

Titreşim Fikstürlerinde Vibrasyon Ölçümleriyle Sonlu Elemanlar Model Sonuçlarının Karşılaştırılması

Doğan Fethi KAYA¹, Muammer NALBANT²

¹İmalat Mühendisliği, Gazi Üniversitesi, dfethikaya@gmail.com

²İmalat Mühendisliği, Gazi Üniversitesi, nalbant@gazi.edu.tr

Geliş tarihi: 22.12.2020;

Kabul tarihi: 31.12.2020

Özet

Bu çalışmada, titreşim testleri sırasında sarsıcı ve test edilecek ürün arasında titreşimin kayıpsız iletilmesini amaçlayan bir titreşim fikstürü tasarlanmıştır. Tasarlanan titreşim fikstürü Al 6061 serisi ve St52 çelik malzemeler kullanılarak üretilmiştir. Tasarım, ANSYS paket programı kullanılarak ve MIL-HNDBK-2164A askeri standardında yer alan rastsal titreşim profili için uygun fikstür limitleri sağlanarak tamamlanmıştır. Analizler doğrultusunda titreşim fikstürü imal edilmiştir. İmal edilen bu titreşim fikstürü sarsıcının dikey eksen tertibatına bağlanarak üzerinden ivme ölçerlerle veriler alınmıştır. Analiz sonuçları ve deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır. Yapılan rastsal titreşim analizlerindeki GRMS değerlerinin oranları incelendiğinde, bu oranların 1,043 olduğu görülmüştür. Titreşim fikstürünün rastsal titreşim testlerinde bazı frekans aralıklarında titreşim profilini tam olarak iletemese de titreşim kaynaklı enerjiyi başarılı bir şekilde ileteceği değerlendirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Titreşim, Sarsıcı, Doğal Frekans, Mod Şekilleri

Comparison of Vibration Measurements and Finite Element Model Results in Vibration Fixtures

Abstract

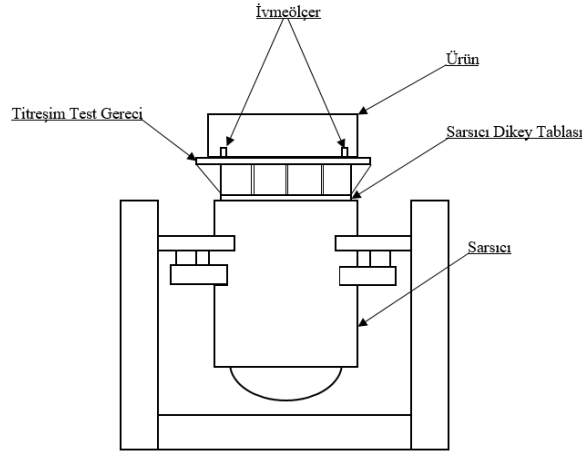
In this study, a vibration fixture was designed to transmit the vibration between the shaker and the product to be tested without loss during the vibration tests. The equipment designed was produced using the Al 6061 series and St52 steel materials. The design was completed by using Ansys software by providing fixture limits suitable for the random vibration profile in MIL-HNDBK-2164A military standard. In line with the analyzes, the vibration equipment was manufactured. The data was taken with accelerometers by connecting it to the vertical axis of the shaker. When the rates of GRMS values in the random vibration analysis were examined, it was seen that these ratios were 1.043. It has been evaluated that the fixture will successfully transmit vibration-induced energy even if it cannot fully transmit the vibration profile in some frequency ranges.

Key Words: Vibration, Shaker, Natural Frequency, Mod Shapes

1. GİRİŞ

Son zamanlarda teknolojik gelişmelere paralel olarak demir ve alüminyum gibi oldukça mukavemetli ve elastik malzemelerin makina ve dinamik sistem sanayiinde kullanılması daha hafif ve daha hızlı çalışan makinaların gelişmesine imkân verdi. Daha küçük kesitli sistemler sayesinde hafiflik sağlanmış olup beraberinde elastiklik, yani kuvvet ve moment etkisi altında sistemin daha fazla deforme olabilmesi gibi olumsuz unsurları da getirmiştir. Bu da titreşen sistem demektir. Titreşen sistemler kullanıldıkları alan itibarı ile titreşim oluşturacak kuvvetlere maruz kalmaktadır. Bu kuvvetlerin incelenmesi cihazların uzun ömürlülüğü bakımından önemli bir yer tutar. Oluşan kuvvetlerin frekansının, cihazların doğal frekans aralığındaki kuvvetlerle çakışması sonucu rezonans oluşur, rezonans hem test edilen ürün için hem de test fikstürü için ağır tahribatlara neden olabilir ve cihazların tasarımında istenmeyen durumdur [1]. Dolayısıyla rezonans oluşumu engellenmesi, cihazların prototip aşamasında mekanik titreşim testleri uygulanarak test edilen ürünün yapısal dinamik karakterizasyonu belirlenmesi ve kontrolünün yapılması ile mümkündür [2]. Titreşim kaynaklı yorulma analizi için sistemin sonlu eleman modeli oluşturulur, sistemin doğal frekansları ve mod şekilleri belirlenir. Uygun frekans aralığı baz alınarak test gerçekleştirilir [3]. Tasarımların statik ve dinamik yükler altındaki davranış ve mukavemetleri günümüz bilgisayar destekli tasarım teknolojisi ile önceden hesaplanabilmekte, gerekli önlem ve tasarım değişiklikleri gerçekleştirildikten sonra tasarımlar çevresel koşul testleri ile doğrulanmaktadır [4]. Çevresel koşul testleri kapsamında yapılan titreşim testi sayesinde ürünün maruz kaldığı titreşim benzer profillerle simule edilerek ürünün doğrulanması sağlanır. Titreşim test sistemi; elektrodinamik sarsıcı, güç yükseltici, titreşim

kontrol sistemi ve kapalı döngü geri beslemeli veri toplama sistem kurulumundan oluşur [5]. Titreşim testinde, bunların haricinde sarsıcı ve test edilecek cihaz arasında her ikisinin de modeline uygun adaptör vazifesi gören bir gerece ihtiyacı duyulur [6] (Şekil 1).



Şekil 1. Titreşim test düzeneği

G. Phani Sowjanya, P. Divakara Rao ve Dr. C. Udaya Kiran aviyonik sistemlerin maruz kalabileceği yüksek titreşim etkisini askeri standartlarda 20Hz-2000Hz aralığında test etmek için ideal fikstür tasarımını belirlemişler daha sonra da sonuçları sonlu elemanlar analizi kullanarak elde etmişlerdir. Çalışmalarında alüminyum ve magnezyum alaşımlarını kullanarak, L ve T geometriye sahip 4 farklı duruma sahip fikstürü incelemişlerdir [1]. Barros ve Souto çapı 330 mm, kalınlığı 33.4 mm olan alüminyum alaşımından imal edilmiş bir titreşim plakası üzerinde çalışmışlardır. Plakada sarsıcıya bağlanmak üzere M8'e uygun 13 delik kullanılmış olup ağırlığı 5.956 kg'dır. LDS 824 tipi sarsıcı kullanılarak numerik ve deneysel olarak plakanın dinamik davranışı analiz edilmiştir. Ansys programı kullanılarak delikler etrafında sıfır yer değiştirme sınır koşulu uygulanmıştır. FEM modeli lineer dört köşeli ağ yapısı kullanılarak toplamda 24748 element kullanılarak oluşturulmuştur. Test, elektrodinamik sarsıcının fikstüre yavaş sinüs dalgaları uygulamasıyla 10 Hz- 2500Hz arasında gerçekleştirilmiştir ve ortaya çıkan sonuçlar ölçülmüştür. Sonuç olarak plakada merkezden 3 numaralı delik çapına kadar olan bölgede titreşim iletkenliği 1500Hz'e kadar çıkarken, 1 numaralı delik çapının merkezle olan mesafesinde titreşim iletkenliği en fazla 500Hz olarak ölçülmüştür [2]. Bernardin ve Baca uzay aracı parçası olan elektrostatik analiz edici cihazın, mekanik tasarım ve dinamik testleri konusunu ele almıştır. Malzeme olarak hafiflik, yüksek dayanım, yüksek termal iletkenlik, kolay işlenebilirlik özelliklerinden dolayı Al-6061-T6 seçilmiştir. Titreşim testi 15 Hz – 2000Hz aralığında gerçekleştirilmiştir. FEM kullanılarak fikstürün sarsıcı ile bağlantı noktaları analiz edilmiş titreşim testi için fikstürün frekans aralığı minimum 2000Hz olarak tasarlanmıştır, bu değer sarsıcının maksimum değerinden daha fazladır. Endevco 2221D tipi piyezoelektrik ivme ölçerler kullanılmıştır. Çalışmanın sonucunda grafik incelendiğinde titreşim testi boyunca test edilen ürünün rezonans etkisine maruz kalmadığı gözlemlenmiştir [6]. Poncellet, Marin, Fleury ve Golinval çalışmalarında cadde aydınlatma cihazı için titreşim test fikstürü tasarlamıştır ve tasarımda rezonans oluşumunu engellemek için modelde iyileştirme çalışmaları yapmışlardır. Titreşim testi 10Hz ve 55Hz aralığında yapılmıştır. Titreşim fikstüründe yapılan deneysel modal analize göre 33.54Hz ve 39.6Hz noktaları olan 55Hz altı frekanslarda fikstürün pik yaptığı yani rezonansa sebebiyet verebileceği noktalar görülmüştür. Daha rijit olabilecek yeni fikstür tasarımına gidilmiştir. Yeni fikstürde optimizasyon çalışmaları sonlu elemanlar metodu kullanılarak yapılmıştır. Optimizasyon sonucunda eğilme ve burulma kuvvetlerine karşı önde iki destek ve arka tarafta daha geniş destekle yeni fikstür tasarımı tamamlanmıştır. Ağırlık merkezi tablanın merkezine yakın tutulmuştur. Ağırlığı yaklaşık 45 kg'dır. Çalışma sonucunda titreşim testi fikstürü için rijit bir yapının ve hafiflik gibi unsurların sağlamanın tasarımda önemli bir parametre olduğu vurgulanmıştır. Topolojik iyileştirilmeler yapılan yeni fikstürde deneysel modal analize göre fikstürün rezonans oluşturabilecek frekansı 180Hz ve ötesinde olduğu görülmüştür [7]. Jingze, Wenyuan ve Pengtao ısıtıcı eşanjör için yüksek dinamik karakterizasyona sahip titreşim fikstürü tasarımı yapmıştır. Yapılan tasarımda sonlu elemanlar metoduyla mod analizleri yapılmış olup doğal frekanslar belirlenmiştir. Malzeme seçiminde özgül rijitlik (E/ρ) baz alınmıştır. Alüminyum alaşımının, çelik, berilyum ve magnezyumun karşılaştırıldığı ortamda bu alüminyum alaşımı çelikle benzer doğal frekans vermesi 1/3 oranında daha hafif olması, kolay işlenebilmesi ve daha düşük maliyetli olması yönünden tercih edilmiştir. Modelleme UG NX kullanılarak yapılmıştır. Model ANSYS ortamına aktarılmış, sonlu elemanlar modeli 8 köşeli ağ yapısı kullanılarak toplam 87988 ağ oluşturulmuştur. Malzeme olarak ZL105A kullanılmıştır. Mod analizi yapılırken fikstürün taban kısmı sabit olarak kabul edilmiştir ve frekans 15Hz-2000Hz aralığında

