



A simple design method for multiple tuned mass dampers in reduction of excessive vibrations of high-speed railway bridges

Volkan Kahya^{1*} Onur Araz²

¹Department of Civil Engineering, Karadeniz Technical University, Trabzon, 61080, Turkey

²Department of Civil Engineering, Gümüşhane University, Gümüşhane, 29100, Turkey

Highlights:

- A simple method was proposed for optimum design of MTMDs.
- Applicability of MTMD designed by the proposed method to HST bridges was investigated.
- It is concluded that the MTMD designed by the proposed method is good enough for vibration reduction in HSR bridges in case the frequency detuning.

Keywords:

- Frequency detuning
- High-speed trains
- Resonance
- Tuned mass damper
- Vibration control

Article Info:

Research Article
Received: 06.12.2018
Accepted: 31.08.2019

DOI:

10.17341/gazimmfd.493102

Correspondence:

Author: Volkan Kahya
E-Mail: volkan@ktu.edu.tr
Phone: +90 462 377 26 31

Graphical/Tabular Abstract

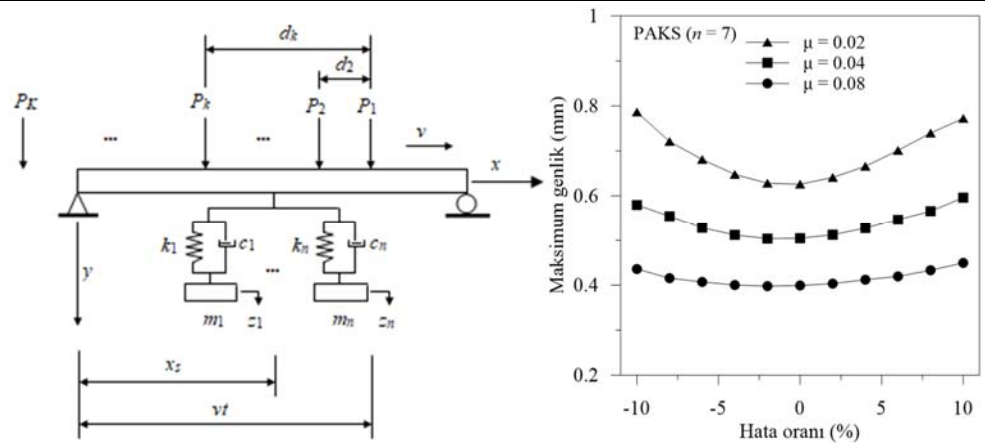


Figure A. Problem definition and robustness of the MTMDs in vibration control

Purpose: The purpose of this study is to develop a simple method based on Den Hartog's formulas for design of MTMDs in vibration control of high-speed railway bridges.

Theory and Methods:

The mode superposition method is used to determine dynamic response of bridge under high-speed train. The equations of motion are solved numerically by the Newmark method.

Results:

The proposed method provides a simple but highly effective way to obtain optimum parameters compared to the advanced optimization methods used in the literature. MTMDs designed according to the proposed method show good control performance even in case of frequency shift.

Conclusion:

MTMDs designed by the present method is effective and robust in suppressing the resonant vibrations of high-speed railway bridges. Compared to the design methods available in the literature, the tuned frequency ratio and the damping ratio of MTMDs can easily be obtained by the present method with through the simple formulas.



Yüksek hızlı demiryolu köprülerinde aşırı titreşimlerin azaltılmasında paralel bağlı ayarlı kütle sönümleyiciler için basit bir tasarım yöntemi

Volkan Kahya^{1*}, Onur Araz²

¹Karadeniz Teknik Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, İnşaat Mühendisliği Bölümü, 61080 Trabzon, Türkiye

²Gümüşhane Üniversitesi, Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi, İnşaat Mühendisliği Bölümü, 29100 Gümüşhane, Türkiye

Ö N E Ç I K A N L A R

- Paralel bağlı ayarlı kütle sistemlerinin optimum tasarımı için basit bir yöntem önerilmiştir
- Yöntem, ileri seviyedeki optimizasyon yöntemlerine göre daha basit ve hızlıca tasarım imkânı vermektedir
- Yöntemin, frekans kayması durumunda titreşim kontrolünde etkili olduğu görülmüştür

Makale Bilgileri

Araştırma Makalesi

Geliş: 06.12.2018

Kabul: 31.08.2019

DOI:

10.17341/gazimmfd.493102

Anahtar Kelimeler:

Ayarlı kütle sönümleyici,
titreşim kontrolü,
yüksek hızlı tren,
rezonans,
frekans kayması

