

## ENDÜSTRİYEL UYGULAMALAR İÇİN ALTERNATİF MEKANİK TİTREŞİM YALITIM ELEMANI TASARIMI

İhsan KÜÇÜKRENDECI<sup>1</sup> (ORCID: 0000-0002-2331-2192)\*

<sup>1</sup>Makine Mühendisliği Bölümü, Teknoloji Fakültesi, Sakarya Üniversitesi, , Sakarya, Türkiye

Geliş / Received: 06.02.2018  
Kabul / Accepted: 02.05.2018

### ÖZ

Endüstriyel uygulamalarda mekanik sistemler çalışırken titreşim oluşturur ve titreşimleri makinenin yerleştiği zemine iletilmesini minimuma indirmek için yalıtım yapılır. Titreşim yalıtımında genellikle metal yay, kauçuk, esnek yastık ve benzeri malzemeler kullanılır. Bu çalışmada metal-kauçuk titreşim yalıtım elemanlarının literatürdeki yoğun çalışmaları dikkate alınmış ve endüstriyel uygulamalar için diğer titreşim yalıtım elemanlarına alternatif olarak metal-kauçuk yapıda titreşim yalıtım elemanı seçilmiştir. Metal-kauçuk yapıda metal olarak alüminyum seçilmiş ve alüminyum-kauçuk sandviç tip yalıtım elemanının tasarımı yapılmıştır. Tasarlanan yalıtım elemanının titreşim yalıtım kabiliyeti ANSYS sonlu elemanlar programı ile analiz edilmiştir. Çalışma sonuçları sayısal ve grafik olarak sunulmuş, alüminyum-kauçuk yapının endüstriyel uygulamalarda diğer yalıtım elemanlarına alternatif kullanılabilirliği gösterilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Titreşim yalıtım elemanı, mekanik titreşim analizi, sonlu elemanlar yöntemi, metal-kauçuk sandviç yapı

## DESIGN OF ALTERNATIVE MECHANICAL VIBRATION ISALATION ELEMENT FOR INDUSTRIAL APPLICATIONS

### ABSTRACT

In industrial applications, mechanical systems generate vibration during operation. Isolation is done to minimize the transmission of the vibrations to the ground on which the machine is placed. In vibration isolation, generally metal springs, rubber, flexible pads and similar materials are used. In this study, intensive studies of metal-rubber vibration isolating elements in the literature are taken into consideration and vibration-isolating element in metal-rubber structure is chosen as an alternative to other vibration isolating elements for industrial applications. Aluminum is selected as metal in metal-rubber construction and aluminum-rubber sandwich type isolation element is designed. The vibration isolating ability of the designed isolation element is analyzed with ANSYS finite element program. The results of the study are presented numerically and graphically, showing that aluminum-rubber construction can be used alternatively to other isolation elements in industrial applications.

**Keywords:** Vibration isolation element, mechanical vibration analysis, finite element method, metal-rubber sandwich structure

### 1. GİRİŞ

Endüstriyel sistemler, mekanizmalar, yapılar, makina ve teçhizatları, raylı ve tekerlekli ulaşım araçları birer titreşim kaynağıdır. Hareketin olduğu her yerde titreşimle ilgili sorunlarla karşılaşılması olasıdır. Titreşimler cihazlarda ve yapılarda fiziksel hasar oluşturabilir, aynı zamanda oluşan gürültü insanın ruh ve beden sağlığını

\*Corresponding author / Sorumlu yazar. Tel.: +90 264 295 37 59; e-mail / e-posta: ikucukrendeci@sakarya.edu.tr

## İ. KÜÇÜKRENDECI

olumsuz etkileyebilir. Tesisat, yapı ve sanayide görülen mekanik titreşim kaynaklı sorunların çözümünde oldukça basit ve ucuz elyaf şiltelerden başlayarak ileri teknoloji ürünü kauçuk ve benzeri elastomer malzemeler veya yaylı tip titreşim yalıtıcılar kullanılmaktadır. Özellikle sanayi sektöründeki karmaşık titreşim sorunlarının çözümü doğru yalıtım malzemesi seçiminin yanında detay çözümler için mühendislik uygulamalarını gerektirir.

