysel kontrol çalışmaları için üç farklı (Frekans Tepki Fonksiyonu, Doğal Frekans Fonksiyonu ve Tahrik Frekans Fonksiyonu) PPGB kompensatörü kullanılmış ve karşılaştırılmıştır. Ayrıca bu kısımda zamanla değişen bozucu giriş kurgusu ile aktif titreşim kontrolü gerçekleştirilmiş, değişken durumlara adaptif yanıt verebilen kompensatör (Frekans Tepki Fonksiyonu) geliştirilmiştir. Tüm deneysel ve sayısal kontrol çalışmaları zaman alanı ve frekans alanı grafikleri ile karşılaştırılmıştır.

Çalışmada son olarak deneysel sistemler üzerinden gürültü ölçümleri yapılmıştır. Literatürde bulunan uçuş sırası farklı helikoptere ait gürültü seviyeleri detaylı olarak araştırılmıştır. Kontrollü sistemlerin laboratuvar ortamında yapılan gürültü ölçümleri uçuş gürültü profillerinin çok altında kaldığı için gürültü yönünden bir iyileştirme yapılması mümkün olamamıştır.

NASA'nın araştırmacıları tarafından Ar-Ge literatürüne kazandırılan Teknoloji Hazırlık Seviyesi (Technology Readiness Level –TRL) endeksi geliştirilen bir teknolojinin olgunluğunu ve kullanılabilirlik seviyesini ölçmek, başka teknolojilerle olgunluk seviyelerini karşılaştırmak amacıyla kullanılmaktadır (Mankins 1995). Teknoloji Hazırlık Seviyesi TRL-1'den TRL-9'a kadar sıralanır ve Şekil 1.4'te sunulmuştur.



Şekil 1.4. Teknoloji hazırlık seviyesi

Bu tez çalışmasında sunulan metodoloji ve yapılan çalışmalar Teknoloji Hazırlık Seviyesi endeksine göre TRL-6'ya kadar kapsamaktadır. Temel araştırma, uygulamalı araştırma, teknoloji geliştirme ve prototip oluşturma basamaklarının gerçekleştirilmesi hedeflenerek çalışmalar yürütülmüştür.

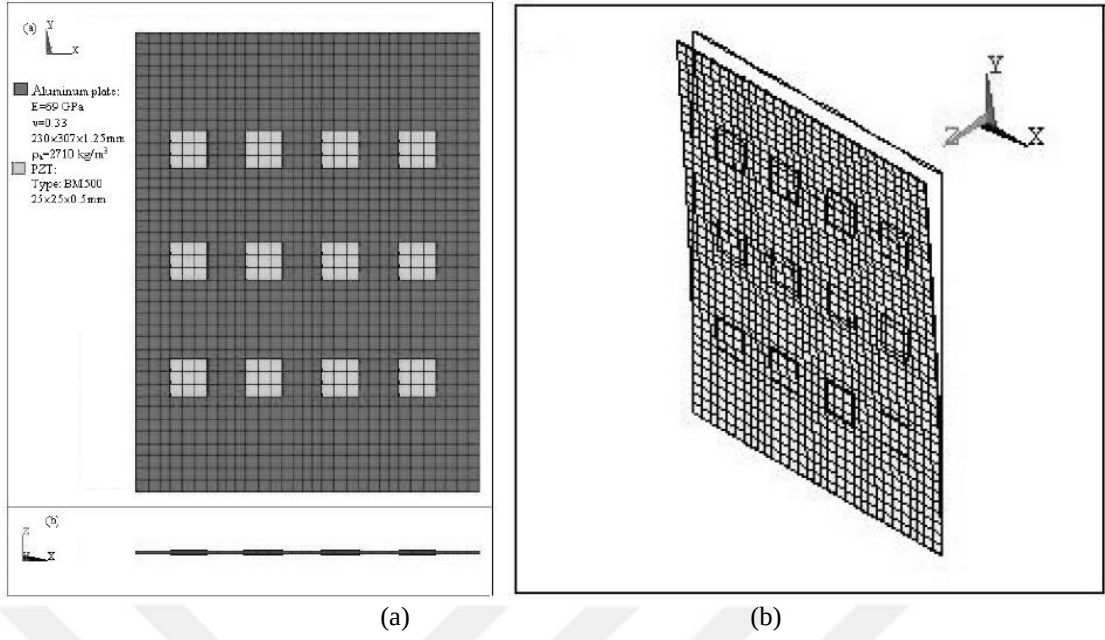
Bu doktora tezinde kabuk yapıların dinamik karakteristiğinin bilime katkı yapacak şekilde bulunması ve bu metodolojinin helikopter kabini titreşim kontrolünde uygulanması çalışmalarına yer verilmiştir.



2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

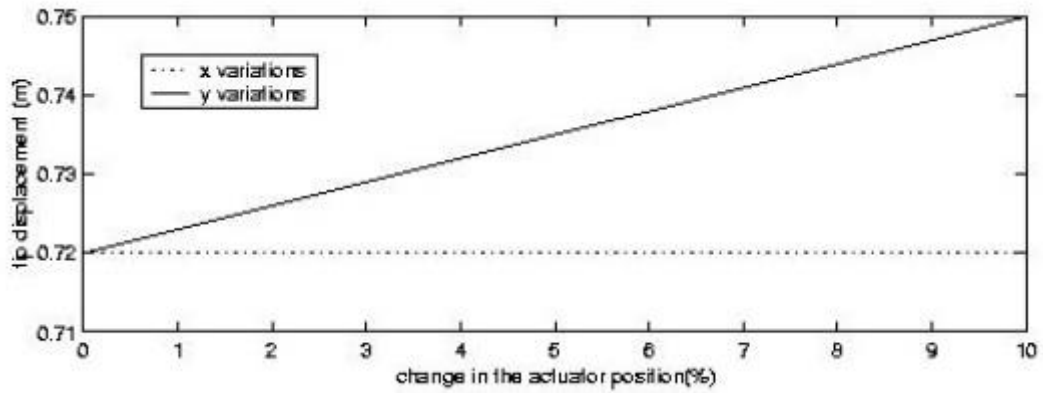
Akıllı yapılar kullanılarak yapılan uygulamaların başında aktif titreşim kontrolü çalışmaları yer almaktadır. Piezoelektrik malzeme gibi akıllı malzemeleri kullanarak yapılardaki titreşim sönümleme çalışmaları otuz yıl öncesine dayanmaktadır. Günümüzde ise birçok uygulamada gelişmiş teknoloji ile gürültü ve titreşim kontrolünde önemli çalışmalar akademik bilgiler eşliğinde endüstriyel alanlarda yapılmaktadır. Piezoelektrik malzeme tabanlı aktif titreşim kontrolü yapılacak yapının dinamik karakteristikleri sönümleme performansını doğrudan etkilemektedir. Bu yüzden en önemli adımlardan biri piezoelektrik eyleyicilerin yapı üzerindeki konumudur. Tezin bu kısmında literatürde yer alan optimal eyleyici/sensör yerleşimi ile ilgili en önemli çalışmaların detaylı anlatımı verilmiştir.

Akıllı yapı uygulamaları daha eski zamanlarda başlamasına rağmen 2000’li yılların başlarında hız kazanarak daha önemli çalışmalara imza atılmıştır. Yaman ve ark (2002) tarafından sunulan çalışmalarda, aktif titreşim kontrolü için akıllı plakanın modellemesinin sayısal ve deneysel sonuçları sunulmuştur. Akıllı plaka olarak adlandırılan yapı ankastre olarak bağlanmış olup, yüzey bağlantılı piezoelektrik yamalar ile dikdörtgen şeklinde bir alüminyum plakadan oluşmaktadır. Piezoelektrik eyleyiciler üst ve alt yüzeylere simetrik olarak bağlanmıştır. Akıllı plakanın sonlu elemanlar modelini elde etmek için ANSYS yazılımı kullanılmıştır. Elde edilen bu model kullanılarak eyleyici yerleşiminin ve boyutunun yapı üzerindeki etkileri akıllı plakanın tepkisi ile ortaya koyulmuş ve kabul edilebilir maksimum piezoelektrik eyleyici çalışma voltajı belirlenmiştir. Bu modele dayanarak optimum sensör yerleri bulunmuş ve gerçek akıllı plaka üretilmiştir. Çalışmada 24 adet BM500 tip “Sensor Technology Limited” firmasına ait piezoelektrik eyleyici kullanılmıştır. Eyleyicilerin yapı üzerine yerleşim konumları modal analiz kullanılarak belirlenmiştir. Aynı şekilde polarize edilmiş eyleyicilerin plakanın alt ve üst yüzeyinde simetrik olarak bağlandığı varsayılmıştır. Akıllı plaka ve ilk modu Şekil 2.1’de verilmiştir.

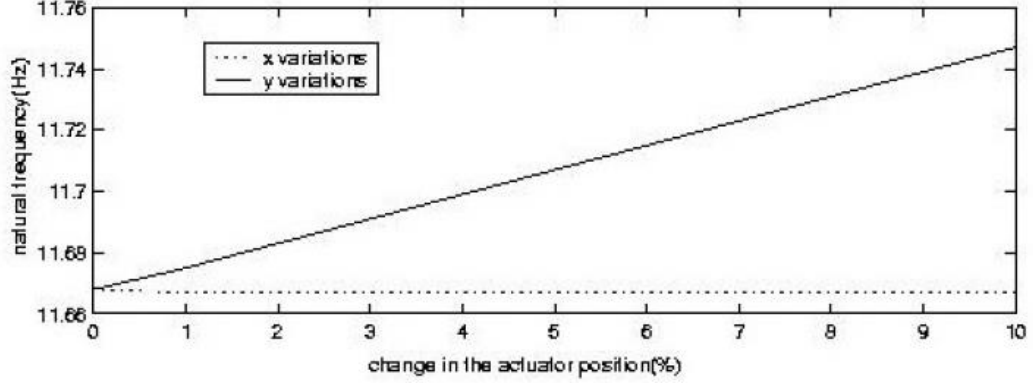


Şekil 2.1. (a) Çalışmada geliştirilen akıllı plakanın geometrisi ve sonlu elemanlar modeli, (b) Akıllı plakanın ilk teorik mod şekli ($f_1 = 11.625 \text{ Hz}$) (Yaman ve ark 2002)

Çalışmanın devamında eyleyici yerleşiminin etkilerini belirlemek için iki durum göz önünde bulundurulmuştur. Her birinde, piezoelektrik eyleyiciler arasındaki mesafeyi sabit tutarak, tüm eyleyiciler x veya y yönünde hareket konumları değiştirilmiş ve sonuçlar Şekil 2.2'de verilmiştir. Buradan anlaşılabileceği gibi $y=0$ noktasına yaklaştıkça tepki artmıştır. Ayrıca eyleyicilerin x yönünde hareket ettirilmesi sonuçları etkilememiştir. Eyleyici yerleşiminin birinci mod üzerindeki etkileri de araştırılmış ve sonuçlar Şekil 2.3'te gösterilmiştir. Y eksenindeki hareketin daha belirgin olduğu yine görülmektedir.

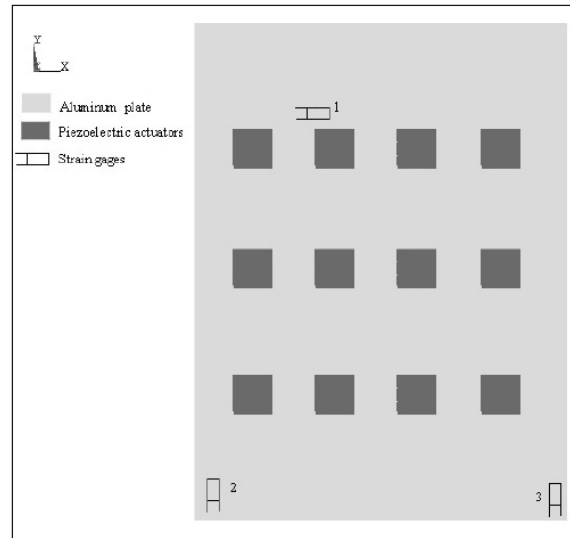


Şekil 2.2. Eyleyici yerleşiminin 300V'de ki tepki üzerindeki etkileri (Yaman ve ark 2002)



Şekil 2.3. Akıllı plakanın ilk teorik doğal frekansı üzerindeki eyleyici yerleşiminin etkileri (Yaman ve ark 2002)

Çalışmada ayrıca piezoelektrik eyleyicilerin boyutlarının etkisi de sunulmuştur. Bu kapsamda, bir kapsama oranı isminde bir katsayı tanımlanmıştır. Bu katsayı eyleyicilerin plaka üzerinde kapladıkları alanın plaka alanına oranlanmasıyla elde edilmiştir. Eyleyicilerin boyutlarındaki artış akıllı plakayı rijitleştirmesine rağmen iletilen enerjiyi de artırdığı görülmüştür. Çalışmada kullanılan piezoelektrik yamalar eski tip gevrek malzemeden üretilmiştir ve çekme dayanımları 63 MPa olduğu verilmiştir. Bu nedenle, eyleyici üzerinde oluşacak stresler kritik olmaktadır. Kabul edilebilir maksimum piezoelektrik eyleyici çalıştırma (0-300 V) değerini belirlemek için eyleyicilerde oluşan Von Mises gerilmeleri araştırılmıştır.

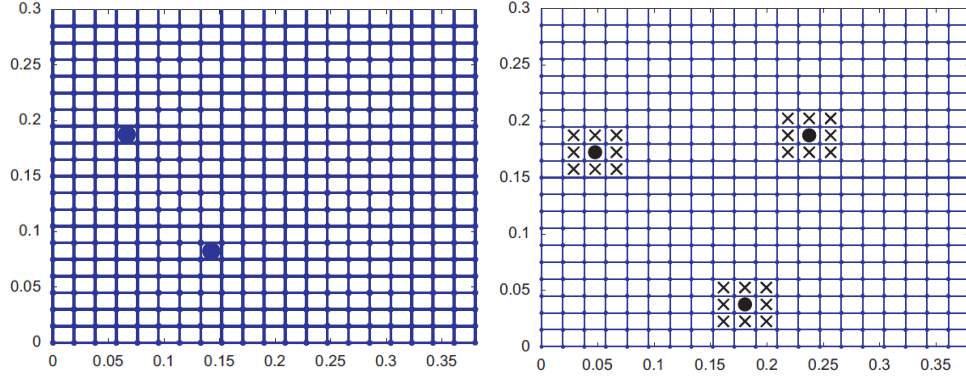


Şekil 2.4. Akıllı plaka üzerinde gerinim ölçerlerin ve piezoelektrik yamaların yerleştirilme konfigürasyonu (Yaman ve ark 2002)

Yine sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak aktif titreşim kontrolü için sensörlerin en uygun konumlarının belirlenmesi sunulmuştur. Bu konumlar, akıllı yapının mod şekillerine göre belirlenmiştir. Akıllı plakanın modal analiz sonuçlarına göre akıllı plakanın titreşimlerini algılamak için gerinim ölçer sensörleri için üç konum belirlenmiştir. Bu şekilde elde edilen akıllı plakadaki gerinim ölçerlerin optimum konumları ve piezoelektrik eyleyicilerin konfigürasyonu Şekil 2.4'te gösterilmiştir.

Sonuç olarak Yaman ve ark (2002) sundukları çalışmanın ilk kısmında sonlu elemanlar modelleme tekniğine dayanarak piezoelektrik eyleyicilerin yerleşim ve boyutlarının belirlenmesindeki ve gerinim ölçerlerin yerleştirilmesindeki problemleri analiz etmişlerdir. Böylece piezoelektrik eyleyiciler ve gerinim ölçer sensörleri için optimum konumlar belirlenmiştir. Çalışmanın ikinci kısmında ise kontrol çalışmalarına yer verilmiştir.

Bruant ve ark (2010) tarafından yapılan çalışmalarda ise aktif titreşim kontrolü için piezoelektrik eyleyici ve sensör konumlarının optimizasyonu üzerinde durulmuştur. Yapının iyi bir şekilde izlenebilirliğini veya kontrol edilebilirliğini sağlamak ve sızma (leakage) etkisini sınırlandırmak için kalıntı (residual) modları göz önüne alarak, iki adet uyarlanmış optimizasyon kriteri uygulanmıştır. Her bir piezoelektrik eyleyici için merkezinin konumu ve oryantasyonu (açısal yönelim) olarak iki optimizasyon değişkeni hesaba katılmıştır. Optimal konfigürasyonları bulmak için genetik algoritmalar kullanılmıştır. Çalışmada, iki optimizasyon problemi benzerdir. Fakat optimizasyon prosedürünü basitleştirmek için bağımsız olarak incelenmiştir. Çok az sayıda makale sensörlerin ve eyleyicilerin açısal yönelimleriyle ilgilendikleri vurgulanmıştır. İlk olarak Şekil 2.5a'da görülen plakanın ilk beş titreşim modunu gözlemleyebilmek için iki adet piezoelektrik sensörün konumları genetik algoritma (GA) ile bulunmuştur. İkinci olarak ise plakanın ilk sekiz titreşim modunu gözlemleyebilmek adına üç adet piezoelektrik sensörün konumları GA ile belirlenmiştir. Fakat burada, konumların optimal konumlar olduğunu doğrulamak için, optimizasyon kriteri elde edilen konumların yakınındaki yerler için de hesaplanmıştır (bakınız Şekil 2.5b). Her bir sensör için sekiz adet komşu konum belirlenmiştir. Bu çalışma GA tarafından verilen optimal konumun en azından yerel optimum olduğunu göstermiştir.



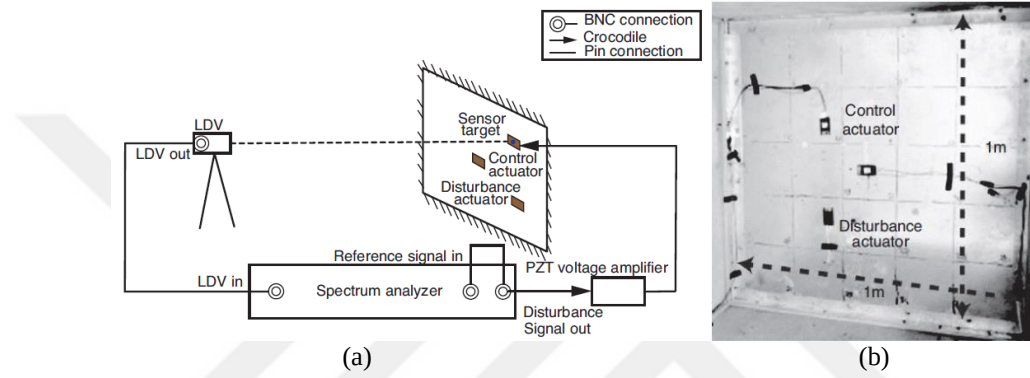
Şekil 2.5. (a) Test 1: İki piezoelektrik sensör için en uygun yer (b) Test 2: Üç piezoelektrik sensör için en uygun konumlar (x: incelenen komşu konumlar) (Bruant ve ark 2010)

Çalışmada sonuç olarak aktif titreşim kontrolü için piezoelektrik eyleyicilerin ve sensörlerin optimum konum ve yönelimi göz önüne alınmıştır. Her bir optimizasyon problemi için, uyarlanmış bir optimizasyon kriteri kullanılmıştır. Optimizasyon kriteri yapının her modunun iyi izlenebilirliğini ve kontrol edilebilirliğini sağlamak için daha az gözlemlenebilir ve kontrol edilebilir kalıntı modları dikkate alarak olağan yaklaşımlardan türetilmiştir. Genetik algoritmalar, kriterlerin dışbükey olmadığı ve kolayca türetilmediği bu optimizasyon problemlerini çözmek için iyi uyarlanmıştır. Ankastre bağlanmış bir plakada birçok uygulama sunulmuştur. Simülasyonlar ile bu optimizasyon problemleri için GA'nın verimliliğini gösterilmiştir.

Biglar ve ark (2015) tarafından yapılan çalışmada dikdörtgen plakaya bağlanmış piezoelektrik eyleyici/sensörlerin en uygun pozisyon/yönlendirmelerine bağlı aktif titreşim kontrolü için yeni bir formülasyon önerilmiştir. Serbest titreşim ve modal özellikler, Rayleigh–Ritz ve geçici yanıt kullanılarak klasik plaka teorisine dayalı varsayılan mod yöntemleriyle elde edilmiştir. Sabitlenmiş bir plakaya bağlı piezoelektrik yamaların optimal konumu için üç kriter önerilmiştir. Başka bir deyişle, piezoelektrik yamaların optimal konumları veya yönelimleri, yapının kontrol edilebilirlik veya gözlemlenebilirlik parametrelerine göre yayılma etkisini azaltmak için kalıcı modlar dikkate alınarak belirlenmiştir. Bu kriterler, piezoelektrik sensörlerin/eyleyicilerin en uygun konumlarını veya yönelimlerini bulmak için bir genetik algoritma optimizasyonu için tanımlanan optimal uygunluk fonksiyonunu elde etmek için kullanılmıştır. Hareket denkleminin ve sensör çıkış denkleminin türetilmesi için, Hamilton ilkesi ve Rayleigh-Ritz yöntemi kullanılmıştır. Yapılan çalışmanın sonucunda piezoelektrik sensörlerin ve eyleyicilerin en uygun konumlandırma ile sönümlleme etkisinin artırılabilceğini ve

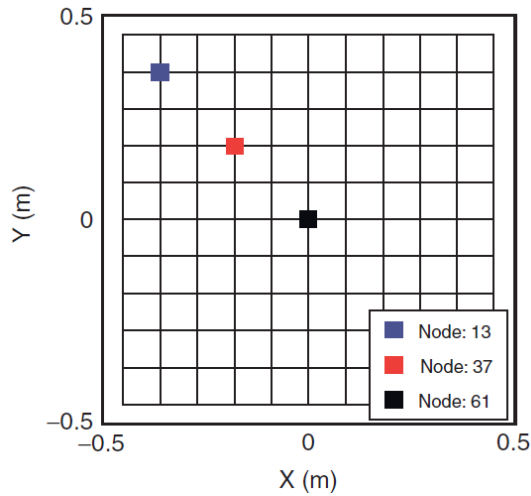
plaka titreşimlerini daha etkili bir şekilde azaltıldığı gösterilmiştir. Genel olarak ise aktif titreşim kontrolü ince plakanın sayısal titreşim kontrolünde etkili olmuştur.

Boz ve ark (2015) tarafından yapılan çalışmalarda ise bir deneysel ve sayısal aktif titreşimi kontrolü çalışması sunulmuştur. Dört tarafından sabitlenmiş bir plaka üzerine iki adet piezoelektrik yama yapıştırılmış ve bir tanesinin olduğu noktada eş konumlu bir hız sensörü yerleştirilmiştir. Piezoelektrik eyleyicilerden biri kontrol için diğeri ise bozucu olarak kullanılmaktadır. Çalışmada sunulan deneysel sistem Şekil 2.6'da görülmektedir.



Şekil 2.6. (a) Eyleyici ve bozucu modeller elde etmek için kullanılan deneysel kurulum (b) Yüzeye bağlı PZT eyleyiciler ile dört tarafı sabitlenmiş plaka (Boz ve ark 2015)

Şekilde 2.6'da kontrol ve bozucu eyleyicilerinin konumları gösterilmektedir. Kontrol eyleyicisi, eyleyici sinyalini sürmek için kullanılırken, bozucu eyleyicisi, istenmeyen titreşim etkilerini yaratmak için kullanılmıştır. Piezoelektrik yamalar titreşim modlarının yüksek gerinim bölgelerinde etkilidir. Dört bir tarafından sabitlenmiş bir plakanın her modu için, bu bölgeler aynı değildir.



Şekil 2.7. Akıllı plakadaki üç örnek eyleyici bağlantı noktası (Boz ve ark 2015)

Çalışmada, eyleyicilerin konumları yapının ilk dört titreşim moduna göre seçilmiştir. Piezoelektrik yama konumlarının etkinliğini araştırmak için akıllı plakanın üzerinde iki boyutlu bir kafes (11 x 11) tanımlanmıştır. Bu sayede eyleyici yerleşimi için 121 potansiyel nokta çizilmiştir. Şekil 2.7’de akıllı plakadaki üç örnek eyleyici konumu ve kafes noktaları gösterilmiştir.

Akıllı plakadaki piezoelektrik yama için 121 uygun bağlanma noktası vardır. Bu noktaların hangisinin daha etkin olduğunu belirleyebilmek adına uygulanan piezoelektrik voltajı $V(j\omega)$ olarak, akıllı plakanın deplasman tepkisi $x_i(j\omega)$ Denklem (2.1)’de tanımlanmıştır.

$$x_i(j\omega) = [-\omega^2 M + j\omega C + K]^{-1} V(j\omega) i \quad i \in [1,121] \quad (2.1)$$

Akıllı plakanın hız tepkisi $q_i(j\omega)$ ve uygulanan piezoelektrik voltajından $V(j\omega)$ elde edilen frekans tepki fonksiyonu $G_i(j\omega)$ Denklem (2.2)’de verilmiştir. Frekans tepki fonksiyonu $G_i(j\omega)$ frekans alanında deplasmana göre türev alınarak elde edilmiştir.

$$G_i(j\omega) = \frac{q_i(j\omega)}{V(j\omega)} = j\omega * [-\omega^2 M + j\omega C + K]^{-1} \quad (2.2)$$

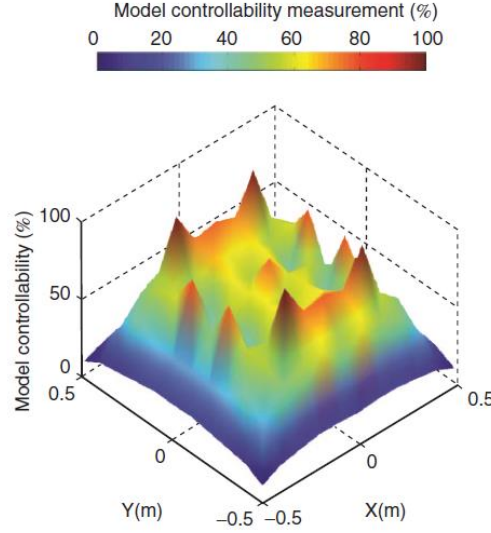
Her eyleyici için modal kontrol edilebilirlik ölçüsü λ frekans tepki fonksiyonlarını $|G_i(j\omega)|$ her eyleyici konumu için "m" rezonans modunda maksimum değerine bölünmesiyle hesaplanmıştır (2.3).

$$\lambda_m^i = \frac{|G_i(j\omega)|}{i \in [1,121]_{\max} |G_i(j\omega)|} \quad (2.3)$$

Her bir eyleyici konumu için elde edilen modal kontrol edilebilirlik ölçüleri yapının ilk dört modu için en uygun eyleyici konumlarını belirlemek için Denklem (2.4)’te belirtildiği gibi üst üste birleştirilmiştir.

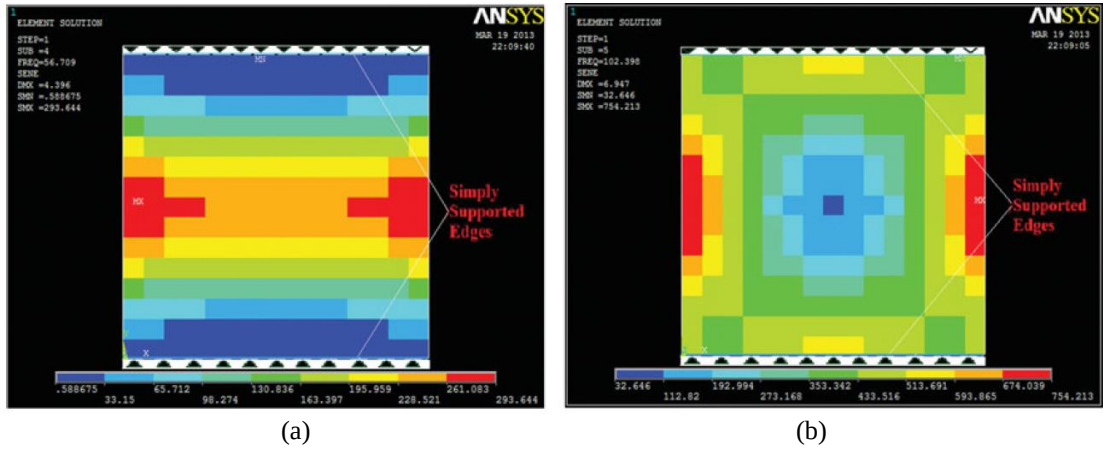
$$\lambda_{total}^i = \sum_{m=1}^4 \lambda_m^i \quad i \in [1,121] \quad (2.4)$$

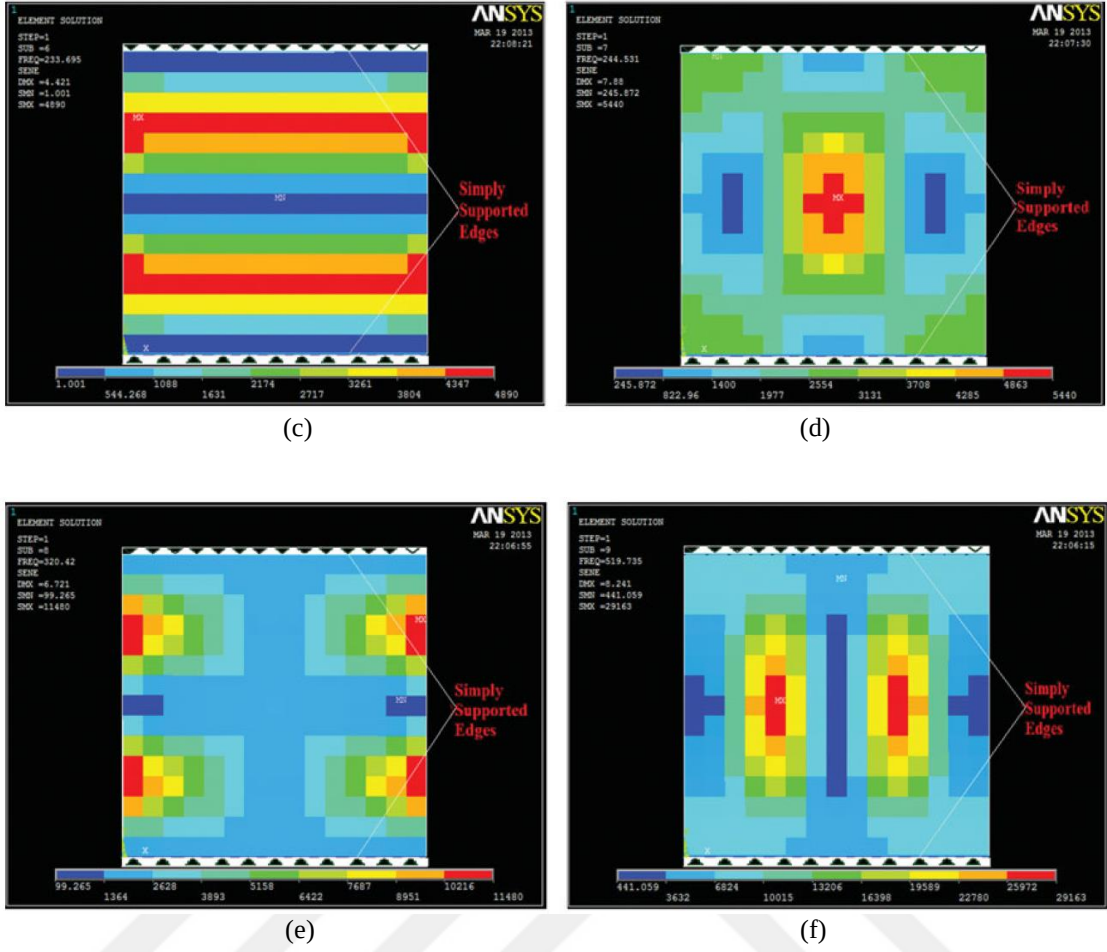
İlk dört mod için kontrol edilebilirlik grafiği Şekil 2.8’de verilmiştir. Sunulan yaklaşıma dayanarak, kontrolcü eyleyicisi sol üst tarafa yerleştirilirken, bozucu eyleyici sol alt tarafa yerleştirilmiştir.



Şekil 2.8. Yapının ilk dört modu için piezoelektrik eyleyiciler için optimum konumlar (Boz ve ark 2015)

Chhabra ve ark (2015) tarafından yapılan çalışmalarda uyarlanmış kontrol matrisi ve tekil değer ayrıştırma (MKMTA) yaklaşımı kullanılarak ince bir plakaya 10 adet piezoelektrik eyleyicinin optimal yerleşimi sunulmuştur. MKMTA uygunluk fonksiyonu olarak kabul edilmiş olup eyleyicilerin optimal konumları MHGA (geliştirilmiş sezgisel genetik algoritma) ile maksimum hale getirilerek elde edilmiştir. Çalışmada, öncelikli olarak iki kenarından sabitlenmiş bir plaka piezoelektrik eyleyiciler olmadan 10x10 elemana bölünerek ANSYS yazılımında modellenmiştir. Block Lanczos yöntemi kullanılarak ilk altı moduna ait modal analiz sonuçları ve modal gerinim enerjileri Şekil 2.9’da gösterilmiştir.



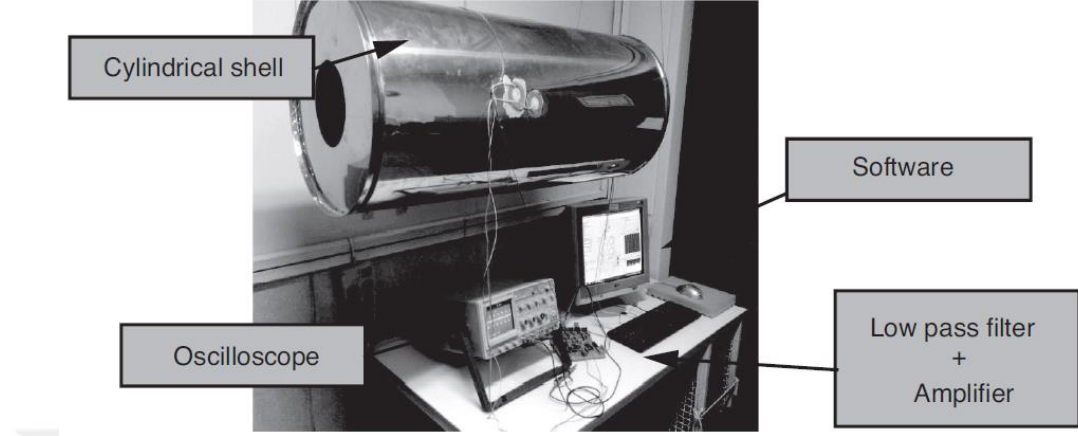


Şekil 2.9. Eyleyiciler olmadan ilk altı mod için modal gerinim; (a)Birinci mod (b)İkinci mod (c)Üçüncü mod (d)Dördüncü mod (e)Beşinci mod (f)Altıncı mod (Chhabra ve ark 2015)

Maksimum modal gerinim bölgeleri kırmızı renkli olarak gösterilmiştir. Bu bölgelerden iki çekirdek dizisi oluşturmuştur. Daha sonra genetik algoritmanın rastgele popülasyonu (Ps-2) ile kombine edilmiştir. Sonuç olarak sunulan çalışmada aktif titreşim kontrolünde piezoelektrik eyleyicilerin konumlarının optimize edilmesi sönüm kabiliyetini artırmıştır.

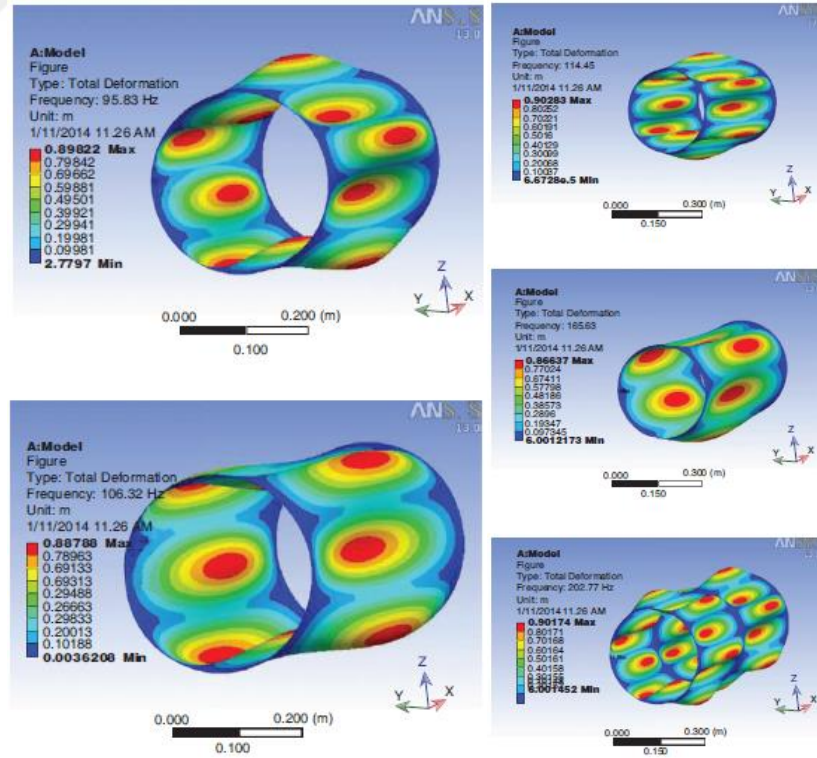
Loghmani ve ark (2015) tarafından yapılan çalışmalarda piezoelektrik diskleri kullanarak silindirik bir yapının aktif titreşim kontrolü teorik ve deneysel olarak incelenmiştir. Hamilton prensibi piezoelektrik disklerle birleştirilmiş silindirin dinamik hareket denklemlerini türetmek için kullanılmıştır. Denklemler Rayleigh-Ritz yöntemi ile ayrık hale getirilmiştir. Kurulan deneysel sistem Şekil 2.10'da görülmektedir. Üç adet piezoelektrik disk eyleyici kabuk yapıya yapıştırılmıştır. Bunlardan biri bozucu ve diğerleri ise sensör ve kontrol eyleyicisi olarak tanımlanmıştır. Sensör ve eyleyici eş konumlu olarak tasarlanmıştır. Sensörün ve eyleyicinin konumu silindirin ileri yapısal modunu gözlemleyip kontrol edebilecek şekilde seçilmiştir. Yani titreşim modlarında

gözlemlenen deformasyonlar sonucunda silindir boyunun ortasına yakın olması gerektiği vurgulanmıştır.



Şekil 2.10. Silindirik kabuk bir yapı için kurulmuş deneysel sistem (Loghmani ve ark 2015)

MATLAB yazılımında dinamik hareket denklemlerinin benzetiminde iki eksenel mod ($M=2$) ve altı çevresel mod ($N=6$) araştırılmıştır. Doğal frekanslar bu sayısal yöntem kullanılarak türetilmiştir.



Şekil 2.11. Silindirin ilk beş modu. (Loghmani ve ark 2015)

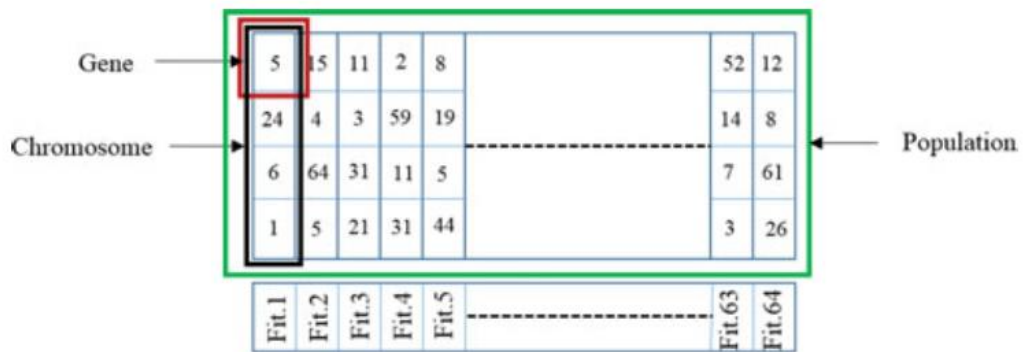
Ayrıca silindirin ANSYS/Workbench'te mod şekilleri ve doğal frekansları modal analiz uygulanarak elde edilmiştir. Daha sonra modal test yapılarak gerçek sistemin doğal frekansları elde edilmiştir. Silindirin ANSYS tarafından bulunan mod şekilleri Şekil 2.11'de gösterilmektedir.

Sonuç olarak seçilen sensor/eyleyici çift konumunda aktif titreşim kontrolü başarıyla gerçekleştirilmiştir. Çalışmada herhangi bir optimizasyon tekniği sunulmamıştır. Yapının sonlu elemanlar yöntemine dayalı konum belirleme yöntemine yer verilmiştir.

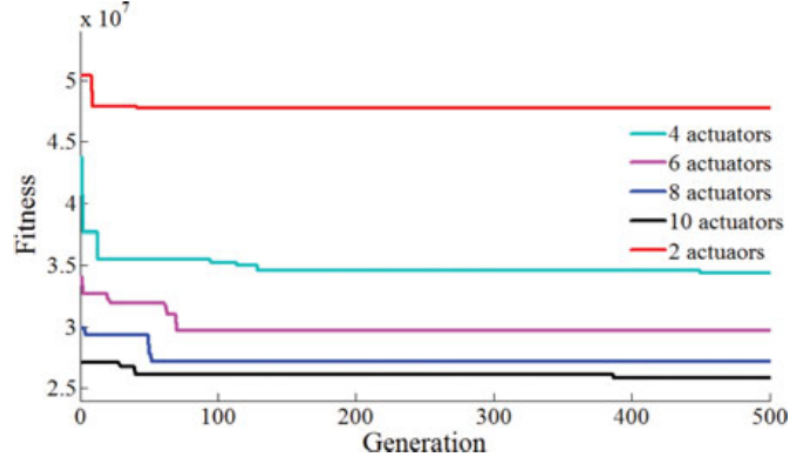
Bendine ve ark (2017) tarafından yapılan çalışmalarda ise ayrı piezoelektrik yamaları kullanan kompozit plakanın aktif titreşim kontrolü incelemiştir. Piezoelektrik yamaların en uygun konumunu bulmak için LQR kontrolcü tasarımı performansına dayalı bir optimizasyon geliştirilmiştir. En uygun konfigürasyonu değerlendirmek için genetik algoritma kullanılmış ve uygulanmıştır. Denklem (2.5)'te verilen uygunluk fonksiyonu dayanarak genetik algoritma farklı sayılarda piezoelektrik yama yerleştirilmiştir.

$$J_{opt}(x) = trace(P(x)) \quad (2.5)$$

Plaka her biri tamsayı (1, 2, ..., 64 gibi) olmak üzere piezoelektrik yamaların muhtemel konumlarını temsil eden 64 parçaya bölünmüştür. İrdelenen popülasyon 64 kromozom içerir, her kromozom eyleyici konumu için gen sayısına sahiptir ve Şekil 2.12'de gösterildiği gibi uygunluk değeri ile işaretlenmiştir. Genetik değişim için en iyi kromozomlar uygunluk fonksiyonlarına göre seçilmiş ve sıralanmıştır.

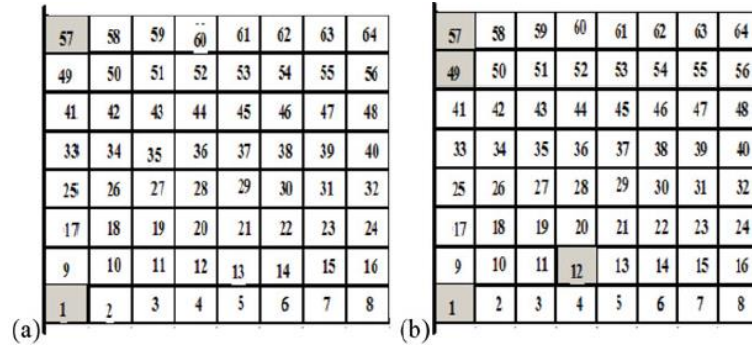


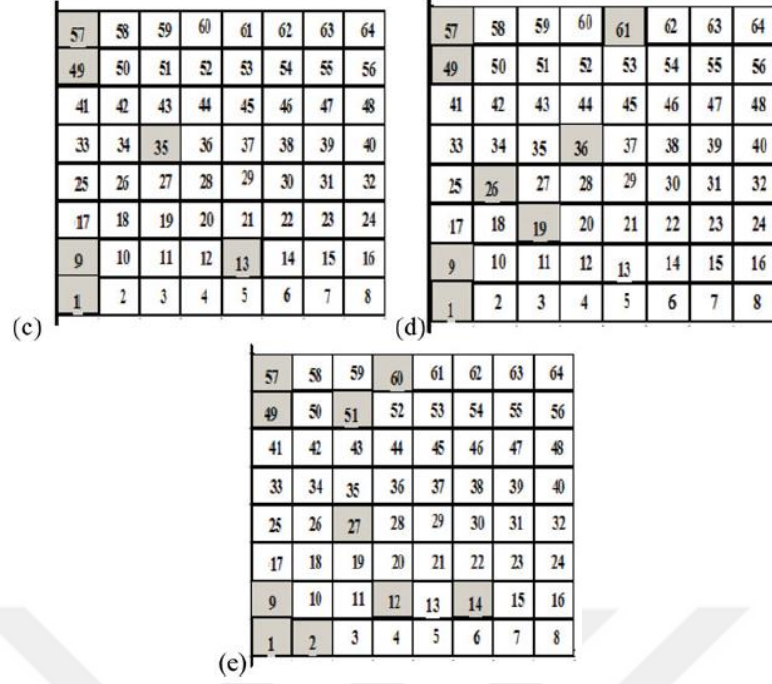
Şekil 2.12. Genetik algoritma kodlama işlemi (Bendine ve ark 2017)



Şekil 2.13. Her eyleyici sayısı için jenerasyon ile uygunluk fonksiyonunun değişimi (Bendine ve ark 2017)

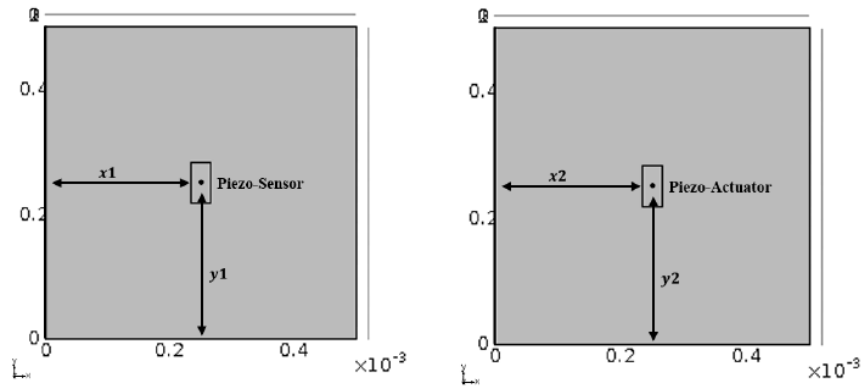
Genetik algoritma piezoelektrik yamaların beş farklı konfigürasyonda (iki, dört, altı, sekiz ve on yamalı) en iyi çözümü elde etmek için ayarlanmıştır. Her yapılandırma için uygunluk fonksiyonunun yakınsaması Şekil 2.13'te gösterilmiştir. Yama sayısının artması daha iyi bir uygunluk fonksiyonu sağladığı görülmektedir. Ayrıca farklı yama konfigürasyonlarına (iki, dört, altı, sekiz ve on yamalı) ait GA sonuçları Şekil 2.14'te verilmiştir. Kontrol sistemi tarafından sağlanan sönümleme oranları ise sunulan konfigürasyonlarda sırasıyla 0,0587, 0,0746, 0,0802, 0,0840 ve 0,1159' dur. Ankastre sınır koşullarında iki, dört, altı, sekiz, on adet piezoelektrik yama kare kompozit plaka üzerine yerleştirildiğinde yamaların en iyi konumunu belirlenmiştir. Eyleyici sayısının artmasıyla kontrol sistemi tarafından sağlanan sönüm miktarı da artmaktadır. Bununla birlikte eyleyici sayısının artırılması ile daha fazla kontrol enerjisi gerektiği dolayısıyla kontrol sisteminin maliyetini artırdığı vurgulanmıştır.



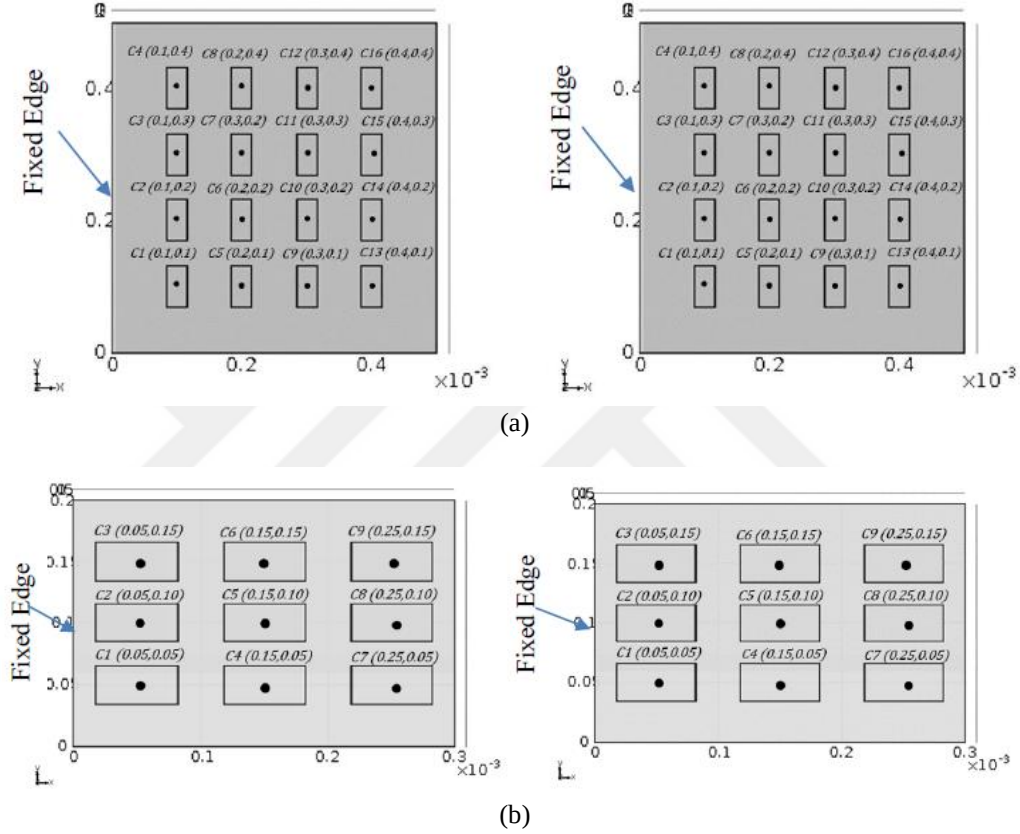


Şekil 2.14. (a) 2, (b) 4, (c) 6, (d) 8 ve (e) 10, adet piezoelektrik yama ile optimal konfigürasyonlar. (Bendine ve ark 2017)

Labanie ve ark (2017) tarafından yapılan çalışmalarda ise tahrik edilmiş bir izotropik ve ortotropik plakanın oturma zamanını en aza indirmek için piezoelektrik yamanın uygun konumunun bulunması sunulmuştur. Çalışmada “Parametrik Tarama” (Parametric Sweep) adlı klasik optimizasyon yöntemi kullanılmıştır. Gerekli yerleşme zamanını ulaşması adına izotropik yapı 5 saniye boyunca sabitlenmemiş ucundan yeterli seviyede deformasyona uğrayacak şekilde bir kuvvet uygulanmıştır. İzotropik plaka merkezlerinin koordinatları sırasıyla x_1 , y_1 ve x_2 , y_2 olan sensör ve eyleyicinin test edilmesi için Şekil 2.15’te görüldüğü gibi sonlu elemanlar modeli hazırlanmıştır.



Ortotropik plaka ise aynı şekilde tanımlanmıştır. Fakat plakanın boyutları sensör ve eyleyici yamalarının olası konum kombinasyonunun sayısı azaltılacak şekilde değiştirilmiştir. En iyi konumu belirlemek adına izotropik plakada 265 konum kombinasyonu oturma süresini en aza indirmek için test edilmiştir (Şekil 2.16). Ortotropik plakada ise konum kombinasyonu 81'e düşürülmüştür. Ortotropik plaka için beş farklı durumda test edilmiştir (Şekil 2.16).

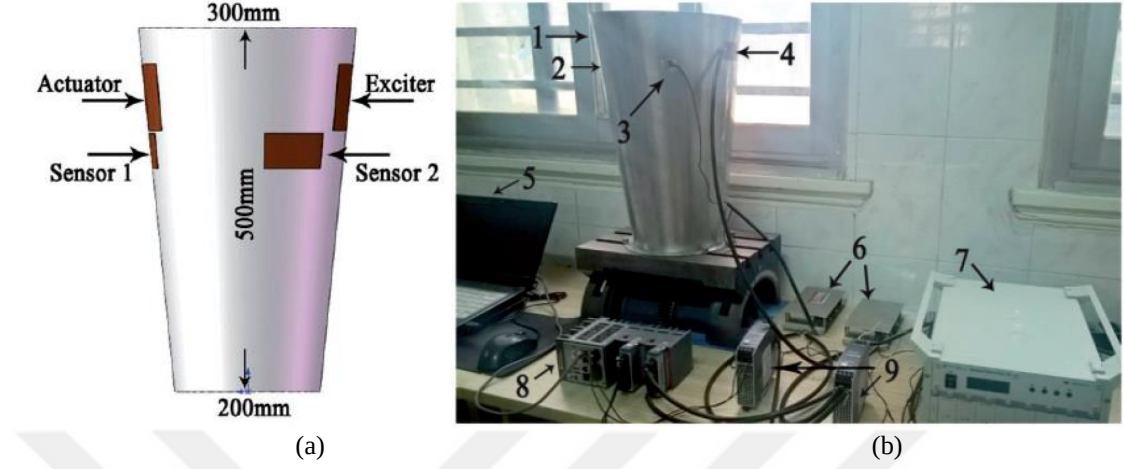


Şekil 2.16. (a) İzotropik plakada test edilecek PZT sensör ve eyleyici konumları (b) Ortotropik plakada test edilecek PZT sensör ve eyleyici konumları (Labanie ve ark 2017)

Yürütülen çalışmalar sonucunda izotropik plakada sensörün C1'e, eyleyicinin ise C4'e yerleştirilmesi uygun görülmüştür. Ortotropik plakada ise sensör C1'e, eyleyici ise C3'e yerleştirilmiştir. Çalışmada genel olarak yamaların optimal konumlara yerleştirilerek yapının oturma süresini en aza indirebileceğini gösterilmiştir. Bu sayede yapıya zarar verebilecek iç kuvvetler ve kesme gerilmelerin azaltılmış olacağı vurgulanmıştır.

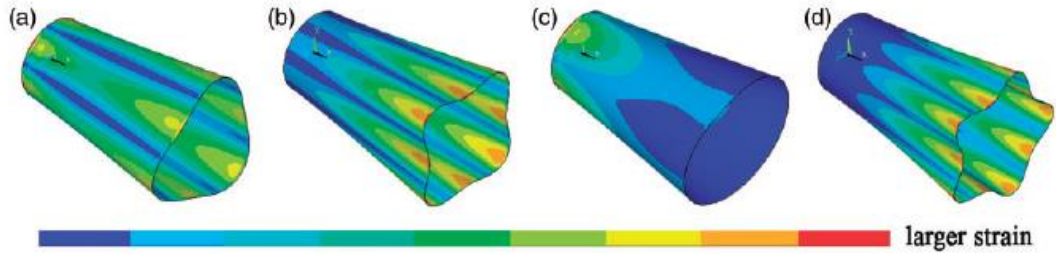
Sun ve ark (2017) tarafından yapılan çalışmada konik kabuk yapısının titreşimlerini azaltmak için piezoelektrik seramik eyleyici/sensör çiftleri kullanılmıştır. Yapının doğal frekansları ve mod şekilleri sonlu elemanlar yöntemiyle modal analiz ile

elde edilmiş ve modal testlerle doğrulanmıştır. Çalışmada Şekil 2.17’de sayısal ve gerçek modeli görülen konik yapı kullanılmıştır.



Şekil 2.17. (a) Konik yapı (b) DeneySEL kurulum; (1) Eyleyici, (2) Sensör-1, (3) Sensör-2, (4) Bozucu, (5) Ana bilgisayar, (6) Piezoelektrik sürücüsü, (7) Yükseltici (8) Köle bilgisayar, (9) Güç kaynağı. (Sun ve ark 2017)

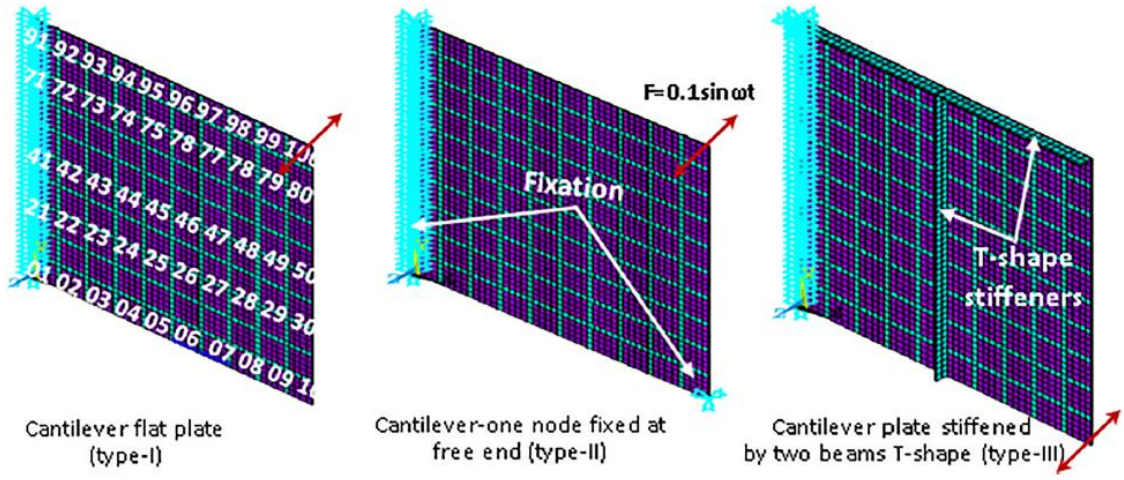
Piezoelektrik modüllerin etkisini göz ardı ederek konik kabuk yapının ilk dört mod şekli ve doğal frekansı yaygın olarak kullanılan bir sonlu elemanlar analiz yazılımı olan ANSYS yazılımı kullanılarak elde edilmiş ve analiz sonuçları Şekil 2.18’de gösterilmiştir. Sonlu elemanlar analizi sonucunda ilk dört doğal frekans sırasıyla 147.17 Hz, 197.90 Hz, 221.83 Hz ve 299.69 Hz’dir. Serbest uçta birinci, ikinci ve dördüncü modda daha büyük birim şekil değiştirme oluşurken, üçüncü modda serbest uçta daha az birim şekil değiştirme oluşmuştur. Bu yüzden, piezoelektrik seramikler konik kabuğun serbest ucuna yerleştirilmiştir.



Şekil 2.18. Konik kabuk yapının; (a) Birinci mod şekli (b) ikinci mod şekli (c) üçüncü mod şekli (d) dördüncü mod şekli (Sun ve ark 2017)

Daraji ve ark (2018) tarafından yapılan çalışmada esnek bir yapının aktif titreşim kontrolü için sensör/eyleyici (s/e) çiftlerinin optimal konumlarını belirlemek amacı ile

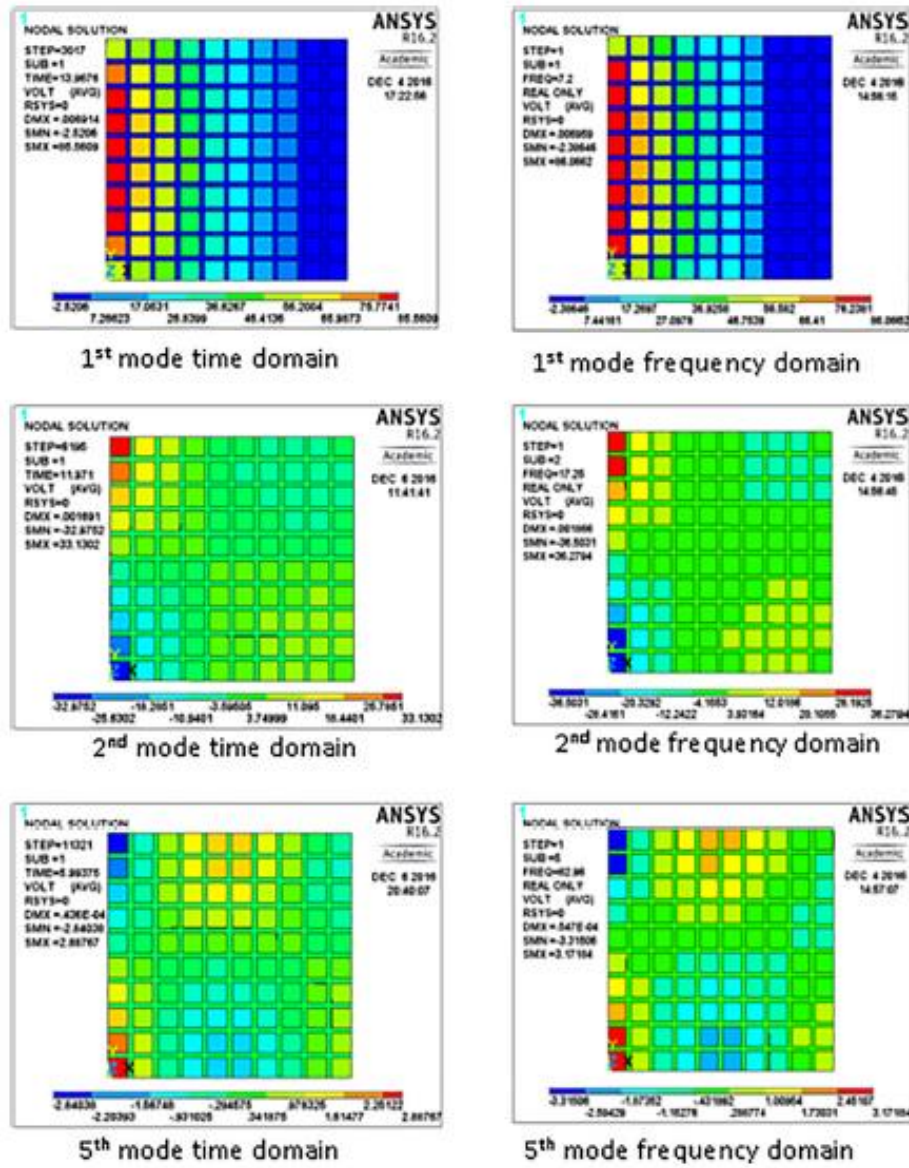
hesaplamalı etkili bir yöntem sunulmuştur. Bu optimal konumların yapı rezonans modlarında tahrik edildiğinde sensörlerin maksimum çıkış voltajı üretebileceği konumlar olacağı önerilmiştir. Bu yeni yöntemin test edilmesi için küçük piezoelektrik sensörler ile kaplı simetrik ve asimetrik plakalar ANSYS sonlu elemanlar yazılımı kullanılarak modellenmiştir. Tüm bu sensörlerden gelen voltaj çıktıları plakalar rezonans frekanslarında tahrik edildiğinde elde edilmiştir. Mevcut yaklaşım ile tanımlanan en iyi yerler daha önce yayınlanmış çalışmalarda sunulan en uygun konumlarla karşılaştırılmıştır. Çalışmada 3 farklı konfigürasyon incelenmiştir. Farklı geometri ve sınır koşullarına sahip bu konfigürasyonlar Şekil 2.19’da görülmektedir.



Şekil 2.19. Soldan sağa ve aşağıdan yukarıya sıralı olarak numaralandırılmış 100 piezoseramik sensörle bağlanan ankastre akıllı plakalar (Daraji ve ark 2018)

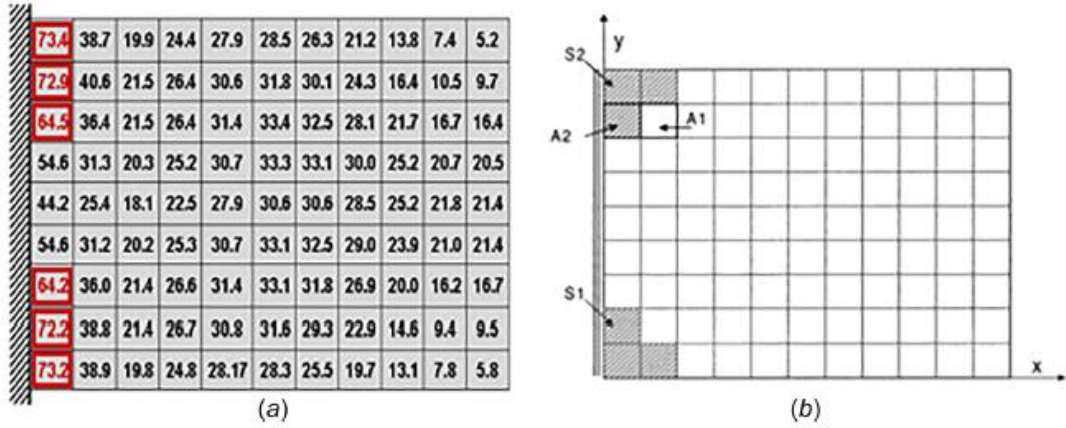
Tip-I ankastre plakası simetrik geometriye ve sınır şartlarına sahiptir. Bu plaka metodolojiyi test etmek ve sonuçların daha önce yayınlanan çalışmayla doğrulanması için seçilmiştir. Diğer iki ankastre plaka (Tip-II ve Tip-III) geometri ve sınır koşullarından dolayı daha karmaşık ve dinamik olarak asimetriktir. Plakalar zaman ve frekans alanı analizi kullanılarak yüksek genlik ve yapı bağlanma noktalarına uygulanan harici bir tahrik kuvveti altında test edilmiştir. Optimal yerleşim metodolojisi tüm yüzeyinin piezoelektrik sensörler ile kaplanmış esnek bir yapı rezonans frekansına sahip bir tahrik kuvvetine maruz bırakılarak uygulanmıştır. Pasif yapı için üç boyutlu “SOLID45” sonlu elemanı ve sensörler için “SOLID5” sonlu elemanı kullanılarak bir ANSYS Parametrik Tasarım Dili (APDL) algoritması geliştirilmiştir. Optimum sensör konfigürasyonu, sensörlerin çoklu titreşim modlarındaki sensör çıkış voltajı ve yüzde etkinliğinin diğer sensörlere göre durumları incelenerek belirlenmiştir. Öncelikli olarak Şekil 2.19’da

görülen Tip-I akıllı plaka ilk altı doğal frekansı göz önüne bulundurularak serbest ucundan tahrik kuvvetine maruz bırakılmıştır. Tüm sensörler için açık çevrim gerilim ve frekans alanı cevaplarını incelemek için APDL dilinde programlama yapılmıştır. Şekil 2.20'de gösterildiği gibi piezoelektrik sensörlerde üretilen ortalama elektrik voltajının dağılımını göstermek üzere tüm sensörler için veriler elde edilmiştir. Şeklin sol tarafında birinci, ikinci ve beşinci modlar için kararlı haldeki sensörlerin çıkış voltajlarının zaman alan analizleri ve sağ tarafında ise frekans zaman analizleri gösterilmiştir. Burada elektrik voltajının levhanın simetri eksenini etrafında simetrik olarak dağıldığı ve çoğu modda titreşim için pozitif ile negatif arasında değiştiği gözlemlenmiştir.



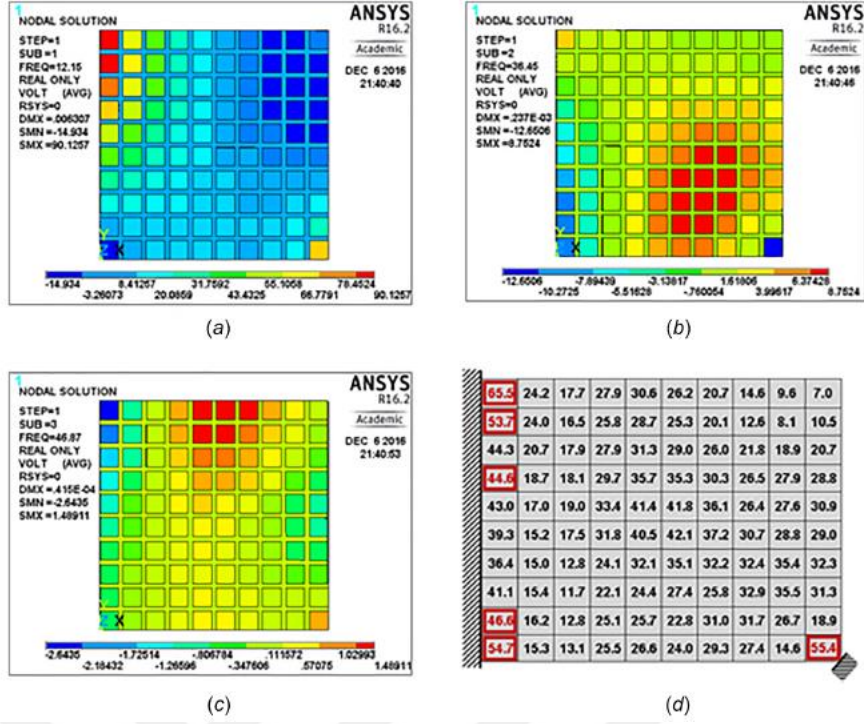
Şekil 2.20. Sensörlerin çıkış voltaj dağılımları (Daraji ve ark 2018)

Ankastre plakanın bağlama noktasına yakın sensörlerin birçok titreşim modu için diğerlerinden daha yüksek voltaj gerilimi ürettiği gözlemlenmiştir. Tek bir titreşim modunu bastırmak için gereken optimum sensör yerleri maksimum sensör çıkış voltajının olduğu yerlere doğrudan yerleştirilebildiği vurgulanmıştır. Fakat çoklu titreşim modları ve karmaşık yapılarda optimum sensör konumlarını bulmak için etkili bir metodoloji gerektiği sunulmuştur. Her bir mod için birim mod ağırlıklandırma faktörü dikkate alınarak tüm sensörler için sunulan bir teknik ile etkinlik yüzdesi hesaplanmıştır. Sonuçlar Şekil 2.21'de gösterildiği gibi plakanın yüzeyine çizdirilmiştir. Burada en yüksek sensör etkinliğinin plakanın dip tarafında olduğu görülmüştür. Sensör etkinliği plakanın simetri eksenini ve serbest uca doğru gidildikçe azalmıştır. Böylece ankastre levhanın köşelerinde iki adet sensör/eyleyici çiftinin optimal konumlarının bulunduğu daha önce yayımlanmış çalışma ile iyi uyumlu gösterilmiştir. Şekilde plakanın dip tarafında bulunan ve simetri eksenini etrafında simetrik olarak dağılan altı sensör/eyleyici çiftinin en uygun konumları gösterilmiştir.

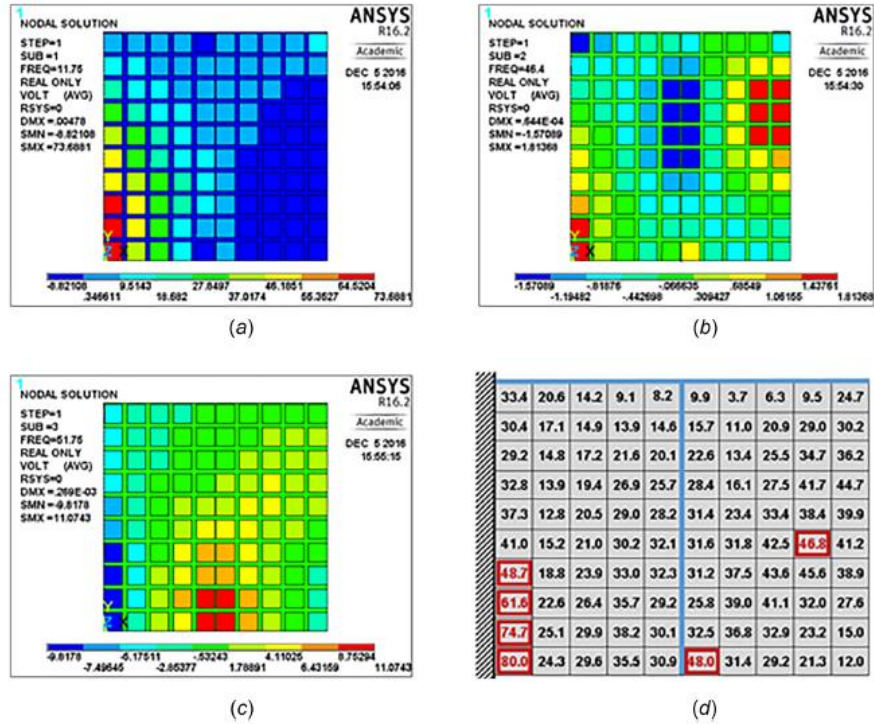


Şekil 2.21. (a) Etkinlik yüzdesinin dağılımı ve Tip-I plakanın yüzeyinde altı s/e çiftinin optimal konumlarının seçimi (b) daha önce yayımlanmış çalışma (Daraji ve ark 2018)

Geometri ve sınır koşullarından dolayı daha karmaşık ve dinamik olarak asimetrik olan diğer iki ankastre plaka (Tip-II ve Tip-III) ile ilgili çalışmalar Tip-I ile yapılan çalışmaları takip edilerek yapılmıştır. Bu göre optimal sensör yerlerinin belirlenmesi adına Şekil 2.22 ve 2.23'te gösterilmiştir.



Şekil 2.22. (a-c) Birinci, ikinci ve üçüncü mod için sensör voltajının optimal dağılımı ve (d) ilk altı mod için ortalama sensör yüzde etkinliği ve Tip-II plaka için en uygun altı s/e çiftinin konumu (Daraji ve ark 2018)



Şekil 2.23. (a-c) Birinci, ikinci ve üçüncü mod için sensör voltajının optimal dağılımı ve (d) ilk altı mod için ortalama sensör yüzde etkinliği ve Tip-III plaka için en uygun altı s/a çiftinin konumu (Daraji ve ark 2018)

Aktif titreşim kontrolü çalışmalarında en önemli adımlarından ilki optimal eyleyici/sensör çifti konumlarının ve sayılarının belirlenmesiydi. En önemli ikinci adım ise kontrolcü algoritmalarının sistem üzerinden yüksek performans sağlayacak şekilde kontrolcü tasarımının gerçekleştirilmesidir. Bu tez çalışması kapsamında çoğunlukla aktif titreşim kontrolü çalışmalarında kullanılan Pozitif Pozisyon Geri Beslemeli (PPGB) kontrolcü tasarımının geçmişten günümüze kadar detaylı literatür taramasına yer verilmiştir.

Goh ve Caughey (1985) tarafından yapılan çalışmada ilk defa Pozitif Pozisyon Geri Beslemeli (PPGB) bir kontrolcü tasarımının temeli atılmıştır. Sunulan çalışmada stabilizasyon problemlerinin doğası araştırılmış ve pozisyon geri beslemeyi kullanan bir teknik ele alınmıştır. Öncelikli olarak daha öncesinde literatürde bulunan hız geri beslemeyi kullanan teknikler incelenmiş. Eyleyici dinamiklerinin yokluğunda, bu teknik nispeten basit yapısına rağmen koşulsuz olarak kararlı olduğu vurgulanmıştır. Eğer eyleyici dinamikleri sisteme dahil edilirse ve önlem alınmazsa kararsızlık ortaya çıkabilmektedir. Bu kararsızlığın doğası araştırılmış ve modal kazanç matrisinin köşegen elemanları üzerindeki yaklaşık kararlılık sınırları türetilmiştir. Daha sonra alışılmadık bir metot olan pozitif pozisyon geri beslemeyi sunup üstünlüklerini ortaya koymuşlardır.

Daha sonra Fanson ve Caughey (1990) tarafından sunulan çalışmada ise ince bir ankastre kiriş üzerindeki laboratuvar deneylerinde titreşim bastırma için yeni bir teknik araştırılmıştır. Pozitif Pozisyon Geri Besleme (PPGB) adı verilen teknikte titreşim bastırma işlemini gerçekleştirmek için genel yer değiştirme ölçümlerinden yararlanılmıştır. Kontrolcü tasarımı tasarımının uygulanması basit ve kolay olduğu vurgulanmıştır. Kontrol edilen yapının dinamik özelliklerinden bağımsız olan genel stabilizasyon koşulları elde edilebildiği görülmektedir. Ayrıca sunulan yöntem sonlu eyleyici dinamiklerine karşı duyarsız hale getirilebilir ve birim şekil değiştirmeye dayalı ölçüm (geri besleme) yaklaşımına uygundur. Burada açıklanan deneylerde eyleyici ve sensörler için piezoelektrik malzemeleri kullanarak bir ankastre kirişin ilk altı eğilme modu kontrol edilmiştir. Kritik değerin %20'si kadar yüksek modal sönüm oranları elde edilmiştir.

Moheimani ve ark (2006) tarafından yürütülen çalışmalarda, piezoelektrik eyleyiciler ve algılayıcıların sıralı biçimde yapıştırıldığı ankastre kirişlerde oluşan aktif yapılara genişletilmiş pozitif pozisyon geri besleme (PPGB) kontrolünün uygulanması deneysel olarak gerçekleştirilmiştir. Çok değişkenli PPGB kontrolü tasarlanmış ve yapı üzerinde başarılı bir şekilde uygulanmıştır.

Kwak ve Heo (2007) tarafından yapılan çalışmada ise piezoseramik sensörler ve eyleyicilerle donatılmış bir ızgara yapısının aktif titreşim kontrolü sunulmuştur. Izgara yapısı, karmaşık mod şekilleri içeren uydulara yaygın olarak monte edilen güneş panelinin bir kopyasıdır. Çoklu giriş ve çoklu çıkış pozitif pozisyon geri besleme (PPGB) kontrolcüsü, ızgara yapısı için aktif bir titreşim kontrolcüsü olarak kabul edilmiştir. Yeni bir konsept olan bir (block-inverse) teknik, eyleyici ve sensör sayısından daha fazla modla çalışmak için önerilmiştir. Araştırmacıların sunduğu bu çalışma aynı zamanda sunulan yeni konsept tekniğe dayalı çok girişli çoklu girişli PPGB kontrolcüsünün uygulanmasıyla ilişkili kararlılık ve yayılma etkisi ile ilgilidir. Geliştirilen teorilerin, kontrol sistemi özelliklerini ve performansını tahmin edebildikleri görülmüştür. Yeni çok giriş ve çoklu çıkış PPGB kontrolcüsü deneysel test yapısına da uygulanmış ve test edilmiştir.

Omidi ve Mahmoodi (2014) tarafından yapılan çalışmada esnek yapılarda aktif titreşim kontrolü için yeni bir yöntem olarak özgün bir kontrolcü sunulmuştur. Hibrit pozitif geri beslemeli (HPF) kontrolcüsünde sırasıyla deplasman ve hız geri beslemeleri tarafından beslenen birinci ve ikinci dereceden kompansatör kullanılmaktadır. HPF denetleyicisinin paralel çiftleri, çok modlu koşullarda sönümleme yapıldığında uygulanmaktadır. Kontrolcü her mod için her iki eyleyici/sensör çifti için iki kazanç katsayısı kullandığından dolayı optimum performansı sağlamak için uygun bir kazanç optimizasyonu sağlamak amacı ile H_2 ve H_∞ optimizasyon yaklaşımları kullanılmıştır. Kontrolcünün doğrulanması için ankastre kirişin titreşim kontrolü sayısal ve deneysel olarak verilmiştir. Sistem tanımlaması yapılmış, daha sonra eşzamanlı olarak çok modlu ve tarama frekansı tahriklerine karşı kapalı döngü sistemin cevapları elde edilmiştir. Sonuçlara göre, HPF denetleyicisinin, pozitif pozisyon geri beslemeli klasik yöntemle kıyasla üstün bir performans gösterdiği vurgulanmıştır.

Yine benzer şekilde Omidi ve ark (2016) tarafından yapılan çalışmada ise esnek yapılarda piezoelektrik eyleyici ile yapılan aktif titreşim kontrolü için yeni bir kontrolcü tasarımı sunulmuştur. Çoklu Pozitif Geri Besleme (MPF) adı verilen bu kontrolcü tasarımı her biri bir dizi eyleyici kullanılarak çalışan iki modülden oluşmaktadır. Gerçek zamanlı aktif titreşim kontrolünü gerçekleştirmek için birinci modülde konum, ikinci modülde ise hız geribildirimini kullanılmıştır. Geri beslemeler arasındaki 90° faz farkı sıfır olamayan sonuç çıkışı sağlamaktadır. Bu özellik mevcut eyleyicilerin daha etkili bir şekilde çalışmasına neden olmaktadır. MPF kontrolcüsünün modülleri, kontrol sisteminin sönümlemesini ikinci dereceden kompansatöre birinci dereceden bir terim eklenerek

arttıran Modifiye Edilmiş Pozitif Pozisyon Geri Besleme (MPPF) kontrol yaklaşımı kavramına dayanarak tasarlanmıştır. Kontrolcü, sistemin bir veya daha fazla rezonans frekansındaki titreşimlerini eş zamanlı olarak kontrol etmek üzere tasarlanmıştır. Kazanç değerlerinin kontrol performansı üzerindeki yüksek etkisinden dolayı bu kazanç katsayılarını optimize etmek için H_2 ve H_∞ yöntemleri kullanılmıştır. Kontrolcünün doğrulanması adına her iki tarafı sabitlemiş bir kiriş ile ankastre bir kirişin titreşim kontrolü sayısal ve deneysel olarak sunulmuştur. Sonuçlara göre MPF kontrolcüsü MPPF kontrolcüsüne göre üstün bir performansa göstermiştir. Ek olarak hem titreşim yer değiştirmesi hem de hız üzerindeki etkin sönümleme özelliği vardır.

Wu ve ark (2018) tarafından yapılan çalışmalarda piezoelektrik eyleyicilerle esnek yapıların aktif kontrolü bir pozitif pozisyon geri besleme stratejisi sunulmuştur. Önerilen yöntemde, geleneksel pozitif pozisyon geri beslemesinin eksikliğini gidermek ve düşük frekanslarda ayrılma karakteristiği yerine getirmek için negatif geri besleme kompanse edici yer almaktadır. Bu sayede kompanse edilmiş pozitif konum geri besleme kontrolcülerini, düşük modlar üzerinde minimum etki yaratarak geliştirilmiş ve kontrol edilen sistemde kararlı durum hatasına neden olmamıştır. Sayısal simülasyonlar, önerilen kompanse edilmiş pozitif pozisyon geri besleme yaklaşımının geleneksel pozitif pozisyon geri besleme yöntemine göre frekans kayması ve yayılmanın daha düşük dereceli modlar da yüksek performans gösterdiği ispatlanmıştır. Ayrıca sıfır kararlı durum hatası ile hedefe ulaşıldığı gösterilmiştir. Sunulan karşılaştırmalı sonuçlar, esnek yapıların aktif titreşim kontrolünde önerilen kompanse edilmiş pozitif konum geri besleme metodolojisinin etkinliğini ve üstünlüğünü doğrulamıştır.

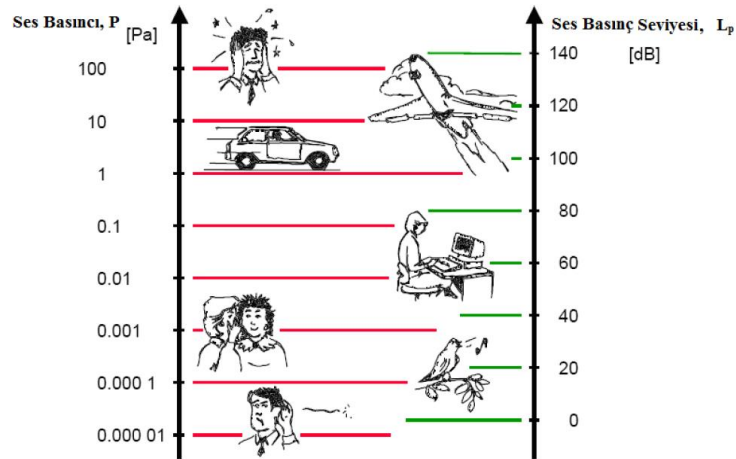
Aktif titreşim kontrolü yapılacak yapının titreşim yönünden dinamik karakteristiklerinin elde edilmesi yapıda eyleyici/sensör çiftlerinin belirlenmesi ile doğrudan ilintilidir. Gerçek yapıların ne kadar iyi titreşim parametreleri elde edilirse yapının akıllı yapı performansı o kadar artacaktır. Dinamik karakteristiklerin elde edilmesinin bir yolu da modal analizlerdir. Deneysel modal analiz 1970'lerin başlarında dijital FFT spektrum analizörünün ortaya çıkışından bu yana giderek popülerlik kazanmış ve özellikle endüstriyel uygulamalarda kendine önemli yer edinmiştir. Hızlı ve ekonomik bir yöntem olan deneysel modal analiz gün geçtikçe daha zorlu yapılara uygulanmış, gelişen sensör teknolojisi vb. ile artık lazerli veya yüksek çözünürlüklü kameralı sistemler ile bile yapılabilmektedir. Schwarz ve Richardson (1999) tarafından sunulan çalışmada bir FFT analizörü ile FTF ölçümleri yapmak, modal tahrik teknikleri ve bir dizi FTF'den modal parametre tahmini (eğri uydurma) gibi deneysel modal analiz (veya modal test) ile

ilişkili tüm ana konuları gözden geçirilmiştir. Deneysel modal analiz inşaat mühendisliği alanında ilgisini en başından beri çekmiştir. Binalara, köprülere deneysel modal analiz ve testler uygulamışlardır. Cunha ve Caetano (2006) tarafından yapılan çalışmalarda araştırmacıların inşaat mühendisliği alanındaki deneysel modal analizin, klasik modal analizden operasyonel modal analiz tekniklerine kadar evrimine ilişkin bakış açıları sunulmuştur. Birçok çalışmada birçok farklı yapıya deneysel modal analiz uygulanmıştır (Alampalli ve ark 1997, Ozdoganlar ve ark 2005, Cusano ve ark 2006, Carne ve ark 2007, Bocca ve ark 2011, Chen ve ark 2011, Trebuña ve Hagara 2014, Liu ve ark 2015, Kranjc ve ark 2016, Brownjohn ve ark 2018, Xiang ve ark 2018). Yapılar farklı şekillerde tahrik edilmiş, farklı ölçüm cihazları kullanılmış, farklı modal parametre tahmin yöntemleri kullanılmış fakat sonucunda yapılara ait modal parametreler elde edilmiştir. Uygulama tekniğinden kullanılan yazılıma kadar birçok yöntem bulunmaktadır.