ÖZET

Bu çalışmada, birden fazla ayarlı kütle sönümleyicinin paralel bağlanmasıyla elde edilen sönümleyici sistemlerinin optimum tasarım parametrelerinin elde edilmesi için basit bir yöntem önerilmiştir. Yöntem, esasen Den Hartog tarafından tek serbestlik dereceli ayarlı kütle sönümleyiciler için önerilen formüllerin paralel bağlı ayarlı kütle sönümleyicilere genişletilmesidir. Önerilen yöntemin etkinliğini göstermek üzere yüksek hızlı demiryolu köprülerinde uygulama yapılmıştır. Ele alınan köprü, basit mesnetli Euler-Bernoulli kirişi olarak, tren ise bir dizi hareketli yükten meydana gelen kuvvet katarı olarak modellenmiştir. Hareket denklemleri, Newmark metoduyla sayısal olarak çözülmüştür. Çalışmanın sonuçları, önerilen yöntemle tasarlanan paralel bağlı ayarlı kütle sönümleyicilerin yüksek hızlı demiryolu köprülerinde rezonans titreşimlerinin azaltılmasında iyi bir performans sergilediğini göstermiştir.

A simple design method for multiple tuned mass dampers in reduction of excessive vibrations of high-speed railway bridges

H I G H L I G H T S

- A simple method was proposed for optimum design of Multiple Tuned Mass Dampers
- The method allows for simpler and faster design compared to advanced optimization methods
- The method is robust and effective for vibration control of high-speed train bridges in case the frequency detuning

Article Info

Research Article

Received: 06.12.2018

Accepted: 31.08.2019

DOI:

10.17341/gazimmfd.493102

Keywords:

Frequency detuning,
high-speed train,
resonance,
tuned mass damper,
vibration control

ABSTRACT

In this study, a simple method is proposed to obtain the optimum design parameters of vibration absorbers consisting of several tuned mass damper units connected each other in parallel. The method is essentially the extension of the formulas proposed by Den Hartog for single degree-of-freedom tuned mass dampers to multiple tuned mass dampers. To demonstrate the effectiveness of the proposed method, an application to high-speed rail bridges are made. The bridge is modeled as a simple Euler-Bernoulli beam, and the train is modeled as a series of moving loads. The equations of motion are solved numerically by the Newmark method. The results of the study showed that multiple tuned mass dampers designed by the proposed method show good performance in reducing the resonance vibrations in high-speed rail bridges.

*Sorumlu Yazar/Corresponding Author: volkan@ktu.edu.tr, onuraraz29@hotmail.com / Tel: +90 462 377 26 31

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Ayarlı kütle sönümleyiciler (AKS), yapılarda deprem, rüzgâr, trafik vb. çevresel etkilerden kaynaklanan titreşimlerin azaltılmasında kullanılan araçlardır. Bu sistemler, pasif, aktif, karma ve yarı aktif sönümleyiciler olmak üzere dört gruba ayrılmaktadır. Pasif sönümleyiciler esas itibarıyla, ana yapıya yay ve sönümleyici yardımıyla birleştirilen ek bir kütleden oluşmaktadır. Pasif sönümleyiciler, titreşim azaltılmasında enerji kaynağına ihtiyaç duymamalarından dolayı diğer kontrol sistemlerine göre daha yaygın kullanıma sahiptirler.

AKS kavramı ilk olarak Frahm [1] tarafından ortaya atılmıştır. Frahm'ın tasarladığı sistemde herhangi bir sönüm elemanı bulunmamaktadır. Bu nedenle geliştirilen sönümleyici, sadece ayarlı kütleli doğal frekansı ile yükün frekansı birbirlerine çok yakın ise etkili olmaktadır. AKS ile ilgili ilk teorik çalışma, 1928 yılında Ormondroyd ve Den Hartog [2] tarafından yapılmıştır. Ana sistemin sönümsüz olduğu bu çalışmada, AKS sönümlü olarak tasarlanmıştır. İlave edilen sönüm elemanı, AKS'nin etkin çalışma frekans aralığının artmasını sağlamıştır. Böylece herhangi bir frekans kayması karşısında AKS'nin performansındaki düşüşün çok ani olması önlenmiştir. AKS sistemlerinin optimum tasarım parametreleri için formüller ilk olarak Den Hartog [3] tarafından önerilmiştir.