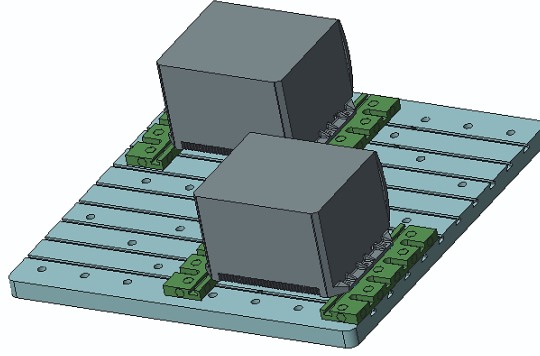
tutulmuştur. Elde edilen sonuçlara göre fikstürün ilk rezonans frekansı 870Hz ve ilk 6 frekansı 2000Hz altında çıkmıştır. Gerçekleştirilen test sonuçlarına göre tasarlanan fikstürün ve test edilen ürünün titreşim testi sırasında istenilen rijitlik, hafiflik gibi unsurlar yönünden yeterli olduğu gözlemlenmiştir [8].

Bu çalışma, titreşim test düzeneğinde her ürüne özgü bulunan adaptör ara parçalar yerine her ürünün bağlanabileceği titreşim gerecinin tasarımı, sonlu elemanlar ile analizi ve Al 6160 ve St52 malzemelerinden üretiminin yapılarak, sarsıcı üzerine bağladıktan sonra deneysel verilerle analiz verilerinin karşılaştırılmasını amaçlamaktadır.

2. MATERYAL VE METOD

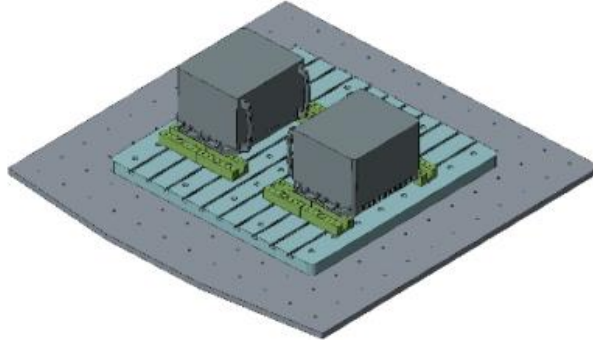
2.1. Kullanılan Tasarımlar ve İyileştirmeler

İki parçalı adaptör modeli (Şekil 2) belirli ürünlere uygun olduğu için daha uzun birimlerin montajına uygun olmadığı düşünülerek tasarımda değişikliğe gidilmiştir.



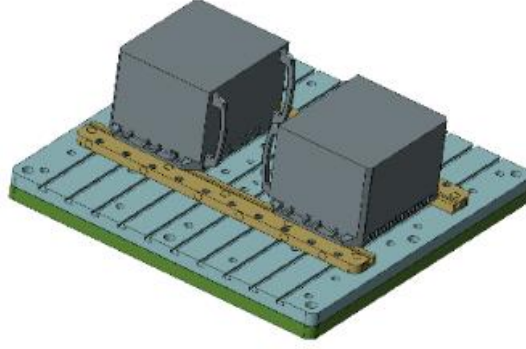
Şekil 2. İki parçalı gereç çalışması

Dört parçalı gereçte ise (Şekil 3) delik profilleri sık aralıklarda uygulanmasına rağmen her ürünün bağlantı delikleri farklılık göstereceğinden kullanım açısından uygun bulunmamıştır.



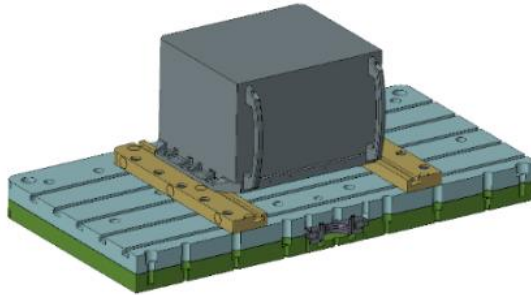
Şekil 3. Dört parçalı gereç çalışması

Rulmanlı model (Şekil 4) operasyonel montaj kolaylığı sağlamak için yapılmış bir tasarım olup gerek yapılan analizlerde istenilen sonuçların alınmaması gerekse uygun rulmanın yurtdışından tedarik edilecek olması, tedarik süresinin uzun olması sebebi gibi olumsuz nedenlerden dolayı iptal edilmiştir.



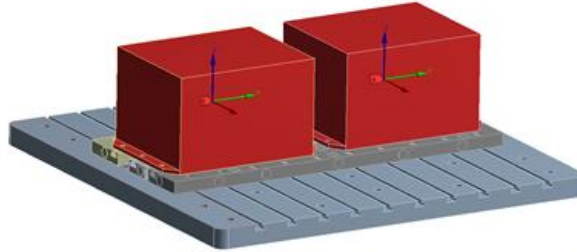
Şekil 4. Rulmanlı model

Rulmanlı model kesit görüntüsü Şekil 5'te verilmiştir.



Şekil 5. Rulmanlı model kesit görüntüsü

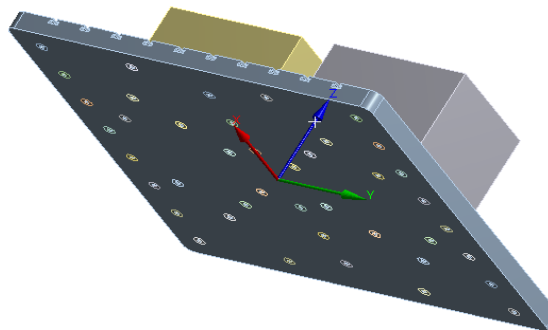
Son tasarım olarak gereç üzerine bağlanan adaptör parçalara da diğer ekseninde kanal açarak daha kullanışlı ve daha rijit bir yapı sağlanmıştır (Şekil 6).



Şekil 6. Son tasarım test edilecek ürünle birlikte görüntüsü

2.2. Analiz

X ve Y eksenlerindeki testler için kullanılan ürünlere ait referans koordinat merkezi (Şekil 7) gerecin orta noktası alınmıştır.



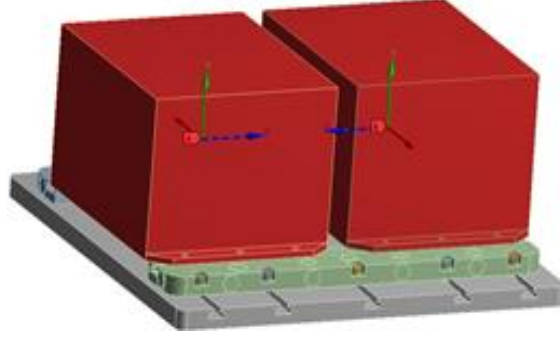
Şekil 7. Referans koordinat düzlemi

Kütle merkezi ve kütle bilgileri Tablo 1’de verilmiştir.