Sistem analizin ve tanımlamasının titreşen yapılara uygulanması ile makine mühendisliği alanında Deneysel Modal Analiz olarak bilinen yeni bir araştırma alanı sağlamıştır. Böylece doğal frekanslar, sönümlleme oranları, mod şekilleri ve modal katılım faktörlerinden oluşan bir modal model titreşim verilerinden tanımlanabilmektedir. Klasik deneysel modal analizde yapıya bilinen bir tahrik uygulanır ve yapıdan ilgili yerlerden ölçüm alınmaktadır. Bu alınan ölçümler ile deneysel model çeşitli ölçüm parametreleri tahmin yöntemleri kullanılarak modal parametreler elde edilmektedir. Bu çeşitli tahmin yöntemlerinden en etkilisi Peeters ve ark (2004) tarafından yapılan çalışmada PolyMAX adı verilen yeni bir yinelemesiz (iteratif olmayan) frekans alanı parametre tahmin yöntemi sunulmuştur. En küçük kareler yaklaşımına dayanan bu yöntem ve birincil veri olarak çoklu giriş-çoklu çıkış frekans tepki fonksiyonlarını kullanmaktadır. Yöntemin spesifik avantajlarından birisi sistem kutuplarının ve katılım faktörlerinin çok kararlı bir şekilde tanımlanmasıyla yorumlanması kolay stabilizasyon diyagramlarına yol açmasıdır. Araştırmacılar bu çalışmada PolyMAX'ı, kararlılık, tahmin edilen mod parametrelerinin doğruluğu ve frekans yanıt fonksiyonu sentezine göre ile ilgili klasik yöntemlerle karşılaştırmışlardır. Çalışmanın sonucunda yüksek sönümlü, gürültülü titreşim verileri içeren test sonuçlarında PolyMAX'ın genel amaçlı modal parametreleri belirlemede etkin bir yöntem olduğu vurgulanmıştır. Deneysel modal analiz yöntemlerini çalışan araştırmacılar ve endüstriyel anlamda kullanan kullanıcılar tarafından PolyMAX modal parametre tahmin yönteminin üstün performansı sıklıkla vurgulanmıştır (Janssens ve ark 2006, Sun ve ark 2011, Liu ve ark 2015, Xiang ve ark 2018).

Siller (2004) tarafından yapılan çalışmada mühendislik yapılarının tanımlanmasını amaçlayan iki özgün doğrusal olmayan modal analiz yöntemini sunulmaktadır. Genel amaç büyük sistemlerde doğrusal olmayan frekans tepki fonksiyonlarına (FTF) dayanan doğrusal olmayan durumları saptamak, belirlemek ve nicelik elde etmektir. Metotlar, ilk önce, genel teorik bir sistemi analiz ederek doğrudan bir yolda tanıtılmaktadır. Ardından, kavramlar, aynı metodolojilerin ters yoldan doğrusal olmayan bir tanımlamayla başa çıkabilmek için genişletilmiştir. Bu çalışmanın doğrusal olmayan formülasyonu, doğrusal olmayan genlik bağımlı katsayılarla temsil edilen birinci derece eşitliklere dayanmaktadır. Çalışma kübik sertlik ve sürtünme sönüm doğrusal olmayan durumlar ile başa çıkmak için sınırlandırılmış, ancak gelişmelerin genelliği göz önüne alındığında, diğer doğrusal olmayan durumların dahil edilmesi basit olmaktadır.

Ses, insan kulağının duyabileceği kadar küçük ya da zarar görebileceği kadar yüksek basınç değişimlerine denmektedir. Ses dalgalar halinde hava su vb. bir ortamda yayılabilmektedir. Sesler insanı rahatsız etmesine göre nitelendirildiği zaman ise gürültü adını almaktadır (Taş 2010). Basınç, nispeten kolay ölçülen bir mühendislik birimidir. İnsan kulağı, ses basıncının karesi ile orantılı olan enerji girişine yaklaşık olarak logaritmik olarak yanıt vermektedir. Bu yüzden ses basıncının paskal cinsinden ifade edilmesi anlamsız ve büyük sayıların ortaya çıkmasına neden olmaktadır. Kulağın algılayabileceği minimum ses basıncı $20 \mu\text{Pa}$ iken, ağrı hissedilmeden önceki en büyük ses basıncı 60 Pa 'dır (Bies ve ark 2017). Ses basınç göstergelerini bir referans alarak logaritmik oran olan desibel (dB) ile ifade etmek daha anlamlı olmaktadır. Taş (2010) tarafından sunulan çalışmada Şekil 2.24'te görsel olarak bu dönüşüm iyi ifade edilmiştir.



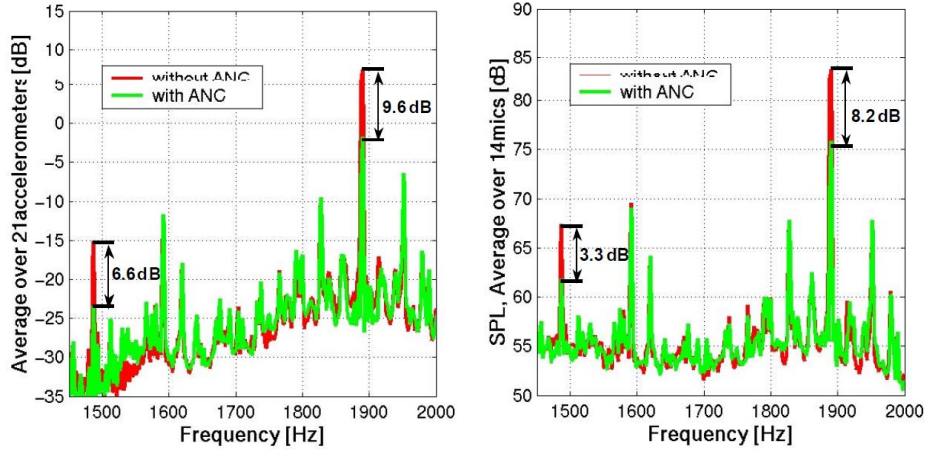
Şekil 2.24. Ses basınç seviyeleri (Taş 2010)

Endüstriyel anlamda oluşan gürültülerin kaynakları genellikle titreşimlerdir. Bu tez çalışmasına uygunluğu adına birçok sektörde ve uygulamada olan gürültü sorunlarına değinilmemiştir. Sadece helikopterler kabinlerinde oluşan gürültüler ve kaynakları araştırılmıştır. Helikopter iç gürültüsü ve uçak gürültüsü karayolu taşıtlarının iç gürültüsü gibi onay düzenlemelerine uygunluk açısından şimdiye kadar öngörülmemiştir (Bucak ve ark 2009). Fakat bazı öneriler ve kilometre taşları vardır. Örneğin, uçak kabinindeki akustik koşullar için 70 dBA'ya kadar olan seviyeler iyi kabul edilirken 90 dBA'nın üzerindeki seviyeler kesinlikle kabul edilemez. Günümüz ticari uçaklarının çoğunda kabin gürültüsü seviyesi genellikle 80 dBA'nın altındadır. Çoğu helikopterde ise seviyeler oldukça yüksek olmakta ve bazı eski üretim modellerinde ise daha yüksek güç gereksinimlerinden dolayı 100 dBA'nın üzerindeki değerlere ulaşabilmektedir.

En eski çalışmalardan iki örnek verilmiş o zamanki şartlarda yapılan çalışmalar ve elde edilen iç gürültü seviyeleri bu kısımda sunulmuştur. Clevenson ve ark (1983) tarafından yapılan çalışmada sekiz adet askeri helikopterde operasyonel elde edilen iç gürültü ve titreşimin fiziksel ölçümlerini sunulmuştur. Veriler analiz edilerek; gürültü ve titreşim spektrumları, üç ekseninde ortalama kare kök ivme seviyeleri, baskın kanat geçiş frekanslarında en yüksek ivmeler, hızlanma aşma verileri, A ağırlıklı ve genel ses basıncı seviyeleri verilmiştir. Ayrıca sekiz farklı helikopterde iç gürültü seviyeleri 107 dB-121 dB (genel ses basınç) arasında ölçülmüştür. Çalışmanın sonucunda A ağırlıklı gürültü seviyeleri, birkaç helikopter için NASA standartları eşiğini aşmıştır. Seyir sırasındaki gürültünün spektral bileşenleri ise tüm uçaklar için MIL-STD-1294 askeri standartlara uyumlu olduğu gözlemlenmiştir. Laskin ve ark (1968) tarafından sunulan çalışmada ise dahili helikopter gürültüsünü kaynağında azaltmaya yönelik bir teknoloji oluşturma çabaları sunulmuştur. UH-1D helikopteri dişli kutusu üzerindeki hesaplamalar, tüm yüksek seviyeli gürültü bileşenlerini azaltmak için çeşitli tasarım değişikliklerinin gerekeceğini ortaya koymuş ve optimizasyon çalışmaları ile gürültü seviyeleri azaltılmaya çalışılmıştır. Çalışmada iç gürültü için ses basınç seviyeleri ortalama 100-110 dB olarak verilmiştir.

Yıllar geçtikçe helikopter gürültü azaltma çalışmaları derinlik kazanmış, teknolojinin gelişimi ile endüstriyel gürültü kontrolü uygulamaları kolay ve hızlı bir hale bürünmüştür. Friedmann ve ark (1995) tarafından yapılan çalışmada aktif kontroller kullanılarak rotorlu hava aracında titreşim azaltma için en son teknolojinin kısa bir incelemesini sunulmuştur. Helikopterlerde titreşim azaltmaya yönelik temel yaklaşımlar; 1) daha yüksek harmonik kontrol, 2) bireysel rotor kanat kontrolü, 3) rotor kanadı

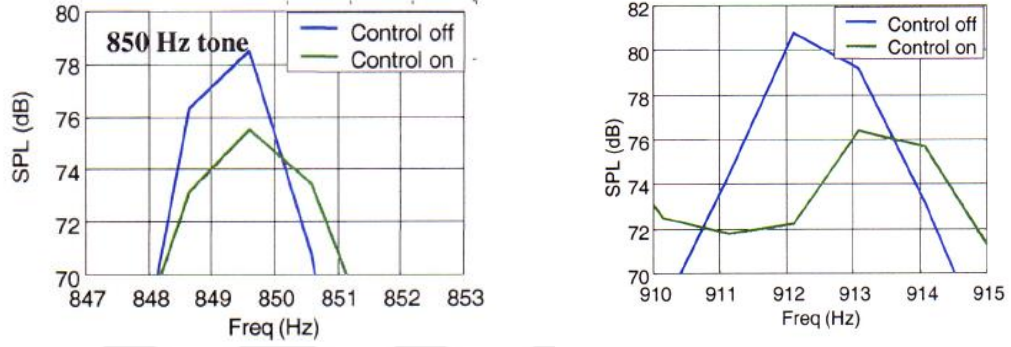
üzerinde bulunan aktif olarak kontrol edilen bir kanat kullanılarak titreşim azaltma ve 4) yapısal tepkinin aktif kontrolü olarak verilmiştir. Çeşitli yaklaşımların karşılaştırmasına dayanarak, aktif olarak kontrol edilen kanadın önemli bir titreşim azaltma potansiyeline sahip olduğu görülmüştür. Araştırmacılar bu ve buna benzer projelerini geliştirerek dişli kutusu kaynaklı titreşimleri azaltarak iç gürültünün azaltılacağını sunmuşlardır (Millott ve ark 1998). Maier ve ark (2002) tarafından yapılan çalışmada ise uçuş testi sırasında elde edilen en son deneysel sonuçlara odaklanılmıştır. BK117 test helikopteri bir aktif dişli kutusu destek setiyle donatılmıştır. Aktif dişli kutusu sisteminin gürültü azaltma potansiyeli, farklı seyir hızlarında havada asılı kalma ve ileri uçuş gibi çeşitli uçuş koşulları için değerlendirilmiştir. Uçuş testlerinin sonuçları, eyleyici ve sensör gereksinimlerine göre sunulmuş ve analiz edilmiştir. Ayrıca, yeni eyleyici tasarımları ve alternatif sensör konseptleri kullanılarak sistemin daha fazla iyileştirilmesi tartışılmıştır. Eş zamanlı kontrolü ile sistemin performansı Şekil 2.25'te verilmiştir. Bu test, sistemi orta titreşim seviyelerinde test etmek için ile zeminde gerçekleştirilmiştir.



Şekil 2.25. Gürültü azaltımı çalışmaları (Maier ve ark 2002)

Mathur ve ark (2002) tarafından yapılan çalışmalarda helikopter kabin gürültüsünün azaltılması için aktif yapısal akustik kontrol (ASAC) uygulaması hem analitik modelleme hem de deneysel testler kullanılarak incelenmiştir. ASAC ile doğrudan yapıya bağlanan piezoelektrik eyleyiciler gürültüyü yok etmek için kullanılmıştır. İnce ses yayan yüzeylere kurulduğunda kabin gürültüsünü gidermek için gerekli kontrol etkisini sağladığı görülmüştür. Helikopter gövdesinin analitik bir modeli geliştirilmiş ve deneysel transfer fonksiyonu verileri kullanılarak doğrulanmıştır. Farklı eyleyici konfigürasyonları ile gürültü azaltma tahminleri sayısal olarak belirlenmiştir.

Uçuş testleri için optimum bir eyleyici konfigürasyonu kullanılmıştır. Uçuş sırasında bir MD900 Explorer helikopteri üzerinde bir ASAC sistemi geliştirilmiş ve test edilmiştir. Geniş bant denetleyicisi ile hedeflenen tonlarda 3,5 ila 4,5 dB genel düşüşler gözlemlenmiştir. Bu değerler, 16 mikrofonun (14 hata ve 2 monitör mikrofonu) tümü için ortalama gürültü azaltımını temsil etmekte ve yolcu kabini alanındaki genel azalmaları göstermektedir. Sonuçlar dar bant grafikleri ile Şekil 2.26'da verilmiştir.



Şekil 2.26. ASAC ile deneysel gürültü azaltımı çalışmaları (Mathur ve ark 2002)

KÜPPER ve ark (2004) tarafından yapılan çalışmada ise o zamana kadar ölçüm yapılan bazı helikopterlerin kokpit gürültüleri sunulmuş ve Şekil 2.27’de verilmiştir.

Helicopter	Noise level [dB(A)]	Reference
Bell 206 B Jetranger	93–99	House (1975)
Bell 206 L Longranger II	97–90	Pasic and Poulton (1985)
BO 105	100	Koch and Koch (1990)
Mi4	118	Rood and Glen (1977), Owen (1995)
H23	90–108	Rood and Glen (1977), Owen (1995)
H34	108–117	Rood and Glen (1977), Owen (1995)
Gazelle	97	Rood and Glen (1977), Owen (1995)
Scout	99.8	Rood and Glen (1977), Owen (1995)
Puma	99.9	Rood and Glen (1977), Owen (1995)
Lynx	100	Rood and Glen (1977), Owen (1995)
‘Modern helicopter, noise protection as usual’	90–95	Niesl and Laudien (1994)
Light working and military helicopter	100	Niesl and Laudien (1994)
VIP helicopter	85	Niesl and Laudien (1994)

Şekil 2.27. Farklı helikopter türlerinin kokpitlerinin içindeki gürültü seviyeleri (KÜPPER ve ark 2004)

Özsoy ve ark (2008) tarafından yapılan çalışmada, bir helikopter görev sisteminin algılayıcı-cowling (MMS) düzeneğinin analizleri ve test süreçleri anlatılmıştır. MSS, helikopter gövdesi üzerine monte edilen eklenti bir ünedir. Bu ünitenin, yapısal bir arıza olmaksızın belirli bir ömür için işlev görmesini sağlamak için önemli bir analiz ve test

programı uygulanmıştır. Burada anlatılan, hızlandırılmış yaşam testini (ALT) içeren yaklaşım, bu tür "entegrasyon" projeleri için uygun bir metodoloji oluşturmaktadır. MSS-cowling montajı için beklenen arıza modu, rastgele titreşimler altında metal yorulmasıdır. Analiz edilen yerde yükleme verilerini (hızlanma) elde etmek için operasyonel uçuş testleri gerçekleştirilmiştir. Bu veriler hem sayısal simülasyonda (sonlu elemanlar modellemesiyle titreşim yorulma analizi) hem de montajın gerçek testinde kullanılmıştır. Laboratuvardaki tasarım ömrünü tamamlamak için, toplanan verileri sentezleyerek ALT profilleri oluşturulmuştur. Bu profiller kullanılarak montajın yorulma testi gerçekleştirilmiştir. Aynı zamanda gerinim verileri kritik noktalardan toplanmıştır. Bu gerinim verilerinin işlenmesiyle alternatif gerilme değerleri elde edilmiştir. Test sürelerini ve dolayısıyla profil genliklerini değiştirerek, ALT sürelerine eşdeğer alternatif streslerle ilişkilendiren basit bir denklem önerilmiştir. Sistemin laboratuvar testleri başarısız oluncaya kadar sürdürülmüştür. Sayısal simülasyon ve test sonuçları sunulmuştur.

Bucak ve ark (2009) tarafından yapılan çalışmalarda Şekil 2.28’de verilen iki hafif helikopterin (Bell 206 ve R-44) kokpitindeki sesli iletişimin kalitesi değerlendirilmiştir. Konuşma Girişimi Seviyesi (Speech Interference Level-SIL) ve Konuşma Anlaşılabilirliği Endeksi (Speech Intelligibility Index-SII) hesaplamaları için gerekli verileri toplamak amacıyla iç gürültüye ilişkin statik ve uçuş sırasında ölçümler alınarak analizler yapılmıştır. Çalışmada sunulan bazı sonuçlar, konuşma anlaşılabilirliği seviyelerinin genel olarak kabul edilebilir eşiklerin ötesinde olduğunu göstermiştir. Bu da genellikle tüm uçuş operasyonları sırasında tercihen ANR tipi kulaklıkların kullanımının gerekliliğini ortaya koymuştur.



Şekil 2.28. (a) Robinson R-44 helikopteri (b) Bell 206B helikopteri (Bucak ve ark 2009)

Caillet ve ark (2012) tarafından sunulan çalışma "Rahat Helikopter" araştırma programının genel çerçevesinde yapılmıştır ve özellikle helikopter kabinlerinde akustik konfor geliştirmeye odaklanmıştır. Nearfield Akustik Holografi ölçümleri ile geometrik akustik simülasyonları arasındaki bağlantıya dayalı bir tanı ve modelleme metodolojisi içeren çalışma Eurocopter tarafından seçilen kapsamlı bir yaklaşımı sunmaktadır. Optimize edilmiş ses yalıtım panelleri, pencereler ve ana dişli kutusu süspansiyon mekanizmaları gibi yenilikçi gürültü azaltma kavramları geliştirilmiştir. Bütün bu çözümler uçuş sırasında test edilmiştir. Son olarak, elde edilen genel performanslar gösterilerek uçuş sırasında elde edilen önemli konfor iyileştirmesi ve daha fazla gürültü azaltımı için Eurocopter beklentileri üzerinde durulacağı vurgulanmıştır.

Cabell ve ark (2013) tarafından yapılan çalışmada "ONERA's Centre de Toulouse" da bulunan helikopter kabin modelinin kırılmış bir paneli (trim panel) üzerinde geniş bant aktif titreşim kontrol konseptinin test edilmesi sunulmuştur. Kontrol sistemi, 1.2m x 1.2m'lik bir trim panelinin üzerinde konumlandırılan on iki adet elmas biçimli piezoelektrik eyleyiciden oluşmaktadır. Elmas biçiminin en-boy oranı, geniş frekans aralığında bir araya getirilen bir eyleyici-sensör çifti oluşturmak için piezoelektrik malzemenin dielektrik sabitlerine dayanmaktadır. Buda, basit ve düşük güç kullanılarak robust bir kontrolün uygulanmasını sağlamaktadır. Kalın bir akrilik pencere üzerinde yapılan ilk test kontrolcünün kabiliyetini göstermektedir, fakat kompozit panel üzerine monte edildiğinde eyleyici performansının daha düşük olduğu görülmektedir. Bunun sebebi, trim panelinin ortotropik özelliğinden veya akrilik pencereye göre çok daha yüksek rijitlikten kaynaklanmış olabilmektedir. Ayrıca eyleyici-sensör-yapı sisteminin sonlu elemanlar çalışmasına da değinilmiştir.

Simon ve ark (2014) tarafından yapılan çalışmada helikopter kabinlerinde akustik konfor, havacılık çevresel gürültüsü (ACARE 2020) ile ilgili "Avrupa Önerileri" nin konusu olmamasına rağmen, helikopter üreticileri dahi akustik konforu arttırmak için birçok kaynak kullanmaktadır. Bu görev özellikle zor olmaktadır. Çünkü bir yanda yolcular rahatsız edici kaynaklara çok yakın konumdalar ve diğer taraftan gürültü frekans aralığı (500-5000 Hz) insan kulağının yüksek duyarlılığı alanında bulunuyor. Bu faaliyetler genellikle havacılık alanında uzmanlaşmış harici laboratuvarlarla birlikte yürütülmektedir. Bu yazıda, " Helicopter Garteur Action Group" (AG20) dahil olan farklı Avrupa laboratuvarlarının (yazarların üyelikleri) genellikle helikopter iç gürültüsü sorununu, özellikle tasarım, karakterizasyon ya da akustik konforu arttırmak için helikopter panellerine uygulanan titreşimin aktif kontrolü üzerinde durulmaktadır. Tipik

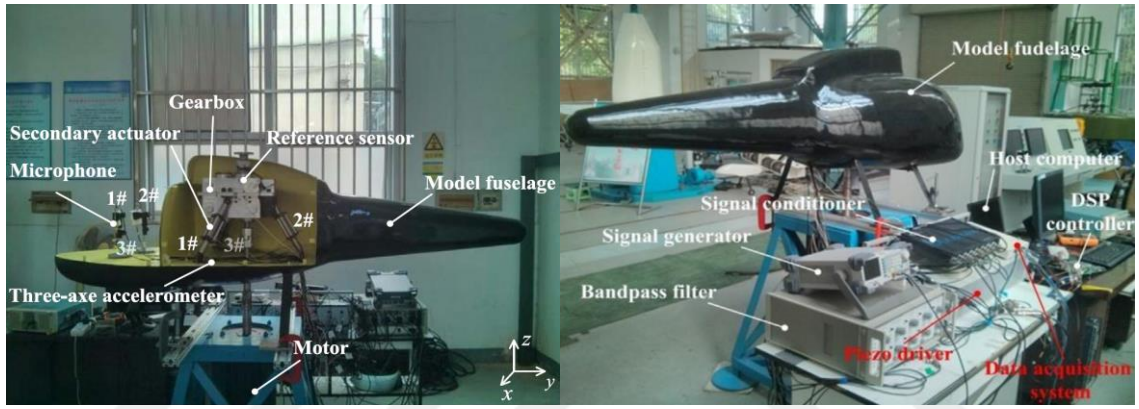
ölçüm teknikleri ve simülasyon yöntemlerinin uygulamaları, laboratuvarların aktivitelerini, özellikle de izole edilmiş bir helikopter panelinin akustik davranışının karakterizasyonu ve optimizasyonu ile bir kabin maketi veya uçuş sırasında etkisinin değerlendirilmesi için sunulmuştur. Buna ek olarak dişli kutusu titreşimlerinden kaynaklanan gürültüyü azaltmak için aktif veya yarı aktif kontrol prosedürleri izole edilmiş bir panelin vibro-akustik transmisyonuna, daha sonra bir helikopter maketine ve daha sonra uçmakta olan bir anti-tork plakasına uygulanmaktadır.

Mendoza ve ark (2014) tarafından NASA’da gerçekleştirilen çalışmada dişli frekansından kaynaklanan helikopter içi gürültüyü azaltmak için “Minimum Actuation Power” (MAP) adı verilen yeni bir aktif titreşim kontrol yaklaşımı geliştirilmiştir. MAP, kontrol kaynaklarının giriş gücünü izleyerek ve değiştirerek bir yapıya toplam giriş gücünü en aza indiren optimal bir kontrol stratejisi olarak sunulmuştur. MAP teorisi ile tekli veya çoklu ayrı frekanslar çoklu tahrik kaynakları bastırmak için geliştirilmiştir. Simülasyonlar ve deneysel sonuçlar, gerçekçi bir rotorlu araç iç yapısının yapısal titreşiminin azaltılması için MAP’ın uygulanabilirliğini göstermiştir. MAP kontrolü sayesinde tek bir kontrol eyleyicisi ile tekli ve çoklu frekans tahriklerinin titreşim azaltılması gerçekleştirilmiştir. Ayrıca simülasyonlar gözlenen titreşim azalmalarının içten yayılan gürültü üzerindeki potansiyel etkisini de göstermektedir.

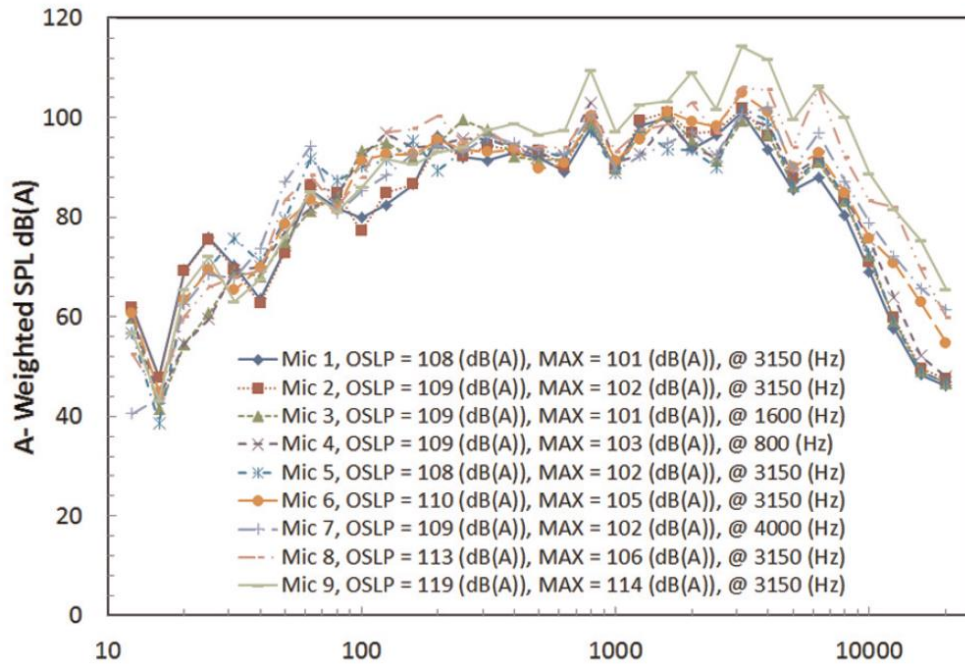
Modern helikopter kabinlerinin içindeki gürültü durumu modern jet ile karşılaştırıldığında hala tatmin edici değildir. Daha sessiz bir helikopterin gerekliliği için “Noise Vibration and Harshness” (NVH) davranışının sistematik bir şekilde incelenmesini gerektirir (Mucchi ve Vecchio 2010). Bu bağlamda Mucchi ve Vecchio (2010) çalışmalarında bir helikopter kabininde jet motorlarının ürettiği gürültü katkısının dişli kutusu açısından önemini değerlendirmenin yanı sıra olası gürültü kaynaklarını ve kabin yüzeylerinde sızıntı noktalarını bulmayı amaçlayan deneysel vibro-akustik çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Sonuçlar, ana gürültü ve titreşim kaynaklarının jet motorları ve dişli kutusu olduğunu göstermektedir. Ayrıca jet motorlarının titreşim katkısı şanzımanın titreşim katkısına göre ses kalitesi parametreleri açısından daha baskın olduğu vurgulanmıştır. Ek olarak çalışmada kabin üzerinde kaçak noktası tespiti ile gürültü kontrolü ve kalite kontrolü hedefleyen hızlı ve verimli bir deneysel araç önerilmiştir.

Ma ve ark (2017) tarafında sunulan çalışmada ise aktif dişli kutusu destekleri teknik yaklaşımına dayanan aktif bir yapısal akustik kontrol sistemi kullanarak helikopter kabini içindeki çoklu frekanslı gürültünün azaltılmasındaki son gelişmeler verilmiştir. Çok frekanslı dişli kutusu titreşimlerini ve ortaya çıkan gürültüyü azaltmak için yeni bir

ayrık model öngörülü kayma modu kontrolcü tasarımı önerilmiştir. Şekil 2.29’da verilen laboratuvar ortamında bir helikopter modeli ile özel olarak tasarlanmış dişli kutusu ve aktif desteklerle gerçek bir helikoptere benzer şekilde dişli titreşimi/gürültüsü oluşturmuştur. Kontrolcü tasarımlar farklı kurgular için (tek giriş/tek çıkış ve çoklu giriş/çoklu çıkış) denenmiştir. Sonuç olarak aktif kontrol sisteminin çok frekanslı helikopter iç gürültüsünü azaltmak için pratik olduğunu ve bu da dişli kaynaklı tonların frekans modülasyonunu zayıflattığını doğrulamıştır. Ölçülen gürültü azaltılması çoğu durumda 15 dB seviyesini aşmakta ve hatta maksimum azalma 31 dB’ye kadar ulaşmaktadır. Ayrıca, kontrol sürecinin daha sorunsuz ve daha hızlı olduğu gösterilmiştir.



Şekil 2.29. Helikopter modeli ve kontrol sistemi (Ma ve ark 2017)



Şekil 2.30. 277,8 km/s hızı uçuş segmentinde kapalı kapı konfigürasyonu için ses basıncı seviyesi (Chen ve ark 2017)

Chen ve ark (2017) tarafından yapılan çalışmada RCAF helikopter hava mürettebatı tarafından kullanılan işitme koruma ekipmanının akustik performansını belirlemek amacı ile Kanada Kraliyet Hava Kuvvetleri (RCAF) CH-147F Chinook tandem rotorlu ağır kaldırma helikopteri üzerinde gerçekleştirilen bir uçuş testi sunulmuştur. Kokpit ve kabin gürültü ortamını karakterize etmek için normal ve muharebe seviyesindeki uçuşlar ve manevra için seçilen dokuz uçak mürettebat istasyonundan ses basıncı seviyeleri ölçülmüştür. Bu ölçüm noktalarına elde edilen A ağırlıklı ses basınç seviyeleri Şekil 2.30'da sunulmuştur.

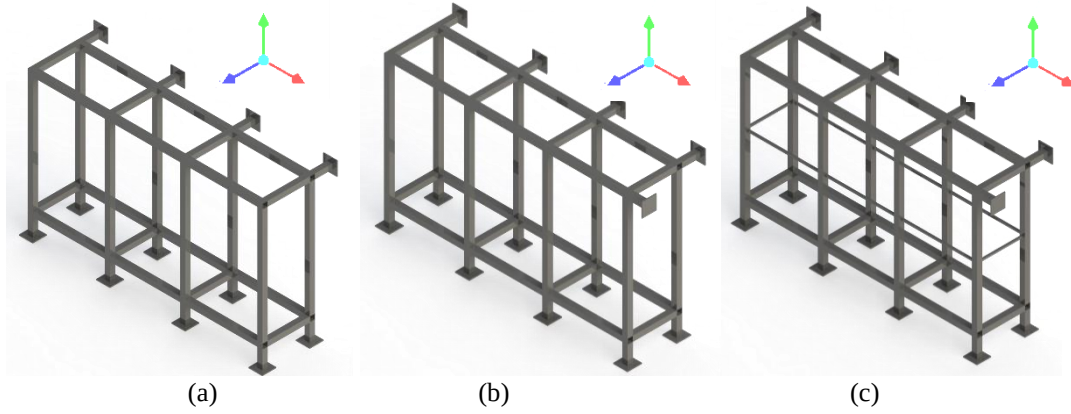


3. MATERYAL VE YÖNTEM

Tezin bu kısmında tezin genelinde kullanılan yöntemlerin ayrıntılı teorik, sayısal ve deneysel bilgileri verilmiştir.

3.1. Test Platformunun Tasarımı ve Üretimi

Laboratuvar çalışmalarında test platformlarının dinamik koşullara göre tasarlanması başlı başına bir mühendislik işidir. Test platformlarının üstüne monte edilen test parçalarının laboratuvar çalışmalarının yapılabilmesi adına dış tahriklerden ve bozuculardan en az şekilde etkilenmesi beklenir. Çalışmanın bu kısmında öncelikli olarak ana kargo kapısı ve yardımcı kargo kapısının laboratuvar ortamında testlerinin, analizlerinin ve kontrolcü uygulamalarının gerçekleştirmek üzere üç farklı test platformu tasarımı üzerinde durulmuştur. Üç farklı platform tasarımı Şekil 3.1’de görülmektedir. Tasarımlar sırasıyla “PT-1”, “PT-2” ve “PT-3” olarak adlandırılmıştır. Tüm tasarımlarda 2 mm et kalınlığına sahip 60x60mm kare profiller kullanılmıştır. En, boy ve yükseklik gibi boyutsal özellikleri de aynıdır. PT-1 temel tasarım olarak ele alınmıştır. PT-2, PT-1 tasarımında farklı olarak sadece x ekseninde duvara sabitleme ayağı eklenmiştir. PT-3 ise PT-2 tasarımından farklı olarak dikey profiller arasına 1 mm et kalınlığına sahip 20x20mm kare profiller ile güçlendirici yapılar eklenmiştir. Doğal olarak bu modifikasyonların yapı üzerinde birtakım etkileri olacaktır. Çalışmanın bu kısmında modal analiz ve rastgele titreşim analizleri ile bu farklı tasarımların sonuçları incelenmiştir.



Şekil 3.1. (a) PT-1 (b) PT-2 (c) PT-3

Titreşim altında çalışacak bir platform tasarımı yapılırken test edilecek yapıların doğal frekans değerleri veya platform üzerinde çalışılacak frekans bilgileri göz önünde bulundurulmaktadır. Bu sebeple platform tasarımlarında öncelikli olarak modal analizlere yer verilmiştir. Tüm tasarımların her birine ayrı ayrı sayısal modal analiz ANSYS yazılımında uygulanmıştır.

Sayısal modal analiz sonucunda elde edilen sonuçlar karşılaştırılmalı şekilde Çizelge 3.1’de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Platformların sayısal modal analiz sonuçları

PT-1			PT-2			PT-3		
Mod	Frekans [Hz]		Mod	Frekans [Hz]		Mod	Frekans [Hz]	
1,	81,506	126,38	107,64	11,	153,67	158,29	130,97	
2,	126,02	128,83	111,16	12,	157,64	162,13	136,29	
3,	127,17	132,26	119,12	13,	161,45	164,14	136,31	
4,	131,29	135,81	119,94	14,	164,56	166,86	139,26	
5,	135,57	146,	124,82	15,	168,68	169,5	140,12	
6,	145,7	147,43	130,22	16,	170,53	170,61	147,71	
7,	146,46	148,95	130,5	17,	181,29	299,91	148,51	
8,	150,25	151,78	130,57	18,	299,8	307,01	156,48	
9,	150,42	153,97	130,61	19,	306,74	309,63	158,63	
10,	152,43	154,19	130,68	20,	309,74	314,1	168,14	

Yapılar, çoğunlukla zayıf veya güçlü bir biçimde zamana bağlı olan yüke maruz kalmaktadır. Zamana bağlı düşük yükler altında tepkileri yarı statik analiz prosedürü kullanılarak hesaplanabilir. Zamana bağlı orta veya yüksek yükler için tepkilerinin hesaplanması yapının deterministik ve yükleme zamanının tam olarak belirlendiği veya bilindiği (sabit, doğrusal, harmonik, vb. zaman fonksiyonları gibi zamanın belirli bir fonksiyonu) tam bir dinamik analiz prosedürü gerektirmektedir.

Yapıların belirli veya belirsiz titreşim yükleri altında nasıl tepki göstereceği ise rastgele titreşim analizleri ile yapılmaktadır. Üç farklı tasarım askeri standartlardan (MIL STD 810) alınmış bir helikopter titreşim profili (PSD) verisi ile üç ekseninde tahrik edilerek rastgele titreşim analizi gerçekleştirilmiştir.

Tasarımların her bir ekseninde uygulanan tahrik sonucunda yine her bir ekseninde karşılaştırılmalı olarak toplam deformasyonları Çizelge 3.2’de verilmiştir.

Çizelge 3.2. Tasarımların rastgele titreşim analiz sonuçları

Maksimum Toplam Deformasyon [mm]	X Eksen			Y Eksen			Z Eksen		
Tahrik Yönü	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z
PT-1	1,5245	0,056137	0,027505	0,10476	0,010364	0,08305	0,11788	0,04444	1,134
PT-2	1,3935	0,05644	0,02925	0,29548	0,1149	0,09314	0,050481	0,04642	1,2761
PT-3	0,90386	0,03802	0,08318	0,09277	0,00436	0,07748	0,04709	0,0315	1,1153
PT-1 /PT-3 İyileştirme Oranı [%]	40,7	32,2	-202,4	11,4	57,9	6,7	60,05	29,11	1,64
PT-2/PT-3 İyileştirme Oranı [%]	35,1	32,6	-184,3	68,6	96,2	16,8	6,7	32,1	12,6

Tasarımların modal analiz sonuçları incelendiği zaman PT-2 tasarımının diğer tasarımlara göre daha geç rezonansa gireceği için daha güvenilir olduğu görülmektedir. Fakat rastgele titreşim analizleri sonucunda ise PT-3 tasarımında oluşan deformasyonların daha tatmin edici olduğu görülmektedir. Bu yüzden Şekil 3.2’de görülen PT-3 tasarımı üç farklı tasarım sonucunda elde edilmiştir. PT-3 tasarımına ek olarak helikopter kargo kapılarının oturacağı kızakların eğimi referans alınarak tasarlanmış, 5 mm kalınlığında iki adet plaka eklenmiştir. Test platformun üretim resimleri Ek 1’de verilmiştir.



Şekil 3.2. Test platformunun nihai tasarımı

3.2. Kabuk Yapı Titreşimleri, Sayısal ve Deneysel Modal Analiz

Çalışmanın bu kısmında deneysel ve sayısal modal analiz teorisi ve uygulaması, deneysel modal analiz yöntemleri, gezici sarsıcı yöntemi sunulmuş ve alt başlıklar halinde anlatılmıştır.

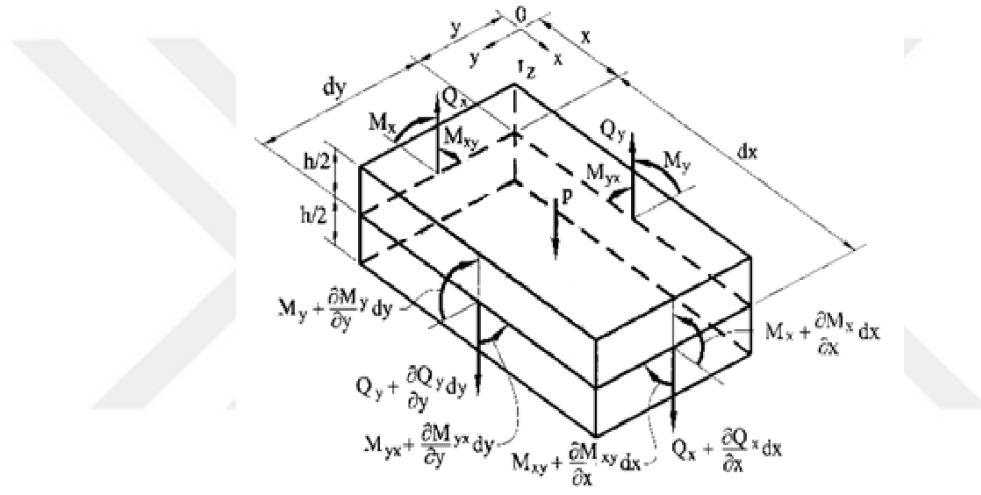
3.2.1. Plaka titreşim teorisi ve uygulaması

Mühendislik uygulamalarında, makinelerin ve yapıların birçok bileşeni, zamana bağlı dış kuvvetler veya yer değiştirmeler tarafından üretilen dinamik yüklere maruz kalmaktadır. Dinamik yükler, araç hareketleri, rüzgâr yükleri, sismik bozukluklar, dengesiz makine titreşimleri, uçuş yükleri, ses vb. gibi durumlarda oluşabilir. Zamana bağlı yüklerin yapılar üzerindeki dinamik etkileri yapısal dinamikler adı altında, öncelikle yapıların titreşimi ve bunlarla ilişkili iç kuvvetlerin analizi olmak üzere yapıların zamana bağlı hareketleriyle incelenmektedir. Sürekli elastik sistemlerden olan plakaların dinamik karakteristikleri matematiksel olarak Newton yasalarına dayalı kısmi diferansiyel denklemlerle veya sanal iş düşüncelerine dayalı integral denklemlerle modellenebilir. Pratik uygulamalarda sadece yapıya dik titreşim ilgi çekicidir ve diğer titreşimlerin etkileri ihmal edilmektedir (Ventsel ve ark 2002).

Kabuk yapıların serbest titreşim analizleri makine, inşaat ve havacılık mühendisliği alanında hep ilgi çekici olmuştur. Liew ve ark (1995) tarafından sunulan makalede plaka titreşimleri ile ilgili o zamana kadar yapılan çalışmaların detaylı bir literatür taraması sunulmuştur. Sunulan taramanın amacı kalın plakaların titreşimi ile ilgili güncel çalışmalara ilişkin bir araştırma sağlamaktır. Çalışmalar farklı plaka şekillerine göre kategorize edilmiştir. Temel teorileri baz alarak çeşitli teoriler üretilmiş ve o zamana kadar farklı yapılarda, farklı sınır koşullarında kabuk yapıların titreşim karakteristikleri analitik yöntemler ile elde edilmiştir. Bu analitik bilgileri kullanarak titreşim yönünden yapıların incelenmesinde sayısal ve deneysel yöntemler geliştirilmiştir. Kabuk (plaka) yapılarda sıklıkla vurgulanan iki bilimsel yaklaşım şekli vardır (Haftiegan ve ark 2013). Bunlardan birincisi Cauchy'den bildiğimiz gibi, Z koordinatında bir dizi gerilme ve şekil değiştirme fonksiyonundan elde etmeye dayanmaktadır. Bu serilerde mümkün olan minimum sayıda terim tutularak, Sophie-Germaine denklemi elde edilmiştir (Wu ve ark 2007). Bu yaklaşımı kullanarak Navier ise tüm kenarları basitçe desteklenen dikdörtgen bir plakanın eğilme ve stabilizasyon sorunlarını çözmüştür. Genel

olarak plaka davranışının analizi Poisson tarafından sınır koşulları dikkate alınarak yapılmıştır. İkinci yaklaşım ise teknik bir plaka teorisine vurgu yapan, düz normal hipotezini ortaya atan Kirchhoff ile çalışılmıştır. Mindlin-Reissner teorisi herhangi bir kalınlıktaki plakalara uygulanabilen Kirchhoff teorisini genelleştirmiştir (Hashemi ve ark 2005, Xing ve Liu 2009).

Plakalarda hareket denklemleri elde edilirken Kirchhoff'un plaka eğilme teorisi varsayımları kullanılmaktadır. İnce plakalarda sönümsüz yapısal dinamikleri modellemek için zamanın fonksiyonları olarak sadece bağımlı değişkenleri (birim şekil değiştirme, gerilmeler ve gerilmeler) dikkate alınır.



Şekil 3.3. İnce plaka teorisi (Ventsel ve ark 2002)

Kirchhoff'un varsayımlarına dayanan yer değiştirmeler için Şekil 3.3'te ki gibi yükleme durumunda ince levha eğilme analizine yönelik geçerli diferansiyel eşitlik Denklem (3.13)'de verilmiştir. Bu denklem Lagrange tarafından elde edilmiştir (Ventsel ve ark 2002).

$$\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} = \frac{P}{D} \quad (3.1)$$

Matematiksel olarak Denklem (3.1), sabit katsayılara sahip dördüncü dereceden doğrusal kısmi diferansiyel denklem olarak sınıflandırılır. Denklem (3.1) aşağıdaki şekilde yeniden Denklem (3.2) gibi yazılabilir.

$$\nabla^2(\nabla^2 w) = \nabla^4 w = \frac{P}{D} \quad (3.2)$$

Burada ∇^4 biharmonik operatör olarak isimlendirilir ve Denklem (3.3)'te ki gibi verilebilir.

$$\nabla^4(\cdot) = \frac{\partial^4}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4}{\partial y^4} \quad (3.3)$$

Bu durumda, ince plakaların eğilmesi için geçerli Denklem (3.1)'in sağ tarafında görülen zorlama fonksiyonu $p(x, y, t) - \rho h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}(x, y, t)$ gibi olmalıdır. Burada hem p hem de w zamanın yanı sıra kartezyen koordinat sistemin fonksiyonlarıdır, ρ yoğunluğu, h plaka kalınlığını ifade etmektedir. Zorlanmış titreşimlerde $p(x, y, t)$ dinamik bir cevaba neden olmaktadır. Böylece plakaların zorlanmış, sönümsüz hareketinin diferansiyel denklemi (3.4) şu şekildedir:

$$D \nabla^2 \nabla^2 w(x, y, t) = p(x, y, t) - \rho h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}(x, y, t) \quad (3.4)$$

Bilindiği üzere doğal titreşimler yalnızca malzeme özelliklerine ve plaka geometrisine bağlıdır. Herhangi bir yükten bağımsız olarak elastik plakanın doğal özellikleridir. Bu nedenle, doğal veya serbest titreşimler için $p(x, y, t)$ sıfıra eşittir ve Denklem (3.5) elde edilir.

$$D \nabla^2 \nabla^2 w(x, y, t) + \rho h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}(x, y, t) = 0 \quad (3.5)$$

Yer değiştirme w , plaka kenarındaki sınır koşullarını (bu koşullar pratik olarak statik denge durumundaki koşullardan farklı değildir) ve $t = 0$ iken $w = w_0(x, y)$ ve $\partial w / \partial t = v_0(x, y)$ koşullarını sağlamalıdır. Burada w_0 ve v_0 , (x, y) noktasında başlangıç yer değiştirme ve başlangıç hızıdır. Denklem (3.5), plakaların için sönümsüz ve serbest dördüncü dereceden homojen kısmi diferansiyel bir denklemdir. Serbestçe titreşen bir plaka probleminin çözümü, herhangi bir an için herhangi bir noktada yer değiştirmeleri belirlemeye indirgenmiştir. Bununla birlikte, plakaların serbest eğilme titreşimleri sorununun en önemli kısmı doğal frekansları ve her doğal frekansla ilişkili titreşimin mod

şekillerini belirlemektir. Böyle bir problem için Denklem (3.5) bir özdeğer problemi haline dönüşür. Doğal frekanslar özdeğerlerdir ve ilişkili şekil fonksiyonları özfonksiyonlardır. Bu parametrelerin değerleri, değişken bir yükün neden olduğu dinamik gerilmeleri oluşturmak için gereklidir. Serbestçe titreşen bir plakanın doğal frekanslarını belirlemek için genel bir analitik yöntemi (Fourier yöntemi) tanımlanabilir. Denklemi (3.5)'i çözmek ve $w(x, y, t)$ elde etmek için Denklem (3.6) varsayılabilir.

$$w(x, y, t) = (A \cos \omega t + B \sin \omega t)W(x, y) \quad (3.6)$$

$W(x, y)$ titreşim modlarına ve zamanın harmonik cevabına bağlı şekil fonksiyonunu yani tipik modları, ω ise doğal frekansı temsil etmektedir. Denklem (3.6), denklem (3.5) ile düzenlenirse Denklem (3.7) elde edilir.

$$D \nabla^2 \nabla^2 W(x, y) - \omega^2 \rho h W = 0 \quad (3.7)$$

Burada D eğilme rijitliği $D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$ olarak verilmektedir. E elastisite modülünü, ν Poisson oranını temsil etmektedir. Denklem (3.7)'un çözümü bir Fourier serisi biçiminde gösterilir ve bilinmeyen sabitler için homojen bir denklem sistemi elde edilir. Bu sistem, yalnızca belirleyici $\Delta(\omega)$ 'nin sıfıra eşit olduğu durumda sıfırdan farklı çözümlere sahiptir. Bu nedenle, frekans ya da karakteristik denklem elde edilir. Bu denklem, belirli bir plaka için frekans spektrumunu oluşturan sonsuz sayıda çözüme sahiptir. Genel olarak, frekanslar m ve n (m ve $n=1, 2, \dots$) olmak üzere iki parametreye bağlıdır. En düşük frekans, temel modun frekansı veya temel doğal frekans olarak adlandırılır ve diğer tüm frekanslara ise daha yüksek harmoniklerin frekansları denir. Homojen denklemler temelinde her bir ω_{mn} frekansına karşılık gelen sabit bir çarpanla belirlenebilen (birim vektör olabilir) bir $W_{mn}(x, y)$ şekil fonksiyonu vardır. Örneğin, basitçe mesnetlenmiş dikdörtgen bir plaka ele alındığında şekil fonksiyonu Denklem (3.8)'de verilmiştir.

$$W(x, y) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} C_{mn} \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{b} \quad (3.8)$$

Burada a ve b plaka boyutları, C_{mn} ise m ve n 'nin her bir değeri için titreşim genliğidir. Denklem (3.8), Denklem (3.7) ile düzenlenirse homojenik cebirsel Denklem (3.9) elde edilir.

$$\frac{m^4\pi^4}{a^4} + 2\frac{m^2\pi^2}{a^2}\frac{n^2\pi^2}{b^2} + \frac{n^4\pi^4}{b^4} - \frac{\omega^2\rho h}{D} = 0 \quad (3.9)$$

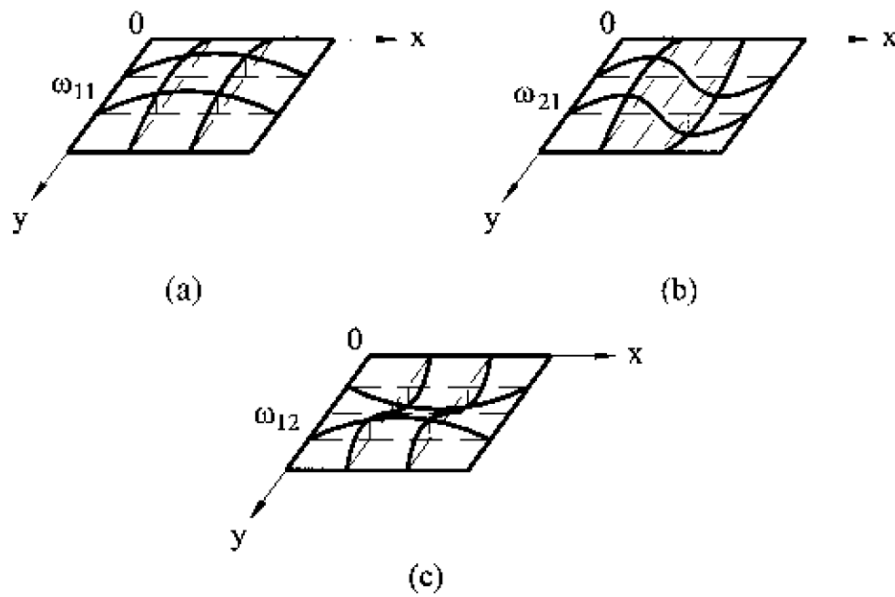
Bu denklemin ω için çözümü ile Denklem (3.10) doğal frekansları verir.

$$\omega_{mn} = \pi^2 \left(\frac{m^2}{a^2} + \frac{n^2}{b^2} \right) \sqrt{\frac{D}{\rho h}} \quad (3.10)$$

Temel doğal frekans $m = n = 1$ için hesaplanabilir. C_{mn} genliği doğrusal özdeğer probleminden belirlenemez. Kare bir plaka için Denklem (3.10) dizayn edilirse Denklem (3.11) elde edilir.

$$\omega_{mn} = \frac{\pi^2}{a^2} \sqrt{\frac{D}{\rho h}} (m^2 + n^2) \quad (3.11)$$

Kare plaka ele alındığında eğilme titreşiminin temel modu, x ve y yönlerinde tek bir sinüs dalgasıdır.



Şekil 3.4. Kare plakaya ait mod şekilleri a) ω_{11} modu b) ω_{21} modu c) ω_{12} modu (Ventsel ve ark 2002)

Şekil 3.4a’de temel doğal frekansa (ω_{11}) ait mod şekli verilmiştir. Maksimum yer değiştirme plakanın merkezinde olmaktadır. ω_{12} ve ω_{21} ait mod şekiller ise Şekil 3.4b ve 3.4c’de görülmektedir. Her birinde ise düğüm çizgisinden simetrik iki tane maksimum yer değiştirme oluşmuştur.

Wu ve ark (2007) tarafından üç farklı sınır koşullarına sahip dikdörtgen ince plakaların serbest titreşim analizi için özgün bir yöntem olan Bessel fonksiyonu yöntemi önerilmiştir. Dairesel sonlu bir plakanın polar koordinat sisteminde titreşim modu eşitliği Denklem (3.12)’de verilmiştir (Ventsel ve ark 2002). n titreşim modudur.

$$W_n(x, y) = [A_n J_n(kr) + B_n I_n(kr)]_{\sin}^{cos}(n\theta) \quad (3.12)$$

Burada A_n ve B_n belirlenen sabitleri, J_n ve I_n sırayla Bessel fonksiyonu ve değiştirilmiş Bessel fonksiyonunu temsil etmektedir. Ayrıca $k^4 = \frac{\omega^2 \rho h}{D}$ olarak verilmiştir. Denklem (3.12) Kartezyen koordinat sisteminde Denklem (3.13) gibi dönüştürülebilir.

$$W_n(x, y) = [A_n J_n(k\sqrt{x^2 + y^2}) + B_n I_n(k\sqrt{x^2 + y^2})]_{\sin}^{cos}[n \operatorname{atan}\left(\frac{y}{x}\right)] \quad (3.13)$$

Wang ve Guo (1989) tarafından sunulan çalışmaya istinaden Denklem (3.14) ve (3.15)’de verilen toplam formülleri de kullanılmıştır (Wu ve ark 2007).

$$J_n(R)_{\sin}^{cos} n\psi = \sum_{m=-\infty}^{\infty} J_{n-m}(x) J_m(y)_{\sin}^{cos} m\varphi \quad (3.14)$$

$$I_n(R)_{\sin}^{cos} n\psi = \sum_{m=-\infty}^{\infty} I_{n-m}(x) I_m(y)_{\sin}^{cos} m\varphi \quad (3.15)$$

Burada ψ , $R \cos \psi = x - y \cos \varphi$, $R \sin \psi = y \sin \varphi$ olarak tanımlanır ve y sıfıra yaklaştıkça ψ ’de sıfıra yaklaşır. $\psi = \operatorname{atan}(y/x)$ eşitliğini sağlamak için $\varphi = \pi/2$ olarak seçilir ve böylece Denklem (3.16) oluşturulur.

$$W_n(x, y) = \sum_{m=-\infty}^{\infty} [A_n J_{n-m}(kx) J_m(ky) + B_n I_{n-m}(kx) I_m(ky)]_{\sin}^{cos}[n \operatorname{atan}\left(\frac{y}{x}\right)] \quad (3.16)$$

Denklem (3.16), dikdörtgen plakaların titreşim modları için genel çözümdür. Burada A_n ve B_n , bu titreşim modlarının ortogonal karakteristiği kullanılarak belirlenebilmektedir. $J_{n-m}(kx)J_m(ky)$ ve $I_{n-m}(kx)I_m(ky)$ genel çözümün temel parçalarıdır. Bu eşitlikler ince dikdörtgen plakaların farklı sınır koşullarında serbest titreşim analizlerinin yapılması için oluşturula bilinir. Bessel fonksiyonları süperpoze edilerek dikdörtgen bir plakanın serbest titreşim için kesin çözüm elde edile bilinir. Bu yaklaşıma Bessel fonksiyonu yöntemi denmektedir. Bu yöntem Wu ve ark (2007) tarafından sunulan çalışmanın devamında üç farklı sınır koşula sahip dikdörtgen bir plakanın serbest titreşimini analiz etmek için uygulanmış ve mod şekilleri gösterilmiştir. Benzer şekilde Pouladkhan ve ark (2011) tarafından sunulan çalışmada dikdörtgen bir plakanın serbest titreşim parametreleri analitik ve sayısal yöntemler ile elde edilmiş ve karşılaştırılmıştır. Yine benzer şekilde (Klimenda ve Soukup 2017) tarafından yapılan sayısal çalışmalar ile plakaların serbest titreşim modal parametreleri elde edilmiştir. Literatürde analitik ve sayısal çalışmaların bir arada yapıldığı benzer birçok çalışma da mevcuttur. Haşiegan ve ark (2013) tarafından yapılan çalışmada temel teorik bilgileri kullanarak ince plakaların diferansiyel iki uyumlu denklemleri sunulmuştur. Çalışma da dikdörtgen ince çelik plakanın ilk dört titreşim modu ve ilk dört doğal frekansı elde edilmiş, MATLAB yazılımı kullanılarak titreşim modu şekilleri grafiksel olarak verilmiştir.

Zajac ve ark (2018) sunulan çalışmada düz dikdörtgen plaka gibi basit yapının farklı yaklaşımlar kullanılarak modal parametrelerin incelenmesi sunulmuştur. Deneysel ölçümlere başlamadan önce analitik yaklaşımla plakanın doğal frekansları hesaplanmıştır. Daha sonra modal analizden elde edilen öz frekanslarına göre deneysel harmonik analiz yapılmıştır. Elde edilen veriler karşılaştırılmıştır.

Benzer şekilde (Owunna ve ark 2016) tarafından yapılan çalışmada titreşime maruz kalmış düz bir plakanın deneysel modal analizi sunulmuştur. Sarsıcı kullanılarak yapılan deneysel modal analiz sonuçları ile farklı sonlu elemanlar yazılımları kullanarak elde ettikleri sonuçları karşılaştırmışlardır.

Tüm yöntemlerde karşılaşılan hata kaynaklarını çalışmalarında ele almışlardır. Literatürde analitik, sayısal ve deneysel çalışmaların bir arada yapıldığı benzer birçok çalışma da mevcuttur (Jauhola ve ark 2003, O'Connor ve ark 2012, Matthews ve ark 2014).

3.2.2. Sayısal modal analiz teorisi ve uygulaması

Sonlu Elemanlar Yöntemi (SEY), karmaşık diferansiyel denklemleri çözmek için güçlü bir sayısal yöntemdir. Sonlu elemanlar yöntemi; karmaşık bir yapıyı “eleman” olarak adlandırılan nispeten basit alt yapılara ayırmaktır. Daha sonra elemanlar düğümler sayesinde belirli bir şekilde bağlanır, daha sonra uygun sınır ve yük koşulları uygulanır. Sonucunda ise belirlenen soruna yaklaşık çözümler türetilir (Lu 2013). Sonlu elemanlar yöntemi dinamik sistem teorilerini kullanmaktadır. Gerçek yaşamda birçok titreşim problemi tek serbestlik dereceli bir sistemden daha karmaşıktır. Kompleks bir yapı birden fazla serbestlik derecesine sahiptir ve bu da birden fazla doğal frekansı olduğunu göstermektedir. Yapı lineer bir davranış gösteriyor gibi kabul edilirse birden fazla tek serbestlik dereceli bir sistemin birleştirilmiş hali karmaşık problemlere bir çözüm olarak sunulmaktadır. Sonlu elemanlar yöntemi bu problemleri çözmek için önemli bir kullanım aracıdır. Dinamik teorisin esas alınırsa genel hareket denklemi matris biçiminde yazılabilir;

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = [F] \quad (3.17)$$

Burada $[M]$ kütle matrisini, $[C]$ sönüm matrisini, $[K]$ ise rijitlik matrisini ifade etmektedir. $[F]$ harici bir yükü temsil etmektedir. Bu üç matris yapının dinamik karakteristiklerini (doğal frekans, sönüm oranı) belirlemek için çok önemli parametrelerdir. Analitik çözümler ile sistem karmaşık bir yapıya sahipse harici yükleri ve sınır şartlarını gibi bu matrisleri de tanımlamak oldukça zordur (Lu 2013). Karmaşık bir yapıyı elemanlara bölmek ve tek bir eleman kümesi olarak tanımlamak daha kolay ve anlaşılır olacaktır. Bu kümede yer alan her bir eleman kendi kütle sine, sönüm oranına ve rijitliğine sahiptir. Her elemanın sahip olduğu küçük matrisler Denklem (3.17)’de verilen büyük matris ile birleştirilmesiyle her bir düğümdeki tüm doğal frekanslar ve yer değıştirmeler hesaplanabilir. Denklem (3.17) ikinci dereceden bir özdeğer bir problemidir. Bahsi geçen matrisler ise kare matrislerdir. Sonlu elemanlar yönteminde ve sonlu elemanları temel alan yazılımlarda yapıların sönümleme özellikleri hesaba katılmamaktadır. Sistemdeki harici yükün sıfıra eşit olduğu serbest titreşim düşünüldüğünde Denklem (3.18) sönümsüz serbest titreşimin hareket denklemi olarak ifade edilir.

$$[M]\{\ddot{X}\} + [K]\{X\} = 0 \quad (3.18)$$

Bu denklemin çözümünün Denklem (3.19)'da ki formda olduğu varsayılmaktadır.

$$[x] = [u]e^{j[\omega]t} \quad (3.19)$$

Burada $[u]$ yer değiştirme vektörünü, $[\omega]$ belirlenecek doğal frekans vektörünü, t ise zamanı ifade etmektedir. Denklem yerine koyulduğu zaman Denklem (3.20) oluşmaktadır. Burada $\lambda = \omega^2$ eşitliği verilmiştir.

$$([K] - \lambda[M])\{X\} = 0 \quad (3.20)$$

Bu denklemin çözümünü elde edebilmek için yer değiştirme çarpanının determinantı alınarak sıfıra eşitlenir. Böylece Denklem (3.21) elde edilir. Burada $\{u\}_i$ denklemin özvektörlerini temsil etmektedir.

$$([K] - \lambda_i[M])\{u\}_i = 0 \quad (3.21)$$

Denklem (3.21)'ü çözebilmek için $[K]$ ve $[M]$ açıkça ifade edilmelidir. Tüm yapı için kütle ve rijitlik matrislerinin ilk olarak her eleman için Denklem (3.22) ve (3.23)'de verildiği gibi hesaplanması gerekir.

$$[M_i] = \iiint_V [N_i] \rho [N_i]^T \delta V \quad (3.22)$$

$$[K_i] = \iiint_V [B_i]^T E [B_i] \delta V \quad (3.23)$$

Burada $[B_i] = \frac{\delta}{\delta x} [N_i]$ olarak birim şekil değiştirme-deplasman matrisini vermektedir. $[N_i]$ ise şekil fonksiyonunu, " E " elastikiyet matrisini ifade etmektedir. " E "nin değeri Young modülü, poisson oranı ve kayma modülü dâhil olmak üzere bir dizi malzeme özelliği ile ilgilidir. Ortogonal bir malzeme için elastikiyet matrisi Lu (2013) tarafından yapılan çalışmada verildiği gibi şu şekilde yazılabilir:

$$[E] = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_x} & -\frac{\nu_{yx}}{E_y} & -\frac{\nu_{zx}}{E_z} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{xy}}{E_x} & \frac{1}{E_y} & -\frac{\nu_{zy}}{E_z} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{xz}}{E_x} & -\frac{\nu_{yz}}{E_y} & \frac{1}{E_z} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{yz}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{xz}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{xy}} \end{bmatrix} \quad (3.24)$$

Burada üç eksenindeki, E_x, E_y, E_z elastisite modülünü, $\nu_{xy}, \nu_{yz}, \nu_{xz}$ poisson oranını, G_{xy}, G_{yz}, G_{xz} ise kayma modülünü temsil etmektedir. Tüm parametreler teknik anlamda ifade edilebildiğinden dolayı denklem doğrudan çözülebilir. Her bir mod için doğal frekanslar hesaplanabilir. Her bir doğal frekansın özvektörleri de hesaplanabilir. Sonlu elamanlar yöntemi ile karmaşık yapılarda doğal frekans ve mod şekli gibi modal parametreler kolaylıkla hesaplanabilir. Fakat modal sönüm oranları hesaplanamamaktadır. Fakat deneysel modal analiz yöntemi ile elde edilen modal sönümlenme oranları kullanılarak sayısal modal analiz sonuçları güncellenebilmektedir. Bu yüzden bir yapının sönümlenme matrisi, bir Rayleigh sönümlenme modelinin kütle ve rijitlik matrislerinin doğrusal birleşimidir (Song ve Su 2017). Denklem (3.25)'te bu birleşim eşitliği verilmiştir.

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (3.25)$$

Burada α ve β sırasıyla Rayleigh sönüm katsayıları olarak bilinen kütle ve rijitlik oransal sönüm katsayılarıdır. $[C]$ ise sönüm matrisini ifade etmektedir. Geleneksel yöntemde i ve j olmak üzere iki adet referans mod seçimi yapılır. Deneysel yöntemler ile bu modlara ait frekans bilgileri sönüm oranları hesaplanır. Bu sayede Rayleigh sönüm oranı Denklem (3.26) 'te verildiği gibi hesaplanabilir.

$$\begin{Bmatrix} \alpha \\ \beta \end{Bmatrix} = \frac{2\omega_i\omega_j}{\omega_j^2 - \omega_i^2} \begin{pmatrix} \omega_j & -\omega_i \\ -\frac{1}{\omega_j} & \frac{1}{\omega_i} \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \xi_i \\ \xi_j \end{Bmatrix} \quad (3.26)$$

Bu denklem $\xi_i = \xi_j = \xi$ eşitliği uygulanırsa Denklem (3.27) gibi sadeleştirilebilir.

$$\begin{Bmatrix} \alpha \\ \beta \end{Bmatrix} = \frac{2\xi}{\omega_i + \omega_j} \begin{pmatrix} \omega_i \omega_j \\ 1 \end{pmatrix} \quad (3.27)$$

Basit yapıların Rayleigh sönümlleme oranı genellikle ilk iki moduna ait bilgiler kullanılarak bulunur. Fakat karmaşık yapılarda bu durum kolaylıkla yapılamaz. Eğer bu katsayılar uygun bir şekilde hesaplanmazsa, sönüm oranındaki küçük farklar sayısal analizlerde büyük hatalara neden olabilir (Menglin ve ark 2013, Song ve Su 2017).

3.2.3. Deneyisel modal analiz teorisi ve uygulaması

Dünyamızda birçok yapı titreşmektedir. Bütün makinalar, araçlar, binalar dinamik bir yüke maruz kaldığında titreşmeye başlamaktadır. Bunun bir doğal sonucu olarak yapılar üzerindeki titreşimlerin araştırılması ve incelenmesi önemli hale gelmiştir. Yapıların dinamik cevabını bir şekilde ölçmemiz gerekmektedir. Bu sayede o yapıların performans ve yorulma gibi özellikleri teknik şartnamesinde verilmiş teknik titreşim bilgilerine göre değerlendirilir. Sinyal analiz tekniklerini kullanarak yapılar üzerinde oluşan titreşimleri ölçebilir, titreşim frekans analizi yapabiliriz. Titreşim seviyesinin frekans ile nasıl değiştiğini izleyebilir, yapının üstünde oluşan baskın titreşim frekans bilgilerine ulaşabiliriz. Fakat bu sonuçlar yapı üzerindeki dışarıdan harici bir dinamik yükün bilgilerini barındıracak, yapının kendi öz dinamik karakteristikleri hakkında çok az bilgi verecek ya da hiç vermeyecektir. Bu yüzden frekans analizleri yerine modal analiz yani FRF (Frequency Response Function / FTF- Frekans Tepki Fonksiyonu) ölçümleri ön plana çıkmaktadır. FTF ile ölçüm noktaları arasındaki doğal yapısal tepki araştırılır. Bir yapı üzerinde tanımlanmış noktalarda yapılan bir dizi FTF ölçümü ile yapının yapısal yanıtının bir şematik şeklini oluşturabiliriz (Dossing 1988).

Modal analiz ile yapının dinamik karakteristiklerini veren modal parametreler elde edilmektedir. Başarılı bir modal analiz gerçekleştirebilmek için yapı dinamiğinin temelini anlamak gerekmektedir. Özellikle frekans tepki fonksiyonları (FRF/FTF) ve modal parametrelerin arasındaki ilişki çok önemlidir (Schwarz ve Richardson 1999, Avitabile 2001, Chen ve ark 2011). Frekans tepki fonksiyonu yapıya uygulanan kuvvet ile yapının uygulanan kuvvete karşı tepkisi arasındaki ilişkiyi tanımlayan karmaşık bir fonksiyondur. FTF fonksiyonunun kutupları sistemin doğal frekanslarını vermektedir. Yine aynı şekilde kutup noktalarından modal sönüm oranları elde edilmektedir. Yapı üzerinden yeteri kadar FTF elde edilmesiyle ise mod şekilleri elde edilebilir. Frekans

tepki fonksiyonlarının formülasyonu Denklem (3.28)'de verilmiştir. Klasik modal analizde yapıya uygulanan yükü ölçmek için kuvvet ölçerler, yapının tepkisini ölçmek için ise ivme ölçerler kullanılmaktadır.

$$[H] = \frac{\text{Tepki (çıkış,g)}}{\text{Tahrik (giriş,N)}} = \frac{[g^F]}{[F^F]} \text{ veya } = \frac{[G_{xy}]}{[G_{xx}]} \quad (3.28)$$

Burada $[g^F]$ tepki sinyalinin FFT (Fast Fourier Transform) dönüşümünü, $[F^F]$ ise tahrik sinyalinin FFT dönüşümünü temsil etmektedir. $[G_{xy}]$ ve $[G_{xx}]$ sırasıyla çapraz spektrum yoğunluk fonksiyonunu ve tahrik spektrum yoğunluk fonksiyonunu ifade etmektedir (Gülbağçe 2015). Tek bir tahrik ve çoklu tepki ölçümü (SIMO – Single Input Multiple Output) içeren deneysel modal analizler için Denklem (3.29) şu şekilde ifade edilir;

$$[H_1] = \frac{[G_{xy}]}{[G_{xx}]} \text{ yada } [H_2] = \frac{[G_{yy}]}{[G_{yx}]} \quad (3.29)$$

Burada $[G_{xx}]$ ve $[G_{yy}]$ sırasıyla tahrik ve tepki spektrum yoğunluk fonksiyonlarını ifade etmektedir. $[G_{xy}]$ giriş/çıkış arasındaki çapraz spektrum yoğunluk fonksiyonunu, $[G_{yx}]$ ise çıkış/giriş arasındaki çapraz spektrum yoğunluk fonksiyonunu ifade etmektedir. $[H_1]$ Çıkıştaki ilişkisiz gürültünün etkisini ortadan kaldırma kabiliyetine, $[H_2]$ ise girişteki gürültünün etkisini ortadan kaldırma kabiliyetine sahiptir. Bu iki transfer fonksiyonu temelde aynı bilgileri içerir fakat uygulama açısından $[H_2]$ 'nin $[H_1]$ 'e kıyasla yetersiz çözünürlük frekansının neden olduğu rezonans noktalarında bias (bias) hatalarına karşı daha az hassas olduğu ifade edilmiştir (Herlufsen 1984, Herlufsen 1985).

Denklem (3.30)'da deneysel modal analiz sonucu elde edilecek modal matris verilmiştir. Burada X_n tepki fonksiyonlarını, Y_n ise tahrik fonksiyonlarını temsil etmektedir. Modal analizin lineer bir yöntem olmasından dolayı modal matris simetriktir.

$$\begin{bmatrix} Y_1 \\ Y_2 \\ Y_3 \\ \vdots \\ Y_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} & H_{13} & \dots & H_{1n} \\ H_{21} & H_{22} & H_{23} & \dots & H_{2n} \\ H_{31} & H_{32} & H_{33} & \dots & H_{3n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \dots & \vdots \\ H_{n1} & H_{n2} & H_{n3} & \dots & H_{nn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ \vdots \\ X_n \end{bmatrix} \quad (3.30)$$

Eğer tek bir tahrik ve çoklu tepki ölçümü (SIMO – Single Input Multiple Output) içeren bir deneysel modal analiz için ölçüm noktası kadar tek bir satır FFT elde edilir. Çoklu tahrik ve tek bir tepki ölçümü (MISO –Multiple Input Single Output) içeren bir deneysel modal analiz için ise ölçüm noktası kadar tek bir sütun FFT elde edilir. Buna göre eşit sayıda çoklu tahrik ve çoklu tepki ölçümü (MIMO –Multiple Input Multiple Output) içeren bir deneysel modal analizde modal matrisin tamamı elde edilir. Deneysel modal analizde kullanılacak ölçüm ve tahrik noktaları modal matrisin ölçücüsünü ve hangi FFT’leri içereceğini belirlemektedir.

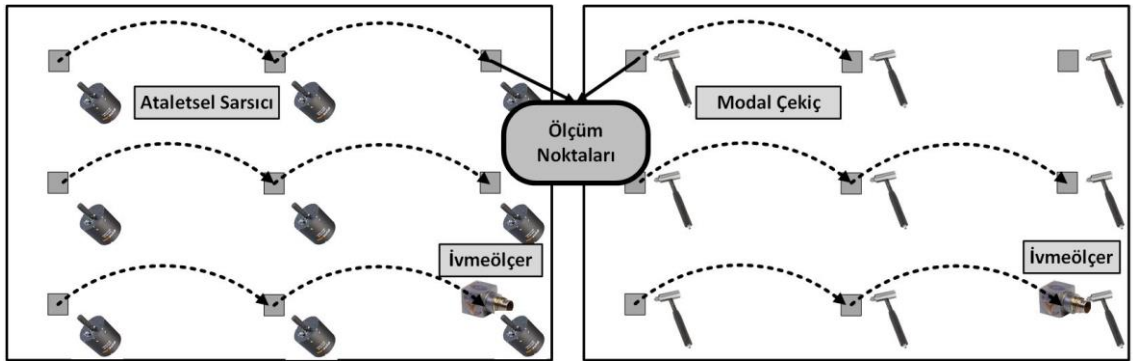
Deneysel modal analizde kullanılacak ekipmana göre iki ana gruba ayrılmıştır. Bunlar çekiç ve sarsıcı testleri olarak bilinmektedir. Bu yöntemlerin birbirlerine karşı avantajları ve dezavantajları bulunmaktadır (Schwarz ve Richardson 1999). Klasik çekiç testleri ise sabit çekiç ve gezici çekiç testleri olmak üzere iki gruba ayrılmaktadır. Çekicinin sabit tutulması veya yapı üzerinde gezdirilmesi ile SISO, SIMO, MISO ve MIMO şeklinde gerçekleştirilmektedir. SISO olarak gerçekleştirilen testlerde tek bir FTF elde edildiği için mod şekli elde edilememektedir. Fakat diğer parametreler; doğal frekans ve sönüm oranı elde edilebilmektedir. Diğer şekillerde gerçekleştirilen testlerde bütün modal parametreler elde edilmektedir. Benzer şekilde klasik sarsıcı testleri ise SISO, SIMO, MISO ve MIMO şeklinde uygulanmaktadır. Fakat burada çekiç yönteminden farklı önemli bir husus vardır. Klasik çoklu tahrik sarsıcı testlerinde sarsıcı sayısı kadar tahrik noktası bulunmaktadır. Buda modal matristeki FTF’lerin daha az sayıda elde edilmesine yol açmaktadır. Daha çok FTF elde edebilmek için tepki sinyallerinin ölçüldüğü donanımın artırılması gerekmektedir. Buda maliyeti oldukça artırmaktadır. Bu yüzden literatürde yer almayan gezici çekiç yöntemine benzer şekilde bir yöntem olan gezici sarsıcı yöntemi önerilmiş ve uygulaması gerçekleştirilmiştir. Gezici sarsıcı yöntemiyle yapı üzerinde belirlenen bütün noktalar tahrik edilebilmekte ve elde edilen FTF’lerin sayısı artırılmaktadır. Bu sayede test performansı yükseltilebilmektedir. Yine tepki sinyallerinin ölçüldüğü donanım sayısı da azaltılmış ve maliyetler düşürülmüş olacaktır.

3.2.4. Gezici sarsıcı yöntemi ile deneysel modal analiz

Gezici sarsıcı yönteminin uygulama yöntemi bakımından gezici çekiç yöntemi ile aynıdır. Fakat kullanılan tahrik elemanından dolayı farklı bir test yöntemi olarak önerilmiştir. Ataletsel sarsıcı kullanılarak gerçekleştirilen gezici sarsıcı yöntemi modal parametrelerinin doğru bir şekilde elde edilebilmesi için önerilmiştir. Bilindiği üzere

kabuk benzeri yapıların modal testlerinde geleneksel yöntemler (çekiç ve klasik modal sarsıcı) kullanılmaktadır. Örneğin yapılarda kalınlık ve geometri büyüdükçe yani rijitlik arttığında çekiç testlerinin performansı düşmekte, modal parametrelerde hata oranı yükselmektedir. Yine çekiç testlerinde kabuk yapıların yük altında kararsız davranmasından dolayı modal parametreler hatalı elde edilebilmektedir. Benzer şekilde klasik modal sarsıcı testlerinde ise yapı tek veya birkaç sarsıcı ile tahrik edildiğinde yapı üzerinde her noktaya tahrik enerjisi yeterli seviyelerde iletilmediğinden modal parametreleri elde etmede problemlere yol açmaktadır. Bu problemlerin bir çözümü olarak gezici sarsıcı yönteminin kullanılabilir olduğu tez kapsamında yapılan çalışmalarda sunulmuştur.

Öte yandan geleneksel modal test gerçekleştirilirken karşılaşılan sorunların giderilmesinde gezici sarsıcı yöntemi önemli çözümler sunmaktadır. Örneğin çekiç testlerinde çift vuruş (double impact) gibi hatalar çoğunlukla olmaktadır. Bu durum test sürelerini uzatmakta ve dikkat edilmezse sonuçlarda hatalara neden olabilmektedir. Benzer şekilde klasik sarsıcı testlerinde stinger kullanılmakta, stingerin boyu ve yapı ile açısal konumu modal test kalitesini doğrudan etkilemektedir. Ayrıca geleneksel sarsıcı testlerinin kurulumu zordur. Ataletsel sarsıcı kullanılarak gerçekleştirilen gezici sarsıcı yöntemi ile geleneksel yöntemlerin dezavantajları da giderilmiş olacaktır. Gezici sarsıcı yöntemi ve gezici çekiç yöntemi örnek bir uygulama ile Şekil 3.5'te şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.5. (a) Gezici sarsıcı yöntemi (b) Gezici çekiç yöntemi

Burada yapı üzerinde birden fazla tahrik noktası belirlenmiş ve tek bir noktadan ölçüm alınmaktadır. Bu tür bir modal testte MISO yöntem denilmektedir. Şekilden de görüldüğü gibi her iki yöntem arasındaki tek fark kullanılan tahrik elemanıdır. Ataletsel sarsıcılar klasik modal sarsıcılardan farklı çalışırlar. Klasik modal sarsıcıda bir stinger ile

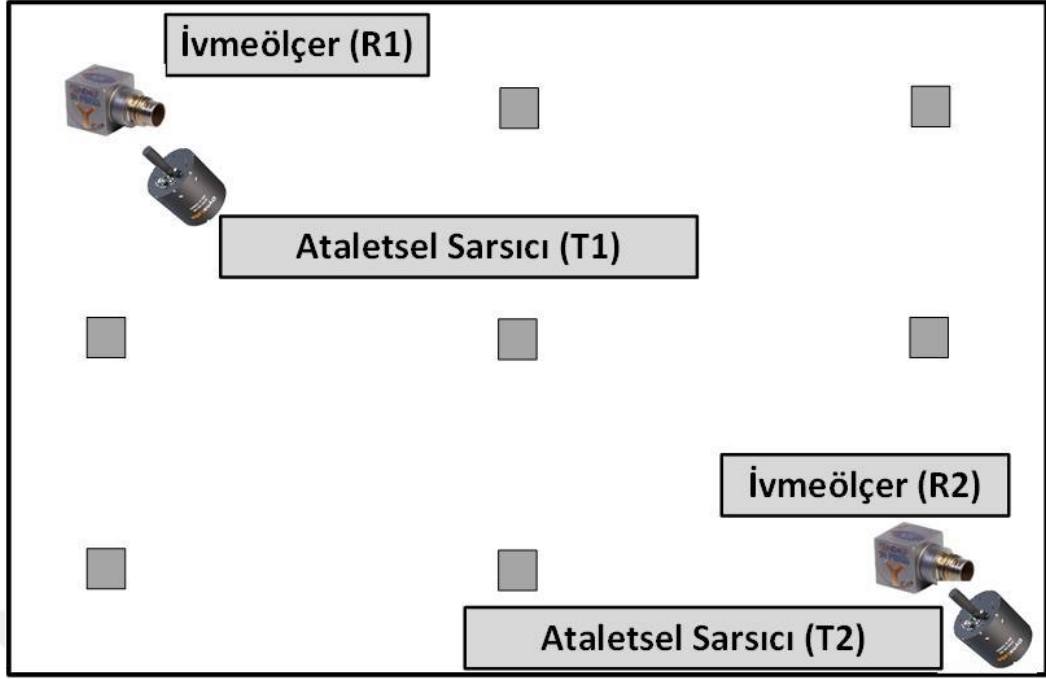
titreşim yapıya iletilirken, ataletsel sarsıcı da ise bütün kütle titreşmekte ve bu titreşim doğrudan yapıya iletilmektedir. Klasik modal sarsıcılar ile gezici sarsıcı yöntemi uygulanması zordur. Sarsıcı testlerinin bütün dezavantajları bütün tahrik noktaları için ortaya çıkacağından test süresi uzar ve performans düşebilmektedir. Bu yüzden bir ataletsel sarsıcı ile yapı istenilen titreşim yoğunluğu ile kolayca tahrik edilebilir.

3.2.4.1. Geleneksel sarsıcı testlerinde ve gezici sarsıcı yönteminde dikkat edilmesi gereken hususlar

Deneyisel modal analiz ile en az bir satır veya bir sütun FTF matrisi elde etmek temel amaçtır. Bu FTF'lerin gürültüsüz ve tahrik seviyeleri yeterli olması en önemli parametrelerdir. Klasik modal sarsıcı ile yapılan sarsıcı testleri iki farklı şekilde yapılmaktadır. Bunlardan birincisi test yapılacak yapının tüm test noktalarına ivmeölçerler yerleştirilir ve yapı bir veya birçok noktadan modal sarsıcı ile tahrik edilir. Bu yöntem SIMO veya MIMO olarak gerçekleştirilebilir. Bu yöntem ile sarsıcı adedince FTF matrisinin sütun sayısı elde edilir. Diğer yöntem ise yapıya bir adet modal sarsıcı yerleştirilir ve ivmeölçer test noktaları üzerinde sırasıyla gezdirilir. Bu yöntemde SIMO olarak gerçekleştirilir ve FTF matrisinin tek bir sütunu elde edilir.

Bütün yöntemler ile yapılacak modal testlerde dikkat edilmesi gereken hususlar vardır. Bu hususların hepsi genel olarak sarsıcı testleri içinde geçerlidir. Deneyisel modal analizde sistemin doğrusal olarak davrandığı ve tepkinin her zaman orantısal olarak tahrike cevap verdiği varsayılmaktadır. Bu varsayımın üst üste koyma (Superposition), homojenlik (Linearity), karşılıklılık (Reciprocity), olmak üzere 3 temel özelliği bulunmaktadır. Diğer önemli hususlar ise tutarlılık (Coherence) ve korelasyon (Correlation) olarak ifade edilmektedir.

Deneyisel modal analizde test edilecek yapının Maxwell-Betti teorisine uyduğu varsayılmaktadır (Zhang ve ark 2008). Yani bu teori modal matrisin simetrik olduğunu vurgulamaktadır ($H_{pq}=H_{qp}$). Deneyisel modal analizde bu varsayımın doğrulaması karşılıklılık (Reciprocity) testi ile yapılmaktadır. Bu testte yapının üzerine birbirlerine uzak olacak şekilde iki adet ivmeölçer yerleştirilmekte ve bu noktalar sırasıyla tahrik edilmektedir. Şekil 3.6'da bu test için gerekli test düzeneği verilmiştir.



Şekil 3.6. Karşılıklık (Reciprocity) testi

İlk olarak T1 tahrik elemanı ile tahrik edilen sistem R2 algılayıcı sistemi ile ölçülmektedir. Daha sonra aynı işlem T2 ile tahrik edilerek R1 ile ölçülerek tekrarlanmaktadır. Farklı şekillerde elde edilen iki adet FTF'nin karşılaştırılması yapılmaktadır. Eğer bu iki FTF birbiriyle yakın ise sistem Maxwell-Betti teorisine uyduğu varsayılmakta ve karşılıklık testi başarıyla geçilmiş demektir.

Deneyisel modal analizin bir diğer özelliği ise doğrusal olup olmadığının kontrolünün yapıldığı homojenlik (Linearity) özelliğidir. Örneğin; test yapılacak yapıya 1 mV'luk bir tahrik sinyali uygulandığında algılayıcı sistemi ile 1 g büyüklüğünde bir sinyal ölçüldüğü varsayılın eğer yapıya 2 mV'luk bir tahrik sinyali uygulandığında 2 g büyüklüğünde bir sinyal ölçülmesi beklenmektedir. Bu durum deneyisel modal analizin homojenlik (Linearity) özelliğinin göstergesidir, mutlaka yapıp doğrulanması gerekir. Fakat burada dikkat edilmesi gereken husus her iki şekilde elde edilecek FTF'lerin aynı olması beklenir. Çünkü FTF'ler birer transfer fonksiyonu yani bir oran olup giriş ve çıkış ölçümlerinden bağımsızdır.