Bilgisayar teknolojilerindeki yenilikler, ileri optimizasyon tekniklerinin mühendislik problemlerine uygulanmasının önünü açmıştır. Bu bağlamda, genetik algoritma [4], parçacık sürü optimizasyonu [5], karınca kolonisi optimizasyonu [6], sıralı kuadratik programlama [7, 8], harmoni arama algoritması [9], H_2 ve H_∞ algoritmaları [10, 11] ve sayısal arama tekniği [12] gibi yöntemler, AKS sistemlerinin optimum tasarımında kullanılmıştır. Ancak bu yöntemler, sonuca ulaşmada çok fazla sayıda iterasyona ihtiyaç duyabilmekte, bu ise işlem hacmini artırarak çözüm süresini uzatmaktadır. Optimum parametrelerin kolayca elde edilebilmesi nedeniyle Den Hartog [3] tarafından önerilen formüller, daha karmaşık sayılabilecek bu optimizasyon yöntemlerine göre araştırmacılar tarafından tercih edilmektedir.

Hareketli yük altında yapısal titreşimlerin AKS sistemi kullanılarak azaltılmasını ele alan çalışmalar aşağıda kısaca verilmiştir. Bu çalışmalarda, AKS sisteminin optimum tasarımı için Den Hartog [3] tarafından önerilen formüller kullanılmıştır. Kwon vd. [13], hareketli yük etkisindeki üç açıklıklı köprünün titreşimlerinin azaltılmasında AKS'nin etkisini incelemişlerdir. Yazarlar, rezonans hızı altında elde edilen yer değiştirme-zaman eğrisini AKS'siz durumla karşılaştırmışlardır. Jo vd. [14], aynı problemi yol yüzeyindeki pürüzlülüğü dikkate alarak çözmüşlerdir. Chen ve Chen [15], harmonik hareketli yük etkisindeki kirişlerin titreşim kontrolü için AKS sisteminin uygun tasarımını araştırmışlardır. Wu [16], sonlu elamanlar yöntemini kullanarak hareketli tekil yük etkisindeki basit mesnetli

kirişin titreşimlerinin azaltılmasında AKS'nin etkisini incelemiştir.

AKS veya üzerine eklendiği ana yapının doğal frekansında meydana gelebilecek hatalar, AKS sisteminin kontrol performansını olumsuz yönde etkilemektedir. Literatürde bu olay, frekans kayması olarak adlandırılır. Xu ve Igusa [17], frekans kaymasına karşı tek bir AKS yerine paralel bağlı birden fazla AKS'den oluşan sönümleyici sistemini (PAKS) önermişlerdir. Lin vd. [18], Wang vd. [19], Rostam vd. [20], Debnath vd. [21], Miguel vd. [22] ve Kahya ve Araz [23], PAKS sisteminin AKS sistemine göre köprü titreşimlerinin azaltılmasında daha iyi performansa sahip olduğunu belirtmişlerdir. Ancak, PAKS sistemi için optimum tasarım parametrelerinin belirlenmesi, ileri düzeyde optimizasyon algoritmalarının kullanımını zorunlu kılmaktadır.

Yukarıdaki literatür özetinde de görüleceği üzere, PAKS sistemlerinin tasarımında karmaşık optimizasyon yöntemlerinin kullanımına ihtiyaç duyulmaktadır. Den Hartog tarafından önerilen formüller ise tek serbestlik dereceli AKS için geçerlidir. Bu çalışmada, PAKS sistemlerinin optimum ayarlanması için basit bir yöntem önerilmiştir. Yöntemde, her bir AKS'nin eklenmesiyle titreşim parametrelerinde meydana gelen değişim dikkate alınmakta ve Den Hartog tarafından geliştirilen formüller yardımıyla PAKS sistemleri için optimum parametreler elde edilmektedir. Bu şekilde, literatürdekilerden farklı olarak, PAKS sistemleri için optimizasyon yöntemlerine ihtiyaç duyulmaksızın basit formüllerle optimum parametreleri elde etmek mümkün olmaktadır. Önerilen yöntemin doğruluğunu ve etkinliğini göstermek amacıyla, yüksek hızlı tren etkisindeki tek açıklıklı köprülerde uygulama yapılmış ve sonuçlar literatürle karşılaştırılmıştır. Çalışmadan elde edilen sonuçlar, önerilen yöntem kullanılarak tasarlanan PAKS sisteminin yüksek hızlı tren etkisindeki tek açıklıklı köprülerde meydana gelen rezonans titreşimlerinin azaltılmasında frekans kayması durumunda dahi oldukça iyi performans sergilediğini göstermiştir.

