

Araştırma Makalesi - Research Article

Dinamik Titreşim Emici Sistem Tasarımı ve Enerji Hasadı Uygulaması

Dynamic Vibration Absorber System Design and Energy Harvesting Application

Sinan Başaran^{1*}

Geliş / Received: 28/03/2024

Revize / Revised: 09/09/2024

Kabul / Accepted: 24/09/2024

ÖZ

Dinamik titreşim emiciler mekanik sistemlerde titreşimleri ortadan kaldırmak veya daha düşük bir seviyeye getirmek için kullanılan pasif titreşim kontrol cihazlarıdır. Titreşim mühendislik uygulamalarında genellikle istenmeyen durum olarak karşımıza çıkmaktadır. Bir yapının ya da makinenin performansı ve dayanıklılığı üzerine doğrudan etkisi olan mekanik titreşimlerin aktif ya da pasif yöntemler ile bastırılması gerekmektedir. Dinamik titreşim emici cihazlar, titreşen bir yapının üzerine eklenerek asıl yapı üzerindeki titreşimleri sönmeler. Eklenen cihazın doğal frekansı titreşen asıl yapının doğal frekansı yakınlarında olacak şekilde seçilmektedir. Asıl sistemin üzerindeki titreşimler bastırılarak eklenen yeni kütlelin üzerine aktarılmış olur. Burada ayrıca sistemin serbestlik derecesi de eklenen yapı sayesinde arttırılmaktadır. Bu çalışmada eklenen kütlelin maruz kaldığı mekanik titreşimlerin faydalı enerjiye dönüşmesi adına bir enerji hasadı uygulaması gerçekleştirilmiştir. Deneysel olarak kurulan bir dinamik titreşim emici düzeneğinde elektromanyetik enerji hasadı yöntemi sunulmaktadır. Sistemde eklenen kütlede oluşan mekanik titreşimler ile indüklenen bir bobin üzerinden sabit mıknatıs yapısı yardımı ile gerilim üretimi gerçekleştirilmiştir. Doğal frekansı 3.58 [Hz] olarak tespit edilen sisteme asıl sisteme kendi frekansına yakın olacak şekilde (3.60 [Hz]) ikincil bir sistem eklenerek deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmalar sonucunda rezonans frekansında tahrik edilen sistemin üzerindeki titreşimin dinamik titreşim emici yardımı ile bastırıldığı ve bu işlem sırasında eklenen kütle üzerinde oluşan titreşimlerinde faydalı enerjiye dönüştürme adına enerji hasadı uygulamasının gerçekleştirildiği gösterilmiştir.

Anahtar Kelimeler- *Dinamik titreşim emici, Enerji hasadı, Mekanik titreşimler, Sistem tasarımı.*

ABSTRACT

Dynamic vibration absorbers are passive vibration control devices used in mechanical systems to eliminate or reduce vibrations to a lower level. In vibration engineering applications, vibrations are generally considered undesirable. Vibrations, which directly affect the performance and durability of a structure or machine, need to be suppressed using active or passive methods. Dynamic vibration absorber devices are added to a vibrating structure to dampen the vibrations on the main structure. The natural frequency of the added device is chosen to be close to the natural frequency of the vibrating main structure. The vibrations on the main system are suppressed and transferred onto the newly added mass. Additionally, the degree of freedom of the system is increased due to the added structure. In this study, an energy harvesting application was carried out to convert the mechanical vibrations

^{1*}Sorumlu yazar iletişim: sinan.basaran@bilecik.edu.tr (<https://orcid.org/0000-0002-3783-2260>)

Makine Mühendisliği Bölümü, Mühendislik Fakültesi, Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi, Bilecik, Türkiye

experienced by the added mass into useful energy. An electromagnetic energy harvesting method is presented in an experimental dynamic vibration absorber setup. Voltage generation was achieved via a coil induced by mechanical vibrations in the added mass with the help of a permanent magnet structure. An experimental study was conducted by adding a secondary system to the original system, which had a natural frequency of 3.58 [Hz]. The secondary system was designed with a frequency close to the original system's frequency, at 3.60 [Hz]. Experimental studies showed that the vibrations on the system driven at the resonance frequency were suppressed with the help of the dynamic vibration absorber, and during this process, an energy harvesting application was carried out to convert the vibrations on the added mass into useful energy.

Keywords- *Dynamic vibration absorber, Energy harvesting, Mechanical vibrations, System design.*

I. GİRİŞ

Birçok makine ve yapısal sistem mekanik titreşimlere maruz kalmaktadır. Bu mekanik titreşimler harici kaynaklı olabileceği gibi makinenin ya da yapının içerisinde yer alan tahrik kaynaklarından da oluşabilmektedir. Bir makinenin içerisinde çalışan motor ya da pompa gibi aktüatörler sistem üzerinde harmonik titreşimler oluşturmaktadır. Titreşim problemi sistem performansını olumsuz etkileyen bir durum olarak, enerji kaybına, ekipman hasarına, mekanik parçaların aşınmasına, ya da düşük ürün kalitesine sebep olmaktadır. Bu nedenle, mekanik titreşimleri azaltmak için birçok yöntem önerilmekle birlikte bunlar arasında en yaygın olanları bir titreşim emici kullanılarak pasif titreşim sönümleyici yöntemi uygulamaktır. Dinamik titreşim emiciler mekanik sistemlerde titreşimleri ortadan kaldırmak veya daha düşük bir seviyeye indirmek için kullanılan pasif bir titreşim kontrol cihazlarıdır. Dinamik titreşim emici cihazları titreşen bir yapının üzerine eklenerek asıl yapı üzerindeki titreşimleri sönümler. Eklenen cihazın doğal frekansı titreşen asıl yapının doğal frekansı yakınlarında olacak şekilde seçilmektedir. Asıl sistemin üzerindeki titreşimler bastırılarak eklenen yeni kütlein üzerine aktarılmış olur. Burada ayrıca sistemin serbestlik derecesi de eklenen yapı sayesinde artırılmaktadır. Eklenen kütle artık titreşmeye başlarken iş makinesinin çalıştığı asıl sistemde titreşimler sönümlenmiş olmaktadır. Bu çalışmada eklenen kütlede oluşan titreşimi enerji hasadı yöntemi ile faydalı enerjiye çevirmeyi amaçlamaktadır. Enerji hasadı sistemleri, günümüzde ve gelecekte artan enerji talebini karşılamak için umut verici bir araştırma alanıdır. Toplanan enerji, özellikle kablosuz sensör ekipmanları ve gömülü entegre devre sistemlerinde düşük güç tüketimi gereken birçok sistemde kullanılmaktadır. Teknoloji ilerledikçe, düşük güç tüketimine sahip cihazlar gelişecek ve enerji toplama sistemleri, hayatın her anında kullanılan bu cihazlar için ek bir enerji kaynağı olacaktır.