Önemli olan bir başka husus ise tutarlılık (coherence) ilkesinin kontrol edilmesidir. Tutarlılık temel olarak tahrik ile tepki sinyalleri arasındaki uyumu göstermektedir. Bu değer 1 ile 0 arasında değişir. Tutarlılık seviyesinin 1 olması tepkinin tamamen tahrik kaynaklı olduğunu göstermektedir. İyi bir deneyisel modal analizde frekans düzleminde tutarlılığın 1 veya 1'e yakın değerler olması istenir. Çünkü tahrik

ettiğimiz yapı tahrik kaynağından tamamen etkilenmelidir. Yoksa gürültü, bozucu gibi dışsal sinyaller test doğrulunu düşürmektedir. Çekiç kullanarak yapılan testlerde iyi bir tutarlılık elde etmek için yapıya yeterli enerji iletmek, yeterince güçlü vurmak ve bu sayede tahrik sinyalinin gürültü içinde kaybolmasını önlemek ve çift vuruştan kaçınmak gerekmektedir. Ayrıca gürültü seviyeleri, yapının doğrusal olmayan karakteristiklerinin olup olmadığı, tahrik ile tepki arasında zaman gecikmesi olup olmadığı, sızıntı (leakage) vb. faktörler kontrol edilmelidir. Bu faktörlerin hepsi tutarlılığı düşüren hususlardır. FTF grafiği içerisinde modların anti-rezonans frekanslarında tutarlılık seviyeleri düşmektedir. Bu olağan bir durum olup FTF'lerin kalitesini pek etkilememektedir. Ayrıca sızıntı (leakage) tutarlılığı düşüren bir diğer önemli faktördür. Veri toplama kaydı bittiği zaman yapının tamamen sönümlenmesi gerekmektedir. Diğer türlü sızıntı problemleri yaşanabilir ve bu da FTF'leri doğrudan etkiler. Böyle durumlarda test süresinin uzatılması ve gerekli pencereleme yöntemlerinin kullanılması test doğruluğunu artıracaktır. Sarsıcı testlerinde ise yukarıda bahsedilen durumlar aynı şekilde geçerlidir. Burst random sinyal tipi tahrik sarsıcı testlerinden en çok kullanılan sinyal tipidir. Çünkü sızıntı problemleri ile karşılaşmak çok düşüktür. Yapıyı yeterli enerji ile tahrik edip test süresini de makul seviyede tutmak sarsıcı testlerinin en önemli parametreleridir. Çekiç testlerinde karşılaşılan çift vuruş, tahrik sinyaline uygulanan pencereleme yöntemleri gibi zaman alan ve sinyal kalitesini düşüren faktörler sarsıcı testlerinde bulunmamaktadır.

Birden fazla sarsıcı kullanılarak yapılan testlerde korelasyon (correlation) testinin de yapılması gerekmektedir. Bu test sarsıcılarının birbiri ile bağımlı çalışıp çalışmadıklarını kontrol eden bir uygulamadır. Amaçlanan durum sarsıcılarının tamamen birbirlerinden bağımsız çalışmalarınıdır. Sadece kendi bölgelerinde yeterli seviyede tahrik gücü sağlamaları istenir. Birbirlerini veya diğer bölgelerini etkilememeleri gerekir. Basit bir test ile bu durum kontrol edilir. İki sarsıcıda bulunan sensörler ile aralarındaki transfer fonksiyonu alınarak tutarlılık seviyesi kontrol edilir. Eğer bu değer sıfır veya sıfıra yakın bir değer ise birbirlerini etkilememektedirler. Aynı zamanda sarsıcılardan birini yapıya dik, diğerine açılı yerleştirilmesi durumunda sarsıcıların korelasyonu azalacaktır. Ayrıca sarsıcıları genellikle simetrik yapılarda benzer köşelerine yerleştirmekte birbirlerine bağımlılıklarını artırıp tutarlılık seviyesini düşürmektedir. Korelasyon (correlation) hususu sadece birden fazla klasik sarsıcı kullanılan testler için geçerlidir. Gezici sarsıcı yönteminde bu testi yapmak gerekmemektedir. Bu durum da gezici sarsıcı yönteminin bir diğer önemli özelliğidir.

3.3. Deneysel Modal Analiz Doğrulama Yöntemleri

Modal parametrelerin geçerliliğinin araştırılması adına modal analiz doğrulama yöntemleri kullanılmaktadır. Modal analiz yazılımları doğrulama yöntemlerini kullanarak daha hızlı çözümler üretmektedirler. Çalışmanın bu kısmında tezde kullanılan LMS/TestLab yazılımı ile modal analiz uygulamasında modal analiz doğrulama yöntemleri sunulmuştur.

3.3.1. Frekans tepki fonksiyonlarının (FTF) sentezlenmesi

Deneysel modal analizlerde modal parametreleri (doğal frekans, sönümlleme oranı ve mod şekli) elde edebilmek için test noktalarına ait frekans tepki fonksiyonlarına (FTF) eğri uydurulması gerekmektedir. Eğri uydurma işlemi test ile elde edilmiş olan FTF noktalarına matematiksel FTF denklemlerini, çeşitli yöntemler kullanılarak eşitleyerek, modal parametrelerin elde edilme işlemidir (Packard 1997, Schwarz ve Richardson 1999, Cuppens ve ark 2001, Nicgorski ve Avitabile 2010). Eğri uydurma işleminin başarısı ne kadar yüksek olursa elde edilen modal parametreler daha doğru sonuç vermektedir. Eğri uydurma işleminin bir diğer adı da sentezlemedir. Sentezleme sonucunda, test verilerinden elde edilen FTF ile sentezlenmiş yani uydurulmuş eğri olan FTF kıyaslanır. Genel olarak bu kıyaslama işlemi için iki parametre incelenir. Bunlar yüzdelik biçimde korelasyon ve hata sonuçlarıdır. Korelasyon değeri test FTF'si ile matematiksel model oturtulmaya çalışılan sentezlenmiş FTF arasındaki uyum yüzdesini verir. Hata ise arasındaki yüzde hatayı vermektedir.

3.3.2. Modal güvence kriteri (MGK) matrisleri

Eğri uydurma sonucunda elde edilen modların tamamen birbirinden bağımsız (eşsiz) modlar olduğunun gösterilmesi için Modal Güvence Kriteri (MGK) matrisi incelenebilmektedir. MGK, uygulama kolaylığı ve basitliği nedeniyle en çok kullanılan korelasyon tekniğidir (Altunel ve ark 2016). Modal vektörlerin kantitatif karşılaştırması için en popüler araçlardan biri Modal Güvence Kriterinin (MGK) gelişimi FTF'in hesaplanmasıyla ilişkili normal tutarlılık hesaplamasının geliştirilmesinden sonra modellenmiştir. MGK, tıpkı sıradan tutarlılık gibi istatistiksel bir göstergedir (Pastor ve ark 2012).

MGK matris şeklinde olup Denklem (3.31)'de verilen mod şekli korelasyon denkleminin her mod için hesaplanmasıyla elde edilmektedir (Heylen ve Janter 1990). Burada ϕ_r ve ϕ_q farklı iki mod şeklini ifade etmektedir.

$$MGK_{rq} = \frac{[\{\phi_r\}^T \{\phi_q\}]^2}{[\{\phi_r\}^T \{\phi_r\}][\{\phi_q\}^T \{\phi_q\}]} \quad (3.31)$$

MGK 0 ve 1 arasında değerler almaktadır. MGK değerinin 0 olması doğrusal bağımsız modu temsil etmektedir. MGK değeri 1 olursa doğrusal bağımlı mod olarak adlandırılır.

MGK değerinin 0'a yakın çıkmasının sebepleri şöyle özetlenmiştir (Pastor ve ark 2012);

1. Sistem, test sırasında kütle, sertlik ve sönümleme özelliklerindeki değişikliklerden dolayı sabit bir durum sergilememektedir.
2. Sistem doğrusal değildir.
3. Referans mod şeklinde gürültü vardır.
4. Eğri uydurma yöntemi ölçülen veri seti için geçersiz ya da yetersizdir.
5. Mod şekilleri doğrusal olarak bağımsızdır.

Eğer ilk dört sebep ortadan kaldırılabilirse, MGK bir diklik hesaplamasına benzer şekilde yorumlanmaktadır.

Benzer şekilde MGK değerinin 1'e yakın çıkmasının sebepleri şöyle özetlenmiştir (Pastor ve ark 2012);

1. Tepki fonksiyonların serbestlik derecesi sayısı bağımsız mod şekilleri arasında ayırım yapmak için yetersizdir.
2. Mod şekilleri sistemde ölçülemeyen kuvvetlerin bir sonucudur.
3. Mod şekilleri tutarlı değildir, gürültü etkisi altında oluşur.
4. Mod şekilleri aynı hareketi gösterir.

Bu nedenle, eğer ilk üç sebep ortadan kaldırılabilirse, MGK mod şekillerinin uyumunu belirtmek ve böylece MGK'nin geçerliliğini göstermek için kullanılmaktadır.

Sonuç olarak aynı veri setiyle yapılan bir MGK analizinden sonra MGK değerinin 0 ya da 0'a yakın olması istenir. Bu moda ilgili modların birbirinden bağımsız olduğunu gösterir. MGK matrisinin diyagonal değerinin de 1 olması beklenir.

MGK değeri deneysel veri seti ve sonlu elemanlar yazılımı ile elde edilen sonuçlar için de kullanılmaktadır. Bu eşitlik Denklem (3.32)'e benzer şekilde ifade şöyle ifade edilmektedir.

$$MGK_{TEST,SE} = \frac{[\{\phi_{TEST}\}^T \{\phi_{SE}\}]^2}{[\{\phi_{TEST}\}^T \{\phi_{TEST}\}][\{\phi_{SE}\}^T \{\phi_{SE}\}]} \quad (3.32)$$

Burada referans model olan deneysel olarak elde edilen mod şekli ϕ_{TEST} olarak ifade edilmiştir. Kıyaslama model olarak ise sonlu elemanlar modelinden elde edilen mod şekli ϕ_{SE} olarak ifade edilmiştir.

3.3.3. Mod faz eşitsizliği (MFE) ve ortalama faz değişimi (OFD) değerleri

Modal Faz Eşitsizliği (MFE) bir modun karmaşıklık derecesini kontrol eden bir göstergedir. Bu yöntem ölçeksiz mod şekil vektörünün gerçek ve sanal kısımları arasındaki doğrusal fonksiyonel ilişkiyi değerlendirir. Bu indeks gerçek normal modlar için yüksek (%100'e yakın) olmalıdır. Düşük MFE değeri, test edilen yapıdaki lokal sönümlene elemanları var oluşu, veri ölçümündeki ve analiz prosedüründeki hatalar nedeniyle oldukça kompleks bir modu ifade etmektedir.

Ortalama Faz Değişimi (OFD) ise ortalama değerlerinden her mod şekli katsayısı için faz açılarının istatistiksel değişimidir ve bir mod şeklinin faz dağılımını gösterir. Bu OFD değeri gerçek normal modlar için düşük (0° civarında) olmalıdır.

Eğer deneysel modal test verilerinde sadece gerçek modlar hesaplanırsa sanal kısımları olmayacağı için MFE değeri %100 çıkacaktır. Bununla beraber OFD değeri ise 0° çıkacaktır. Bu yüzden modların birbirleri ile kıyaslamalarını yapmak için kompleks modların hesaplanmasıyla karmaşıklık analizi yapmak gerekir.

Çizelge 3.3. MFE ve OFD değerleri

MFE [%]	OFD [$^\circ$]	Dağılım
>90	<15	Düşük
>90	>15	Belirsiz
<90	<15	Belirsiz
<90	>15	Yüksek

LMS/TestLab bu durum için Çizelge 3.3'te verilen değerleri bir yaklaşım olarak sunmuştur. Burada %90 üzerinde MFE değerine ve 15° dereceden daha düşük OFD değerine sahip bir analiz sonucunun dağılımı düşük olarak hesaplanmaktadır. Bu karmaşıklık analizinde modun sanal halden en uzak olduğunu gösterir ve bütün modlar için böyle çıkması istenir. Dağılımı yüksek çıkan karmaşıklık analizinde kompleks mod olma yüzdesi yüksektir.

LMS Testlab ayrıca kullanıcı yorumuma bırakmak üzere iki belirsizlik durumu sunmuştur. Bu da diğer modal analiz doğrulama yöntemlerini kullanılarak aşılacak bir durumdur.

3.4. Mod Kombinasyon Metodu ile Optimal Eyleyici/Sensör Çifti Yerleşimi

Tezin bu bölümünde optimal eyleyici/sensör çifti yerleşimi için basit ve hızlı bir yöntem olan süperpozisyon metoduna dayalı mod kombinasyon yöntemi sunulmuştur. Süperpozisyon metoduna ait teorik bilgiler Bölüm 3.2.2'de verilmiştir. Mod kombinasyon yöntemi sonlu elemanlar yazılımı sayesinde sayısal olarak gerçekleştirilmiştir. Literatürde yer alan önemli ve güncel çalışmaların optimal eyleyici/sensör yerleşimi ile ilgili sunduğu farklı yöntemler detaylı incelenmiştir. Sunulan referans çalışmalarının önerdiği yöntemler sonucunda elde edilen optimal konum bölgeleri ile mod kombinasyonu metodu sonucunda elde edilmiş optimal konum bölgeleri ise Bölüm 4.1'de kıyaslanmıştır.

Mod kombinasyonu metodu için ANSYS/Workbench-18.1 yazılımı içerisinde bulunan “Design Assessment” araç kutusu kullanılmıştır. Bu araç kutusu statik, modal, harmonik, rastgele titreşim, tepki spektrumu, zamana bağlı dinamik veya yapısal analizler için bir çözüm kombinasyonu gerçekleştirme yeteneği sağlamaktadır (ANSYS). Böylece bir veya daha fazla mevcut analiz sonuçlarının belirlenen katsayılar yardımıyla birleştirme işlemidir. Bu yöntem daha esnek, daha hızlı ve daha güçlü bir mekanik kombinasyon çözümü olarak da tanımlana bilinir. Bu nedenle “Design Assessment Toolbox”, mod süperpozisyonu için yeni ve etkili bir çözüm olarak sunulmaktadır. Bu çalışmada ise sadece modal analiz sonucunda elde edilen doğal modlar süperpoze edilerek kombine edilmiştir.

Ayrıca bu çalışmada sayısal ortamda Birleşik Alan Analizi (Coupled Field Analysis) uygulaması gerçekleştirilmiştir. Birleşik alan analizi, iki veya daha fazla disiplin (mühendislik alanı) arasındaki etkileşimi dikkate alan bir analiz yöntemidir.

Örneğin, bir piezoelektrik analiz yapısal ve elektrik alanları arasındaki etkileşimi ifade eder. Yani uygulanan yer değiştirmelerden kaynaklanan voltaj dağılımını ya da tam tersini ifade eder. Birleşik alan analizinin diğer örnekleri ise termal-gerilme analizleri, termal-elektrik analizleri ve akışkan-yapı analizleridir (ANSYS).

3.4.1. Sonlu elemanlar yönteminde mod süperpozisyon metodu

Mod süperpozisyon yöntemi diğer analizleri karakterize etmek için modal analizden elde edilen doğal frekansları ve mod şekillerini yani doğal modları kullanma yöntemidir. Mod süperpozisyon metodunun teorisi için genelleştirilmiş hareket denklemi (3.33)'de verilmiştir (ANSYS).

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F\} \quad (3.33)$$

Burada $[M]$ kütle matrisi, $[C]$ yapısal sönüm matrisi, $[K]$ rijitlik matrisi ve $\{u\}$ vektörü yer değiştirme olarak tanımlanmıştır. Zamana bağlı $\{F\}$ vektörü ise Denklem (3.34)'de ifade edilmiştir.

$$\{F\} = \{F_{nd}\} + s\{F^s\} \quad (3.34)$$

Burada $\{F_{nd}\}$ zamana bağlı nodal yükü, $\{F^s\}$ ise modal analizden elde edilen yük vektörünü temsil etmektedir. Denklem (3.35)'de verilen ifade Bathe (2006) tarafından verilmiştir. Modal koordinatlar y_i olarak tanımlanmıştır.

$$\{u\} = \sum_{i=1}^n \{\phi_i\} y_i \quad (3.35)$$

Burada ϕ_i i 'deki mod şekillerini, n ise kullanılacak mod sayısını ve y_i ise modal koordinatı ifade etmektedir. Denklem (3.35) genelleştirilmiş hareket denkleminde yerine koyulduğunda Denklem (3.36) elde edilmektedir.

$$[M] \sum_{i=1}^n \{\phi_i\} \ddot{y}_i + [C] \sum_{i=1}^n \{\phi_i\} \dot{y}_i + [K] \sum_{i=1}^n \{\phi_i\} y_i = \{F\} \quad (3.36)$$

Denklem (3.4) karakteristik mod şekli $\{\phi_j\}^T$ ile çarpıldığında Denklem (3.37) elde edilmiştir.

$$\{\phi_j\}^T [M] \sum_{i=1}^n \{\phi_i\} \ddot{y}_i + \{\phi_j\}^T [C] \sum_{i=1}^n \{\phi_i\} \dot{y}_i + \{\phi_j\}^T [K] \sum_{i=1}^n \{\phi_i\} y_i = \{\phi_j\}^T \{F\} \quad (3.37)$$

Doğal modların ortogonal koşulları Denklem (3.38) ve (3.39)'yi ifade ederken ve sonlu elemanlar yazılımında Lanczos gibi yöntemleri kullanan mod süperpozisyon yönteminde sadece Rayleigh veya sabit sönümleme izin verilmektedir. Bu yüzden Denklem (3.40) şeklinde ifade edilmektedir.

$$\{\phi_j\}^T [M] \{\phi_i\} = 0 \quad i \neq j \quad (3.38)$$

$$\{\phi_j\}^T [K] \{\phi_i\} = 0 \quad i \neq j \quad (3.39)$$

$$\{\phi_j\}^T [C] \{\phi_i\} = 0 \quad i \neq j \quad (3.40)$$

Bu koşullar $i = j$ kuralı kullanılarak Denklem (3.37)'de uygulandığında Denklem (3.41) elde edilmiştir.

$$\{\phi_j\}^T [M] \{\phi_j\} \ddot{y}_j + \{\phi_j\}^T [C] \{\phi_j\} \dot{y}_j + \{\phi_j\}^T [K] \{\phi_j\} y_j = \{\phi_j\}^T \{F\} \quad (3.41)$$

3.4.2. Sonlu elemanlar yönteminde birleşik alan analizi

ANSYS yazılımı temelinde birleşik alan analizi iki farklı yöntemle yapılmaktadır. Bunlar Sıralı Yöntem (Sequential Method) ve Direkt Yöntem (Direct Method) olarak verilmiştir (ANSYS). Sıralı yöntem her biri farklı bir alana ait iki veya daha fazla ardışık analiz içermektedir. İlk analizden elde edilen sonuçlar ikinci analiz için ön yük olarak uygulanarak iki alan birleştirilir. Direkt yöntem ise genellikle gerekli tüm serbestlik derecelerini içeren bir birleşik alan eleman tipini kullanan sadece bir analizi içerir. Bu yöntem daha hızlı ve basit bir çözüm olarak ele alınmaktadır. Bunun bir örneği, SOLID5, PLANE13 veya SOLID98 eleman tiplerini kullanan piezoelektrik (yapısal-elektrik) analizleridir. Bu çalışmada Birleşik Alan Analizi öncelikli olarak Bölüm 4.1'de yer alan birinci referans çalışmasının doğrulama çalışmaları için daha sonra ise Bölüm 4.6'da sunulan helikopter kargo kapılarından oluşturulan akıllı yapıların sayısal analizlerinde kullanılmıştır.

Birleşik alan analizi yapabilmek için ANSYS yazılımında piezoelektrik malzeme modellemek gerekmektedir. Bunun için kullanılacak piezoelektrik malzemeye ait üç tane

farklı matrise ihtiyaç vardır. Bunlar sabit uzamada dielektrik, piezoelektrik uzama ve sabit elektrik alanda elastik rijitlik matrisleridir. Sonlu eleman denklemlerini geliştirmek için piezoelektrik etkileri ve lineer malzeme davranışı için elektromekanik yapı denklemlerini içeren varyasyonel prensipler Denklem (3.42)'da verilmiştir.

$$\begin{Bmatrix} \{T\} \\ \{D\} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} [K] & [e] \\ [e]^T & -[\epsilon] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{S\} \\ -\{E\} \end{Bmatrix} \quad (3.42)$$

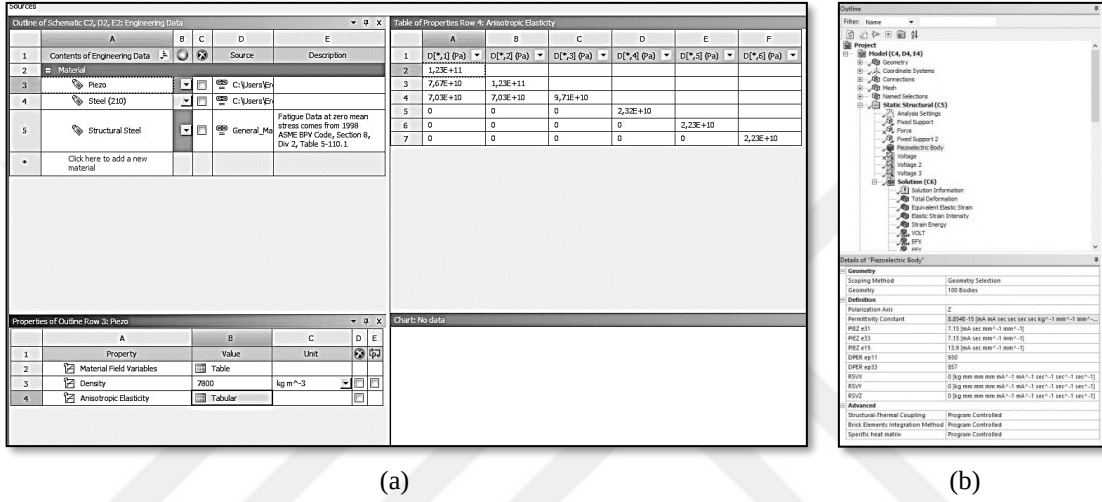
Burada $\{T\}$ gerilme vektörünü, $\{D\}$ elektriksel yer değiştirmeyi, $\{S\}$ gerinim vektörünü ve $\{E\}$ ise elektrik alan vektörünü ifade etmektedir. Diğer yandan $[K]$ elastik rijitlik matrisini, $[e]$ piezoelektrik gerilme matrisi ve $[d]$ piezoelektrik gerinim matrisini ifade etmektedir (Chien ve ark 2005). Piezoelektrik malzemelerin enine izotropik özelliklerinden dolayı ANSYS yazılımında piezoelektrik gerilme matrisi $[e]$ ve sabit elektrik alanı altındaki elastik rijitlik matrisi $[K^E]$ Eşitlik (3.43) ve (3.44) şeklinde indirgenmektedir (Lüleci 2013).

$$[e]_{ANSYS} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & e_{13} \\ 0 & 0 & e_{13} \\ 0 & 0 & e_{33} \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & e_{15} & 0 \\ e_{15} & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.43)$$

$$[K^E]_{ANSYS} = \begin{bmatrix} k_{11}^E & & & & & \\ k_{12}^E & k_{11}^E & & & & \\ k_{13}^E & k_{13}^E & k_{33}^E & & & \\ 0 & 0 & 0 & k_{66}^E & & \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k_{44}^E & \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{44}^E \end{bmatrix} \quad (3.44)$$

ANSYS/Workbench-18.1 yazılımında piezoelektrik malzemelerin özelliklerini tanımlayabilmek için altı tane elastiklik rijitlik sabiti ($k_{11}^E, k_{12}^E, k_{13}^E, k_{33}^E, k_{44}^E, k_{66}^E$), üç tane piezoelektrik gerilme sabiti (e_{13}, e_{33}, e_{15}) ve iki tane dielektrik sabitine ($\epsilon_{11}, \epsilon_{33}$) ihtiyaç duyulmaktadır. Bu özellikler ticari ürünlerin katalog verilerinden alınarak kullanılmaktadır. Piezoelektrik malzeme özelliklerini tanımlamak için yazılımda öncelikli olarak ANSYS/CoupledFields eklentisi kurulması gerekmektedir. Piezoelektrik gövde oluşturabilmek için yapısal analiz (Structural Analysis) araç kutusu kullanılmıştır.

Diğer yapılacak analizler (modal analiz, rastgele titreşim analizi, vb.) bu araç kutusuna eklenerek yapılmaktadır. Yazılımda elastik rijitlik matrisi malzeme tanımlama kısmında girilmiştir. Piezoelektrik gerilme ve dielektrik sabitleri ise modelleme aşamasında kullanılmıştır. Şekil 3.7’de bu aşamalar gösterilmektedir. Burada rijitlik matrisi ortotropik özellik gösterdiğinden dolayı malzeme tanımlama kısmında önem arz etmektedir. Piezoelektrik özelliği için rijitlik katsayıları eksiksiz ve doğru bir şekilde girilmelidir.



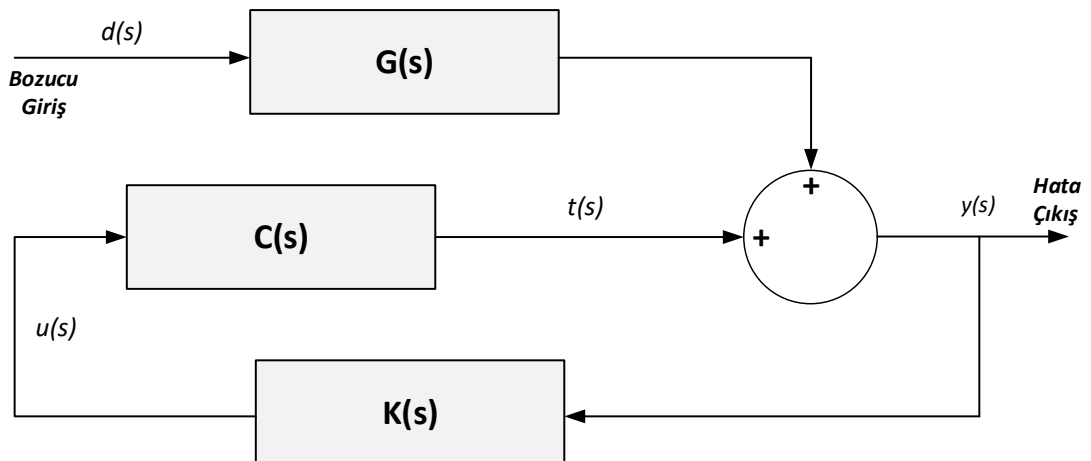
Şekil 3.7. Piezoelektrik malzeme modelleme aşamaları; (a) malzeme tanımlama ara yüzü, (b) yapısal modelleme ara yüzü

3.5. PPGb (Pozitif Pozisyon Geri Besleme) Kontrolcü Tasarımı Metodolojisi

Pozitif pozisyon geri beslemeli (PPGB) kontrolcü tasarımı ilk defa Goh ve Caughey (1985) tarafından yapılan çalışmalarda büyük esnek yapıların titreşim kontrolünde sunulmuştur. Daha sonra geliştirilmiş hali Fanon ve Caughey (1990) tarafından yapılan çalışmalarda ince bir ankastre giriş üzerindeki laboratuvar ortamında uygulanmıştır. Pozitif Konum Geri Besleme (PPGB) adı verilen teknik, titreşim bastırma işlemini gerçekleştirmek için genel yer değiştirme ölçümlerinden yararlanmaktadır. Bu çalışmalarla ortaya atılan bu metodoloji birçok çalışmanın ana konusu olmuş ve seneler geçtikçe farklı metotlarla ile birleştirilerek geliştirilmiştir. Halen günümüzde yaygınca kullanılan eş konumlu kontrolcü tasarımlarının başında yer almaktadır. Yazılım ve teknolojinin gelişmesiyle birçok optimizasyon tekniği ile optimize edilmiş ve daha etkili olduğu ortaya konulmuştur.

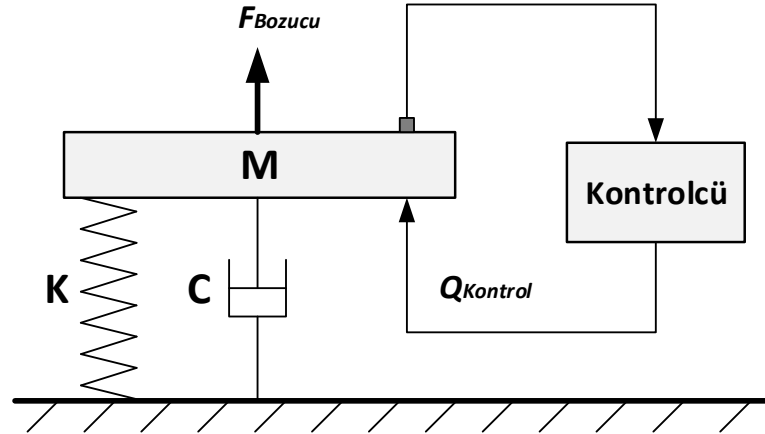
Literatürde bulunan hız geri beslemeli ve rezonans geri beslemeli kontrolcülerinde uygulamasında temel zorlukların frekans tepkilerinin yüksek frekanslarda yetersiz kalmasıdır (Mao ve Pietrzko 2013). Kapalı döngü kontrol sistemi kararlılığı eyleyici/sensör çiftinin mükemmel bir şekilde eş konumlu ve eş zamanlı olarak çalışmasıyla garanti edilebilir. Fakat gerçek sistemlerde faz gecikmesi, yüksek frekanslardaki belirsizlik gibi durumlar kararlılığı düşürmektedir. Bu zorluğun üstesinden gelmek için yüksek frekans kazancı stabilizasyonuna izin vererek kontrol sistemini iyileştirmek için pozitif pozisyon geri besleme (PPGB) kontrolü kullanılmaktadır. Bir yapının titreşmesine neden olan tahrik rastgele titreşim olduğunda yapının rezonans frekanslarında daha yüksek oranda hissedilir. Yapının tüm titreşim modları akustik modlar ile tam eşleşmediğinde karşılık gelen akustik modlarda ciddi şekilde yayılan gürültüye neden olmak zorunda değildir. Bu yüzden gürültü azaltma için yapılacak titreşim kontrolü için akustik alanla iyi bir bağlantı ile yapısal modlar hedeflenmelidir. Böylece yapıların seçilen modlarında titreşim sönümlenmesi yapı kaynaklı gürültüyü azaltmada çok etkili olmaktadır. Pozitif pozisyon geri besleme (PPGB) kontrolcüsü kullanarak geri besleme kontrolü, seçilen modlarda sönümlenme eklenmesini sağlamaktadır (Mao ve Pietrzko 2013).

PPGB kontrolcülerini temel olarak ikinci dereceden kompensatörlerin özel bir şeklidir. Deneysel uygulamadaki sadeliği ve sağlamlığı, yapısal titreşim kontrolünde birçok uygulamaya yol açmıştır. Diğer kontrol yasalarının aksine, PPGB yapının belirsiz doğal sönümlenme oranlarına duyarlıdır.



Şekil 3.8. PPGB Kontrolcü blok diyagramı

Şekil 3.8’de blok diyagramı verilen PPGB kontrolcüsü bir yapının doğal frekanslarına ayarlanabilen bir ikinci dereceden düşük geçiş filtresi içerir. Burada $d(s)$ bozucu girişi ve $y(s)$ yapının yer değiştirmesini ifade etmektedir. $C(s)$, kontrol kuvveti $u(s)$ ile sensör arasındaki transfer fonksiyonunu temsil etmektedir. $G(s)$ ise uygulamada belirlenmesi zor olan bozucu girişi $d(s)$ ve sensör arasındaki transfer fonksiyonunu ifade etmektedir. Şekil 3.8’de verilen PPGB kontrolcüsü yapının rezonans frekansına ayarlanmış yüksek derecede sönümlü ikinci dereceden düşük geçiş filtresidir. Eş konumlu sensör/eyleyici konfigürasyonu için, hem $G(s)$ ’te hem de düşük geçiren filtrenin rezonans frekansında -90 derece faz kayması sağlanır. Kontrolcünün fazı da seri olarak eklendiğinden dolayı yapının ve PPF kontrolcüsünün yanıtı rezonans frekansında 180 derece faz sağlar. Geri beslemeli kontrollü yapıda daha fazla sönümleme için $t(s)$ sinyali daha sonra bozucu sinyale $((d)s)$ pozitif olarak geri beslenir. PPGB kontrol sisteminin en önemli avantajı bozucu kaynağı hakkında herhangi bir duyuşal bilgiye ihtiyaç duymamasıdır. Ayrıca, yapısının basitliğinden dolayı PPGB kontrolcüsü düşük maliyetli bir analog devre kullanılarak kolayca uygulanabilir. Pozitif pozisyon terminolojisi, konum ölçümünün kompansatör içine pozitif olarak beslenmesi ve kompansatörden pozisyon sinyalinin yapıya pozitif olarak geri beslenmesinden türetilmiştir. Bu özelliğinden dolayı PPGB kontrolcü tasarımı, eş konumlu eyleyici/sensör çiftleri için çok uygun olduğu vurgulanmıştır (Mao ve Pietrzko 2013).



Şekil 3.9. Tek serbestlik dereceli sistemin PPGB kontrolü

Tek serbestlik dereceli en temel dinamik olan kütle-yay-damper sisteminin PPGB ile aktif kontrolü için hareket denklemi Denklem (3.45)’da verilmiştir.

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F_{Bozucu} + Q_{Kontrol} \quad (3.45)$$

Burada M , C ve K sırasıyla kütle, sönüm ve rijitlik terimlerini ifade etmektedir. F_{Bozucu} sisteme uygulanan bozucu kuvvetini, $Q_{Kontrol}$ ise kontrol kuvvetini temsil etmektedir. Sistemin şematik gösterimi ise Şekil 3.9'da görülmektedir.

Pozitif pozisyon geri besleme (PPGB) kontrolcüsü K 'nın frekans tepki fonksiyonu (kompansatör) ise Denklem (3.46)'da verilmiştir. Burada ξ_n ve ω_n kontrolcünün sönüm oranı ve doğal frekansı, G ise pozitif olmak kaydı ile skaler bir kazançtır.

$$\ddot{Q} + 2\xi_n\omega_n\dot{Q} + \omega_n^2Q = G\omega_n^2x \quad (3.46)$$

PPGB kontrolcü tasarımı yapılırken ξ_n , ω_n ve G parametreleri bulunabilir. Genellikle ω_n sistemin doğal frekans değeri olarak ayarlanır. Diğer iki önemli parametre ise ξ_n çok büyük seçilirse kontrolcü yapısal titreşimle ayrılır ve artık enerjiyi etkili bir şekilde dağıtamaz. Öte yandan çok küçük seçilirse sönümleme çok hafifçe gerçekleşir. Genelde ξ_n değeri 0.2-0.4 bandında seçilmektedir. Eğer çok büyük G skaler kazancı ayarlanırsa sistem kararsızlığa doğru gider. G skaler kazancı için Denklem (3.47)'da verilen ifade Fanson ve Caughey (1990) tarafından sunulmuştur.

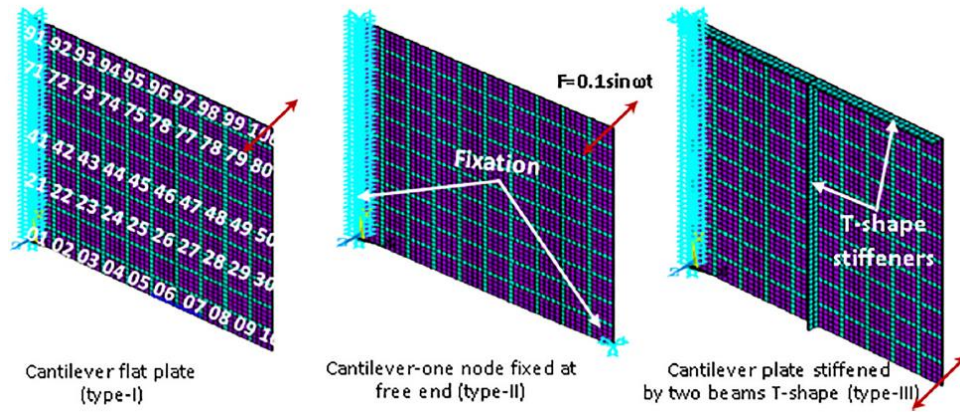
$$0 < \frac{G}{\omega_n^2} < 1 \quad (3.47)$$

Eğer ele alınan sistem çok serbestlik dereceli bir sistem ise her bir mod için ayrı bir kompansatör elde edilmelidir.

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

4.1. Mod Kombinasyon Metodunun Test Edilmesi ve Karşılaştırılması

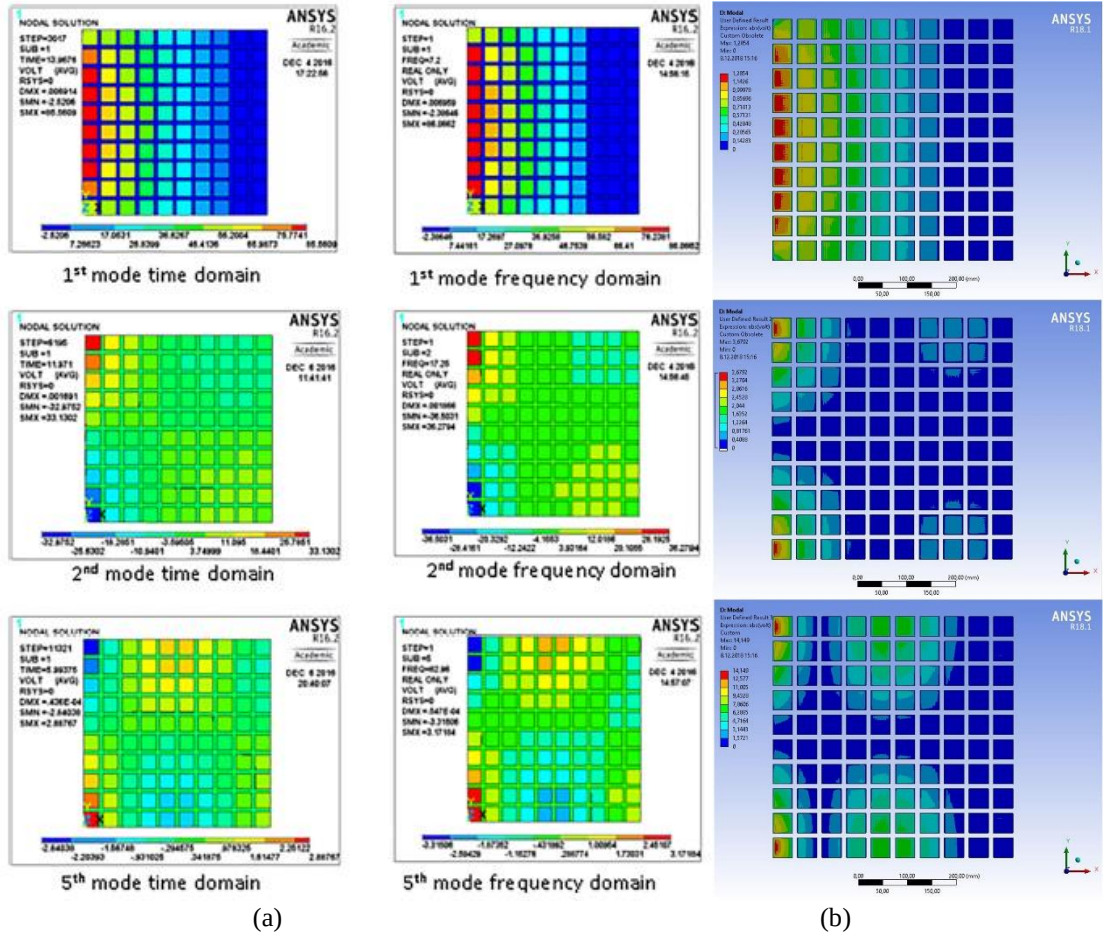
Çalışmanın bu kısmında literatürde bulunan iki farklı çalışmaya sayısal olarak uygulanan mod kombinasyon metodunun test edilmesi ve karşılaştırılması sunulmuştur. Daraji ve ark (2018) tarafından yapılan çalışmada esnek bir yapının aktif titreşim kontrolü için sensör/eyleyici (s/e) çiftlerinin optimal konumlarını belirlemek için hesaplamalı etkili bir yöntem sunulmuştur. Bu optimal konumların yapı rezonans modlarında tahrik edildiğinde sensörlerin maksimum çıkış voltajı üretebileceği konumlar olacağı önerilmiştir. Sunulan yeni yöntemin test edilmesi için küçük piezoelektrik sensörlerle (100 adet) kaplı simetrik ve asimetrik plakalar (Tip-I, Tip-II ve Tip-III) ANSYS sonlu elemanlar yazılımı kullanılarak modellenmiştir. Referans çalışmada üç farklı konfigürasyon incelenmiştir. Farklı geometri ve sınır koşullarına sahip bu konfigürasyonlar Şekil 4.1’de görülmektedir.



Şekil 4.1. Soldan sağa ve aşağıdan yukarıya sıralı olarak numaralandırılmış 100 piezoseramik sensörle bağlanan ankastre akıllı plakalar (Daraji ve ark 2018)

Referans olarak Daraji ve ark (2018) tarafından yapılan çalışmada kullanılan akıllı plakaların boyutsal, fiziksel ve mekaniksel özellikleri korunarak benzer şekilde ANSYS yazılımı kullanılarak bu üç farklı konfigürasyon modellenmiştir. Yapı üzerinde 100 adet piezoelektrik yama yapıştırılmış ve birleşik alan analizi (piezoelektrik) için modelleme bölüm 3.4.2’de sunulan tekniğe göre yapılmıştır. Piezoelektrik malzeme özellikleri referans çalışmada verildiği gibi tanımlanmıştır. Öncelikli olarak simetrik geometriye ve sınır şartlarına sahip olan Tip-I ankastre plakası sırasıyla yapısal, modal ve tasarım

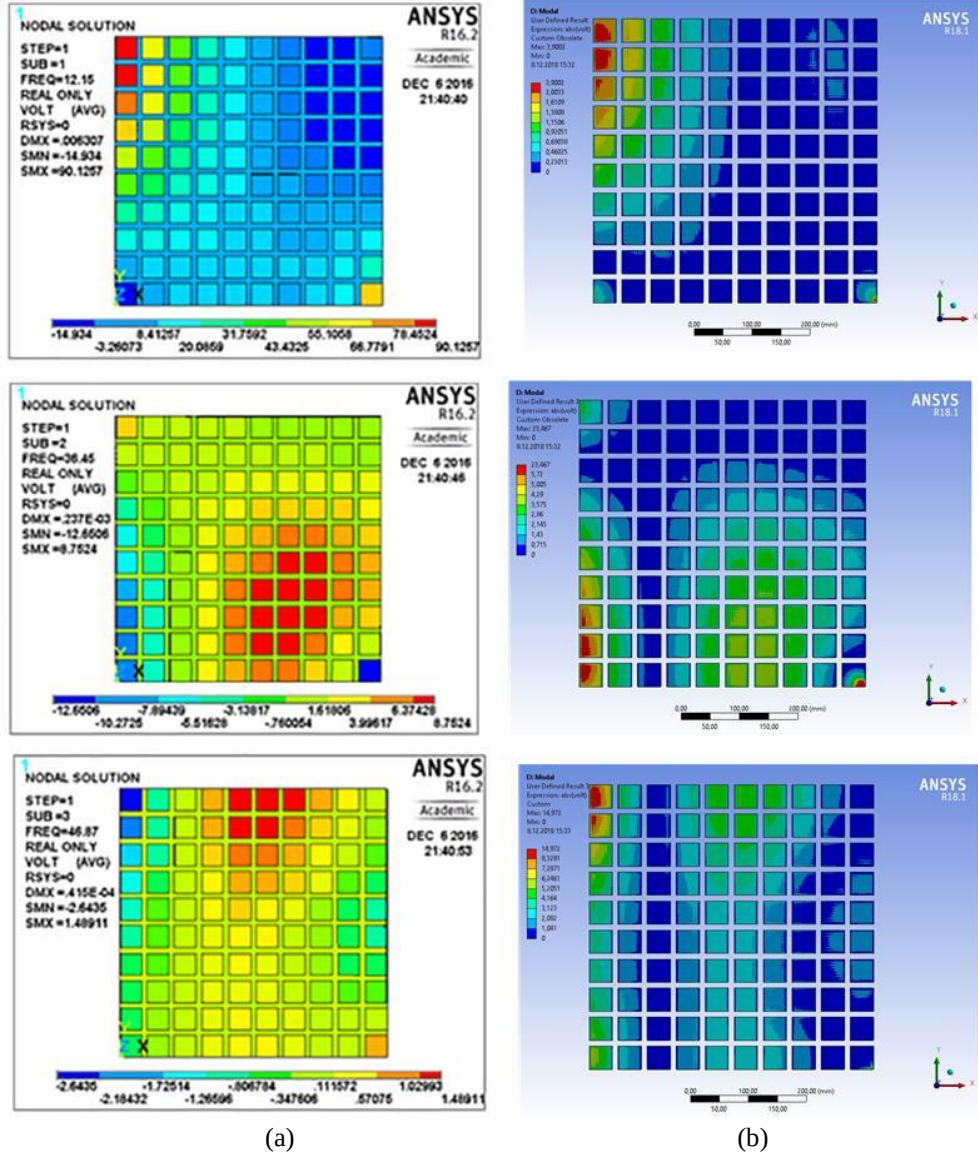
değerlendirmesi (Design Assessment) analizlerine tabi tutulmuştur. Referans ve doğrulama çalışmalarında birinci, ikinci ve beşinci mod şekillerinde piezoelektrik sensörlerde üretilen ortalama elektrik voltajı Şekil 4.2'de gösterilmiştir. Burada elektrik voltajının levhanın simetri eksenini etrafında simetrik olarak dağıldığı görülmektedir. Ayrıca Şekil 4.2a'da, sunulan titreşim modlarında elektrik voltajlarının pozitif ile negatif arasında değiştiği gözlemlenirken Şekil 4.2b'de sadece mutlak voltaj değerleri verilmiştir.



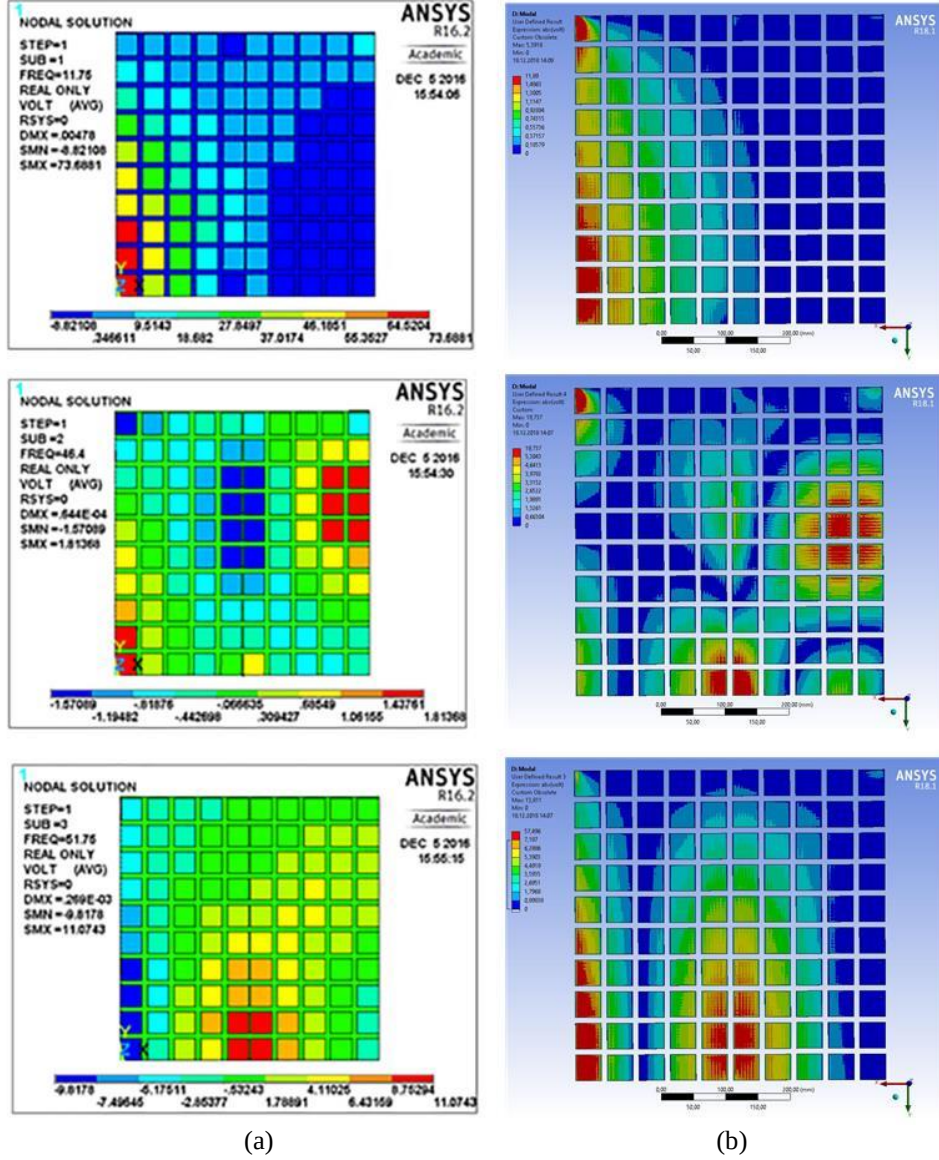
Şekil 4.2. Sensörlerin çıkış voltaj dağılımları (a) Tip-I için referans çalışma (Daraji ve ark 2018), (b) Tip-I için sunulan doğrulama çalışması

Diğer iki ankastre plaka (Tip-II ve Tip-III) geometri ve sınır koşullarından dolayı daha karmaşık ve dinamik olarak asimetriktir. Yine benzer şekilde Tip-II ve Tip-III için Referans ve doğrulama çalışmalarında birinci, ikinci ve üçüncü mod şekillerinde piezoelektrik sensörlerde üretilen ortalama elektrik voltajı Şekil 4.3 ve Şekil 4.4'te gösterilmiştir. Ayrıca Şekil 4.3a ve Şekil 4.4a'da sunulan titreşim modlarında elektrik

voltajlarının pozitif ile negatif arasında değiştiği gözlemlenirken Şekil 4.3b ve Şekil 4.4b’de sadece mutlak voltaj değerleri verilmiştir.



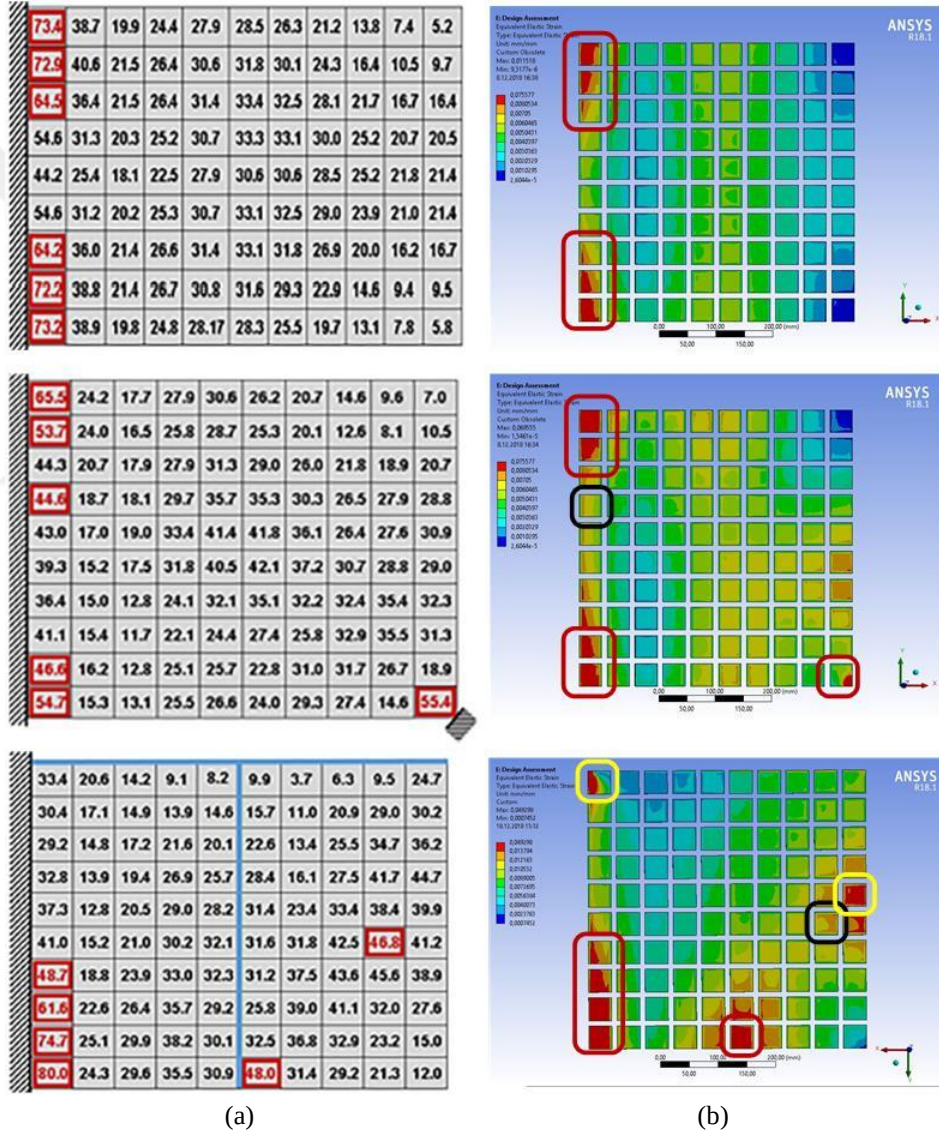
Şekil 4.3. (a) Sensörlerin çıkış voltaj dağılımları (a) Tip-II için referans çalışma (Daraji ve ark 2018), (b) Tip-II için sunulan doğrulama çalışması



Şekil 4.4. Sensörlerin çıkış voltaj dağılımları (a) Tip-III için referans çalışma (Daraji ve ark 2018), (b) Tip-III için sunulan doğrulama çalışması

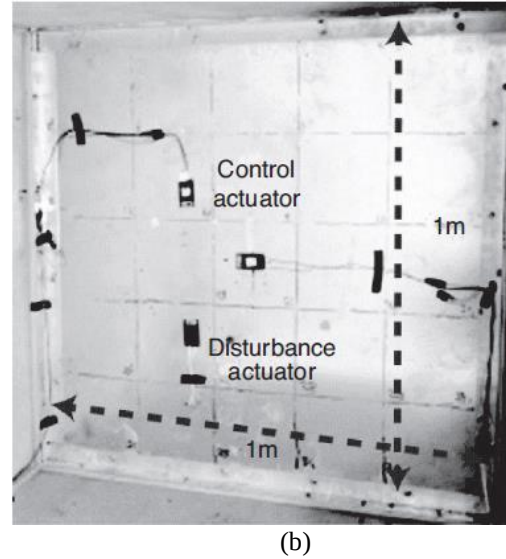
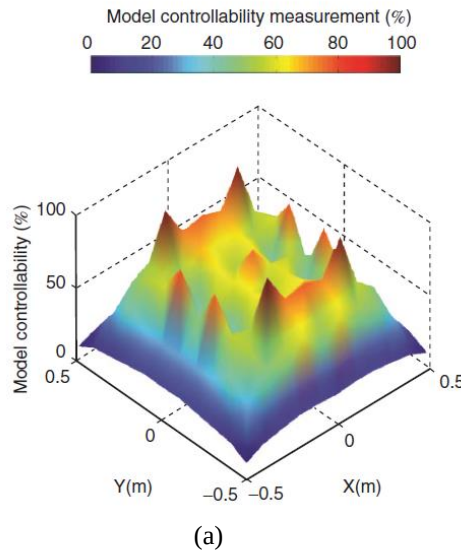
Bütün konfigürasyonlar için ankastre bağlama noktasına yakın sensörlerin birçok titreşim modu için diğerlerinden daha yüksek gerilim ürettiği gözlemlenmiştir. Tek bir titreşim modunu bastırmak için gereken optimum sensör yerleri maksimum sensör çıkış voltajının olduğu yerlere doğrudan yerleştirilebildiği vurgulanmaktadır. Ancak, Daraji ve ark (2018) tarafından yapılan bu referans çalışmasında karmaşık yapılarda çoklu titreşim modlarında optimum sensör konumlarını bulmak için etkili bir metodoloji gerektiği sunulmuştur. Her bir titreşim modu için mod ağırlıklandırma faktörü birim vektörü olarak dikkate alınarak tüm sensörler için sunulan bir optimizasyon tekniği ile etkinlik yüzdesi hesaplanmıştır. Bu etkinlik yüzdesi kullanılarak istenilen amaca yönelik

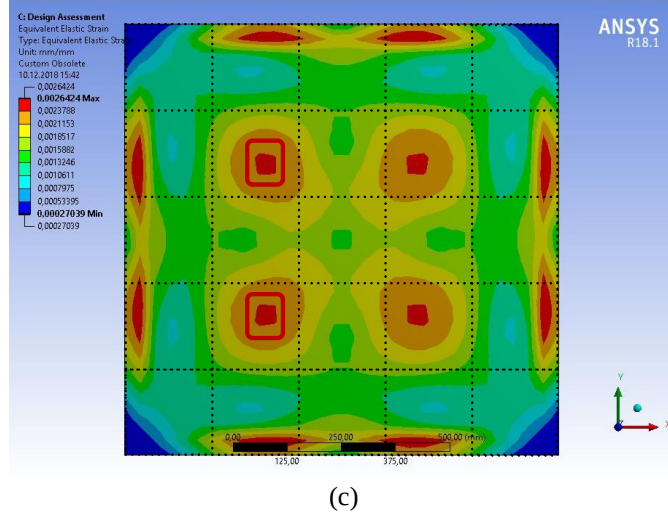
optimal konumlar tahmin edilmiştir. Referans çalışmasının doğrulanması adına bu aşamada karşılaştırma yapabilmek için sonlu modele mod kombinasyon metodu uygulanmıştır. Tip-I plaka için referans çalışmada sunulduğu gibi ilk üç modu kombine edilmiştir. Tip-II ve Tip-III plakaları için ise ilk altı modları kombine edilmiştir. Mod kombinasyonu işlemi yapıldıktan sonra yapıların von Mises birim şekil değiştirme cevaplarına bakılmıştır. Buna göre referans çalışmada sunulduğu gibi Tip-I, Tip-II ve Tip-III plakalarının optimal konumları ve aynı yapıların mod kombinasyonu sonucunda elde edilen optimal konumlar Şekil 4.5'te verilmiştir.



Şekil 4.5. (a) Tip-I, Tip-II ve Tip-III için etkinlik yüzdesinin dağılımı ve yüzeyinde altı adet s/a çiftinin optimal konumlarının seçimi (Daraji ve ark 2018) (b) mod kombinasyonu sonucu elde edilmiş optimal konumlar (Kırmızı: referans çalışmaya uygun, Siyah: referans çalışmaya uyumsuz, Sarı: sunulan metodun öneri konumları)

Bir diğer referans olarak Boz ve ark. (2015) tarafından yapılan çalışmalarda ise deneysel ve sayısal aktif titreşimi kontrolü çalışması sunulmuştur. Dört tarafından sabitlenmiş bir plaka üzerine iki adet piezoelektrik yama yapıştırılmış ve bir tanesinin olduğu noktada eş konumlu bir hız sensörü yerleştirilmiştir. Piezoelektrik eyleyicilerden biri kontrol için diğeri ise bozucu olarak kullanılmaktadır. Referans çalışmada sunulan 400x400x2 mm ölçülerinde çelik levhanın boyutsal, fiziksel ve mekaniksel özellikleri korunarak ANSYS yazılımı ile modellenmiştir. Dört tarafı ankastre olarak bağlanan yapının ilk dört moduna ait bilgiler modal analiz yöntemiyle elde edilmiştir. Referans çalışmada, piezoelektrik eyleyicilerin titreşim modlarının yüksek gerinim bölgelerinde etkili oluğu vurgulanmaktadır. Ancak, dört bir tarafından sabitlenmiş bir plakanın her modu için, bu bölgeler aynı değildir. Bu yüzden piezoelektrik eyleyici konumlarının etkinliğini araştırmak için bir kontrol edilebilirlik hesaplaması yapılmış ve şekilsel olarak ifade edebilmek adına Şekil 4.6a’da verilmiştir. Sunulan referans çalışmadaki yaklaşıma dayanarak, Şekil 4.6b’de görüldüğü gibi kontrolcü eyleyicisi sol üst tarafa yerleştirilirken, bozucu eyleyicisi sol alt tarafa yerleştirilmiştir. Referans çalışmasının doğrulanması için yine bu aşamada karşılaştırma yapabilmek adına sonlu modele mod kombinasyon metodu uygulanmıştır. Bu levha için referans çalışmada sunulduğu gibi ilk dört modu kombine edilmiştir. Mod kombinasyon metodu sonucunda Von Mises birim şekil değiştirme cevaplarına göre elde edilen optimal bölgeler ise Şekil 4.6c’de verilmiştir.



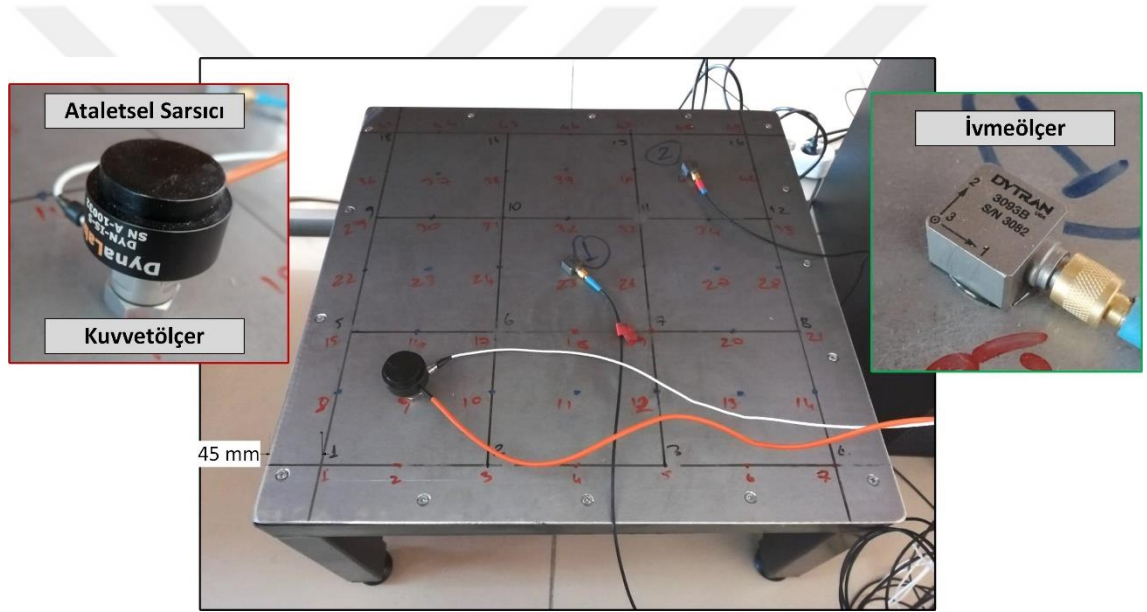


Şekil 4.6. (a) Kontrol edilebilirlik grafiği. (Boz ve ark 2015) (b) Deneysel sistem (Boz ve ark 2015) (c) Mod kombinasyonu sonucu elde edilmiş optimal konumlar

Araştırmacıların sunduğu yöntemler ile bu çalışmada sunulan optimal eyleyici/sensör çifti yerleşimi konusu sayısal analizler ile karşılaştırılmıştır. Daraji ve ark (2018) tarafından yapılan çalışma doğrulama açısından test edildiğinde Şekil 4.5'te görüldüğü gibi sonuçlar birbiriyle örtüşmektedir. Sadece Tip-II ve Tip-III plakaları için sonuçlar altı adet piezoelektrik eyleyici kullanılması durumunda %83,3 oranında doğrulama olduğu görülmüştür. Tip-II ve Tip-III plaka için sadece ayrı ayrı bir adet piezoelektrik eyleyici konumu uyumsuz olarak gözükmemektedir. Bu uyumsuzluğun sebebi; referans çalışmada sunulan yöntemin sayısal değerler içermesinden dolayı kaynaklanmaktadır. Sonuçlara bakıldığında zaman bu uyumsuz konumların diğer belirlenen konumlara göre etkinlik yüzdelерinin de az olduğu görülmektedir. Bu yüzden araştırmacı bu konumlar tercih etmiştir. Ayrıca mod kombinasyon yöntemi sonucunda Tip-III plaka için fazladan iki adet konum önerisi Şekil 4.5'te sarı renkte işaretlenmiştir. Bu konumlar Von Mises birim şekil değiştirmenin yoğunlaştığı bölgeler olarak ve referans çalışmaya ilaveten olarak sunulmuştur. Yine benzer şekilde Boz ve ark (2015) tarafından yapılan çalışma doğrulama açısından test edildiğinde Şekil 4.6'da görüldüğü gibi sonuçlar birbiriyle örtüşmektedir. Çalışmada 2 adet piezoelektrik yama kullanılmıştır. Bunlardan bir tanesi eyleyici olarak bir tanesi de sensör olarak sunulmuştur. Yapılan mod kombinasyon metodu ile optimal konumların doğrulanması için %100 oranında bir başarı elde edilmiştir. Bütün bu sonuçlar ışığında mod kombinasyon yöntemi sayısal ortamda etkili bir araç olduğunu göstermiştir. Hızlı ve pratik bir çözüm olduğu görülmüştür.

4.2. Dört Tarafından Cıvata Bağlantılı Bir Plakanın Deneysel Modal Analizi

Çalışmanın bu bölümünde önerilen gezici sarsıcı yöntemi başarımının doğrulanması amacıyla geometrisi belirli, doğrusal özellikleri olan, dört tarafı cıvata bağlantılı çelik bir kabuk plaka yapısında denenmiş, geleneksel bir yöntem olan gezici çekiç yöntemi ile karşılaştırılmıştır. Ayrıca deneysel/sayısal korelasyon çalışmaları için dört tarafı cıvata bağlantılı plakanın sonlu elemanlar paket programı ANSYS Workbench ile sayısal modal analizi gerçekleştirilmiş ve deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. 500x500x2.5 mm ölçülerinde çelik bir plaka 5 metrik 15 tane cıvata kullanılarak kalınlığı 45 mm olan kenarlara rastgele sabitlenmiştir. Test düzeneği ve kullanılan ekipmanların resmi Şekil 4.7’te verilmiştir.



Şekil 4.7. Dört tarafından cıvata bağlantılı çelik plaka ve deneysel modal analiz test ekipmanları

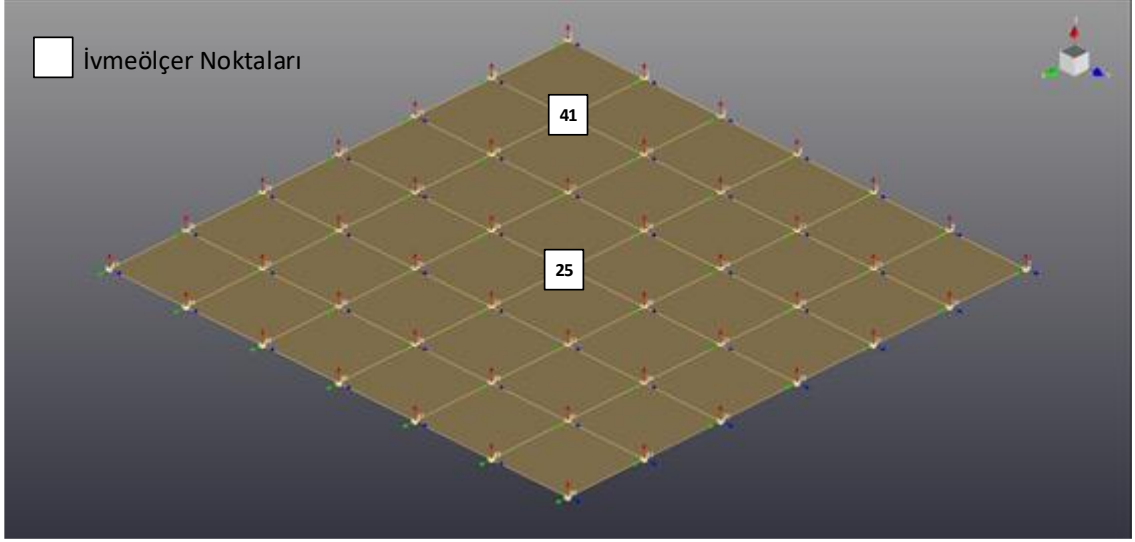
4.2.1. Gezici sarsıcı ve gezici çekiç yöntemiyle deneysel modal analizi

Dört tarafı cıvata bağlantılı çelik plaka üzerinde eşit aralıklarla 49 adet nokta mod şekillerini daha hassas elde edebilmek için belirlenmiştir. Bu noktalar test noktaları olarak adlandırılmaktadır. Plakada cıvata bağlantılarına yakın olan kenar noktaları sabit olarak kabul edilmiş ve bu noktalardan FTF elde edilmemiştir. Kenar noktalar hariç toplam 25 adet noktadan (9...13, 16...20, 23...27, 30...34, 37...41) FTF veri setleri toplanmıştır. Her iki yöntemde modal analizlere başlamadan önce Bölüm 3.2.4’te anlatılan gerekli ön testler gerçekleştirilmiştir. Böylece yapının deneysel modal testlere (gezici sarsıcı ve gezici çekiç) uygunluğu tespit edilmiştir. Gezici sarsıcı yöntemi için ataletsel sarsıcı,

gezici çekiç yöntemi için modal çekiç kullanılmıştır. Ataletsel sarsıcı DynaLabs firmasından temin edilmiştir. Maksimum 5 N çıkış kuvvetine sahip ataletsel sarsıcı 10-1000 Hz arasında titreşim üretebilmektedir. Maksimum 1 mm genliğe sahiptir. Kuvvetölçer için Dytran firmasının 10 mV/lbf hassasiyete sahip 1053V4 model numaralı kuvvetölçeri kullanılmıştır. İvmeölçer olarak ise yine Dytran firmasının 3093B model numaralı üç eksenli ivmeölçeri kullanılmıştır. 50 g ölçüm aralığı ve 100 mV/g hassasiyete sahiptir. Gezici çekiç yönteminde kullanılmış modal çekiç ise yine Dytran firmasının 5800B2 numaralı modelidir. Veri toplama işlemleri için ise Dewesoft/Sirius cihazı kullanılmıştır. Yine ayrıca LMS/TestLab yazılımı ile toplanan frekans tepki fonksiyonları analiz edilmiştir.

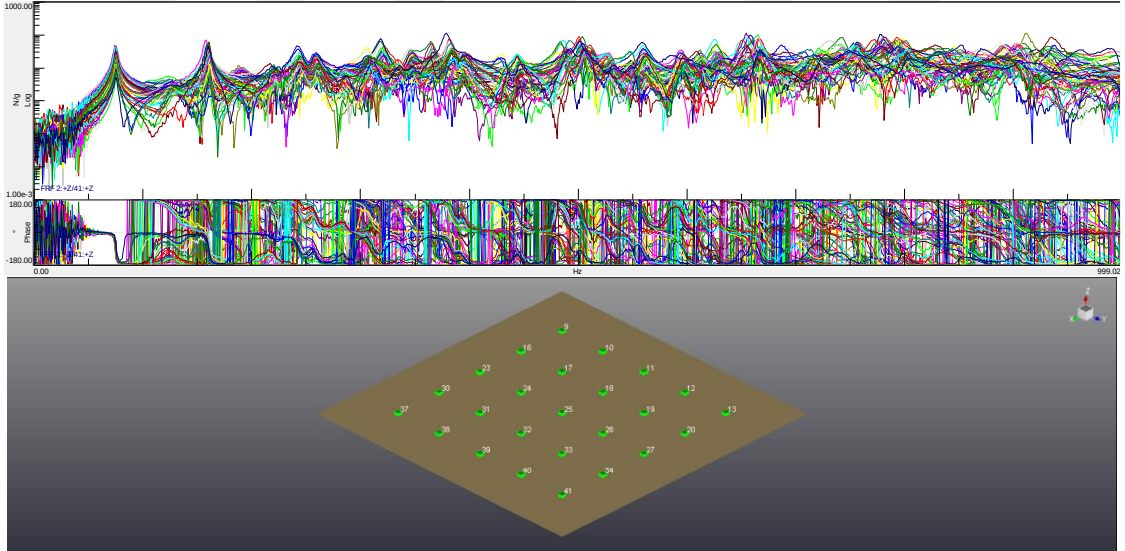
Test doğrulamasını artırmak ve ivmeölçer konumunun testler üzerindeki etkisini minimuma indirmek için toplam iki adet ivmeölçer kullanılmış ve farklı test noktalarına (25. ve 41. noktalara) yerleştirilmiştir.

Ataletsel sarsıcı, sarsıcı testlerinde etkin olarak kullanılan Burst Random sinyali ile sürülmüş ve sırayla her bir test noktası tahrik edilmiştir. Benzer şekilde çekiç testleri için uygun uç seçilmiş, modal çekiç ile her bir test noktası tahrik edilerek modal testler gerçekleştirilmiştir. Bu sayede yapının doğal frekansları ve sönüm oranları yanı sıra mod şekilleri de deneysel olarak hesaplanmıştır. Hem gezici sarsıcı yönteminde hem de gezici çekiç yönteminde her bir test noktası en az dört kez tahrik edilmiş ve sonuçların ortalaması alınarak FTF'ler hesaplanmıştır. Çekiç testlerinde çift vuruş hatalarına dikkat edilmiş, çift vuruş yapılan noktalardan tekrar ölçümler yapılmıştır. Daha sonra tüm FTF'ler eğri uydurma ile modal parametreleri hesaplatmak için LMS/TestLab yazılımı ortamına aktarılmıştır. Burada öncelikli olarak plaka üzerinde belirlenen test noktaları dikkate alınarak yapının test geometrisi oluşturulmuştur. LMS/TestLab'da test geometrisi Şekil 4.8'de verilmiştir. Burada gerçek yapıya benzer 49 adet test noktası görülmektedir. Kenar noktaları hariç orta alanda bulunan 25 adet noktadan FTF'ler elde edilmiş, modal parametreler için bütün bu noktalar tahrik edilmiştir. İvmeölçerler ise 25. ve 41. test noktalarında konumlandırılmıştır.



Şekil 4.8. LMS/TestLab yazılımında oluşturulan test geometrisi

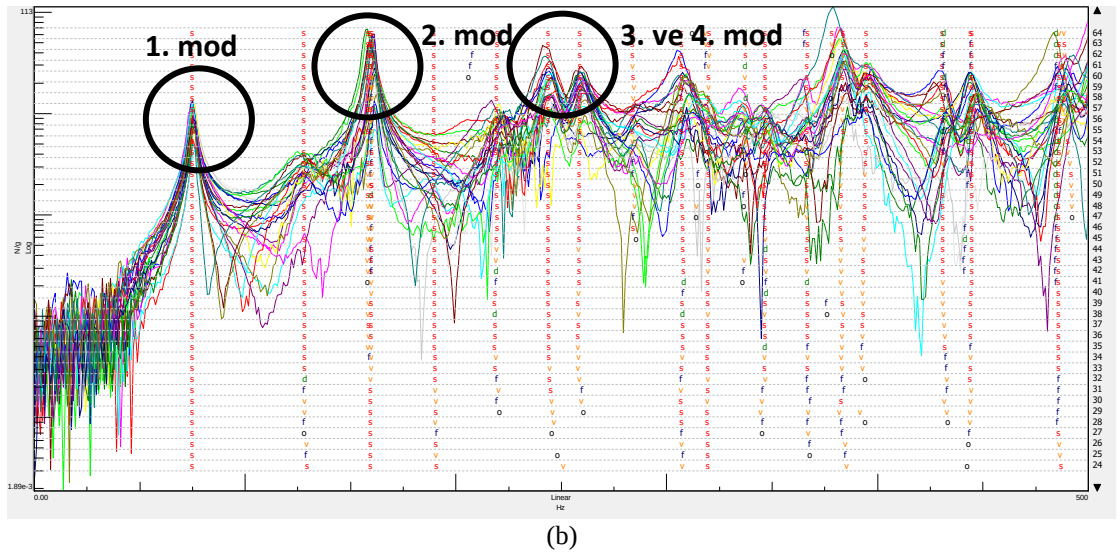
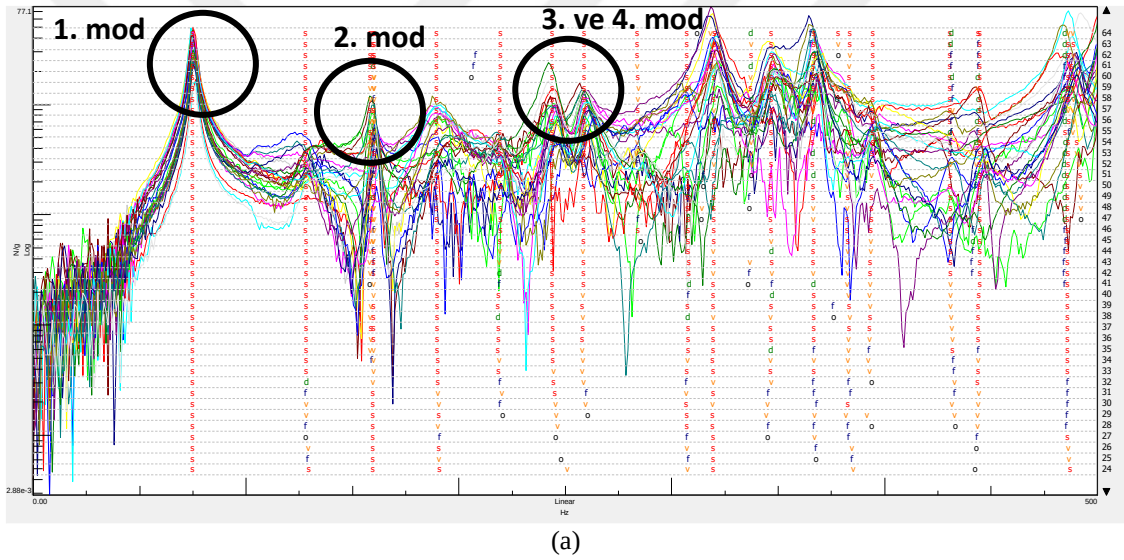
İki farklı noktaya konumlandırılan ivmeölçerler sayesinde modal matriste 2 satır FTF vektörü elde edilmiştir. Her biri 25 tane FTF vektörü içeren iki veri seti, toplam 50 adet FTF hesaplanmıştır. Bütün bu FTF'ler ve toplandıkları test noktaları Şekil 4.9'da görülmektedir.



Şekil 4.9. Tüm FTF'ler ve veri toplanan test noktaları

Testin güvenilirliğini artırmak ve karşılaştırma yapmak için bütün bu FTF'leri aynı anda analiz etmek yerine her iki ivmeölçer sayesinde elde edilen farklı veri setlerini ayrı ayrı analiz edilmiştir. 25. noktaya yerleştirilen ivmeölçerden toplam 25 adet FTF, yine aynı şekilde 41. noktaya yerleştirilen ivmeölçerden toplam 25 adet FTF elde edilmiştir.

Gezici sarsıcı testleri için sırayla test ismi “SMT-1” ve “SMT-2” olarak, yine benzer şekilde çekiç testleri için test ismi ise “ÇMT-1” ve “ÇMT-2” olarak adlandırılmıştır. Tüm veri setleri için LMS/TestLab yazılımında PolyMAX stabilizasyon diyagramı kullanılarak yapının olası modları belirlenmiştir (Peeters ve ark 2004, Peeters ve ark 2008). Literatür taramasına göre PolyMAX daha performanslı bir tahmin edici olduğu için tercih edilmiştir. Test sırasında veri örnekleme frekansı 2000 Hz olarak ayarlanmış ve Nyquist teoremi hesaba katıldığında 1000 Hz’e kadar verimli veri toplanmıştır. Fakat yapının öngörülen mod frekansları hesaba katıldığında veri kalabalığını önlemek amacı ile stabilizasyon diyagramı için 0-500 Hz sınırlaması koyulmuş, veriler sadece bu frekans bandında incelenmiştir. Sarsıcı testleri için (SMT-1 ve SMT-2) oluşturulan PolyMAX stabilizasyon diyagramı Şekil 4.10’da verilmiştir.



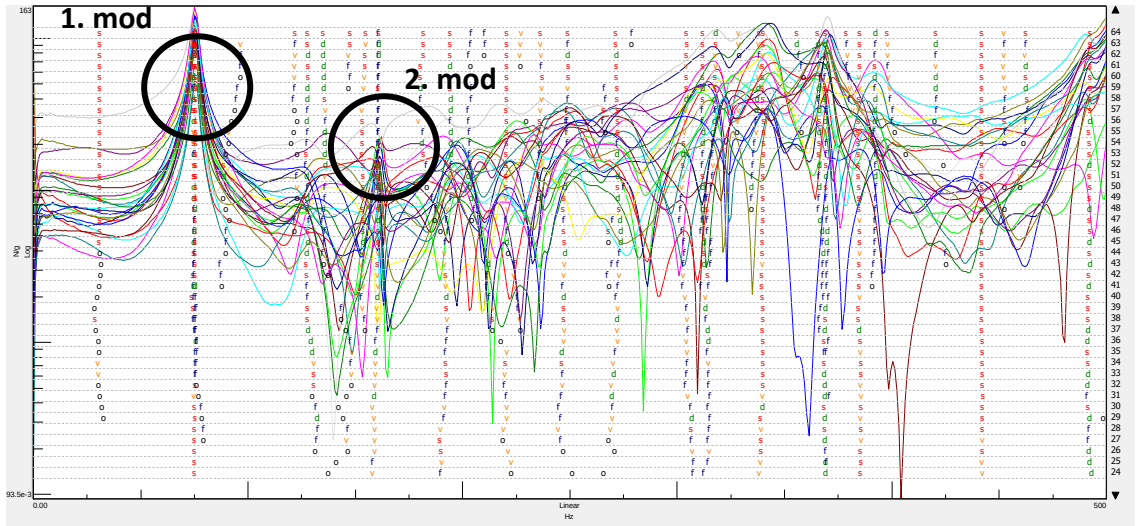
Şekil 4.10. (a) SMT-1 için FTF stabilizasyon diyagramı (b) SMT-2 için FTF stabilizasyon diyagramı

Burada “s” lerin çoğunlukta ve tepe noktalarının olduğu frekanslar olası modları vermektedir (Peeters ve ark 2005). SMT-1 ve SMT-2 için 4 adet pik noktası seçilmiş ve birbirleriyle modal güvence kriteri analizi sayesinde karşılaştırılmıştır. Modal güvence kriteri (MGK), sistem kütlelerinin etkilerini görmezden gelen iki mod arasındaki ilişkiyi değerlendirmek için kullanılan bir yöntemdir (Van Langenhove ve Brughmans 1999). SMT-1 ve SMT-2 için elde edilen sonuçları Çizelge 4.1’de verilmiştir. SMT-1/SMT-2 için MGK analizi sonucunda belirlenen 4 tane modun sırasıyla birbirlerine benzeme oranı %99.997, %99.833, %99.985 ve %99.987 olarak hesaplanmıştır.

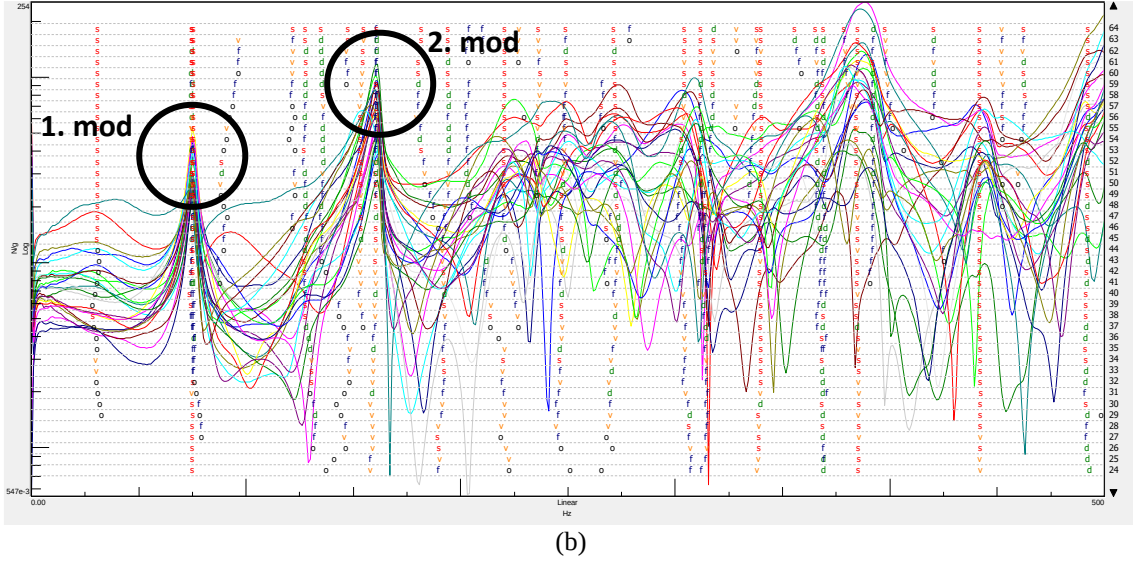
Çizelge 4.1. SMT-1 ve SMT-2 için mod parametreleri

	SMT-1				SMT-2			
Mod	1.	2.	3.	4.	1.	2.	3.	4.
Doğal Frekans [Hz]	75.042	159.662	243.967	258.637	74.998	159.947	244.025	258.599
Sönüm oranı [%]	1.329	0.797	1.373	1.107	1.337	0.680	1.433	1.061

Yine benzer şekilde çekiç testleri için (ÇMT-1 ve ÇMT-2) oluşturulan PolyMAX stabilizasyon diyagramı Şekil 4.11’de verilmiştir. Çekiç testlerinin sarsıcı testlerine oranla daha karmaşık, daha az stabilize olmuş FTF’ler barındırdığı görülmektedir.