Tablo 1. Yatay eksen (X, Y) ürün kütle merkezleri

Ürün	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	Kütle (kg)
Ürün 1	10,493	181,982	156,783	31,16
Ürün 2	-10,493	-181,982	156,783	31,16

Düşey eksen (Z) için sarsıcının ebatlarına uygun daha küçük bir gereç tasarlanmıştır (Şekil 8).



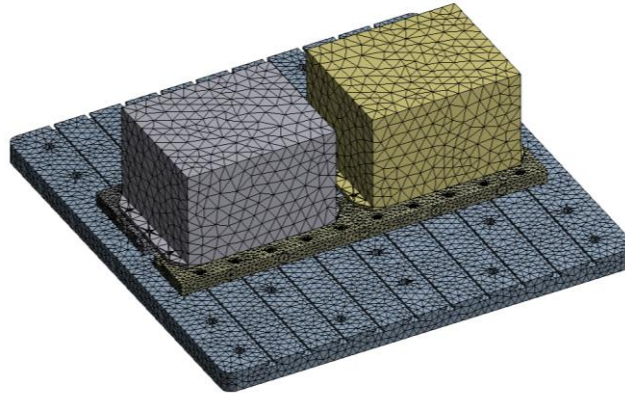
Şekil 8. Düşey eksen ağırlık merkezi görüntüsü

Düşey ekseninde bağlanan ürünlerin kütle merkezi konumu ve kütle bilgileri Tablo 2’de verilmiştir.

Tablo 2. Düşey eksen (Z) ürün kütle merkezleri

Birim	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	Kütle (kg)
Ürün 1	124,51	138,78	-0,01753	31,16
Ürün 2	-124,51	-138,78	0,01753	31,16

Analizde dörtyüzlü eleman tipi seçilmiştir. Sönüm değerleri harmonik analizlerde %2 olarak girilmiştir. Genel ağ yapısı görüntüsü Şekil 9’da verilmiştir.



Şekil 9. Genel ağ yapısı görünümü

MIL-HNDBK-2164A standardında belirtildiği üzere aktarım oranı hesaplanırken sinüzoidal profil kullanılmıştır. Frekans aralığı olarak 10-2000Hz verilmiştir [9]. Belirtilen değerler Denklem 1 [10] ve Denklem 2 kullanılarak aktarım oranı uygulduğunda 0,5-2 aralığı dikkate alınmıştır.

$$\Delta dB = 10 \log \left[\frac{a_2}{a_1} \right] \quad (1)$$

$$0,5 < \frac{a_2}{a_1} < 2 \quad (2)$$

Kullanılan malzemeler ve özellikleri Tablo 3'te verilmiştir.

Tablo 3. Malzeme özellikleri

Malzeme	Özkütle (kg/m ³)	Elastisite Modülü (GPa)	Akma Mukavemeti (MPa)	Kopma Mukavemeti (MPa)
Al 6061	2650	68.7	185	270
St52	7850	210	355	582

3. BULGULAR

Yapının modal analizleri 3 ayrı eksenindeki pozisyon için çözülmüş olup X ve Y eksenindeki analizlerde 15, Z eksenindeki analizlerde 20 mod için çözüm alınmıştır. Elde edilen doğal frekanslar Tablo 4'te verilmiştir. Baskın frekanslar incelenmiş olup mod şekilleri baskın frekansları kapsayacak şekilde gösterilmiştir.

Tablo 4. X, Y, Z eksenlerinde elde edilen doğal frekanslar

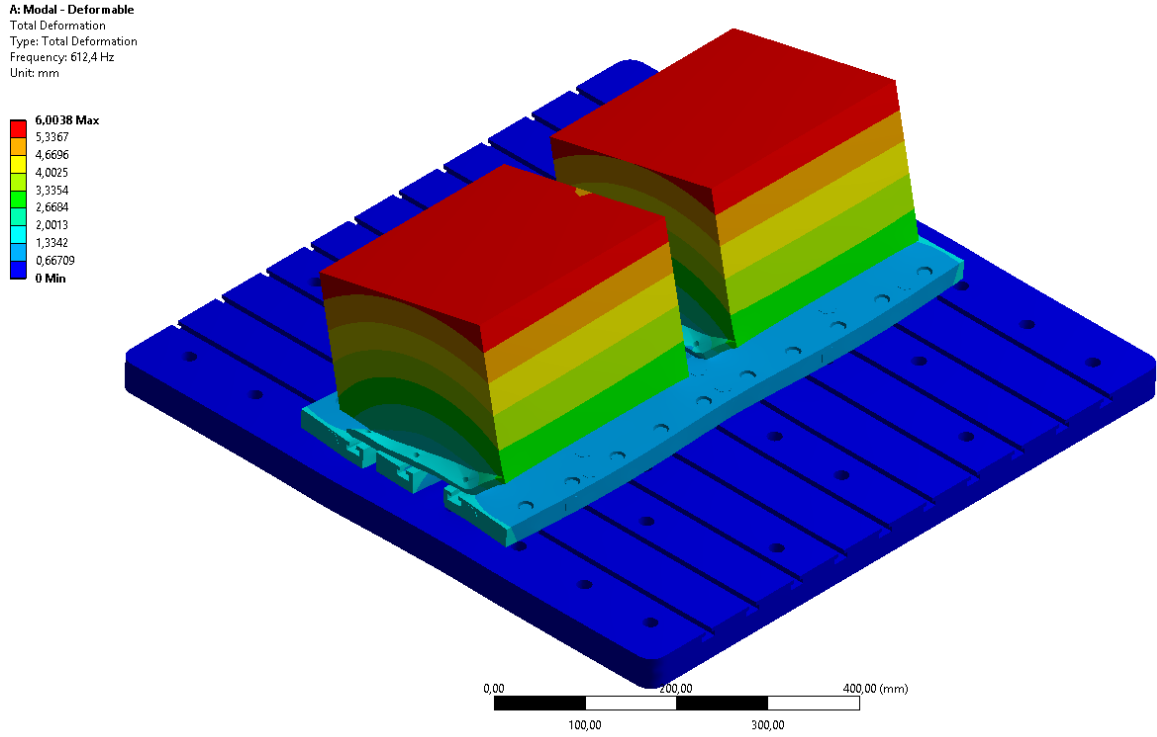
Mod#	Frekans (Hz)		
	X	Y	Z
1	612,4	571,93	301,21
2	656,11	600,82	337,76
3	1072	813,42	521,52
4	1158,6	893,32	693,59
5	1212,4	1304,6	963,81
6	1320,7	1307,6	965,27
7	1334,7	1419,1	965,96
8	1481,6	1464	1097,7
9	1591,2	1679,4	1101,9
10	1886,6	1689,8	1161,8
11	2058,1	1907,1	1744,9
12	2239,7	1960,4	1751,9
13	2253	2481,1	1763,8
14	2356,9	2510,3	1775,6
15	2533	2606,3	1823
16			2061,8
17			2083,3
18			2089,1
19			2810,1
20			2821,5

X eksen pozisyonunda yapılan modal analizlerde oluşan baskın frekanslar Tablo 5'te verilmiştir.

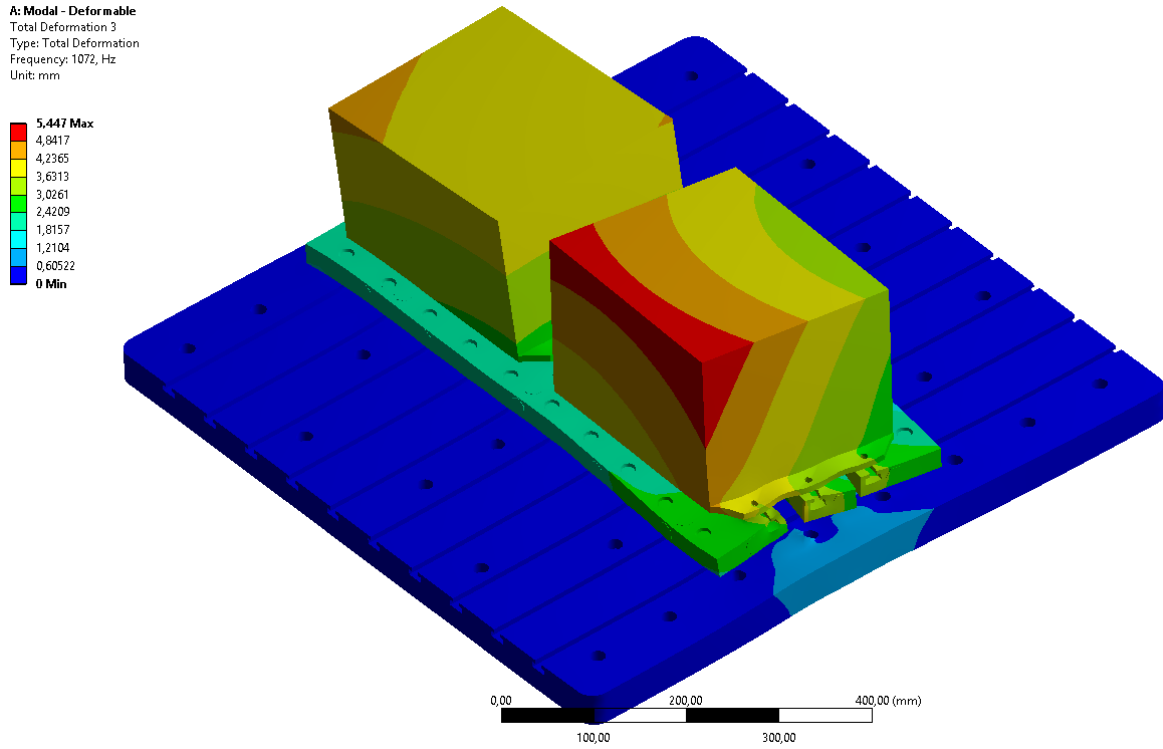
Tablo 5. X eksen pozisyonu modal analizinde baskın frekanslar