2. TEORİK MODEL (THEORETICAL MODEL)

Problemin şematik gösterimi Şekil 1'de verilmiştir. PAKS sistemi, n adet AKS sisteminin paralel bağlanmasıyla oluşmaktadır. Problemin hareket denklemleri Eş. 1 ve Eş. 2'de verilmiştir:

$$EIy^{iv}(x,t) + m_b \ddot{y}(x,t) + c_b \dot{y}(x,t) = F_T(x,t) + F_A(x_s,t) \quad (1)$$

$$m_j \ddot{z}_j(t) + c_j [\dot{z}_j(t) - \dot{y}(x_s,t)] + k_j [z_j(t) - y(x_s,t)] = 0, \quad j = 1, 2, \dots, n \quad (2)$$

Bu ifadelerde, $y(x,t)$, EI , m_b ve c_b sırasıyla kirişin yer değiştirmesini, eğilme rijitliğini, birim uzunluğa gelen kütlelerini ve açıl sönümünü göstermektedir. $z_j(t)$, m_j , c_j ve k_j ($j = 1, 2, \dots, n$) ise sırasıyla j . AKS'nin yer

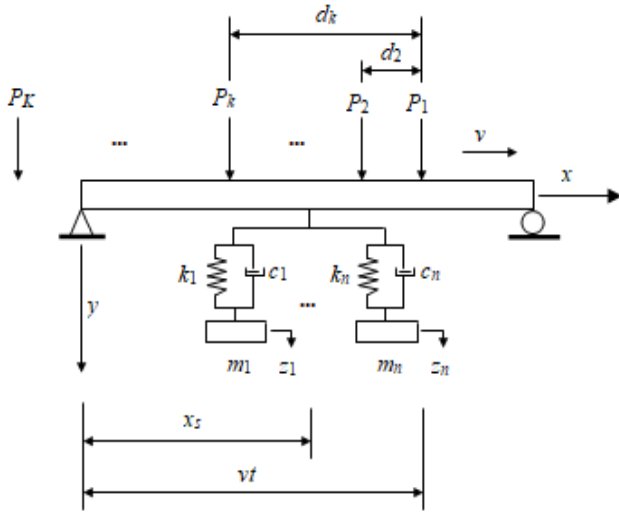
değiştirilmesi, kütlesi, sönümü ve rijitliğidir. İfadenin sağ tarafındaki yük terimi ise Eş. 3'te verilmiştir [18]:

$$F_T(x, t) = \sum_{k=1}^K P_k \delta[x - (vt - d_k)] \begin{bmatrix} H\left(t - \frac{d_k}{v}\right) - \\ H\left(t - \frac{d_k + L}{v}\right) \end{bmatrix} \quad (3)$$

Burada, v tren hızı, d_k k . tekerlek yükü ile birincisi arasındaki mesafe ($d_1 = 0$), K tekerlek yüklerinin sayısı, P_k k . tekerlek yükü, $\delta(\cdot)$ Dirac delta fonksiyonu ve $H(\cdot)$ Heaviside birim adım fonksiyonudur. $F_A(x_s, t)$ ise sönümleyiciden köprüye uygulanan dış yük olup Eş. 4'teki gibidir:

$$F_A(x_s, t) = \sum_{j=1}^n \delta(x - x_s) \begin{bmatrix} c_j (\dot{z}_j(t) - \dot{y}(x_s, t)) + \\ k_j (z_j(t) - y(x_s, t)) \end{bmatrix} \quad (4)$$

Burada, $x_s = L/2$, PAKS sisteminin köprü üzerindeki yerini göstermektedir.



Şekil 1. Üzerine PAKS sistemi yerleştirilmiş hareketli tren etkisindeki basit mesnetli kiriş
(A simply-supported beam installed with a MTMD subjected to moving train)

$\varphi_i(x)$ ve $q_i(t)$ sırasıyla i . moda ait mod fonksiyonu ve genelleştirilmiş koordinatlar, N ise hesaba katılan mod sayısı olmak üzere çözüm Eş. 5'teki gibi alınır:

$$y(x, t) = \sum_{i=1}^N q_i(t) \varphi_i(x) \quad (5)$$

Bu ifade, Eş. 1'de yazılıp elde edilen eşitliğin her iki tarafı $\varphi_m(x)$ ile çarpılır ve kiriş uzunluğu boyunca integrali alınırsa Eş. 6 elde edilir:

$$\ddot{q}_i(t) + 2\xi_i \omega_i \dot{q}_i(t) + \omega_i^2 q_i(t) = \frac{2}{m_b L} (F_i^T + F_i^A), \quad i = 1, 2, \dots, N \quad (6)$$