Dinamik titreşim sönümleyici, Hermann Frahm tarafından 1909'da patentlenmiştir [1]. Önerilen sistem binalardaki rüzgâr kaynaklı titreşimi ve deprem tepkisini bastırmak için başarıyla kullanılmıştır. Ardından dinamik titreşim emici özellikleri Den Hartog tarafından derinlemesine incelenmiş ve literatüre kazandırılmıştır [2]. Dinamik titreşim emici uygulamaları daha sonra çeşitli alanlara genişletilmiş ve uygulama alanı olarak makinelerin ve yapıların titreşim kontrolü gibi çeşitli uygulamalara yönelik birçok çalışmaya konu olmuştur [3-5]. Ulusal çalışmalar incelendiğinde ise dinamik titreşim sönümleyici yapısının çeşitli çalışmalara konu olduğu görülmektedir. Altı tekerlekte tahrik edilen bir taşıt üzerinde modelleme çalışması yapılarak düşey yönde oluşan rijit modu sönümleyecek şekilde dinamik sönümleyici uygulaması gerçekleştirilmiştir [6]. Başka bir çalışmada ise Euler-Bernoulli köprü kirişi, tek serbestlik derecesine sahip hareketli araç ve titreşim sönümleyicinin dinamik analizi, araç ve köprü dinamiklerine göre tartışılmıştır [7]. Kısaca dinamik titreşim emicinin yaygın uygulamaları arasında çeşitli iş makineleri, testereler ve presler gibi farklı pistonlu makineler ve sabit hızda çalışan büyük pistonlu içten yanmalı motorlar yer almaktadır. Bu sistemlerde dinamik titreşim emici, karşılıklı kuvvetlerin dengelenmesine yardımcı olur. Titreşim emici olmadığında dengesiz kuvvetler cihazın aşırı titreşmesine ve sonuç olarak makinenin yerinde tutulmasını veya kontrol edilmesini imkânsız hale getirebilmektedir.

Bu çalışmada mekanik titreşimlere maruz kalan bir sistemde titreşim sönümleyici olarak sisteme ilave edilen yapı üzerindeki titreşimlerin enerji hasadı yöntemi ile faydalı enerjiye dönüştürülmesi amaçlanmıştır. Enerji hasadı ya da başka bir deyişle enerji toplama yöntemi için birçok farklı yapı ya da malzeme önerilse de en temel olarak elektromanyetik ve piezoelektrik sistemler kullanılmaktadır. Elektromanyetik enerji toplayıcı sistemler, bir bobinin, bir manyetik alan içindeki mekanik titreşime bağlı hareketinden güç üreten sistemlerdir [8-9]. Piezoelektrik enerji toplayıcılar ise, mekanik titreşimlere maruz kaldıklarında yanıt olarak piezoelektrik malzemelerdeki gerilmeden güç üreten sistemlerdir [10-12]. Elektromanyetizma, Faraday'ın elektromanyetik indüksiyonun temellerini atıktan sonra, elektrik üretmek için kullanılmaktadır. Günümüzde kullanılan jeneratörlerin birçoğu dönen bir rotor yapısında olup büyük ölçekli ve çok sayıda uygulamada karşımıza çıkmaktadır. Bunun yanı sıra elektromanyetik jeneratörler hem lineer hareket hem de açısal hareket gerçekleştiren cihazlar olarak mikro ila mili Watt seviyelerinde güç toplamak için de kullanılabilir [13]. Bir jeneratörün doğru şekilde tasarlanması ile kinetik enerjiyi elektriğe son derece verimli bir şekilde dönüştürebilmektedir. Fakat enerji

hasadı konseptinden genellikle düşük enerji miktarları söz konusu olduğu için jeneratör boyutları da küçük tasarımlara sahiptir. Enerji hasadında temel motivasyon kablosuz sensör gibi cihazların düşük enerji tüketimlerini karşılamak olduğu için yapılan çalışmalarda bu yönde şekillenmiştir. Sazonov ve ark. [14], geçen araçların neden olduğu enerjiyi toplayan bir elektromanyetik jeneratör tasarlamışlardır ve bu sayede kablosuz sensörler kullanarak bir otoyol köprüsünün saha izlemesini gerçekleştirmişlerdir. Özellikle elektrik şebekesinin bulunmadığı uzak bölgelerdeki uygulamalarda, mikro enerji toplayıcılarının büyük pillere temiz bir alternatif olarak kullanımını teşvik etmek için düşük maliyetli ve yüksek performanslı elektromanyetik jeneratörlere ihtiyaç vardır. Buradan yola çıkarak Bouendeu ve ark. [15] çalışmasında, Faraday'ın manyetik indüksiyon yasasına dayalı olarak mekanik titreşimi elektrik enerjisine dönüştürmek için hibrit bir yaklaşıma dayanan düşük maliyetli, yüksek performanslı bir jeneratör üzerine çalışmışlardır. Tonan ve ark. sundukları çalışmada bir plakanın titreşimlerinden enerji hasat etme analizini gerçekleştirmişlerdir. Önerdikleri sistem piezoelektrik bir yama ile donatılmış ve uç kütle aracılığıyla plakanın birinci titreşim moduna göre ayarlanmış bir konsol dinamik titreşim emici üzerinde yapılan çalışmaları içermektedir [16]. Huang ise çalışmasında alt yapı olarak manyetik-yay içeren doğrusal olmayan enerji dönüşümü sağlayan bir dinamik titreşim emici önermiştir. Geçici darbeler ve harmonik uyarımlar ile, manyetik-yay sistemi için parametrik çalışmalar yapmıştır [17]. Titreşim kontrolü ve enerji hasadı arasındaki korelasyon ve entegrasyondaki son gelişmeler ise Yang ve ark. tarafında bir derleme makalesinde detaylandırılmıştır [18]. Rezaei ve ark., bir elektromanyetik enerji hasadı cihazına bağlı olan bir enerji sönümleyici tasarlayıp deneysel olarak incelemişlerdir. Bu sistem, titreşimleri azaltırken aynı zamanda elektrik enerjisi üretme kapasitesine sahiptir. Yapılan deneyler, sistemin etkinliğini doğrulamış ve bu tür sistemlerin enerji hasadı için potansiyelini ortaya koymuştur [19]. Kısaca hayatımızın her alanında karşımıza çıkan mekanik titreşimlerin faydalı bir enerjiye dönüştürülmesi birçok farklı çalışmada hem sistem tasarımı açısından hem de titreşimin kaynağı açısından ele alınmıştır [20-22].

Dinamik titreşim emici bir sistemin deneysel olarak ele alındığı bu çalışmada asıl sisteme ilave edilen kütlelerin maruz kaldığı titreşimin faydalı enerjiye dönüştürülmesi gerçekleştirmiştir. Konu hakkında yapılan çok fazla çalışma olmamasına rağmen benzer bir şekilde dinamik titreşim emici bir sistem üzerinde Ali ve Adhikari'nin [23] yaptığı çalışma görülmektedir. Çalışmalarında olası enerji hasadı için bir titreşim emici kullanma ihtimalini analiz etmek adına hem titreşimi sınırlayan hem de enerji toplayan bir titreşim emiciye piezoelektrik yama eklenmiştir. Orijinal yapının titreşimlere karşı duyarlı olduğu ve emicinin titreşim enerjisinin sınırlandırıldığı eleman olduğu ve bunun da bir piezoelektrik yama aracılığıyla toplandığını raporlamışlardır. Benzer bir yaklaşım Heidari ve Afifi'nin çalışmasında da yer almıştır [24]. Çalışmalarında hem elektrik enerjisi üretmek hem de harmonik tahrik kuvveti altında bulunan iki ucu mesnetli bir kirişin titreşimlerini ortadan kaldırmak amacıyla hareket tabanlı bir enerji toplama cihazı tasarlanmıştır. Bu çalışmada ise laboratuvar ölçekli dinamik titreşim sönümleyici sistemi tasarlanarak üretilmiş ve elektromanyetik enerji hasadı çalışmasında kullanılabilirliği gösterilmiştir. Çalışmada mekanik titreşimlerin önemli bir konusu olan titreşim sönümleyici sistemler açısından temel bir tasarım yöntemi aktarmakta ve deneysel sonuçlar ile teori desteklenmektedir. Bir sonraki bölümde teorik olarak anlatılan dinamik titreşim emici sistemi için Bölüm 3'te ayrıca yapılan deneysel çalışmalar sunulmuştur. Dolayısı ile başta mühendislik öğrencileri olmak adına araştırmacılar için titreşim sönümleme ve enerji hasadı kavramlarının daha net anlaşılabilmesi adına bir çalışma oraya konmuştur.