Eksen	Mod#	Kütle Katılım Faktörü	Baskın Frekans (Hz)
X	1	0,347	612,401
Y	3	0,535	1072,04
Z	8	0,375	1481,61

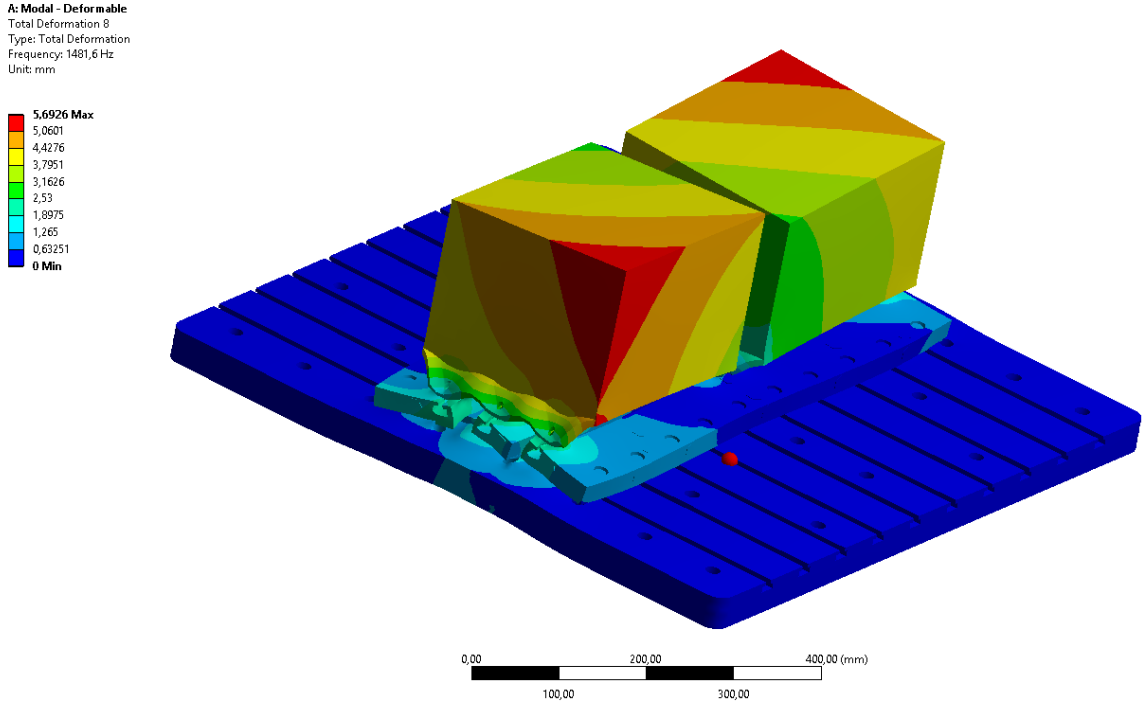
Mod şekilleri en fazla kütle katılım faktörünün olduğu baskın frekans değerlerine göre verilmiştir (Şekil 10, Şekil 11, Şekil 12).



Şekil 10. X eksenî yönü mod 1



Şekil 11. Y eksenî yönü mod 3



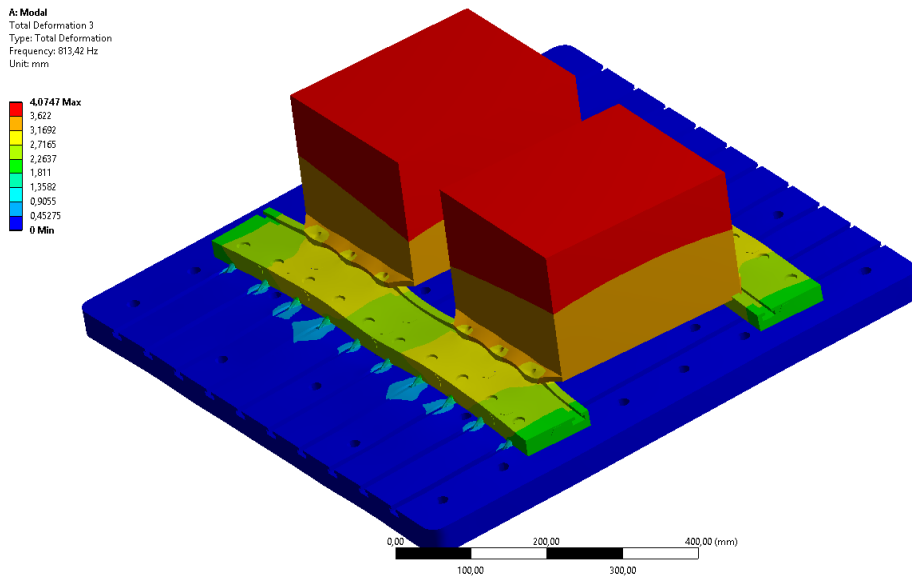
Şekil 12. Z eksen yönü mod 8

Y eksen pozisyonunda yapılan modal analizlerde oluşan baskın frekanslar Tablo 6'da verilmiştir.

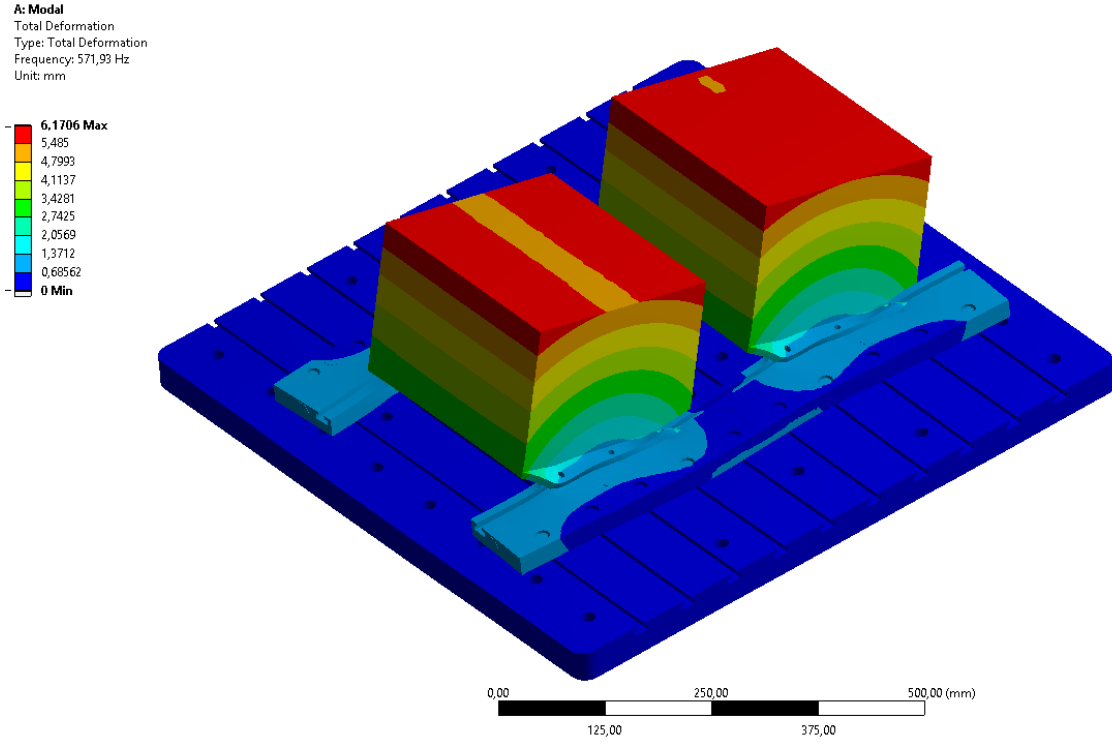
Tablo 6. Y pozisyonu modal analizinde baskın frekanslar