(a)



Şekil 4.11. (a) ÇMT-1 için FTF stabilizasyon diyagramı (b) ÇMT-2 için FTF stabilizasyon diyagramı

Stabilizasyon diyagramından elde edilen sonuçlara göre yapının sadece ilk 2 modu hesaplanmıştır. Yapının 3. ve 4. modları FTF grafiğine göre stabil olamamış ve tepe noktaları oluşmamıştır. Bu yüzden bu modlara ait modal parametreler bulunamamıştır. ÇMT-1 ve ÇMT-2 için analiz sonuçları Çizelge 4.2’de verilmiştir. MGK analizi sonucunda ÇMT-1/ÇMT-2 için belirlenen 2 tane modun sırasıyla benzeme oranı %99.999 ve %99.840 olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.2. ÇMT-1 ve ÇMT-2 için mod parametreleri

Mod	ÇMT-1		ÇMT-2	
	1.	2.	1.	2.
Doğal Frekans [Hz]	75.590	160.663	75.545	160.938
Sönüm oranı [%]	2.033	0.788	1.973	0.754

4.2.2. Modal analiz doğrulama yöntemleri ile incelenmesi

Çalışmanın bu kısmında dört tarafı cıvata bağlantılı çelik plakanın deneysel modal analiz sonuçlarının deneysel modal analiz doğrulama yöntemleriyle incelenmesi çalışmalarına yer verilmiştir. Stabilizasyon diyagramlarından elde edilen sonuçlara göre gezici çekiç yöntemi sonuçları tatmin edici olmadığından dolayı sadece gezici sarsıcı yöntemi ile elde edilmiş modal parametreler için sunulmuştur. Ayrıca farklı konumlara yerleştirilen ivmeölçerler sayesinde elde edilen farklı veri setleri (SMT-1 ve SMT-2) karşılaştırılmıştır.

4.2.2.1. Frekans tepki fonksiyonlarının (FTF) sentezlenmesi

Dört tarafı cıvata bağlantılı plakanın deneysel modal analizi için iki farklı ivmeölçer sayesinde iki farklı veri seti elde edilmiştir. Bu veri setlerinde bulunan FTF'ler eğri uydurma için kullanılmıştır. LMS/TestLab yazılımında deneysel modal analiz verileri ile her bir ölçüm noktası için FTF sentezleme işlemi gerçekleştirilmiştir. Sentezleme sonucunda, testten elde edilen FTF'ler (SMT-1 ve SMT-2) ile sentezlenmiş yani uydurulan eğri olan FTF'ler kıyaslanmıştır. Kıyaslama sonucunda her bir noktanın korelasyon ve hata sonuçları Çizelge 4.3'te verilmiştir.

Çizelge 4.3. SMT-1 ve SMT-2 için sentezleme korelasyon ve hata sonuçları

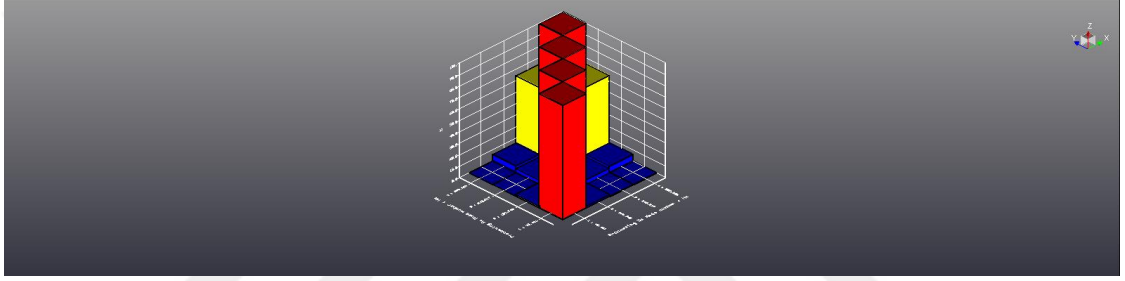
FTF No	SMT-1 FTF Sentezleme		SMT-2 FTF Sentezleme	
	Korelasyon [%]	Hata [%]	Korelasyon [%]	Hata [%]
9	85,68	15,06	89,74	11,72
10	92,92	7,31	70,47	42,78
11	85,81	15,32	91,78	9,24
12	65,86	80,78	78,63	27,48
13	53,48	88,05	85,12	17,41
16	90,57	10,18	86,57	15,65
17	89,68	11,25	52,29	92,80
18	94,14	6,19	76,17	91,95
19	77,09	28,79	72,13	41,92
20	56,84	76,92	71,26	40,50
23	92,52	8,12	89,37	11,85
24	79,15	25,86	87,41	14,88
25	76,51	30,28	85,79	16,93
26	90,56	10,71	74,15	33,62
27	79,48	25,85	86,29	15,98
30	87,34	14,27	79,22	27,84
31	70,04	39,40	94,15	6,84
32	71,12	39,15	92,05	8,92
33	85,06	18,46	86,53	15,30
34	93,84	7,31	90,52	10,25
37	86,05	15,67	88,84	12,91
38	81,23	20,68	93,34	7,64
39	74,07	31,23	94,97	5,55
40	87,50	14,57	87,28	14,51
41	96,52	3,58	94,97	5,31
Ortalama	81,72	25,79	83,96	23,99

SMT-1 için ortalama korelasyon değeri %81.72, hata değeri %25.79 çıkmıştır. Yine aynı şekilde SMT-2 için ortalama korelasyon değeri %83.96, hata değeri %23.99 bulunmuştur. Bu değerler dinamik ve çevresel koşullar göz önünde bulundurulduğu zaman tatmin edici değerlerdir. Test verilerinden elde edilen sentezlenmiş FTF vektörünün modal parametreleri tanımlamada yeterli görülmüştür. Seçilen mod sayısı

artırılarak ve doğrusal olmayan durumlar azaltılarak bu korelasyon değer yüzdeleri yükseltilebilir.

4.2.2.2. Modal güvence kriteri (MGK) matrisleri

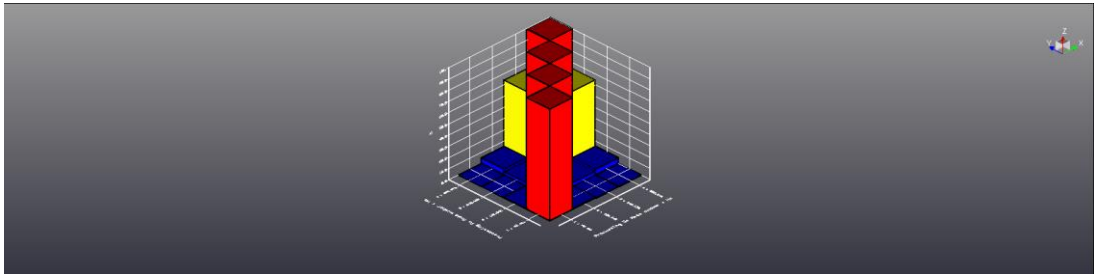
Eğri uydurma sonucunda deneysel veriler için elde edilen modların tamamen birbirinden bağımsız (eşsiz) modlar olduğunun gösterilmesi için modal garanti kriteri matrisi elde edilmiştir. LMS/TestLab yazılımında SMT-1 ve SMT-2 için elde edilen MGK matrisleri Şekil 4.12 ve Şekil 4.13'te verilmiştir. Ayrıca MGK matrislerinin sayısal değerleri Çizelge 4.4 ve 4.5'te verilmiştir.



Şekil 4.12. SMT-1 için deneysel MGK matrisi

Çizelge 4.4. SMT-1 için deneysel MGK değerleri

[%]	1. Mod	2. Mod	3. Mod	4. Mod
1. Mod	100	1,003	0,303	0,354
2. Mod	1,003	100	3,18	5,467
3. Mod	0,303	3,18	100	64,4
4. Mod	0,354	5,467	64,4	100



Şekil 4.13. SMT-2 için deneysel MGK matrisi

Çizelge 4.5. SMT-2 için deneysel MGK değerleri

[%]	1. Mod	2. Mod	3. Mod	4. Mod
1. Mod	100	1,736	0,318	0,34
2. Mod	2	100	3,923	5,937
3. Mod	0	3,923	100	64,527
4. Mod	0	5,937	64,527	100

Bu sonuçlardan anlaşılabacağı üzere yapılan deneysel modal analizde yapıda 4 tane mod analiz edilmek üzere seçilmiştir. Seçilen yüksek ihtimalli modlar arasında SMT-1 ve SMT-2 için sırasıyla 3. ve 4. modların benzeme oranı %64.4 ve %64.527 dir. Bu oldukça yüksek bir oran olup bu oranda modlar birbirine doğrusal bağımlıdır. Bu durum yapılan deneysel analiz sonucunda sadece bir tanesinin gerçekten 3. modu olduğunu göstermektedir.

4.2.2.3. Mod faz eşitsizliği (MFE) ve ortalama faz değişimi (OFD) değerleri

Deneysel modal analiz sonuçlarından SMT-1 ve SMT-2 için elde edilen MFE ve OFD değerleri Çizelge 4.6’da verilmiştir. Burada 4. mod olarak tespit edilen modların karmaşıklık analizi sonucunda dağılımları belirsiz olarak bulunmuştur.

Çizelge 4.6. SMT-1 ve SMT-2 için deneysel MFE ve OFD değerleri

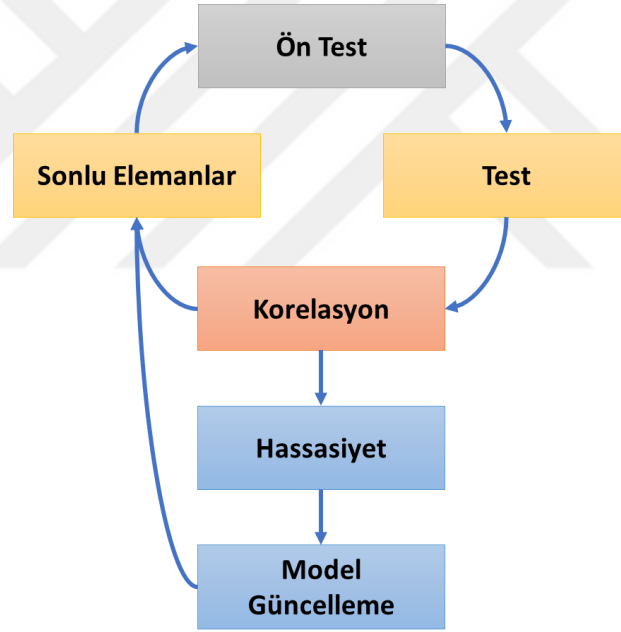
	SMT -1			SMT-2		
	MFE (%)	OFD (°)	Dağılım	MFE (%)	OFD (°)	Dağılım
1. Mod	93,87	10,56	Düşük	94,64	12,21	Düşük
2. Mod	91,78	13,32	Düşük	90,34	14,67	Düşük
3. Mod	90,04	12,09	Düşük	91,67	11,35	Düşük
4. Mod	96,12	18,31	Belirsiz	94,89	17,23	Belirsiz

4.2.3. Deneysel ve sayısal modal analiz (TEST/SE) korelasyonu

Dört tarafından cıvata bağlantılı plakanın deneysel sonuçlarla karşılaştırma ve doğrulama yapılması açısından sonlu elemanlar analizleri yapılmıştır. Yapının sınır şartları gerçekte olduğu gibi modellenmiş, cıvata bağlantıları “beam joint” ile gerçekleştirilmiştir. Yapıda ayrıca belirsiz kütle etkisi göz önünde bulundurulmuştur (Khan ve Awari). Deneysel olarak yapılan testlerde yapı üzerinde bulunan ivmeölçerler

ve sarsıcı bilinmez bir kütle etkisi oluşturmaktadır. Bu yüzden sonlu elemanlar modeli oluştururken bu durum göz önünde bulundurulmuştur. Sonlu elemanlar modelinde ivmeölçerler ve sarsıcı kütleleri yapı üzerine dağıtılmış kütle olarak eklenmiş ve sayısal analizler bu şekilde yapılmıştır.

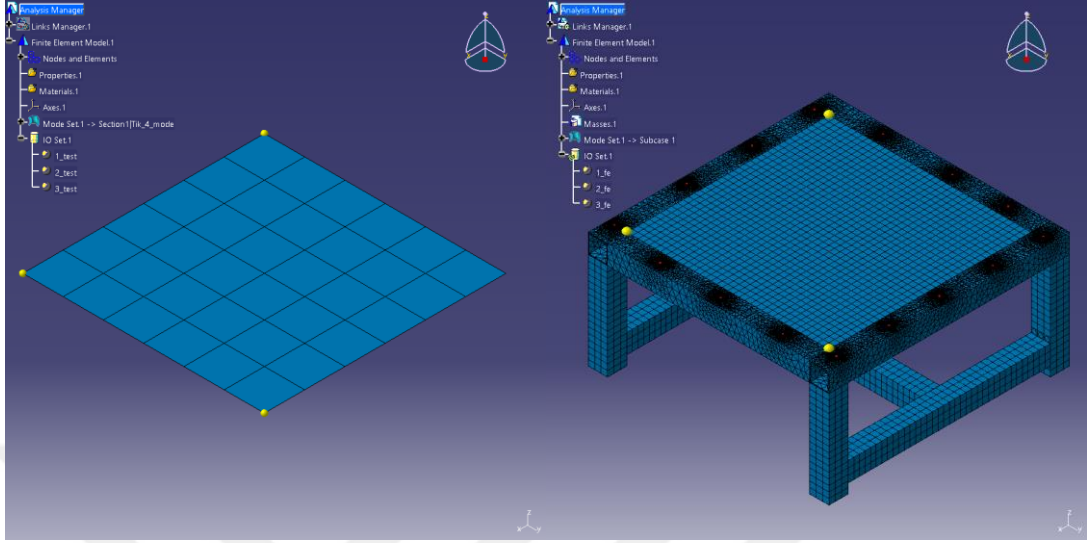
LMS/VirtualLab temel olarak modellerin test ve sonlu elemanlar (SE) ile elde edilen dinamik karakteristiklerini karşılaştırmak için kullanılan bir yazılımdır. Bu yazılım TEST/SE korelasyonu için birçok analizin dahil olduğu araç kutularını kapsamaktadır. LMS/VirtualLab ile yapılan analizlerin sonucunda tasarım değişkenlerine hassasiyet analizi yapılabilir. Tasarımda etkili parametreler bu sayede elde edilebilir. Ayrıca en iyi TEST/SE korelasyonu için optimizasyon algoritmalarını kullanarak model güncelleme çalışmalarına olanak verir (Cuppens ve ark 2001, De Cuyper ve ark 2007). LMS/VirtualLab ile çalışma prensibi Şekil 4.14'te verilmiştir.



Şekil 4.14. LMS/VirtualLab süreç şeması

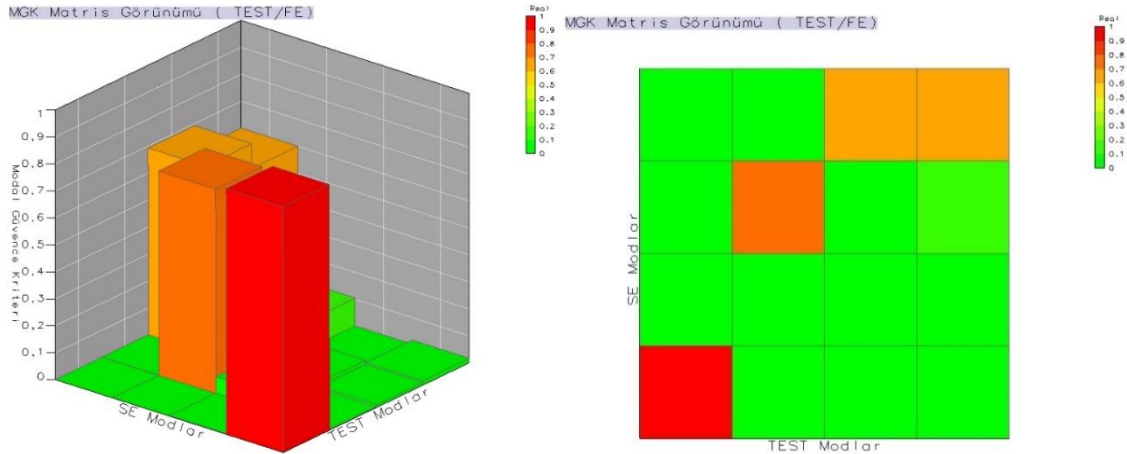
Çalışmanın bu kısmında sadece korelasyon işlem adımı yapılmıştır. Hassasiyet ve model güncelleme çalışmalarına yer verilmemiştir. Korelasyon LMS/VirtualLab yazılımında iki adımda gerçekleştirilmektedir. Bunlar; geometrik ve dinamik korelasyonlardır. TEST ve SE modelleri yazılım içerisine alındığında öncelikli olarak geometrik korelasyon yapmak gerekir. Dört tarafı cıvata bağlantılı plakanın TEST ve SE modelleri Şekil 4.15'te verilmiştir. Geometrik korelasyonlar için öncelikli olarak sarı

işaretili noktalar her iki modele de atanmış ve bu noktalardan geometrik korelasyon sağlanmıştır.



Şekil 4.15. Virtual modeller a) Test modeli b) sonlu elemanlar modeli

Geometrik korelasyonun sağlanmasından sonra modeller dinamik korelasyon için hazırlanır. MGK değeri bu kez TEST ve SE modellerini karşılaştırmak için bulunur. LMS/TestLab genelde %70'in üzerindeki MGK değerlerini kabul edilebilir, %90'nın üzerindeki değerleri ise iyi sonuç olarak sunmuştur.



Şekil 4.16. TEST/SE korelasyonu MGK Matrisi

LMS/VirtualLab'da yapılan modal analiz tabanlı korelasyon çalışması sonucunda elde edilen MGK matrisi Şekil 4.16'da verilmiştir. Bu matrisin içerdiği MGK yüzde değerleri ise Çizelge 4.7'de sunulmuştur. Burada SE modeli yapı simetrik olduğu için 2.

Mod ve 3. Mod aynı frekans değerine ve simetrik mod şekillerine sahiptir. TEST/SE korelasyonun tam sağlanması adına SE modelinde bu iki mod analize dahil edilmiştir. Buradan çıkan sonuç ise SE modelinde elde edilen 3. mod deneysel olarak elde edilen 2. moda %75,83 benzeşmiştir. Ayrıca 1. modlar %91,07 benzemektedir. TEST modelinden elde edilen 3. ve 4. mod SE modelin 4. moduna sırayla %69,28 ve %60,07 benzemektedir.

Çizelge 4.7. TEST/SE MGK değerleri

		TEST			
	[%]	1. Mod	2. Mod	3. Mod	4. Mod
SE	1. Mod	91,07	3,33	1,02	1,65
	2. Mod	1,7	6,37	2,44	1,5
	3. Mod	0,32	75,83	2,8	10,5
	4. Mod	0	0,53	69,28	60,07

4.2.4. Sonuçlar ve değerlendirme

Modal analiz doğrulama yöntemlerinden olan FTF sentezleme işlemi iki farklı ivmeölçerden elde edilen 50 tane frekans tepki fonksiyonuna uygulanmıştır. SMT-1 ve SMT-2 için sentezlenen FTF ile her bir noktaya ait FTF'ler Çizelge 4.3'te kıyaslanmıştır. SMT-1 için ortalama korelasyon değeri %81.72, hata değeri %25.79 olarak elde edilmiş, yine aynı şekilde SMT-2 için ortalama korelasyon değeri %83.96, hata değeri %23.99 bulunmuştur. Daha sonra deneysel veriler olan SMT-1 ve SMT-2 için MGK analizi yapılmış ve MGK matrisleri elde edilmiştir. Burada her bir test için 3. ve 4. modların sırayla benzeme oranı %64.4 ve %64.527 bulunmuştur. Bu değerlerin yüksek olması bu modların birbirine doğrusal bağımlı olduğunu göstermektedir. Deneysel verilere yapılan MGK analizi tek başına hangisinin gerçek modu olduğunu göstermede yetersizdir. Bu yüzden öncelikli olarak bir sonraki adım olan MFE ve OFD değerleri elde edilmiş ve Çizelge 4.6'da verilmiştir. Burada deneysel verilerde 4. mod olarak tespit edilen modların karmaşıklık analizi sonucunda dağılımları belirsiz olarak bulunmuştur. Daha sonra ise LMS/VirtualLab yazılımı ile sonlu elemanlar sonuçlarının deneysel sonuçlarla karşılaştırma işlemi yapılmıştır. TEST/SE korelasyon işlemi MGK matrislerinin elde edilmesiyle sağlanmıştır. TEST modelinden elde edilen 3. ve 4. mod SE modelin 4. moduna sırayla %69.28 ve %60.07 benzemektedir.

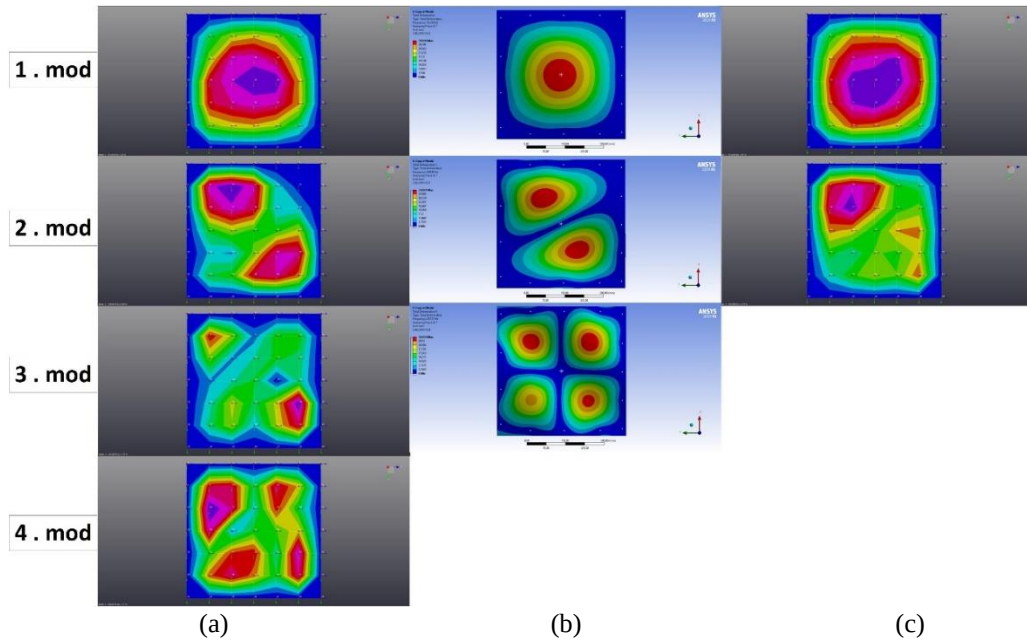
Bütün bu sonuçların ışığında TEST modelinde elde edilen 3. modun daha gerçek bir mod olduğu sonucuna varılmıştır. Bu çıkarım için öncelikle TEST modelinde MFE

ve OFD değerleri incelenmiş, 4. modun dağılımı belirsiz olarak çıkmıştır. Ayrıca TEST/SE korelasyon analizinde MGK değerleri incelendiğinde TEST modelin 3. modu, SE modelin 4. moduna %69.28 benzemektedir. Bu diğer modun benzeme yüzdesinden yüksektir. Ayrıca bu değer LMS/VirtualLab'ın sunduğu %70 üstü kabul edilebilir önerisine çok yakındır. Böylece modal analiz doğrulama yöntemleri sonucunda elde edilmiş mod parametreleri Çizelge 4.8'de sunulmuştur.

Çizelge 4.8. Modal analiz doğrulama yöntemleri sonrasında doğal frekans ve MGK değerleri

	Deneysel		Sayısal	TEST/SE Benzeme Oranı [%]
	<u>SMT-1</u>	<u>ÇMT-1</u>	<u>SE</u>	<u>SMT-1/SE</u>
1. mod frekansı [Hz]	75.042	75.590	72,528	91,07
2. mod frekansı [Hz]	159.662	160.663	159,95	75,83
3. mod frekansı [Hz]	243.9	-	237,57	69,28
1. mod sönüm oranı	1.329	2.033	-	
2. mod sönüm oranı	0.797	0.788	-	
3. mod sönüm oranı	1.373	-	-	

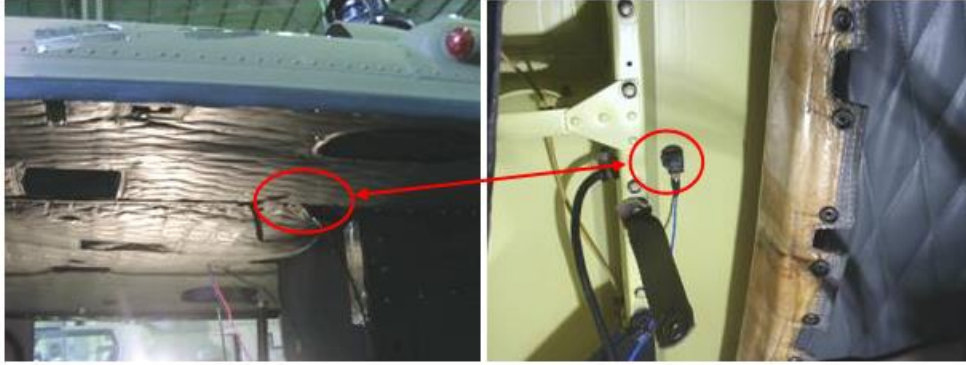
Deneysel ve sayısal modal analiz sonucunda elde edilen mod şekilleri Şekil 4.17'de verilmiştir.



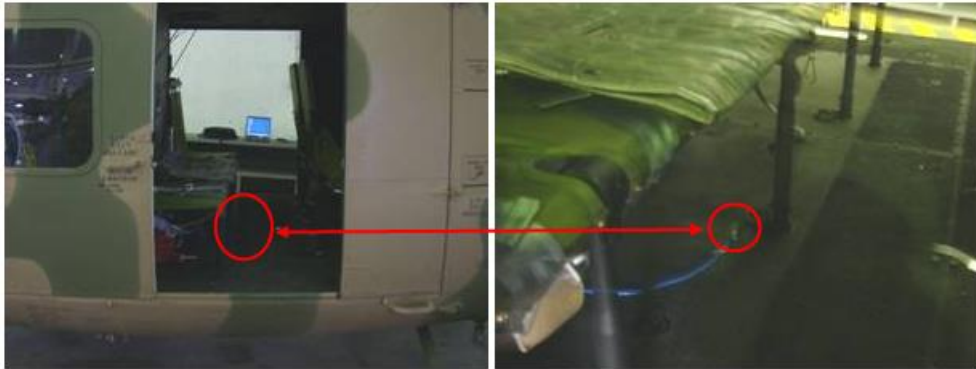
Şekil 4.17. (a) SMT-1 mod şekilleri (b) Sonlu elemanlar analizi mod şekilleri (c) ÇMT-1 mod şekilleri

4.3. UH1H Helikopteri Uçuş Sırasında Elde Edilen Titreşim Verileri

Askeri ve ticari helikopterlerde uçuş sırasında oluşan titreşimler birçok çalışmada vurgulanmıştır (Serridge ve Licht 1987, Mucchi ve Vecchio 2010, Ameri ve ark 2013). Genel olarak helikopterlerde üç ana titreşim kaynağı mevcuttur. Ana rotor, kuyruk rotoru ve ana dişli kutusunda oluşan titreşimler helikopter kokpit bölgesinde gürültüye sebep olmaktadır. Helikopterlerde oluşan titreşimler detaylı olarak yüksek lisans çalışmamızda (Gülbahçe 2015) detaylı olarak anlatılmıştır. Bu yüzden bu konudan ziyade UH1H helikopteri uçuş sırasında oluşan titreşimler çalışmanın bu kısmında sunulmuştur. Operasyonel olarak elde edilen titreşim verileri (Çelik 2010, Altunel ve ark 2016, Aykan ve Çelik 2016) tarafından sunulan çalışmalardan derlenmiştir. Gerçek uçuş sırasında UH1H üzerinde birçok noktadan elde edilen titreşim verilerinden sadece sınır şartlarına uygun olarak yolcu kompartıman tavanından, tabanından ve kuyruk-gövde birleşim yerlerinden elde edilmiş titreşim profilleri kullanılmıştır. Operasyonel olarak elde edilen titreşim verileri, Güç Spektrum Yoğunluk (PSD) fonksiyonları şeklindedir.



Şekil 4.18. Yolcu kompartımanı tavanında bulunan ölçüm noktaları

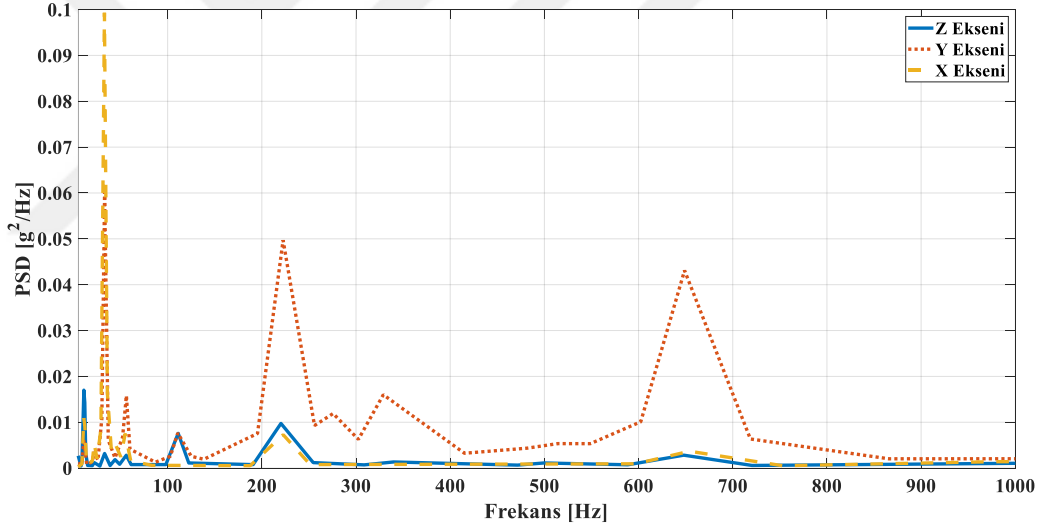


Şekil 4.19. Yolcu kompartımanı tabanında bulunan ölçüm noktaları



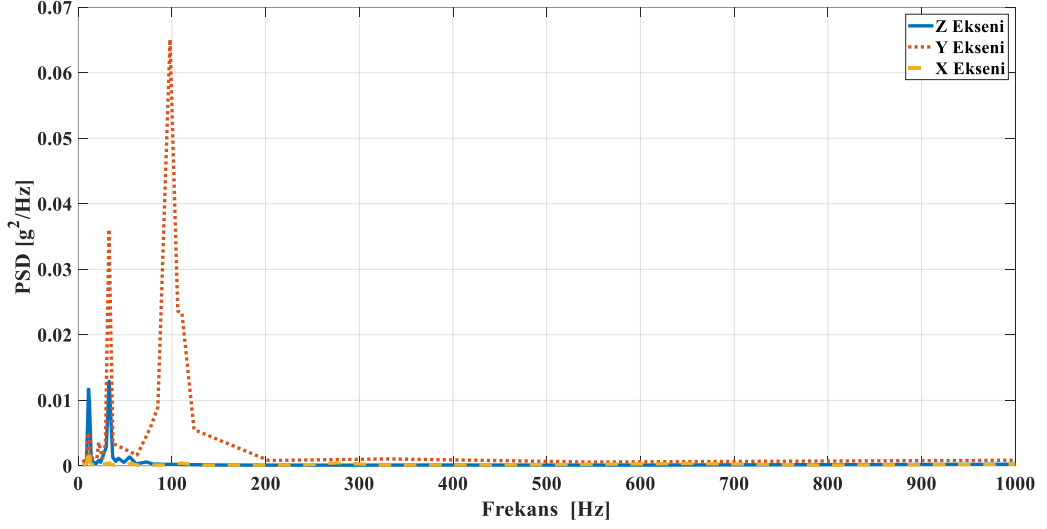
Şekil 4.20. Yolcu kompartımanı kuyruk-gövde birleşim yerinde bulunan ölçüm noktaları

UH1H Helikopteri yolcu kompartımanına ait üç eksenli ölçüm noktaları Şekil 4.18, 4.19 ve 4.20’de sırayla verilmiştir. Bu noktalara ait üç eksenle elde edilen PSD fonksiyonları Şekil 4.21, 4.22 ve 4.23’te görülmektedir.



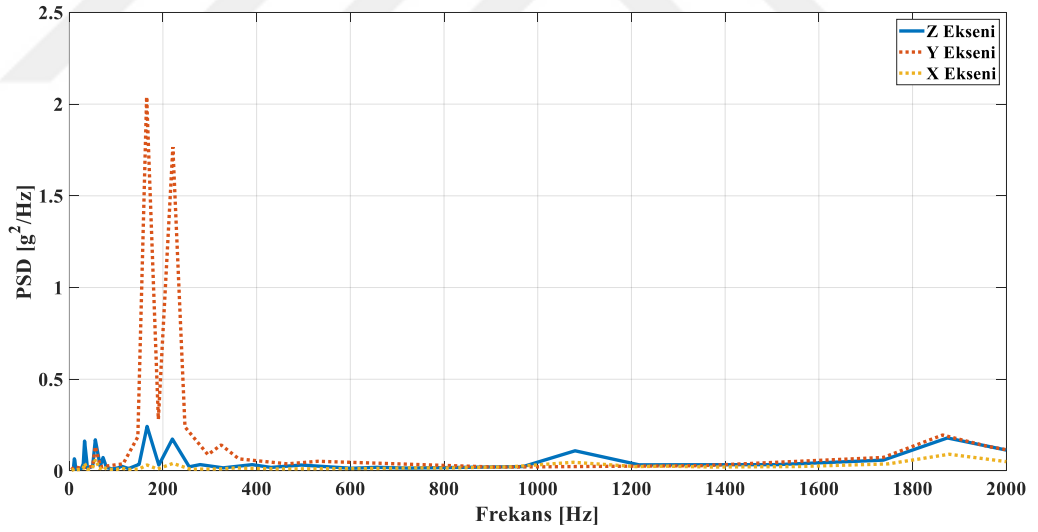
Şekil 4.21. Yolcu kompartımanı tavanından elde edilen üç eksenli PSD grafiği

Tavan bölgesine ait titreşimlerin x, y ve z eksenlerinin RMS değerleri sırasıyla yaklaşık olarak 2.5 g, 3.6 g ve 2.73 g’dir. Yine benzer şekilde taban bölgesine ait RMS değerleri eksenler göz önünde bulundurularak sırasıyla yaklaşık olarak 1.81 g, 2.68 g ve 1.73 g’dir.



Şekil 4.22. Yolcu kompartmanı tabanından elde edilen üç eksenli PSD grafiği

Kuyruk-gövde birleşiminden elde edilen üç eksenli titreşimlerin RMS değerleri sırasıyla yaklaşık olarak 7.31 g, 13.7 g ve 9.88 g'dir. En yüksek seviyede titreşimlerin bu bölgede oluştuğu gözlemlenmiştir.



Şekil 4.23. Yolcu kompartmanı yanından (kuyruk-gövde birleşimi yeri) elde edilen üç eksenli PSD grafiği

Şekil 4.21-4.23 ve RMS değerleri incelendiği zaman kuyruk-gövde birleşim bölgesinde daha yoğun bir titreşim profili oluşmuştur. Bu bölgede kuyruk rotoru kaynaklı titreşimlerin etkisi görülmektedir. Ayrıca diğer bölgelere nazaran daha yüksek frekanslarda titreşimler oluşmuştur. Tavan bölgesinde oluşan titreşimlerin temel nedeni ise ana rotor ve dişli kutusuna yakın bir bölge olmasında dolayı burada oluşan

titreşimlerin temel kaynağı bu bahsi geçen bölgelerdir. Yine benzer taban bölgesi incelendiği zaman burada diğer bölgelere kıyasla daha düşük frekans bandında bir titreşim profili oluşmuştur. Bunun temel nedeni ise ana titreşim kaynaklarından uzak bölge olmasıdır. Bu bölge genellikle aerodinamik yükler altında oluşan titreşimleri barındırmaktadır. Kuyruk-gövde birleşim bölgesinden elde edilen titreşim verileri incelendiği zaman 200 Hz civarı özellikle y ve z eksenin yüksek genlikli titreşimler oluşmuştur. Tavan bölgesinden elde edilen titreşim verilerinin tüm eksenleri incelendiği zaman baskın frekanslar 0-400 Hz arasında görülmektedir. Fakat Y eksenin de 600-700 Hz bandında baskın bir pik görülmektedir. Bu yüzden her ekseninde daha düşük frekans bandında titreşim oluşmuştur. Şekil 4.21, 4.22 ve 4.23 beraber ele alındığında ileriki aşamaların daha anlaşılır ve anlamlı olması adına 0-400 Hz frekans bandı kritik bölge olarak ele alınmıştır. Kuyruk-gövde birleşim ve tavan bölgesinden elde edilen titreşim verilerinden x y ve z eksenin de 0-250 Hz frekans bandında piklerin varlığı, tavan bölgesinde y ekseninde ise 250-400 Hz bandında piklerin varlığı görülmüştür. Bu yüzden genel bir çalışma bant aralığı belirlemek adına 0-400 Hz bandının seçimini zaruri hale getirmiştir. Bu aşamadan sonraki çalışmalar 0-400 Hz bandında gerçekleştirilmiştir.

4.4. Helikopter Kargo Kapılarının Deneysel Modal Analizi

UH1H helikopterinin ana kargo kapısı ve yardımcı kargo kapısı akıllı yapının iki farklı taşıyıcı yapısı olarak kullanılmıştır. Ana kargo kapısı yaklaşık olarak 1245x1900mm ölçülerinde, 10 kg ağırlığındadır. Yardımcı kargo kapısı ise yaklaşık olarak 1250x430 mm ölçülerinde, 4 kg ağırlığındadır. Çalışmanın bu kısmında yapıların klasik modal sarsıcı ve ataletsel modal sarsıcı kullanılarak yapılan deneysel modal analizlere yer verilmiştir. Klasik modal sarsıcı ile yapılan modal analize klasik modal analiz, ataletsel modal sarsıcı ile yapılan modal analize ise gezici modal analiz ismi verilmiştir. Gezici modal analiz elde edilen matrise göre iki farklı şekilde (normal matris ve transpoze matris olarak) analiz edilerek test sonuçları elde edilmiştir. Test noktaları belirlenmiş ana kargo kapısı ve yardımcı kargo kapısı kapı Şekil 4.24’de gösterilmiştir.

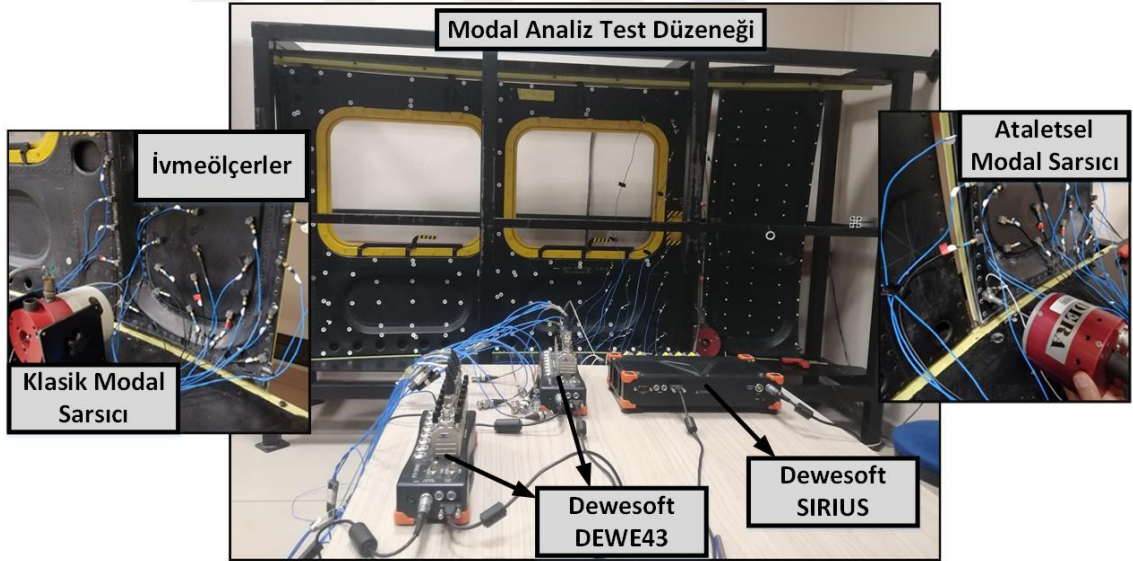


Şekil 4.24. Test noktalarına ayrılmış ana kargo kapısı ve yardımcı kargo kapısı

İlk olarak teste başlamadan önce önceki bölümlerde anlatılan gerekli ön testler gerçekleştirilmiştir. Bu testlerin sonucunda yapıların doğrusal olmayan sönüm özelliklerinden dolayı tam olarak doğrusal olarak davranmadığı görülmüştür. Fakat yapıların deneysel modal analize vereceği cevapların yeterli olduğu tespit edilmiştir. Gezici modal analiz için ön testlerde birisi yerli olmak üzere aynı özellikte iki farklı ataletsel sarsıcı denenmiş ve karşılaştırılmıştır. Denemeler sonucunda PRODERA firmasına ait ataletsel modal sarsıcının DYNALABS firmasına ait ataletsel sarsıcıya göre daha iyi sonuç verdiği görülmüştür. Bu yüzden çalışmanın bu kısmında gezici modal analiz için PRODERA firmasına ait ataletsel modal sarsıcı, klasik modal analiz için ise DP firmasının modal sarsıcısı kullanılmıştır. Ataletsel sarsıcı PRODERA firmasına ait EI20 modeli olup, 40 N çıkış kuvvetine sahiptir ve 0-150 Hz arasında titreşim üretebilmektedir. Ayrıca 5 mm maksimum genliğe sahiptir. Kargo kapılarının deneysel modal analizlerinde test süresini azaltmak adına Dytran firmasına ait, sırasıyla 10 mV/lbf ve 9.7 mV/lbf hassasiyete sahip 1053V4 model numaralı toplam iki adet kuvvetölçer kullanılmıştır. Yapıların üzerinde belirlenen test noktalarına sermek için toplam yirmi adet ivmeölçer kullanılmıştır. Bunların yedi tanesi Dytran firmasının 3093B model numaralı üç eksenli ivmeölçerleridir. On üç tanesi ise PCB firmasının 356A16 model numaralı üç eksenli ivmeölçerleridir. Bahsedilen tüm ivmeölçerler 50 g ölçüm aralığı ve 100 mV/g hassasiyete sahiptirler. Kullanılacak ivmeölçer ağırlıkları ve sayıları test doğruluğu için önemli bir parametredir. Serridge ve Licht (1987) tarafından sunulan çalışmada ivmeölçerlerin kütlesinin yapının kütlesinin onda birinden daha az olması

vurgulanmıştır. Kullanılan ivmeölçerler 10 gr ağırlığına sahiptirler. Yapılara serilen ivmeölçerler toplam ağırlığı bu kurala uymaktadır.

Eş zamanlı veri toplama işlemleri için ise bir adet DEWESOFT/SIRIUS ve iki adet DEWESOFT/DEWE43 veri toplama cihazları kullanılmıştır. SIRIUS ile DEWE43 cihazları senkronize edilerek eş zamanlı çalışmaları sağlanmıştır. Deneysel modal analiz için veri örnekleme frekansı 1000 Hz olarak seçilmiştir. Bu yüzden Nyquist teoremi ile kargo kapıları 0-500 Hz frekans bant aralığında test edilmiştir. Bir önceki bölümde anlatılan çalışma frekans bandı seçimi sonucunda tüm yöntemlerde stabilizasyon diyagramları için 30-400 Hz sınırlaması koyulmuş, FTF'ler sadece bu frekans bandında incelenmiştir. Ayrıca tüm yöntemlerde toplanan FTF'ler LMS/TestLab yazılımında PolyMAX stabilizasyon diyagramı kullanılarak analiz edilmiştir. FTF matrisleri ile yapıların olası modları otomatik kutup (pole) seçme modülü kullanılarak belirlenmiştir. Daha hassas modları bulabilmek adına modal yoğunluk fonksiyonu %100'e ayarlanmıştır. Helikopter kargo kapıları için tasarlanmış deneysel modal analiz düzeneği ve kullanılan ekipmanlar Şekil 4.25'te görülmektedir.

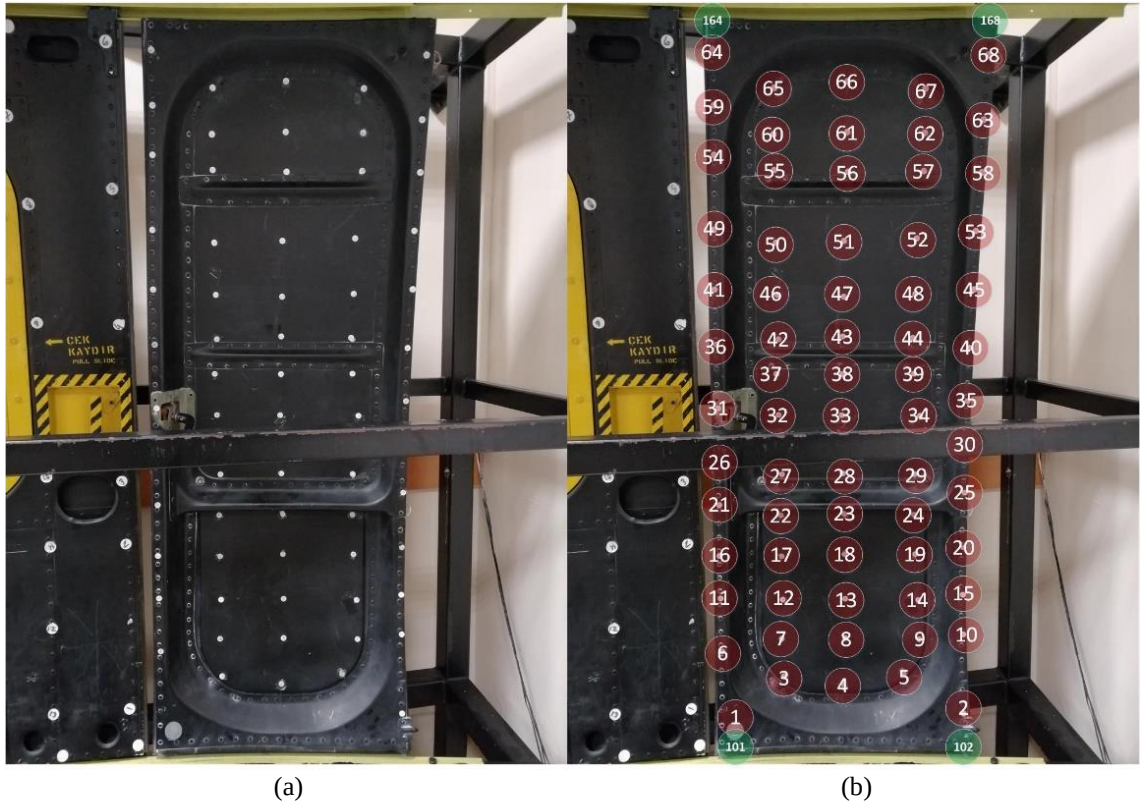


Şekil 4.25. Helikopter kargo kapıları için deneysel modal analiz düzeneği ve kullanılan ekipmanlar

4.4.1. Yardımcı kargo kapısının klasik modal analizi ve gezici modal analizi

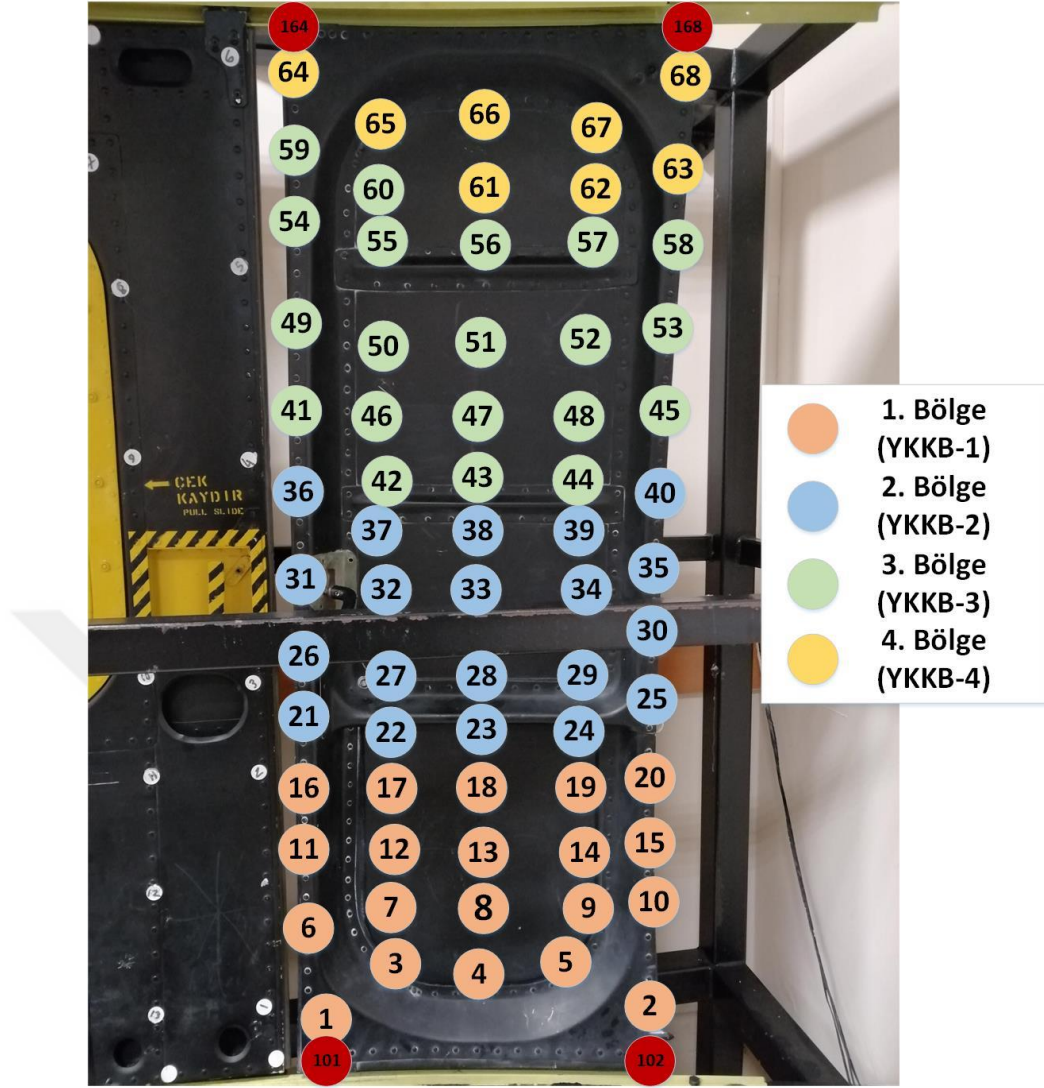
Klasik modal sarsıcı ile deneysel modal analiz, test edilecek yapı bir veya birden fazla noktaya sabitlenen sarsıcılar ile tahrik edilirken bir veya birden daha fazla noktadan ölçüm alınarak yapılmaktadır. Ataletsel modal sarsıcı ile deneysel modal analiz ise test

edilecek yapı üzerinde belirlenen noktalara sabitlenen sarsıcılar ile tahrik edilirken bir veya birden daha fazla noktadan ölçüm alınarak yapılmaktadır. Bu her iki yöntem detaylı olarak önceki bölümlerde anlatılmıştı. Yardımcı kargo kapısının bahsi geçen yöntemler ile deneysel modal analizleri bu bölümde verilmiştir. Öncelikli olarak yardımcı kargo kapısı test fikstürüne alttan ve üstten cıvatalar ile sabitlenmiş ve Şekil 4.26a’da verilmiştir. Deneysel modal analizi gerçekleştirebilmek adına yapısal farklılıklar, ivmeölçer yerleşimi ve tahrik noktaları da göz önünde bulundurularak yardımcı kargo kapısı üzerinde toplam 68 adet test noktası belirlenmiştir. Bu test noktaları numaralandırılmış ve Şekil 4.26b’de gösterilmiştir.



Şekil 4.26. a) Yardımcı kargo kapısı b) Numaralandırılmış test noktaları

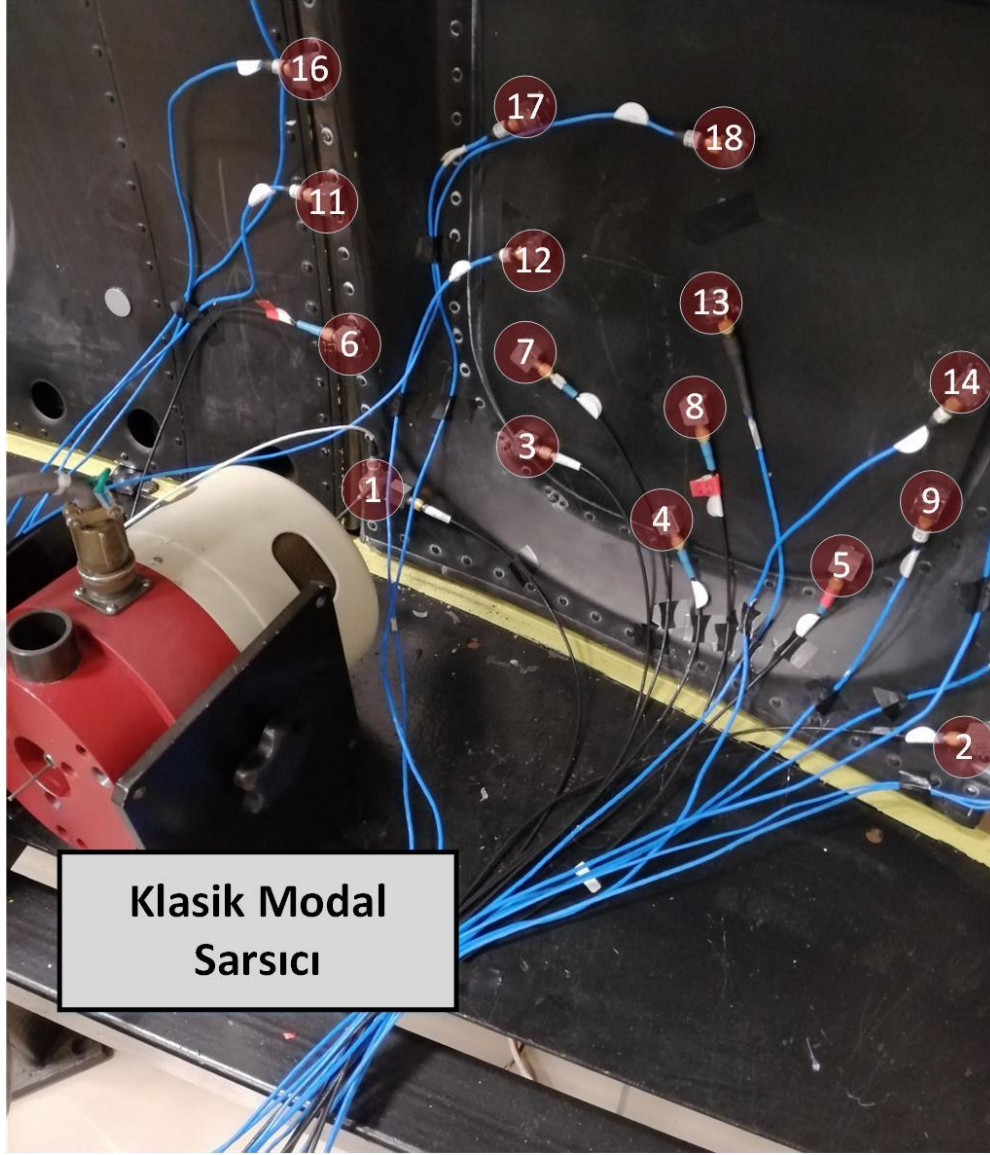
Altyapımızda bulunan veri toplama cihazı kanal sayısı ve ivmeölçer sayısı göz önünde bulundurularak yardımcı kargo kapısı dört ana bölgeye ayrılmış ve aynı şartlar altında ivmeölçerler serilerek ayrı ayrı test edilmiştir. Daha sonra bu dört bölgeden elde edilen deneysel modal analiz sonuçları birleştirilmiştir. Bu farklı dört bölge numaralarından test noktaları ile detaylı olarak Şekil 4.27’de verilmiştir ve sırasıyla “YKKB-1”, “YKKB-2”, “YKKB-3” ve “YKKB-4” olarak adlandırılmıştır.



Şekil 4.27. Yardımcı kargo kapısı test bölgeleri

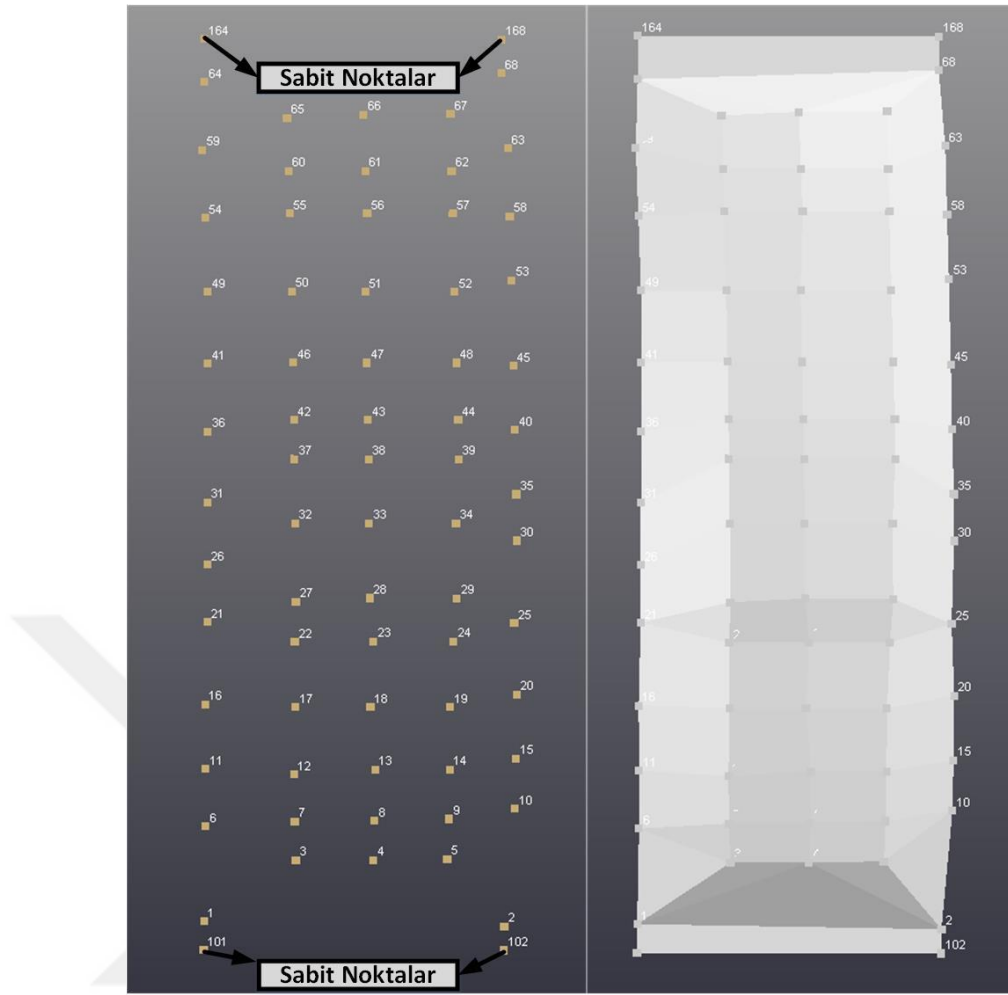
4.4.1.1. Yardımcı kargo kapısının klasik modal analizi

Klasik modal sarsıcı bir adet kuvvetölçer ile beraber Şekil 4.28’de verildiği gibi birinci noktaya sabitlenmiş ve Burst Random sinyali ile yeterli zaman diliminde sürülmüştür. İvmeölçerler bölge bölge sırayla yapıya serilmiş ve toplam dört farklı şekilde deneysel modal analiz gerçekleştirilmiştir. Tek bir noktadan tahrik edilen yardımcı kargo kapısının YKKB-1, YKKB-2 ve YKKB-3 bölgelerinden yirmişer adet FTF, YKKB-4 bölgesinde sekiz adet FTF elde edilmiştir. Daha sonra bu dört farklı bölgeden elde edilen toplam 68 adet FTF test sonun da birleştirilerek tek sütun FTF matrisi elde edilmiştir.



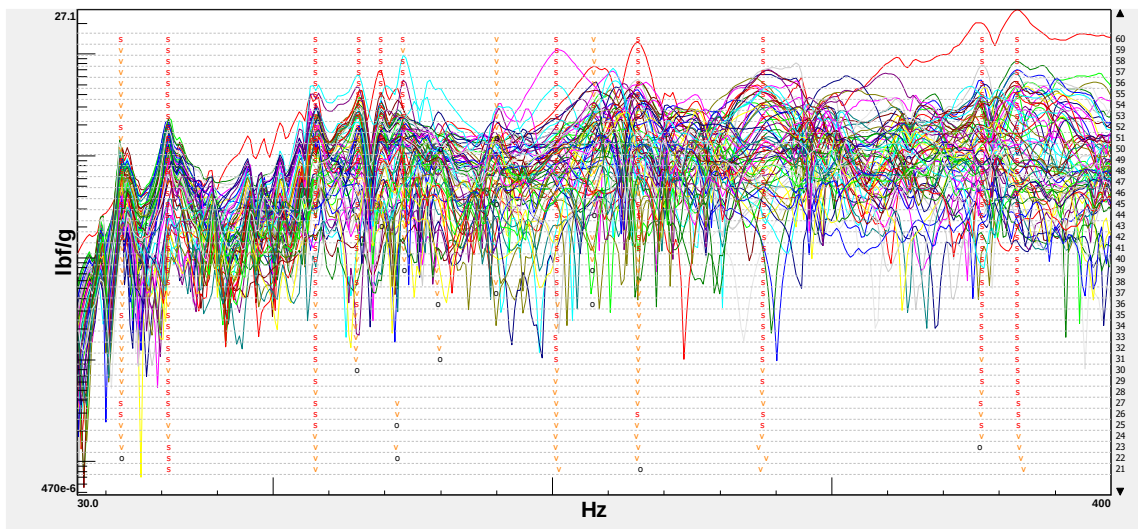
Şekil 4.28. Yardımcı kargo kapısının klasik modal analiz uygulaması (YKKB-1 için)

Klasik modal analiz sonucunda elde edilen tek sütun FTF matrisi daha sonra verilerin analiz edilmesi için LMS TestLab yazılımı ortamına aktarılmıştır. Yazılımda öncelikli olarak yardımcı kargo kapısının üzerinde belirlenen test noktaları dikkate alınarak test geometrisi sanal ortamda oluşturulmuş ve Şekil 4.29’da gösterilmiştir. Burada 72 adet test noktası görülmektedir. Test geometrisinde bulunan 101, 102, 164 ve 168 numaralı noktalar sabit olarak ele alınmış ve diğer tüm noktalardan elde edilen FTF’ler analiz edilmiştir.

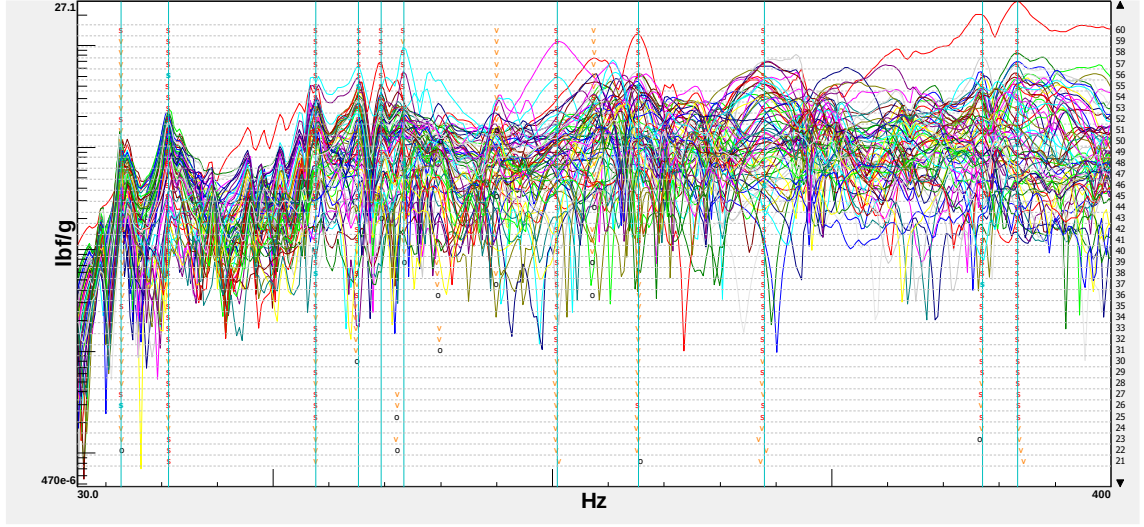


Şekil 4.29. Yardımcı kargo kapısının LMS/TestLab yazılımında oluşturulan test geometrisi

Yardımcı kargo kapısının klasik modal analizi için oluşturulan stabilizasyon diyagramı Şekil 4.30'da verilmiştir.



(a)



(b)

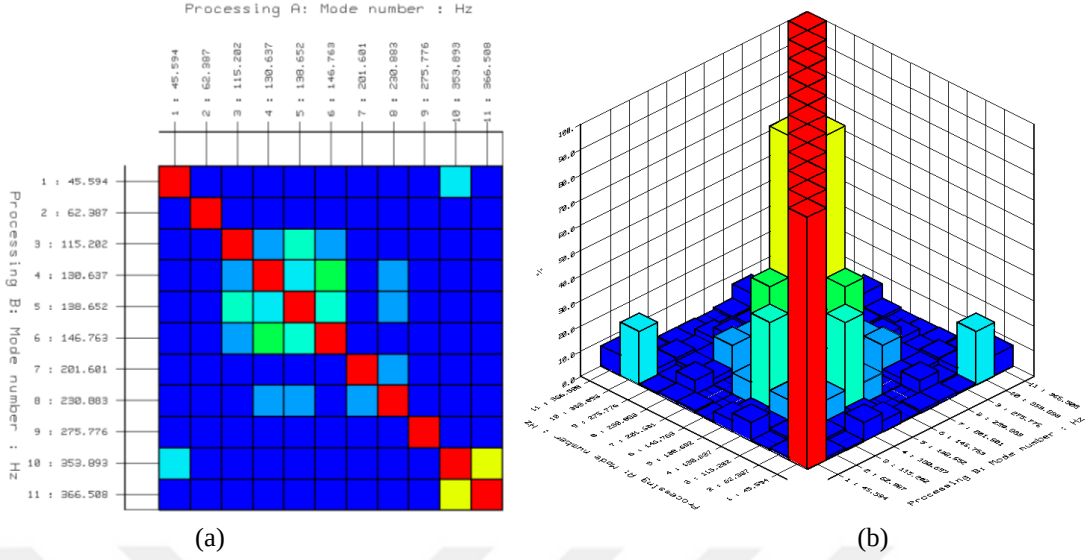
Şekil 4.30. Yardımcı kargo kapısının klasik modal analizi (a) stabilizasyon diyagramı (b) otomatik kutup seçme modülü ile olası modlar

Yardımcı kargo kapısının klasik modal analizi sonucunda otomatik kutup seçme modülü kullanılmasıyla toplam 11 adet kutup (pole) otomatik olarak seçilmiş ve modal parametreler eğri uydurma ile belirlenmiştir. Daha sonra bu olası modların MFE ve OFD değerleri elde edilmiştir. Yardımcı kargo kapısına ait klasik modal analiz sonucunda elde edilen modal parametreler, MFE ve OFD değerleri Çizelge 4.9’da verilmiştir.

Çizelge 4.9. Yardımcı kargo kapının klasik modal analizi sonucunda elde edilen modal parametreler, MFE ve OFD değerleri

Mod	Frekans [Hz]	Sönüm Oranı	MFE [%]	OFD [°]	Dağılım
1	45.59	0.03	73.759	29.700	Yüksek
2	62.43	0.13	83.469	25.944	Yüksek
3	115.2	0.114	93.129	20.994	?
4	130.63	0.079	87.650	22.609	Yüksek
5	138.65	0.059	87.986	23.632	Yüksek
6	146.76	0.049	90.141	20.119	?
7	201.60	0.101	69.039	41.132	Yüksek
8	230.88	0.066	86.564	25.855	Yüksek
9	275.776	0.123	88.299	22.844	Yüksek
10	353.893	0.051	89.667	22.251	Yüksek
11	366.464	0.103	83.797	29.364	Yüksek

Eğri uydurma sonucunda yardımcı kargo kapısının klasik modal analiz sonrasında el edilen olası modların tamamen birbirinden bağımsız (eşsiz) modlar olduğunun gösterilmesi için modal güvence kriteri matrisi (MGK) elde edilmiştir. Klasik modal analiz için MGK matrisi Şekil 4.31’de verilmiştir.

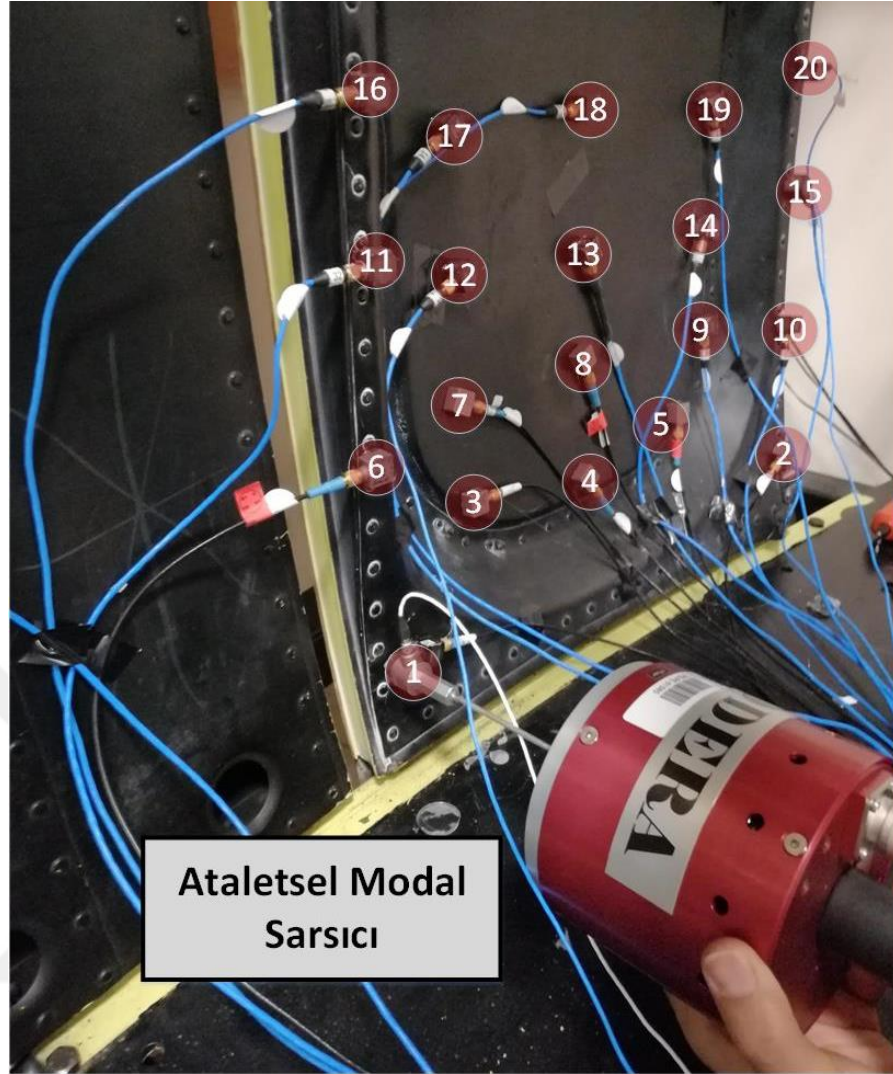


Şekil 4.31. Yardımcı kargo kapısı klasik modal analiz MGK matrisi (a) üst görünüş, (b) izometri görünüş

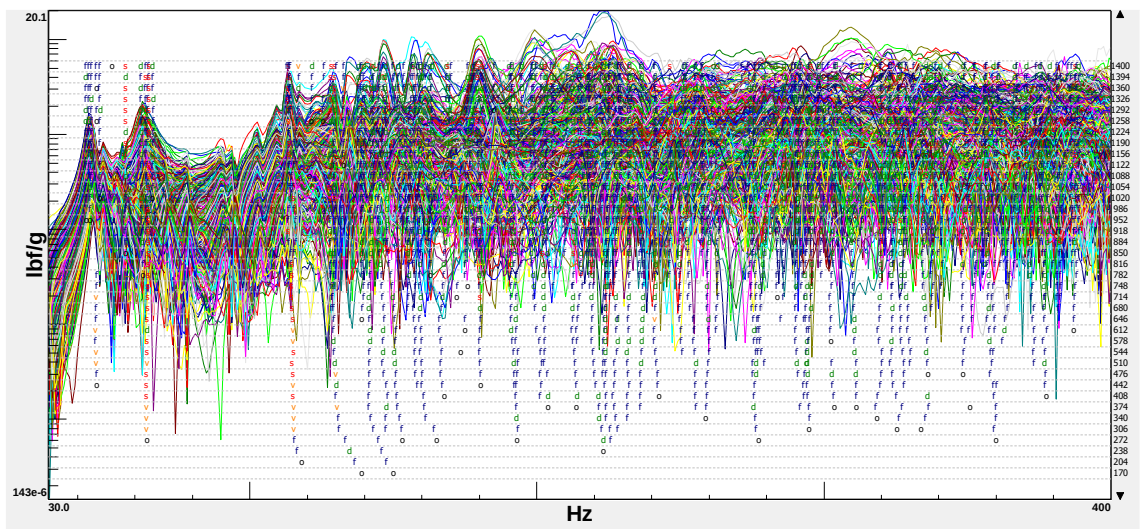
4.4.1.2. Yardımcı kargo kapısının gezici modal analizi

Klasik modal sarsıcı yardımıyla yapılan modal analiz tamamlandıktan sonra gezici modal sarsıcı ile yardımcı kargo kapısına gezici sarsıcı yöntemi uygulanmıştır. Klasik modal analiz için oluşturulan bölgeler ve numaralandırmalar aynı şekilde gezici modal analiz için de kullanılmıştır. Ataletsel modal sarsıcı Şekil 4.32’de verildiği gibi her bir test noktasında sırayla gezdirilmiştir. YKKB-1 bölgesine yerleştirilen yirmi adet ivmeölçer ile kapı üzerinde bulunan 68 adet nokta sırayla tahrik edilmiştir. Diğer bölgelerde benzer şekilde test edilerek toplam 272 adet test noktası tahrik edilmiştir.

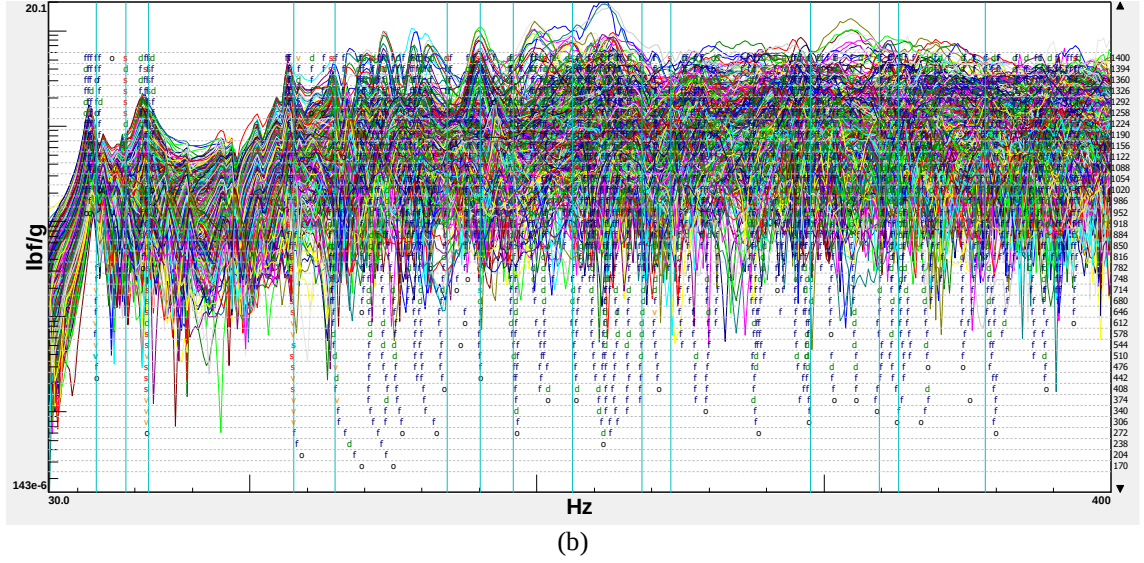
Klasik modal analiz ile benzer şekilde Burst Random sinyali ile her bir nokta on tane Burst Random döngüsü ile sürülmüştür. Gezici sarsıcı yöntemi sonucunda FTF matrisinin (68x68) tamamı elde edilmiştir. Bu tüm FTF matrisi, test verilerinin analiz edilmesi için LMS TestLab yazılımı ortamına aktarılmıştır. Şekil 4.29’da verilen yardımcı kargo kapısı test geometrisi aynı şekilde gezici modal analiz uygulaması içinde kullanılmıştır. Yardımcı kargo kapısının gezici modal analizi için oluşturulan stabilizasyon diyagramı şekil 4.33’te verilmiştir.



Şekil 4.32. Yardımcı kargo kapısının gezici modal analiz uygulaması (YKKB-1 için)



(a)



Şekil 4.33. Yardımcı kargo kapısının gezici modal analizi (a) stabilizasyon diyagramı (b) otomatik kutup seçme modülü ile olası modlar

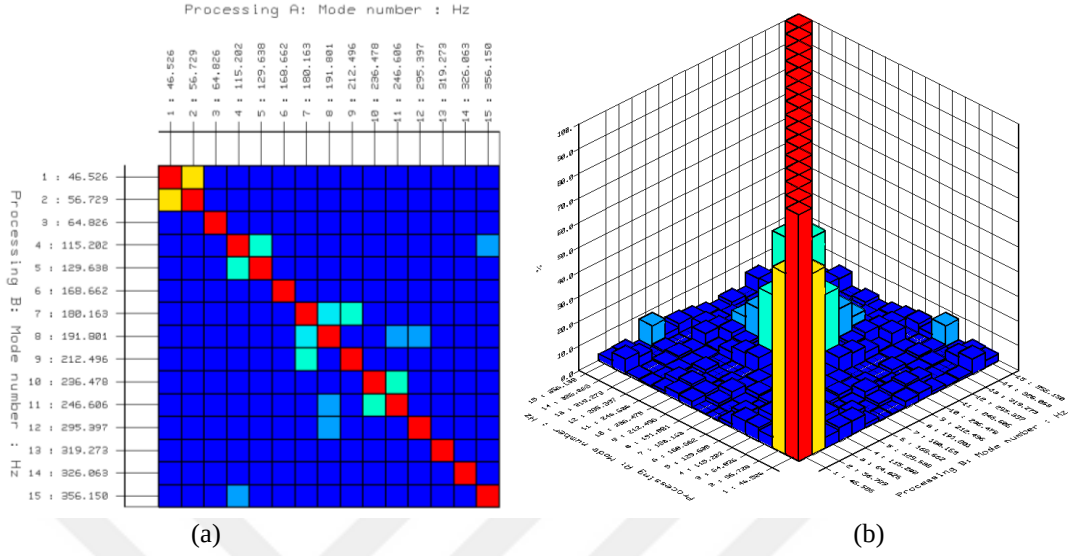
Yardımcı kargo kapısının gezici sarsıcı yöntemi ile modal analizi sonucunda otomatik kutup seçme modülü kullanılmasıyla toplam 15 adet kutup otomatik olarak seçilmiş ve modal parametreler eğri uydurma ile belirlenmiştir. Daha sonra bu olası modların MFE ve OFD değerleri elde edilmiştir. Yardımcı kargo kapısına ait gezici modal analiz sonucunda elde edilen modal parametreler, MFE ve OFD değerleri Çizelge 4.10’da verilmiştir.

Çizelge 4.10. Yardımcı kargo kapının gezici sarsıcı yöntemi ile modal analizi sonucunda elde edilen modal parametreler, MFE ve OFD değerleri

Mod	Frekans [Hz]	Sönüm Oranı	MFE [%]	OFD [°]	Dağılım
1	46.526	0.109	90.327	10.930	Düşük
2	56.729	0.126	79.659	17.772	Yüksek
3	64.826	0.263	97.300	10.487	Düşük
4	115.202	0.224	95.143	14.811	Düşük
5	129.638	0.109	83.638	25.530	Yüksek
6	168.662	0.155	87.103	25.606	Yüksek
7	180.163	0.059	93.495	18.664	?
8	191.801	0.118	85.546	29.625	Yüksek
9	212.496	0.144	81.540	31.281	Yüksek
10	236.478	0.09	67.091	45.606	Yüksek
11	246.606	0.035	66.856	36.924	Yüksek
12	295.397	0.132	69.132	37.169	Yüksek
13	319.273	0.131	72.951	37.802	Yüksek
14	326.063	0.235	79.194	31.171	Yüksek
15	356.150	0.188	88.995	22.561	Yüksek

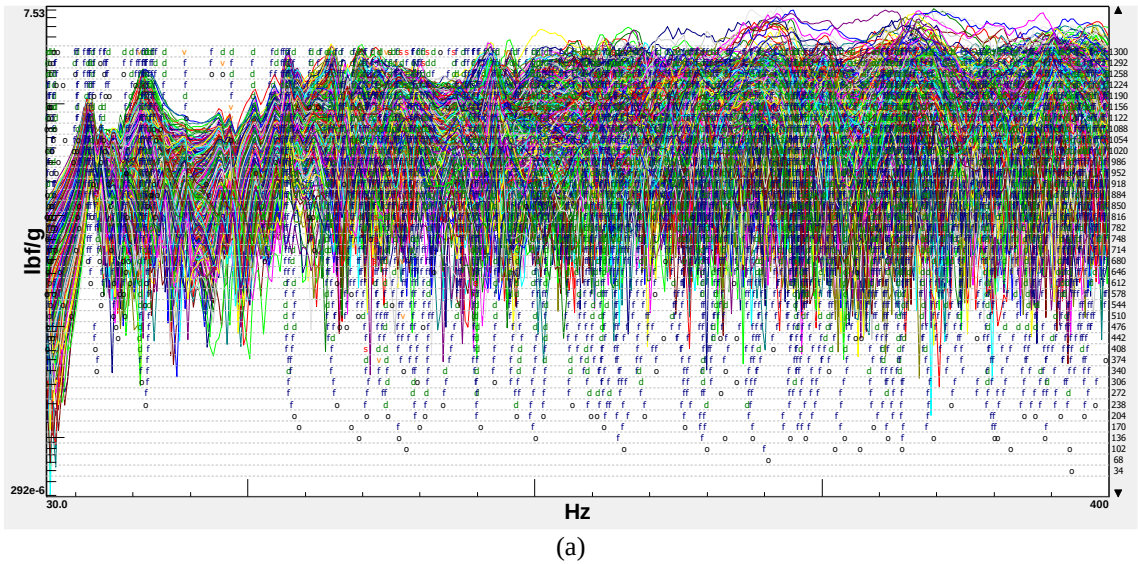
Eğri uydurma sonucunda yardımcı kargo kapısının gezici modal analiz sonrasında el edilen olası modların tamamen birbirinden bağımsız (eşsiz) modlar olduğunun

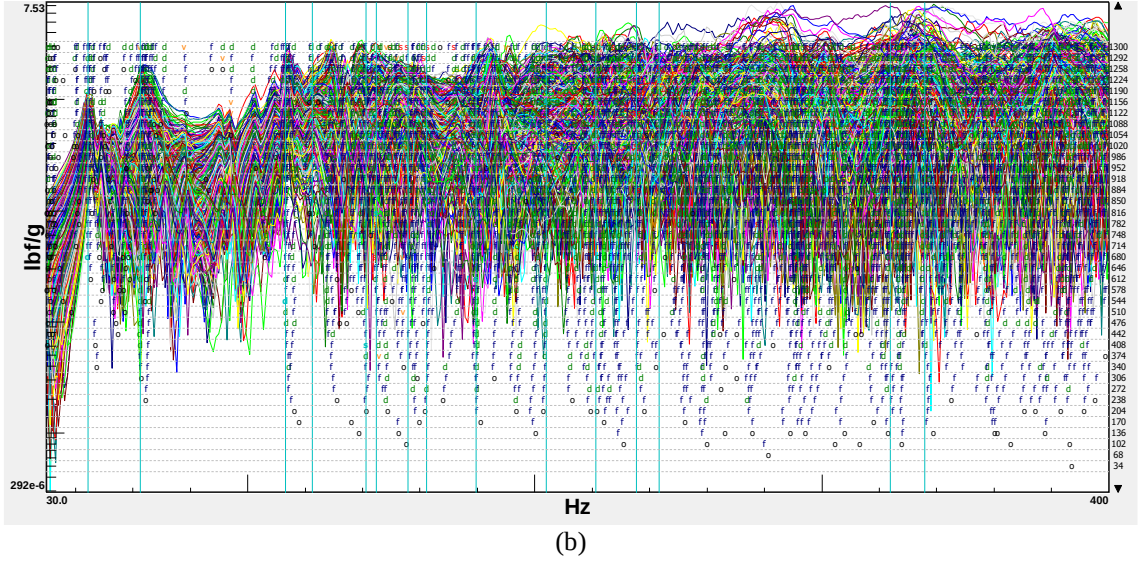
gösterilmesi için modal güvence kriteri matrisi (MGK) elde edilmiştir. Gezici modal analiz için MGK matrisi Şekil 4.34'te verilmiştir.



Şekil 4.34. Yardımcı kargo kapısı gezici modal analiz MGK matrisi (a) üst görünüş, (b) izometri görünüş

Daha sonra gezici modal sarsıcı ile elde edilen tüm matris transpoze edilerek tekrar stabilizasyon işlemi yapılarak olası modlar hesaplanmıştır. Yardımcı kargo kapısının gezici modal analizi ile elden edilen transpoze modal matris analizi için oluşturulan stabilizasyon diyagramı şekil 4.35'te verilmiştir.