Günümüzde titreşim yalıtım sistemlerinin geliştirilmesi için çalışmalar yoğun bir şekilde devam etmektedir. Literatürde metal-kauçuk sandviç yalıtım elemanları üzerine oldukça yoğun çalışıldığı görülmektedir. Bu çalışmaların sonuçları endüstriyel uygulamalarda karşılık bulmaktadır. Literatürde yapılan çalışmaların bazıları şöyledir. Li, Y. ve arkadaşları [1] doğrusal olmayan metal-kauçuk titreşim yalıtım sisteminin kaotik özelliğini araştırmışlardır. Metal-kauçuk titreşim yalıtım sisteminin statik ve dinamik testlerini yapmışlar ve yalıtım parametrelerini tespit etmişlerdir. Sonuçlar, metal-kauçuk titreşim yalıtım sisteminin kaotik özelliklere sahip olduğunu göstermiştir. Tang, G. ve arkadaşları [2] bir metal-lastik yalıtımının doğrusal olmayan dinamiğini incelemişlerdir. Titreşim teorisine göre, yavaşça değişen parametrelerin ortalama denklemi, zayıf doğrusal olmayan durumda elde etmişler ve metal kauçuk-yalıtım elemanı için oluşan kaosun analitik durumunu elde etmişlerdir. Xu, D. ve arkadaşları [3] bir Duffing tipi yalıtım sisteminin sayısal örnekleri üzerine çalışmışlardır. Önerilen yöntemle doğrusal olmayan tepki ve iletkenlik doğruluğunun büyük ölçüde iyileştiği görülmüştür. Bu yöntemin dinamik sistemler için oldukça uygun ve bir titreşim yalıtım sisteminin teorik analizi için etkili olduğu ispatlanmıştır. Li, Y.L. ve arkadaşları [4] bir metal-kauçuk titreşim yalıtım sisteminin karmaşık tepkisini incelemişlerdir. Sistemin matematiksel modelini oluşturmuş ve durum denklemini türetmişlerdir. Sistemin sayısal simülasyonu, belirlenen fiziksel parametreler kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Analiz sonuçları titreşim testleri ile doğrulanmıştır. Hao, H.R. ve arkadaşları [5] metal-kauçuğun dinamik histeretik halka modelini teorik ve deneysel olarak incelemişlerdir. Modelin parametrelerini test verilerinden yararlanılarak tanımlamışlardır. Sonuçlar, metal kauçuk modelin mühendislik uygulamalarında kullanılabilmesini kanıtlamıştır. Lu, C.H. ve arkadaşları [6] doğrusal olmayan bir elastik kompleks yalıtım modeli oluşturmuş ve modelin parametrelerini tanımlamışlardır. Test ve teorik sonuçlar karşılaştırılmış, model doğrusal olmayan histeretik özellikleri oldukça doğru bir şekilde yakalamıştır. Enerji dağıtma düzeninin dinamik tasarım için iyi bir temel oluşturduğunu göstermişlerdir. Ren, D. X. ve arkadaşları [7] Ramjet motorlarında kullanılan yüksek sıcaklık kabuklarının titreşim kontrol gereksinimine göre, parçacık metal kauçuk damperli yeni bir sandviç konfigürasyonu önermişlerdir. Teorik ve deneysel sonuçlar metal kauçuk sönümleyicinin etkili olduğunu ve titreşim genliğini 3 ila 8 kat azaltabileceğini göstermiştir. Safi, A. I. ve arkadaşları [8] gözenekli metal-kauçuk malzemesi ile kaplanmış delikli bir tüp şeklinde bir yalıtım malzemesi tasarlamışlardır. Pompaların kullanıldığı akışkan sistemlerinde bu titreşim yalıtım malzemesinin gürültü yalıtımında etkili olduğunu gösterilmişlerdir. Ma, Y. ve arkadaşları [9] yeni tarz gözenekli metal-kauçuk yalıtım malzemesinin yalıtım ve ses emici özelliklerini teorik ve deneysel olarak incelemişlerdir. Statik ve dinamik deneyler vasıtasıyla metal-kauçuk yalıtım malzemesinin performansı üzerinde yapım teknikleri ve yapısal parametrelerin etkileri incelenmiş ve tasarım parametreleri ile farklı yalıtım aralıkları elde edilmiştir. Zhang, D. ve arkadaşları [10] nikel bazlı süper alaşımlardan üretilen ve yarı statik rejimde sıkıştırma yüklemesine tabi tutulmuş olan metal kauçuk numunelerinin imalatını ve mekanik özellik testini araştırmışlardır. Sonuçlar, nikel bazlı metal-kauçuğun imalat sırasında bağlı yoğunluğunu dikkatle ayarlayarak mekanik özelliklerin kontrol edilmesindeki etkinliğini göstermiştir.