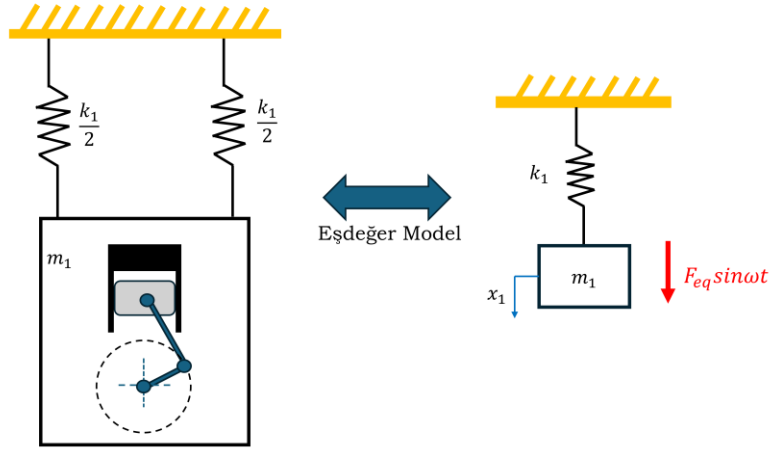
II. DİNAMİK TİTREŞİM EMİCİ SİSTEMİ

Bir makine veya sistem, tahrik frekansı makinenin veya sistemin doğal frekansı ile neredeyse çakışan bir kuvvetin etkisine maruz kalırsa aşırı titreşim bir başka değişle rezonans durumu yaşayabilir. Dinamik titreşim emici pasif bir titreşim önleme yaklaşımıdır. Eğer titreşimin bastırılması amaçlanan sistemin doğal frekansı belirgin ve değişmiyorsa uygulanabilir. Bu gibi durumlarda, makinenin veya sistemin titreşimi, başka bir yay-kütle sistemi olan bir titreşim nötrleştirici veya dinamik titreşim emici kullanılarak azaltılabilir. Tek serbestlik dereceli titreşim sistemlerinde ikinci bir kütle ilavesi yapılarak serbestlik derecesini artırarak orijinal sistemin titreşim frekansı değiştirilebilir. Bu sistemler titreşimden korunması gereken asıl kütleyle bağlı başka bir kütleden oluştuğu için iki serbestlik dereceli bir sistem oluşturur, dolayısıyla titreşim emici sistem iki doğal frekansa sahip olacak şekilde tasarlanmış olur. Titreşim emici sistemler, sabit hızda çalışan makinelerde yaygın olarak kullanılır, çünkü titreşim emici belirli bir frekansa ayarlıdır ve yalnızca dar bir frekans bandında etkilidir. Burada bir sistem olarak olası bir iş makinesini tek serbestlik dereceli bir sistem olarak idealleştirerek dinamik titreşim sönümleyicinin analizini ele alınacaktır.

A. Asıl Sistem Tasarımı

Dinamik sistemlerin en önemli karakteristiklerinden birisi doğal frekanstır. Doğal frekans sistemlerin kütlelerine ve katılığına bağlı olarak ifade edilen sisteme özgü bir serbest titreşim frekansıdır. Her sistemin kendine has doğal frekansı bulunmakla birlikte aynı frekansta tahrik ile uyarılmadıkça bir sorun teşkil etmezler. Eğer sistem doğal frekansında uyarılırsa rezonans durumu ortaya çıkar. Dolayısı ile sistem üzerinde büyük titreşim genlikleri oluşur ve bunun yanında yüksek dinamik stresler, gürültü ve yorulma gibi önemli sorunlar ortaya çıkar. Şekil 1'de

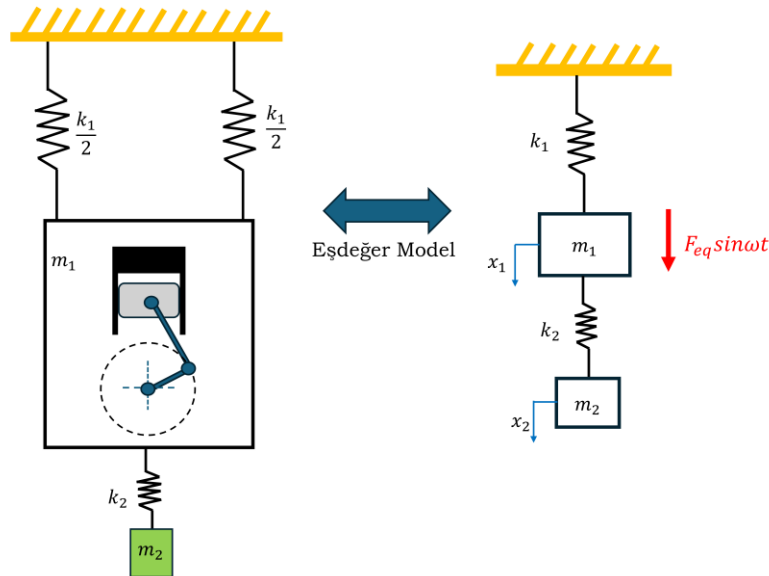
tek serbestlik derecesine sahip bir makine sistemi şematik olarak gösterilmektedir. Bu sistem asıl sistem olarak adlandırılmaktadır. Bu sistemin göğesi k_1 katılık katsayısına sahip yaylar ile bağlandığını ve sistemin toplam kütlesinin m_1 olduğunu düşünelim. Bu sistemin ayrıca eşdeğer kütle yay sistemi gene Şekil 1’de verilmektedir. Sistem üzerinde çalışan bir motor veya pompa gibi bir yapının olduğu ve çalışma frekansının sistemin doğal frekansı ile aynı olduğu varsayımı geçerlidir. Dolayısı ile sistem üzerine $F_{eq} \sin \omega t$ harmonik titreşim etki edildiği düşünülmüştür. Buda sistemin rezonansa girerek çalışmasına sebep olmaktadır. Buda makine üzerinde aşırı bir titreşim oluşturarak makinenin kontrol edilmesini güçleştirmektedir.



Şekil 1. Rezonansa yakın şartlarda çalışan aşırı titreşime maruz kalan makine şematik gösterimi ve eşdeğer modeli.

B. Eklenen Sistem Tasarımı

Asıl sistem için tasarlanacak dinamik titreşim emici bu bölümde aktarılacaktır. Mühendislik sistemlerinde maruz kalınan aşırı titreşimler genellikle istenmeyen bir durumdur ve bu nedenle güvenlik, konfor ve makine dayanımı açısından önlenmesi gerekmektedir. Şekil 1’de verilen bir makine bloğu üzerinde oluşan titreşimlere neden olan enerjinin başka bir ek sistem ilavesi yapılarak sönümlenmesi ve sistemin maruz kaldığı istenmeyen mekanik titreşimlerin azaltılması ya da ortadan kaldırılması mümkündür. Bu yöntem asıl sistem üzerine eklenecek basit bir yay-kütle sistemi ile sağlanabilir. Şekil 2’de makineye, yani asıl sisteme uygulanan dinamik titreşim emici şematik gösterimi ve bu yapıya ait eşdeğer model gösterilmiştir. Asıl sistemin serbestlik derecesi artırılarak sisteme k_2 katılık katsayısına sahip yay ile m_2 kütlesi ilave edilmiştir. Buradaki tasarım amacı asıl kütleden daha hafif olacak şekilde makine bloğu üzerine ilave bir kütle yerleştirilmesidir. Burada tasarım kriterleri arasında makina bloğu üzerinde bulunan uygun boşluk eklenecek kütle için bağlantı yerlerinin müsaitliği gibi konular ayrıca düşünülmelidir.



Şekil 2. Makineye uygulanan dinamik titreşim emici sistemi şematik gösterimi ve eşdeğer modeli.