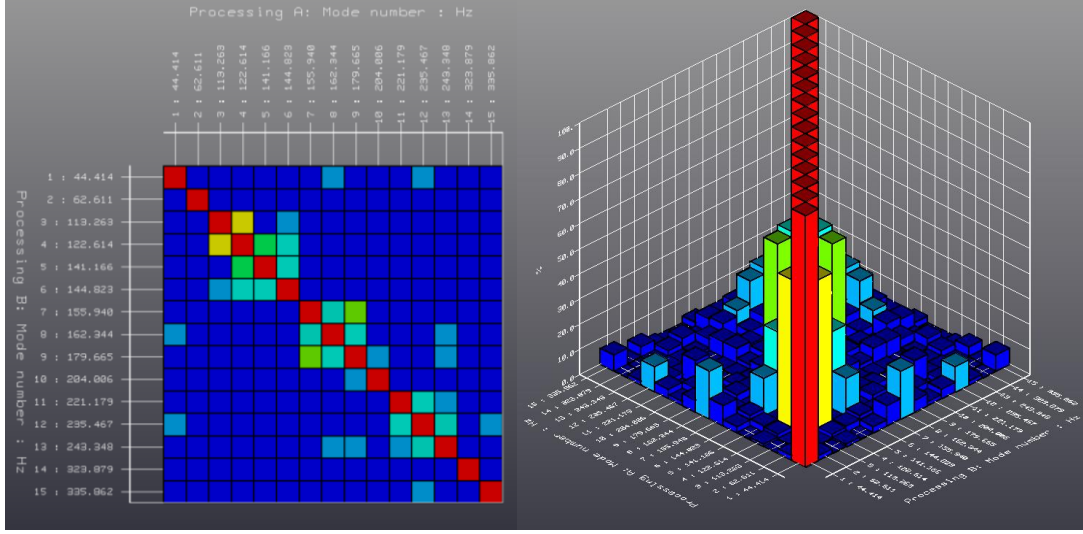
Şekil 4.35. Yardımcı kargo kapısının gezici modal analizi (transpoze hali) (a) stabilizasyon diyagramı (b) otomatik kutup seçme modülü ile olası modlar

Yardımcı kargo kapısının gezici sarsıcı yöntemi (transpoze hali) ile elde edilen modal matrisin analizi sonucunda otomatik kutup seçme modülü kullanılmasıyla toplam 15 adet kutup otomatik olarak seçilmiş ve modal parametreler eğri uydurma ile belirlenmiştir. Daha sonra bu transpoze matristen elde edilen olası modların MFE ve OFD değerleri hesaplanmıştır ve elde edilen modal parametreler, MFE ve OFD değerleri Çizelge 4.11’de verilmiştir.

Çizelge 4.11. Yardımcı kargo kapının gezici sarsıcı yöntemi (transpoze hali) ile modal analizi sonucunda elde edilen modal parametreler, MFE ve OFD değerleri

Mod	Frekans [Hz]	Sönüm Oranı	MFE [%]	OFD [°]	Dağılım
1	44.414	0.11	91.275	7.314	Düşük
2	62.611	0.131	99.252	5.761	Düşük
3	113.263	0.127	97.945	8.399	Düşük
4	122.614	0.169	38.786	53.283	Yüksek
5	141.166	0.154	96.214	12.990	Düşük
6	144.823	0.219	77.191	33.901	Yüksek
7	155.940	0.162	92.688	15.702	?
8	162.344	0.177	80.033	26.771	Yüksek
9	179.665	0.183	95.196	12.909	Düşük
10	204.006	0.191	72.150	37.301	Yüksek
11	221.179	0.19	92.373	16.809	?
12	235.467	0.124	76.010	32.727	Yüksek
13	243.348	0.098	81.478	29.383	Yüksek
14	323.879	0.348	72.617	37.136	Yüksek
15	335.862	0.206	73.270	35.202	Yüksek

Transpoze matristen elde edilen sonuçlara göre MGK matrisi Şekil 4.36’da verilmiştir.



Şekil 4.36. Yardımcı kargo kapısı gezici modal analiz (transpoze hali) MGK matrisi (a) üst görünüş, (b) izometri görünüş

4.4.1.3. Yardımcı kargo kapısının klasik ve gezici modal analizi sonuçlarının değerlendirilmesi

Çalışmanın bu kısmı UH1H helikopterinin yardımcı kargo kapısının klasik modal sarsıcı ve ataletsel modal sarsıcı kullanılarak yapılan deneysel modal analizlerin sonuçlarının değerlendirilmesi sunmaktadır. Yardımcı kargo kapısının temelde iki farklı yöntem kullanılarak deneysel modal analizi sonucunda üç farklı şekilde modal parametreler elde edilmiştir. Bunlardan birincisi tek sütun FTF vektörü elde edilen klasik modal analiz, ikincisi tüm modal matrisin elde edildiği gezici modal analiz ve üçüncüsü ise tüm modal matrisin transpozisinin analiz edildiği gezici modal analizdir. Yani gezici modal analiz verileri iki farklı yöntemle ile incelenmiştir. Birincisi elde edilen modal matris olduğu gibi kullanılmış ve modal parametreler elde edilmiştir. İkincisi ise elde edilen modal matrisin transpozisi alınarak kullanılmış ve modal parametreler elde edilmiştir. Modal matris simetrik özellik gösterdiğinden dolayı transpoze işleminin teorik olarak hiçbir sakıncası yoktur. Doğrusal olmayan durumlar da göz önünde bulundurulduğunda yapılan transpoze işlemi ile sonuçların daha iyi olduğu görülmüştür. Öncelikli olarak her bir yöntemden elde edilen modal parametreler Çizelge 4.12’de karşılaştırılmıştır.

Çizelge 4.12. Yardımcı kargo kapısının deneysel modal analizi ile elde edilen doğal frekans, MFE ve OFD değerleri

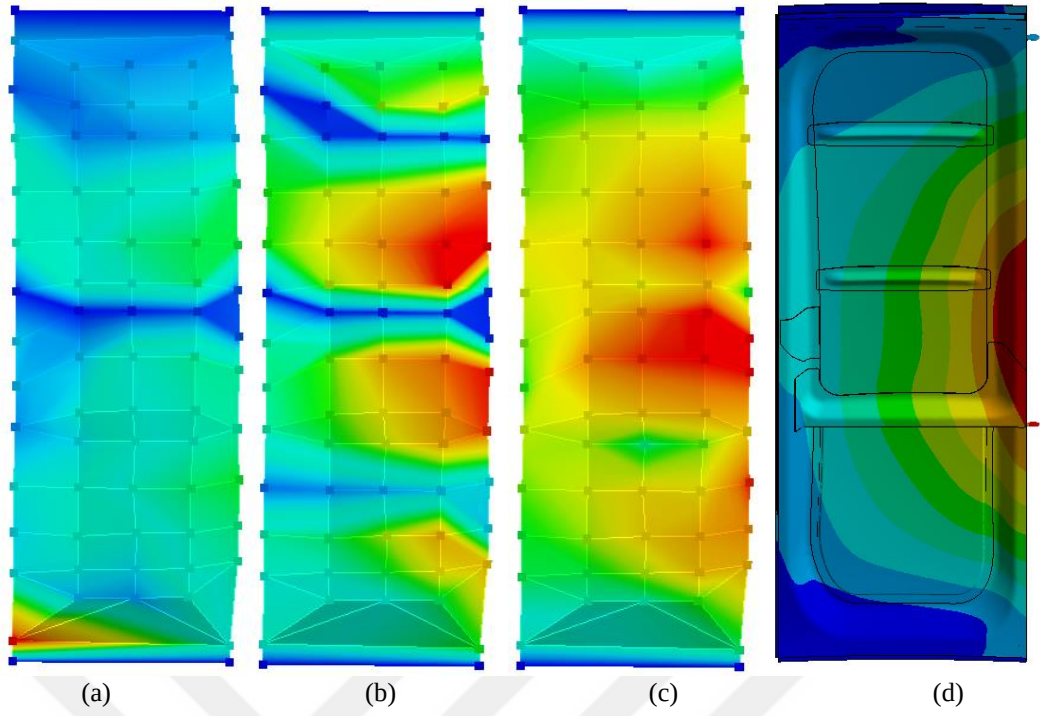
Mod	Frekans [Hz]			MFE [%]			OFD [°]			Dağılım		
	Klasik	Gezici	Gezici ^T	Klasik	Gezici	Gezici ^T	Klasik	Gezici	Gezici ^T	Klasik	Gezici	Gezici ^T
1	45.59	46.526	44.414	73.759	90.327	91.275	29.700	10.930	7.314	Yüksek	Düşük	Düşük
2	62.43	56.729	62.611	83.469	79.659	99.252	25.944	17.772	5.761	Yüksek	Yüksek	Düşük
3	115.2	64.826	113.263	93.129	97.300	97.945	20.994	10.487	8.399	?	Düşük	Düşük
4	130.63	115.202	122.614	87.650	95.143	38.786	22.609	14.811	53.283	Yüksek	Düşük	Yüksek
5	138.65	129.638	141.166	87.986	83.638	96.214	23.632	25.530	12.990	Yüksek	Yüksek	Düşük
6	146.76	168.662	144.823	90.141	87.103	77.191	20.119	25.606	33.901	?	Yüksek	Yüksek
7	201.60	180.163	155.940	69.039	93.495	92.688	41.132	18.664	15.702	Yüksek	?	?
8	230.88	191.801	162.344	86.564	85.546	80.033	25.855	29.625	26.771	Yüksek	Yüksek	Yüksek
9	275.776	212.496	179.665	88.299	81.540	95.196	22.844	31.281	12.909	Yüksek	Yüksek	Düşük
10	353.893	236.478	204.006	89.667	67.091	72.150	22.251	45.606	37.301	Yüksek	Yüksek	Yüksek
11	366.464	246.606	221.179	83.797	66.856	92.373	29.364	36.924	16.809	Yüksek	Yüksek	?
12	-	295.397	235.467	-	69.132	76.010	-	37.169	32.727	-	Yüksek	Yüksek
13	-	319.273	243.348	-	72.951	81.478	-	37.802	29.383	-	Yüksek	Yüksek
14	-	326.063	323.879	-	79.194	72.617	-	31.171	37.136	-	Yüksek	Yüksek
15	-	356.150	335.862	-	88.995	73.270	-	22.561	35.202	-	Yüksek	Yüksek

Çizelgeye göre ilk gezici modal analizin, klasik modal analize göre MFE ve OFD değerlerine göre üstünlüğü açıkça görülmektedir. Yöntemlerin stabilizasyon diyagramlarının incelendiği zaman klasik modal analizin daha iyi stabilizasyon olduğu görülmektedir. Fakat buna rağmen elde edilen modal parametrelerin doğruluğu düşüktür. Gezici modal analizden elde edilen 2. mod Şekil 10'da verilen MGK matrisi incelendiğinde 1. moda çok benzediği görülmüştür. Diğer yöntemlerde incelendiği zaman frekans değeri 56.729 olan 2. modun gerçek mod olmadığı ortaya koyulmuştur. Buna göre test yöntemlerine göre ilk üç moda ait modal parametreler indirgenmiş şekilde Çizelge 4.13'te verilmiştir.

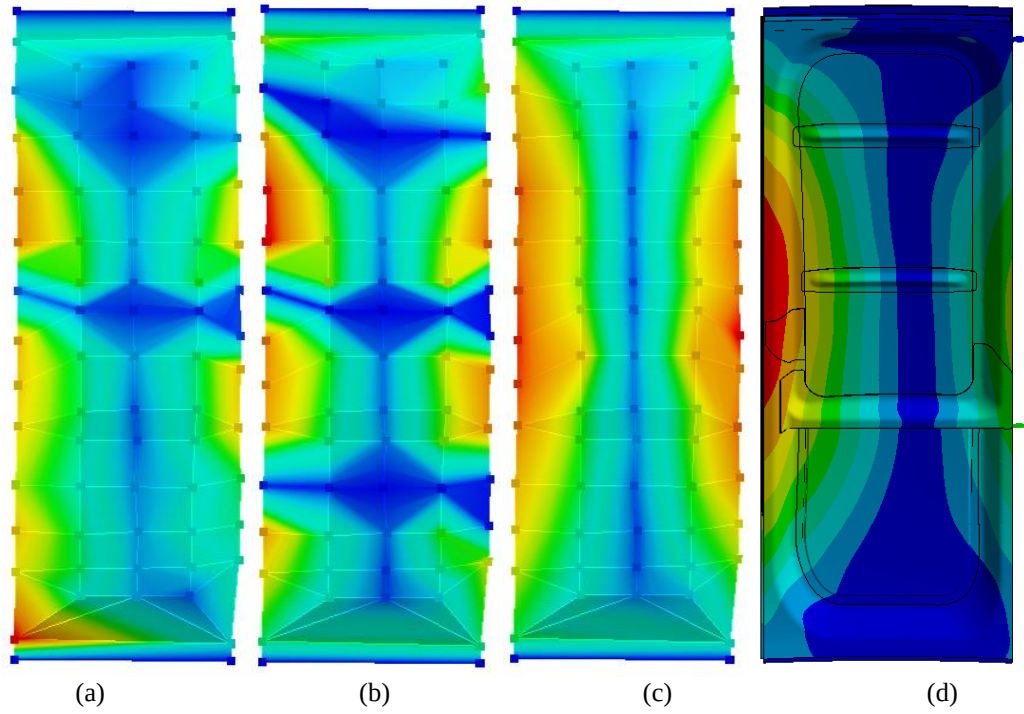
Çizelge 4.13. Yardımcı kargo kapısının deneysel modal analizi ile ilk üç moda ait doğal frekans, MFE ve OFD değerleri

Mod	Frekans [Hz]			MFE [%]			OFD [°]			Dağılım		
	Klasik	Gezici	Gezici ^T	Klasik	Gezici	Gezici ^T	Klasik	Gezici	Gezici ^T	Klasik	Gezici	Gezici ^T
1	45.59	46.526	44.414	73.759	90.327	91.275	29.700	10.930	7.314	Yüksek	Düşük	Düşük
2	62.43	64.826	62.611	83.469	97.300	99.252	25.944	10.487	5.761	Yüksek	Düşük	Düşük
3	115.2	115.202	113.263	93.129	95.143	97.945	20.994	14.811	8.399	?	Düşük	Düşük

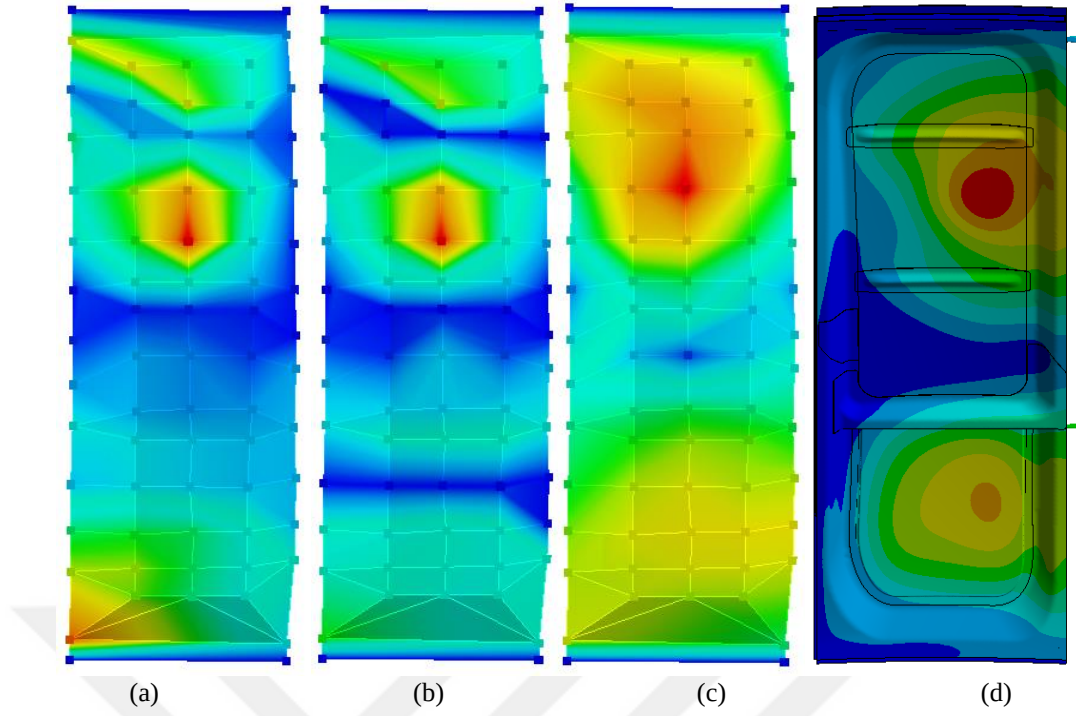
İlk üç mod detaylı incelendiği zaman transpoze edilmiş matristen elde edilen gezici modal analiz sonuçları diğer yöntemlere nazaran daha iyi sonuçlar vermiştir. Diğer yöntemlere göre yüksek MFE ve OFD değerleri elde edilmiştir. Bu sonuçları desteklemek ve TEST/SE korelasyonunu sağlamak amacı ile daha önceki bölümlerde detaylı olarak açıklanan geometrik ve dinamik korelasyon işlemi yapılmıştır. LMS/VirtualLab yazılımı ile öncelikli olarak test geometrisi ve sonlu elemanlar modelinin geometrik korelasyonu gerçekleştirilmiştir. Üç farklı yöntemle elde edilen modal parametreler sırayla sonlu elemanlar modeli ile dinamik korelasyon olarak karşılaştırılmıştır. Bunun öncesinde Şekil 4.37-4.39'da ilk üç modun mod şekilleri karşılaştırılmalı olarak verilmiştir.



Şekil 4.37. Yardımcı kargo kapısının deneysel ve sayısal modal analiz sonucunda elde edilen 1. mod şekilleri, (a) klasik modal analiz, (b) gezici modal analiz, (c) gezici modal analiz (transpoze halı), (d) sonlu elemanlar analizi

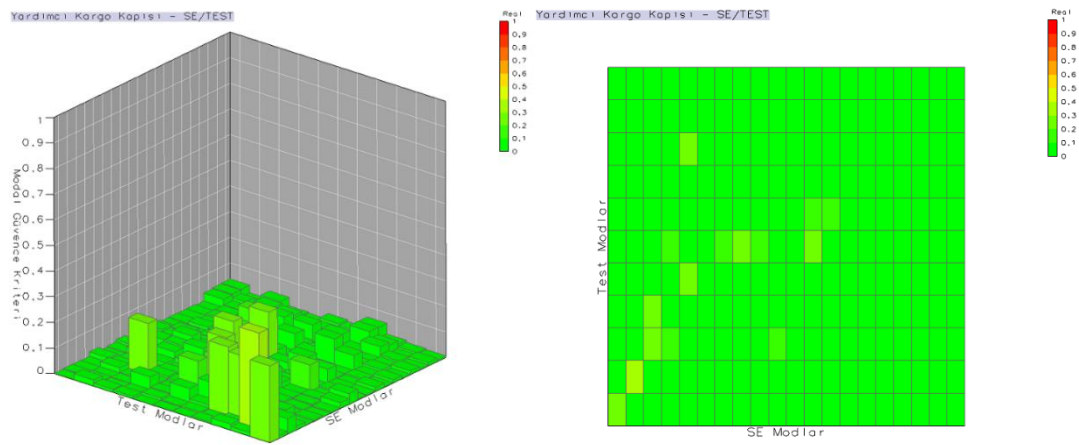


Şekil 4.38. Yardımcı kargo kapısının deneysel ve sayısal modal analiz sonucunda elde edilen 2. mod şekilleri, (a) klasik modal analiz, (b) gezici modal analiz, (c) gezici modal analiz (transpoze halı), (d) sonlu elemanlar analizi

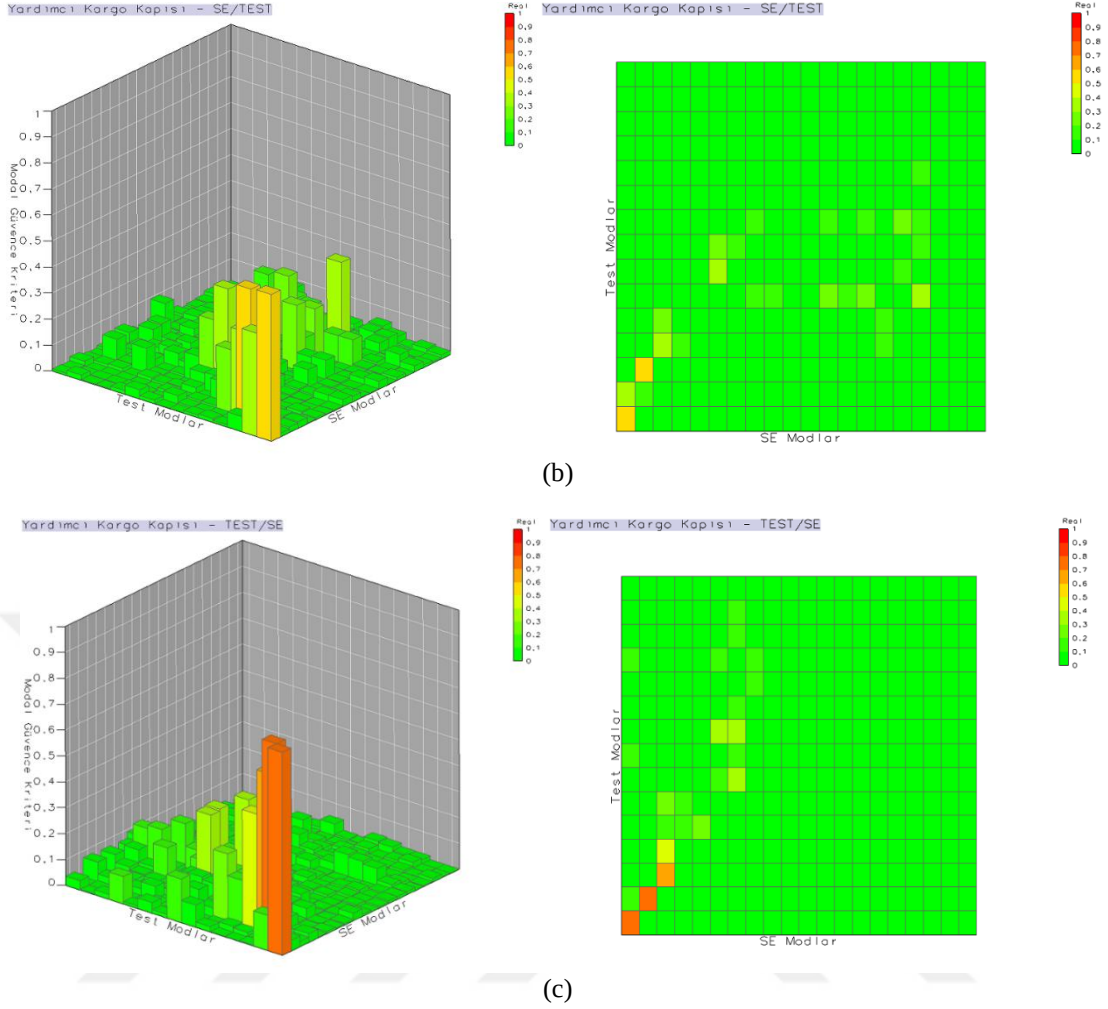


Şekil 4.39. Yardımcı kargo kapısının deneysel ve sayısal modal analiz sonucunda elde edilen 3. mod şekilleri, (a) klasik modal analiz, (b) gezici modal analiz, (c) gezici modal analiz (transpoze hali), (d) sonlu elemanlar analizi

Şekil 4.37-4.39 incelendiği zaman mod şekillerinin sayısal modele en yakın gezici modal analizin transpoze hali olarak görülmektedir. Bu durum gezici sarsıcı yönteminin önemini vurgulamaktadır. Klasik yöntemle göre gezici sarsıcı yönteminin üstünlüğü açıkça görülmektedir. Mod şekilleri yanı sıra LMS/VirtualLab'da yapılan modal analiz tabanlı korelasyon çalışması sonucunda elde edilen MGK matrisleri Şekil 4.40'ta verilmiştir.



(a)



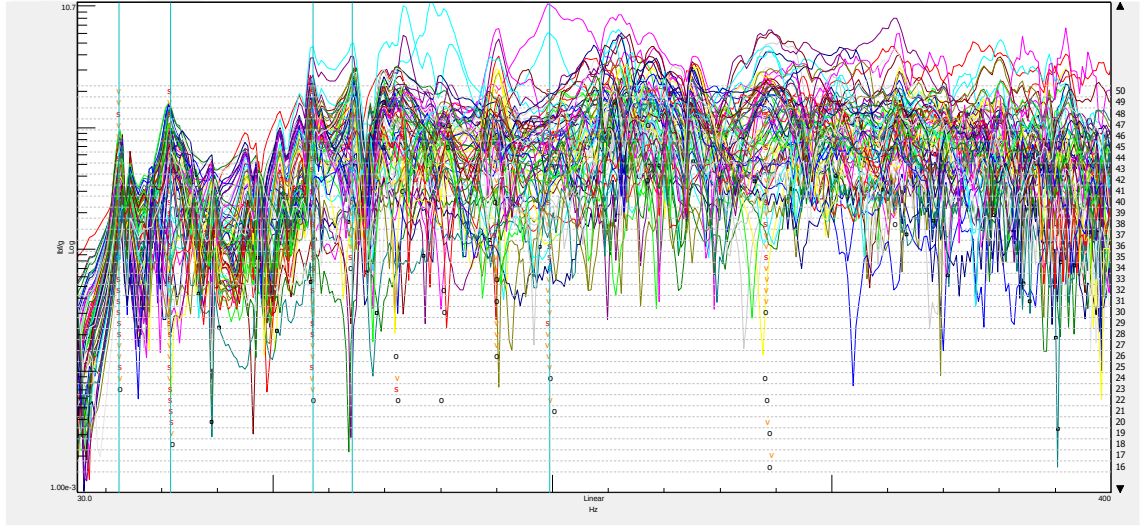
Şekil 4.40. Yardımcı kargo kapısının TEST/SE MGK Matrisleri (a) klasik modal analiz, (b) gezici modal analiz, (c) gezici modal analiz (transpoze hali)

İlk üç mod için bu matrisin içerdiği MGK yüzde değerleri ise Çizelge 4.14’te sunulmuştur. Burada ise transpoze halin diğer yöntemlere göre çok yüksek bir yüzde ile sonlu elemanlar modeli ile benzediği görülmektedir. Bütün bu sonuçlar çerçevesinde gezici sarsıcı yöntem modal parametreleri elde etmede klasik yöntemle nazaran daha yüksek performanslı olduğu görülmüştür. Fakat bütün yöntemler incelendiği zaman diğer modların benzeme oranı oldukça düşüktür. Bunun başlıca sebebi gerçek bir sistemde oluşan ve deneysel modal analizde doğrusal olmayan tepkilerden dolayı doğrusal olmayan daha karmaşık modlar elde edilmiştir. Sonlu elemanlar yazılımları ise doğrusal modal analiz yapmaktadır. Bu yüzden doğrusal olan ilk 3 modun benzeme oranı yüksek çıkarken diğer modlar doğrusal olmayan etkilerden dolayı benzeme oranı düşmüştür.

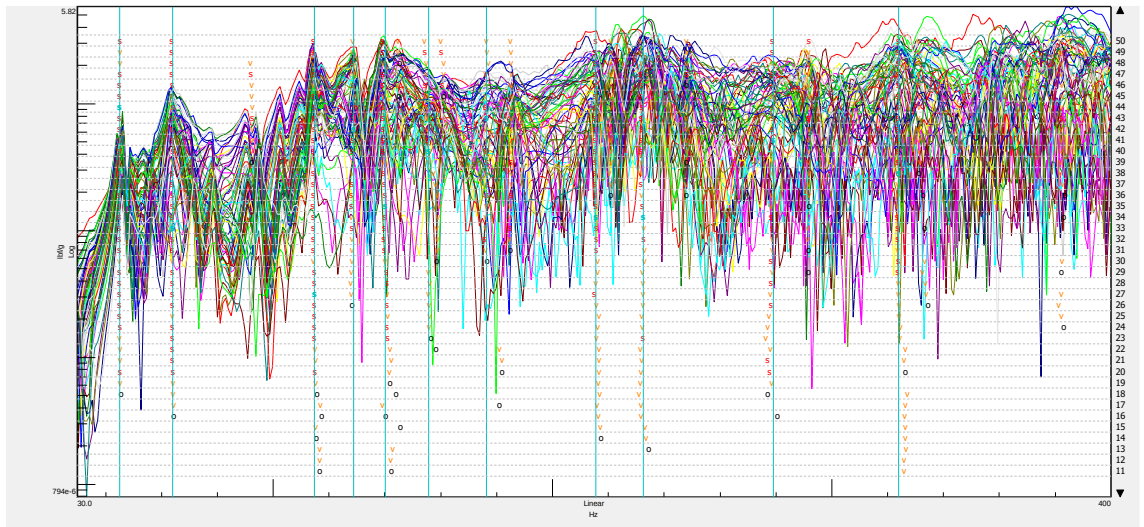
Çizelge 4.14. Yardımcı kargo kapısının deneysel ve sayısal modal analiz benzeme yüzdeleri

	Benzeme Yüzdesi [%]		
	Klasik	Gezici	Gezici ^T
1.Mod	29	56	78
2.Mod	38	53	78
3.Mod	24	33	62

Tüm modal matrisin transpoze halinin daha iyi sonuç vermesinin nedeninin araştırılması adına daha detaylı analizler yapılmıştır. Öncelikli olarak elde edilen tüm matrisin sadece ilk sütunu ve ilk satırı ayrı ayrı analiz edilmiştir. İlk satırın analiz edilebilmesi için transpoze edilerek sütun haline getirilmiştir. Modal matrisin ilk sütunu ve ilk satırının stabilizasyon diyagramları Şekil 4.41’de verilmiştir.



(a)



(b)

Şekil 4.41. Yardımcı kargo kapısının gezici modal analizi (a) tek sütunun stabilizasyon diyagramı (b) tek satırın stabilizasyon diyagramı

Sütun ve satır için sırasıyla otomatik kutup seçme modülü kullanılarak modal parametreler eğri uydurma ile belirlenmiştir. Daha sonra her iki analiz için olası modların doğal frekansları, MFE ve OFD değerleri Çizelge 4.15'te verilmiştir.

Çizelge 4.15. Tek sütun ve tek satır modal matris ile elde edilen modal parametreler, MFE ve OFD değerleri

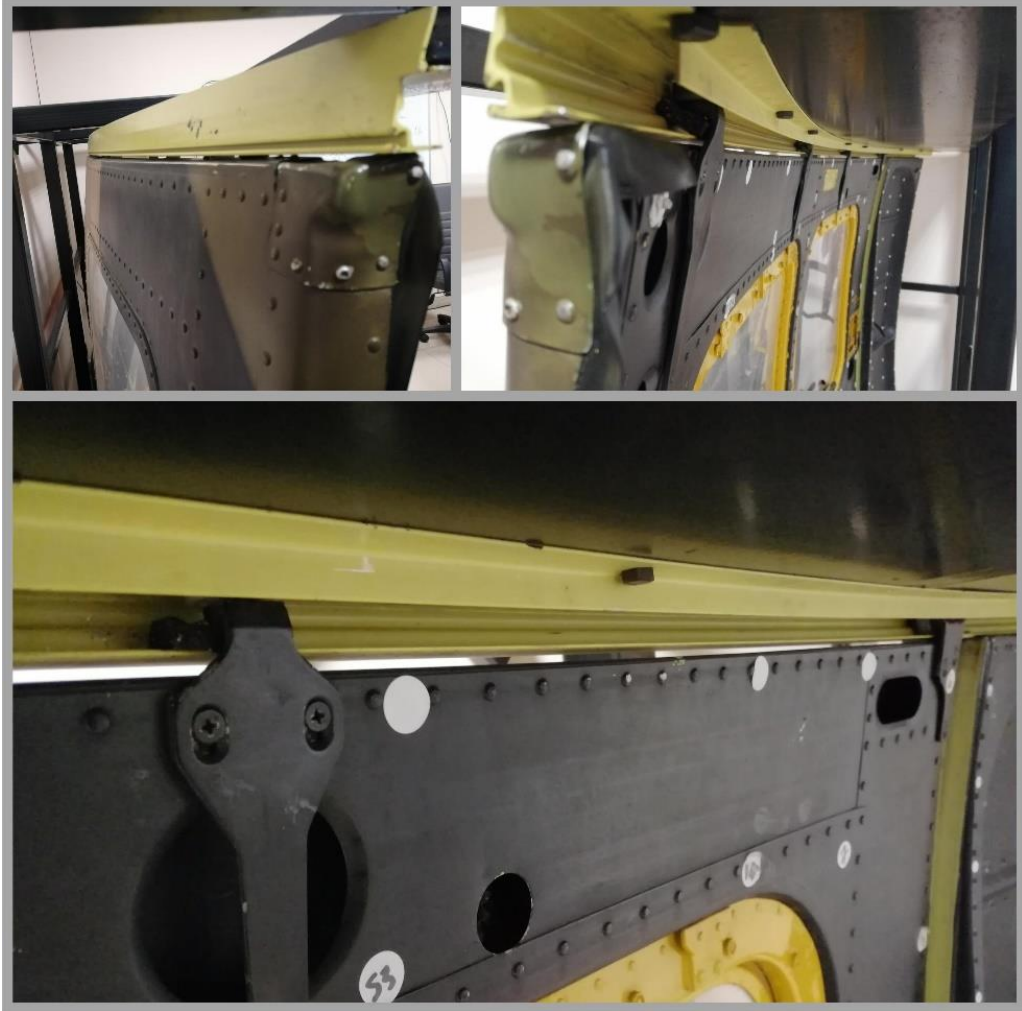
Mod	Tek Sütun Modal Matris					Tek Satır Modal Matris				
	Frekans [Hz]	Sönüm Oranı	MFE [%]	OFD [°]	Dağılım	Frekans [Hz]	Sönüm Oranı	MFE [%]	OFD [°]	Dağılım
1	44.858	0.69	69.780	34.072	Yüksek	45.090	1.66	63.995	18.189	Yüksek
2	63.256	0.98	82.342	26.606	Yüksek	64.068	2.50	94.989	14.057	Düşük
3	114.205	0.67	87.354	23.438	Yüksek	114.731	1.71	98.275	7.663	Düşük
4	128.327	0.26	91.516	17.644	?	128.717	1.12	90.326	20.759	?
5	198.901	0.53	77.246	37.379	Yüksek	140.196	1.48	96.608	98.608	Düşük
6	-	-	-	-	-	155.676	0.67	77.707	34.250	Yüksek
7	-	-	-	-	-	176.299	0.77	92.419	19.129	?
8	-	-	-	-	-	215.542	1.29	85.843	24.202	Yüksek
9	-	-	-	-	-	232.550	1.05	88.608	22.624	Yüksek
10	-	-	-	-	-	278.979	1.02	81.787	27.601	Yüksek
11	-	-	-	-	-	323.846	0.84	88.689	21.886	Yüksek

Tek sütun matrinden 5 adet olası mod hesaplanmıştır. Tek satır modal matrinden ise 11 adet olası mod hesaplanmıştır. Bu durum tek satırda bulunan FTF'lerin daha anlamlı olduğunun göstergesidir. Yine benzer şekilde yüksek MFE ve OFD değerleri gezici sarsıcı yönteminden elde edilen FTF'lerin daha iyi sonuç verdiğini göstermektedir.

Tüm modal matrisin transpoze halinin daha iyi sonuç vermesinin nedeninin araştırılması adına bir başka değerlendirme çalışması yapılmıştır. Tüm modal matrisin simetri ekseninin sağ tarafında bulunan FTF'ler sol tarafa kopyalanmıştır. Bu sayede tamamen simetrik bir modal matris elde edilmiştir. Bu modal matris tekrar analiz edilerek sonuçları gezici sarsıcı yöntemi sonuçlarıyla (normal matris ve transpoze matris) karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonucunda MGK değerleri incelendiği zaman tam simetrik modal matrisin transpoze modal matrise daha çok benzediği görülmüştür. LMS/TestLab verilere eğri uydururken modal matrisin daha çok simetri eksenin sol tarafında bulunan FTF'ler ile hesaplama yapmaktadır. Sağ tarafta bulunan FTF'ler transpoze edilerek sol tarafa geçirildiğinde hesaplanan olası modlar daha yüksek değerlere sahiptir. Bu bilgi doğrultusunda simetri ekseninin sağ tarafından bulunan FTF'lerin daha anlamlı olduğu sonucu çıkmıştır. Gezici sarsıcı yönteminde esas olan satır FTF'lerin elde edilmesidir. Modal matrisin transpoze edilmesi ile satırlar sütunlara dönüşmektedir. Bütün bu bilgiler doğrultusunda gezici sarsıcı yönteminin üstünlüğü ortaya çıkmıştır. Test noktalarının her birinin tek tek tahrik edilmesi modal matris kalitesini artırmakta ve sonuçların daha gerçekçi olmasına sebep olmaktadır.

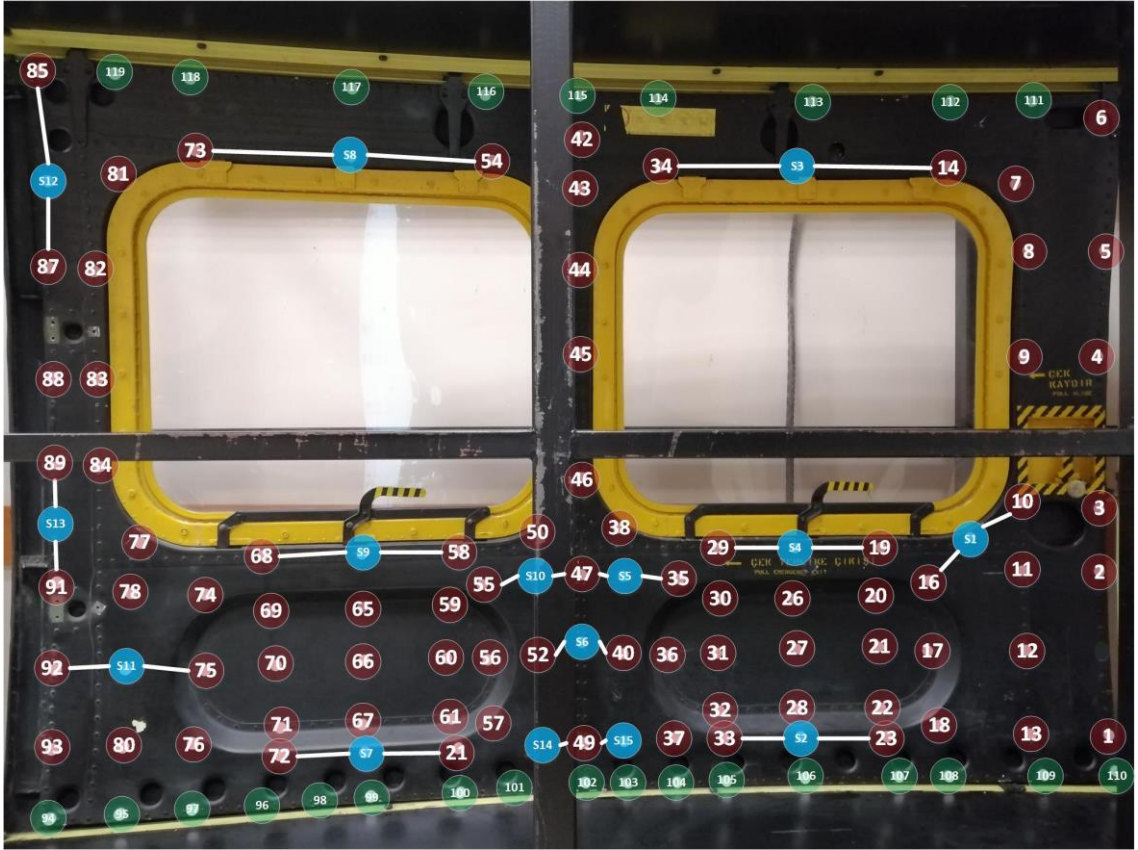
4.4.2. Ana kargo kapısının klasik modal analizi ve gezici modal analizi

Yardımcı kargo kapısına uygulanan yöntemler ile ana kargo kapısına uygulanan yöntemler aynıdır. Ana kargo kapısı test fikstürüne alttan ve üstten olmak üzere kızak ve ray sistemi ile gerçekte olduğu gibi montajlanmıştır. Kızak fikstürün alt kısmına, ray ise fikstüre üst kısmına sabitlenmiştir. Ana kargo kapısı rayda lineer hareket edebilmesi için tekerlek mekanizmaları ile yerleştirilmiştir. Ana kargo kapısı ve ray montaj görseli Şekil 4.42’de verilmiştir. Ray ve kızakta oluşan boşluklar deneysel modal analiz sonuçlarını doğrudan etkilediği için plastik tapalar ile ana kargo kapısı fikstüre sıkı bir şekilde sabitlenmiştir. Buralar da oluşabilecek doğrusal olmayan etkiler minimuma indirilmeye çalışılmıştır.



Şekil 4.42. Ana kargo kapısı ve montajlanması

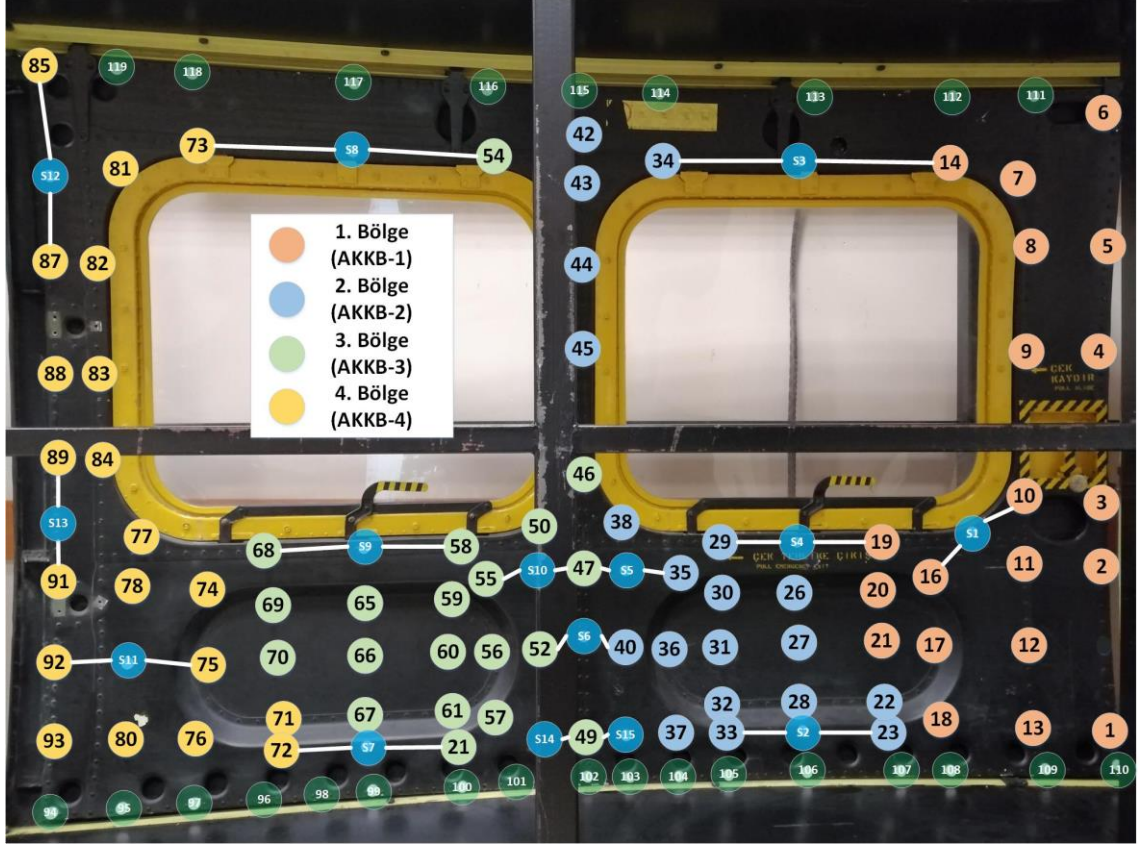
Ana kargo kapısının deneysel modal analizi gerçekleştirebilmek adına yapısal farklılıklar, ivmeölçer yerleşimi ve tahrik noktaları da göz önünde bulundurularak ana kargo kapısı üzerinde toplam 93 adet test noktası belirlenmiştir. Bu test noktalarından 13 tanesi köle (slave) nokta olarak seçilmiştir. Bu köle noktalar çevresin belirlenmiş noktalar ile eş zamanlı olarak hareket edecektir. Yapı daha büyük olduğu için mod şekillerini daha hassas çıkarılması için böyle bir yöntemle başvurulmuştur. LMS TestLab bu özelliğe imkân vermektedir. Yazılımda oluşturulan test geometrisinde bu belirlenen 13 nokta köle olarak tanımlanmıştır. FTF elde edilen toplam 80 adet test noktası (1’den 93’e kadar) numaralandırılmış ve 13 adet köle nokta (S1, S2, ... S13) ise isimlendirilmiştir. Test noktaları Şekil 4.43’te gösterilmiştir. Burada beyaz çizgiler ile etrafındaki noktalar ile birleştirilen köle noktalar verilmiştir. 101 ile 119 arasında numaralandırılmış noktalar sabitleme noktalarıdır.



Şekil 4.43. Ana kargo kapısı numaralandırılmış test ve köle noktaları

Altyapımızda bulunan veri toplama cihazı kanal sayısı ve ivmeölçer sayısı göz önünde bulundurularak ana kargo kapısı dört ana bölgeye ayrılmış ve aynı şartlar altında ivmeölçerler serilerek ayrı ayrı test edilmiştir. Daha sonra bu dört bölgeden elde edilen

deneysel modal analiz sonuçları birleştirilmiştir. Bu farklı dört bölge numaralarından test noktaları ile detaylı olarak Şekil 4.44’te verilmiştir ve sırasıyla “AKKB-1”, “AKKB-2”, “AKKB-3” ve “AKKB-4” olarak adlandırılmıştır.



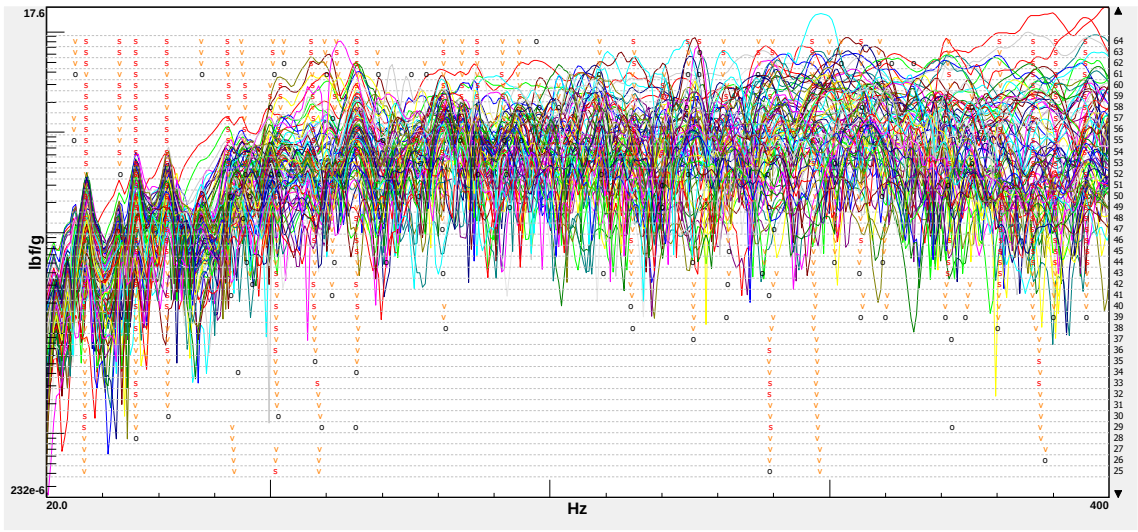
Şekil 4.44. Ana kargo kapısı test bölgeleri

Ana kargo kapısının modal analizinde yardımcı kargo kapısında uygulanan yöntemin aynı şekilde uygulandığı için detaylı anlatıma yer verilmemiştir. Alt başlıklar sonuç odaklı olarak ele alınmıştır.

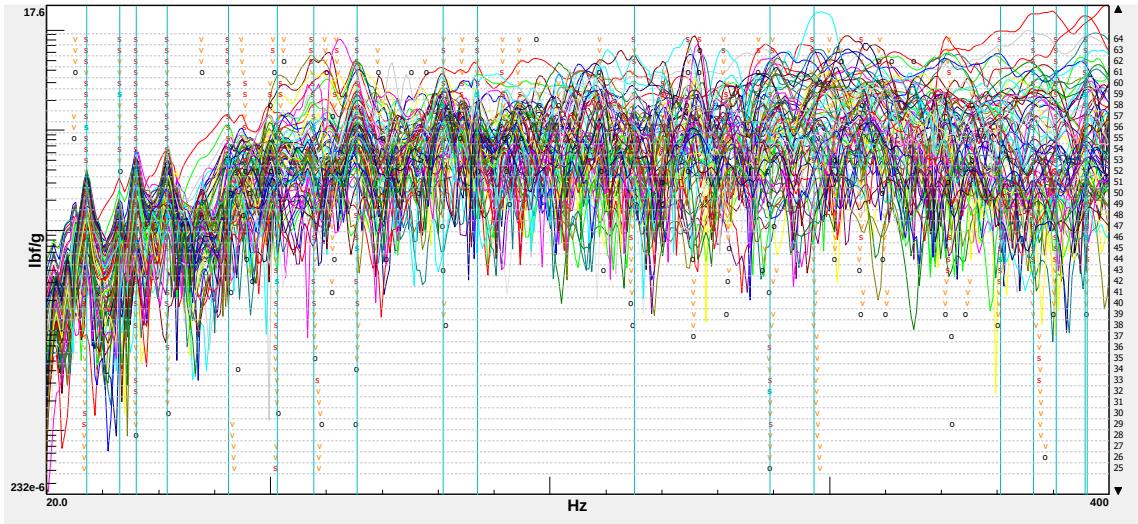
4.4.2.1. Ana kargo kapısının klasik modal analizi

Klasik modal sarsıcı bir adet kuvvetölçer ile Şekil 4.28’de verildiği gibi benzeri şekilde ana kargo kapısının birinci noktasına sabitlenmiş ve Burst Random sinyali ile yeterli zaman diliminde sürülmüştür. İvmeölçerler bölge bölge sırayla yapıya serilmiş ve toplam dört farklı bölgede deneysel modal analiz gerçekleştirilmiştir. Tek bir noktadan tahrik edilen ana kargo kapısının AKKB-1, AKKB-2, AKKB-3 ve AKKB-4 bölgelerinden yirmişer adet FTF elde edilmiştir. Daha sonra bu dört farklı bölgeden elde

edilen toplam seksen adet FTF test sonun da birleştirilerek tek sütun FTF matrisi elde edilmiştir. Klasik modal analiz sonucunda elde edilen tek sütun FTF matrisi daha sonra verilerin analiz edilmesi için LMS TestLab yazılımı ortamına aktarılmıştır. Yazılımda öncelikli olarak ana kargo kapısının üzerinde belirlenen test noktaları dikkate alınarak test geometrisi sanal ortamda oluşturulmuştur. Burada köle nokta olarak belirlenen 13 adet test noktası test geometrisinde tanıtılmıştır. Test geometrisinde bulunan 94-119 arasında numaralar noktalar sabit olarak ele alınmış ve köle noktalar hariç diğer tüm noktalardan elde edilen FTF'ler analiz edilmiştir. Ana kargo kapısının klasik modal analizi için oluşturulan stabilizasyon diyagramı şekil 4.45'te verilmiştir.



(a)



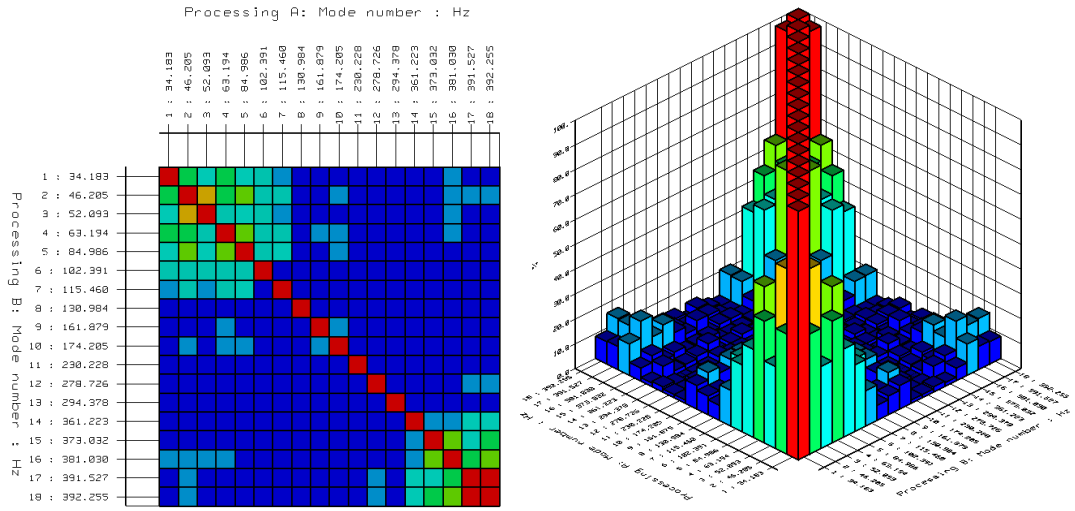
(b)

Şekil 4.45. Ana kargo kapısının klasik modal analizi (a) stabilizasyon diyagramı (b) otomatik kutup seçme modülü ile olası modlar

Ana kargo kapısının klasik modal analizi sonucunda otomatik kutup seçme modülü kullanılmasıyla toplam 18 adet kutup (pole) otomatik olarak seçilmiş ve modal parametreler eğri uydurma ile belirlenmiştir. Daha sonra bu olası modların MFE ve OFD değerleri elde edilmiştir. Yardımcı kargo kapısına ait klasik modal analiz sonucunda elde edilen modal parametreler, MFE ve OFD değerleri Çizelge 4.16’da verilmiştir.

Çizelge 4.16. Ana kargo kapının klasik modal analizi sonucunda elde edilen modal parametreler, MFE ve OFD değerleri

Mod	Frekans [Hz]	Sönüm Oranı	MFE [%]	OFD [°]	Dağılım
1	34.183	0.224	79.010	30.972	Yüksek
2	46.205	0.046	89.960	24.346	Yüksek
3	52.093	0.153	62.685	41.316	Yüksek
4	63.194	0.167	68.879	40.045	Yüksek
5	84.986	0.127	79.128	32.822	Yüksek
6	102.391	0.204	68.218	44.079	Yüksek
7	115.460	0.185	70.563	35.584	Yüksek
8	130.984	0.114	72.417	37.852	Yüksek
9	161.879	0.069	64.811	41.696	Yüksek
10	174.205	0.037	64.924	40.917	Yüksek
11	230.228	0.042	77.323	33.559	Yüksek
12	278.726	0.055	67.750	41.885	Yüksek
13	294.378	0.062	63.209	44.899	Yüksek
14	361.223	0.045	39.610	58.813	Yüksek
15	373.032	0.088	78.175	32.836	Yüksek
16	381.030	0.077	85.235	26.784	Yüksek
17	391.527	0.059	81.571	30.410	Yüksek
18	392.255	0.045	79.084	32.239	Yüksek



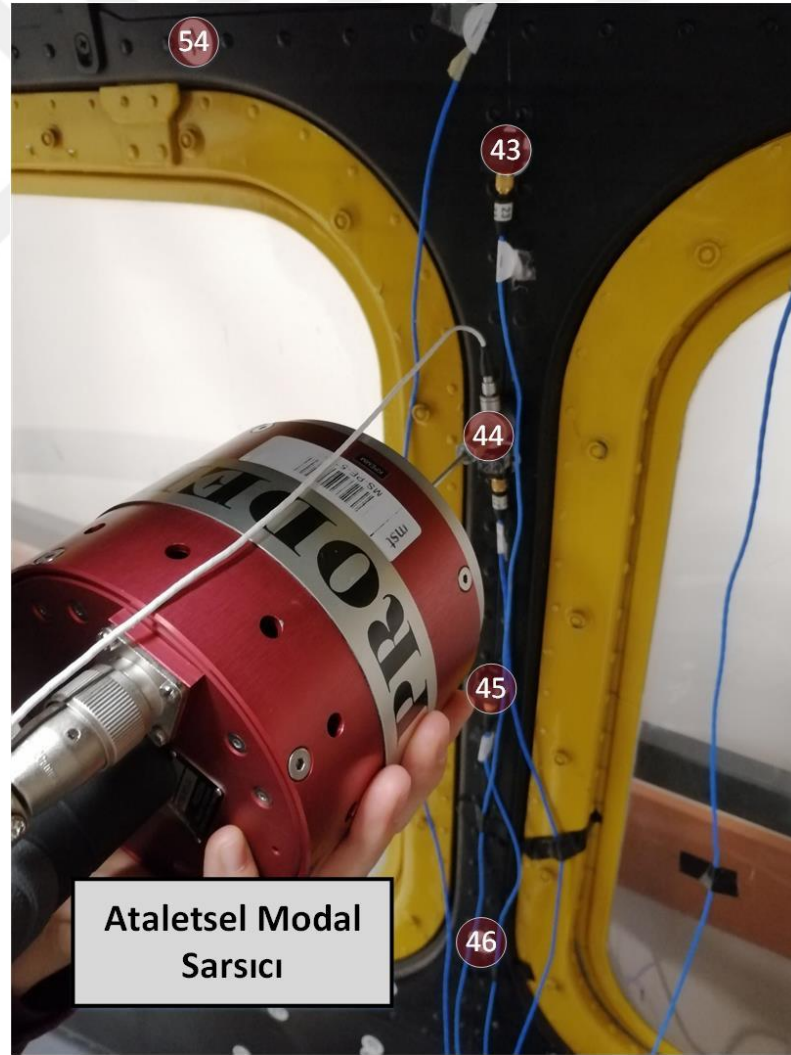
Şekil 4.46. Ana kargo kapısı klasik modal analiz MGK matrisi (a) üst görünüş, (b) izometrik görünüş

Eğri uydurma sonucunda ana kargo kapısının klasik modal analiz sonrasında el edilen olası modların tamamen birbirinden bağımsız (eşsiz) modlar olduğunun

gösterilmesi için modal güvence kriteri matrisi (MGK) elde edilmiştir. Klasik modal analiz için MGK matrisi Şekil 4.46’da verilmiştir.

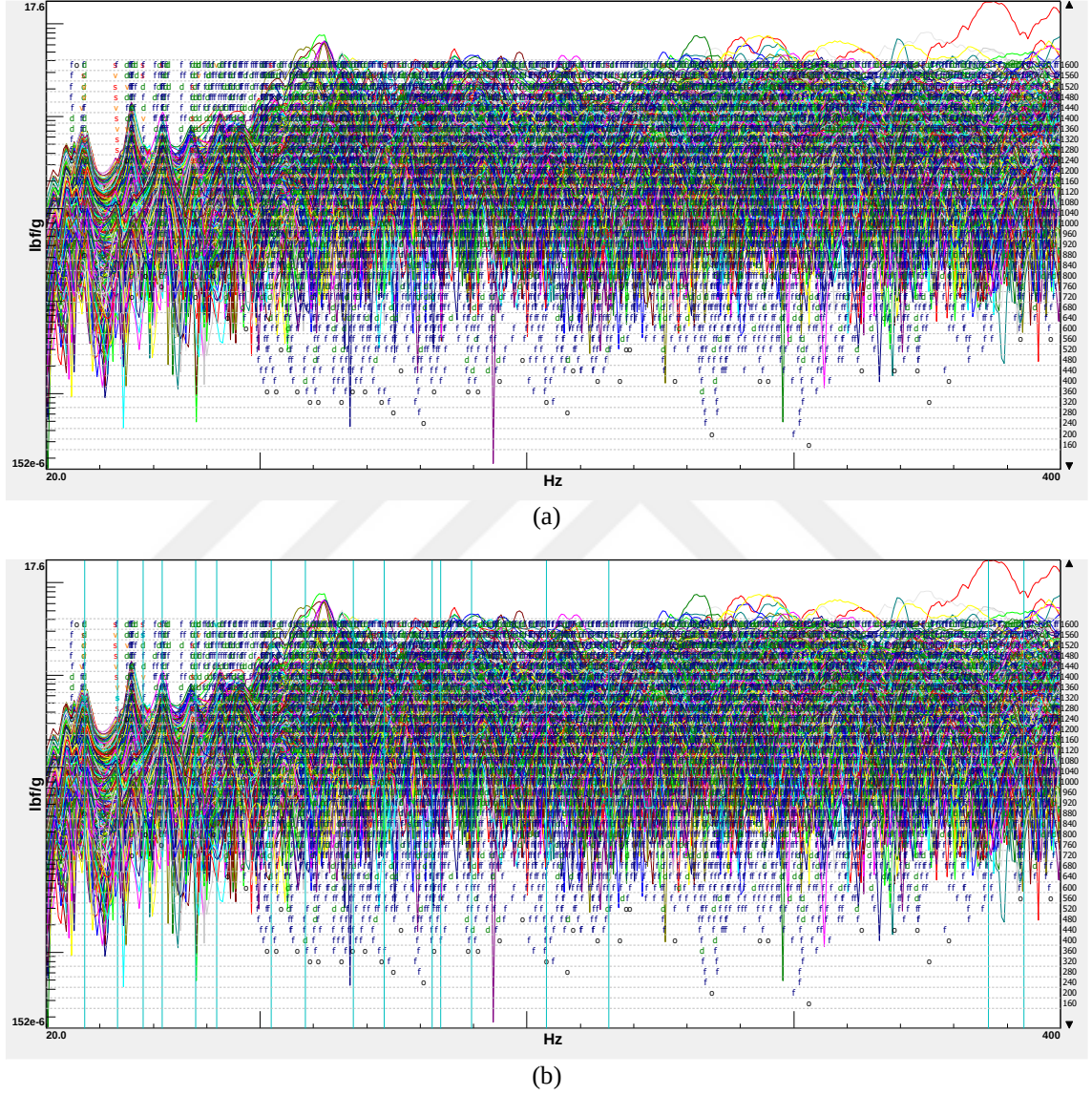
4.4.2.2. Ana kargo kapısının gezici modal analizi

Klasik modal sarsıcı yardımıyla yapılan modal analiz tamamlandıktan sonra gezici modal sarsıcı ile ana kargo kapısına gezici sarsıcı yöntemi uygulanmıştır. Klasik modal analiz için oluşturulan bölgeler ve numaralandırmalar aynı şekilde gezici modal analiz için de kullanılmıştır. Ataletsel modal sarsıcı Şekil 4.47’de verildiği her bir test noktasında sırayla gezdirilmiştir. AKKB-3 bölgesine yerleştirilen yirmi adet ivmeölçer ile kapı üzerinde bulunan köle noktalar hariç 80 adet nokta sırayla tahrik edilmiştir. Diğer bölgelerde benzer şekilde test edilerek toplam 320 adet test noktası tahrik edilmiştir.



Şekil 4.47. Yardımcı kargo kapısının gezici modal analiz uygulaması (AKKB-3 için)

Klasik modal analiz ile benzer şekilde Burst Random sinyali ile her bir nokta on tane Burst Random döngüsü ile sürülmüştür. Gezici sarsıcı yöntemi sonucunda FTF matrisinin (80x80) tamamı elde edilmiştir. Bu tüm FTF matrisi, test verilerinin analiz edilmesi için LMS TestLab yazılımı ortamına aktarılmıştır. Ana kargo kapısının gezici modal analizi için oluşturulan stabilizasyon diyagramı Şekil 4.48’de verilmiştir.



Şekil 4.48. Ana kargo kapısının gezici modal analizi (a) stabilizasyon diyagramı (b) otomatik kutup seçme modülü ile olası modlar

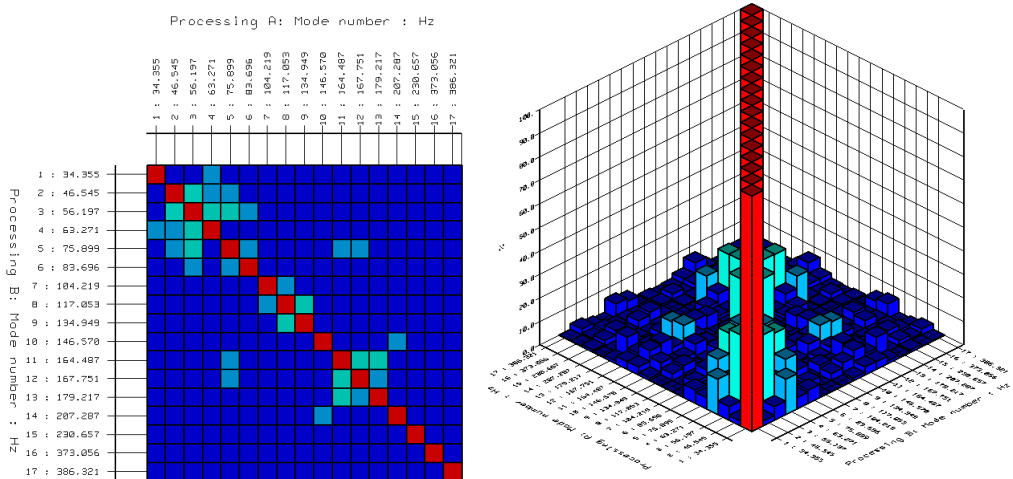
Ana kargo kapısının gezici sarsıcı yöntemi ile modal analizi sonucunda otomatik kutup seçme modülü kullanılmasıyla toplam 17 adet kutup otomatik olarak seçilmiş ve modal parametreler eğri uydurma ile belirlenmiştir. Daha sonra bu olası modların MFE

ve OFD değerleri elde edilmiştir. Ana kargo kapısına ait gezici modal analiz sonucunda elde edilen modal parametreler, MFE ve OFD değerleri Çizelge 4.17’de verilmiştir.

Çizelge 4.17. Ana kargo kapısının gezici sarsıcı yöntemi ile modal analizi sonucunda elde edilen modal parametreler, MFE ve OFD değerleri

Mod	Frekans [Hz]	Sönüm Oranı	MFE [%]	OFD [°]	Dağılım
1	34.355	0.261	89.252	24.610	Yüksek
2	46.545	0.147	75.822	31.677	Yüksek
3	56.197	0.278	78.412	27.310	Yüksek
4	63.271	0.058	70.659	38.155	Yüksek
5	75.899	0.252	40.961	56.977	Yüksek
6	83.696	0.148	61.970	43.339	Yüksek
7	104.219	0.411	73.174	35.515	Yüksek
8	117.053	0.311	93.380	16.915	?
9	134.949	0.255	62.890	47.444	Yüksek
10	146.570	0.196	84.636	29.546	Yüksek
11	164.487	0.270	77.867	34.179	Yüksek
12	167.751	0.219	77.674	32.739	Yüksek
13	179.217	0.251	76.559	33.292	Yüksek
14	207.287	0.227	79.569	33.445	Yüksek
15	230.657	0.251	55.497	46.558	Yüksek
16	373.056	0.104	72.528	37.731	Yüksek
17	386.321	0.155	67.476	39.424	Yüksek

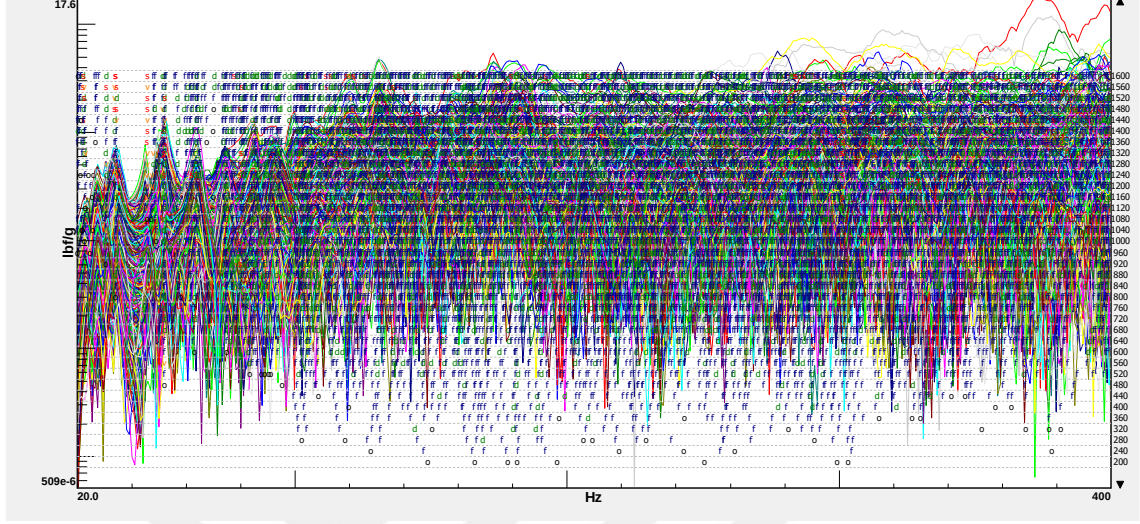
Eğri uydurma sonucunda ana kargo kapısının gezici modal analiz sonrasında el edilen olası modların tamamen birbirinden bağımsız (eşsiz) modlar olduğunun gösterilmesi için modal güvence kriteri matrisi (MGK) elde edilmiştir. Gezici modal analiz için MGK matrisi Şekil 4.49’da verilmiştir.



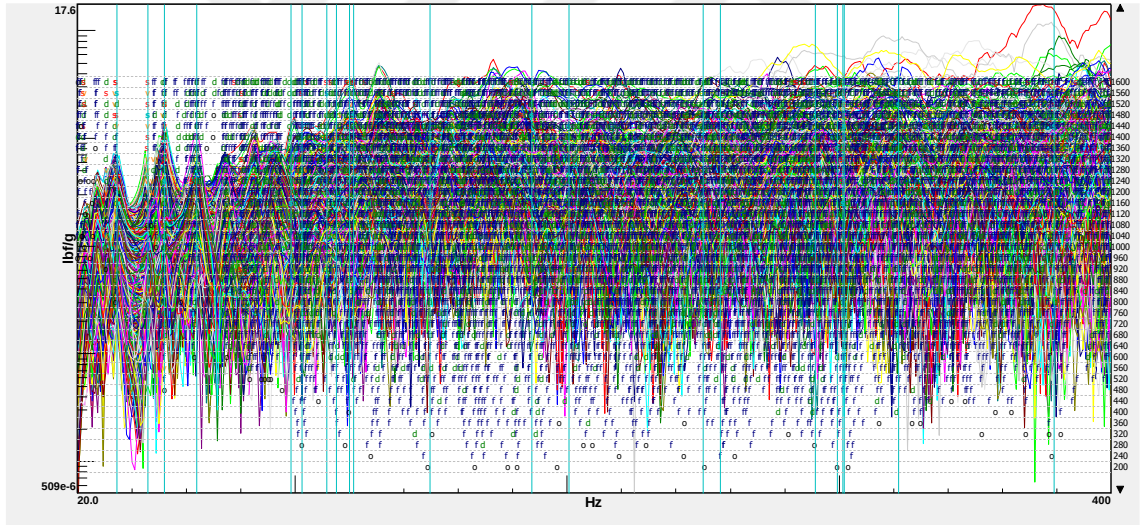
Şekil 4.49. Ana kargo kapısı gezici modal analiz MGK matrisi (a) üst görünüş, (b) izometri görünüş

Daha sonra gezici modal sarsıcı ile elde edilen tüm matris yine yardımcı kargo kapısından uygulandığı biçimde transpoze edilerek tekrar stabilizasyon işlemi yapılmış

ve olası modlar hesaplanmıştır. Ana kargo kapısının gezici modal analizi ile elden edilen transpoze modal matris analizi için oluşturulan stabilizasyon diyagramı Şekil 4.50'de verilmiştir.



(a)



(b)

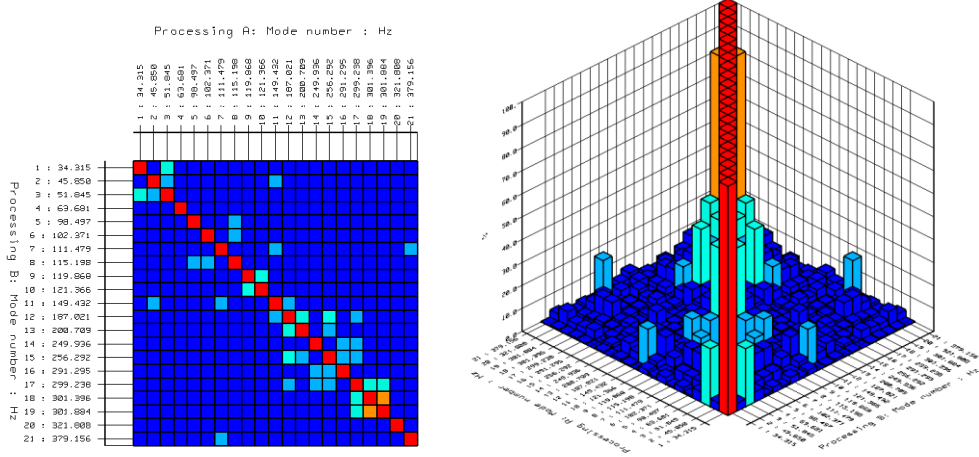
Şekil 4.50. Ana kargo kapısının gezici modal analizi (transpoze hali) (a) stabilizasyon diyagramı (b) otomatik kutup seçme modülü ile olası modlar

Ana kargo kapısının gezici sarsıcı yöntemi (transpoze hali) ile elde edilen modal matrisin analizi sonucunda otomatik kutup seçme modülü kullanılmasıyla toplam 21 adet kutup otomatik olarak seçilmiş ve modal parametreler eğri uydurma ile belirlenmiştir. Daha sonra bu transpoze matristen elde edilen olası modların MFE ve OFD değerleri hesaplanmıştır ve elde edilen modal parametreler, MFE ve OFD değerleri Çizelge 4.18'de verilmiştir.

Çizelge 4.18. Ana kargo kapısının gezici sarsıcı yöntemi ile modal analizi sonucunda elde edilen modal parametreler, MFE ve OFD değerleri

Mod	Frekans [Hz]	Sönüm Oranı	MFE [%]	OFD [°]	Dağılım
1	34.315	0.153	88.261	27.924	Yüksek
2	45.850	0.137	65.132	39.179	Yüksek
3	51.845	0.177	87.300	21.618	Yüksek
4	63.681	0.216	79.682	29.267	Yüksek
5	98.497	0.341	65.101	48.662	Yüksek
6	102.371	0.384	75.268	35.573	Yüksek
7	111.479	0.183	68.286	40.464	Yüksek
8	115.198	0.284	73.906	34.176	Yüksek
9	119.868	0.241	69.437	39.375	Yüksek
10	121.366	0.187	70.307	39.923	Yüksek
11	149.432	0.281	67.182	45.652	Yüksek
12	187.021	0.220	73.639	36.211	Yüksek
13	200.709	0.264	83.733	29.762	Yüksek
14	249.936	0.197	72.237	39.389	Yüksek
15	256.292	0.292	62.869	42.346	Yüksek
16	291.295	0.132	63.184	43.886	Yüksek
17	299.238	0.187	67.381	38.356	Yüksek
18	301.396	0.227	68.608	41.429	Yüksek
19	301.884	0.201	65.717	42.247	Yüksek
20	321.808	0.279	66.236	43.471	Yüksek
21	379.156	0.207	67.244	38.644	Yüksek

Transpoze matristen elde edilen sonuçlara göre MGK matrisi Şekil 4.51’de verilmiştir.



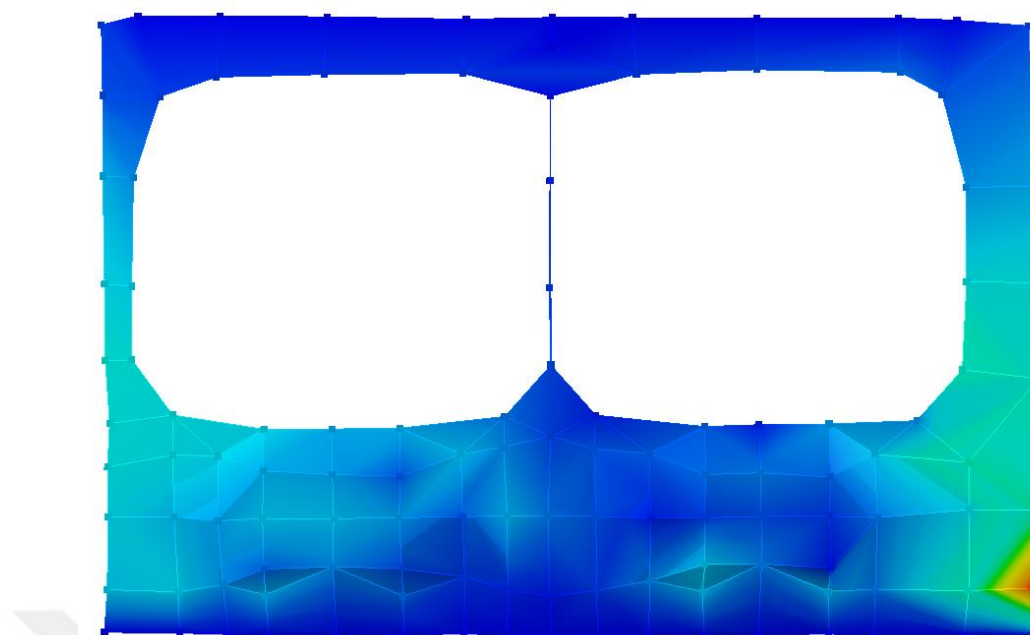
Şekil 4.51. Ana kargo kapısı gezici modal analiz (transpoze hali) MGK matrisi (a) üst görünüş, (b) izometri görünüş

4.4.2.3. Ana kargo kapısının klasik ve gezici modal analizi sonuçlarının değerlendirilmesi

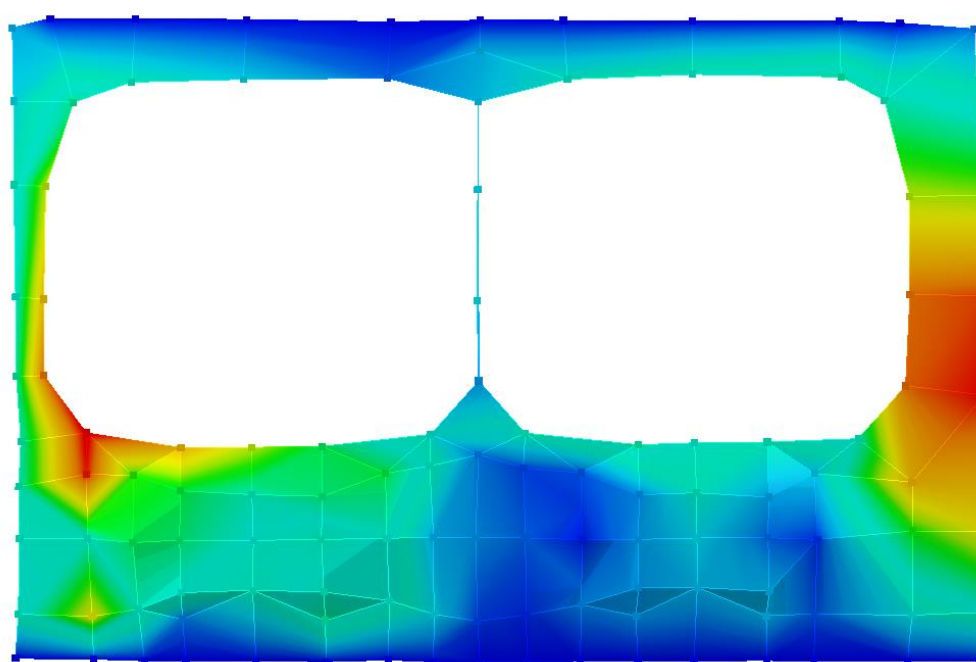
Çalışmanın bu kısmı UH1H helikopterin ana kargo kapısının klasik modal sarsıcı ve ataletsel modal sarsıcı kullanılarak yapılan deneysel modal analizlerin sonuçlarının değerlendirilmesi sunmaktadır. Yardımcı kargo kapısında kullanılan değerlendirme yöntemlerinin aynısı ana kargo kapısında da kullanıldığı için bu bölüm detaylı olarak verilmemiştir.

Deneysel modal analiz temelde iki farklı yöntem kullanılarak yapılmıştır fakat üç farklı şekilde modal parametreler elde edilmiştir. Bunlar yardımcı kargo kapısına benzer şekilde tek sütun FTF vektörü elde edilen klasik modal analiz, tüm modal matrisin elde edildiği gezici modal analiz ve üçüncüsü ise tüm modal matrisin transpozisinin analiz edildiği analizlerdir. Her bir yöntemden elde edilen modal parametreler karşılaştırılmış, gezici modal analiz yönteminden elde edilen modal matrisin transpoze hali diğer yöntemlere nazaran daha iyi sonuç vermiştir.

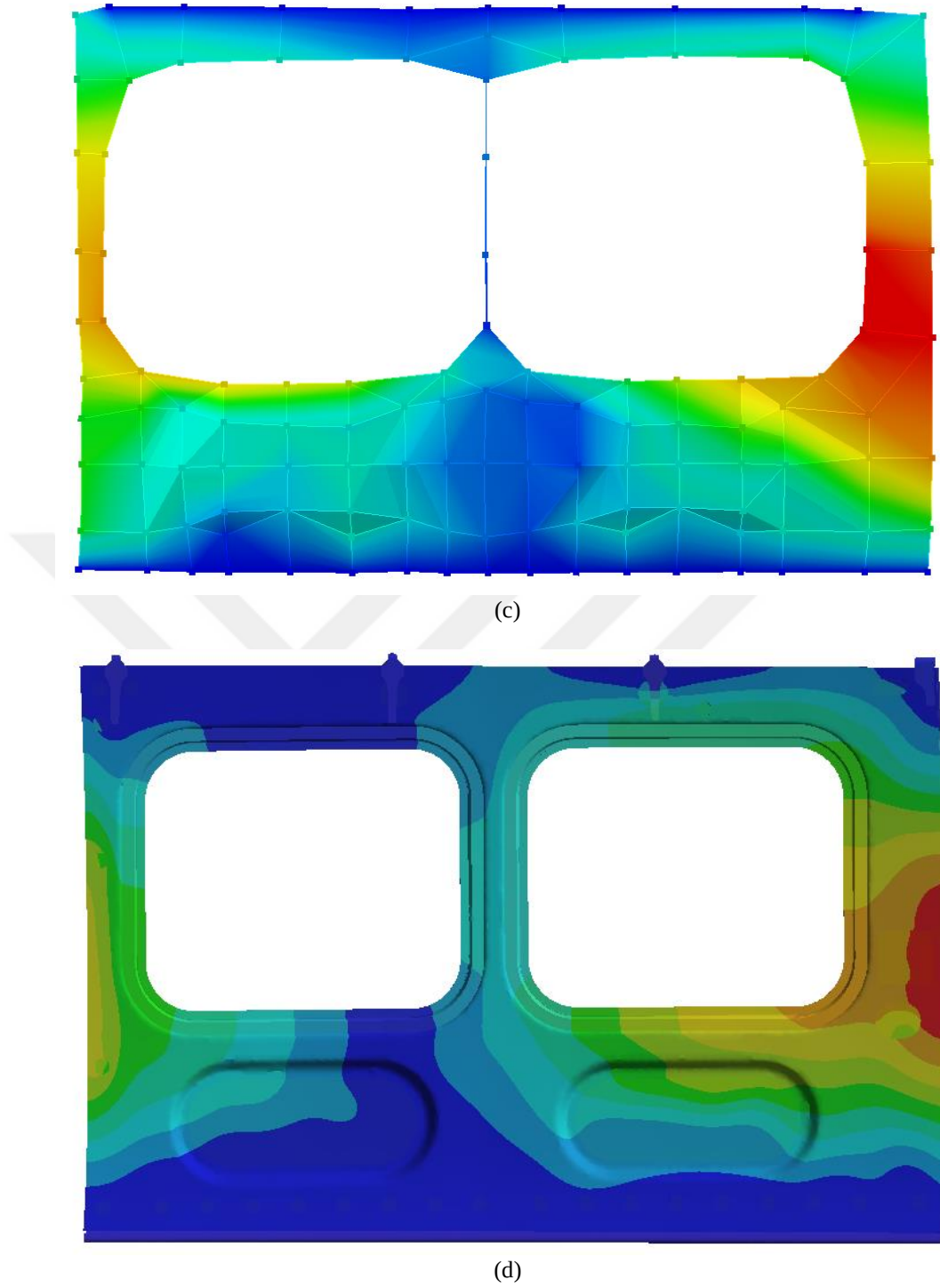
Bu bölümün devamında ise TEST/SE korelasyonunu sağlamak amacı ile daha önceki bölümlerde detaylı olarak açıklanan geometrik ve dinamik korelasyon işlemi yapılmıştır. LMS/VirtualLab yazılımı ile öncelikli olarak ana kargo kapısının test geometrisi ve sonlu elemanlar modelinin geometrik korelasyonu gerçekleştirilmiştir. Üç farklı yöntemle elde edilen modal parametreler sırayla sonlu elemanlar modeli ile dinamik korelasyon olarak karşılaştırılmıştır. Burada benzer ilk modun Şekil 4.52’de mod şekilleri karşılaştırılmalı olarak verilmiştir. Diğer benzer modların mod şekillerine yer verilmemiştir.