Eksen	Mod#	Kütle Katılım Faktörü	Baskın Frekans (Hz)
X	3	0,575	813,51
Y	1	0,299	571,92
Z	7	0,477	1419,1

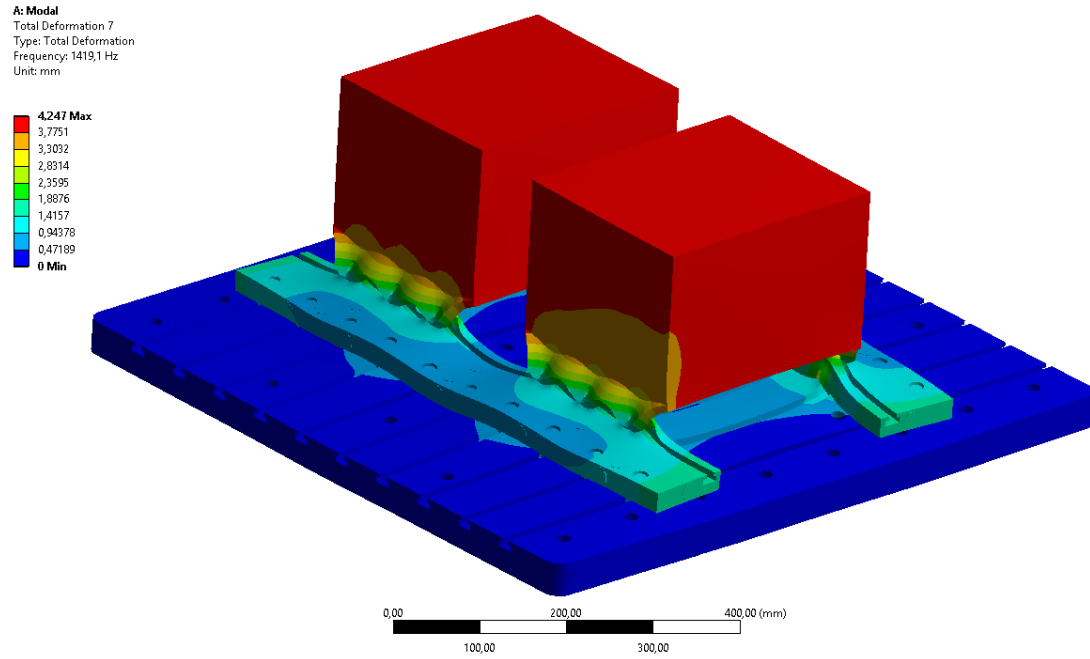
Mod şekilleri en fazla kütle katılım faktörünün olduğu baskın frekans değerlerine göre verilmiştir (Şekil 13, Şekil 14, Şekil 15).



Şekil 13. X eksen yönü mod 3



Şekil 14. Y eksenî yönü mod 1



Şekil 15. Z eksenî yönü mod 7

Z eksenî pozisyonunda yapılan modal analizlerde oluşan baskın frekanslar Tablo 7’de verilmiştir.

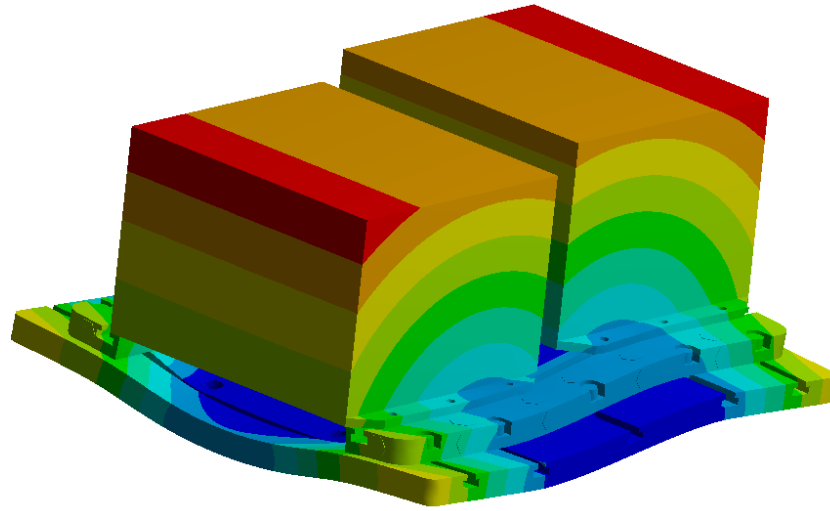
Tablo 7. Z pozisyonu modal analizinde baskın frekanslar

Eksen	Mod#	Kütle Katılım Faktörü	Baskın Frekans (Hz)
X	1	0,453	301,21
Y	5	0,512	963,81
Z	3	0,785	521,52

Mod şekilleri en fazla kütle katılım faktörünün olduğu baskın frekans değerlerine göre verilmiştir (Şekil 16, Şekil 17, Şekil 18).

A: Modal - Deformable
Total Deformation
Type: Total Deformation
Frequency: 301,21 Hz
Unit: mm

6,3203 Max
5,618
4,9158
4,2135
3,5113
2,809
2,1069
1,4045
0,70226
0 Min

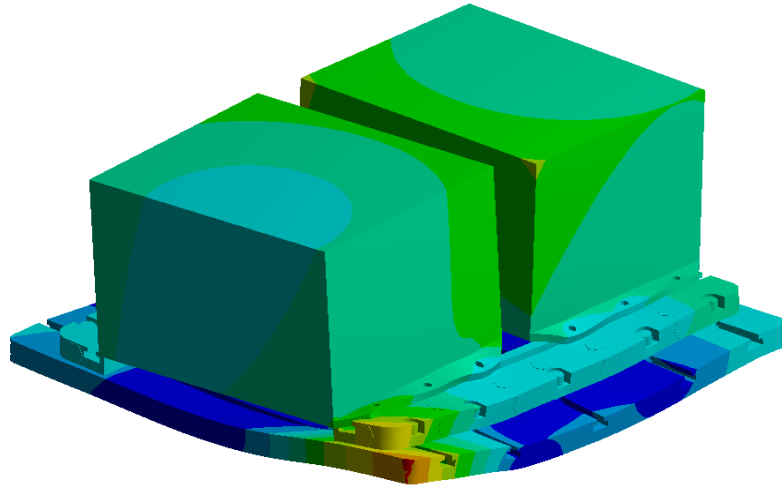


0,00 150,00 300,00 (mm)
75,00 225,00

Şekil 16. X eksen yönü mod 1

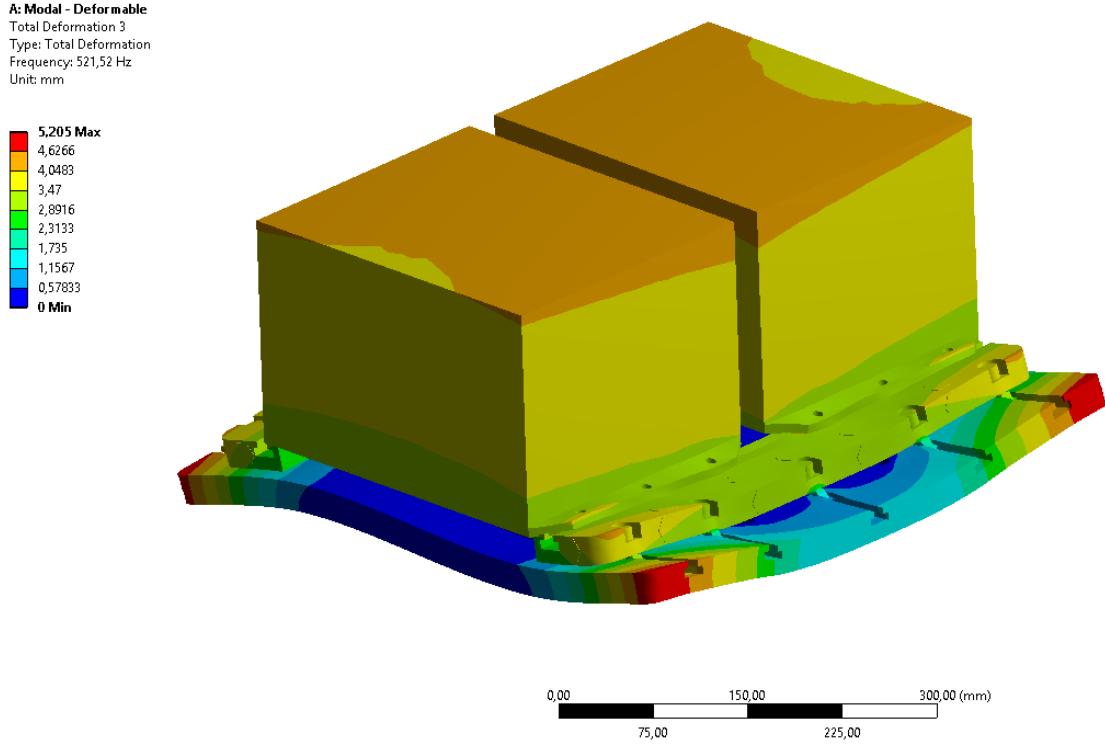
A: Modal - Deformable
Total Deformation 5
Type: Total Deformation
Frequency: 963,81 Hz
Unit: mm