Bu çalışmada metal-kauçuk titreşim yalıtım elemanlarının literatürdeki yoğun çalışmaları dikkate alınmış ve endüstriyel uygulamalar için alternatif metal-kauçuk tip titreşim yalıtım elemanı seçilmiştir. Metal-kauçuk yapıda metal olarak alüminyum seçilmiş ve alüminyum-kauçuk sandviç tip yalıtım elemanın tasarımı yapıldı. Seçilen yapının titreşim yalıtım kabiliyeti ANSYS Workbench 8.1 sonlu eleman programı ile analiz edildi. Çalışma sonuçları sayısal ve grafik olarak sunulmuştur. Tasarımı ve analizi yapılan alüminyum-kauçuk yapının endüstriyel uygulamalarda diğer titreşim yalıtım elemanlarına alternatif olarak kullanılabilirliği gösterilmiştir.

## 2. PROBLEMİN TANIMLANMASI VE SINIR ŞARTLARI

Endüstriyel uygulamalarda titreşim yalıtım elemanı olarak farklı biçimlerde üretilmiş çelik-kauçuk kompozit yapıda elemanlar kullanılmaktadır. Yalıtım elemanları yapılarına bağlı olarak otomotiv, elektronik, imalat makinaları, beyaz eşya vb. endüstriyel uygulamalarda kullanılmaktadır.

Çalışmada alternatif titreşim yalıtım elemanı olarak Al-kauçuk sandviç yapı ele alınmıştır. Endüstride kullanılan kompozit yalıtım elemanları genelde üç katmanlı sandviç şeklindedir (metal-kauçuk-metal). Çalışmada çok katmanlı Al- kauçuk sandviç yapı düşünülmüştür. Yalıtım elemanının çok katmanlı olarak düşünülmesinin sebebi titreşim yalıtımında daha etkili olabileceğidir.

Kauçuklar doğal ve yapay biçimde kullanılır. Doğal kauçuk uygun ve ekonomik bir yalıtım malzemesi olmasına karşın belirli sıcaklık aralığında kullanılabilmesi ve çevre şartlardan çok kısa zamanda olumsuz etkilenmesi dezavantajıdır. Yapay kauçuğun en yaygın olan kullanımı "Neopren" dir. Neopren -70°C; 200°C

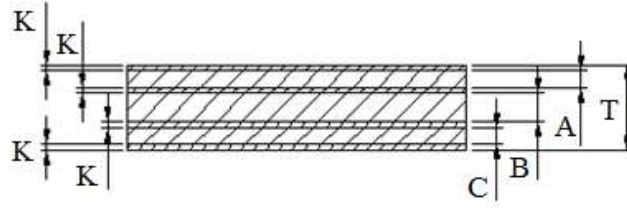
## ENDÜSTRİYEL UYGULAMALAR İÇİN ALTERNATİF MEKANİK TİTREŞİM YALITIM ELEMANI TASARIMI

sıcaklık aralığında özelliklerini kaybetmeden güvenli bir şekilde kullanılabilir ve titreşim yalıtım özellikleri metal yaylara göre 10 kat fazladır. Değişken çevre şartlarında mekanik özelliklerini kaybetmeden kullanılabilir [11]. Çalışmada Neopren kauçuk malzemesi olarak seçilmiştir. Tablo 1’ de titreşim yalıtımında kullanılan kauçuk malzemelerin yalıtım oranları verilmiştir.

**Tablo 1.** Titreşim yalıtımında kullanılan kauçuk malzemelerin yalıtım oranları [12]

Malzeme	Yalıtım Oranı
Doğal Kauçuk	0,05
Neopren	0,05

Endüstride çelik-kauçuk sandviç yalıtım elemanı imalatı enjeksiyon ve transfer yöntemi ile elde edilir. Çalışmada tasarlanan Al-kauçuk sandviç yapıda Al tabaka kauçuk malzeme ile yapıştırıldığı göz önüne alınmıştır. Pişirilen kauçuk malzemeler mekanik yöntemlerle kuvvet altında Sika 255 FC yapıştırıcı ile Al tabakalara yapıştırıldığı düşünülmüştür. Şekil 1’ de tasarlanan Al-Kauçuk sandviç yapının kesiti görülmektedir.