(a)

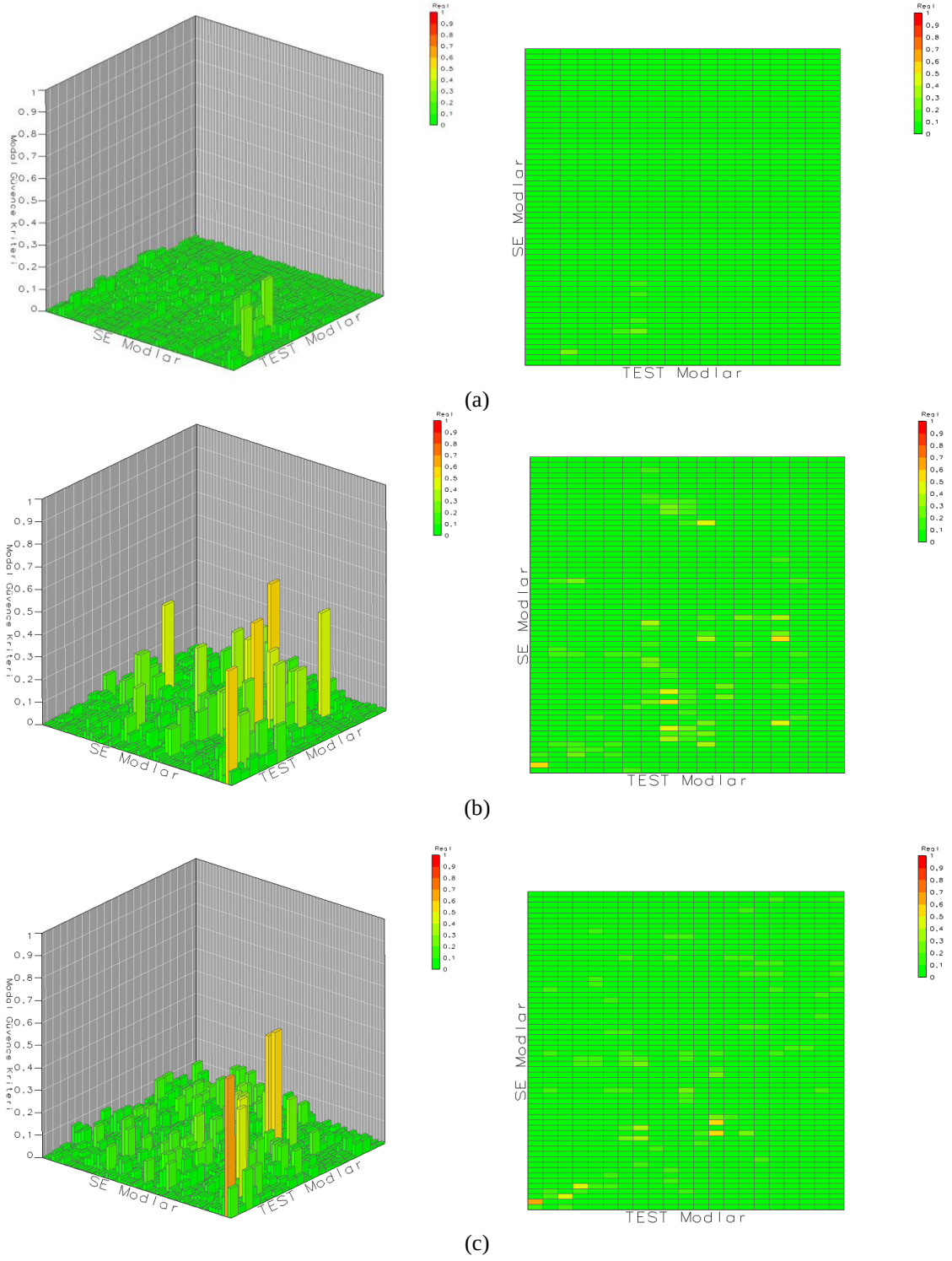


(b)



Şekil 4.52. Ana kargo kapısının deneysel modal analiz sonucunda elde edilen 1. mod şekilleri, (a) klasik modal analiz, (b) gezici modal analiz, (b) gezici modal analiz (transpoze hali), (b) sonlu elemanlar analizi

Şekil 4.52 incelendiği zaman mod şekillerinin sayısal modele en yakın gezici modal analizin transpoze hali olarak görülmektedir. Klasik yöntemle göre gezici sarsıcı yönteminin üstünlüğü bu yapıda da açıkça görülmektedir. Mod şekilleri yanı sıra LMS/VirtualLab'da yapılan modal analiz tabanlı korelasyon çalışması sonucunda elde edilen MGK matrisleri Şekil 4.53'te verilmiştir.



Şekil 4.53. Ana kargo kapısının TEST/SE MGK Matrisleri (a) klasik modal analiz, (b) gezici modal analiz, (c) gezici modal analiz (transpoze hali)

MGK matrisleri incelendiği zaman yardımcı kargo kapısı sonuçlarına benzer şekilde transpoze halin diğer yöntemlere göre yüksek bir yüzde ile sonlu elamanlar modeli ile benzediği görülmektedir. Buradan sonraki aşamalarda gezici modal analiz

yöntemi (transpoze hali) sonuçları kullanıldığı için benzer modların MGK değerleri ve modal parametreleri içeren bilgiler Çizelge 4.19’da sunulmuştur. MGK değerleri sadece 0.3’ten yüksek olan modlar hesap edilerek verilmiştir.

Çizelge 4.19. Yardımcı kargo kapısının deneysel modal analizi benzeme yüzdeleri

GeziciT		Sonlu Elemanlar			
Mod	Frekans [Hz]	Mod	Frekans [Hz]	MGK Değeri	Frekans Farkı [Hz]
1	34,3	2	37,8	0,616	3,48
3	51,8	3	49,0	0,443	-2,86
4	63,7	5	55,4	0,461	-8,25
8	115,2	14	85,4	0,374	-29,81
8	115,2	16	91,1	0,371	-24,13
13	200,7	15	90,6	0,573	-110,16
13	200,7	17	92,0	0,549	-108,70

4.5. Yapısal Sistemlerde Doğrusal Olmayan Durumlar

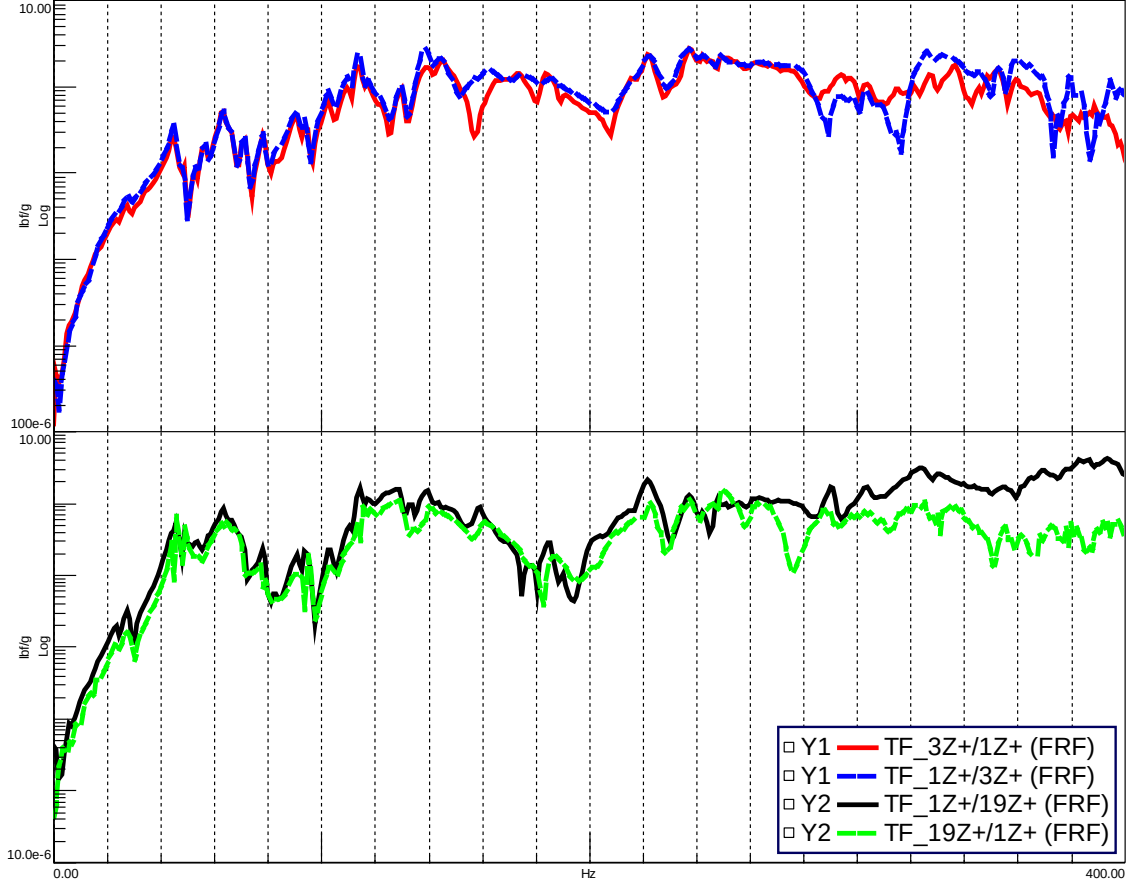
Yapıların titreşim karakteristiklerini elde etmede en yetkin yöntemin modal analiz olduğu daha önce vurgulanmıştı. Doğrusal modal analiz ve doğrusal olmayan modal analiz Siller (2004) tarafından yapılan çalışmada detaylı olarak anlatılmıştır. Doğrusal olmayan durumlar uygulamaya yönelik bir (Aykan 2013) tarafından yapılan çalışmada özetlenmiştir. Doğal frekanslar, mod şekilleri, sönüm oranları ve kalıntılar FTF fonksiyonlarına eğri uydurularak hesaplanan modal parametrelerdir. Bu parametrelerin elde edilmesi doğrusal kabuller ile bile zor olsa da yapılardaki doğrusal olmayan durumlar (nonlineerite) sonucunda daha da karmaşık hale gelmektedir. Fiziksel olarak temelde üç nonlineerite kaynağı vardır. Bunlar doğrusal olmayan geometri, malzeme ve bağlantı olarak ifade edilmektedir. Geometrik doğrusal olmayan durumlarda eğer yapılarda büyük şekil değiştirmeler meydana geliyorsa doğrusal bölgeden uzaklaşarak doğrusal olmayan bölgeye doğru geçiş yapmaktadır. Malzemelerde doğrusal olmayan gerilme ve birim şekil değiştirme ilişkisi varsa malzeme nonlineeritesi olarak adlandırılmaktadır. Son olarak bağlantı noktalarında oluşan boşluk, rijitlik, sürtünme ve sönüm gibi bilinmezlikler ile ortaya çıkan bağlantı nonlineeritesidir.

Bütün bu doğrusal olmayan durumlar yapıların dinamik davranışlarını doğrudan etkilemektedir. Bir sistemdeki doğrusal olmama durumu genellikle farklı yük

seviyelerinde farklı FTF fonksiyonlarına elde edilmesi ile ortaya çıkmaktadır. Bununla birlikte, bir yapıdaki doğrusal olmayan durumların ana göstergeleri şöyle özetlenmiştir (Aykan 2013);

- Süperpozisyon prensibi geçerli olmamaktadır.
- Homojenlik kaybolmaktadır.
- Tepki üzerinde oluşan yüksek harmonik cevaplardan dolayı harmonik bozucular oluşmaktadır.
- Karşılıklılık sağlanamamaktadır.

Bir modal analizde doğrusal olmayan etkiler genellikle sadece birkaç mod ve koordinatla sınırlıdır, geri kalanı ise doğrusal bir şekilde davranmaktadır. İyi gelişmiş bir doğrusal olmayan teoremin olmaması nedeniyle, standart bir doğrusal olmayan modal analiz metodolojisinin oluşturulmasına yönelik çabaların çoğu, doğrusal olmayan parametrelerin doğrusal bir çerçeveye dahil edilmesiyle gerçekleştirilmiştir. Bu yaklaşım doğrusal modal analiz yöntemleriyle uyumluluğu garanti etse de, mutlaka en iyi yolu temsil etmemektedir (Siller 2004). Modal analizde doğrusal olmayan etkiler genellikle zaman ve frekans alanı yöntemleri olarak iki ana grupta incelenmiştir (Özer ve ark 2009). Her bir grup kendi içerisinde alt gruplara ayrılmıştır. Fakat bu tez kapsamında frekans alan ile ilgili olan FTF vektöründe doğrusal olmama üzerinde durulmuştur. FTF vektörü kullanılarak doğrusal sistemleri analiz etmenin en önemli nedeni doğrusallık varsayımı nedeniyle karşılıklılık sağlanmasıdır. Karşılıklılık demek modal matrisin simetrik olması demektir. Doğrusal sistemlerde bilindiği üzere modal matris simetrik özellik göstermektedir. Fakat lineer olmayan sistemlerden elde edilen modal matrislerde tamamen simetriden fazla söz edilememektedir. Örneğim yardımcı kargo kapısında gezici sarsıcı ile yapılan testlerde elde edilen sonuçlara göre karşılıklılık için yapılan kontroller Şekil 4.54'te sunulmuştur. Burada 4 farklı FTF vektörü verilmiştir. İlk grafikte Şekil 4.27'de verilen test noktaları esas alındığında 1. ve 3. noktalardan karşılıklı olarak elde edilen FTF vektörleri görülmektedir. Yine benzer şekilde ikinci grafikte ise 1. ve 9. noktalarından elde edilen FTF vektörleri verilmiştir. Tüm bu vektörler incelendiği zaman yaklaşık olarak 200 Hz'den sonra tam bir karşılıklılık söz konusu değildir. Böylece bu frekanstan sonra modal matris simetriden uzaklaşmıştır. Bu durum yapıdaki doğrusal olmayan durumların ana göstergelerinden biri olan karşılıklılık sağlanamamasının göstergesidir.



Şekil 4.54. Karşılıklılık testi için yardımcı kapı üzerinden elde edilen FTF vektörleri

Modal matrisin simetrik olmaması esasen yapıların doğasından dolayı beklenen bir durumdur. Bu yüzden doğrusal olmayan yapılarda belirlenen makul tüm noktaların tahrik edilmesi ve tüm noktalardan ölçüm alınması yapı hakkında en doğru bilgiyi vermektedir. Çünkü her bir nokta yeterli enerji seviyesinde tahrik edilmiş olması ve yapının davranışlarının yine her bir noktadan ölçülmesi yapıdaki doğrusal olmayan durumları minimize eden bir yaklaşımdır (Herlufsen 2012). Bu yüzden bu çalışmada sunulan gezici modal analiz yöntemi yapılardaki doğrusal olmayan durumların tespitinde ve minimize edilmesinde uygun bir yöntem olduğu görülmüştür.

Ayrıca yardımcı karga kapısı üzerinde yapılan gezici modal analizden elde edilen FTF matrisinin tek sütun ve tek satırından elde edilen olası modların sayısı karşılaştırılmıştır. Tek satır modal matrinden daha fazla olası mod hesaplanmıştır. Bu durum tek satırda bulunan FTF'lerin daha anlamlı olduğunu göstermiştir. Yine benzer şekilde tek satır modal matrinden yüksek MFE ve OFD değerleri elde edilmiştir. Bu doğrusal olmayan durumların test sırasında minimuma indirildiğinin önemli bir kanıtıdır. Dahası yine gezici sarsıcı yönteminden elde edilen transpoze modal matrisin üstünlüğünü

araştırmak adına modal matrisin simetri ekseninin sağ tarafında bulunan FTF'ler sol tarafa kopyalanarak tamamen simetrik bir modal matris elde edilmiştir. Analiz sonucunda MGK değerleri incelendiği zaman tam simetrik modal matrisin transpoze modal matrise daha çok benzediği görülmüştür. Bu sayede simetrik ekseninin sağ tarafından bulunan FTF'lerin daha anlamlı olduğu sonucuna varılmıştır. Bütün bu bilgiler doğrultusunda gezici sarsıcı yönteminden elde edilen FTF'ler doğrusal olmayan durumları minimize etmektedir.

4.6. Helikopter Kargo Kapılarında Optimal Eyleyici/Sensör Çifti Yerleşimi

Daha önceki bölümlerde anlatılan mod kombinasyon metodu helikopter kargo kapıları için çalışmanın bu kısmında uygulanmıştır. Kapıların sayısal modal analizleri ve tasarım değerlendirme analizleri (Design Assessment) sırasıyla gerçekleştirilmiştir. Kargo kapıları test fikstüründe olduğu gibi sayısal ortamda modellenmiştir. Yardımcı kargo kapısının sınır koşulları test platformunda tasarlandığı gibi alttan ve üstten cıvata bağlantıları ile sabitlenmiştir. Ana kargo kapısında ise ray ve kızaklardan sabitleme işlemi gerçekleştirilmiştir.

Yapıların malzemesi “QQ-A-250/5 '0' Sheet” spesifikasyonuna göre alüminyum alaşımı (2024) olduğu bilinmektedir. Gresham ve ark (2006) tarafından sunulan çalışmada detaylı olarak bu malzeme spesifikasyonu ve özellikleri sunulmuştur. Alüminyum alaşımının malzeme özellikleri “Aero Metals Alliance” firmasının katalog değerlerinden alınmış olup Ek 2’de sunulmuştur. Ayrıca malzemenin fiziksel ve mekaniksel özellikleri Çizelge 4.20’de verilmiştir.

Çizelge 4.20. QQ-A-250/5 '0' Spesifikasyonuna göre alüminyum alaşımı malzeme özellikleri

Fiziksel Özellikler			
Yoğunluk	2.74 g/cm ³		
Erime Noktası	640 °C		
Termal Genleşme	23.1 x10-6 /K		
Elastisite Modülü	73 GPa		
Isı iletim katsayısı	193 W/m.K		
Elektrik öz direnci	50.5 % IACS		
Mekaniksel Özellikler			
Kalınlık	Akma Dayanımı	Çekme Dayanımı	Birim Şekil Değiştirme (%)
0.2 mm ile 1.5 mm arası	97 MPa	207 MPa	12
1.6 mm ile 12.6 mm arası	97 MPa	221 MPa	12

Kargo kapılarının sayısal analizlerinde malzeme tanımlama işlemi için Çizelge 4.20’de verilen özelliklerden sadece yoğunluk, elastisite modülü ve mekaniksel özellikleri kullanılmıştır. Diğer özellikler farklı kullanılmayacak analizler için gerekmektedir. Ayrıca poisson oranı ise alüminyum yapılarda ortalama bir değer olan 0.32 olarak alınmıştır.

Bu aşamada ayrıca yapı geometrilerini inceleyebilmek için tüm yapı matematiksel modele (mesh modeli) çevrilmiştir. Yapının geometrisinin lineer olmamasından dolayı mesh metodu olarak “Curvature” özelliği açıldıktan sonra “Patch Conforming” ve “Hex Dominant” metotları kullanılmış ve hex mesh geometrisi seçilmiştir. Her iki kapı içinde benzerlik olması açısından aynı yöntemler kullanılmıştır.

Mesh yapısında kullanılan eleman boyutları en uygun sürede en iyi sonuçları verecek şekilde aşağıdaki gibi seçilmiştir. Fakat bazı gövdelerde hassasiyeti artırmak adına mesh eleman boyutu 4 mm’ye kadar düşürülmüştür.

- Maksimum hex eleman boyutu 8mm.
- Minimum hex eleman boyutu 4mm.
- Maksimum yüz boyutu 8mm.
- Minimum eleman boyutu 0,5mm.
- Büyüme oranı 1,85.
- Normal eğim açısı 36 derece.

Bu ölçülere göre bir elemanın bir kenarının temel ölçüsü 8 mm.’dir. Fakat uyduramadığı bölgelerde 1,85 oranında küçülerek en az 4,3mm ölçüsüne kadar küçülebilir. Şekil 4.55’te görüldüğü gibi birbirine uygun, yakın boyutlu ve parça yüzleri birbiri üzerine çakışan matematiksel modeller elde edilmiştir. Mesh geometrisinde parça yüzlerinin birbiri üzerine çakışması mesh kalitesini artıran ve analiz sonuçlarını iyileştiren bir işlemdir (TINKIR ve SEZGEN 2017). Bu sayede parçalar arası bağlantı bölgelerine göre mesh yapısı oluşturmakta ve analizlerde mesh yapısı uyumundan dolayı sonuçları etkilemektedir.

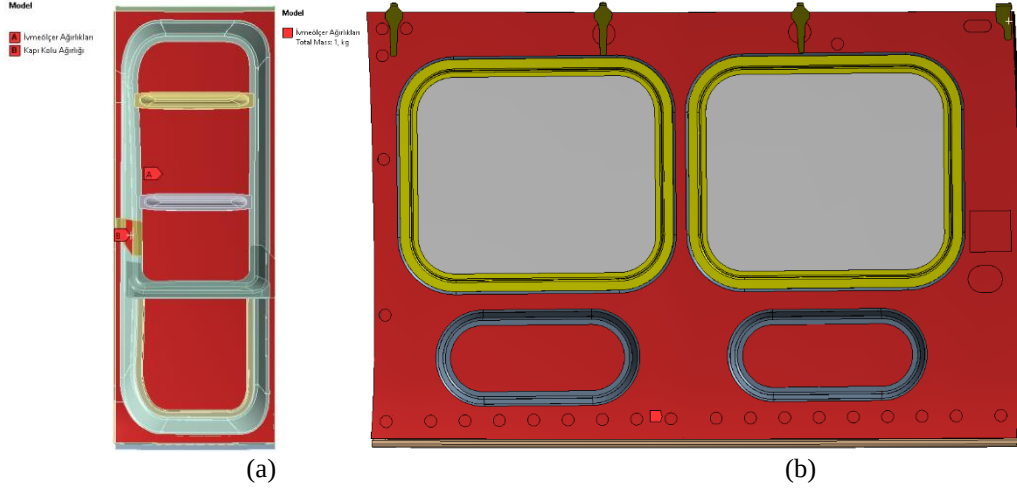
Geometriler SpaceClaim yazılımı ile yüzeyleri birbiri ile çakışması için yüzey komutları kullanılmıştır. Ayrıca CAD tasarımından kaynaklı kusurlar yine bu yazılımda giderilmiştir. Yardımcı kargo kapısının eleman sayısı 457864, düğüm sayısı 250748’dir. Ana kargo kapısının ise eleman sayısı 1485068, düğüm sayısı 614985’tir.



Şekil 4.55. Helikopter kargo kapılarının mesh geometrileri

Sayısal modelin analizlerini kolaylaştırmak adına bazı parçalara yer verilmemiştir. Bunun yerine bu parçaların olduğu bölgelere dağıtılmış kütle uygulanmıştır. Yardımcı kargo kapısı için uygulanan dağıtılmış yükler Şekil 4.56a’da verilmiştir. Burada CAD tasarımında ve sayısal modelde yer almayan kapı kolunun ağırlığı dağıtılmış kütle olarak bulunduğu bölgeye uygulanmıştır. Ayrıca modal teste kullanılan ivmeölçerlerinde bir kütle etkisi bulunmaktadır. Hem sayısal analizlerin doğruluğu ve hem de korelasyon çalışmalarının güvenilirliği için bu kütlelerinde yapı üzerinde etkisinin incelenmesi gerekmektedir. Bunun için yine Şekil 4.56a’da verildiği gibi ivmeölçerlerin yerleştiği bölgelere toplam adet sayısı kadar dağıtılmış kütle uygulanmıştır. Benzer şekilde ana kargo kapısının sayısal modeli de tasarlanmış ve Şekil 4.56b’de gösterilmiştir.

Son olarak gezici sarsıcı yönteminde kullanılan ataletsel sarsıcılar yapının üzerine iliştirilmedikleri için kütle etkileri göz önünde bulundurulmamıştır. Bu sarsıcıların sadece tahmin edilemeyen direngenlik etkileri vardır.



Şekil 4.56. Helikopter kargo kapılarına eklenen dağıtılmış yükler (a) yardımcı kargo kapısı, (b) ana kargo kapısı

Helikopter kapılarının üzerine yerleştirilecek optimal sensör/eyleyici çiftlerinin belirlenmesi için önce modal analizler daha sonra tasarım değerlendirme analizleri gerçekleştirilecektir.

4.6.1. Helikopter kargo kapılarının sayısal modal analizi

Kargo kapılarının mesh geometrileri oluşturulduktan sonra modal analizleri gerçekleştirilmiştir. Modal test ve analiz bir yapının veya bir makine bileşeninin titreşim özelliklerini (doğal frekanslar, sönüm oranı ve mod şekilleri) belirlemek için önemli bir test ve analiz yöntemidir. Gerçek yapılar üzerinde yapılan modal test ve analizler bütün titreşim karakteristik bilgilerini verirken, sayısal modal analiz yöntemleri sadece doğal frekans ve mod şekil bilgilerini vermektedir. Ancak yapının sönüm kabiliyetleri yazılıma tanıtılarak sönümlü yapıların da modal analizi gerçekleştirilmektedir (ANSYS). Bu bağlamda varsayılan analiz ayarlarına göre sonlu elemanlar yönteminde elde edilen sonuçlar sönüm oranından bağımsızdır. Zaman kaybını önlemek amacı ile modal analiz frekans bandı deneysel modal analizlerde olduğu gibi 30-400 Hz olarak ayarlanmıştır. Buna göre yapıların ilk on moduna ait sayısal doğal frekans değerleri Çizelge 4.21’de verilmiştir. Modal analiz sonucu ayrıca mod şekilleri elde edilmiştir. Fakat tüm mod şekilleri sunulmamıştır. Yalnızca deneysel ve sayısal modal analizlerin karşılaştırıldığı bölümlerde verilmiştir.

Çizelge 4.21. Helikopter kargo kapılarının sayısal doğal frekans değerleri

Titreşim Modu [n]	Yardımcı Kargo Kapısı [Hz]	Ana Kargo Kapısı [Hz]
1,	46.38	33.47
2,	64.04	37.80
3,	103.63	49.00
4,	108.9	50.13
5,	126.17	55.40
6,	135.44	60.71
7,	144.48	62.05
8,	147.58	63.66
9,	160.78	67.54
10,	171.82	69.79

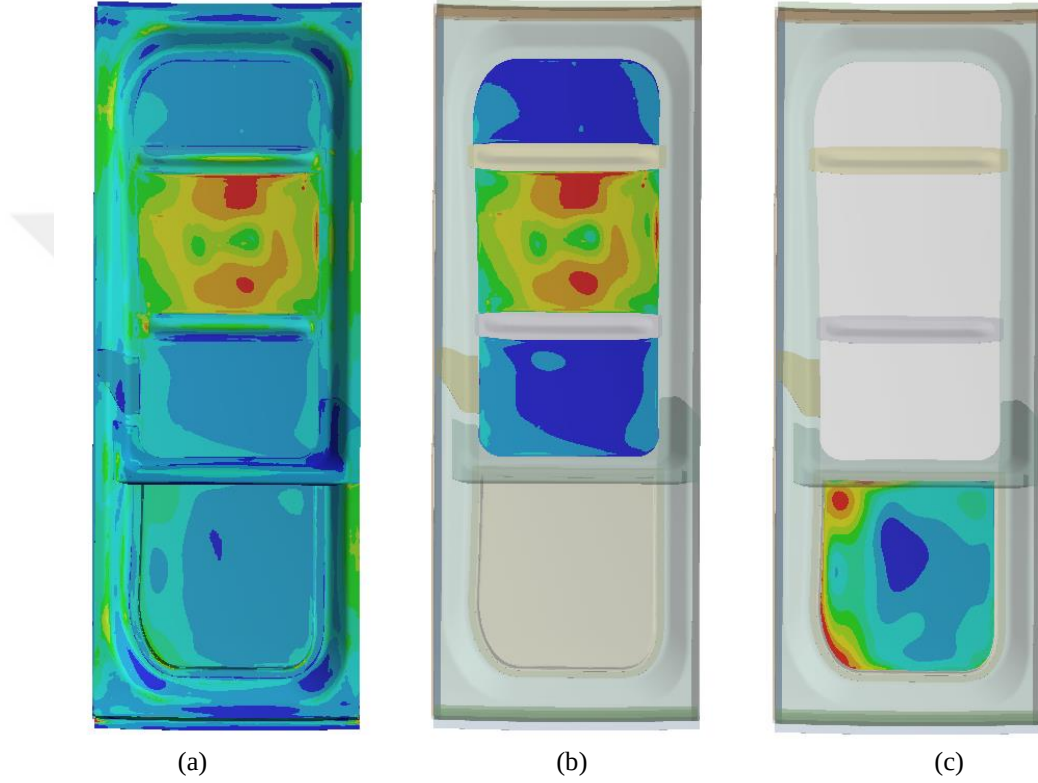
4.6.2. Helikopter kargo kapılarında optimal eyleyici/sensör çifti yerleşimi

Çalışmanın bu kısmında elde edilen modal parametreler ve sonlu modeller kullanılarak helikopter kargo kapılarının mod kombinasyonu metodu ile eyleyici/sensör yerleşimleri sunulmuştur. Öncelikle yardımcı kargo kapısının tasarım değerlendirme analizi ile belirlenen modları birleştirilmiştir. Bu aşamada yazılım sayesinde ağırlıklandırma katsayıları kullanılmıştır. Daha önce bölüm 4'te sunulan TEST/SE korelasyon çalışması sonucunda elde edilen yardımcı kargo kapısına ait MGK değerleri baz alınarak katsayılar belirlenmiştir. MGK değerlerinden ağırlıklandırma katsayıları elde edilirken benzeme oranı %10 üzerinde olan modlar ele alınmıştır. Bu katsayılar ve modlar Çizelge 4.22'de sunulmuştur.

Çizelge 4.22. Yardımcı kargo kapısı mod kombinasyonu ağırlıklandırma katsayıları

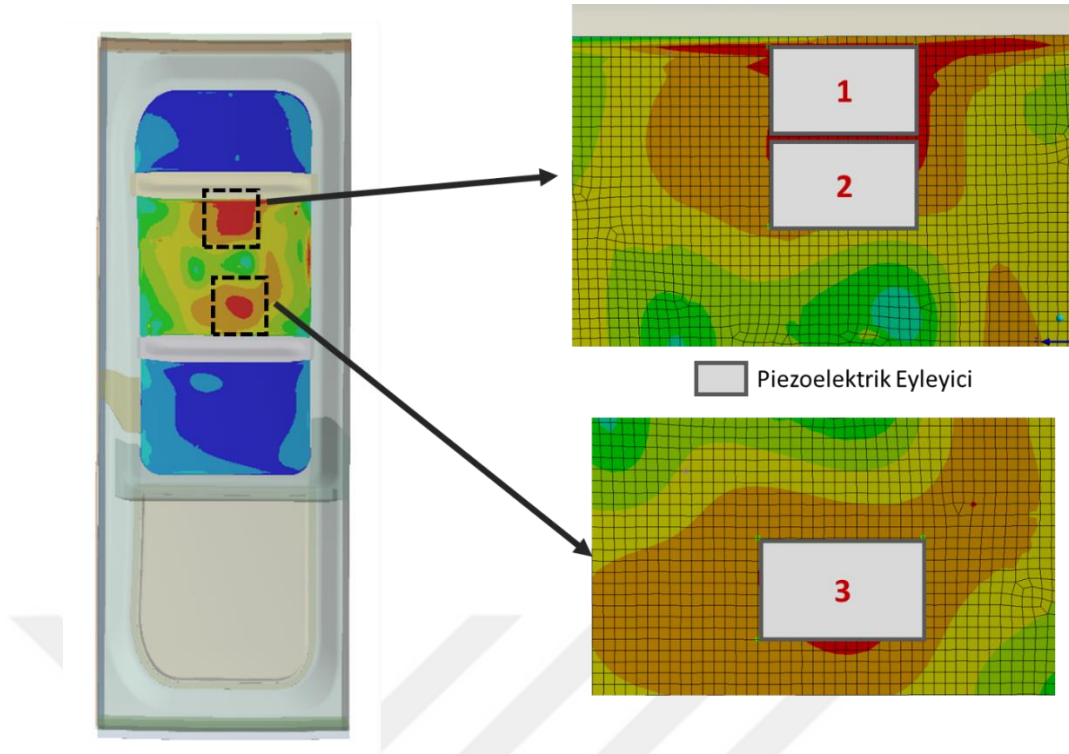
Titreşim Modu [n]	MGK Değeri [%]	Ağırlıklandırma Katsayısı
1,	78.4	0.784
2,	78.2	0.782
3,	63	0.63
4,	18.5	0.185
5,	23.8	0.238
6,	31.4	0.314
7,	39.2	0.392
9,	19.3	0.193

Bu sayede yardımcı kargo kapısı için gerçek yapıya en yakın sayısal akıllı yapı modeli elde edilmiştir. Daha sonra modlar belirlenen katsayılar ile kombine edilerek, von Mises birim şekil değiştirme sonuçlarına göre helikopter kapılarının üzerinde elde edilen optimal bölgeler (sensör/eyleyici) Şekil 4.57’de kırmızı bölgeler yani birim şekil değiştirmenin maksimum olduğu bölgeler olarak verilmiştir. Bu bölgeler yapılan sayısal tasarım değerlendirmesi analizi sonucuna göre en etkili sensör/eyleyici konumlarıdır.



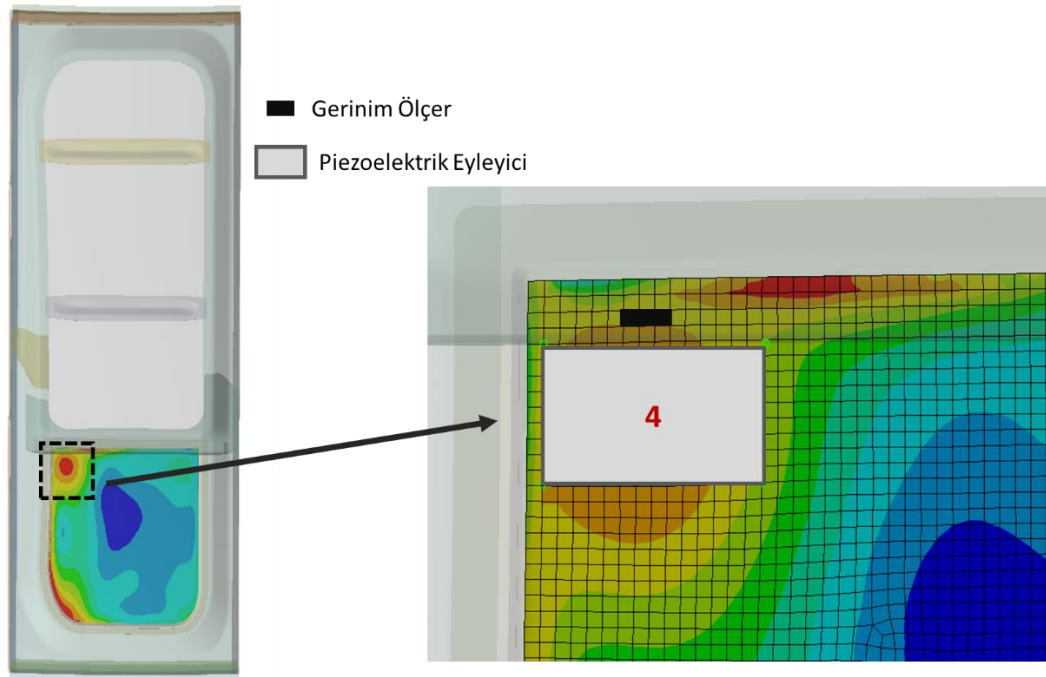
Şekil 4.57. Yardımcı kargo kapısının mod kombinasyon metodu sonucu von Mises birim şekil değiştirme görselleri (a) tüm gövde (b) üst plaka bölgesi (c) alt plaka bölgesi

Yapının boyutları göz önünde bulundurulduğu zaman maksimum birim şekil değiştirmelerin olduğu bölgelere daha yakından bakmak daha sağlıklı olacaktır. Bu yüzden Şekil 4.58’de üst plaka bölgesinin yaklaşılmış görseli görülmektedir. Burada iki farklı bölgede yoğunlaşmış bir birim şekil değiştirme görülmektedir. Bu bölgeye yerleştirilecek sensör/eyleyiciler ile optimum akıllı yapı tasarımı elde etmek mümkündür.



Şekil 4.58. Yardımcı kargo kapısının üst plaka bölgesinin mod kombinasyon metodu sonucu piezoelektrik yama yerleşimi

Yine aynı şekilde alt plaka bölgesinin yaklaşılmış görseli Şekil 4.59’da verilmiştir.



Şekil 4.59. Yardımcı kargo kapısının alt plaka bölgesinin mod kombinasyon metodu sonucu piezoelektrik yama yerleşimi

Burada üst plaka bölgesine nazaran daha düşük birim şekil değiştirmeler oluşmuştur. Fakat bu bölgede de oluşabilecek titreşimlerin kontrol edilmesi adına sensör/eyleyici yerleşimi yapmak zaruridir. Bu yüzden bu bölge farklı bir gerinim skalasında ele alınmıştır. Alt plaka incelendiği zaman bir bölgede yoğunlaşmış bir gerinim görülmektedir. Bu bölgeye yerleştirilecek bir adet sensör/eyleyici ile akıllı yapı tasarımı gerçekleştirilmiştir.

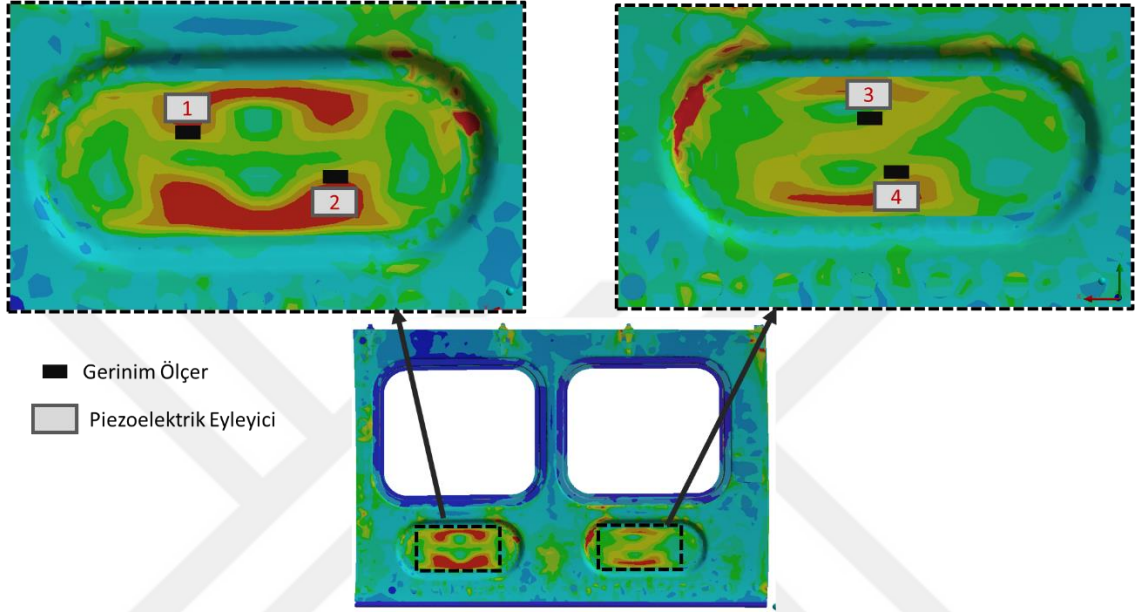
Aktif titreşim kontrolü için üst plaka ve alt plaka bölgeleri incelendiği zaman yardımcı kargo kapısı üzerine toplam 4 adet piezoelektrik yama (eyleyici) yerleştirilmesi hedeflenmiştir. Sensör yerleşimi ise eş konumlu olarak yine yüksek gerinim bölgelerine yapılmıştır. Bu tez kapsamında kapalı döngü kontrol algoritmaları için eş konumlu kontrolcü tasarımı gerçekleştirilmiştir. Bu yüzden akıllı yapının aktif titreşim kontrolü için kurulmuş olan sistemde piezoelektrik yama ve gerinim ölçer aynı konumlarda seçilmiştir. Yerleştirilen piezoelektrik yamalar ile dört adet gerinim ölçer yapıştırılmıştır. Yardımcı kargo kapısında tasarlanan eyleyici/sensör çiftlerin üç tanesi eşkonumlu olarak kapının dış tarafında, bir tanesi ise kapının iç tarafında konumlandırılmıştır. Fakat endüstriyel anlamda kapının dış tarafında değil iç tarafında olması gerekmektedir.

Daha sonra ise yardımcı kargo kapısına benzer şekilde, elde edilen modal parametreler ve sonlu model kullanılarak ana kargo kapısının mod kombinasyonu metodu ile eyleyici/sensör yerleşimi sunulmuştur. Ana kargo kapısının tasarım değerlendirme analizi ile belirlenen modları birleştirilmiştir. Daha önce bölüm 4'te sunulan TEST/SE korelasyon çalışması sonucunda elde edilen ana kargo kapısına ait MGK değerleri baz alınarak ağırlıklandırma katsayıları belirlenmiştir. MGK değerlerinden ağırlıklandırma katsayıları elde edilirken benzeme oranı %30 üzerinde olan modlar ele alınmıştır. Bu katsayılar ve modlar Çizelge 4.23'te sunulmuştur.

Çizelge 4.23. Ana kargo kapısı mod kombinasyonu ağırlıklandırma katsayıları

Titreşim Modu [n]	Frekans [Hz]	MGK Değeri [%]	Ağırlıklandırma Katsayısı
2	37,8	61,6	0.616
3	49,0	44,3	0.443
5	55,4	46,1	0.461
14	85,4	37,4	0.374
15	90,6	57,3	0.573

Sonlu elemanlar modları belirlenen katsayılar ile kombine edilerek, von Mises birim şekil değiştirme sonuçlarına göre ana kargo kapısı üzerinde elde edilen optimal bölgeler (sensör/eyleyici) Şekil 4.60'ta birim şekil değiştirmenin maksimum olduğu bölgeler olarak verilmiştir. Bu bölgeler yapılan sayısal tasarım değerlendirme analizi sonucuna göre en etkili sensör/eyleyici konumlarıdır.



Şekil 4.60. Ana kargo kapısının mod kombinasyon sonucu piezoelektrik yama yerleşimi

Aktif titreşim kontrolü için ana kargo kapısı incelendiği zaman yapı üzerine toplam 4 adet piezoelektrik yama (eyleyici) yerleştirilmesi planlanmıştır. Sensör yerleşimi ise eş konumlu olarak yine yüksek gerinim bölgelerine yapılmıştır. Yardımcı kargo kapısından farklı olarak kapalı döngü kontrol algoritmaları için yerleştirilen piezoelektrik yamaların alt ve üst taraflarına toplam dört adet gerinim ölçer yerleştirilmiştir. Ana kargo kapısında eyleyici/sensör çiftleri endüstriyel çalışmalara uygunluk açısından kapının iç tarafında konumlandırılmıştır.

4.6.3. Helikopter kargo kapılarının durum uzay modellerinin elde edilmesi

Titreşim sistemlerinin modellenmesinde, doğal frekanslar, mod şekilleri ve sönüm oranları temel parametrelerdir. Mod parametreleri kullanılarak sistemlerin frekans alanda davranışını gösteren matematiksel modeller kolayca elde edilir (Lüleci 2013, Gençoğlu 2014). Fakat bir sistemin test olmadan sönümleme davranışını bilmek imkansızdır.

Sönümleme katsayıları için Denklem (4.1)'de verilen Rayleigh sönüm oranı terminolojisi kullanılmıştır.

$$C = \alpha M + \beta K \quad (4.1)$$

Bu teoride yapının sönüm matrisi, kütle ve rijitlik matrislerinin α ve β olmak üzere iki farklı sönüm katsayısı ile çarpılarak elde edilmektedir. Viskoz sönüm oranı ξ_n ise α ve β cinsinden aşağıdaki gibi bir frekans fonksiyonu olarak ifade edilmektedir:

$$\xi_n = \frac{\alpha}{2\omega_n} + \frac{\beta\omega_n}{2} \quad (4.2)$$

Burada ω_n modlara ait doğal frekansları temsil etmektedir. Daha gerçekçi yaklaşım için helikopter kargo kapılarının gezici modal analizi (transpoze hali) sonucu bulunan, ilk iki moda ait viskoz sönüm oranları ve doğal frekanslar, α ve β katsayılarını elde etmek için kullanılmıştır. Yapılan hesaplamalara göre yardımcı kargo kapısına ait Rayleigh sönüm eşitlikleri Denklem (4.3) ve (4.4)'te verilmiştir.

$$0.110 = \frac{\alpha}{2(44.414x2\pi)} + \frac{\beta(44.414x2\pi)}{2} \quad (4.3)$$

$$0.131 = \frac{\alpha}{2(62.611x2\pi)} + \frac{\beta(62.611x2\pi)}{2} \quad (4.4)$$

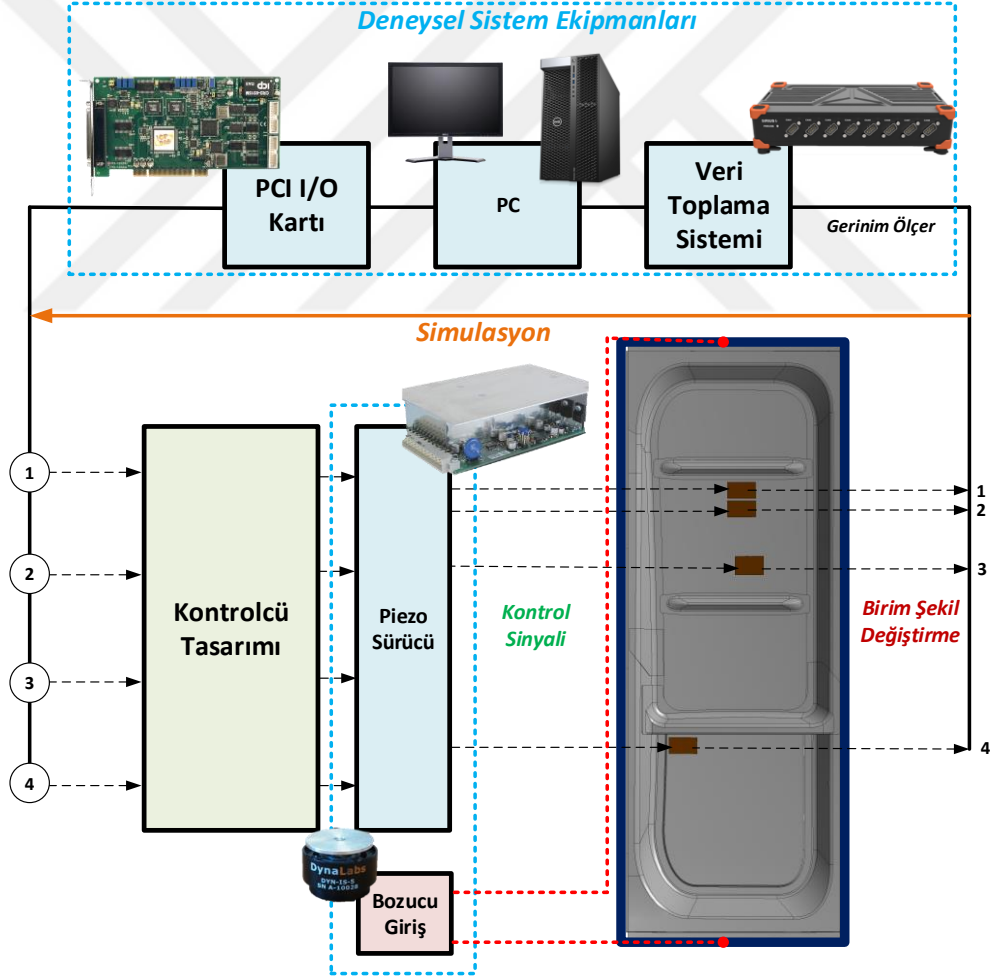
Bu eşitliklerden $\alpha = 19.743$ ve $\beta = 0.00053495$ olarak hesaplanmıştır. Benzer şekilde ana kargo kapsına ait Rayleigh sönüm eşitlikleri ise Denklem (4.5) ve (4.6) 'da verilmiştir.

$$0.1530 = \frac{\alpha}{2(34.315x2\pi)} + \frac{\beta(34.315x2\pi)}{2} \quad (4.5)$$

$$0.0137 = \frac{\alpha}{2(45.85x2\pi)} + \frac{\beta(45.85x2\pi)}{2} \quad (4.6)$$

Bu eşitliklerden ana kargo kapısı için $\alpha = 4.9474$ ve $\beta = 0.0000355$ olarak hesaplanmıştır. Bu bulunan sönümleme katsayıları ANSYS yazılımında helikopter kargo

kapılarına sönüm katsayısı olarak tanımlanmıştır. Daha sonra analizler ve uygulamalar için piezoelektrik yamalar için sekiz düğümlü “*SOLID5*” elamanı, yardımcı kargo kapısı için ise sekiz düğümlü “*SOLID185*” elamanı seçilmiştir. Piezoelektrik malzeme özellikleri ANSYS/Workbench ortamında parametrik tasarım dili olan “*Mechanical APDL*” ile uygun formatta tanımlanmıştır. Helikopter kargo kapılarından elde edilen akıllı yapıların durum uzay modellerinin elde edilmesi için “*SPMWRITE*” komutu kullanılarak durum uzay matrisleri (A, B, C ve D) uygun formatta elde edilmiştir. Yardımcı kargo kapısı ve ana kargo kapısı için “*file.spm*” formatında olan durum uzay matrisleri EK 3-4-5-6’da sunulmuştur. Kod yazım işlemi istenilen sınır şartlarına ve kapalı döngü kontrol algoritmasına göre düzenlenmiştir. Akıllı yapı sistemlerinin giriş ve çıkışları ayrı ayrı tanımlanmıştır.

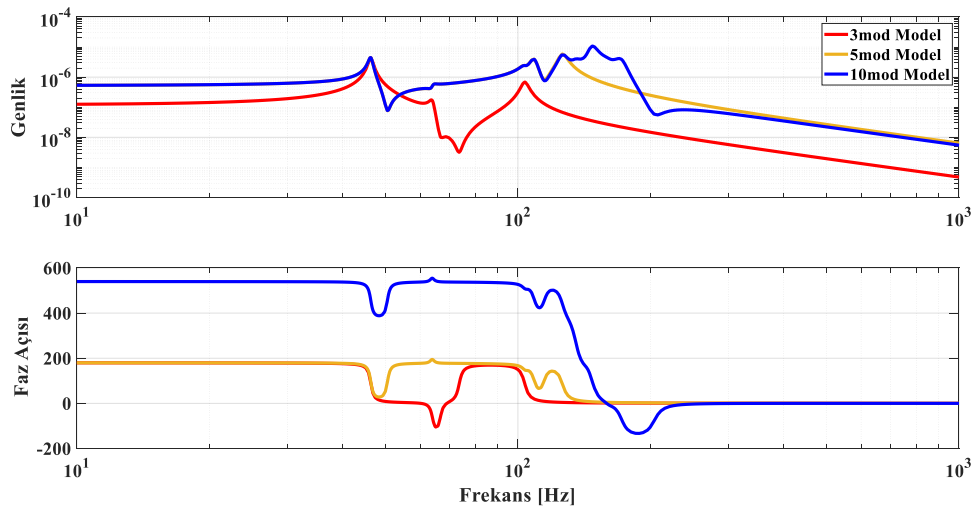


Şekil 4.61. Yardımcı kargo kapısı kontrol sistemi

Helikopter kargo kapıları için akıllı yapı kontrol sistemi altı giriş ve dört çıkıştan oluşmaktadır. Girişlerin dört tanesi piezoelektrik yamalar olarak kontrol eyleyicisidir. İki

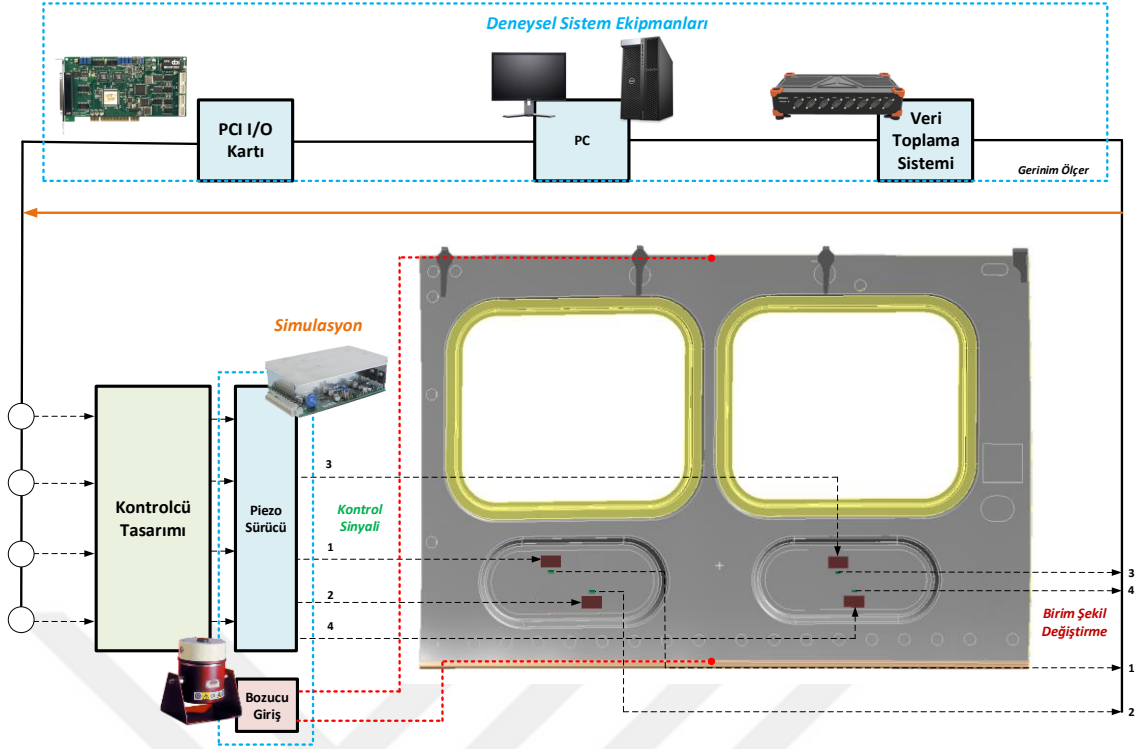
tanesi ise helikopter kargo kapılarının alt ve üst montaj bağlantısından ayrı ayrı uygulanan bozucu ivme girdileridir. Yapılar üzerinde etkili olacak bozucu sarsıcı girdisi daha önceki bölümlerde anlatılmıştır. Sistem çıkışı olarak eş konumlu kontrol sistemi çerçevesinde yardımcı kargo kapısında bulunan piezoelektrik eyleyicilerin tam arkasında gerinim ölçerlerin bulunduğu göz önünde bulundurulmuştur. Ana kargo kapısında ise sistem çıkışları piezoelektrik eyleyicilerin altında veya üstünde bulunan gerinim ölçerlerden ölçülen birim şekil değiştirmelerdir. Yardımcı kargo kapısının kapalı döngü kontrol algoritmasını da içeren sayısal ve deneysel kontrol sistemi şematik gösterimi Şekil 4.61’de verilmiştir.

Bilindiği üzere modal analiz sonuçlarının çok fazla bilgi içerdiği görülmüştür. Çalışmanın bu kısmında yardımcı kargo kapısının bütün modlarının incelenmesine gerek duyulmamıştır. Gerekli sınır şartları ANSYS yazılımında tanımlandıktan sonra sırayla ilk üç, ilk beş ve ilk on mod için durum uzay matrisleri elde edilmiştir. Her bir durum uzay modelinden elde edilen frekans tepki fonksiyonları Şekil 4.62’de verilmiştir. Tüm sistemden toplam 24 adet frekans tepki fonksiyonu elde edilebilir. Modeller arasındaki farkları ortaya koymak adına sadece üst bozucu giriş ve birinci piezoelektrik yama bölgesinde oluşan birim şekil değiştirme ile elde edilen frekans tepki fonksiyonu sunulmuştur.



Şekil 4.62. Yardımcı kargo kapısı sayısal modellerin frekans tepki fonksiyonları

Ayrıca ana kargo kapısına ait kapalı döngü kontrol algoritmasını da içeren sayısal ve deneysel kontrol sistemi şematik gösterimi Şekil 4.63’te verilmiştir.



Şekil 4.63. Ana kargo kapısı kontrol sistemi

Ana kargo kapısı akıllı sistem için sayısal model elde edilirken yardımcı kargo kapısından farklı olarak sadece TEST/SE korelasyon MGK değeri 0.3'ten yüksek olan modlar kullanılmıştır. Buna göre sonlu elemanlar modelinden elde edilen 2, 3, 5, 14 ve 15'inci modlar kullanılarak sayısal durum uzay modeli elde edilmiştir. Sayısal kontrolcü tasarımı çalışmaları bu model kullanılarak yapılmıştır.

4.7. Kontrolcü Tasarımı ve Uygulamaları

Çalışmanın bu kısmında helikopter kargo kapıları için sayısal ve deneysel PPGB kontrol uygulamalarına alt başlıklar halinde yer verilmiştir. Tüm sayısal ve deneysel kontrolcü tasarımları ve uygulamaları Matlab/2019b yazılımında gerçekleştirilmiştir.

4.7.1. Yardımcı kargo kapısı için sayısal PPGB kontrolcü tasarımı ve uygulaması

Çalışmanın bu kısmında PPGB kontrol tasarımının sayısal olarak yardımcı kargo kapısı için kontrol simülasyonlarına yer verilmiştir. Daha önceki bölümlerde anlatıldığı gibi yardımcı kargo kapısı akıllı yapı sistemi altı giriş ve dört çıkıştan oluşmaktadır. Girişlerin dört tanesi piezoelektrik yamalar olarak kontrol eyleyicisidir. Girişlerin iki

tanisi ise yardımcı kargo kapısının alt ve üst montaj bağlantısından ayrı ayrı uygulanan bozucu ivme girdileridir. Sistemin çıkışları ise eş konumlu kontrol sistemi çerçevesinde piezoelektrik eyleyicilerin tam arkasında gerinim ölçerlerden ölçülen X yönündeki birim şekil değiştirmelerdir. Burada piezoelektrik yama girişleri için voltaj (V) ve bozucu sarsıcı girişleri için ivme (g), çıkışlar ise birim şekil değiştirme (mm/mm) olarak tanımlanmıştır. Tüm kontrolcü tasarımı ve kontrol uygulamaları MATLAB/Simulink yazılımında gerçekleştirilmiştir.

PPGB kontrolü için yardımcı kargo kapısı akıllı yapı sisteminde her bir yama için toplam dört adet kontrolcü tasarımı yapılmıştır. Çünkü her bir kontrolcü noktasında farklı gerilmeler ve titreşimler oluşmaktadır. Her bir kontrolcü tasarımı içinde ilk üç modu kontrol edecek kompensatörler oluşturulmuştur. Oluşturulan kompensatörler Denklem (4.7) ile ifade edilmektedir.

$$K(s)_m = \frac{G_{mn}}{s^2 + 2\xi_{mn}\omega_n s + \omega_n^2} \quad (4.7)$$

Burada $K(s)$ kontrol sisteminde pozitif olarak geri beslenen kompensatör fonksiyonunu ifade etmektedir. m indisi her bir yama için kontrolcü tasarımını, n indisi ise her bir kontrolcü tasarımında ilgili modu temsil etmektedir. G , ξ ve ω ise sırasıyla skaler kazanç, sönüm oranı ve doğal frekanstır. PPGB kontrolcü tasarımı yapılırken kontrol performansını artırmak adına MATLAB/Response Optimization Toolbox'ı kullanılmış, her bir kontrolcü ve her bir mod için skaler kazanç ve sönüm oranları optimize edilmiştir. Doğal frekans değerleri sayısal modal analiz sonuçlarına göre girilmiştir. Bütün bu optimize edilen değerler Çizelge 4.24'te verilmiştir.

Çizelge 4.24. PPGB Kontrolcü tasarımı kompensatör katsayıları

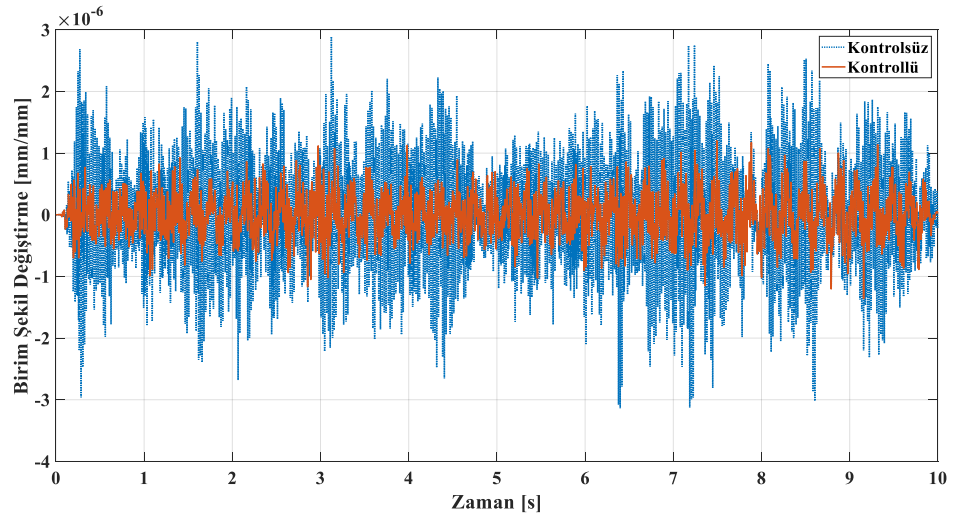
	Doğal Frekans	Piezo1	Piezo2	Piezo3	Piezo4
1. mod	ω_1	G_{11}, ξ_{11}	G_{21}, ξ_{21}	G_{31}, ξ_{31}	G_{41}, ξ_{41}
2. mod	ω_2	G_{12}, ξ_{12}	G_{22}, ξ_{22}	G_{32}, ξ_{32}	G_{42}, ξ_{42}
3. mod	ω_3	G_{13}, ξ_{13}	G_{23}, ξ_{23}	G_{33}, ξ_{33}	G_{43}, ξ_{43}

Kontrol sisteminin genel blok diyagramı Şekil 45'te gösterilmiştir. Bozucu girişler daha önceki bölümlerde anlatılan gerçek helikopter verileri ile kullanılmıştır. UH1H helikopterinden operasyonel olarak elde edilen titreşimlerden tavan bölgesine ait

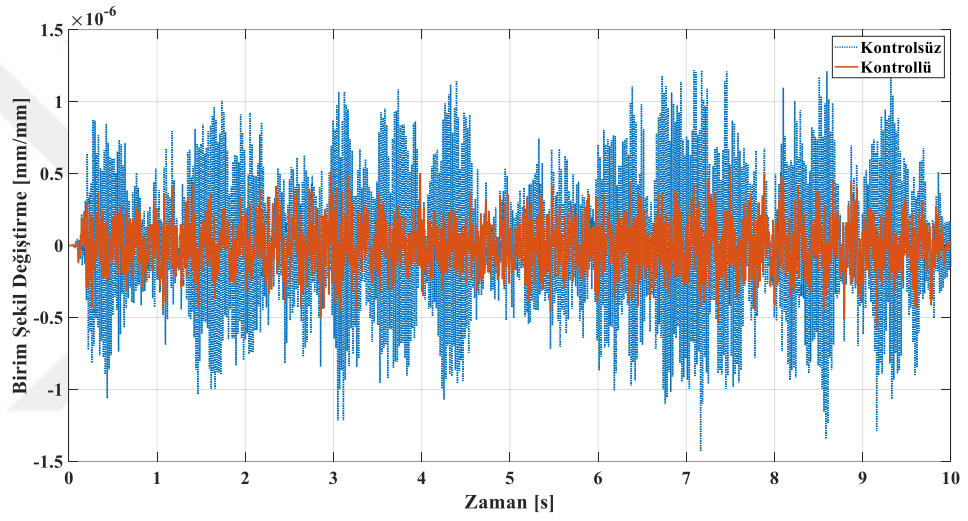
Çizelge 4.25. Optimizasyon sonrası PPGB Kontrolcü tasarımı kompensatör katsayıları

İlk 3 mod ile edilen durum uzay modelin kontrolünde kullanılan kompensatör katsayıları					
	ω	Piezo1	Piezo2	Piezo3	Piezo4
1.Mod	46 Hz	$G_{11} = -4.5656E + 18$	$G_{21} = 9.3055E + 18$	$G_{31} = 6.9275E + 18$	$G_{41} = 8.9273E + 17$
		$\xi_{11} = 0.1995$	$\xi_{21} = 0.1993$	$\xi_{31} = 0.1995$	$\xi_{41} = 0.2005$
2.Mod	64 Hz	$G_{12} = 8.0805E + 18$	$G_{22} = -1.8140E + 19$	$G_{32} = 1.0386E + 19$	$G_{42} = 1.1629E + 18$
		$\xi_{12} = 0.8253$	$\xi_{22} = 0.2005$	$\xi_{32} = 0.2002$	$\xi_{42} = 0.7005$
3.Mod	103 Hz	$G_{13} = 2.3943E + 19$	$G_{23} = 1.5681E + 20$	$G_{33} = -3.9189E + 19$	$G_{43} = 4.6217E + 18$
		$\xi_{13} = 0.9503$	$\xi_{23} = 0.268$	$\xi_{33} = 0.9549$	$\xi_{43} = 0.2318$
İlk 5 mod ile edilen durum uzay modelin kontrolünde kullanılan kompensatör katsayıları					
	ω	Piezo1	Piezo2	Piezo3	Piezo4
1.Mod	46 Hz	$G_{11} = -2.7823E + 17$	$G_{21} = 1.7494E + 18$	$G_{31} = -1.6834E + 18$	$G_{41} = 6.4043E + 16$
		$\xi_{11} = 0.2$	$\xi_{21} = 0.2$	$\xi_{31} = 0.2$	$\xi_{41} = 0.3249$
2.Mod	64 Hz	$G_{12} = 9.1065E + 16$	$G_{22} = 3.4327E + 17$	$G_{32} = 3.4688E + 18$	$G_{42} = -8.0144E + 15$
		$\xi_{12} = 0.2$	$\xi_{22} = 0.45$	$\xi_{32} = 0.9430$	$\xi_{42} = 0.7$
3.Mod	103 Hz	$G_{13} = -1.0709E + 18$	$G_{23} = -9.1403E + 15$	$G_{33} = 5.1981 + 18$	$G_{43} = 5.8646E + 17$
		$\xi_{13} = 0.1375$	$\xi_{23} = 0.2$	$\xi_{33} = 0.2$	$\xi_{43} = 0.1375$
İlk 10 mod ile edilen durum uzay modelin kontrolünde kullanılan kompensatör katsayıları					
	ω	Piezo1	Piezo2	Piezo3	Piezo4
1.Mod	46 Hz	$G_{11} = 1.5412E + 17$	$G_{21} = 7.1133E + 14$	$G_{31} = 1.2252E + 16$	$G_{41} = -4.7337E + 13$
		$\xi_{11} = 0.95$	$\xi_{21} = 0.3875$	$\xi_{31} = 0.325$	$\xi_{41} = 0.825$
2.Mod	64 Hz	$G_{12} = 1.9014E + 17$	$G_{22} = 2.3511E + 16$	$G_{32} = -1.7022E + 16$	$G_{42} = 1.5412E + 17$
		$\xi_{12} = 0.2156$	$\xi_{22} = 0.2$	$\xi_{32} = 0.7$	$\xi_{42} = 0.95$
3.Mod	103 Hz	$G_{13} = -2.6922E + 17$	$G_{23} = 2.6220E + 17$	$G_{33} = 5.5036E + 16$	$G_{43} = 6.8547E + 16$
		$\xi_{13} = 0.2313$	$\xi_{23} = 0.2$	$\xi_{33} = 0.7$	$\xi_{43} = 6.8547$

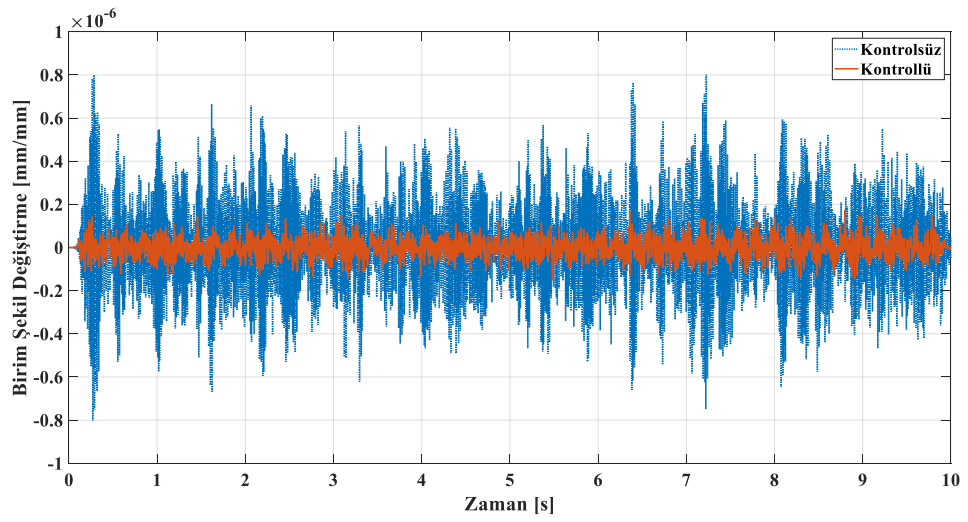
Kontrollü ve kontrolsüz sistem cevaplarını değerlendirmek için zaman alanı ve frekans alanı analizlerden yararlanılmıştır. Kontrollü ve kontrolsüz sistem cevapları her bir çıkışa göre ayrı ayrı zaman alanda incelenmiştir. İlk 3 mod ile edilen durum uzay modelin kontrolüne göre her bir piezoelektrik eyleyici bölgesi için elde edilen birim şekil değiştirme zaman alanı cevapları Şekil 4.65'te verilmiştir. İlk 5 mod ve ilk 10 mod ile elde edilen durum uzay modellerinin kontrol cevapları zaman alanını formunda sunulmamıştır. Bu bölümün sonunda frekans alan cevapları tüm modeller için karşılaştırılmıştır.



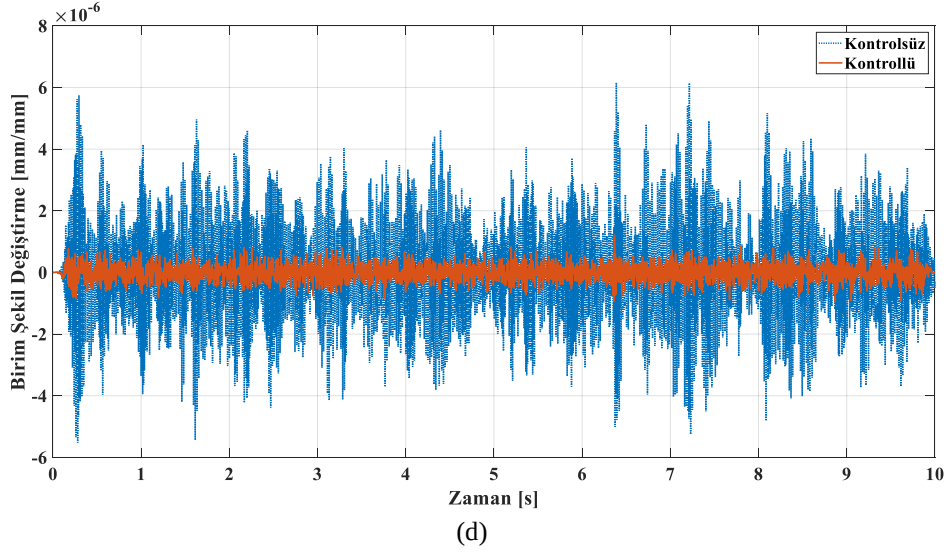
(a)



(b)

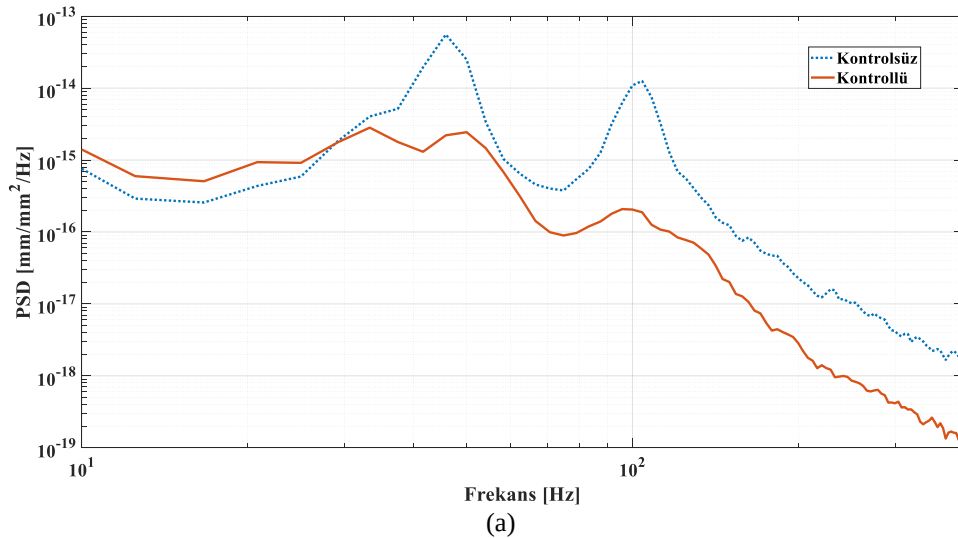


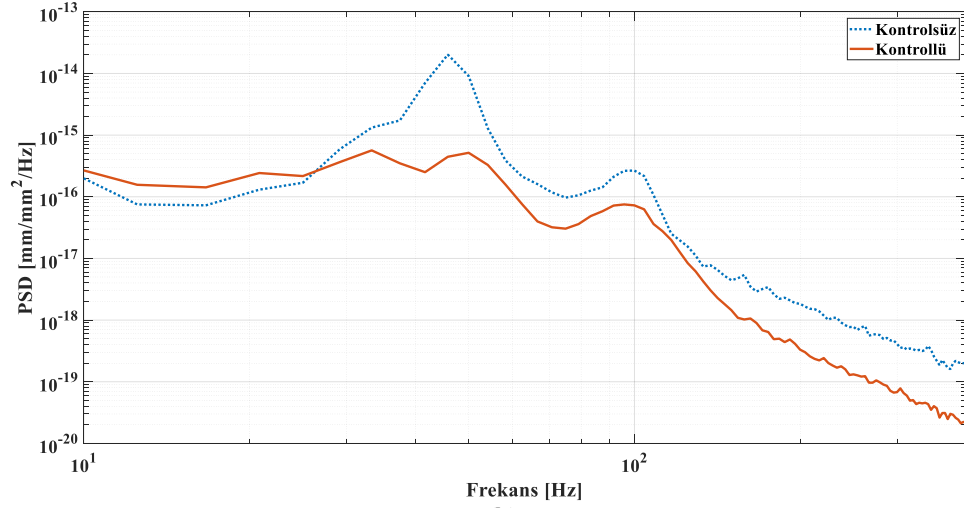
(c)



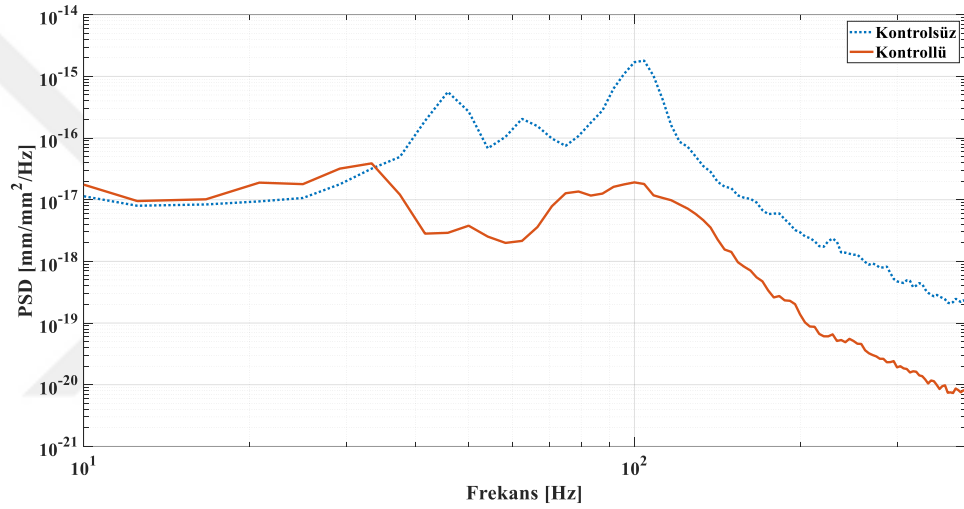
Şekil 4.65. Sayısal PPGGB kontrollü ve kontrolsüz birim şekil değiştirme cevapları a) Piezo1 bölgesi, b) Piezo2 bölgesi, c) Piezo3 bölgesi, d) Piezo4 bölgesi

Öte yandan zaman alanı analizler sistem cevaplarını değerlendirmek adına tek başına yeterli değildir. Bu yüzden frekans alanı analizleri “PSD (Güç Spectrum Yoğunluk) grafiği ve RMS (karekök ortalama değeri) değeri” ile sistem çıkışları kontrollü ve kontrolsüz olarak incelenmiştir. RMS seviyesi sinyalin enerji içeriğini vermektedir. Fakat tamamen farklı iki sinyalin aynı enerjiye sahip olması mümkündür. Farklı iki sinyalin RMS değerlerinin aynı olması sisteme etkilerinin aynı olması anlamına gelmemektedir (Gülbahçe 2015). Bu sebepten dolayı iki analiz yönteminin beraber incelenmesi sistemler hakkında daha doğru bilgi vermektedir. İlk 3 mod ile edilen durum uzay modelin kontrollü ve kontrolsüz sistem çıkışlarının PSD grafikleri elde edilmiş ve Şekil 4.66’da sunulmuştur.

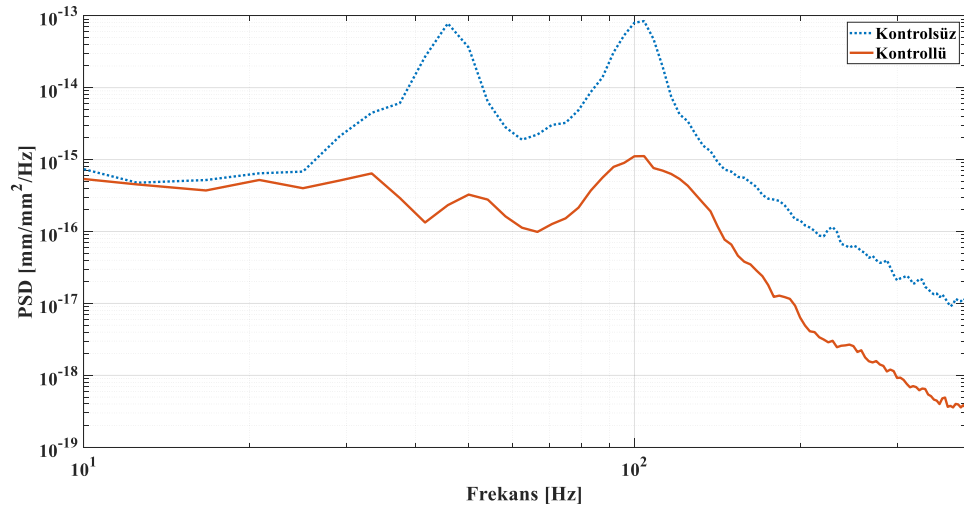




(b)



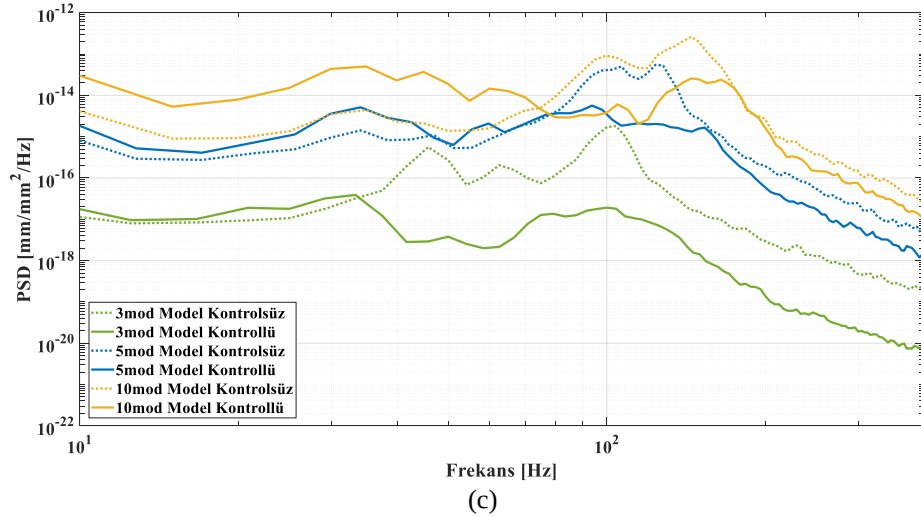
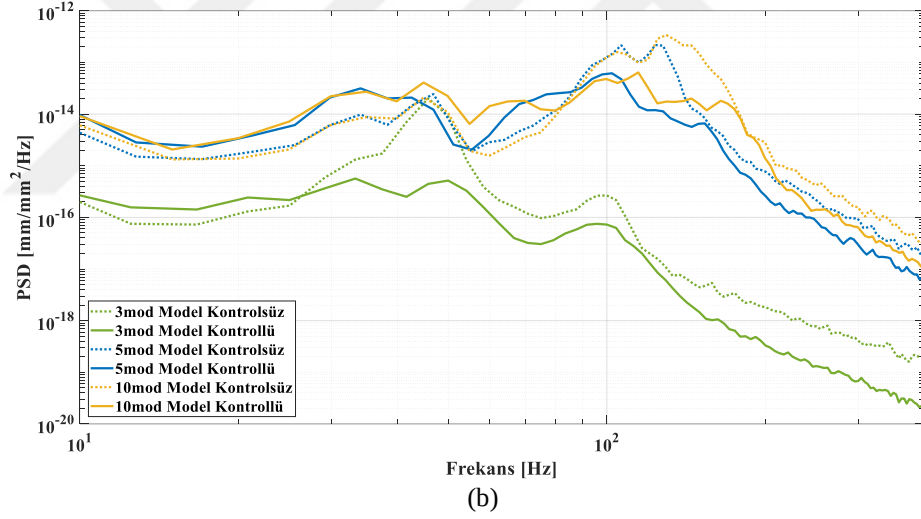
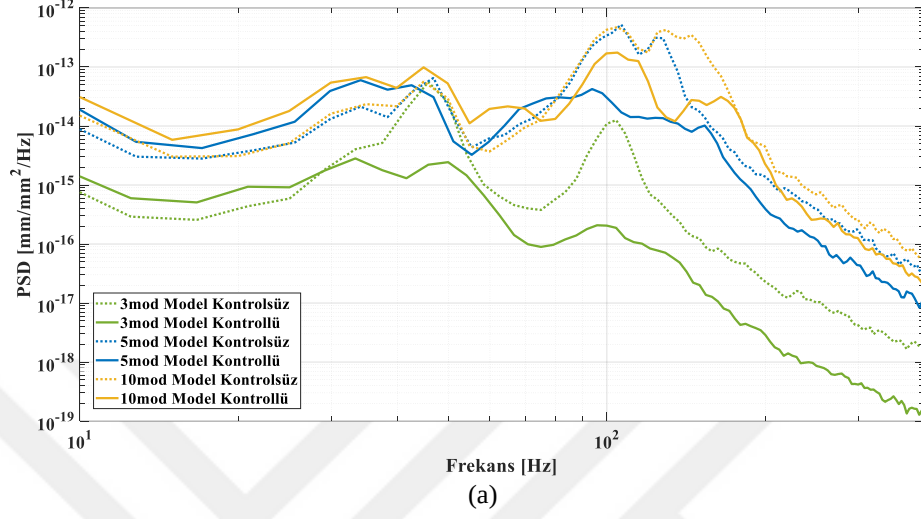
(c)

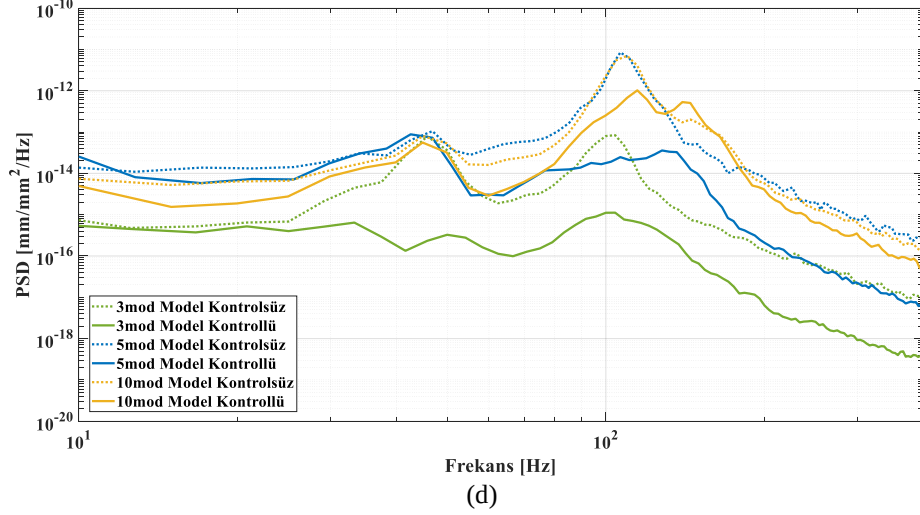


(d)

Şekil 4.66. Sayısal PPGB kontrollü ve kontrolsüz birim şekil değiştirme güç spektrum grafikleri a) Piezo1 bölgesi, b) Piezo2 bölgesi, c) Piezo3 bölgesi, d) Piezo4 bölgesi

Üç farklı şekilde elde edilen modellerin kontrol cevaplarını karşılaştırmak adına PSD grafikleri Şekil 4.67’de verilmiştir. Her bir PSD grafiğinin altına alanın karekökünün alınmasıyla RMS değerlerine ulaşılmıştır. Ortalama RMS değerleri Çizelge 4.26’da verilmiştir.