Burada, yüksek hızlı tren ve PAKS sistemi tarafından köprüye uygulanan dış kuvvetler sırasıyla Eş. 7 ve Eş. 8'de verilmiştir:

$$F_i^T = \sum_{k=1}^N P_k \varphi_i(vt - d_k) \begin{bmatrix} H\left(t - \frac{d_k}{v}\right) \\ -H\left(t - \frac{d_k + L}{v}\right) \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$F_i^A = \sum_{j=1}^n \varphi_i(x_s) \begin{bmatrix} c_j \left(\dot{z}_j(t) - \sum_{m=1}^N \dot{q}_m \varphi_m(x_s) \right) + \\ k_j \left(z_j(t) - \sum_{m=1}^N q_m \varphi_m(x_s) \right) \end{bmatrix} \quad (8)$$

Eş. 5 ile verilen çözüm Eş. 2'de yazılırsa, sönümleyici için hareket denklemi Eş. 9'daki hale dönüştürülür:

$$m_j \ddot{z}_j(t) + c_j \left[\dot{z}_j(t) - \sum_{m=1}^N \dot{q}_m(t) \varphi_m(x_s) \right] + k_j \left[z_j - \sum_{m=1}^N q_m(t) \varphi_m(x_s) \right] = 0, \quad j = 1, 2, \dots, n \quad (9)$$

Eş. 6 ve Eş. 9 Newmark yöntemi ile sayısal olarak çözülebilir. Bu çalışmada, dinamik davranışın elde edilmesinde ilk beş modun etkisi göz önüne alınmıştır.

3. AYARLI KÜTLE SÖNÜMLEYİCİ İÇİN DEN HARTOG FORMÜLLERİ (DEN HARTOG'S FORMULAE FOR TUNED MASS DAMPER)

Şekil 2'de görülen kütlesi m_s , sönüm katsayısı c_s ve rijitliği k_s olan tek serbestlik dereceli sisteme bir AKS bağlanmıştır. Sönümsüz ana sistem üzerinde yer değiştirme için dinamik büyütmе çarpanı (DBÇ), Den Hartog [3] tarafından Eş. 10'daki gibi verilmektedir:

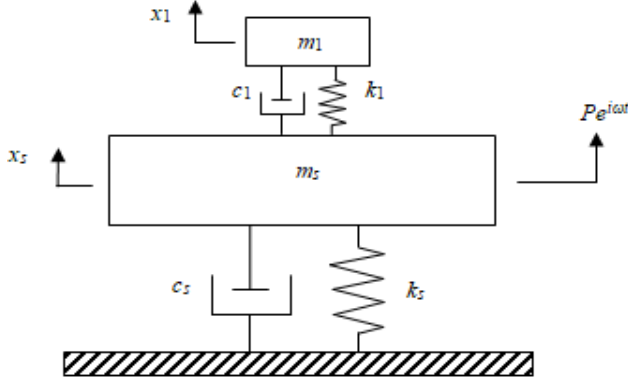
$$DB\check{C} = \frac{x_s}{x_{st}} = \frac{\sqrt{(f^2 - \Omega^2)^2 + (2\xi f \Omega)^2}}{\sqrt{[(1 - \Omega^2)(f^2 - \Omega^2) - \mu f^2 \Omega^2]^2 + (2\xi f \Omega)^2 (1 - \mu \Omega^2 - \Omega^2)^2}} \quad (10)$$

Burada $x_{st} = P / k_s$ statik yer değiştirme olup ifadede geçen boyutsuz terimler Eş. 11'de tanımlanmıştır.

$$\mu = \frac{m_1}{m_s}, \quad f = \frac{\omega_1}{\omega_s}, \quad \Omega = \frac{\omega}{\omega_s}, \quad \xi = \frac{c_1}{2\sqrt{m_1 k_1}} \quad (11)$$

Burada, $\omega_1 = \sqrt{k_1 / m_1}$ sönümleyicinin doğal frekansı ve $\omega_s = \sqrt{k_s / m_s}$ ana sistemin doğal frekansıdır. Den Hartog [3] tarafından optimum AKS için önerilen frekans ve sönüm oranı ifadeleri Eş. 11 ile verilmektedir.

$$f_{opt} = \frac{\omega_1}{\omega_s} = \frac{1}{1 + \mu}, \quad \xi_{opt} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1 + \mu)}} \quad (12)$$



Şekil 2. Ana yapı – AKS birleşik sistemi
(Main structure – TMD coupled system)

4. PARALEL BAĞLI AYARLI KÜTLE SÖNÜMLEYİCİ İÇİN ÖNERİLEN YAKLAŞIM (PROPOSED APPROACH FOR MULTIPLE TUNED MASS DAMPER)

Uygulama için ele alınan demiryolu köprüsünde açıklık uzunluğu $L = 40$ m, birim kütle $m_b = 38240$ kg/m, eğilme rijitliği $EI = 5,048 \times 10^{11}$ Nm² ve sönüm oranı $\xi = \%2$ dir [18]. Tablo 1’de, köprü üzerinde AKS olmaması ($n = 0$) ve $n = 1, 2$ ve 3 adet AKS olması durumlarında ilk sekiz doğal frekans ve bunlara ait modal kütle katılım oranları (MKKO) verilmiştir. Hesaplarda sönümleyici / köprü kütle oranı $\mu = \%4$ olarak alınmıştır.