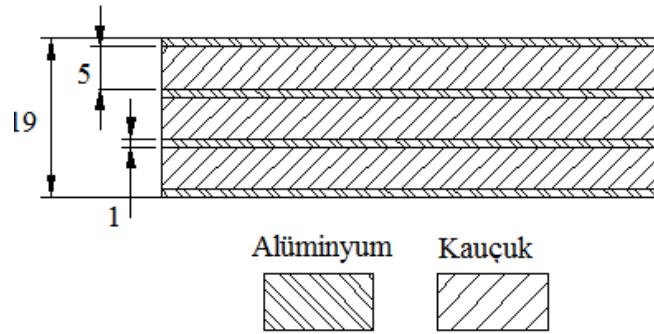


**Şekil 1.** Al-kauçuk sandviç yalıtım elemanı kesiti

T:Toplam kalınlık, A-B-C: Kauçuk tabaka kalınlığı, K: Alüminyum tabaka kalınlığı

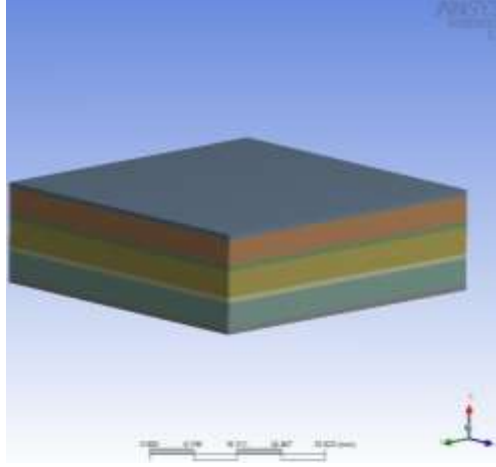
Çalışmada 19x60x60 mm Al-kauçuk sandviç yapının boyutu olarak kabul edilmiştir. Yapının titreşim analizleri  $F=1000$  N harmonik yük, 0-300 Hz frekans aralığında, 40 modda ANSYS sonlu elemanlar programında gerçekleştirilmiştir [13]. Al malzemenin analizler için kabul edilen mekanik ve fiziksel özellikleri Tablo 2’ de kauçuk malzemenin mekanik ve fiziksel özellikleri ise Tablo 3’ de verilmiştir.

Bu çalışma için tasarlanmış olan alternatif Al-Kauçuk sandviç yalıtım elemanı sayısal analiz değerleri ve teknik özellikleri Tablo 4’ de verilmiştir. Şekil 2’de ise analiz modelinin kesiti görülmektedir. Şekil 3’ de sayısal analizler için model geometrisi görülmektedir. Modele uygulanan ağ yapısı hegzahedral biçimindedir. Analiz için elemanlar alüminyum tabakada 1x6x6 mm, kauçuk tabakada 5x6x6 mm boyutlarında dikdörtgen prizma eleman seçilmiş, çözümlenmesi 5621 düğüm, 16863 serbestlik derecesi ve 700 eleman olarak gerçekleştirilmiştir. Analiz için ağ yapısı modeli şekil 4’ de görülmektedir. Analiz modelinin sınır şartları şekil 5’ de görülmektedir.