Şekil 4.67. Modellerde göre sayısal PPGB kontrollü ve kontrolsüz birim şekil değıştirme güç spektrum grafikleri a) Piezo1 bölgesi, b) Piezo2 bölgesi, c) Piezo3 bölgesi, d) Piezo4 bölgesi

Çizelge 4.26. Sayısal PPGB kontrollü ve kontrolsüz doğrusal gerinim RMS değeri

	Piezo1 Bölgesi		Piezo2 Bölgesi		Piezo3 Bölgesi		Piezo4 Bölgesi		
	Kontrolsüz Toplam RMS	Kontrollü Toplam RMS	Kontrolsüz Toplam RMS	Kontrollü Toplam RMS	Kontrolsüz Toplam RMS	Kontrollü Toplam RMS	Kontrolsüz Toplam RMS	Kontrollü Toplam RMS	Ortalama Titreşim Azaltma [%]
3 mod model	8.57E-07	3.60E-07	4.38E-07	1.58E-07	2.02E-07	4.43E-08	1.52E-06	2.59E-07	
Titreşim Azaltma [%]	57.99		63.93		78.07		82.96		70.74
5 mod model	3.92E-06	1.95E-06	2.79E-06	1.75E-06	1.42E-06	6.46E-07	1.07E-05	1.98E-06	
Titreşim Azaltma [%]	50.26		37.28		54.51		81.50		55.88
10 mod model	4.97E-06	2.96E-06	3.64E-06	1.99E-06	3.05E-06	1.84E-06	1.09E-05	5.53E-06	
Titreşim Azaltma [%]	40.44		45.33		39.67		49.27		43.68

Bütün bu sonuçlara göre ilk üç modu kontrol edilmek üzere tasarlanmış olan PPGB kontrolcüsü tüm modellerde etkin performans göstermiştir. Üç farklı modelde yaklaşık olarak sırayla ortalama %70.74, %55.88 ve %43.68 titreşim azaltma sağlanmıştır. İlk 3 mod ile elde edilen modelde yapılan kontrol çalışmalarında en yüksek başarıya ulaşmıştır. Elde edilen modellerde karmaşıklık arttıkça kontrol performansı düşmüştür. İlk 5 mod ve ilk 10 mod ile elde edilen modellerde, her bir piezoelektrik yama bölgesinden elde edilen PSD grafiklerine göre 100 Hz üstünde 100 Hz altına göre daha başarılı performans gösterdiği görülmüştür. Fakat tasarlanan PPGB kontrolcüsündeki

kompensatörler ile 100 Hz altında daha iyi performans göstermesi gerekmektedir. Modellerde mod sayısı arttıkça hedeflenen modlar da kontrol başarı yüzdeleri düşmektedir. Bu çalışmada deneysel ve sayısal modal analiz sonuçlarına göre ilk üç mod korelasyonu sağlanmıştır. Bu yüzden yüksek mertebede elde edilen modellerin yerine ilk 3 mod kullanılarak elde edilen modelin kullanılması sayısal çalışmaların doğruluğunu arttıracaktır. Bu bağlamda deneysel ve sayısal çalışmalarında korelasyonu yüksek yüzdeyle elde edilen modların sayısal model elde edilirken kullanılması gerektiği sonucuna ulaşılmıştır.

4.7.2. Ana kargo kapısı için sayısal PPGB kontrolcü tasarımı ve uygulaması

Çalışmanın bu kısmında PPGB kontrol tasarımının sayısal olarak ana kargo kapısı için kontrol simülasyonlarına yer verilmiştir. Helikopter ana kargo kapısı akıllı yapı sistemi altı giriş ve dört çıkıştan oluşmaktadır. Girişlerin dört tanesi piezoelektrik yamalar olarak kontrol eyleyicisidir. Girişlerin iki tanesi ise ana kargo kapısının alt ve üst montaj bağlantısından ayrı ayrı uygulanan bozucu ivme girdileridir. Sistemin çıkışları ise ikinci ve üçüncü piezoelektrik eyleyicinin hemen altında, birinci ve dördüncü piezoelektrik eyleyicinin hemen üstünde bulunan gerinim ölçerlerden ölçülen X yönündeki birim şekil değiştirmelerdir. Burada piezoelektrik yama girişleri için voltaj (V) ve bozucu sarsıcı girişleri için ivme (g), çıkışlar ise birim şekil değiştirme (mm/mm) olarak tanımlanmıştır. Bozucu girişler için önceki bölümlerde anlatılan gerçek helikopter titreşim verileri kullanılmıştır. Tüm kontrolcü tasarımı ve kontrol uygulamaları MATLAB/Simulink yazılımında gerçekleştirilmiştir.

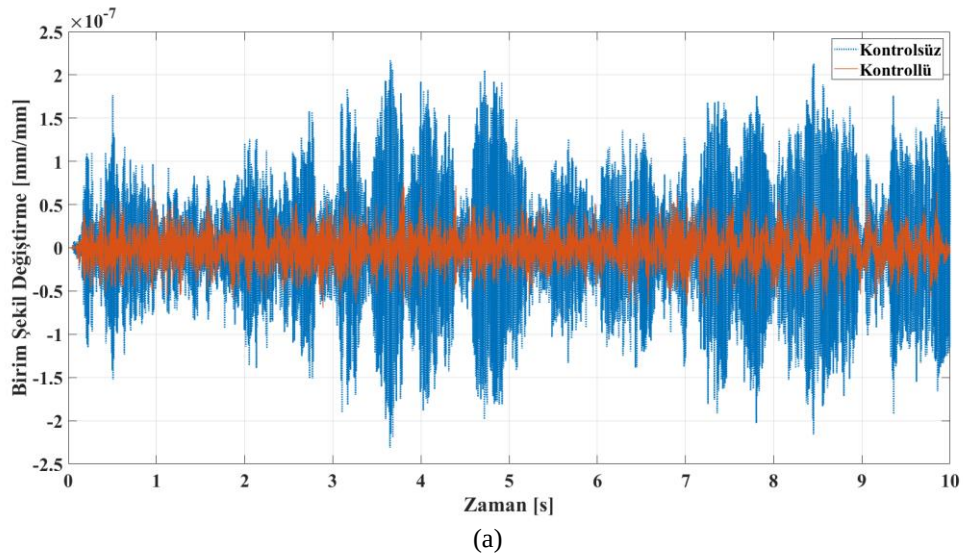
PPGB kontrolü için ana kargo kapısı akıllı yapı kontrol sisteminde her bir yama için toplam dört adet kontrolcü tasarımı yapılmıştır. Her bir kontrolcü tasarımı için ise ana kargo kapısının ilk üç modunu kontrol edecek Denklem (4.7)'de sunulan kompensatörler bulunmaktadır. Oluşturulan kompensatörler yardımcı kargo kapısı kontrolcü tasarımı çalışmalarında sunulduğu gibi benzer şekilde ifade edilmiştir. Ana kargo kapısı akıllı yapı için PPGB kontrolcü tasarımı yapılırken kontrol performansını artırmak adına daha önce anlatıldığı gibi MATLAB/Response Optimizitation Toolbox'ı kullanılmış, her bir kontrolcü ve her bir mod kullanılan için skaler kazanç ve sönüm oranları optimize edilmiştir. Ana kargo kapısının deneysel olarak elde edilen doğal frekans değerleri kompensatörde direkt olarak kullanılmıştır. Skaler kazanç ve kompensatör sönüm oranı katsayıları MATLAB/Response Optimizitation Toolbox'ta tasarım değişkenleri olarak

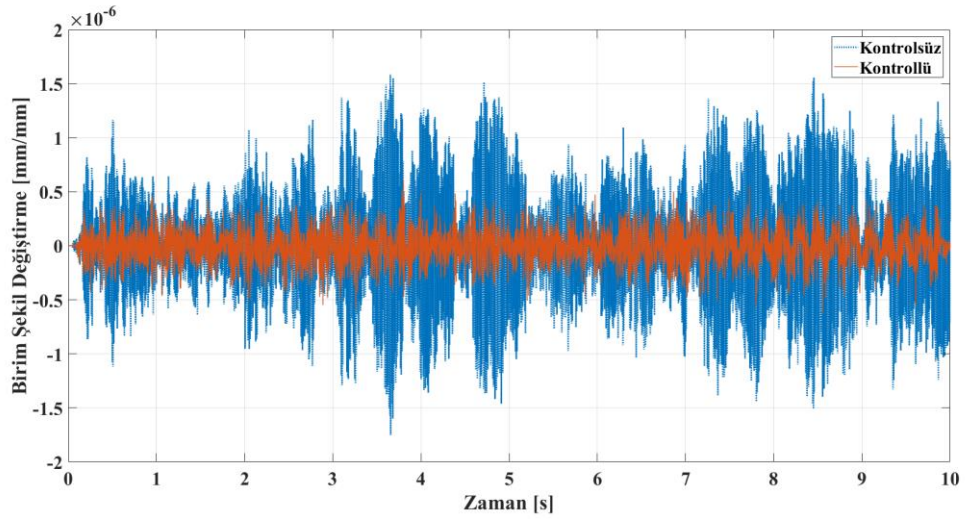
atanmıştır. Kazanç katsayısı için herhangi bir sınırlama tanımlanmamış, sönüm katsayıları için ise 0-1 değer sınırlaması tanımlanmıştır. Sistem çıkışları olan birim şekil değiştirme toplamalarının mutlak değerleri burada da minimize edilmek üzere seçilmiştir. Denemeler sonucu en iyi sonucu verdiğinden dolayı optimizasyon işlemi için olarak “Pattern Search - Latin Hypercube” metodu seçilmiştir. Maksimum 150 iterasyona izin verilmiş ve yaklaşık 2000-2500 defa model tekrar çalıştırılarak Çizelge 4.27’de sunulan kazanç katsayıları ve sönüm oranları elde edilmiştir.

Çizelge 4.27. Ana kargo kapısı için optimizasyon sonrası PPGB Kontrolcü tasarımı kompensatör katsayıları

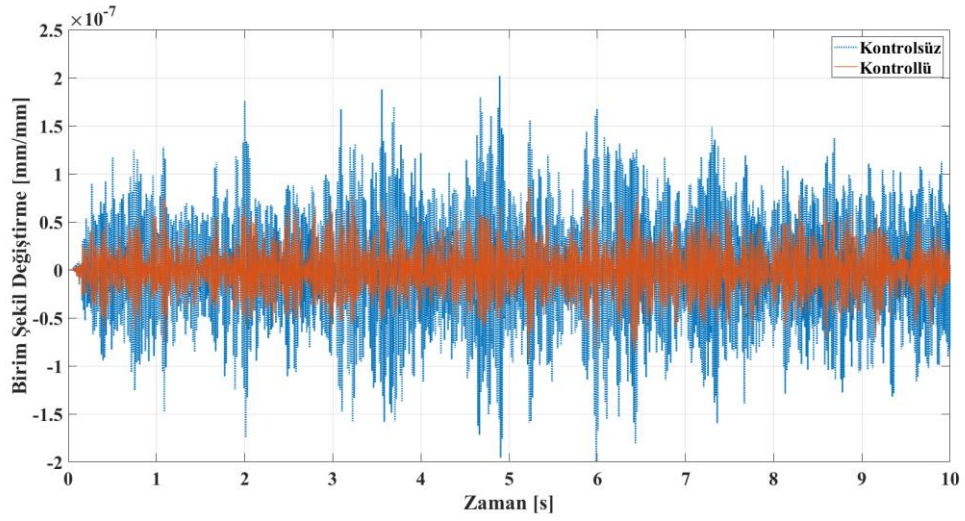
Korelasyon sonucu 5 mod ile edilen durum uzay modelin kontrolünde kullanılan kompensatör katsayıları					
	ω	Piezo1	Piezo2	Piezo3	Piezo4
1.Mod	50 Hz	$G_{11} = 1.3365E + 13$ $\xi_{11} = 0.7$	$G_{21} = 3.4716E + 11$ $\xi_{21} = 0.45$	$G_{31} = -6.9099E + 12$ $\xi_{31} = 0.2$	$G_{41} = -2.8047E + 14$ $\xi_{41} = 0.825$
2.Mod	54 Hz	$G_{12} = 2.7388E + 13$ $\xi_{12} = 0.7625$	$G_{22} = 6.4976E + 12$ $\xi_{22} = 0.7625$	$G_{32} = 4.2321E + 14$ $\xi_{32} = 0.825$	$G_{42} = -1.2215E + 14$ $\xi_{42} = 0.2$
3.Mod	58 Hz	$G_{13} = 1.8592E + 13$ $\xi_{13} = 0.7$	$G_{23} = 2.7388E + 13$ $\xi_{23} = 0.7$	$G_{33} = 7.1369E + 13$ $\xi_{33} = 0.075$	$G_{43} = 9.3428E + 13$ $\xi_{43} = 0.2$

Kontrollü ve kontrolsüz sistem cevaplarını değerlendirmek için zaman alanı ve frekans alanı analizlerden yararlanılmıştır. Kontrollü ve kontrolsüz sistem cevapları her bir çıkışa göre ayrı ayrı zaman alanında incelenmiştir. Ana kargo kapısından elde edilen durum uzay modelin kontrolüne göre her bir piezoelektrik eyleyici bölgesi için elde edilen birim şekil değiştirme zaman alanı cevapları Şekil 4.68’de verilmiştir.

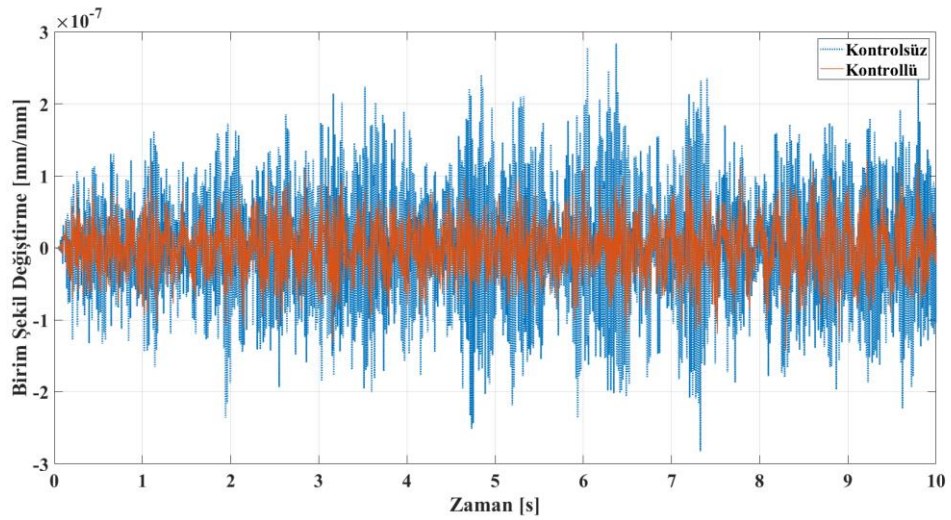




(b)



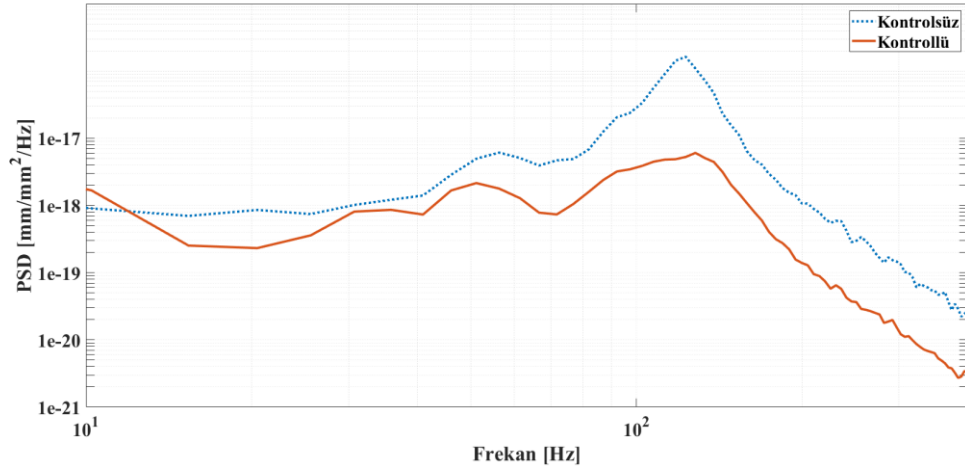
(c)



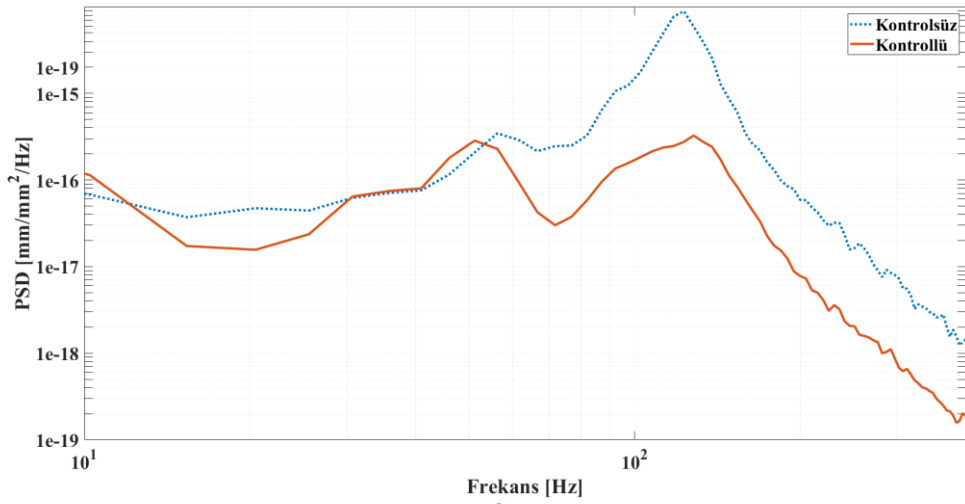
(d)

Şekil 4.68. Ana kargo kapısı için sayısal PPGB kontrollü ve kontrolsüz birim şekil değişirme cevapları a) Piezo1 bölgesi, b) Piezo2 bölgesi, c) Piezo3 bölgesi, d) Piezo4 bölgesi

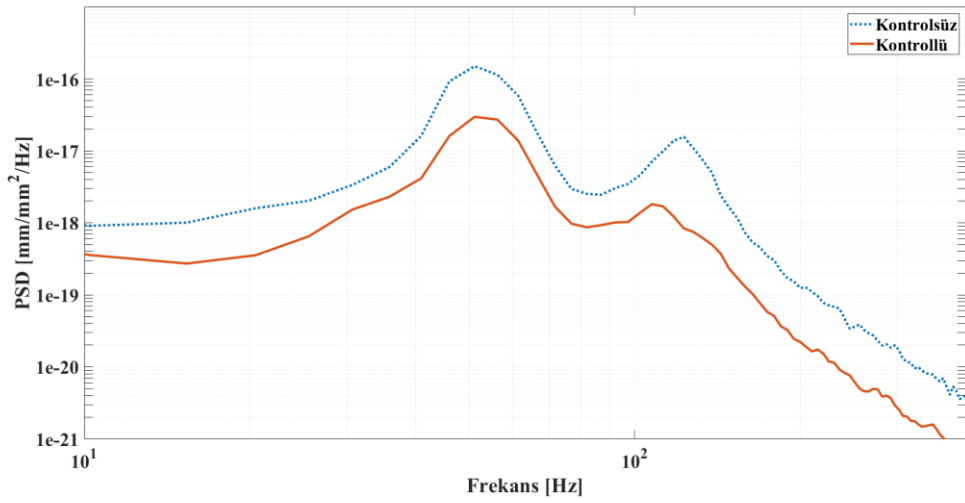
Benzer şekilde Ana kargo kapısından elde edilen durum uzay modelin kontrollü ve kontrolsüz sistem çıkışlarının PSD grafikleri elde edilmiş ve Şekil 4.69'da sunulmuştur.



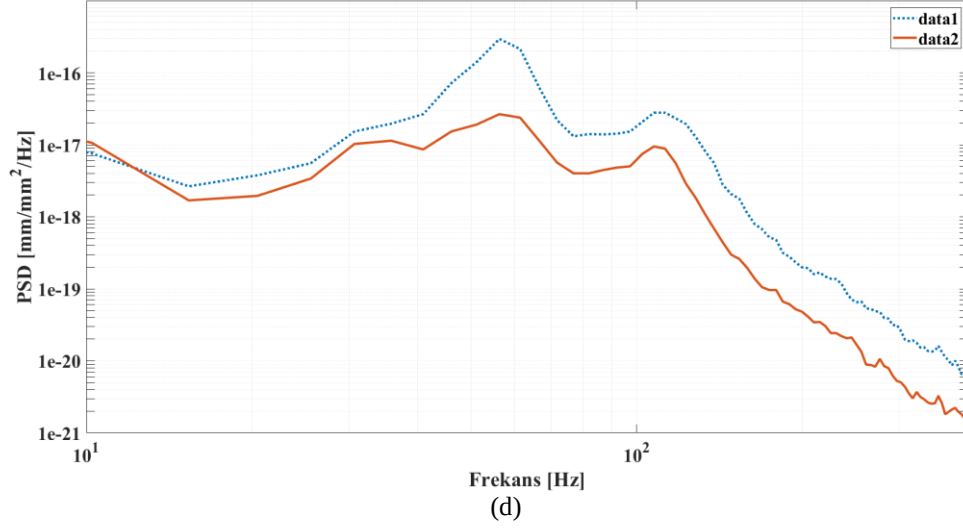
(a)



(b)



(c)



Şekil 4.69. Ana kargo kapısı için sayısal PPGB kontrollü ve kontrolsüz birim şekil değiştirme güç spektrum grafikleri a) Piezo1 bölgesi, b) Piezo2 bölgesi, c) Piezo3 bölgesi, d) Piezo4 bölgesi

Her bir PSD grafinin altına alanın karekökünün alınmasıyla RMS değerlerine ulaşılmıştır. Ortalama RMS değerleri Çizelge 4.28’de verilmiştir.

Çizelge 4.28. Ana kargo kapısı için sayısal PPGB kontrollü ve kontrolsüz doğrusal gerinim RMS değerleri

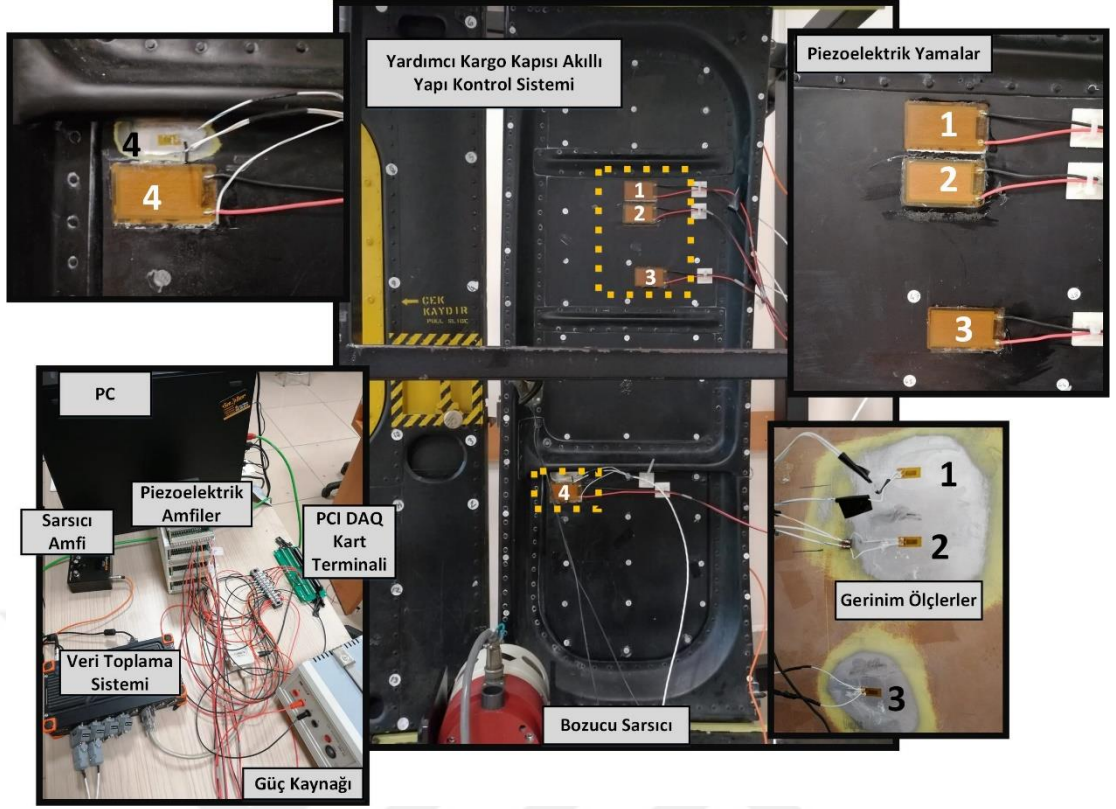
	Piezo1 Bölgesi		Piezo2 Bölgesi		Piezo3 Bölgesi		Piezo4 Bölgesi		Ortalama Titreşim Azaltma [%]
	Kontrolsüz Toplam RMS	Kontrollü Toplam RMS	Kontrolsüz Toplam RMS	Kontrollü Toplam RMS	Kontrolsüz Toplam RMS	Kontrollü Toplam RMS	Kontrolsüz Toplam RMS	Kontrollü Toplam RMS	
Ana Kargo Kapısı Sayısal Model	6.81E-08	2.06E-08	5.07E-07	1.58E-07	5.39E-08	2.46E-08	7.66E-08	3.62E-08	
Titreşim Azaltma [%]	69.75		68.84		54.37		52.74		61.43

Bütün bu sonuçlara göre TEST/SE korelasyonu olan modlar kontrol edilmek üzere tasarlanmış olan PPGB kontrolcüsü etkin performans göstermiştir. Her bir piezoelektrik yama bölgesi için yaklaşık olarak sırayla ortalama %69.75, %68.84, %54.37 ve %52.74 titreşim azaltma sağlanmıştır. Ortalama titreşim azaltma ise %61.43 olarak elde edilmiştir. Belirlenen ilk 3 modu kontrol edecek şekilde tasarlanan kompensatörler bu sonuçlara göre yüksek performans göstermiştir. Ana kargo kapısı dikkatle incelendiği zaman sağ tarafında bulunan piezoelektrik yamalar bölgesinde diğerine göre daha düşük performans elde edilmiştir. Bunun başlıca nedeni bu piezoelektrik yamaların bulunduğu

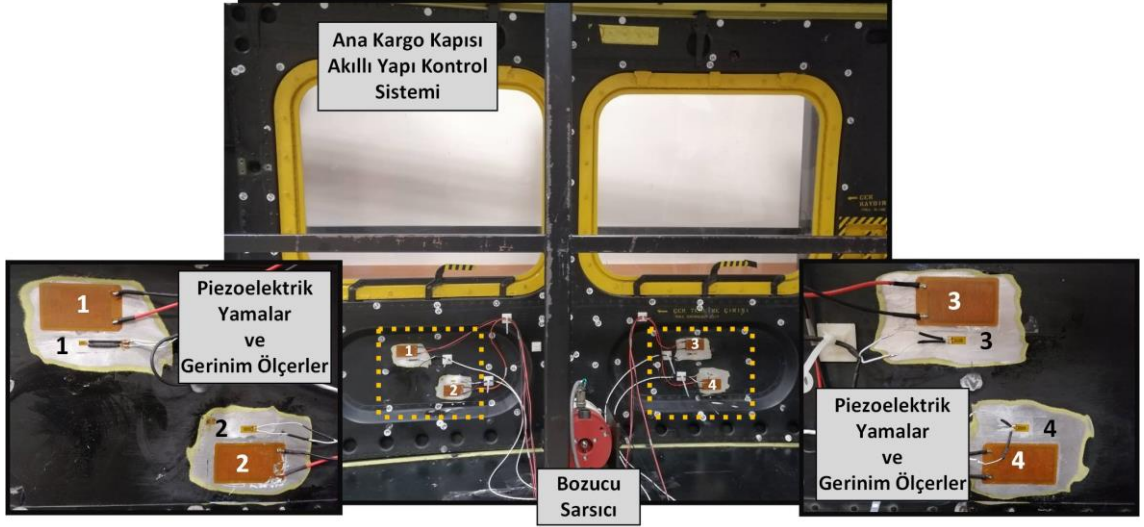
bölgede modlarda daha yüksek deformasyonlar oluşmaktadır. Bu yüzden buradaki titreşimlerin kontrolü daha zor olmaktadır.

4.7.3. Helikopter kargo kapıları için deneysel PPGB kontrolcü tasarımı ve uygulaması

Çalışmanın bu kısmında PPGB kontrol tasarımının deneysel olarak helikopter kargo kapıları için kontrol uygulamalarına yer verilmiştir. Kontrol uygulamalarının başarısı için deneysel sistem tasarımı önemlidir. Hassasiyet, doğruluk, veri aktarım hızları, eyleyici cevapları, gecikmeler, faz farkları gibi birçok parametre kontrol sistemini doğrudan etkilemektedir. Bu yüzden sistem gereksinimlerini belirlemek ve kullanılacak elemanları uygun bir şekilde seçmek gerekmektedir. Akıllı yapı kontrol sistemi ve elemanları Şekil 4.61 ve 4.62’de şematik olarak gösterilmişti. Kapalı döngü kontrol sistemi algoritmasında kullanılan sistem çıkışları ile zaman alanı cevapları ve PSD analizleri kontrollü ve kontrolsüz olarak gerçekleştirilmiştir. Bu bağlamda piezoelektrik eyleyiciler ile eş konumlu yerleştirilmiş gerinim ölçerler vasıtasıyla birim şekil değiştirme verilerini toplamak ve Humusoft PCI DAQ kartına bu bilgileri göndermek için DEWESOFT/Sirius veri toplama cihazı kullanılmıştır. Sistem çıkışı olan birim şekil değiştirmeleri ölçmek ve kontrol sisteminde geri besleme olarak kullanmak üzere HBM firmasının ürettiği K-LY4-1-07-350-0 kodlu gerinim ölçerler kullanılmıştır. Gerinim ölçerler 350 Ohm dirence sahiptir ve çeyrek köprü olarak bağlanmıştır. Gerinim ölçerlere bant geçiren filtreler (0,5 – 400 Hz) uygulanmıştır. Sistemlerde eyleyici olarak kullanılan piezoelektrik yamalar Physik Instrumente (PI) firmasının DuraAct-P-876.A12 (-250V,+400 V) modelidir ve yine aynı firmanın E-413.D2 yükselticileri (piezoelektrik yama sürücüsü) kullanılmıştır. Bozucu girdiyi uygulamak için DP firmasına ait modal sarsıcısı yapılar üzerine aşağıdan olacak şekilde monte edilerek kullanılmıştır. MATLAB/2019b yazılımında kontrol algoritmalarını koşturmak, algılayıcıların ve eyleyicilerin sinyal verilerini işlemek, yönlendirmek ve görüntülemek için Humusoft-MF632 PCI DAQ kartı kullanılmıştır. Şekil 4.70’de kurulmuş olan akıllı yapı kontrol sistemleri verilmiştir.



(a)

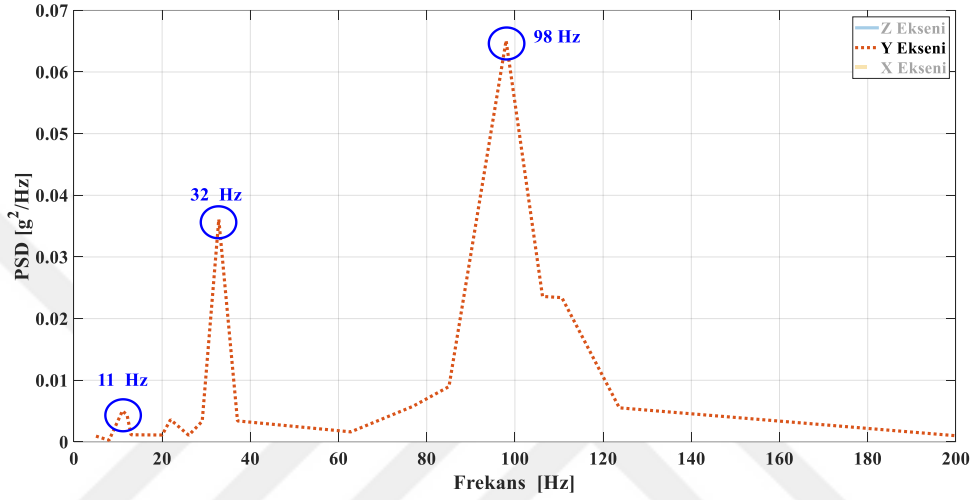


(b)

Şekil 4.70. Helikopter kargo kapıları aktif titreşim kontrol sistemi. (a) Yardımcı kargo kapısı, (b) Ana kargo kapısı

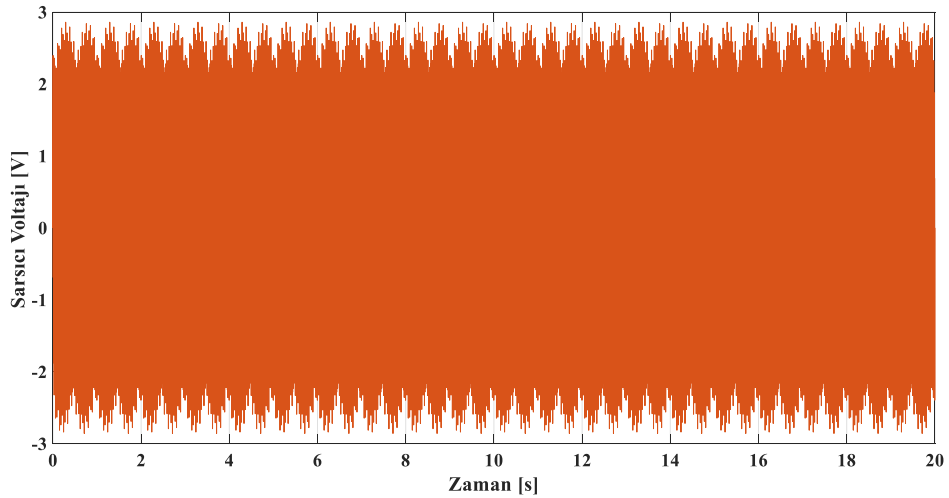
Sayısal kontrol sistemleri altı giriş ve dört çıkıştan oluşmaktaydı. Bu altı girişin iki tanesi sistemi alttan ve üstten sarsacak bozucu giriş olarak verilmişti. Fakat deneysel çalışmalar için altyapımızda bir adet sarsıcı olduğundan dolayı sistemi sadece alttan tahrik etmek için tek bir sarsıcı kullanılmıştır. Daha önceki bölümlerde anlatılan UH1H

helikopterinden elde edilen titreşim verileri çalışmanın bu kısmında daha iyi sonuç vermesi adına sinüs sinyallere bölünerek kullanılmıştır. Sistemleri alt taraftan (taban) tahrik etmek adına operasyonel olarak elde edilen titreşim verileri maksimum pik noktalarına göre üç farklı sinüs sinyalinin birleştirilmesiyle oluşturulmuştur. Şekil 4.71’de taban bölgesine ait PSD grafiği ve seçilen pik noktalarının frekans bilgileri verilmiştir.



Şekil 4.71. UH1H Helikopteri taban bölgesi titreşim verileri (Y Ekseni) ve seçilen pik noktaları

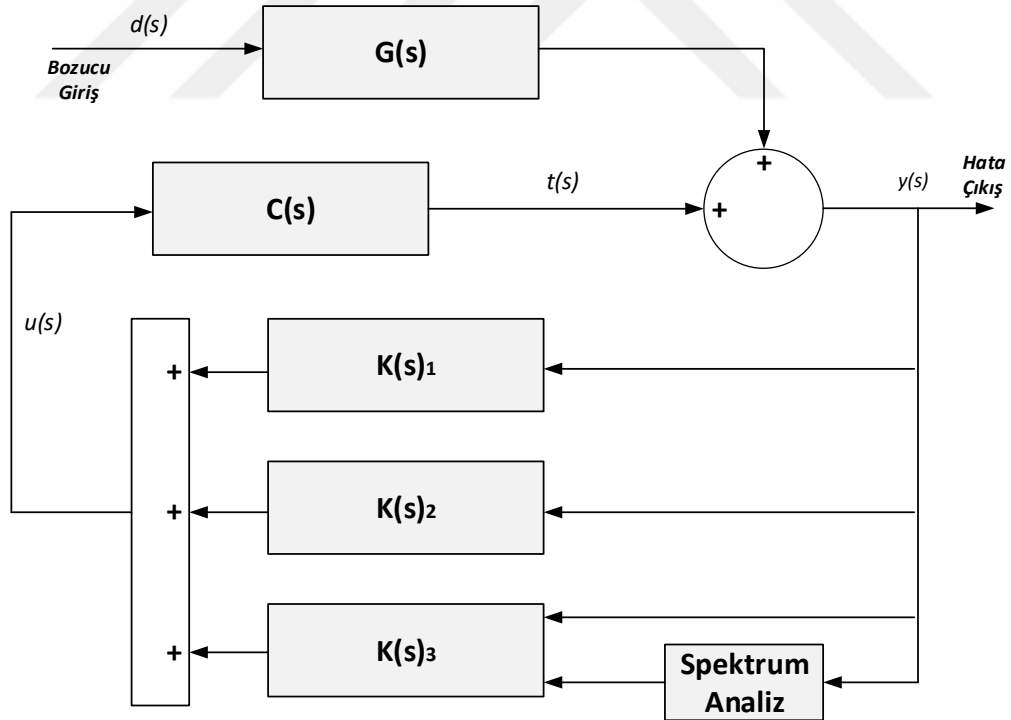
Seçilen bu pik noktalarının genlikleri ile eş değer ve frekans bilgilerine göre yeni bir tahrik sinyali oluşturulmuştur. Bu tahrik sinyali Şekil 4.72’te verilmiştir. Bu tahrik sinyali üç farklı frekans ve genliğe sahip sinüs sinyallerinin birleştirilmesi ile oluşturulmuştur.



Şekil 4.72. Deneysel bozucu sinyali

UH1H Helikopteri taban bölgesinde Y ekseninin RMS değeri 2.68 g olarak verilmişti. Gerçek ölçümler ile uyumlu olması amacıyla elde edilen yeni titreşim verisinin RMS değeri deneysel olarak hesaplanmıştır. Her iki helikopter kargo kapısında sarsıcının yerleştirildiği noktaların hemen üstünden yapılar üzerinden ivmeölçer vasıtasıyla titreşim ölçümleri alınarak PSD analizleri yapılmıştır. Sarsıcı sürücü voltajı 2.68 g değerini yakalayacak şekilde ayarlanmıştır.

Sayısal çalışmalarda bir titreşim modeli tahrik edildiğinde genellikle doğal modlarında zorlanır ve titreşim genlikleri doğal frekanslarında maksimuma ulaşır. Fakat gerçek sistemlerde bu durum her zaman bu şekilde olmamaktadır. Doğrusal olmayan durumlar, tahrik noktasının seçimi, tahmin edilemeyen sönüm mekanizmaları gibi birçok parametre yapı üzerinde oluşacak titreşim frekanslarını ve genliklerini doğrudan etkilemektedir. Bu sebepten dolayı bu çalışmada sayısal olarak gerçekleştirilen kontrolcü tasarımları ilk üç doğal modu kontrol etme amacı ile sunulmuştur. Fakat deneysel sistemde aynı yolu izlemek doğrusal olmayan durumlardan dolayı kontrol performansını düşürmektedir.



Şekil 4.73. Deneysel PPGB kontrolcü tasarımı

Deneysel PPGB kontrolcü tasarımında 3 farklı kompensatör kullanılmıştır. Bunlardan birincisi daha önce belirlenen doğal frekansları hedef alan kompensatörlerdir. İkincisi bozucu tahrik sinyali bilindiği için tahrikten kaynaklı oluşan frekansları hedef

alan kompensatörlerdir. Üçüncüsü ise eş zamanlı gerinim ölçerlerden alınan sinyallerden elde edilen frekansları hedef alan kompensatörlerdir. Deneysel PPGB kontrolcü tasarımı şematik olarak Şekil 4.73'te verilmiştir.

Deneysel PPGB kontrolü için yardımcı kargo kapısı ve ana kargo kapısı akıllı yapı sistemlerinde her bir piezoelektrik yama ve her bir gerinim ölçer kullanılarak toplam dörder adet kontrolcü tasarımı yapılmıştır. Çünkü her bir kontrolcü noktasında farklı gerilmeler ve titreşimler oluşmaktadır. Her bir kontrolcü tasarımı içinde 4 farklı senaryo tasarlanmıştır. Bunlardan birincisi belirlenen doğal frekansları yani ilk üç modu kontrol edecek kompensatörlerin kullanıldığı kontrol sistemidir. İkincisi bozucu tahrik sinyali bilinen sistemler için tahrikten kaynaklanan frekansları kontrol edecek kompensatörlerin kullanıldığı kontrol sistemidir. Üçüncüsü gerinim ölçerlerden alınan sinyallerden elde edilen frekansları kontrol edecek kompensatörlerin kullanıldığı kontrol sistemidir. Dördüncüsü ise tüm bu senaryoların aynı anda kullanıldığı kontrol sistemidir. Her bir yama için oluşturulan kompensatörler Denklem (4.8), (4.9) ve (4.10)'dan elde edilmektedir.

$$K(s)_1 = \frac{G}{s^2 + 2\xi\omega_d s + \omega_d^2} \quad (4.8)$$

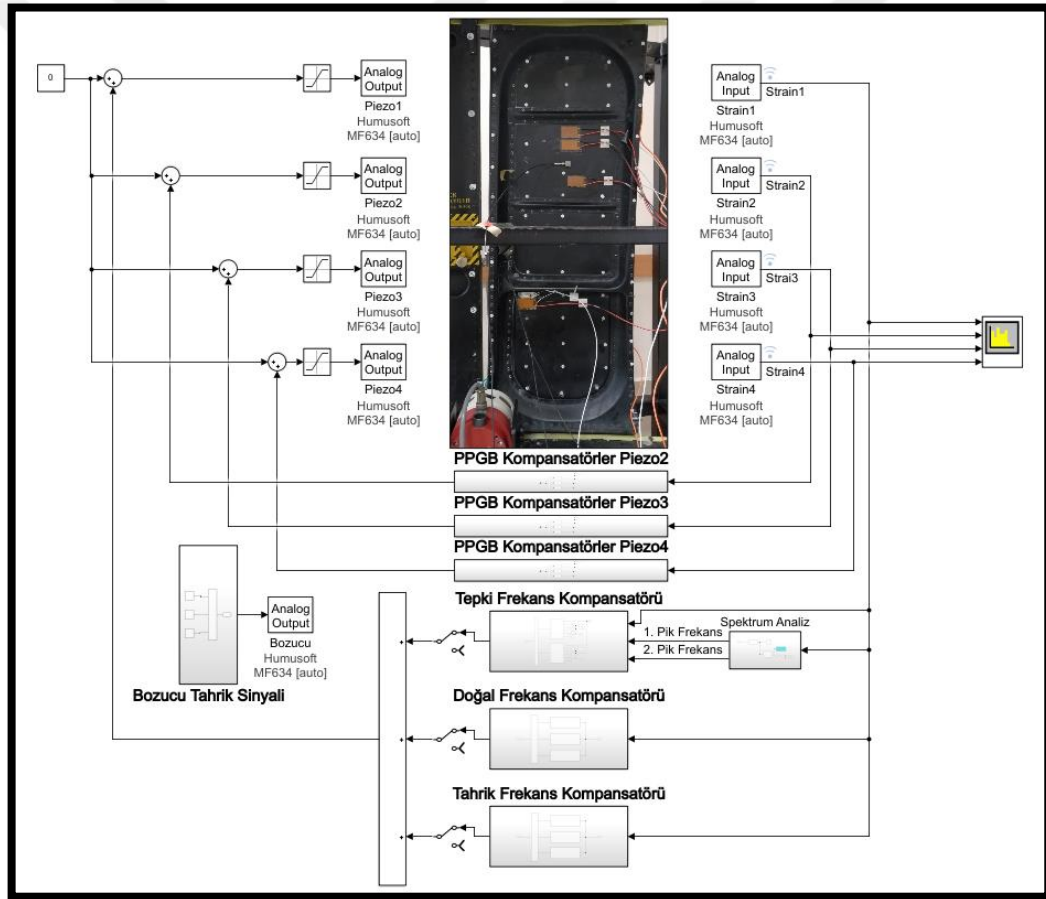
$$K(s)_2 = \frac{G}{s^2 + 2\xi\omega_t s + \omega_t^2} \quad (4.9)$$

$$K(s)_3 = \frac{G}{s^2 + 2\xi\omega_a s + \omega_a^2} \quad (4.10)$$

Burada $K(s)_1$ doğal modlarda oluşacak titreşimleri kontrol edecek kompensatör, $K(s)_2$ tahrikten kaynaklı yapı üzerinde oluşan titreşimleri kontrol edecek kompensatör, $K(s)_3$ sistemde anlık oluşan titreşimleri kontrol edecek kompensatör olarak verilmiştir. Deneysel sistemde G , ξ sırasıyla skaler kazanç, sönüm oranını, ω_d yapının doğal frekanslarını, ω_t ise tahrik bilgilerini içeren frekansları, ω_a ise eş zamanlı ölçüm ile alınan tepki frekans değerlerini belirtmektedir.

Deneysel kontrol sistemi uygulamaları “Matlab/Real Time Desktop” ile gerçekleştirilmiştir. Gerçek zamanlı uygulamalar için çözücü olarak “Fixed Step-Automatic Solver Selection” seçilmiştir. Yine yüksek çözünürlük için “Fixed Step Size” değeri 0.001 olarak alınmıştır. Ana kargo kapısına ait deneysel blok diyagramı EK 7’de

verilmiştir. Şekil 4.74'te ise yardımcı kargo kapısına ait deneysel kontrolcü sisteminin genel blok diyagramı sunulmuştur. Burada birinci piezoelektrik yamaya ait kompensatörler detaylı olarak verilmiştir. Diğer piezoelektrik yamalar içinde aynı şekilde uygulanmıştır. Şekil 4.74'te verilen Tepki Frekans Kompensatörü, Doğal Frekans Kompensatörü ve Tahrik Frekans Kompensatörü detaylı blok diyagramı EK 8-9-10'da verilmiştir. Ayrıca Tepki Frekans Kompensatörü için eş zamanlı bir FFT hesaplama bloğu olan "Spectrum Estimator" kullanılmıştır. Bu blok ile oluşan FFT sinyalinde pik noktalarının frekans değerleri "Peak Finder" bloğu ile hesaplanarak Tepki Frekans Kompensatörüne gönderilmiştir. Bu çalışmada sadece maksimum 2 tane pik hesaplanarak kompensatörlerde kullanılmıştır.



Şekil 4.74. Piezo1 deneysel PPGB kontrolcü tasarımı genel blok diyagramı

Tepki Frekans Kompensatörü, Doğal Frekans Kompensatörü ve Tahrik Frekans Kompensatöründe kullanılan frekans bilgileri Çizelge 1'de özetlenmiştir. Her bir piezoelektrik eyleyici için 3 adet kompensatör oluşturulmuştur. Ayrıca Denklem (4.8),

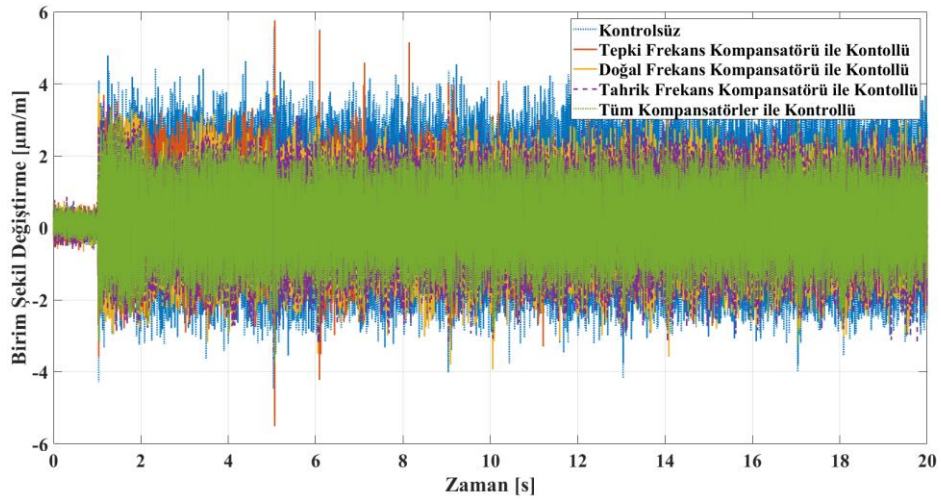
(4.9) ve (4.10)'da verilen tüm kompensatörlerde G ve ξ parametreleri sırasıyla 100000 ve 0.9 olarak alınmıştır.

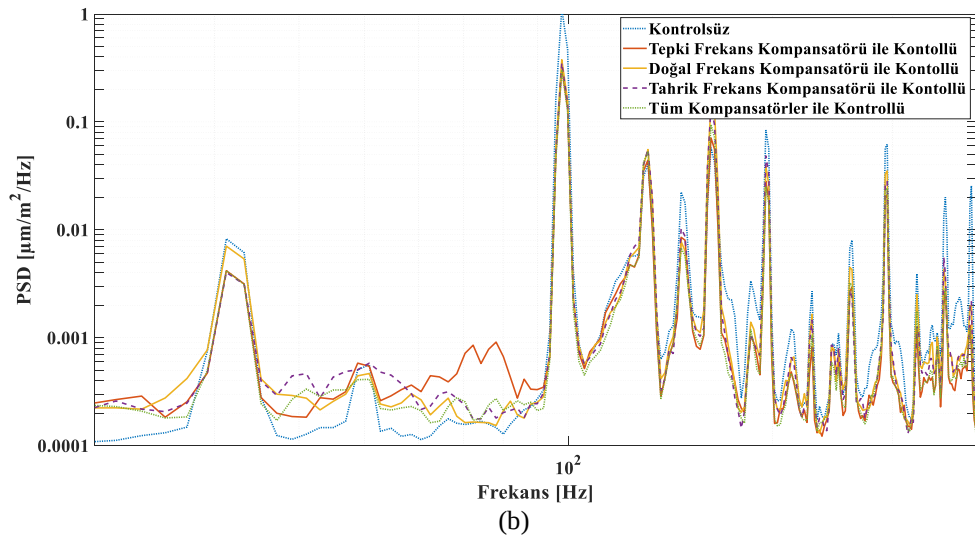
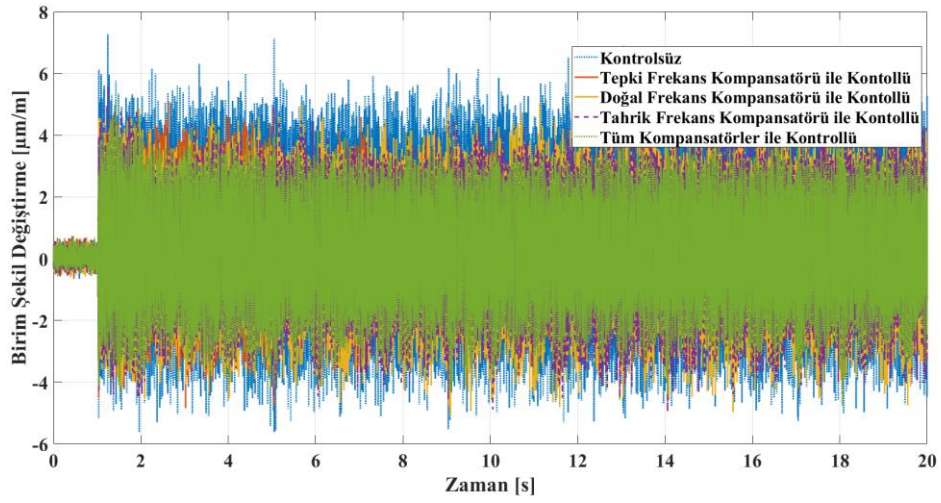
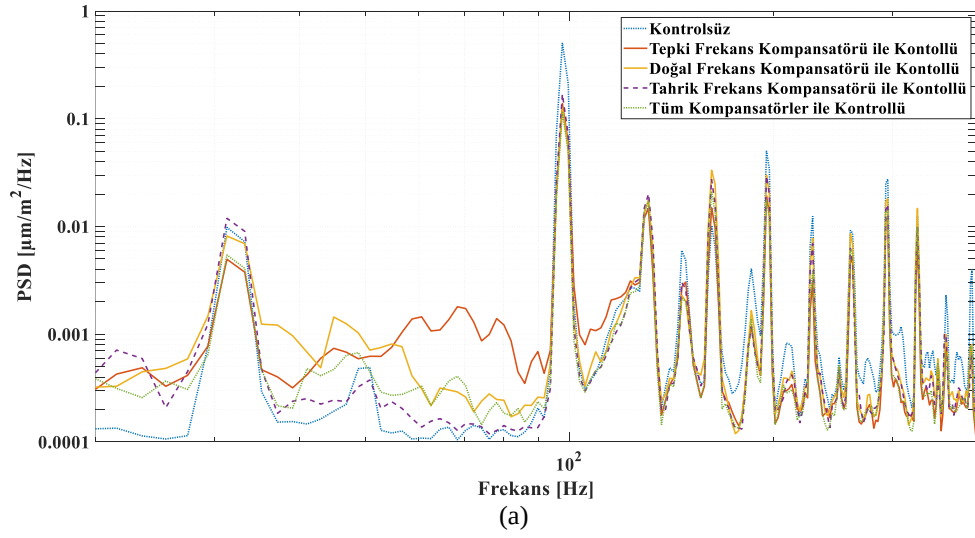
Çizelge 4.29. Deneysel PPGB kontrolcü tasarımı kompensatör frekans değerleri

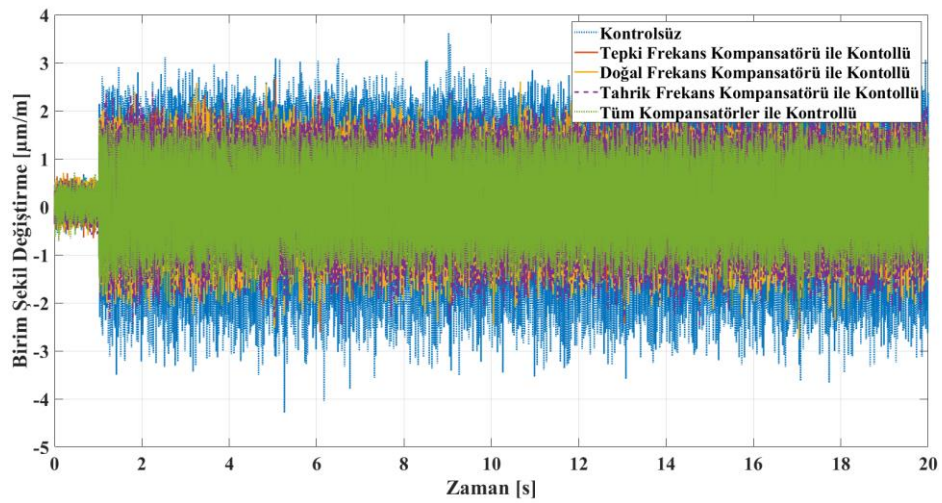
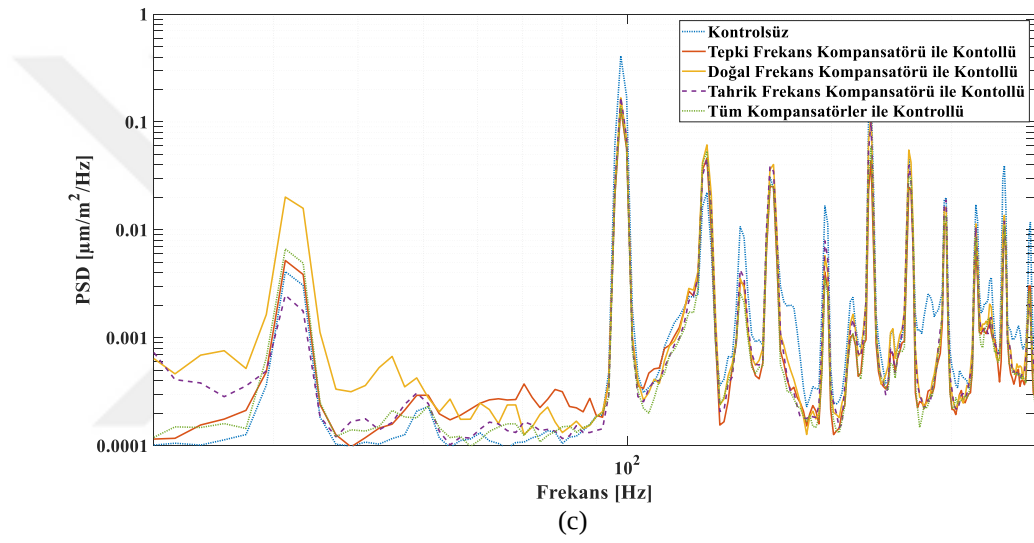
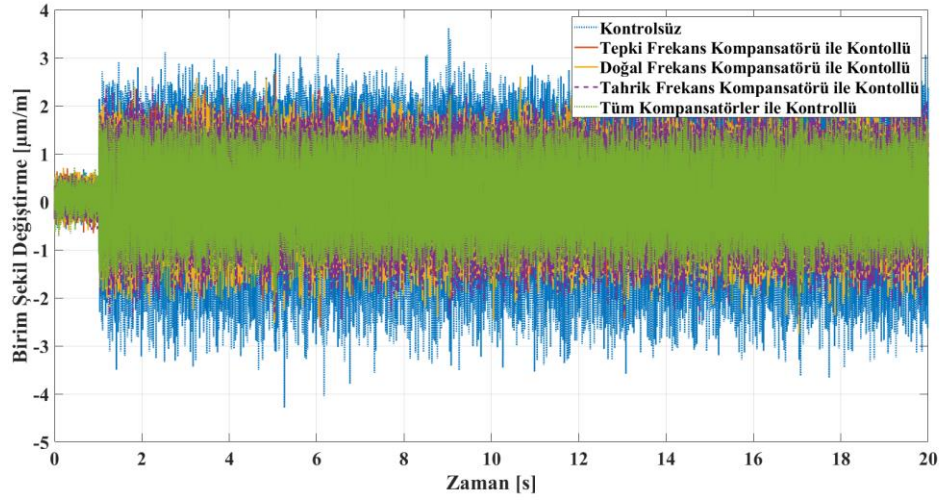
	$K(s)_1$			$K(s)_2$			$K(s)_3$	
	ω_{n1}	ω_{n2}	ω_{n3}	ω_{t1}	ω_{t2}	ω_{t3}	ω_{a1}	ω_{a2}
Piezo1	<u>YKK*</u>	<u>YKK*</u>	<u>YKK*</u>					
Piezo2	44 Hz	62 Hz	113 Hz	11 Hz	32 Hz	98 Hz	Eş zamanlı olarak hesaplanıyor.	
Piezo3	<u>AKK*</u>	<u>AKK*</u>	<u>AKK*</u>					
Piezo4	34 Hz	51 Hz	63 Hz					

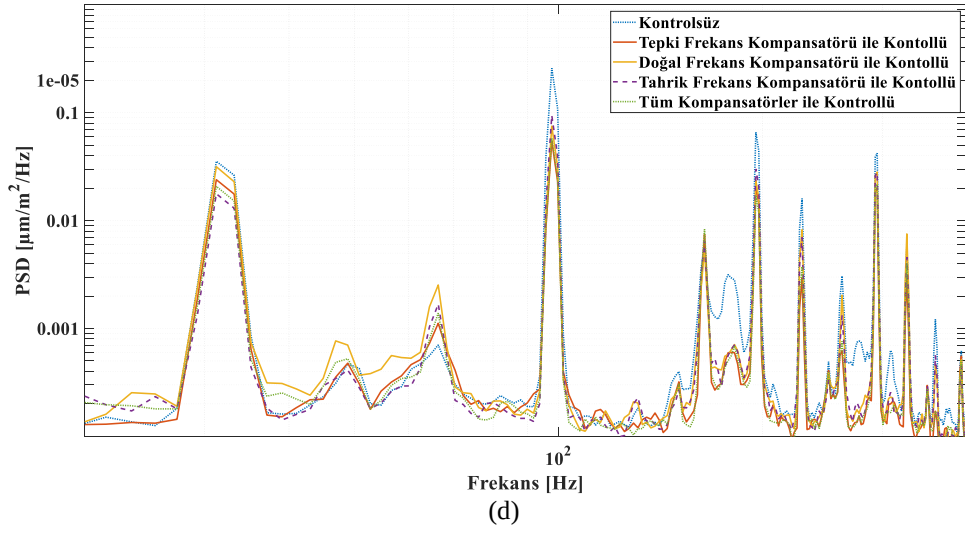
*YKK-Yardımcı kargo kapısı, AKK-Ana kargo kapısı.

Deneysel akıllı yapı sistemleri sarsıcı yardımıyla Şekil 4.72'te verilen bozucu tahrik sinyali ile 20 saniye boyunca tahrik edilerek kapalı döngü kontrolcü tasarımı ile kontrol edilmiştir. Deneysel kontrol sistemleri dört farklı konfigürasyon ile kontrol edilmiştir. Bunlar sırasıyla yalnız Tepki Frekans Kompensatörleri ile kontrol, yalnız Doğal Frekans Kompensatörleri ile kontrol, yalnız Tahrik Frekans Kompensatörleri ile kontrol ve tüm bu bahsedilen kompensatörler aynı anda aktif iken yapılan kontroldür. Bu farklı 4 konfigürasyon için 20 saniye boyunca bozucu tahrik altında akıllı yapıların kontrollü ve kontrolsüz zaman alanı ve PSD cevapları Şekil 4.75 ve 4.76'te verilmiştir.

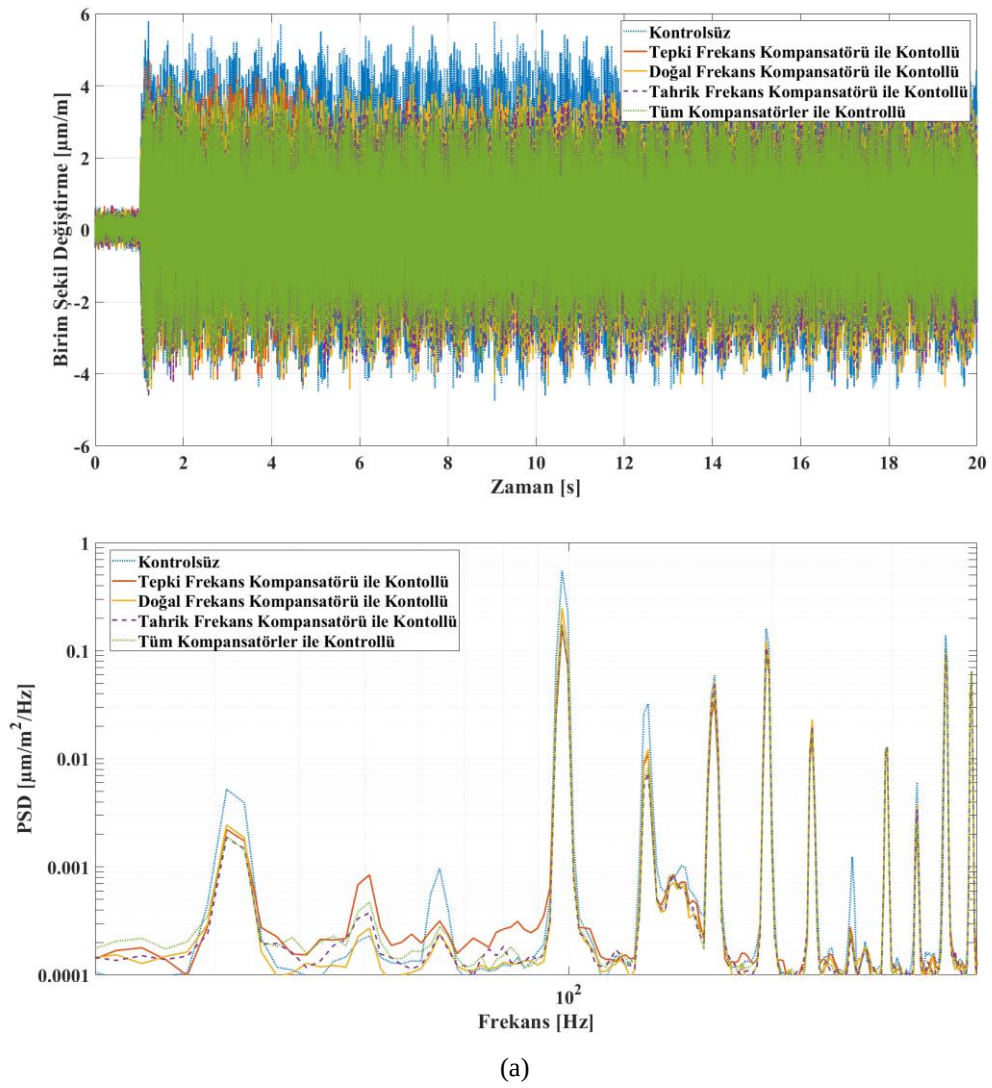


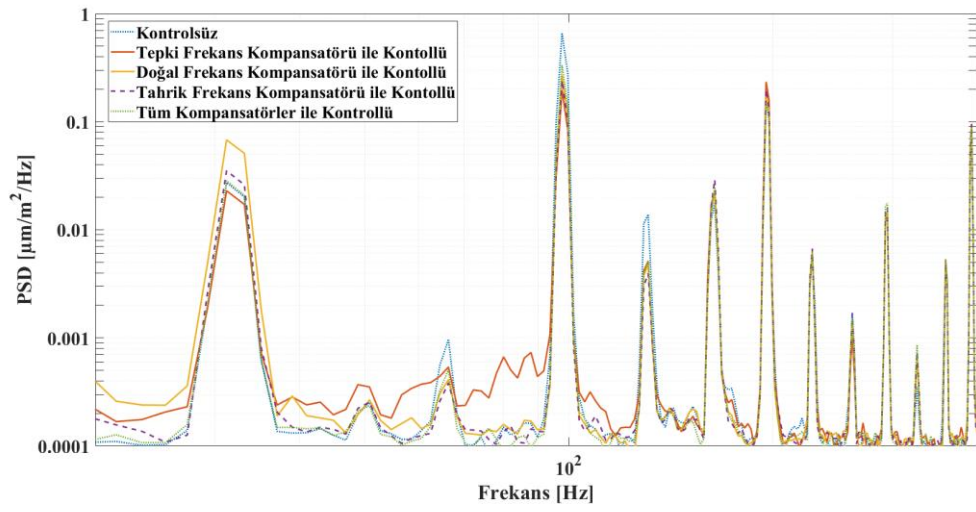
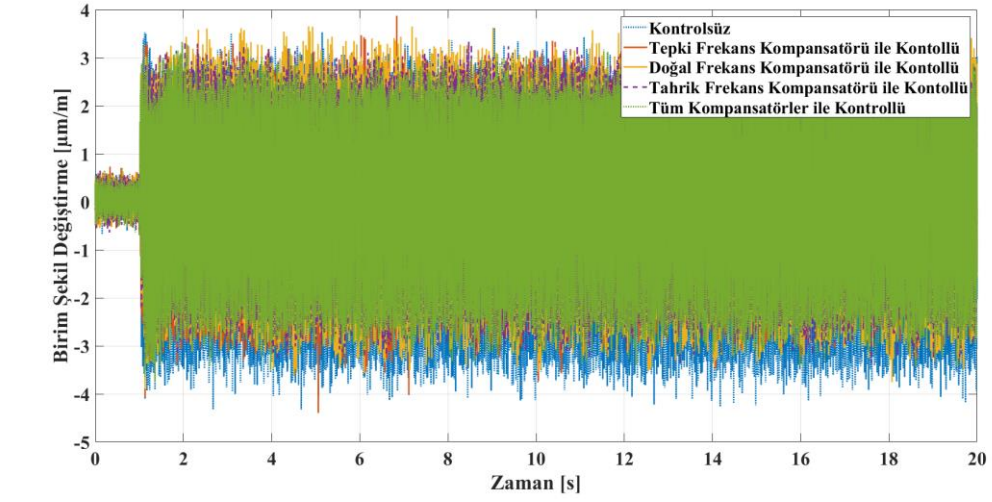




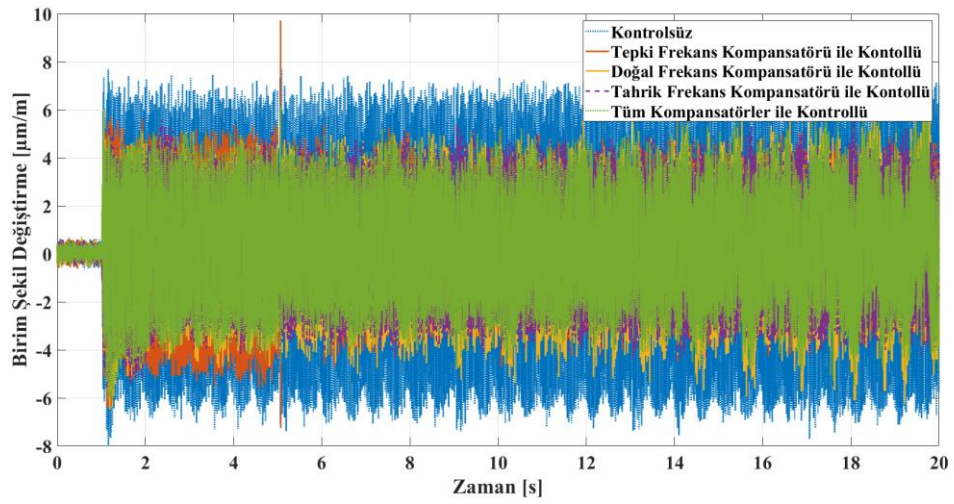


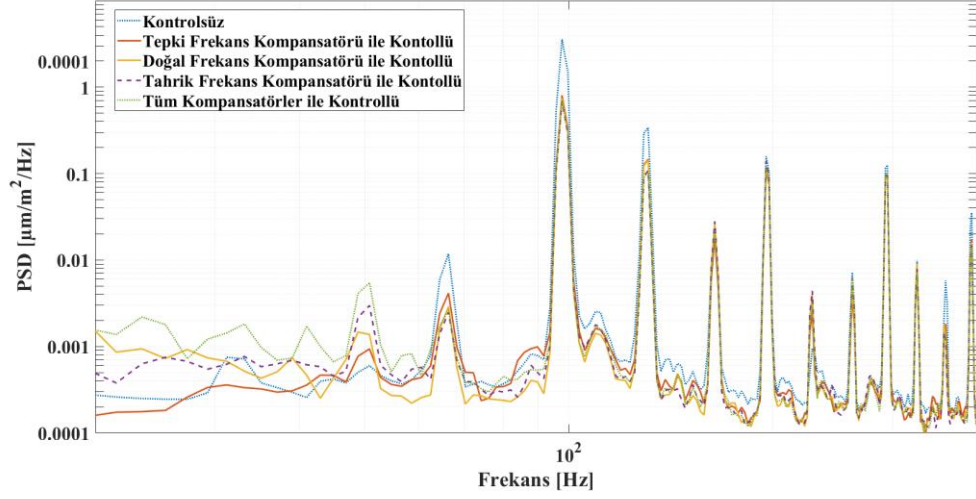
Şekil 4.75. Yardımcı kargo kapısı için deneysel PPGB kontrollü ve kontrolsüz birim şekil değiştirme cevapları a) Piezo1 bölgesi, b) Piezo2 bölgesi, c) Piezo3 bölgesi, d) Piezo4 bölgesi



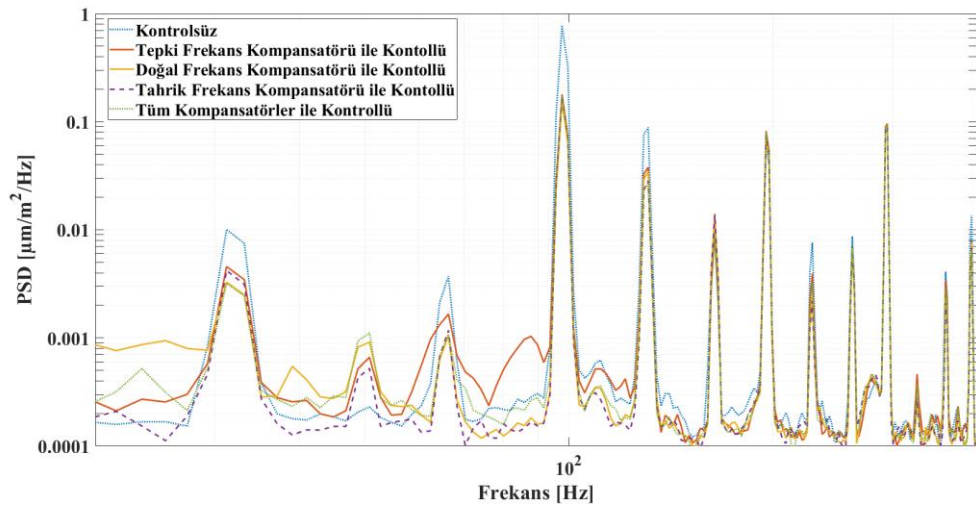
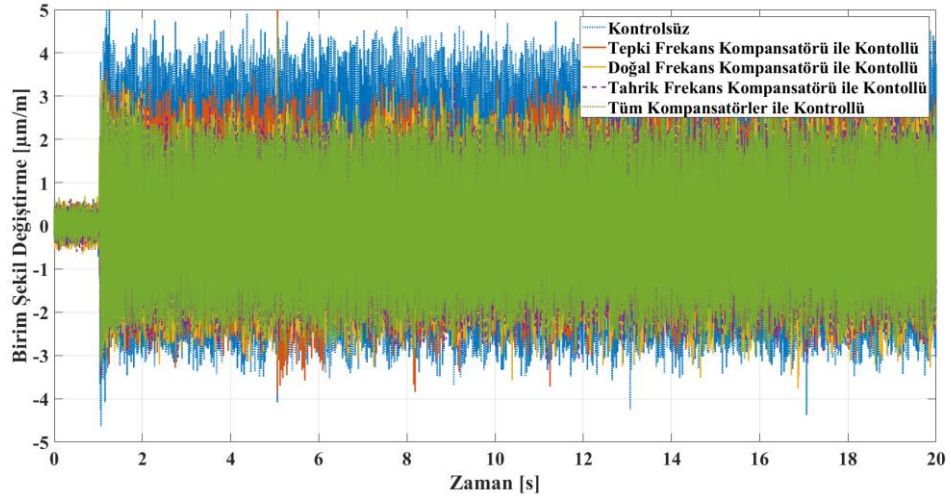


(b)





(c)



(d)

Şekil 4.76. Ana kargo kapısı için deneysel PPGB kontrollü ve kontrolsüz birim şekil değiştirme cevapları
a) Piezo1 bölgesi, b) Piezo2 bölgesi, c) Piezo3 bölgesi, d) Piezo4 bölgesi

Deneyisel kontrollü ve kontrolsüz cevapları karşılaştırmak adına her bir PSD grafiğinin altında alanın karekökünün alınmasıyla RMS değerlerine ulaşılmıştır. Yardımcı kargo kapısının ortalama RMS değerleri Çizelge 4.30’da verilmiştir. Ana kargo kapısının ortalama RMS değerleri Çizelge ise 4.31’de verilmiştir.

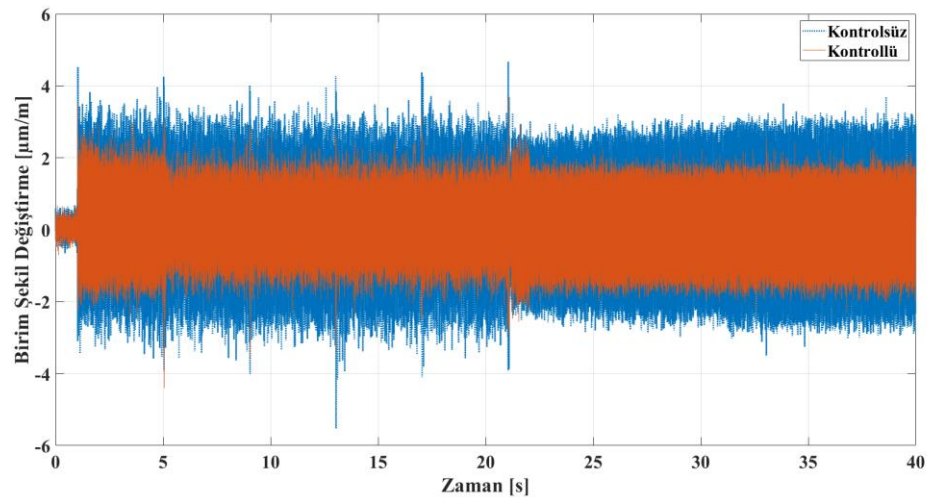
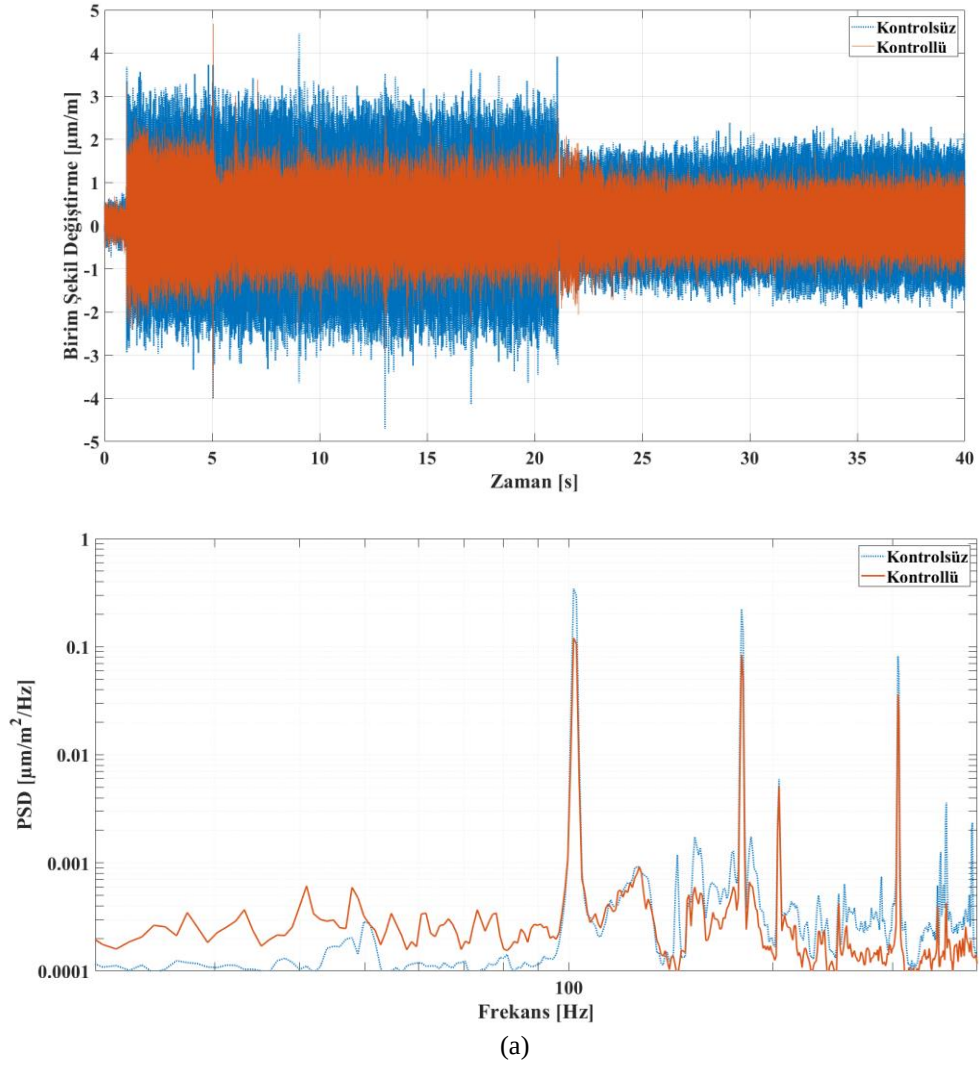
Çizelge 4.30. Yardımcı kargo kapısı için deneyisel PPGB kontrollü ve kontrolsüz birim şekil değiştirme RMS değerleri

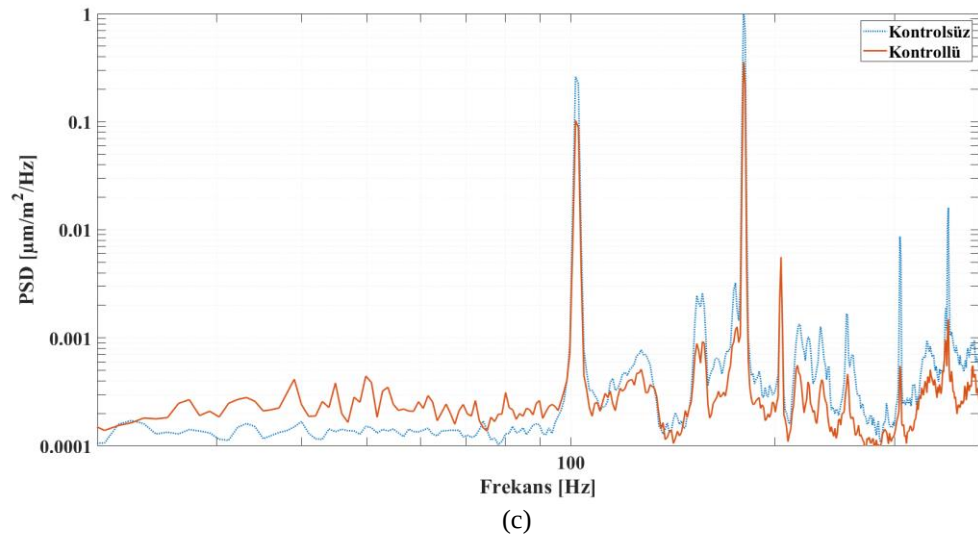
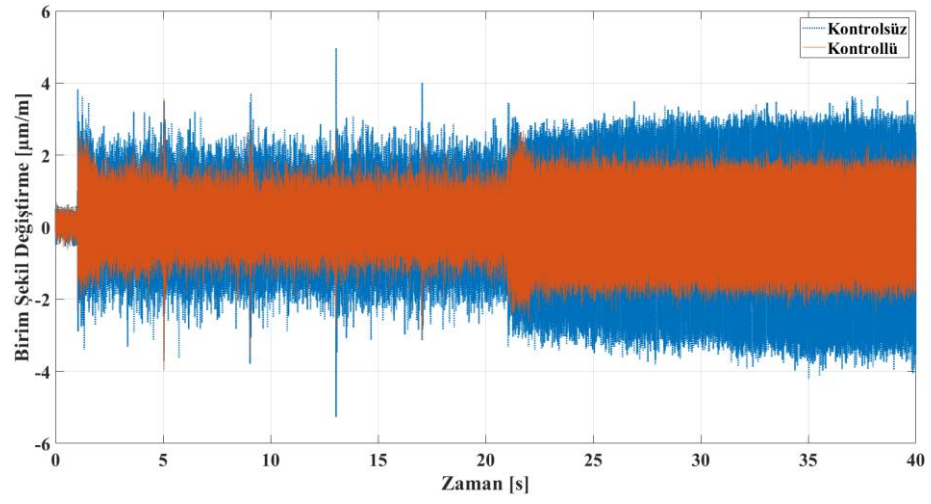
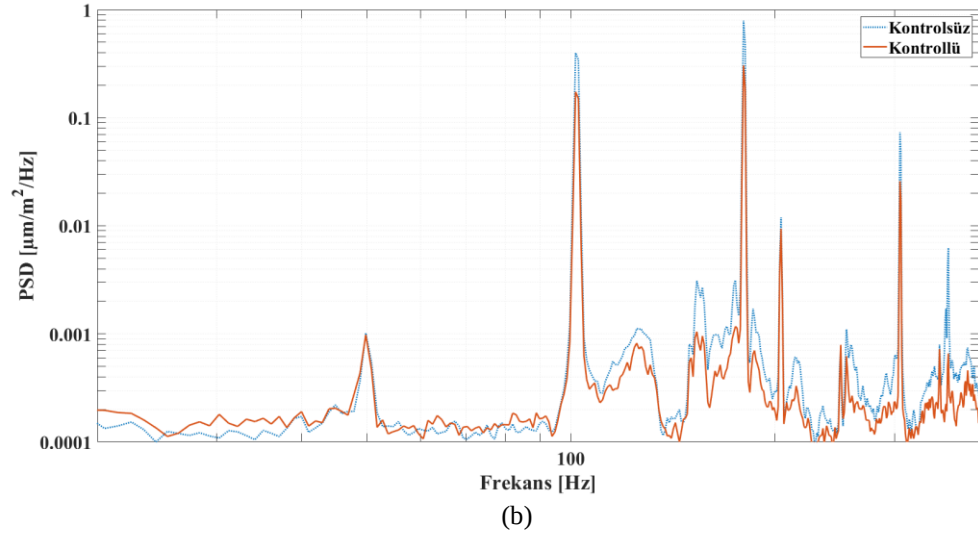
	Piezo1 Bölgesi		Piezo2 Bölgesi		Piezo3 Bölgesi		Piezo4 Bölgesi		Ortalama Titreşim Azaltma [%]
	Kontrolsüz Toplam RMS	Kontrollü Toplam RMS	Kontrolsüz Toplam RMS	Kontrollü Toplam RMS	Kontrolsüz Toplam RMS	Kontrollü Toplam RMS	Kontrolsüz Toplam RMS	Kontrollü Toplam RMS	
Tepki Frekans Kompansatörü	1.53E+00	9.75E-01	2.25E+00	1.39E+00	1.76E+00	1.15E+00	1.25E+00	7.32E-01	
Titreşim Azaltma [%]	36.27		38.22		34.66		41.44		37.65
Doğal Frekans Kompansatörü	1.53E+00	1.05E+00	2.25E+00	1.63E+00	1.76E+00	1.44E+00	1.25E+00	8.46E-01	
Titreşim Azaltma [%]	31.37		27.56		18.18		32.32		27.36
Tahrik Frekans Kompansatörü	1.53E+00	1.08E+00	2.25E+00	1.58E+00	1.76E+00	1.36E+00	1.25E+00	8.54E-01	
Titreşim Azaltma [%]	29.41		29.78		22.73		31.68		28.40
Tüm Kompansatörler	1.53E+00	9.31E-01	2.25E+00	1.41E+00	1.76E+00	1.20E+00	1.25E+00	7.34E-01	
Titreşim Azaltma [%]	39.15		37.33		31.82		41.28		37.40

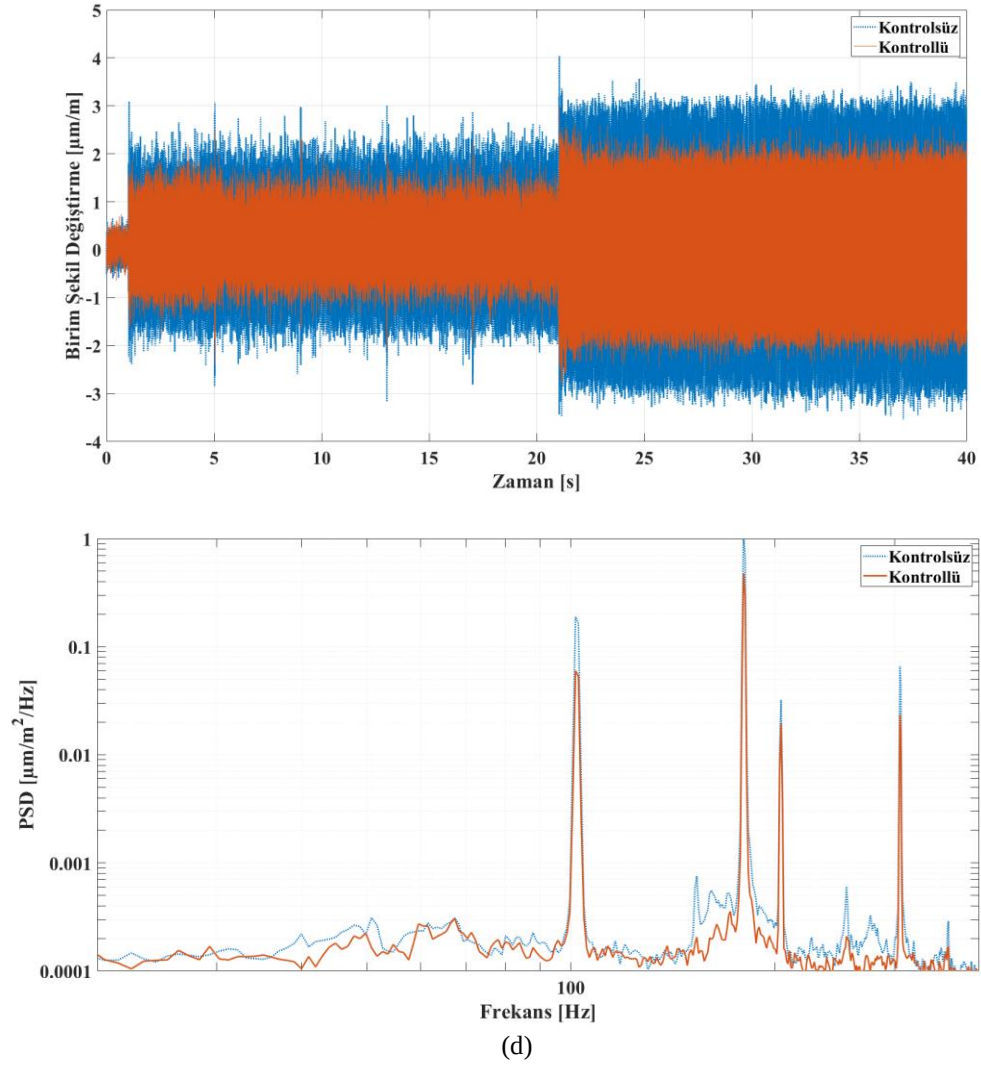
Çizelge 4.31. Ana kargo kapısı için deneyisel PPGB kontrollü ve kontrolsüz birim şekil değiştirme RMS değerleri

	Piezo1 Bölgesi		Piezo2 Bölgesi		Piezo3 Bölgesi		Piezo4 Bölgesi		Ortalama Titreşim Azaltma [%]
	Kontrolsüz Toplam RMS	Kontrollü Toplam RMS	Kontrolsüz Toplam RMS	Kontrollü Toplam RMS	Kontrolsüz Toplam RMS	Kontrollü Toplam RMS	Kontrolsüz Toplam RMS	Kontrollü Toplam RMS	
Tepki Frekans Kompansatörü	1.88E+00	1.26E+00	1.85E+00	1.42E+00	3.71E+00	1.95E+00	1.88E+00	1.19E+00	
Titreşim Azaltma [%]	32.98		23.24		47.44		36.70		35.09
Doğal Frekans Kompansatörü	1.88E+00	1.48E+00	1.85E+00	1.51E+00	3.71E+00	2.01E+00	1.88E+00	1.22E+01	
Titreşim Azaltma [%]	21.28		18.38		45.82		35.11		30.15
Tahrik Frekans Kompansatörü	1.88E+00	1.36E+00	1.85E+00	1.47E+00	3.71E+00	1.97E+00	1.88E+00	1.21E+00	
Titreşim Azaltma [%]	27.62		20.54		46.90		35.64		32.67
Tüm Kompansatörler	1.88E+00	1.27E+00	1.85E+00	1.44E+00	3.71E+00	1.98E+00	1.88E+00	1.20E+00	
Titreşim Azaltma [%]	32.45		22.16		46.63		36.10		34.45

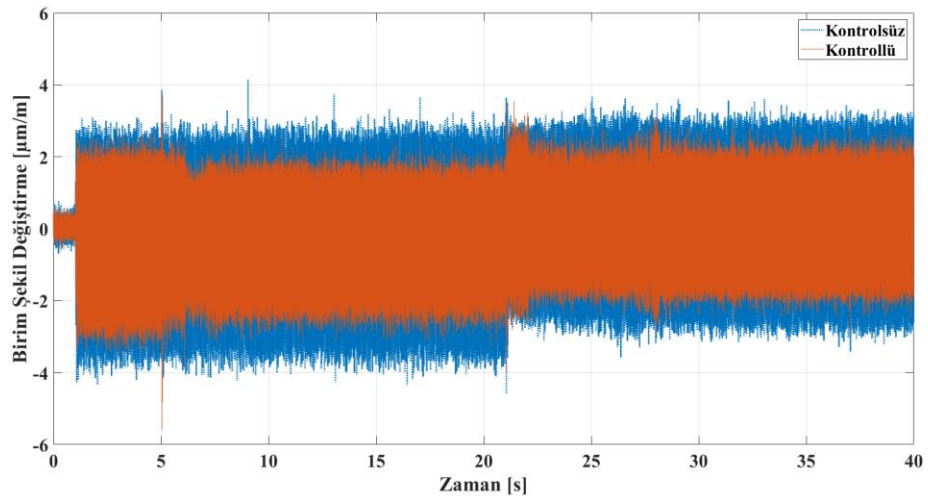
Bütün bu sonuçlara göre deneysel uygulanan PPGB kontrolcüsü tasarımlarında farklı yapıda kompensatörler kullanılması durumunda sonuçlar incelenmiştir. Her bir konfigürasyon için yardımcı kargo kapısında yaklaşık olarak sırayla ortalama %37.65, %27.36, %28.40 ve %37.40 titreşim azaltma sağlanmıştır. Benzer şekilde her bir konfigürasyon için ana kargo kapısında yaklaşık olarak sırayla ortalama %35.09, %30.15, %32.67 ve %34.45 titreşim azaltma sağlanmıştır. Özellikle yardımcı kargo kapısında sadece doğal frekans kompensatörü ya da sadece tahrik frekans kompensatörü kullanılması durumunda kontrol performansları düşmüştür. Tüm kompensatörlerin aynı anda kullanılması durumunda ise kontrolcü performansı en yüksek seviyededir. Benzer şekilde sadece ana kargo kapısında tepki frekans kompensatörü kullanılması durumunda kontrol performansı yüksektir. Bir yapı bilinmeyen bir tahrik ile tahrik edildiğinde iki şekilde tepki oluşturur. Bunlardan birincisi ve en önemlisi tahrik kaynaklı titreşimlerdir. İkinci ise doğal frekans kaynaklı titreşimlerdir. Ayrıca tasarlanan kompensatörlerin arasında sadece Tepki Frekans Kompansatörü adaptif olarak çalışmaktadır. Özellikle havacılık yapılarında uçuş sırasında farklı zamanlarda farklı titreşim yükleri gelmektedir. İyi bir aktif titreşim kontrol yöntemi bu bağlamda gelen bu farklı yüklemeleri algılayıp duruma göre kontrolcü değişkenlerini değiştirerek kontrol performansının artırılması gerekmektedir. Bu yüzden bu çalışmada ayrıca Frekans Tepki Kompansatörü ve Doğal Frekans kompensatörü beraber kullanılarak zamanla değişen bozucu tahrikleri durumunda kontrol sisteminin performansı incelenmiştir. Buna göre deneysel akıllı yapı sistemleri sarsıcı yardımıyla 20'şer saniyelik 102 Hz ve 180 Hz frekansa sahip iki farklı bozucu tahrik sinyali ile toplam 40 saniye boyunca tahrik edilerek Frekans Tepki Kompansatörü ve Doğal Frekans kompensatörü beraber kullanılarak kapalı döngü kontrolcü tasarımı ile kontrol edilmiştir. Tam 20. Saniyede sistem tahrik frekansı ve genliği değişmiştir. Değişken tahrik altında akıllı yapıların kontrollü ve kontrolsüz zaman alanı ve PSD cevapları incelenmiş ve Şekil 4.77 ve 4.78'da verilmiştir.