Şekil 2’de verilen eşdeğer sistemin Hareket denklemi Newton yaklaşımı ile Denklem (1) ve (2) ile verilmektedir.

$$m_1\ddot{x}_1 = -k_1x_1 - k_2(x_1 - x_2) + F_{eq}\sin\omega t \quad (1)$$

$$m_2\ddot{x}_2 = -k_2(x_2 - x_1) \quad (2)$$

Burada $F = \bar{F}e^{j\omega t}$, $x_1 = \bar{X}_1e^{j\omega t}$, ve $x_2 = \bar{X}_2e^{j\omega t}$ kabul edip ve hareket denklemlerinde yerlerine yazarak matris formatına dönüştürebilir.

$$\begin{bmatrix} k_1 + k_2 - \omega^2 m_1 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 - \omega^2 m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{X}_1 \\ \bar{X}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{eq} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3)$$

İşlem kolaylığı açısından değişken dönüşümü yaparak;

$$\begin{bmatrix} z_{11} & z_{12} \\ z_{21} & z_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{X}_1 \\ \bar{X}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{F}_1 \\ \bar{F}_2 \end{bmatrix} \quad (4)$$

elde edilir. Denklemden matrisin tersini alarak $\bar{X}_1$ ve $\bar{X}_2$ Denklem (5) ve (6) verildiği gibi yazılabilir.

$$\bar{X}_1 = \frac{z_{22}\bar{F}_1 - z_{12}\bar{F}_2}{z_{11}z_{22} - z_{12}z_{21}} \quad (5)$$

$$\bar{X}_2 = \frac{-z_{21}\bar{F}_1 + z_{11}\bar{F}_2}{z_{11}z_{22} - z_{12}z_{21}} \quad (6)$$

Burada $\bar{F}_1 = F_{eq}$ ve $\bar{F}_2 = 0$ olduğu için $\bar{X}_1$ ve $\bar{X}_2$ Denklem (7) ve (8)’de olduğu gibi yazılabilir.

$$\bar{X}_1 = \frac{1}{\Delta(\omega)} (k_2 - \omega^2 m_2) F_{eq} \quad (7)$$

$$\bar{X}_2 = \frac{1}{\Delta(\omega)} k_2 F_{eq} \quad (8)$$

Burada $\Delta(\omega)$ Denklem (4)’te verilen matrisin karakteristik denklemidir ve Denklem (9)’da tanımlanmıştır.

$$\Delta(\omega) = (k_1 + k_2 - \omega^2 m_1)(k_2 - \omega^2 m_2) - k_2^2 = 0 \quad (9)$$

Dinamik titreşim emici, bir sistemdeki titreşimleri kontrol etmek veya sönümlemek amacıyla kullanılan bir mekanik sistemdir. Esas kütlelin rezonans frekansında hareketini sıfırlamak için eklenen ikinci kütle ve yay sistemi, dinamik sönümleyici olarak adlandırılan bu mekanizmanın temelini oluşturur. Bu yaklaşıma göre, dinamik sönümleyicinin etkin olabilmesi için eklenen ikinci kütle ve yay sistemi, orijinal sistemin doğal frekansına eşit bir doğal frekansta titreşmelidir. Bu durumda, esas kütlelin titreşimi ile dinamik sönümleyici sistemin titreşimi birbirini tam olarak karşılar ve esas kütlelin enerjisi dinamik titreşim emici cihaz tarafından absorbe edilir. Bu sistemde, ikinci kütle ve yay sisteminin parametreleri, orijinal sistemin özelliklerine bağlı olarak belirlenir. İkinci sistem, esas kütlelin titreşimini etkili bir şekilde kontrol etmek için tasarlanmalıdır. Bu parametreler genellikle çeşitli yaklaşımlar ile elde edilen matematiksel modeller ve benzetim modelleri kullanılarak en uygun bir şekilde elde edilir. Dinamik titreşim emici sistemler, bina yapısı, köprüler, makineler ve diğer titreşimli sistemlerde kullanılarak istenmeyen titreşimleri azaltmada etkili olabilir. Bu yöntem, rezonans frekansında titreşimi sıfırlayarak ya da azaltarak sistemdeki enerji transferini optimize eder ve istenmeyen titreşimleri önler. Sisteme ilave olarak eklenen kütle yay sisteminin doğal frekansı esas kütle hareketini azaltacak şekilde Denklem (10)’da verildiği gibi seçilebilir.

$$\omega = \omega_2 = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}} \quad (10)$$

Dolayısı ile asıl sistemin doğal frekansı ile eklenen kütle yay sisteminin doğal frekansı karşılaştırıldığında;

$$\frac{k_2}{k_1} = \frac{m_2}{m_1} \quad (11)$$

elde edilir ve sonuç olarak asıl sistem rezonans frekansında $\bar{X}_1$ hareketi sıfıra yakınsayacak şekilde çalışmış olur. Denklem (9)’da verilen karakteristik denklem düzenlenirse;

$$\frac{m_1 m_2}{k_1 k_2} \omega^4 - \left[\left(1 + \frac{k_2}{k_1} \right) \frac{m_2}{k_2} + \frac{m_1}{k_1} \right] \omega^2 + 1 = 0 \quad (12)$$

Frekans oranı r tanımlanır ve Denklem (11)’deki oranlar yerine konursa;

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} = \frac{\omega}{\sqrt{\frac{k_1}{m_1}}} = \frac{\omega}{\sqrt{\frac{k_2}{m_2}}} \quad (13)$$

elde edilir. Burada doğal frekans çekilir ise

$$\omega^2 = r^2 \frac{k_2}{m_2} \quad (14)$$

ifadesine ulaşılır. Bu ifade Denklem (12)'de yerine yazılırsa

$$\frac{m_1 m_2}{k_1 k_2} (r^2 \frac{k_2}{m_2} r^2 \frac{k_2}{m_2}) - \left[\left(1 + \frac{k_2}{k_1} \right) \frac{m_2}{k_2} + \frac{m_1}{k_1} \right] r^2 \frac{k_2}{m_2} + 1 = 0 \quad (15)$$

elde edilir. Gerekli sadeleştirmeler yapılarak ve Denklem (11)'de tanımlanan oran kullanılarak karakteristik denklem en sade hali ile elde edilmiş olur.

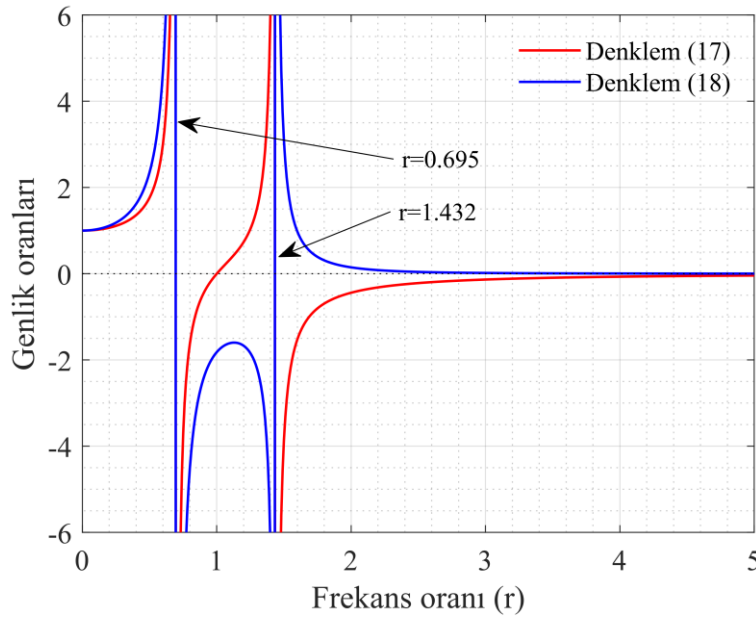
$$r^4 - \left(2 + \frac{m_2}{m_1} \right) r^2 + 1 = 0 \quad (16)$$