Köprü üzerinde AKS yok iken hâkim frekans 22,41 rad/sn ve bu modun modal kütle katılım oranı ise $\%83$ ’tür. Bu durum, dinamik davranış üzerinde en etkili modun 1. mod olduğunu göstermektedir. Köprü üzerinde bir tane AKS olması durumunda ($n = 1$), bileşik sistemin ilk iki doğal frekansı 20,68 rad/sn ve 23,82 rad/sn ve bu iki mod için toplam MKKO ise $\%83$ olarak elde edilmektedir. Tablo 1’e

dikkat edilirse, köprü üzerinde n adet paralel AKS olması durumunda, ilk $n + 1$ mod için MKKO değeri $\%83$ olmaktadır. Kısacası, köprüye eklenen her bir AKS, davranış üzerindeki etkili mod sayısını bir tane daha arttırmaktadır. Bu sebeple, üzerine AKS takılmış köprülerde, AKS için optimum tasarım parametrelerinin belirlenmesinde bu modların tamamının etkisi göz önünde bulundurulmalıdır. Yine Tablo 1’e dikkat edilirse, AKS’siz köprünün hâkim frekansı, her zaman AKS’li haldeki etkili modlara ait frekans aralığı içerisinde kalmaktadır. Tablo 1 üzerinden ulaşılan bu sonuç, çalışmada önerilen ayarlama yönteminin temelini oluşturmaktadır. Buna göre, n adet paralel AKS’den oluşan PAKS sisteminin çalışma frekanslarının ayarlanmasında, üzerine $n - 1$ adet AKS takılı köprünün doğal frekansları dikkate alınmaktadır. Örnek olarak, köprü + AKS ($n = 1$) sisteminde sönümleyicinin frekans ayarlanmasında sadece köprünün ($n = 0$) hâkim frekansı dikkate alınmaktadır. Köprü + PAKS ($n = 2$) sisteminde her AKS, köprü + AKS ($n = 1$) sisteminin ilk iki doğal frekansına göre; köprü + PAKS ($n = 3$) sisteminde ise her AKS, köprü + PAKS ($n = 2$) sisteminin ilk üç doğal frekansına göre ayarlanmaktadır. Önerilen yöntemde, ilk olarak AKS ($n = 1$)’in, ardından AKS sayısı birer birer artırılarak nihayetinde PAKS ($n = N$) sisteminin tasarımı Den Hartog formülleri (Eş. 12) yardımıyla yapılır. Her bir sistem bir önceki sisteme bağlı olarak ayarlandığı için önerilen yöntem sıralı prosedüre sahiptir. Bu sebeple, optimizasyon yöntemlerinde olduğu gibi herhangi bir iterasyona gerek duyulmamaktadır ve bu da yöntemin en önemli avantajıdır.

Önerilen yöntemin işlem adımları aşağıda verilmiştir:

1. Adım : AKS’siz halde köprünün hâkim frekansı $\bar{\omega}_1^{(0)}$ elde edilir.
2. Adım : AKS ($n = 1$) için frekans Eş. 13’e göre hesaplanır.

$$\omega_1^{(1)} = \frac{\bar{\omega}_1^{(0)}}{1 + \mu_T} \quad (13)$$

Ardından, tek AKS takılı köprünün ilk iki doğal frekansı $\bar{\omega}_1^{(1)}$ ve $\bar{\omega}_2^{(1)}$ elde edilir. Eş. 13’te $\mu_T = \mu / n$ dir. Burada,

$\mu = m_T / m_s$ olup $m_T = \sum_{j=1}^n m_j^{(n)}$ çoklu sönümleyicinin toplam kütlesi, $m_j^{(n)}$ PAKS içerisindeki j . AKS’nin kütlesi ve $m_s = m_b L / 2$ köprünün kütlesidir.