8,9301 Max
7,9379
6,9457
5,9534
4,9612
3,9689
2,9767
1,9845
0,99224
0 Min



0,00 150,00 300,00 (mm)
75,00 225,00

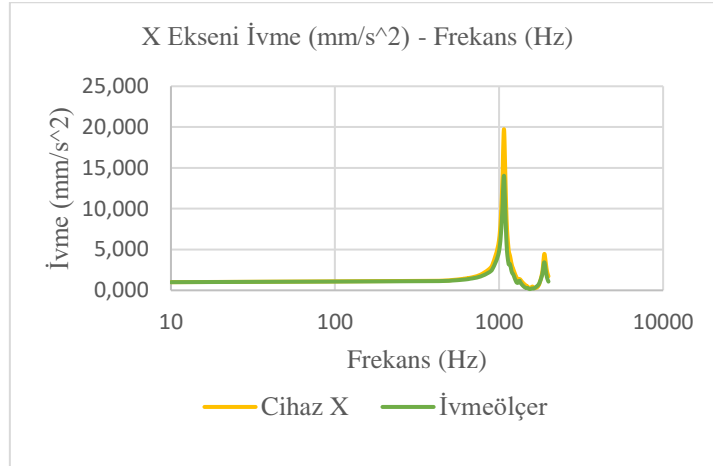
Şekil 17. Y eksen yönü mod 5



Şekil 18. Z eksenini yönü mod 3

3.1. Aktarım Oranları

X, Y ve Z eksenlerinde noktasal kütle için bozunabilir formülasyon uygulanmıştır ve civata basınç yüzeyleri modellenerek analiz tamamlanmıştır. Cihaz ve ivmeölçerden okunan büyüklükler oranlanarak aktarım oranları hesaplanmıştır. X ekseninde elde edilen aktarım oranı ve grafikler aşağıdaki gibidir (Şekil 19).



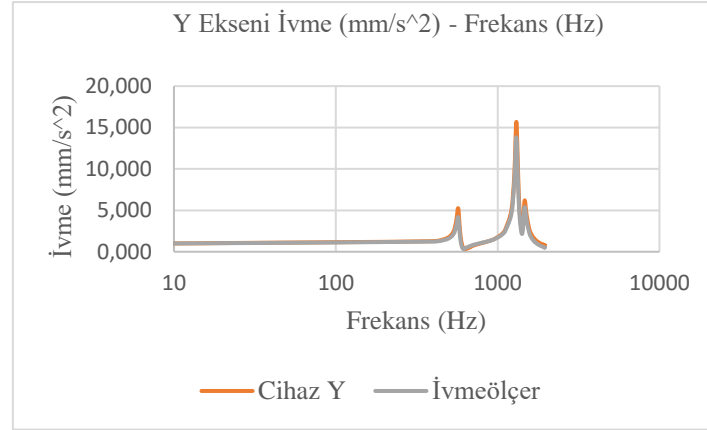
Şekil 19. X eksenini aktarım oranı grafiği

X ekseninde toplam 144 noktada aktarım oranı hesaplanmıştır. X eksenindeki tüm aktarım oranları 0,5-2 aralığında çıkmıştır ve uygundur. Elde edilen maksimum ve minimum değerler Tablo 8’de verilmiştir.

Tablo 8. X eksenini maksimum ve minimum aktarım oranları

Ürün	İvmeölçer	Oran
Maks	Maks	Maks
19,742	14,036	1,980
Min	Min	Min
0,2614	0,1562	0,699

Y ekseninde elde edilen aktarım oranı grafiği aşağıdaki gibidir (Şekil 20).

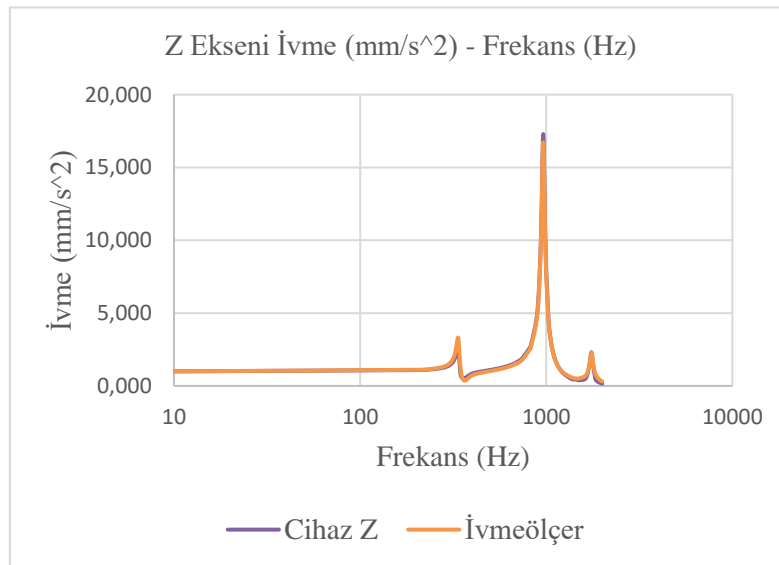
**Şekil 20.** Y eksenini aktarım oranı grafiği

Y ekseninde toplam 158 noktada aktarım oranı hesaplanmıştır. Y eksenindeki tüm aktarım oranları 0,5-2 aralığında çıkmıştır ve uygundur. Elde edilen maksimum ve minimum değerler Tablo 9'da verilmiştir.

Tablo 9. Y eksenini maksimum ve minimum aktarım oranları

Ürün	İvmeölçer	Oran
Maks	Maks	Maks
15,678	13,823	1,612
Min	Min	Min
0,3324	0,3254	0,703

Z ekseninde elde edilen aktarım oranı grafiği aşağıdaki gibidir (Şekil 21).

**Şekil 21.** Z eksenini aktarım oranı grafiği

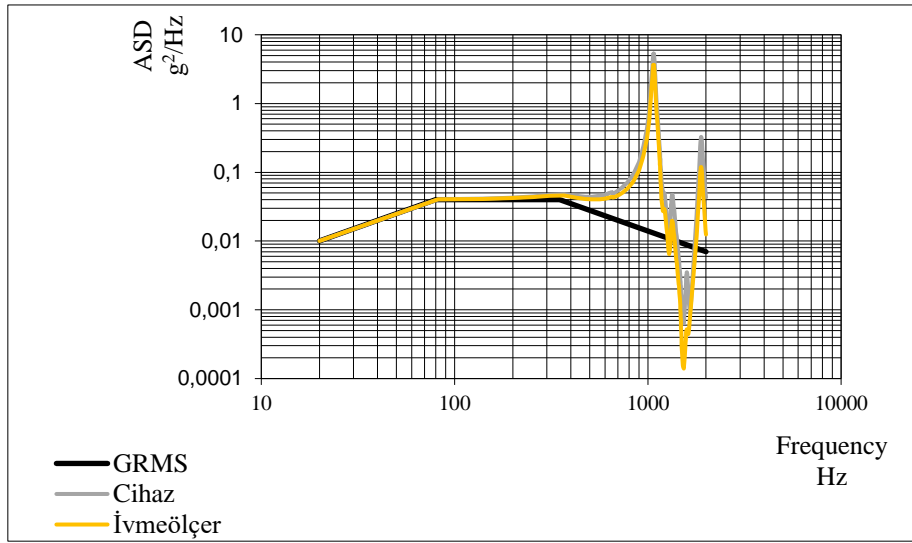
Z ekseninde toplam 149 noktada aktarım oranı hesaplanmıştır. Z eksenindeki aktarım oranları 2000Hz değerinde yalnızca bir noktada 0,489 değerine düşmüştür fakat aktarım oranlarının istenen aralıklarda olduğu kanaatine varılmıştır. Aktarım oranları diğer 148 noktada hesaplandığında oranların tamamı 0,5-2 aralığında çıkmıştır. Elde edilen maksimum ve minimum değerler Tablo 10'da verilmiştir.