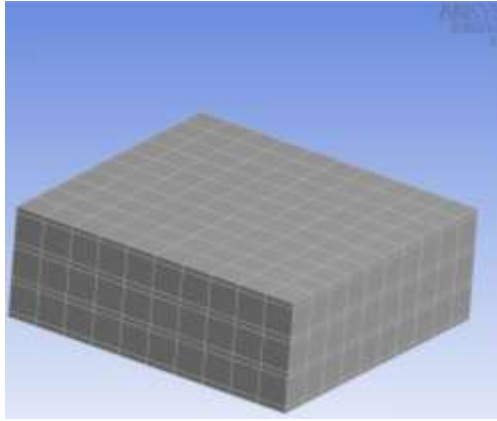


**Şekil 2.** Analiz modeli kesiti

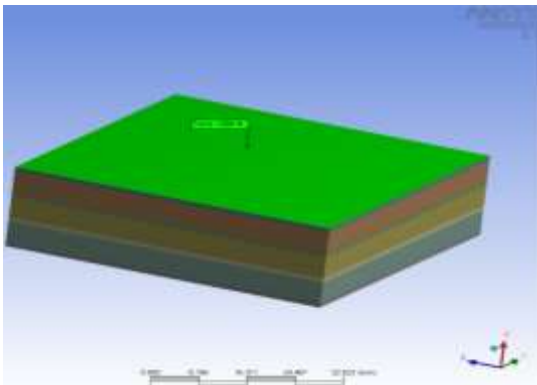
İ. KÜÇÜKRENDECI



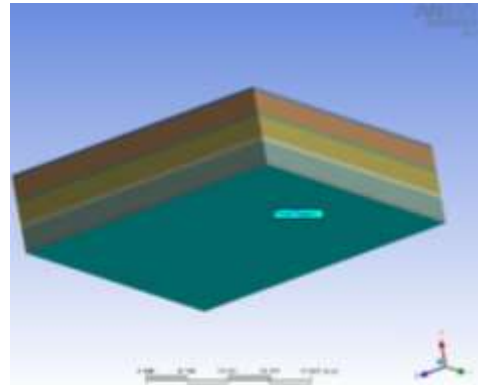
Şekil 3. Sayısal analizler için model geometrisi



Şekil 4. Sayısal analizler için ağ yapısı modeli



(a)



(b)

Şekil 5. Analiz modelinin sınır şartları, (a) Kuvvetin ifadesi, (b) Sabit yüzeyin ifadesi

ENDÜSTRİYEL UYGULAMALAR İÇİN ALTERNATİF MEKANİK TİTREŞİM YALITIM ELEMANI TASARIMI

**Tablo 2.** Alüminyum malzemenin mekanik ve fiziksel özellikleri

Elastiklik modülü	71000 MPa
Poisson oranı	0,33
Kütle yoğunluğu	$2,77 \times 10^{-6}$ kg/mm <sup>3</sup>
Gerilme altındaki eğilme dayanımı	280 MPa
Gerilme altındaki maksimum eğilme dayanımı	310 MPa
Basınç altındaki eğilme dayanımı	280 MPa

**Tablo 3.** Kauçuk malzemenin mekanik ve fiziksel özellikleri

Elastiklik modülü	8,963 MPa
Poisson oranı	0,41
Kütle yoğunluğu	$4,1 \times 10^{-6}$ kg/mm <sup>3</sup>
Gerilme altındaki eğilme dayanımı	11,1 MPa
Basınç altında eğilme dayanımı	11,1 MPa

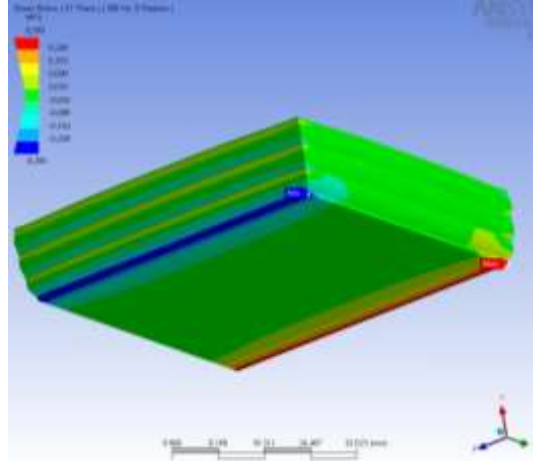
**Tablo 4.** Al-kauçuk sandviç yalıtım elemanı sayısal analiz değerleri

Harmonik Çözümleme Analiz Değerleri						
Kuvvet (F)	Maksimum Frekans	Minimum Frekans	Çözüm Aralığı	Nem Oranı		
1000 N	300 Hz	0 Hz	40	0,02		
Analiz Modelin Teknik Özellikleri						
İsim	Malzeme	Kesit Ölçüleri (mm)	Kütle (kg)	Hacim (mm <sup>3</sup> )	Düğüm	Eleman
Parça 1	Al	1x60x60	$9,97 \times 10^{-3}$	3600	803	100
Parça 2	Al	1x60x60	$9,97 \times 10^{-3}$	3600	803	100
Parça 3	Al	1x60x60	$9,97 \times 10^{-3}$	3600	803	100
Parça 4	Al	1x60x60	$9,97 \times 10^{-3}$	3600	803	100
Parça 5	Kauçuk	5x60x60	$7,38 \times 10^{-2}$	18000	803	100
Parça 6	Kauçuk	5x60x60	$7,38 \times 10^{-2}$	18000	803	100
Parça 7	Kauçuk	5x60x60	$7,38 \times 10^{-2}$	18000	803	100