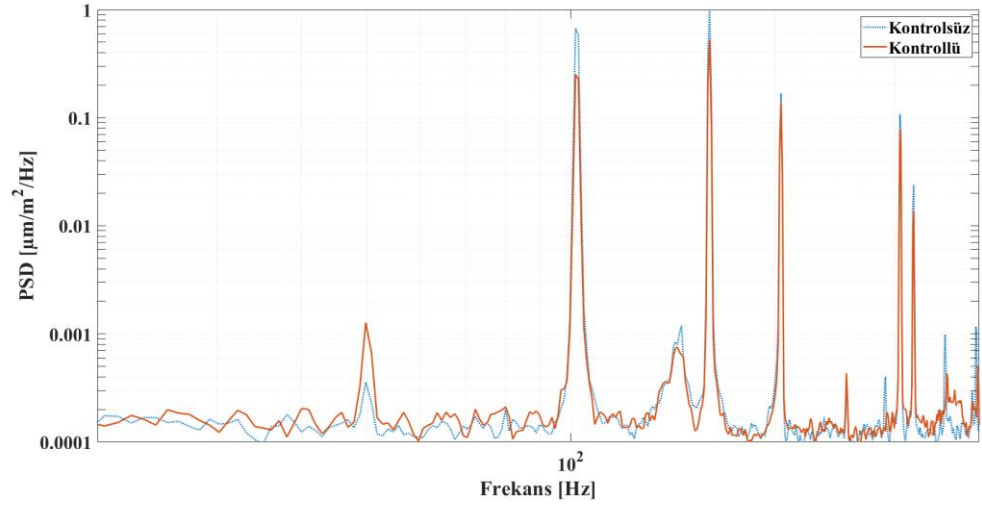




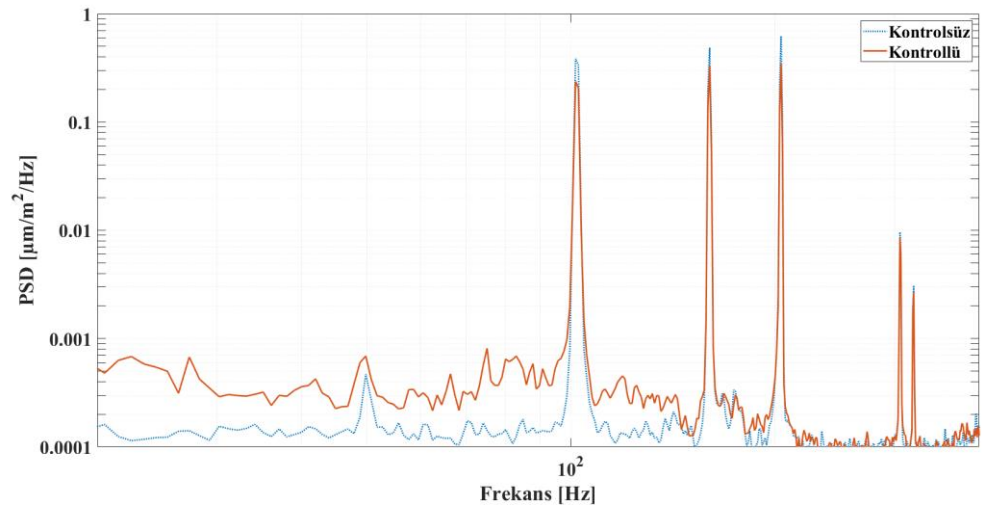
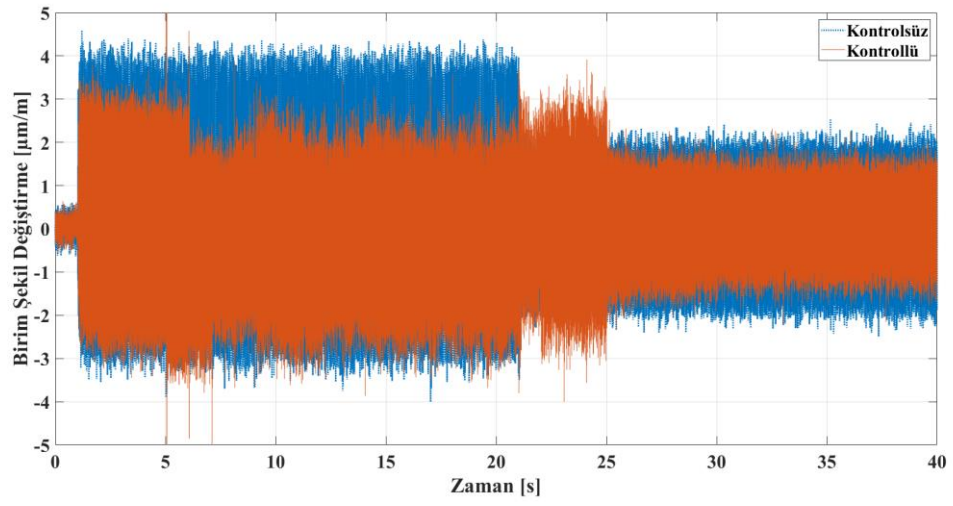


Şekil 4.77. Yardımcı kargo kapısı için deneysel değişken bozucu tahrik altında PPGGB kontrollü ve kontrolsüz birim şekil değişirme cevapları a) Piezo1 bölgesi, b) Piezo2 bölgesi, c) Piezo3 bölgesi, d) Piezo4 bölgesi

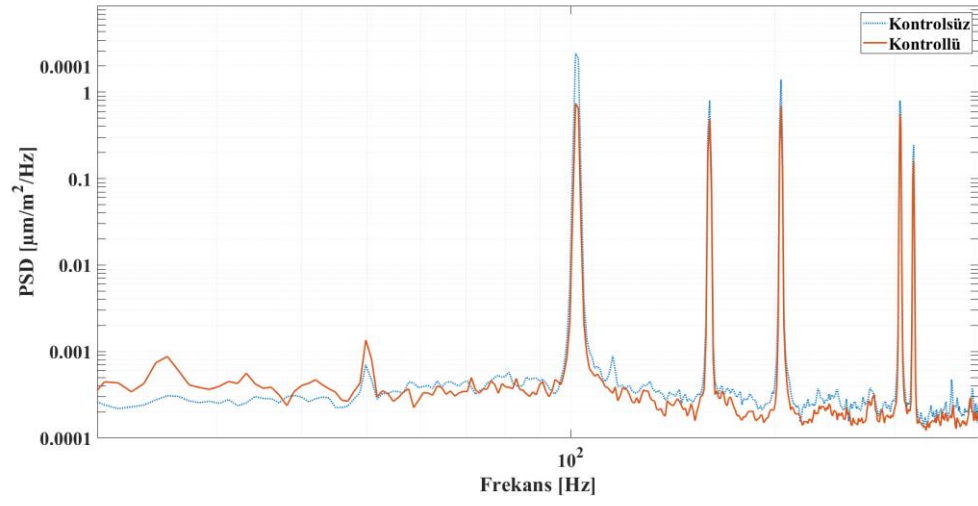
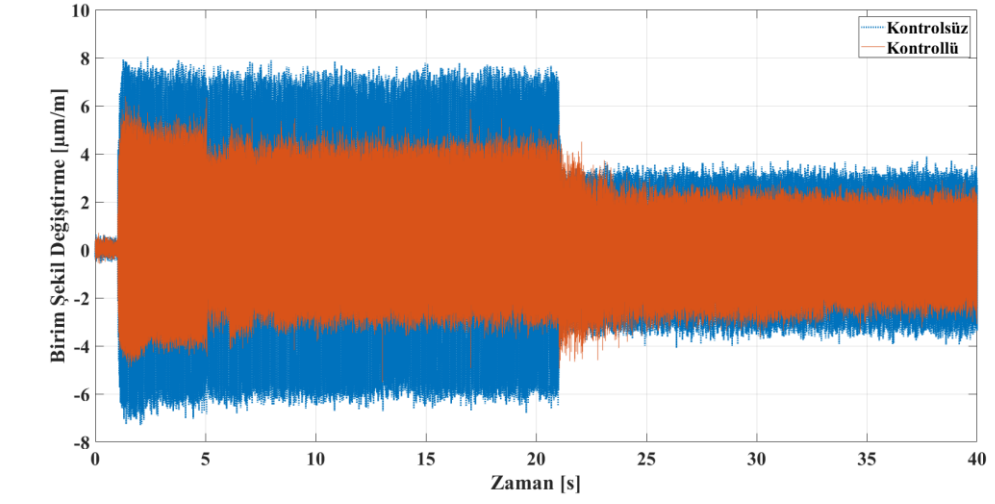




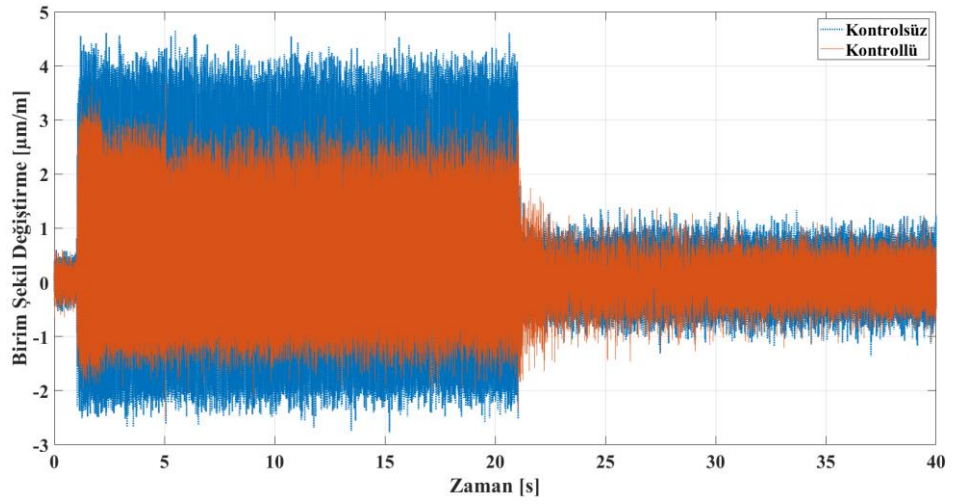
(a)

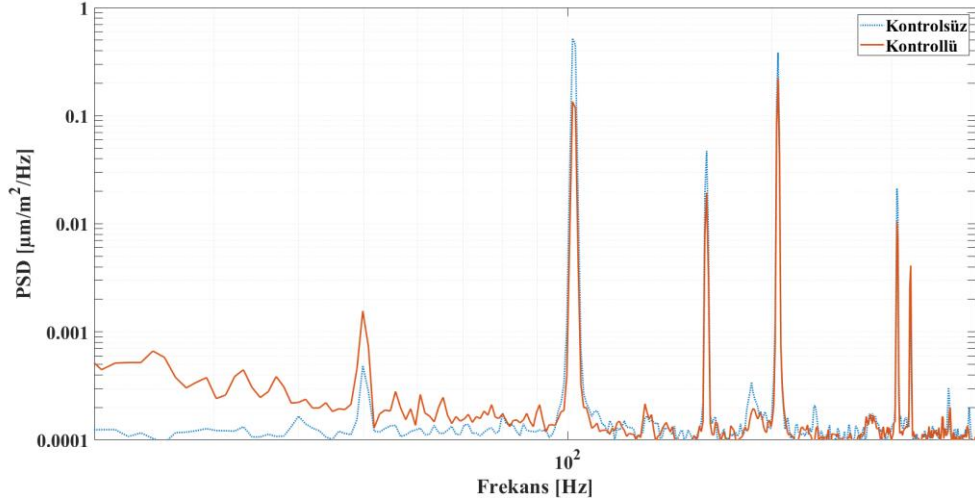


(b)



(c)





(d)

Şekil 4.78. Ana kargo kapısı için deneysel değişken bozucu tahrik altında PPGB kontrollü ve kontrollsüz birim şekil değiştirme cevapları a) Piezo1 bölgesi, b) Piezo2 bölgesi, c) Piezo3 bölgesi, d) Piezo4 bölgesi

Çizelge 4.32. Yardımcı kargo kapısı için deneysel değişken bozucu tahrik altında PPGB kontrollü ve kontrollsüz doğrusal gerinim RMS değerleri

	Piezo1 Bölgesi		Piezo2 Bölgesi		Piezo3 Bölgesi		Piezo4 Bölgesi		Ortalama Titreşim Azaltma [%]
	Kontrollsüz Toplam RMS	Kontrollü Toplam RMS	Kontrollsüz Toplam RMS	Kontrollü Toplam RMS	Kontrollsüz Toplam RMS	Kontrollü Toplam RMS	Kontrollsüz Toplam RMS	Kontrollü Toplam RMS	
Tepki ve Doğal Frekans Kompansatörleri	1.15E+00	7.39E-01	1.56E+00	1.01E+00	1.63E+00	9.64E-01	1.57E+00	1.03E+00	
Titreşim Azaltma [%]	35.74		35.26		40.86		34.39		36.56

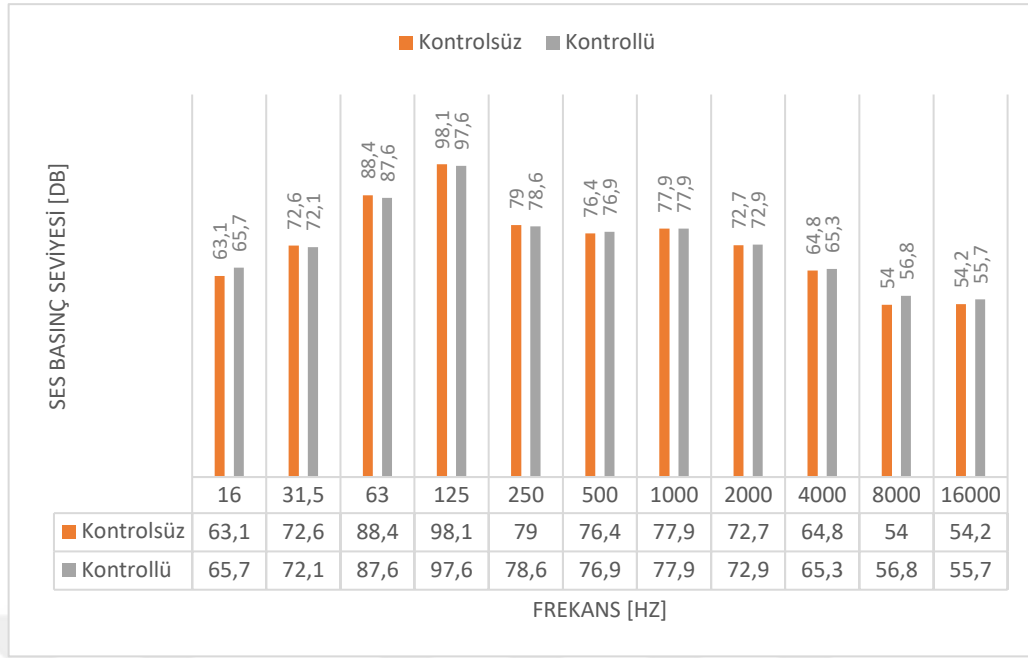
Çizelge 4.33. Ana kargo kapısı için deneysel değişken bozucu tahrik altında PPGB kontrollü ve kontrollsüz doğrusal gerinim RMS değerleri

	Piezo1 Bölgesi		Piezo2 Bölgesi		Piezo3 Bölgesi		Piezo4 Bölgesi		Ortalama Titreşim Azaltma [%]
	Kontrollsüz Toplam RMS	Kontrollü Toplam RMS	Kontrollsüz Toplam RMS	Kontrollü Toplam RMS	Kontrollsüz Toplam RMS	Kontrollü Toplam RMS	Kontrollsüz Toplam RMS	Kontrollü Toplam RMS	
Tepki ve Doğal Frekans Kompansatörleri	1.88E+00	1.32E+00	1.60E+00	1.28E+00	3.29E+00	2.16E+00	1.33E+00	8.57E-01	
Titreşim Azaltma [%]	29.79		20.00		34.35		35.56		29.92

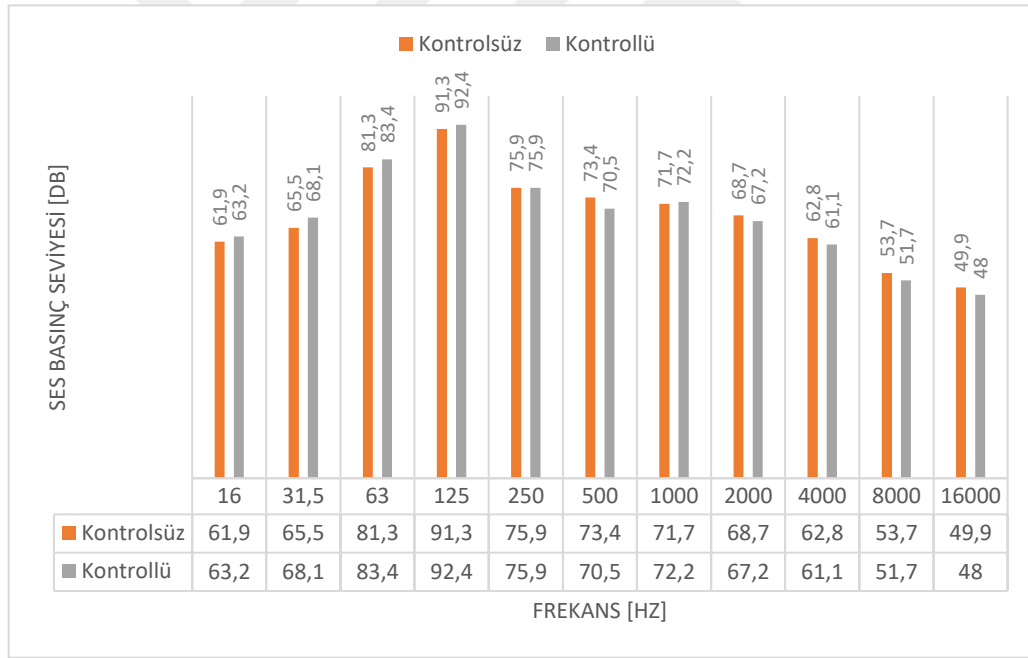
Değişken durum altında deneysel kontrollü ve kontrollsüz cevapları karşılaştırmak adına her bir PSD grafiğinin altında alanın karekökünün alınmasıyla RMS değerlerine ulaşılmıştır. Yapılara ait ortalama RMS değerleri Çizelge 4.32 ve 4.33'te sunulmuştur.

Yardımcı kargo kapısında değişken tahrik altında kontrolcü performansı incelendiği zaman yaklaşık olarak sırayla 40 saniye boyunca ortalama %35.74, %35.26, %40.86 ve %34.39 titreşim azaltma sağlanmıştır. Benzer şekilde ana kargo kapısında değişken tahrik altında kontrolcü performansı incelendiği zaman yaklaşık olarak sırayla 40 saniye boyunca ortalama %29.79, %20, %34.35 ve %35.45 titreşim azaltma sağlanmıştır. Şekil 4.75 ve 4.76'da verilen piezoelektrik yama bölgelerine ait zaman alanı cevaplarına göre değişken bir tahrik durumu olduğunda kontrolcü tasarımları adaptif olarak yeni duruma göre çalışabilmektedir. Fakat grafikler dikkatle incelendiği zaman 5. Saniyeden sonra kontrol performansı artmıştır. Bunun en önemli sebebi Tepki Frekans Kompansatörüne sistem cevabının frekans bilgileri anlık gönderilememektedir. Matlab/Simulink frekans spektrum hesabı yapılırken 3-4 saniye gibi bir süre geçmektedir. Bu sebepten dolayı kontrolcü 3-4 saniyelik bir gecikme yaşamaktadır. Bu durum kullanılacak endüstriyel cihazlar ve gömülü yazılımlar ile anlık olarak hesaplanarak düzeltilebilecek bir durumdur. Tahrik frekansı değiştiği zaman (21. Saniyede) yine aynı durum geçerlidir, spektrum hesaplama gecikmesi vardır. Fakat burada kontrolcü tasarımında ilk durum için bulunan frekans hala kompansatöre beslenmektedir. Bu yüzden kontrolcü performansı çok fazla düşmemektedir. Tüm bu deneysel kontrol çalışmaları sonucunda Tepki Frekans Kompansatöründe anlık olarak sistem tepki frekanslarının hesaplanarak kullanılması ile hem yüksek kontrol performansı sağlanmış hem de sistemde oluşan değişken durumlara adaptif olarak cevap verebilmiştir. Titreşim kontrolü çalışmalarında bu durum çok önemli bir yere sahiptir.

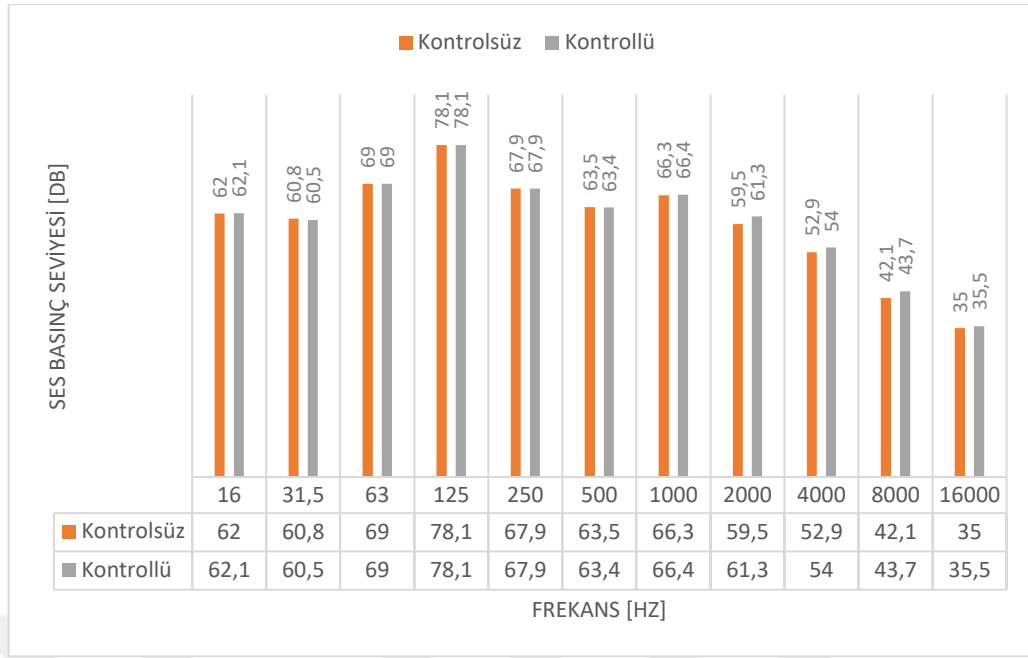
Ek olarak yardımcı kargo kapısının deneysel kontrolü sırasında gürültü ölçümleri yapılmıştır. Gürültü ölçümleri Brüel&Kjaer firmasının 2250-S tipi Class-1 ses seviyesi ölçeri ile gerçekleştirilmiştir. Yardımcı kargo kapısının iç tarafından, dış tarafından ve kapıdan 2 metre uzaktan olmak üzere üç tane farklı ölçüm yapılmıştır. Tüm ölçümler PPGB kontrollü ve kontrolsüz olarak Şekil 4.79'te sunulmuştur. Ölçümler 1/1 oktav bandında 0-16 kHz frekans aralığında gerçekleştirilmiştir.



(a)



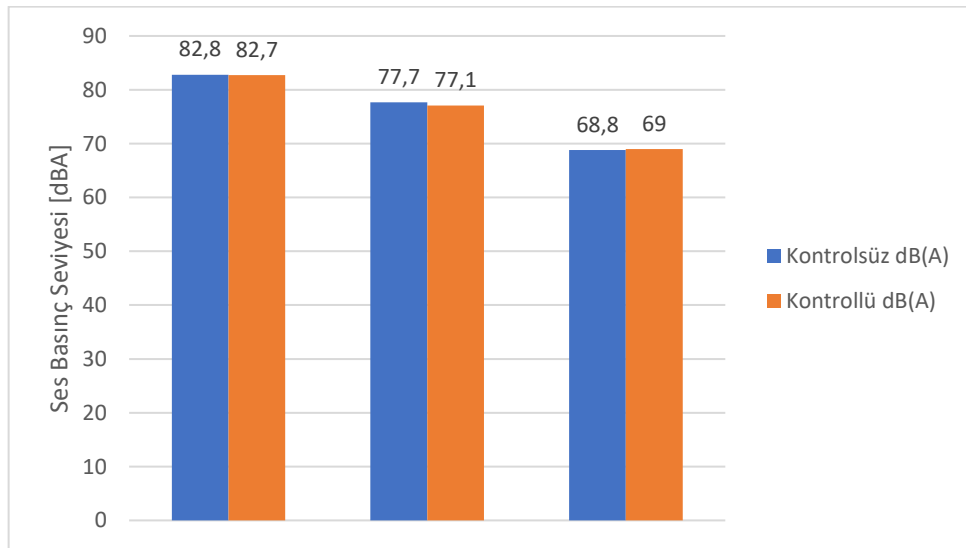
(b)



(c)

Şekil 4.79. Yardımcı kargo kapısı PPGB kontrollü ve kontrolsüz ses basıncı seviyeleri (a) iç taraf (b) dış taraf (c) kapıdan 2 metre uzakta

İnsan kulağının sese duyarlılığını en iyi temsil eden A-ağırlıklı filtresi uluslararası olarak standartlaştırılmış A-ağırlıklandırma eğrileriyle uyumludur. Bu filtre ile yapılan ses basınç seviyesi ölçümlerin yaygın olarak kullanılmaktadır ve birimi dBA'dır. Laboratuvar ortamında ölçülen A-ağırlıklı ses basınç seviyeleri ise Şekil 4.80'de verilmiştir.



Şekil 4.80. Yardımcı kargo kapısı PPGB kontrollü ve kontrolsüz A-ağırlıklı ses basıncı seviyeleri

Gürültü ölçüm sonuçları frekans bandında incelendiği zaman kontrollü ve kontrolsüz cevaplarda çok küçük seviyelerde değişimler olmuştur. Kontrollü sistemde piezoelektrik yamalardan kaynaklı gürültünün en az olduğu kapının arka tarafında yapılan ölçümlerde 0.6 dBA bir azalma gözlemlenmiştir. Fakat bu iyileşme arzu edinilen düzeyde değildir. Bu durumun başlıca sebeplerinden biri laboratuvar ortamında yüksek mertebelerde gürültü oluşturulmamasından dolayı titreşimler yapı üzerinde bastırılrsa da gürültü seviyelerine etki etmemesidir. Laboratuvar ortamında vibro-akustik tahrik verilememektedir. Laboratuvar ölçümleri, literatür taramasında detaylı olarak sunulmuş gerçek uçuş gürültü seviyelerinin (100-130 dBA) çok altındadır. Bu durum laboratuvar ortamında gürültü kontrolüne olanak sağlayamamıştır. Gerçek bir helikopter üzerinde ana rotor titreşimi kaynaklı iç panel titreşimlerinin kontrolü sayesinde gürültü azaltımı verimi için daha uygun olacaktır.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1. Sonuçlar

Bu tez çalışmasında yüksek frekanslı titreşimlere maruz kalan helikopter gövdesi kabuk yapılarından olan helikopter kargo kapılarının aktif titreşim kontrolü deneysel analiz yöntemleriyle sayısal ve deneysel (laboratuvar ortamında) olarak gerçekleştirilmiştir. Yüksek performanslı aktif titreşim kontrolünü doğrudan etkileyen değişkenler ve ilgili analizler harmanlanarak çeşitli yöntemler geliştirilmiş ve sunulmuştur. Bu bölümde bir bütünlük arz edecek şekilde tez çalışması sonucunda ortaya çıkan çıktılar aşağıda sunulmuş ve değerlendirilmiştir.

Tezin en önemli çıktısı olan gezici sarsıcı yöntemi geleneksel deneysel modal analiz yöntemleri ile karşılaştırılmış ve yapılan çalışmalar aşağıda maddeler halinde özetlenmiştir.

- Deneysel gezici sarsıcı modal analiz yöntemi geometrisi ve sınır koşulları belirli bir sistem olan dört tarafı cıvata bağlantılı bir plaka üzerinde denenmiş, geleneksel gezici çekiç yöntemi sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Deneysel modal analiz doğrulama yöntemleri ve sonlu elemanlar korelasyon yöntemi ile sonuçlar incelenmiş, gezici sarsıcı yönteminin, tespit edilen mod sayısı, tespit edilen modların yüksek MFE ve düşük OFD değerleri ile dağılımlarının düşüklüğü, TEST/SE korelasyon çalışmaları sonucunda mod şekillerinin benzeme yüzdeleri bakımından gezici çekiç yöntemine göre üstünlüğü vurgulanmıştır.
- Helikopter kargo kapılarına klasik modal sarsıcı ile klasik modal analiz, ataletsel modal sarsıcı ile gezici sarsıcı modal analizi uygulanmış ve sonuçlar deneysel modal analiz doğrulama yöntemleri ve sonlu elemanlar korelasyon yöntemi ile karşılaştırılmıştır. Gezici sarsıcı yöntemi ile elde modal matrisin transpoze halinin diğer yöntemlere göre tespit edilen modların yüksek MFE, düşük OFD değerleri ile dağılımlarının düşüklüğü ve TEST/SE korelasyon çalışmaları sonucunda mod şekillerinin benzeme yüzdeleri açısından üstünlüğü görülmüştür.

Bu tez çalışması kapsamında ilk defa ataletsel bir sarsıcı deneysel modal analizde tahrik elemanı olarak kullanılmış, uygulama bakımından yeni bir deneysel modal analiz yöntemi önerilmiştir. Deneysel modal analiz teorisi doğrusal bir yaklaşıma sahiptir.

Analiz yapılan yapıların tepkisinin de doğrusal olması beklenir. Kabuk yapıların yük altında kararsız davranması nedeniyle mevcut kullanılan modal sarsıcı ve çekiç testleriyle klasik modal analiz yapılamamaktadır. Tüm araç platformlarının dış yapılarının kabuk yapıda olması nedeniyle dinamik analizlerinin etkin bir şekilde yapılması ihtiyacı bulunmaktadır. Gezici sarsıcı yönteminin titreşim problemlerinin en çok ortaya çıktığı kabuk yapıların deneysel modal analizinde performansı incelenmiş ve geleneksel yöntemlere göre üstünlüğü vurgulanmıştır. Kabuk yapılarda doğrusal olmayan durumlar incelenmiş, gezici sarsıcı yöntemi ile yapıda belirlenen her bir noktanın tahriki ile yapıların doğrusal olmayan durumları minimize edilerek modal parametrelerinin daha doğru elde edileceği görülmüştür.

Bu tez çalışmasının önemli diğer çıktısı ise deneysel kontrolcü tasarımıyla kullanılan adaptif olarak çalışabilen Frekans Tepki Kompansatörü ile sistem üzerinde oluşan titreşimlerin baskın frekanslarının spektrum analiz ile tespit edilip bastırılmasıdır. Bu kompansatör yardımı ile değişken tahrik koşullarında, doğrusal olmayan durumların ve bilinmezliklerin sistem üzerindeki etkileri gibi durumlarda kontrolcü tasarımı adaptif olarak cevap verebildiği görülmüştür. Deneysel olarak yürütülen çalışmalarda ortalama %37 (yardımcı kargo kapısı) ve %30 (ana kargo kapısı) bandında titreşim bastırma performansı görülmüştür. Bu değer gömülü sistemler ve yüksek hassasiyetli endüstriyel ekipmanların kullanımı ile daha da yukarı çıkarılabilir. Ayrıca sayısal olarak yapılan kontrol çalışmaları aşağıda maddeler halinde sunulmuştur.

- Yardımcı kargo kapısı sayısal kontrolcü tasarımı çalışmaları yapının ilk üç modunu kontrol etmesi planlanan her bir piezoelektrik eyleyici için üç adet olmak üzere tüm eyleyiciler için toplam on iki adet kompansatör tasarlanmıştır. Her bir kompansatör de bulunan skaler kazanç G ve sönüm oranı ξ katsayıları, sistem çıkışları olan birim şekil değiştirme cevaplarını minimize etmek üzere Matlab/Response Optimization araç kutusu ile üç farklı durum uzay modelinde (ilk 3 mod, ilk 5 mod ve ilk 10 mod kullanılarak) aynı şartlar altında optimize edilerek model cevapları karşılaştırılmıştır. Üç farklı modelde yaklaşık olarak sırayla ortalama %70.74, %55.88 ve %43.68 titreşim azaltma sağlanmıştır. İlk 3 mod ile elde edilen modelde yapılan kontrol çalışmalarında modelin daha az karmaşık olmasından dolayı en yüksek başarıya ulaşılmıştır. Elde edilen modellerde karmaşıklık arttıkça kontrol performansı düştüğü gözlemlenmiştir. İlk 5 mod ve ilk 10 mod ile elde edilen modellerde, her

bir piezoelektrik yama bölgesinden elde edilen PSD grafiklerine (Şekil 4.67) göre 100 Hz frekansı üstünde 100 Hz frekansı altına göre daha başarılı performans gösterdiği görülmüştür. Fakat tasarlanan PPGB kontrolcüsündeki kompensatörler ile 100 Hz altında daha iyi performans göstermesi gerekmektedir. Modellerde mod sayısı arttıkça hedeflenen modlarda kontrol başarı yüzdeleri düşmüştür. Bu çalışmada deneysel ve sayısal modal analiz sonuçlarına göre ilk üç mod korelasyonu sağlanmıştır. Bu yüzden bu tez çalışmasında yüksek mertebede elde edilen modellerin yerine ilk 3 mod kullanılarak elde edilen modelin kullanılması daha iyi sonuç vereceği görülmüştür. Bu bağlamda deneysel ve sayısal çalışmalarda korelasyonu yüksek yüzdeyle elde edilen modların sayısal model elde edilirken kullanılması gerektiği sonucuna ulaşılmıştır.

- Ana kargo kapısı sayısal kontrolcü tasarımı çalışmaları yardımcı kargo kapısına benzer şekilde ele alınmıştır. Elde edilen durum uzay modelini (TEST/SE korelasyonu yüksek olan modlar kullanılarak) kontrol etmek üzere tasarlanmış olan PPGB kontrolcüsü etkin performans göstermiştir. Ortalama titreşim azaltma ise %61.43 olarak elde edilmiştir. Daha karmaşık ve doğrusal olmayan modellerde korelasyonu yüksek modların kombinasyonu ile oluşturulan durum uzay modelinde kontrol algoritmaları denemeleri yapmak daha uygun olacağı öngörülmektedir.

Ek olarak yardımcı kargo kapısının deneysel kontrolcü çalışmalarında elde edilen gürültü ölçüm sonuçları (maksimum 82 dBA) incelendiği zaman çok küçük seviyelerde iyileşmeler olmuş fakat iyileşmenin arzu edinilen düzeyde olmadığı görülmüştür. Laboratuvar ortamında vibro-akustik tahrik verilememektedir. Laboratuvar ölçümleri, literatür taramasında detaylı olarak sunulmuş gerçek uçuş gürültü seviyelerinin (100-130 dBA) çok altındadır. Bu durum laboratuvar ortamında gürültü kontrolüne olanak sağlayamamıştır. Gerçek bir helikopter üzerinde ana rotor titreşimi kaynaklı iç panel titreşimlerinin kontrolü sayesinde gürültü azaltımı verimi için daha uygun olacaktır.

Bu tez çalışmasının önemli bir diğer çıktısı ise sonlu elemanlar yazılımı ile modların kombine edildiği yeni, hızlı ve pratik bir yöntem olan Mod Kombinasyon Metodudur. Literatürde yer alan iki farklı çalışmada sunulan yöntemler ile bu uygulamanın karşılaştırılması ve doğrulaması yapılarak önerilen yöntemin kullanılabilirliği ortaya konulmuştur. Mod kombinasyon metodu sonlu elemanlar analiz yazılımı ile gerçekleştirildiği için yapıdan bağımsız olarak uygulanabilir olması nedeniyle

deneysel/sayısal korelasyon değeri yüksek sayısal modellerde iyi sonuç alınması kaçınılmazdır.

Sonuç olarak bu tez kapsamında aktif titreşim kontrolü için deneysel analiz yöntemlerinin geliştirilmesi adına bir dizi yöntem sunulmuş ve tartışılmıştır. Titreşim ve gürültü kontrolü hakkında çok geniş bir bilgi birikimi ve tecrübe elde edilmiş, sayısal ve deneysel yöntemler için birçok yazılımın kullanımı ve adaptasyonu gerçekleştirilmiştir. Sayısal yöntemlerin doğru kullanılması ile deneysel yöntemlere katkıları araştırılmış ve vurgulanmıştır. Havacılık sektöründe önemli bir yere sahip olan deneysel modal analiz yöntemlerine bir yenisi daha eklenmiş, mevcut klasik yöntemlere göre üstünlüğü vurgulanmıştır. Nihai amaç olan deneysel titreşim kontrolü başarı ile gerçekleştirilmiş, deneysel çalışmaların akademik bilgi birikimine katkısının yanında endüstriyel uygulamaların önünün açılması için bir fırsat olmuştur. Tez de yapılan tüm çalışmalar ile elde edinilen tecrübe birikimiyle gelecekte yapılacak birçok farklı alandaki çalışmalara bile rehberlik edebileceği, akademik ve endüstriyel çalışma motivasyonlarını oluşturacağı ön görülmektedir.

5.2 Öneriler

Tez kapsamında sunulan çalışmaların birçok çalışmaya öncülük yapacağı öngörülmektedir. Bu ön görülen çalışmalar aşağıda sıralanmıştır.

- Mod kombinasyon metodunun daha iyi sonuç vermesi için TEST/SE korelasyonu başarısını yükseltmek gerektiği aşıkardır. Bu neden TEST/SE korelasyonu devamı olan model güncelleme çalışmalarını yaparak mod kombinasyonu metodunun daha verimli olacağı ön görülmektedir.
- Eğer mod kombinasyonu uygulanacak yapıda tahrik yükleri ve frekansları biliniyorsa ve değişmiyorsa, kombinasyon işlemini sadece o frekanstaki modlara yaparak sistem verimini artırmak bir diğer öngörü olarak görülmektedir.
- Gezici sarsıcı yönteminde tüm noktaların tahrik edilmesi maliyet ve zaman açısından bakıldığında zor olmakla beraber yapının karakteristiklerini tam elde etmek için gerekte yoktur. Ayrıca bazı yapılarda elastik bölgelerin sarsıcı ile tahrik edilmesi tutarlılık açısından test performansını düşürmektedir. Çünkü bu bölgelerin sarsıcı ile tahrik edilmesi yapıya yeterli seviyede enerji verilememesine sebep olmaktadır. Bazı büyük ve elastik bölgeleri fazla olan yapılarda tüm test noktalarını tahrik etmek yerine daha yeterli sayıda rijit bölgeleri gezici sarsıcı ile

tahrik ederek elde edilecek modal matrislerin transpoze hallerinin daha iyi sonuç vereceği ön görülmektedir. Bu durum test performansını artıracak ve doğrusal olmayan durumları ise azaltacaktır.

- PPGB Deneysel kontrolcü tasarımı çalışmalarında kompensatör kazanç katsayılarının ve sönüm oranlarının deneysel sistem üzerinden optimize edilmesi ile kontrol performansının artacağı öngörülmektedir.
- PPGB kontrolcü kazanç katsayılarının belirlenmesinde, kontrol girişinin uygulandığı noktalardaki kontrol sinyalinin diğer noktaları da etkileyeceği dikkate alınabilir. Bu kapsamda, her bir nokta için belirlenecek kontrol girişinde, diğer noktalardan gelen etkiler birer bozucu olarak değerlendirilebilir.
- Tahrik titreşimleri yapıların tüm titreşim modlarına karşılık gelen akustik modlarda ciddi şekilde yayılan gürültüye neden olmak zorunda değildir. Bu yüzden gürültü azaltımı hedefi ile yapılacak titreşim kontrolü için akustik alanla iyi bir bağlantı sayesinde yapısal modlar hedeflenmelidir. Böylece gürültüyü oluşturan modların tespit edilmesi ve o modların PPGB ile kontrolü sayesinde gürültü azaltımı çalışmalarının başarıya ulaşması öngörülmektedir.
- Pasif ve aktif kontrol araçları bir arada kullanılarak titreşim ve gürültü azaltımı çalışmaları daha ileri boyuta taşınabilir. Düşük frekanslı titreşimleri pasif izolatörlerle (elastomerik, jel, mastik silikon vb.) enerji sarf etme yeteneği artırılarak yapıların şok ve titreşim sönümleme kabiliyetlerinin artırılması mümkün olacaktır. Bu tip pasif izolatörlerle yüksek frekanslı titreşimleri sönümlenerek, aktif araçlar ile düşük ve yüksek frekanslı titreşimler hedef alınarak eniyileme yapılması mümkün olacaktır.
- Gelecekte Teknoloji Hazırlık Seviyesi (THS) 7-9 olan aşamalarda çalışmalar yapılarak helikopter titreşim ve kabin ses azaltma teknolojisine sahip olunması, akademik çıktıların yanı sıra ticari çıktılarının elde edilmesi hedeflenmektedir. Bu bağlamda teknoloji yol haritasının havacılık entegrasyon süreci göz önünde bulundurularak belirlenmesi, daha sonra projelendirme ile mevcut helikopterlere sunulan metodolojinin entegrasyonunun gerçekleştirilmesi yapılmalıdır. Yenilikçi test yöntemleri ile helikopter hangar ve uçuş testleri gerçekleştirilerek mevcut yapıların dinamik karakteristikleri operasyonel olarak elde edilmesi, tez kapsamında sunulan metodolojilerin performansı yüksek ticari ürünlerin elde edilmesinde önemli bir rol oynayacaktır. Titreşim ve gürültü azaltımı ile daha konforlu helikopter kabinleri ile uçuş sürelerinin artırabilir olması, sivil

havacılıkta konfor gereksinimi, telsiz-radar cihazlarının verimli çalışması gibi stratejilere doğrudan katkısı olacak piezoelektrik tabanlı aktif titreşim kontrolü çalışmaları teknolojik ilerlemenin önünün açılması ve sistemlerin rekabetçi olarak ticarileşmesi mümkün olacaktır.



KAYNAKLAR

- Alampalli S, Fu G, Dillon EWJJoSE, 1997. Signal versus noise in damage detection by experimental modal analysis. 123, 2, 237-45.
- Altunel F, Celik M, Calışkan M, 2016. A correlation improvement technique for model updating of structures. *International Journal of Structural Stability and Dynamics*, 16, 08, 1550049.
- Ameri N, Grappasonni C, Coppotelli G, Ewins D, 2013. Ground vibration tests of a helicopter structure using OMA techniques. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 35, 1-2, 35-51.
- ANSYS AW, 14.0 help documentation [db]. Mechanical APDL ANSYS Parametric Design Language Guide.
- Avitabile P, 2001. Experimental modal analysis. *Sound and vibration*, 35, 1, 20-31.
- Aykan M, 2013. Identification of localized nonlinearity for dynamic analysis of structures. Middle East Technical University.
- Aykan M, Çelik M, 2016. Vibration Induced Fatigue Analysis of Aerospace Structures.
- Bathe K-J, 2006. Finite element procedures, Klaus-Jurgen Bathe, p.
- Bendine K, Boukhoulida FB, Haddag B, Nouari M, 2017. Active vibration control of composite plate with optimal placement of piezoelectric patches. *Mechanics of Advanced Materials and Structures*, 1-9.
- Bies DA, Hansen C, Howard C, 2017. Engineering noise control, CRC press, p.
- Biglar M, Gromada M, Stachowicz F, Trzepieciński T, 2015. Optimal configuration of piezoelectric sensors and actuators for active vibration control of a plate using a genetic algorithm. *Acta Mechanica*, 226, 10, 3451-62.
- Bocca M, Eriksson LM, Mahmood A, Jäntti R, Kullaa JJCAC, Engineering I, 2011. A synchronized wireless sensor network for experimental modal analysis in structural health monitoring. 26, 7, 483-99.
- Boz U, Aridogan U, Basdogan I, 2015. A numerical and experimental study of optimal velocity feedback control for vibration suppression of a plate-like structure. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, 34, 3, 343-59.
- Brownjohn JMW, Raby A, Bassitt J, Antonini A, Hudson E, Dobson PJMS, 2018. Experimental modal analysis of British rock lighthouses. 62, 1-22.
- Bruant I, Gallimard L, Nikoukar S, 2010. Optimal piezoelectric actuator and sensor location for active vibration control, using genetic algorithm. *Journal of Sound and Vibration*, 329, 10, 1615-35.

- Bucak T, Novak D, Miljković D. Comparative interior helicopter noise analysis in static and in-flight conditions. the 38th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering-Inter-Noise 2009.
- Cabell RH, Schiller NH, Simon F. Application of a broadband active vibration control system to a helicopter trim panel.
- Caillet J, Marrot F, Unia Y, Aubourg P-A, 2012. Comprehensive approach for noise reduction in helicopter cabins. *Aerospace Science and Technology*, 23, 1, 17-25.
- Carne TG, Griffith DT, Casias MEJS, *Vibration*, 2007. Support conditions for experimental modal analysis. 41, 6, 10-6.
- Chen W, Lu Z, Lin W, Chen S, Ni Y, Xia Y, Liao W, 2011. Theoretical and experimental modal analysis of the Guangzhou New TV Tower. *Engineering Structures*, 33, 12, 3628-46.
- Chen W, Lu Z, Lin W, Chen S, Ni Y, Xia Y, Liao W, 2011. Theoretical and experimental modal analysis of the Guangzhou New TV Tower. 33, 12, 3628-46.
- Chen Y, Ghinet S, Price A, Wickramasinghe V, Grewal AJJoIMS, *Structures*, 2017. Investigation of aircrew noise exposure levels and hearing protection solutions in helicopter cabin. 28, 8, 1050-8.
- Chhabra D, Bhushan G, Chandna P, 2015. Optimal placement of piezoelectric actuators on plate structures for active vibration control via modified control matrix and singular value decomposition approach using modified heuristic genetic algorithm. *Mechanics of Advanced Materials and Structures*, 23, 3, 272-80.
- Chien WT, Yang CJ, Yen YT, 2005. Coupled-field analysis of piezoelectric beam actuator using FEM. *Sensors and Actuators A: Physical*, 118, 1, 171-6.
- Clevenson SA, Leatherwood JD, Hollenbaugh DD, (1983). Interior noise and vibration measurements on operational military helicopters and comparisons with various ride quality criteria, NATIONAL AERONAUTICS AND SPACE ADMINISTRATION HAMPTON VA LANGLEY RESEARCH CENTER.
- Cunha A, Caetano E, 2006. Experimental modal analysis of civil engineering structures.
- Cuppens K, Sas P, Hermans L. Evaluation of the FRF based substructuring and modal synthesis technique applied to vehicle FE data. *Proceedings of the International Seminar on Modal Analysis*, 1143-50.
- Cusano A, Capoluongo P, Campopiano S, Cutolo A, Giordano M, Felli F, Paolozzi A, Caponero MJISJ, 2006. Experimental modal analysis of an aircraft model wing by embedded fiber Bragg grating sensors. 6, 1, 67-77.
- Çelik M. Numerical vibration analysis of a SAR antenna. 2010 IEEE Antennas and Propagation Society International Symposium, 1-4.

- Daraji AH, Hale JM, Ye J, 2018. New Methodology for Optimal Placement of Piezoelectric Sensor/Actuator Pairs for Active Vibration Control of Flexible Structures. *Journal of Vibration and Acoustics*, 140, 1, 011015.
- De Cuyper J, Furmann M, Kading D, Gubitosa M, 2007. Vehicle dynamics with LMS virtual. lab motion. *Vehicle System Dynamics*, 45, S1, 199-206.
- Dossing O, 1988. *Structural Testing Part II: Modal Analysis and Simulation*. Naerum: Bruel & Kjaer.
- Fanson J, Caughey TK, 1990. Positive position feedback control for large space structures. *AIAA journal*, 28, 4, 717-24.
- Friedmann PP, Millott TAJJoG, Control,, Dynamics, 1995. Vibration reduction in rotorcraft using active control-a comparison of various approaches. 18, 4, 664-73.
- Gençoğlu C, 2014. Active vibration control of beams and cylindrical structures using piezoelectric patches. middle east technical university.
- Goh C, Caughey T, 1985. On the stability problem caused by finite actuator dynamics in the collocated control of large space structures. *International Journal of Control*, 41, 3, 787-802.
- Gresham J, Cantwell W, Cardew-Hall M, Compston P, Kalyanasundaram S, 2006. Drawing behaviour of metal-composite sandwich structures. *Composite Structures*, 75, 1-4, 305-12.
- Gülbahçe E, 2015. Helikopter kabin gürültüsünün piezoelektrik eyleyicilerle aktif titreşim kontrolü analizleri, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Hashemi SH, Arsanjani MJJoS, Structures, 2005. Exact characteristic equations for some of classical boundary conditions of vibrating moderately thick rectangular plates. 42, 3-4, 819-53.
- Hațiegan C, Gillich G-R, Răduca E, Nedeloni M-D, Cîndea LJAUEM, 2013. Equation of Motion and Determining the Vibration Mode Shapes of a Rectangular Thin Plate Simply Supported on Contour Using MATLAB. 20, 1.
- Heganna SS, Joglekar JJ, 2016. Active vibration control of smart structure using PZT patches. *Procedia Computer Science*, 89, 710-5.
- Herlufsen H, 1984. Dual channel FFT analysis (Part II). *Brüel & Kjær Technical Review*, 1984-2.
- Herlufsen H, 1985. Dual Channel FFT Analysis, Part 1, Digital Signal Analysis Using Digital Filters and FFT Techniques. *Technical Review*, Bruel & Kjaer, Jan, 199-252.
- Herlufsen H, 2012. Application note: modal analysis using multi-reference and multiple-input multiple-output techniques. Brüel & Kjær, Denmark.

- Heylen W, Janter T, 1990. Extensions of the modal assurance criterion.
- Jalili N, 2009. Piezoelectric-based vibration control: from macro to micro/nano scale systems, Springer Science & Business Media, p.
- Janssens K, Kollar Z, Peeters B, Pauwels S, Van der Auweraer H. Order-based resonance identification using operational PolyMAX. IMAC-XXIV: conference and exposition on structural dynamics–looking forwards: technologies for IMAC, Society for Experimental Mechanics, St. Louis.
- Jaruchinda P, Thongdeetae T, Panichkul S, Hanchumpol P, 2005. Prevalence and an analysis of noise-induced hearing loss in army helicopter pilots and aircraft mechanics. JOURNAL-MEDICAL ASSOCIATION OF THAILAND, 88, S232.
- Jauhola AG, Kinzel EC, Reding D, Hunter NF, (2003). Modal parameters for a flat plate supported by an oil film, Los Alamos National Laboratory.
- Khan IA, Awari G, Analysis of Natural Frequency and Mode Shape of All Edge Fixed Condition Plate with Uncertain Parameters.
- Klimenda F, Soukup JJPE, 2017. Modal analysis of thin aluminium plate. 177, 11-6.
- Kranjc T, Slavič J, Boltežar MJJoV, Control, 2016. A comparison of strain and classic experimental modal analysis. 22, 2, 371-81.
- Küpper T, Jansing P, Schöffl V, van Der Giet S, 2013. Does modern helicopter construction reduce noise exposure in helicopter rescue operations? Annals of occupational hygiene, 57, 1, 34-42.
- KÜPPER TE, Steffgen J, Jansing P, 2004. Noise exposure during alpine helicopter rescue operations. Annals of occupational hygiene, 48, 5, 475-81.
- KÜPPER TE, Steffgen J, Jansing PJAooh, 2004. Noise exposure during alpine helicopter rescue operations. 48, 5, 475-81.
- Kwak MK, Heo S, 2007. Active vibration control of smart grid structure by multiinput and multioutput positive position feedback controller. Journal of Sound and Vibration, 304, 1-2, 230-45.
- Labanie MF, Mohamed Ali JS, Dawood MSIS, 2017. Optimal location of piezoelectric patches for active vibration control. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 184, 012012.
- Laskin I, Orcutt FK, Shipley E, (1968). Analysis of noise generated by UH-1 helicopter transmission, MECHANICAL TECHNOLOGY INC LATHAM NY.
- Liew K, Xiang Y, Kitipornchai SJJoS, Vibration, 1995. Research on thick plate vibration: a literature survey. 180, 1, 163-76.

- Liu X, Luo Y, Karney BW, Wang Z, Zhai LJJoF, Structures, 2015. Virtual testing for modal and damping ratio identification of submerged structures using the PolyMAX algorithm with two-way fluid–structure Interactions. 54, 548-65.
- Loghmani A, Danesh M, Keshmiri M, Savadi MM, 2015. Theoretical and experimental study of active vibration control of a cylindrical shell using piezoelectric disks. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, 34, 3, 269-87.
- Lu Y, 2013. Comparison of finite element method and modal analysis of violin top plate, Citeseer.
- Lüleci F, 2013. Active vibration control of beam and plates by using piezoelectric patch actuators. Yüksek lisans tezi, ODTÜ, Ocak.
- Ma X, Lu Y, Wang FJJoS, Vibration, 2017. Active structural acoustic control of helicopter interior multifrequency noise using input-output-based hybrid control. 405, 187-207.
- Maier R, Hoffmann F, Tewes S, Bebesel M. Active vibration isolation system for helicopter interior noise reduction. 8th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference & Exhibit, 2495.
- Mankins JC, 1995. Technology readiness levels. White Paper, April, 6, 1995.
- Mao Q, Pietrzko S, 2013. Control of noise and structural vibration, Springer, p.
- Mathur G, O'Connell J, JanakiRam R, Fuller C. Analytical and experimental evaluation of active structural acoustic control (ASAC) of helicopter cabin noise. 40th AIAA Aerospace Sciences Meeting & Exhibit, 1035.
- Matthews D, Sun H, Saltmarsh K, Wilkes D, Munyard A, Pan J. A detailed experimental modal analysis of a clamped circular plate. INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings, 1685-93.
- Mendoza J, Chevva K, Sun F, Blanc A, Kim S, 2014. Active vibration control for helicopter interior noise reduction using power minimization.
- Menglin L, Lei S, Fei S, 2013. Effect s of damping matrix modeling on seismic response of super high-rise structures. *Structural Engineers*, 29, 1, 55-61.
- Millott TA, Yoerkie C, Welsh W, MacMartin DG, Davis MW. Flight test of active gear-mesh noise control on the S-76 aircraft. Annual Forum Proceedings-American Helicopter Society, 241-50.
- Moheimani SR, Vautier BJ, Bhikkaji B, 2006. Experimental implementation of extended multivariable PPF control on an active structure. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 14, 3, 443-55.
- Monner HP, Wierach P, 2005. Overview of smart-structures technology at the German Aerospace Center. Institution of Mechanical Engineers, Bristol.

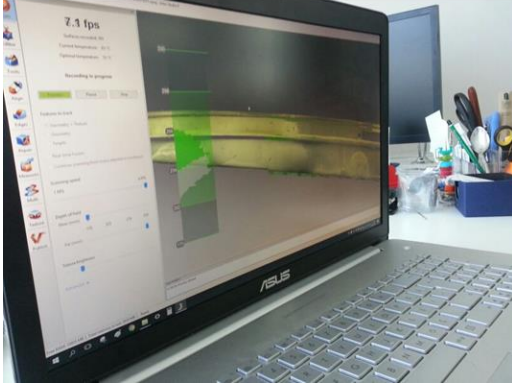
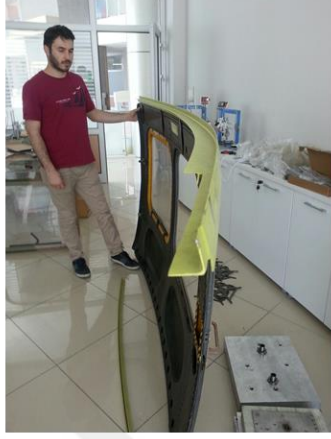
- Mucchi E, Vecchio A, 2010. Acoustical signature analysis of a helicopter cabin in steady-state and run up operational conditions. *Measurement*, 43, 2, 283-93.
- Mucchi E, Vecchio AJM, 2010. Acoustical signature analysis of a helicopter cabin in steady-state and run up operational conditions. 43, 2, 283-93.
- Nicgorski D, Avitabile P, 2010. Conditioning of FRF measurements for use with frequency based substructuring. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 24, 2, 340-51.
- O'Connor W, Hanson TJJS, *Vibration*, 2012. Experimental modal analysis of violin and similar thin plates by added point masses.
- Omidi E, Mahmoodi N, 2014. Hybrid positive feedback control for active vibration attenuation of flexible structures. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 20, 4, 1790-7.
- Omidi E, Mahmoodi SN, Shepard Jr WS, 2016. Multi positive feedback control method for active vibration suppression in flexible structures. *Mechatronics*, 33, 23-33.
- Owunna I, Ikpe A, Satope P, Ikpe EJAJoER, 2016. Experimental modal analysis of a flat plate subjected to vibration. 5, 6, 30-7.
- Ozdoganlar OB, Hansche BD, Carne TGJEm, 2005. Experimental modal analysis for microelectromechanical systems. 45, 6, 498-506.
- Özer MB, Özgüven HN, Royston TJ, 2009. Identification of structural non-linearities using describing functions and the Sherman–Morrison method. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 23, 1, 30-44.
- Özsoy S, Çelik M, Kadioğlu FS, 2008. An accelerated life test approach for aerospace structural components. *Engineering failure analysis*, 15, 7, 946-57.
- Packard H, (1997). The fundamentals of modal testing, application note 243-3.
- Pastor M, Binda M, Harčarik T, 2012. Modal assurance criterion. *Procedia Engineering*, 48, 543-8.
- Peeters B, Lau J, Lanslot J, Auweraer Hvd, 2008. Automatic modal analysis-Myth or reality? *Sound and Vibration*, 42, 3, 17.
- Peeters B, Lowet G, Van der Auweraer H, Leuridan J, 2004. A new procedure for modal parameter estimation. *Sound and Vibration*, 38, 1, 24-9.
- Peeters B, Van der Auweraer H, Guillaume P, Leuridan JJS, *Vibration*, 2004. The PolyMAX frequency-domain method: a new standard for modal parameter estimation? , 11, 3, 4, 395-409.

- Peeters B, Vanhollebeke F, Van der Auweraer H. Operational PolyMAX for estimating the dynamic properties of a stadium structure during a football game. Proceedings of the IMAC.
- Pouladkhan AR, Emadi J, Safamehr M, Habibolahiyani HJ, Waas, engineering, technology, 2011. The vibration of thin plates by using modal analysis. 59, 2880-5.
- Schwarz BJ, Richardson MH, 1999. Experimental modal analysis. CSI Reliability week, 35, 1, 1-12.
- Schwarz BJ, Richardson MH, JCRw, 1999. Experimental modal analysis. 35, 1, 1-12.
- Serridge M, Licht TR, 1987. Piezoelectric accelerometers and vibration preamplifiers: theory and application handbook.
- Siller HRE, 2004. Non-linear modal analysis methods for engineering structures, University of London.
- Simon F, Haase T, Unruh O, Pohl M, Tijs E, Wijntjes R, Van Der Wal H, Ghiringhelli G, 2014. Activities of european research laboratories regarding helicopter internal noise.
- Song Z, Su C, 2017. Computation of Rayleigh Damping Coefficients for the Seismic Analysis of a Hydro-Powerhouse. Shock and Vibration, 2017.
- Sun L, Li W, Wu Y, Lan Q, 2017. Active vibration control of a conical shell using piezoelectric ceramics. Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control, 36, 4, 366-75.
- Sun X-H, Hao M-M, Wang H-W, JZyC, 2011. Fast implementation for PolyMAX modal identification algorithm. 30, 10, 6-8.
- Taş F, 2010. Ticari Bir Taşıtta İç Akustik Araştırması Ve İyileştirme Yöntemleri, Fen Bilimleri Enstitüsü.
- TINKIR M, SEZGEN HÇ, 2017. HİDROLİK SİLİNDİRİN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE LİNEER STATİK ANALİZİ. Ömer Halisdemir Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi, 6, 1, 203-12.
- Trebuña F, Hagara MJM, 2014. Experimental modal analysis performed by high-speed digital image correlation system. 50, 78-85.
- Tzou H, Lee H-J, Arnold S, 2004. Smart materials, precision sensors/actuators, smart structures, and structronic systems. Mechanics of Advanced Materials and Structures, 11, 4-5, 367-93.
- Van Langenhove T, Brughmans M. Using MSC/NASTRAN and LMS/PRETEST to find an optimal sensor placement for modal identification and correlation of aerospace structures. 2nd MSC Aerospace Conference, 7-11.

- Ventsel E, Krauthammer T, Carrera EJAMR, 2002. Thin plates and shells: theory, analysis, and applications. 55, 4, B72-B3.
- Wandowski T, Malinowski P, Radzienski M, Opoka S, Ostachowicz W, 2017. Methods for Assessment of Composite Aerospace Structures. In: Smart Structures and Materials. Eds: Springer, p. 227-44.
- Wang ZX, Guo DR, 1989. Special functions, world scientific, p.
- Wu JH, Liu A, Chen H, 2007. Exact solutions for free-vibration analysis of rectangular plates using Bessel functions.
- Wu Y, Zhang W, Meng X, Su Y, 2018. Compensated positive position feedback for active control of piezoelectric structures. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 29, 3, 397-410.
- Xiang T, Lan D, Zhang S, Li W, Lin DJJoMS, Technology, 2018. Experimental modal test of the spiral bevel gear wheel using the PolyMAX method. 32, 1, 21-8.
- Xing Y, Liu BJAMS, 2009. Closed form solutions for free vibrations of rectangular Mindlin plates. 25, 5, 689.
- Yaman Y, Caliskan T, Nalbantoglu V, Prasad E, Waechter D, 2002. Active vibration control of a smart plate. ICAS 2002, International Council of the Aeronautical Sciences, 8-13.
- Zajac R, Prokop A, Řehák KJVP, 2018. Determination of the modal parameters on the thin flat structures. 18, 91-5.
- Zhang B, Ding H, Sheng X, 2008. Modal analysis of board-level electronic package. Microelectronic Engineering, 85, 3, 610-20.

EKLER

EK-1 Helikopter kargo kapılarının CAD taraması ve deney platformunun üretim resimleri



EK-2 “Aero Metals Alliance” firmasının sunduğu alüminyum alaşımının malzeme özellikleri

Aluminium Alloy - QQ-A-250/5 'O' Sheet



SPECIFICATIONS

Commercial 2024 Clad

A medium to high strength alloy with, dependent upon temper, minimum Proof Stress up to 56 ksi / 385 Mpa and minimum Tensile Strength up to 64 ksi / 440 MPa

CHEMICAL COMPOSITION

SAE AMS QQ A 250/5 Alloy QQ a 250/5	
Element	% Present
Copper (Cu)	3.80 - 4.90
Magnesium (Mg)	1.20 - 1.80
Manganese (Mn)	0.30 - 0.90
Silicon (Si)	0.0 - 0.50
Iron (Fe)	0.0 - 0.50
Zinc (Zn)	0.0 - 0.25
Titanium + Zirconium (Ti+Zr)	0.0 - 0.20
Titanium (Ti)	0.0 - 0.15
Others (Total)	0.0 - 0.15
Chromium (Cr)	0.0 - 0.10
Other (Each)	0.0 - 0.05
Aluminium (Al)	Balance

ALLOY DESIGNATIONS

Aluminium alloy QQ-A-250/5 has similarities to the following standard designations and specifications but may not be a direct comparison:

Alloy 2024, UNS A92024, AMS 4040, AMS 4041, AMS 4194, AMS 4195, AMS 4274

TEMPER TYPES

Alloy QQ-A-250/5 is supplied in a wide range of tempers:

- O - Soft
- T3 - Solution heat treated, cold worked and naturally aged
- T361 - Solution heat treated then stress relieved by stretching.
- T4 - Solution heat treated and naturally aged to a substantially stable condition
- T42 - Solution heat treated and naturally aged to a substantially stable condition
- T81 - Solution heat treated, cold worked then artificially aged
- T851 - Solution heat treated then stress relieved by stretching then artificially aged.
- T861

SUPPLIED FORMS

Alloy QQ-A-250/5 is supplied in CLAD plate and sheet

- Plate
- Sheet

GENERIC PHYSICAL PROPERTIES

Property	Value
Density	2.74 g/cm ³
Melting Point	640 °C
Thermal Expansion	23.1 x10 ⁻⁶ /K
Modulus of Elasticity	73 GPa
Thermal Conductivity	193 W/m.K
Electrical Resistivity	50.5 % IACS

EK-3 Yardımcı kargo kapısının ilk üç modu ile “spmwrite” komutu sonrası elde edilen durum uzay modeli matrisleri

A MATRIX

6	6					
0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	0.100000E+01	0.000000E+00	0.000000E+00	
0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	0.100000E+01	0.000000E+00	
0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	0.100000E+01	
-0.8492957E+05	0.000000E+00	0.000000E+00	-0.6517621E+01	0.000000E+00	0.000000E+00	
0.000000E+00	-0.1619213E+06	0.000000E+00	0.000000E+00	-0.1063630E+02	0.000000E+00	
0.000000E+00	0.000000E+00	-0.4239633E+06	0.000000E+00	0.000000E+00	-0.2465429E+02	

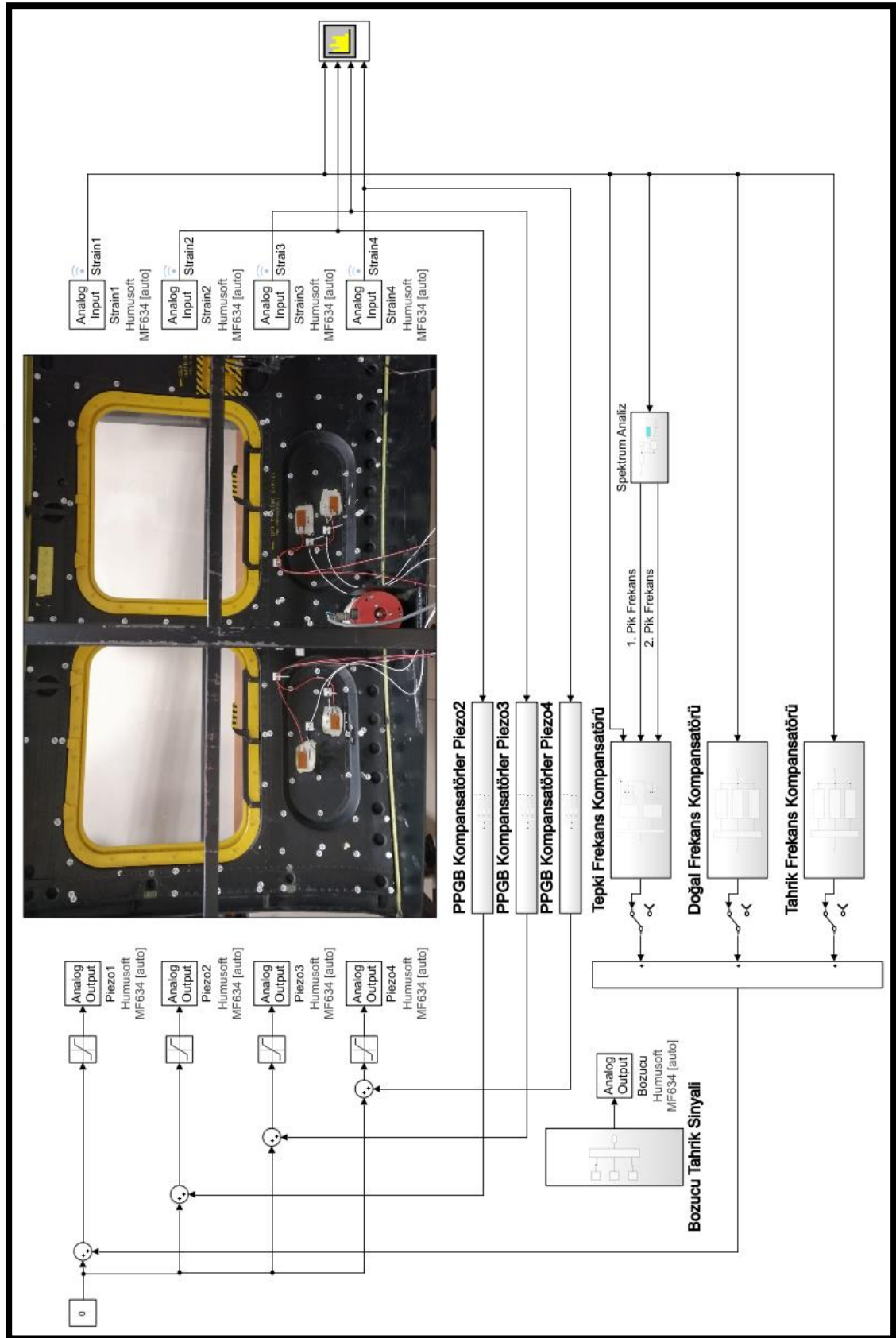
B MATRIX

6	6					
0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	
0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	
0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	
0.1036834E-08	-0.5824831E-09	0.1437207E-07	-0.2590199E-07	0.2045691E+00	0.4418144E+00	
0.1177200E-08	0.3629414E-08	0.2317496E-07	-0.3431296E-07	-0.9771642E-01	-0.1286512E+00	
-0.2061834E-07	-0.2341899E-07	0.4577952E-08	0.1968517E-06	0.4744174E+00	0.6545630E+00	

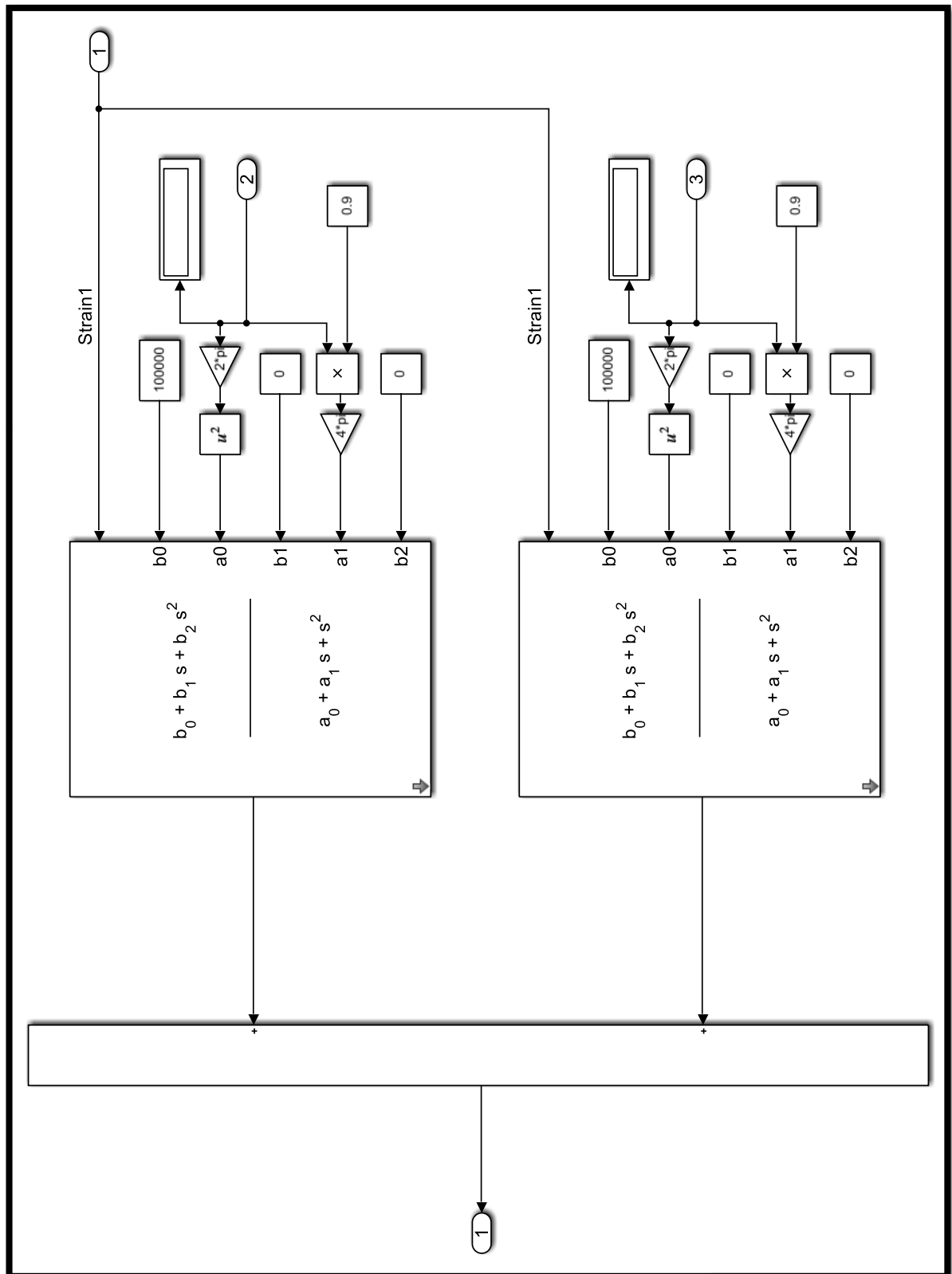
C MATRIX

8	6					
-0.2268229E-04	-0.1084261E-04	0.1008476E-03	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	
-0.4317512E-03	-0.7741683E-04	-0.1314377E-03	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	
-0.6580015E-04	-0.2129699E-04	0.1527073E-03	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	
-0.3141024E-03	0.3775810E-05	0.1799014E-03	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	
-0.6685929E-03	-0.2818769E-03	0.4875400E-04	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	
-0.6290082E-03	-0.8828952E-04	0.1374356E-03	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	
0.3396622E-02	0.7741560E-02	-0.8820528E-02	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	
0.2904901E-02	0.7887602E-02	-0.8215284E-02	0.000000E+00	0.000000E+00	0.000000E+00	

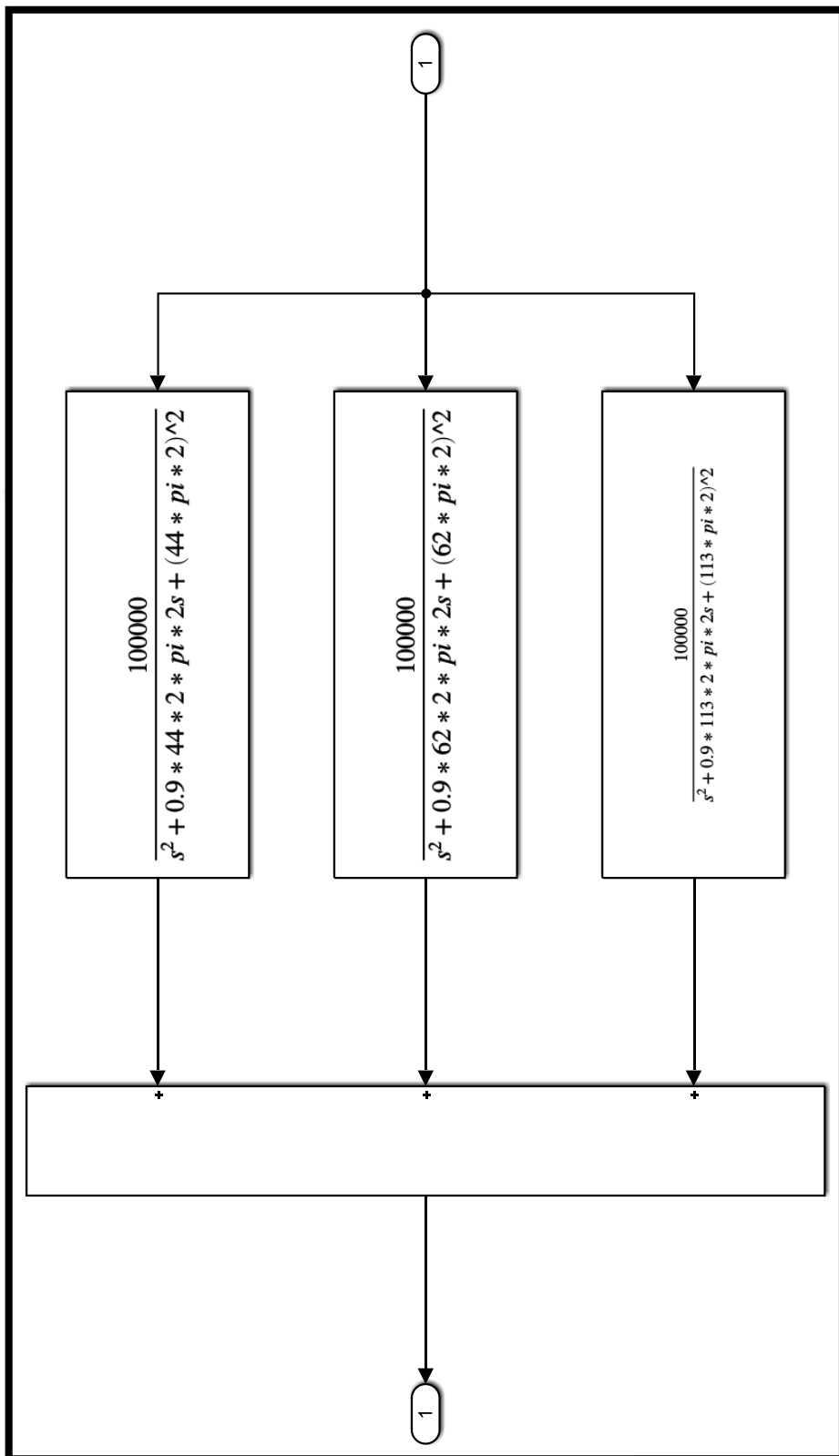
EK-7 Ana kargo kapısı deneysel kontrol sistemi blok diyagramı



EK-8 Tepki Frekans Kompansatörü



EK-9 Doğal Frekans Kompansatörü



EK-10 Tahrik Frekans Kompansatörü