Elde edilen denkleme Denklem (7) ve (8)'de hesaplanan yerdeğiştirme ifadeleri yerlerine yazılarak gerekli düzenlemeler sonucunda genlik oranları Denklem (17) ve (18) ile ifade edilebilir.

$$\frac{\bar{x}_1}{F_{eq}/k_1} = \frac{1-r^2}{r^4 - \left(2 + \frac{m_2}{m_1} \right) r^2 + 1} \quad (17)$$

$$\frac{\bar{x}_2}{F_{eq}/k_1} = \frac{1}{r^4 - \left(2 + \frac{m_2}{m_1} \right) r^2 + 1} \quad (18)$$

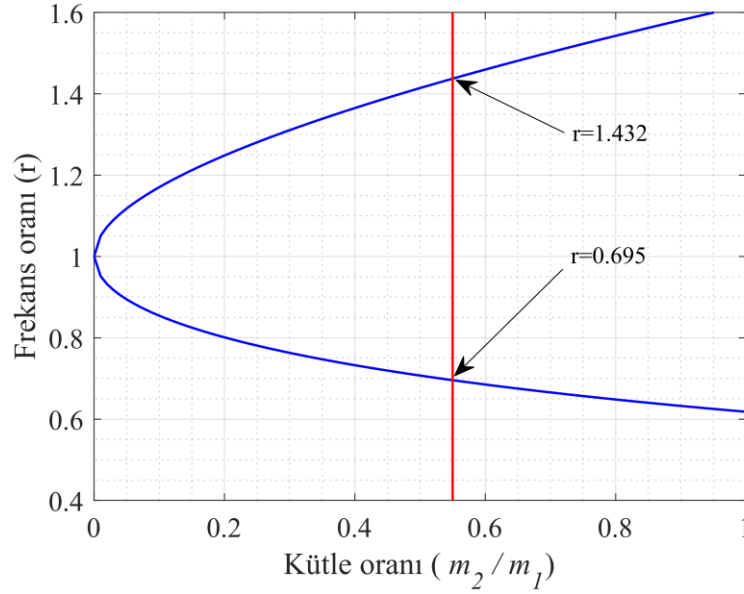
Dinamik titreşim emici sisteminde asıl kütle ve eklenen kütle oranı ele alınarak (m_2/m_1) farklı frekans oranı değerleri için genliklerin davranışı ve olası rezonans durumu Denklem (17) ve (18) yardımı ile incelenebilir. Şekil 3'te $m_2/m_1 = 0.55$ kütle oranı için genlik oranları sunulmuştur. Burada kütle oranı için seçilen değer bir sonraki bölümde aktarılabilecek olan deneysel çalışmadaki deney düzeneğinin parametreleridir. Çalışmalarda asıl kütle $m_1 = 0.5130$ kg ve sisteme sönümleyici etkisi yaratması için eklenen ilave kütle ise $m_2 = 0.2850$ kg olarak seçilmiştir. Şekilde verilen $m_2/m_1 = 0.55$ kütle oranı için genlik oranlarının artı ya da eksi işaretli olması cevabın tahriki takip ederek aynı faz açısına sahip olduğu anlamına ya da tahrik ile 180° ters faz açısına sahip olduğu anlamına gelmektedir. Ayrıca $r = 0.695$ ve $r = 1.432$ de rezonans oluşumları şekil üzerinden görülebilmektedir.



Şekil 3. $m_2/m_1 = 0.55$ kütle oranı için elde edilen genlik oranları ve rezonans oluşum bölgeleri.

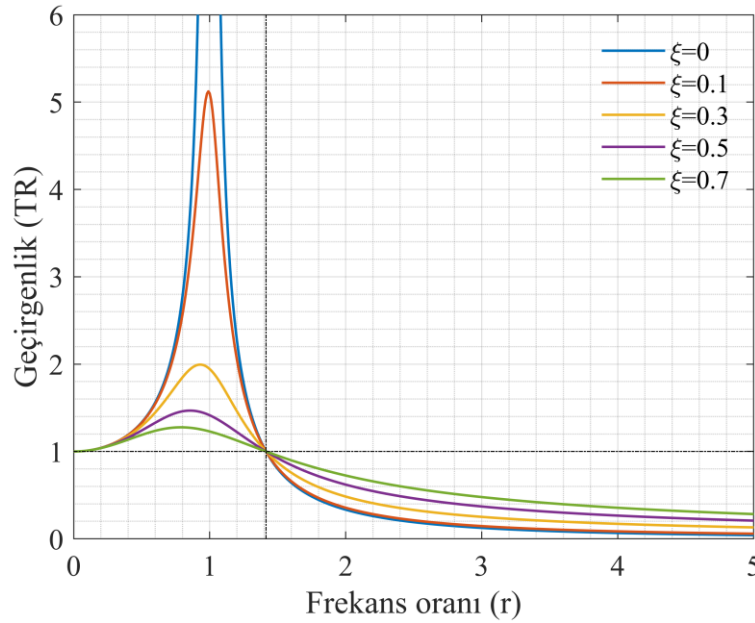
Asıl kütlelinin yer değiştirmesinin $x_1(t) = 0$ sıfır olabilmesi için Denklem (7)'de $k_2 - \omega^2 m_2$ ifadesinin sıfır olması gerekmektedir. Bu durum sistemdeki tahrikin yani $F_{eq} \sin \omega t$ değerinin sisteme eklenen yay kuvveti ile ($-k_2 x_2$) ile dengelenmesi ile mümkündür. Şekil 4'te kütle oranının frekans oranı ile olan ilişkisi gösterilmektedir. Burada m_2/m_1 oranı ne kadar küçük seçilirse rezonans frekansları asıl sistemin rezonans frekansına yakın çıkmaktadır. Şekil 4'te benzer şekilde $m_2/m_1 = 0.55$ kütle oranı için frekans oranları sunulmuştur. Şekil 5'te titreşime maruz kalan eşdeğer asıl sistem için seçilen sönüm oranları için ($\xi = 0, 0.1, 0.3, 0.5, 0.7$) frekans oranına bağlı geçirgenlik grafiği sunulmuştur. Grafikte, frekans oranına ($r = \omega/\omega_n$) karşılık gelen tek serbestlik dereceli bir sistemin geçirgenliği çeşitli sönüm oranları için gösterilmiştir. Burada geçirgenlik, sistemin zorlanmış titreşimlerde verdiği tepkiyi ifade eder. Sistemde sönüm olmadığında ($\xi = 0$) geçirgenlik frekans oranı $\omega/\omega_n = 1$ olduğu durumda sonsuza doğru artar. Bu durum rezonansın göstergesidir ve

sistemin doğal frekansı ile zorlanma frekansı çakıştığı durumda ortaya çıkar. Rezonans durumunda, sistem çok yüksek genliklerde titreşir.