### 3. BULGULAR VE TARTIŞMA

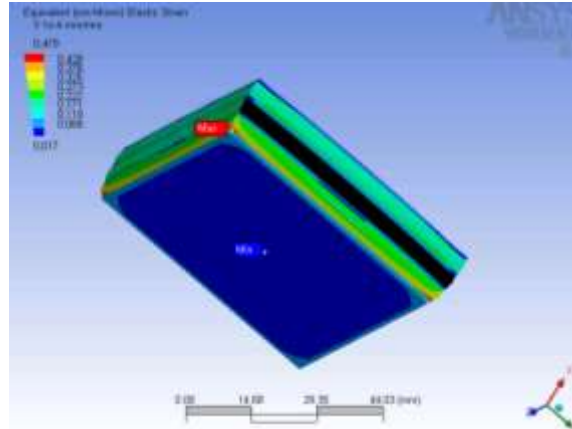
Titreşim yalıtım elemanı modelinin analizi sonucu elde edilen kayma gerilmeleri bir diğer ifade ile modelin uğradığı maksimum ve minimum gerilmeler grafik model olarak şekil 6’ da gösterilmiştir. Grafikte kırmızı renkler maksimum gerilmeyi ifade ederken mavi renkler minimum gerilmeyi ifade etmektedir. Şekil üzerinde maksimum ve minimum gerilmenin olduğu noktalar görülmektedir. Maksimum kayma gerilmesinin gerçekleştiği yer modelin en altındaki alüminyum tabakanın sağ kenar boyunca görülürken minimum kayma gerilmesi aynı tabakanın sol kenarı boyunca görülmektedir. Kayma gerilmeleri XY düzleminde analiz edilmiştir.

## İ. KÜÇÜKREDECI



Şekil 6. Analiz modelin kayma gerilmeleri

Şekil 7’ de ki grafik, analiz sonucu elde edilen elastik deformasyonu bir diğer ifade ile modelin uğradığı maksimum ve minimum deformasyonları grafik model olarak ifade etmektedir. Grafikte kırmızı renkler 1000 N yük altında malzemenin uğradığı akma sınırından sonraki maksimum deformasyonu yani plastik şekil değişimini ifade ederken, mavi renkler 1000 N yük altında malzemenin plastik şekil değişimine uğramadığı elastik şekil değişiminin varlığını ifade etmektedir. Elastik şekil değişiminde yük kaldırıldığında elemanın tekrar eski haline geleceği kabul edilir. Şekil üzerinde maksimum ve minimum deformasyonun olduğu noktalar görülmektedir. Maksimum elastik deformasyonlar elemanın alt alüminyum tabaka ile onun üstünde yer alan kauçuk tabakanın birleşim yerinin köşelerinde görülmektedir. Minimum elastik deformasyonlar elemanın alt ve üst alüminyum tabakaları yüzeylerinde görülmektedir. Analiz yönteminde yük harmonik olarak X ekseninde elemana uygulanmış ve elastik deformasyonlar bu eksen boyunca analiz edilmiştir.



Şekil 7. Analiz modelin deformasyonu

Tablo 5’ de analiz modelinin maksimum genlik değerleri verilmiştir. Şekil 8’ de analiz modele ait genlik-frekans grafiği görülmektedir. Şekil 9’ da analiz modele ait faz açısı frekans grafikleri görülmektedir. Şekil 9’ da analiz modelinin faz açısı-frekans grafiği incelendiğinde malzemenin kritik frekans değeri 90° nin üzerinde güvenli bir bölgede çalıştığı ve sönümlene yapabildiği görülmektedir. Kritik altı bir sönüm söz konusudur. Analiz modelinde meydana gelen maksimum faz açısı 178,44 ° de gerçekleşirken bu değerdeki frekans 228 Hz değerindedir.