Tablo 1. Farklı AKS sistemleri için örnek köprünün ilk sekiz doğal frekansı ve modal kütle katılım oranları (MKKO)
(First eight natural frequencies and modal mass participation ratios (MMPR) of the sample bridge for different TMD systems)

Mod	AKS yok MKKO %	AKS ($n = 1$) MKKO %	PAKS ($n = 2$) MKKO %	PAKS ($n = 3$) MKKO %
1	22,41	83,0	20,68	42,0
2	89,65	0,0	23,82	41,0
3	201,71	9,2	89,65	0,0
4	358,59	0,0	201,73	9,1
5	560,29	3,3	358,59	0,0
6	806,82	0,0	560,30	3,2
7	1098,17	1,6	806,82	0,0
8	1434,34	0,0	1098,17	1,6

3. Adım : PAKS ($n = 2$) sistemindeki AKS elemanlarının frekansları Eş. 14'e göre ayarlanarak bu durum için köprünün ilk üç doğal frekansı $\bar{\omega}_1^{(2)}$, $\bar{\omega}_2^{(2)}$ ve $\bar{\omega}_3^{(2)}$ elde edilir.

$$\omega_1^{(2)} = \frac{\bar{\omega}_1^{(1)}}{1 + \mu_T}, \quad \omega_2^{(2)} = \frac{\bar{\omega}_2^{(1)}}{1 + \mu_T} \quad (14)$$

4. Adım : PAKS ($n = 3$) sistemindeki AKS elemanlarının frekansları Eş. 15'e göre ayarlanarak bu durum için köprünün ilk dört doğal frekansı $\bar{\omega}_1^{(3)}$, $\bar{\omega}_2^{(3)}$, $\bar{\omega}_3^{(3)}$ ve $\bar{\omega}_4^{(3)}$ elde edilir.

$$\omega_1^{(3)} = \frac{\bar{\omega}_1^{(2)}}{1 + \mu_T}, \quad \omega_2^{(3)} = \frac{\bar{\omega}_2^{(2)}}{1 + \mu_T}, \quad \omega_3^{(3)} = \frac{\bar{\omega}_3^{(2)}}{1 + \mu_T} \quad (15)$$

...

N Adım : Bu şekilde işleme devam edilerek PAKS ($n = N$) sistemindeki tüm AKS'ler için optimum frekans değerleri Eş. 16'ya göre elde edilir.

$$\omega_1^{(N)} = \frac{\bar{\omega}_1^{(N-1)}}{1 + \mu_T}, \quad \omega_2^{(N)} = \frac{\bar{\omega}_2^{(N-1)}}{1 + \mu_T}, \quad \dots, \quad \omega_N^{(N)} = \frac{\bar{\omega}_N^{(N-1)}}{1 + \mu_T} \quad (16)$$

Önerilen yöntemde, optimum sönüm oranları tüm AKS elemanları için aynı olup Eş. 17'de verildiği gibidir.

$$\xi_T = \sqrt{\frac{8\mu_T}{3(1 + \mu_T)}} \quad (17)$$

5. SONUÇLAR VE TARTIŞMA (RESULTS AND DISCUSSION)

Bu kısımda, tek açıklı köprü üzerinde yüksek hızlı tren etkisiyle meydana gelen dinamik titreşimlerin azaltılmasında önerilen yöntemle tasarlanan PAKS sisteminin etkinliği araştırılmıştır. Ayrıca, önerilen PAKS sisteminin kontrol performansı, frekans kayması olması ve olmaması halleri için karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Sayısal hesaplamalarda göz önüne alınan köprünün özellikleri önceki bölümde verilmiştir. Bu problem için hareketli yük modeli olarak Fransız TGV treni düşünülmüştür. Bu trene ait şematik gösterim Şekil 3'te verilmiştir. Toplamda 42 aksı

olan trenin her bir aksından köprüye gelen kuvvet 170 kN dur. Trenin toplam uzunluğu 331,09 m dir [18].

Tekrarlı yük altındaki sistemlerde rezonans hızları Eş. 18'de verilen bağıntıyla elde edilmektedir [24].