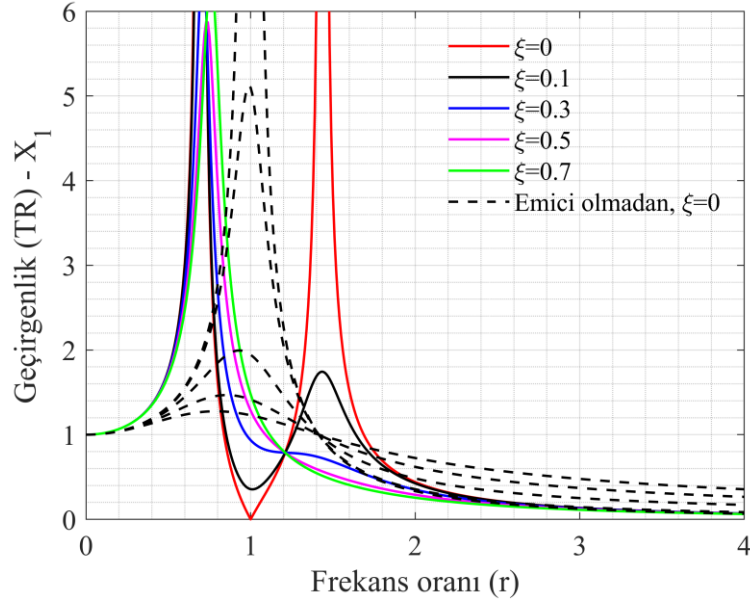
Şekil 4. Kütle oranının frekans oranı ile ilişkisi.

Sönüm oranının düşük olduğu durumlarda ise geçirgenlik rezonans frekansında hala yüksek olmasına karşın sönüm oranı arttıkça sistemin rezonansa girdiğinde verdiği tepki daha kontrol edilebilir hale gelmektedir. Genel olarak, sönüm oranı arttıkça, sistemin rezonans frekansındaki titreşim genliklerinin azaldığı ve daha geniş bir frekans aralığında daha dengeli bir tepki verdiği gözlemlenebilir. Bu da sönümlenmenin, rezonans etkilerini azaltmak ve sistemin stabilitesini artırmak için önemli bir araç olduğunu gösterir.



Şekil 5. Asıl sistemin geçirgenlik frekans oranı değişimi.

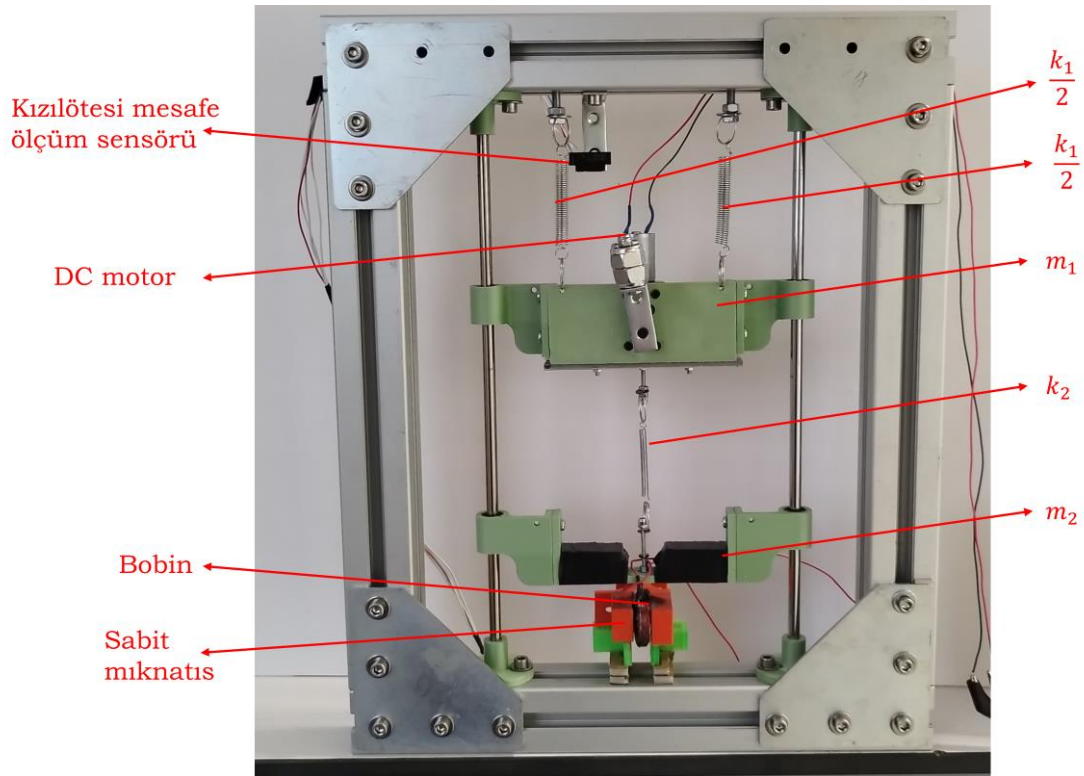
Şekil 6'da dinamik titreşim emici sistem için asıl kütlenin geçirgenlik frekans oranı seçilen sönüm oranları için ($\xi = 0, 0.1, 0.3, 0.5, 0.7$) için değişimleri sunulmuştur. Şekilde en belirgin sonuç sistemin derecesi arttığı için rezonans bölgesini belirten frekans değerinin artmasıdır. Gene aynı grafikte dinamik titreşim emici sisteminin etkinliğini göstermek adına sistemde sönüm olmadığı ($\xi=0$) durum için asıl sistemin tepkisi de verilmiştir. Genel olarak, dinamik titreşim emicinin eklenmesi, ana sistemin rezonans frekansındaki titreşim genliklerini azaltarak ve daha geniş bir frekans aralığında daha dengeli bir tepki vererek sistemin performansını artırır.



Şekil 6. Kütle oranı $m_2/m_1 = 0.55$ için elde edilen geçirgenlik frekans oranı değişimi.

III. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Dinamik titreşim emici sistem laboratuvar ölçekli bir önceki bölümde anlatılan tasarıma sadık kalınarak deneysel düzeneği Şekil 7’te verildiği gibi kurulmuştur. Tek serbestlik dereceli bir iş makinesini yansıtmak adına hareketin dikey doğrultuda sınırlanması için sistemde indüksiyonlu krom miller ve sürtünmesi çok düşük yataklar kullanılmıştır. Asıl sistemin toplam ağırlığı $m_1 = 0.5130$ kg’dır. Bu kütle sistemde harmonik tahriki oluşturan DC motor ve eksantrik yük dahildir. DC motor 24 V ve maksimum 240 rpm çıkış verebilecek kapasitedir. Sisteme ait tüm parametreler Tablo 1’de verilmiştir. Sistemde bulunan yaylar bağlanmadan önce bir yük hücresi yardımı ile karakterize edilerek yay katsayıları belirlenmiştir. Ayrıca asıl kütlein yer değiştirmesi temassız ölçüm yapabilen kızıl ötesi GP2Y0A41SK0F model numaralı Sharp sensör ile ölçülmektedir.



Şekil 7. Deneysel sistem.

Deney verileri V-DAQ RT-4 marka Matlab/Simulink üzerinden çalışan USB tabanlı gerçek zamanlı kontrol ve veri toplama kartı ile gerçekleştirilmiştir. Ölçümlerde 1 kHz örnekleme frekansı kullanılmıştır.

Tablo 1. Sistem parametreleri.