Tablo 10. Z eksenini maksimum ve minimum aktarım oranları

Ürün	İvmeölçer	Oran
Maks	Maks	Maks
21,584	18,200	1,409
Min	Min	Min
0,31	0,39	0,489

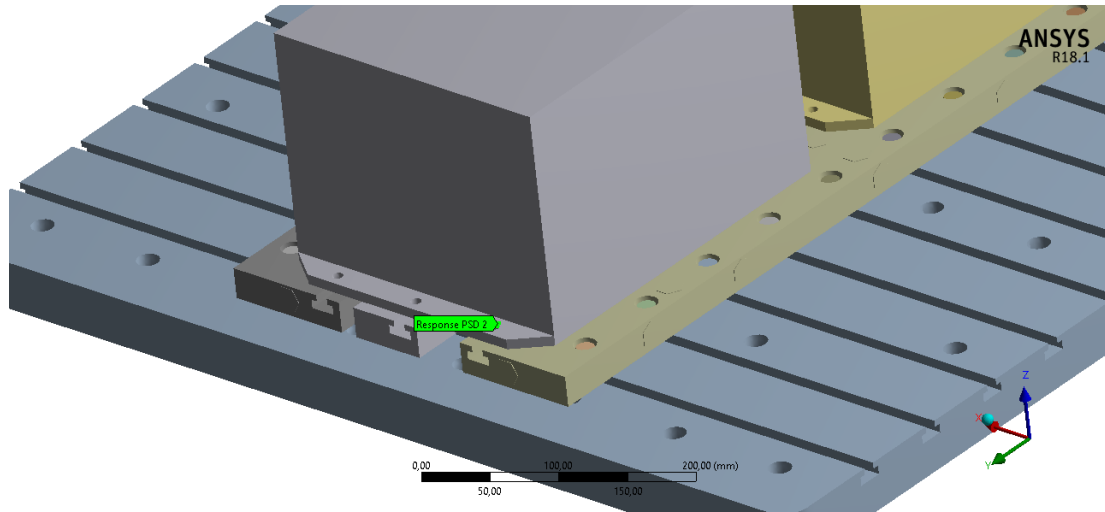
3.2. Rastsal Titreşim Analizi

X ekseninde elde edilen rastsal titreşim analizi grafiği (Şekil 22) aşağıda verilmiştir.



Şekil 22. X eksenini rastsal titreşim analizi grafiği

İvmeölçerinin bağlandığı noktalar Şekil 23'te gösterilmiştir.



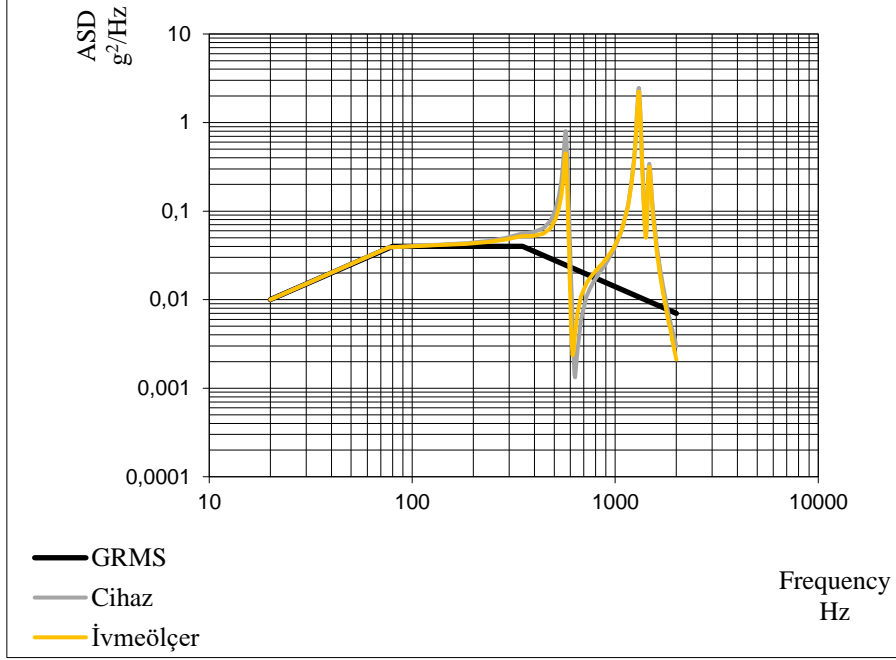
Şekil 23. X ekseninde ivmeölçer bağlantı noktası

İvmeölçerden ve cihazdan alınan değerler Tablo 11’de gösterilmiştir.

Tablo 11. X Ekseni Güç Spektrum Yoğunluğu (PSD) İvmeölçer ve Cihaz Oranı

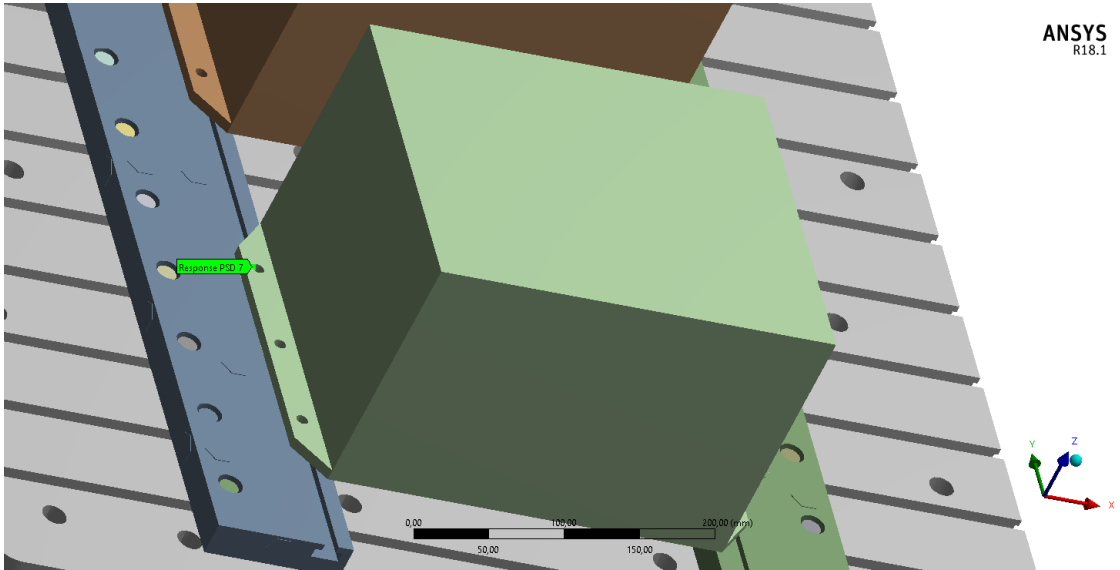
İvmeölçer	Cihaz	Oran
16,874	20,379	1,207716

Y ekseninde elde edilen rastsal titreşim analizi grafiği Şekil 24’te verilmiştir.



Şekil 24. Y ekseninde rastsal titreşim analizi grafiği

İvmeölçerin bağlandığı noktalar Şekil 25’te gösterilmiştir.



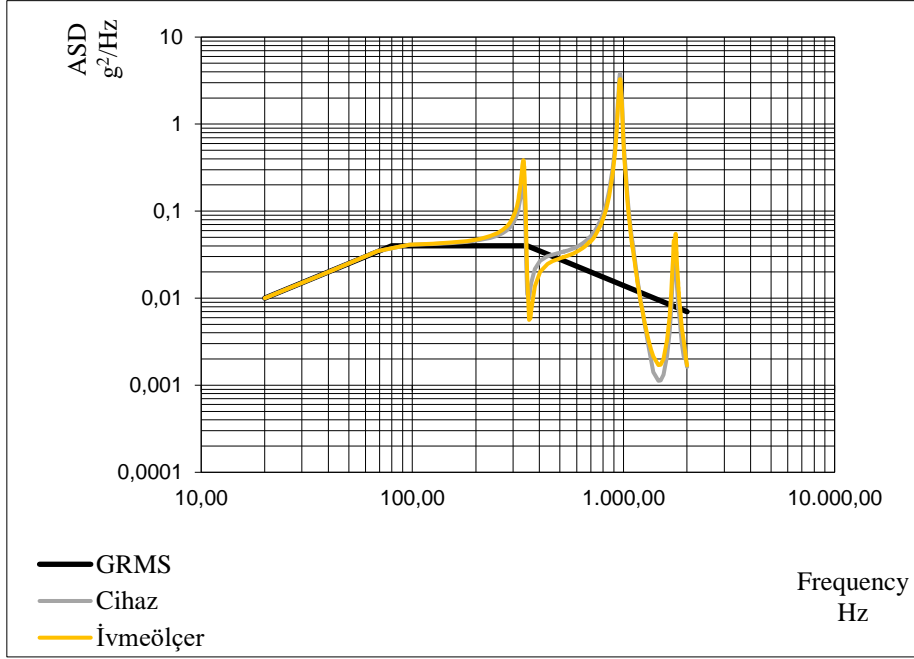
Şekil 25. Y ekseninde ivmeölçer bağlantı noktası

İvmeölçerden ve cihazdan alınan değerler Tablo 12’de gösterilmiştir.