Şekil 2’ de analiz modelinin kesit yapısı verilmiştir. Tablo 4’ de analiz modelinin sayısal analiz değerleri verilmiştir. Bu sayısal analiz değerlerine göre harmonik çözümleme yapılarak Tablo 6’ da ki kayma gerilmesi ve elastik deformasyon değerleri elde edilmiştir.

Şekil 4’ de verilen modelin analizleri toplam ağırlık 0,26 kg, toplam hacim 68400 mm<sup>3</sup>, 6 mm hegzahedral ağ yapısında, 5621 düğüm ve 700 eleman olarak yapılmıştır. Analiz modeli için F=1000 N kuvvet, frekans aralığı

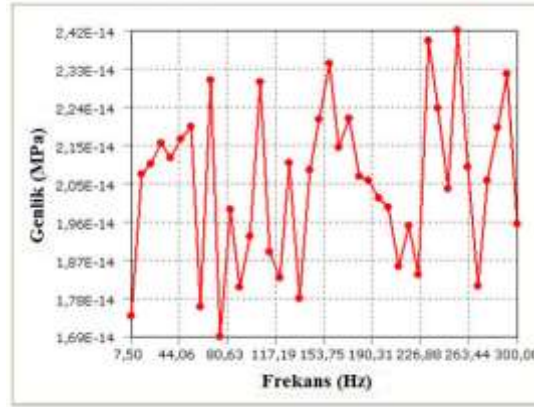
## ENDÜSTRİYEL UYGULAMALAR İÇİN ALTERNATİF MEKANİK TİTREŞİM YALITIM ELEMANI TASARIMI

0-300 Hz ve çözüm aralığı 40 modda kabul edilen bu yükler altındaki kayma gerilmeleri ve deformasyon sonuçları elde edilmiştir.

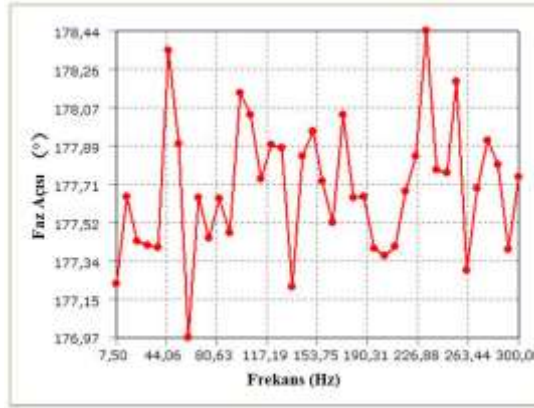
Tablo 6' da ki sonuçlar incelendiğinde kayma gerilmesi altında analiz modelin minimum gerilme sınırı  $-0,29$  MPa, maksimum gerilme sınırı  $0,29$  MPa olduğu görülmektedir. Tablo 6' da analiz modelinin elastik deformasyon incelendiğinde maksimum sıkışma miktarı  $4,79 \times 10^{-5}$  mm olarak elde edilmiştir

**Tablo 5.** Analiz modelin frekans cevabı

Maksimum genlik	Maksimum genliğin gerçekleştiği frekans
$2,42 \times 10^{-14}$ MPa	255,0 Hz



**Şekil 8.** Analiz modelin genlik-frekans grafiği



**Şekil 9.** Analiz modelin faz açısı-frekans grafiği

**Tablo 6.** Analiz modelin gerilme ve deformasyon sonuçları

	Minimum	Maksimum
Kayma Gerilmesi	$-0,29$ MPa	$0,29$ MPa
Elastik Deformasyon	$0,17 \times 10^{-5}$ mm	$4,79 \times 10^{-5}$ mm

#### 4. SONUÇLAR

Al-kauçuk sandviç yalıtım elemanına yayılı biçimde harmonik yükün etkidiği kabul edilerek zorlanmış titreşimin ve bu esnada meydana gelen gerilmelerin analizi yapılmıştır. Çözümde sonlu elemanlar metodu ile

*İ. KÜÇÜKRENDECI*

çalışan ANSYS analiz programı kullanılmıştır. Tasarlanan sandviç elemanın titreşim etkisi altında çalıştığı kabul edilerek yapılan analizler sonucu elde edilen titreşim yalıtımı özellikleri tablo ve grafik olarak verilmiş ve değerler yorumlanmaya çalışılmıştır. Yalıtım elemanından istenen mekanik özellik, elemanın üzerindeki yük kaldırıldığında elemanın üzerindeki gerilmeyi boşaltması ve elemanın eski boyutlarına tekrar dönmesidir.