	Sembol	Değer [Birim]
Asıl Sistem Kütlesi	m_1	0.5130 [kg]
Sonradan Eklenen Kütle	m_2	0.2850 [kg]
Asıl Sistem Yay Katsayısı	k_1	259.25 [N/m]
Sonradan Eklenen Yay Katsayısı	k_2	146.34 [N/m]

Asıl sistemin kütlesi ve katılık değeri kullanılarak doğal frekansı Denklem (19)'de veriligi gibi hesaplanabilir.

$$f_n = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}} \div 2\pi \quad (19)$$

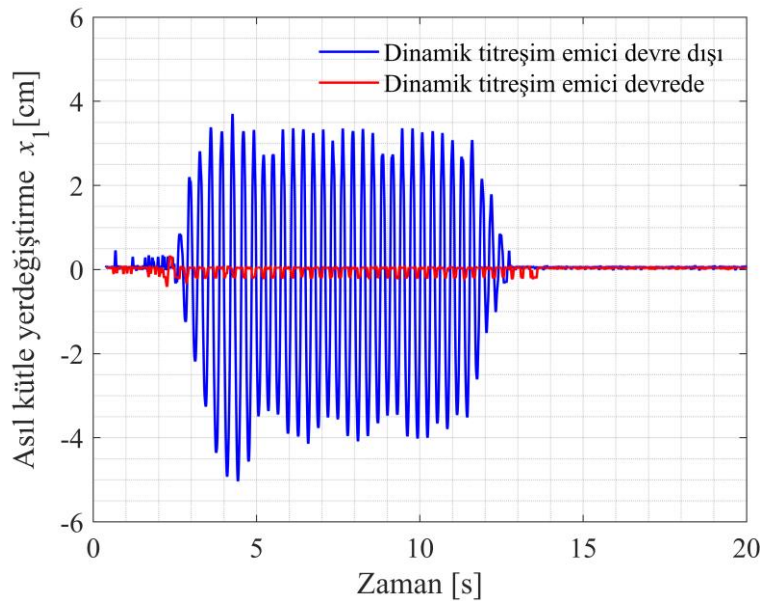
Sayısal değerler yerine konduktan sonra;

$$f_n = 3.58 \text{ [Hz]} \quad (20)$$

elde edilir. Sistemde kullanılan DC motor katalog datası 24 [V] 240 [rpm] çıkış verdiği göstermektedir. Bu tam olarak 4 [Hz] değerine karşılık gelmektedir. Motor voltajını güç beslemesinden biraz azaltarak 21.48 [V] değerine getirilerek sisteme doğal frekansında tahrik verilmiş olur. Bu sayede asıl sistem çok büyük yer değiştirmeler sergileyecek şekilde titreşmeye başlamaktadır. Şekil 8'de deneysel çalışmalar sırasında temassız konum sensörü yardımı ile kaydedilen x_1 konumu dinamik titreşim emici sistem devrede ve devre dışında olmak üzere gösterilmiştir. Şekil 7'te gösterilen deneysel sistemde görüleceği üzere k_2 katılık değerine sahip olan sonradan sisteme bağlanan kütlenin bağlantısını temsil eden yay bir kanca ile takılıp çıkarılabilir şekilde tasarlanmıştır. Dolayısı ile deneyler hızlı bir şekilde dinamik titreşim emici sistem devrede ve devre dışında senaryoları için tekrarlanabilir niteliktedir. Asıl kütlenin yer değiştirmesinin $x_1(t) = 0$ sıfır olabilmesi için Denklem (7)'de $(k_2 - \omega^2 m_2)$ ifadesinin sıfır olması gerekliliğinde sistemde titreşimleri sönmölemek üzere eklenecek olan yay ve kütlenin sayısal değerleri bir tasarım kriteri olarak belirlenebilir. Dolayısı ile eklenen sistemin doğal frekansı Denklem (21)'de sayısal değerler yerine konarak ifade edilebilir.

$$f_2 = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}} \div 2\pi = 3.60 \text{ [Hz]} \quad (21)$$

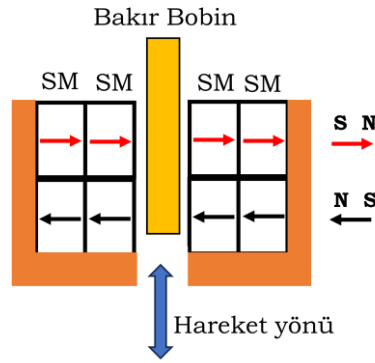
Bu değerde asıl sistemin rezonans noktasında çalışmasına sebep olan tahrik frekansına çok yakındır. Dinamik titreşim emici sisteminde eklenecek kütle ve yay elemanı bu tasarım kriteri dikkate alınarak tasarlandığı takdirde sistemdeki titreşimleri engellemiş olacaktır. Başka bir ifade ile eklenen kütle ve yay sisteminin doğal frekansı o anki tahrik ya da sistemde çalışan motor pompa gibi harmonik titreşime sebep olan doğal frekansı ile aynı olmalıdır.



Şekil 8. Asıl kütlenin yer değiştirme zaman cevabı.

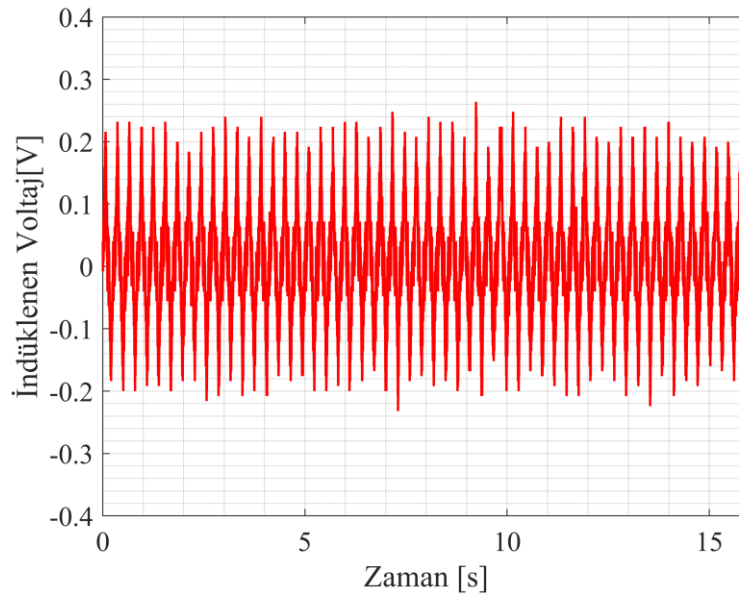
A. Enerji Hasadı Uygulaması

Dinamik titreşim emici sistemler sadece titreşim kontrolü sağlamakla kalmaz, aynı zamanda enerji hasadı için de kullanılabilirler. Enerji hasadı, çevredeki atıl veya istenmeyen enerjiyi yakalayıp kullanılabilir elektrik enerjisine dönüştürme sürecidir. Bu çalışmada dinamik titreşim emici sistemler için potansiyel bir uygulama alanı olarak enerji hasadı uygulaması sunulmuştur. Bu bölümde sistemin titreşimlerini sönümleyen fakat bu sefer kendi üzerinde titreşimlerin olduğu eklenen kütle üzerinde yapılan enerji hasadı çalışması aktarılacaktır. Bunun için deney düzeneğinde Şekil 9'de şematik gösterimi verilen enerji hasadı mekanizması sisteme ilave edilmiştir. Burada aslında sisteme eklenen bakır bobin (m_2 kütlesi üzerine bağlanan) toplam sistem ağırlığı içerisinde verilmiştir. Yani toplam m_2 kütlesi 0.2850 kg'dır. Verilen doğrultuda hareket eden bakır bobin sabit mıknatıslar (SM) arasındaki manyetik alan içerisinde indüklenerek iki ucu arasında bir gerilim oluşturmaktadır. $50 \times 20 \times 10$ mm boyutlarında sekiz adet N35 tipi SM şeklinde verilen kutup yönlerinde (S= South ve N=North) göre konumlandırılmış olup, bobin üzerindeki manyetik alan etkisi ile gerilim çıkışı sağlanmaktadır. Elde edilen elektromanyetik enerji hasadı sisteminde indüklenen voltaj bir osiloskop yardımı ile ölçülmüştür.



Şekil 9. Enerji hasadı mekanizması.