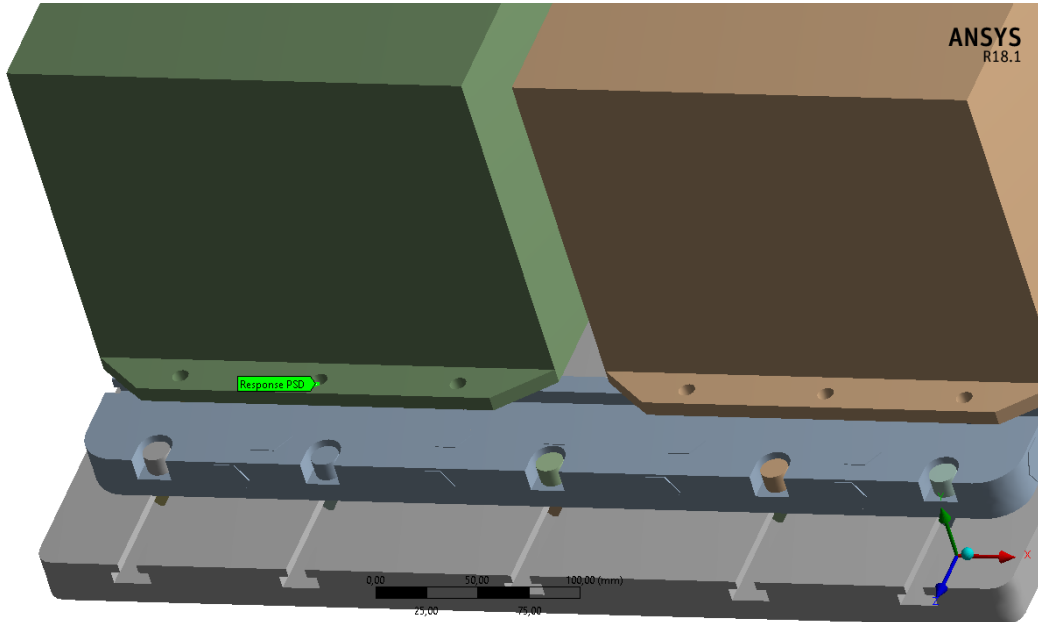
Tablo 12. Y Eksenli Güç Spektrum Yoğunluğu (PSD) İvmeölçer ve Cihaz Oranı

İvmeölçer	Cihaz	Oran
15,753	16,658	1,0574

Z ekseninde elde edilen rastsal titreşim analizi grafiği Şekil 26'da verilmiştir.

**Şekil 26** Z eksenli rastsal titreşim analizi grafiği

İvmeölçerin bağlandığı noktalar Şekil 27'de gösterilmiştir.

**Şekil 27.** Z ekseninde ivmeölçer bağlantı noktaları

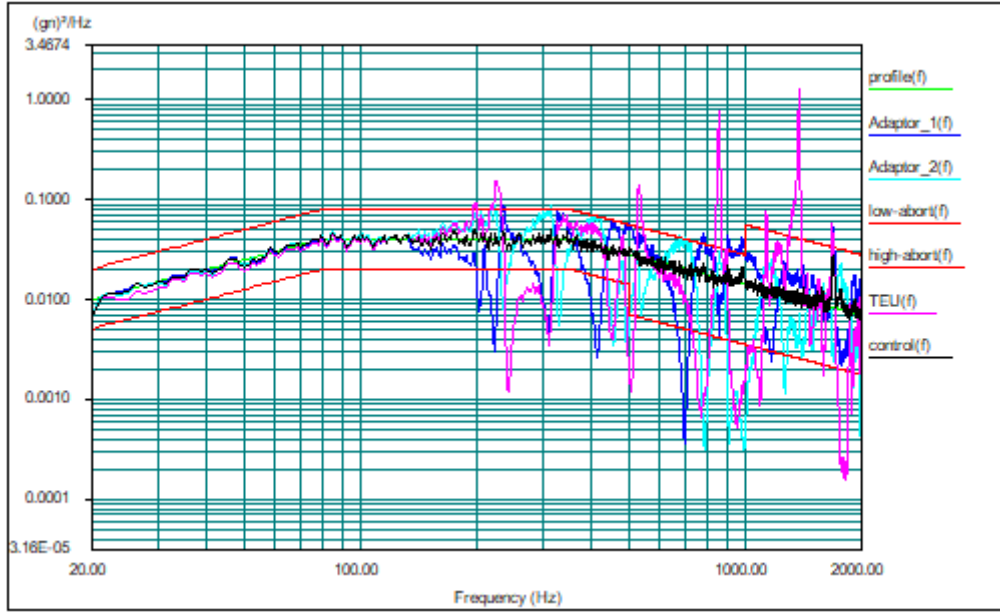
İvmeölçerden ve cihazdan alınan değerler Tablo 13'te gösterilmiştir.

Tablo 13. Z Eksenini Güç Spektrum Yoğunluğu (PSD) İvmeölçer ve Cihaz Oranı

İvmeölçer	Cihaz	Oran
15,322	15,987	1,043402

3.3. Deneysel Veriler

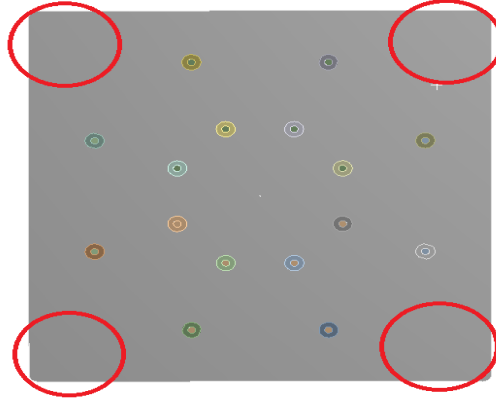
Deneysel veriler, hem aktarım oranının sınırda kalmasından dolayı hem de gereç X ve Y ekseninde kullanılacak olan gereçten daha küçük ve daha düşük maliyetle üretildiğinden Z eksenini seçilerek oluşturulmuştur (Şekil 28).



Şekil 28. Z eksenini deneysel veriler

4. SONUÇLAR

Modal analizlere genel anlamda baktığımızda mod şekilleri beklenen şekilde çıkmıştır. X ve Y eksenlerinde cihaz ve ivmeölçerden okunan ivme değerleriyle hesaplanan aktarım oranları, 0,5-2 aralığında çıkmış ve beklenen aralıkta olduğundan uygun bulunmuştur. Fakat Z ekseninde hesaplanan oranlar 1625-2000Hz arasında 1 nokta 0,489 çıkmış ve standartta belirtilen 0,5-2 aralığına göre %2,2 sapma elde edilmiştir. Rastsal titreşim analizi sonucunda elde edilen PSD grafiklerinde GRMS değerleri fiktürün doğal frekanslarının bulunduğu kısma kadar girdi ivmeye çok yakın olacak şekilde iletilmiş, fiktürün doğal frekansları nedeniyle 500Hz üstünde belli aralıklarda daha yüksek değerler iletilmiştir. Z eksenini için yapılan rastsal titreşim analizindeki GRMS değerlerinin oranı incelendiğinde, bu oranın 1,043 olduğu görülmektedir. Z eksenindeki analizde kullanılan gereç, sarsıcının dikey eksenindeki delik ara yüzünün uç kısımlarına bağlanamamaktadır. Gereç uç kısımlarından sabitlenemediği için bu kısımların (Şekil 29) modal analizde ek salınım oluşturduğu ve aktarım oranlarının sağlanamamasının en büyük nedeninin bu olduğu düşünülmektedir.



Şekil 29. Armatür tablasında moda giren uç noktalar

Titreşim fikstürünün ek salınma maruz kalmasından dolayı rastsal titreşim testlerinde bazı frekans aralıklarında titreşim profilini tam olarak iletemese de titreşim kaynaklı enerjiyi başarılı bir şekilde iletceği değerlendirilmiştir.

KAYNAKÇA

1. G. Phani Sowjanya, P. Divakara Rao, Dr. C.udaya Kiran, "Finite element analysis of vibration fixture made of aluminum and magnesium alloys", https://www.ijltet.org/journal_details.php?id=877&j_id=1755, Volume 2 Issue 1 - January 2013, , #ijltetorg
2. Barros, E. D., & Souto, C. D. (2017). Evaluation of a Vibration Text Fixture. *The International Journal of Acoustics and Vibration*, 22(3). doi:10.20855/ijav.2017.22.3480
3. Wang, L., Burger, R., Aloe, A. (2017) "Considerations of Vibration Fatigue for Automotive Components", *SAE Int. J. Commer. Veh.*, 10(1), p. 150-158.
4. Çelik,M.,Genç,C.,Sun,E.2010," Helikopter Kuyruk Bölgesi Entegrasyon Yapısal Analizleri, UHUK-2010-107.
5. Srinivas Reddy, T & Vijaya, K & Reddy, Kumar. (2010). 592 Design and analysis of vibration test bed fixtures for space launch vehicles. 3. 10.17485/ijst/2010/v3i5/29761.
6. Bernardin, J., & Baca, A. (2009). Mechanical Design and Dynamic Testing of the IBEX-HI Electrostatic Analyzer Spacecraft Instrument. *AIAA Infotech@Aerospace Conference*. doi:10.2514/6.2009-2025
7. Poncelet, F., Marin, F., Fleury, C., & Golinval, J. (2005). Optimal design of fixtures for vibration testing of structures on electro-dynamic shaker.
8. Jingze, W., Wenyuan, Z., & Pengtao, Z. (2016). Design and mode analysis of random vibration test fixture of some airborne heat exchanger. 2016 *IEEE International Conference on Aircraft Utility Systems (AUS)*. doi:10.1109/aus.2016.7748217
9. Environmental Stress Screening (ESS) Process for Electronic Equipment, MIL-HDBK-2164A, June 19, 1996.
10. Steinberg, D. S. (2000). *Vibration analysis for electronic equipment*. New York: John Wiley & Sons.