Çalışmada faz açısı-frekans grafiği incelendiğinde malzemenin kritik frekans değeri 90° nin üzerinde güvenli bir bölgede çalıştığı ve sönümleme yapabildiği görülmektedir, kritik altı bir sönüm söz konusudur. Sonuçlar tasarlanan modelin yalıtım elamanı olarak kullanılabileceğini göstermektedir.

Elastik deformasyon sonuçları incelendiğinde kauçuk miktarının kalınlığı yalıtım elemanındaki deformasyon miktarını etkilemektedir. Elemandaki çökme miktarının artışına bağlı olarak kayma gerilmelerinde artışlar olmaktadır. Maksimum frekans değerlerinde minimum genliğin elde edilmesi titreşim yalıtımında temel bir amaçtır. Kauçuk malzemesinin elastik bir malzeme olmasından dolayı çökme miktarı ve genliğinde artış olmaktadır, bunu engellemek içinde kauçuk miktarı minimum limitlerde tasarlanabilir. Al-kauçuk sandviç yalıtım elemanında yapıyı oluşturan malzemelerin tabaka kalınlıkları veya tabaka sayıları değiştirilerek yalıtım kabiliyeti yüksek elemanlar elde edilebilir.

**KAYNAKLAR**

- [1] LI, Y.L., BAI, H.B., HE, Z.B., “Chaotic characteristic of nonlinear metal rubber vibration isolation system”, Transaction of Beijing Institute of Technology, 36 (5), 491-497, 2016.
- [2] TANG, G., CHEN, A.H., “Chaotic prediction of metal rubber damper for occurred chaos”, Journal of Aerospace Power, 27 (8), 1752-1757, 2012.
- [3] XU, D.L., LÜ, Y.J., ZHOU, J. X., ZHANG, J., “FFT multi-harmonic balance method for dynamic analysis of a nonlinear vibration isolation system”, Journal of Vibration and Shock, 31 (22), 39-44, 2012.
- [4] LI, Y.L., BAI, H.B., HE, Z.B., LU, C.H., “Complex response characteristics of a passive metal-rubber vibration isolation system”, Journal of Vibration and Shock, 35 (4), 87-92, 2016.
- [5] HAO, H.R., BAI, H.B., HOU, J.F., ZHAO, H.T., ZHANG, H.J., “Generalized resuming force model for metal-rubber”, Journal of Vibration and Shock, 27 (11), 105-108, 2008.
- [6] LU, C.H., BAI, H.B., “Experiment modelling and parameter identification of metal rubber/rubber composite laminated energy dissipater”, Journal of Vibration and Shock, 26 (11), 5-8, 2007.
- [7] REN, D.X., ZHANG, D.Y., HE, Y.F., CHEN, L.L., HONG, J., “Vibration response investigation on structures with particle metal rubber damper fillings”, Journal of Propulsion Technology, 36 (1), 124-129, 2015.
- [8] SAFIN, A.I., ERMILOV, M.A., IGOLKIN, A.A., MAKARYANTS, G.M., KRYUCHKOV, A.N., “Hydrodynamic noise dampener with metal rubber”, 21st International Congress on Sound and Vibration, 4211-4217. Beijing, China, 2014.
- [9] MA, Y., WANG, H., LI, H., HONG, J., “Study on metal rubber material's characteristics of damping and sound absorption”, Proceedings of the ASME Turbo Expo, 1, 477-486. Berlin, Germany, 2008.
- [10] ZHANG, D., SCARPA, F., MA, Y., BOBA, K., HONG, J., LU, H., “Compression mechanics of nickel-based super alloy metal rubber”, Materials Science and Engineering A, 580, 305-312, 2013.
- [11] ÖZGÜVEN, N., Endüstriyel Gürültü Kontrolü, Makine Mühendisleri Odası, Yayın No: 118, Ankara, Türkiye, 1987.
- [12] AKKURT, M., Makine Elamanları I, Birsen Yayınevi, İstanbul, Türkiye, 1990.
- [13] ANSYS Workbench 8.1 Analiz Programı