Sistemde 0.9 mm çapa sahip bakır tel yaklaşık 120 tura sahip olacak şekilde bir bobin haline getirilerek Şekil 7'de deneysel sistemde gösterildiği gibi üç boyutlu yazıcı ile basılmış SM'leri bir arada tutan bir yuva içerisinde hareket edebilmektedir. Şekil 10'de osiloskop yardımı ile ölçülen dinamik titreşim emici sistemi devrede iken m_2 kütlesinin hareketi sonucunda toplanan gerilim gösterilmektedir. Dinamik titreşim emici sistemi başarı ile asıl sistem üzerindeki titreşimleri sönümler iken aynı zamanda da faydalı bir enerji dönüşüm gerçekleştirmektedir. Dinamik titreşim emici sistemleri üzerine gerek piezoelektrik gerekse elektromanyetik yapılar eklenerek birçok farklı enerji hasadı uygulaması literatürde yer bulmaktadır [25, 26]. Burada bakır bobin tasarımı ve kullanılacak mıknatısların yönelimi ve büyüklüğü gibi faktörlerde ayrıca başka bir araştırma konusu olacak şekilde ileriki zamanlarda çalışılabilir.



Şekil 10. Bobin üzerinde indüklenen gerilim.

IV. SONUÇLAR

Bu araştırma makalesi dinamik titreşim emici sistemini detaylı bir şekilde incelenerek deneysel çalışmalar sunulmuştur. Burada dinamik titreşim emici sisteminin kullanım amacı pasif bir titreşim kontrol yöntemi olarak sistemler üzerinde istenmeyen titreşimi azaltmak ya da ortadan kaldırmaktır. Özellikle sabit devirde çalışan üzerlerine harmonik tahriklerin uygulandığı iş makinelerinde sistemin titreşimlerini sönmölemek adına dinamik titreşim emici tasarımları ön plana çıkmaktadır. Bu sistemlerde asıl kütleinin titreşim hareketleri bastırılması amaçlandığı için sonradan ilave edilen kütleinin titreşim hareketleri göz ardı edilmektedir. Dolayısı ile sonradan eklenen kütleinin maruz kaldığı titreşimler ise farklı yöntemler ile değerlendirilebilir. Bu çalışmada dinamik titreşim emici bir sistem üzerinde ayrıca bir enerji hasadı uygulamasının gerçekleştirilebileceği gösterilmiştir. Sisteme eklenen ikinci kütle sayesinde aynı zamanda enerji toplayın bir sistem elde edilmiştir. Tepeden tepeye 0.5 volt gerilim bobin üzerinde indüklenmiştir. Enerji hasadı yönteminde elde edilen gerilimler her ne kadar genlik olarak küçük gözükse de gelişen teknoloji ve nesnelerin interneti kavramının hayatımızda her geçen gün daha fazla yaygın hale gelmesi ile umut vadecici çalışmalar sunmaktadır.

KAYNAKLAR

- [1] Frahm, H. (1911). U.S. Patent No. 989,958. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.
- [2] Den Hartog, J. P. (1985). *Mechanical vibrations*. Dover Publication, New York, 87-102.
- [3] Huang, Y. M., & Chen, C. C. (2000). Optimal design of dynamic absorbers on vibration and noise control of the fuselage. *Computers & Structures*, 76(6), 691-702.
- [4] Wu, T. X. (2008). On the railway track dynamics with rail vibration absorber for noise reduction. *Journal of Sound and Vibration*, 309(3-5), 739-755.
- [5] Sun, Z., Sun, J., Wang, C., & Dai, Y. (1996). Dynamic vibration absorbers used for increasing the noise transmission loss of aircraft panels. *Applied Acoustics*, 48(4), 311-321.
- [6] Demir, C. (2004). Alti tekerlekli taşıtin deneysel ve teorik olarak frekans analizi, dinamik absorber uygulaması. *Journal of Aeronautics and Space Technologies*, 1(4), 27-40.
- [7] Koç, M. A. (2020). Implementation of a Vibration Absorbers to Euler-Bernoulli Beam and Dynamic Analysis of Moving Car. *Academic Platform-Journal of Engineering and Science*, 8(3), 523-532.
- [8] Zuo, L., Scully, B., Shestani, J., & Zhou, Y. (2010). Design and characterization of an electromagnetic energy harvester for vehicle suspensions. *Smart Materials and Structures*, 19(4), 045003.
- [9] Elvin, N. G., & Elvin, A. A. (2011). An experimentally validated electromagnetic energy harvester. *Journal of sound and vibration*, 330(10), 2314-2324.
- [10] Kim, H. S., Kim, J. H., & Kim, J. (2011). A review of piezoelectric energy harvesting based on vibration. *International journal of precision engineering and manufacturing*, 12, 1129-1141.
- [11] Sezer, N., & Koç, M. (2021). A comprehensive review on the state-of-the-art of piezoelectric energy harvesting. *Nano energy*, 80, 105567.
- [12] Covaci, C., & Gontean, A. (2020). Piezoelectric energy harvesting solutions: A review. *Sensors*, 20(12), 3512.
- [13] Beeby, S. P., & O'Donnell, T. (2009). Electromagnetic energy harvesting. *Energy Harvesting Technologies*, Springer, Boston, MA, 129-161.
- [14] Sazonov, E., Li, H., Curry, D., & Pillay, P. (2009). Self-powered sensors for monitoring of highway bridges. *IEEE Sensors Journal*, 9(11), 1422-1429.
- [15] Bouendeu, E., Greiner, A., Smith, P. J., & Korvink, J. G. (2010). A low-cost electromagnetic generator for vibration energy harvesting. *IEEE Sensors Journal*, 11(1), 107-113.
- [16] Tonan, M., Pasetto, A., & Doria, A. (2024). Vibration Energy Harvesting from Plates by Means of Piezoelectric Dynamic Vibration Absorbers. *Applied Sciences*, 14(1), 402.
- [17] Huang, X. (2024). Exploiting multi-stiffness combination inspired absorbers for simultaneous energy harvesting and vibration mitigation. *Applied Energy*, 364, 123124.
- [18] Yang, T., Zhou, S., Litak, G., & Jing, X. (2023). Recent advances in correlation and integration between vibration control, energy harvesting and monitoring. *Nonlinear Dynamics*, 111(22), 20525-20562.

- [19] Rezaei, M., Talebitooti, R., & Liao, W. H. (2022). Concurrent energy harvesting and vibration suppression utilizing PZT-based dynamic vibration absorber. *Archive of Applied Mechanics*, 1-20.
- [20] Maamer, B., Boughamoura, A., El-Bab, A. M. F., Francis, L. A., & Tounsi, F. (2019). A review on design improvements and techniques for mechanical energy harvesting using piezoelectric and electromagnetic schemes. *Energy Conversion and Management*, 199, 111973.
- [21] Sarker, M. R., Saad, M. H. M., Olazagoitia, J. L., & Vinolas, J. (2021). Review of power converter impact of electromagnetic energy harvesting circuits and devices for autonomous sensor applications. *Electronics*, 10(9), 1108.
- [22] Wei, C., & Jing, X. (2017). A comprehensive review on vibration energy harvesting: Modelling and realization. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 74, 1-18.
- [23] Ali, S. F., & Adhikari, S. (2013). Energy harvesting dynamic vibration absorbers. *Journal of Applied Mechanics*, 80(4), 041004.
- [24] Heidari, H., & Afifi, A. (2017). Design and fabrication of an energy-harvesting device using vibration absorber. *The European Physical Journal Plus*, 132(5), 233.
- [25] Dipak, S., Rajarathinam, M., & Ali, S. F. (2013, August). Energy harvesting dynamic vibration absorber under random vibration. In *2013 IEEE International Conference on Control Applications (CCA)* (pp. 1241-1246). IEEE.
- [26] Wang, Q., Zhou, J., Wang, K., Gao, J., Lin, Q., Chang, Y., Xu, D., & Wen, G. (2023). Dual-function quasi-zero-stiffness dynamic vibration absorber: Low-frequency vibration mitigation and energy harvesting. *Applied Mathematical Modelling*, 116, 636-654.