$$v_{i,j} = \frac{\omega_i d}{2\pi j}, \quad j = 1, 2, 3, \dots \quad (18)$$

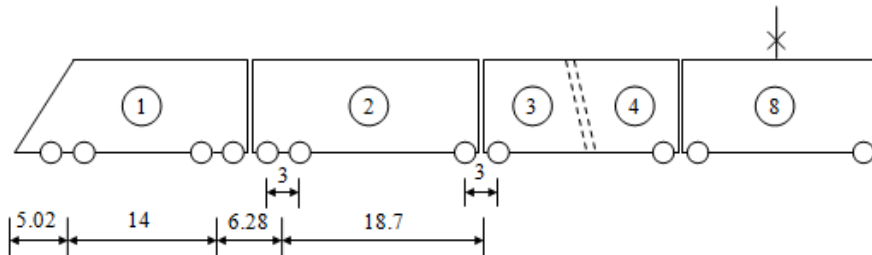
Burada ω_i i . moda karşılık gelen doğal açısal frekansı, d aks aralığını ve $v_{i,j}$ i . moda karşılık gelen j . rezonans hızını göstermektedir. Tablo 2'de TGV treni için rezonans hızları ve incelenen köprüye ait doğal frekanslar verilmiştir. Görüleceği üzere, 2. ve daha büyük modlar için elde edilen rezonans hızları genelde güncel tren işletme hızlarına göre çok büyük olup ulaşılmazdır.

Şekil 4'de farklı tren hızları için köprünün orta noktasında elde edilen maksimum yer değiştirme değerleri görülmektedir. En büyük yer değiştirme değeri, trenin köprü üzerinde 1. moda karşılık gelen 1. rezonans hızında ($v_{1,1}$) yani 240,11 km/sa hızla hareket etmesi durumunda meydana gelmektedir.

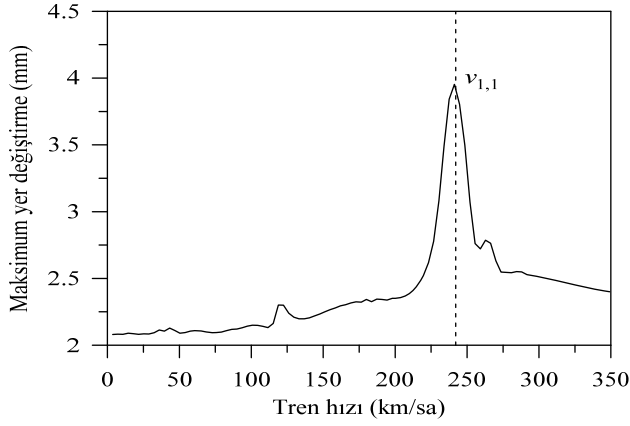
Şekil 5'te trenin köprü üzerinde rezonans hızıyla ($v_{1,1}$) hareket etmesi halinde, köprü açıklık ortasında meydana gelen yer değiştirmelerin zamanla değişimi verilmiştir. Farklı sayıda AKS'den meydana gelen PAKS sistemleri göz önüne alınarak yapılan çalışmada [18], 7'den fazla AKS kullanılmasının kontrol performansı üzerinde önemli bir değişiklik meydana getirmediği vurgulanmıştır. Bu nedenle, köprüde AKS olmaması durumu ile $n = 1$ ve 7 adet AKS olması durumlarında elde edilen yer değiştirmeler incelenmiştir. Maksimum yer değiştirmedeki azalma AKS ($n = 1$) sistemi için %36,93 iken PAKS ($n = 7$) sistemi için %37,96 dir. Her iki titreşim sönümleyici hemen hemen aynı kontrol performansını göstermiştir.

Tablo 2. TGV treni için rezonans hızları (Resonant speeds for TGV train)

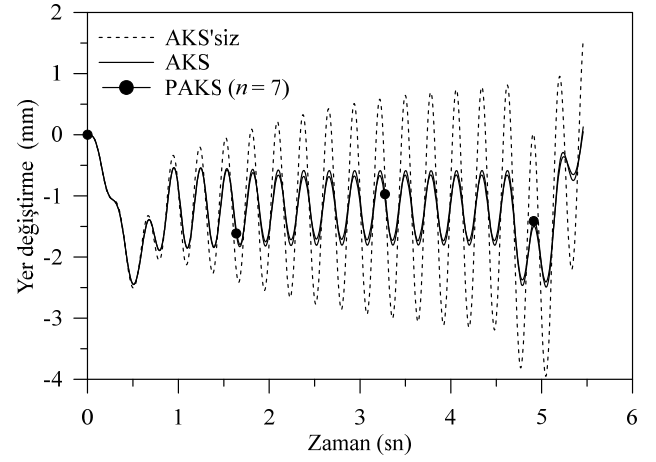
Mod (i)	ω_i (rad/sn)	Rezonans hızları (km/sa)		
		$j = 1$	$j = 2$	$j = 3$
1	22,41	240,11	120,06	80,04
2	89,65	960,56	480,28	320,19
3	201,71	2161,24	1080,62	720,41
4	358,59	3842,14	1921,07	1280,71
5	560,29	6003,27	3001,63	2001,09



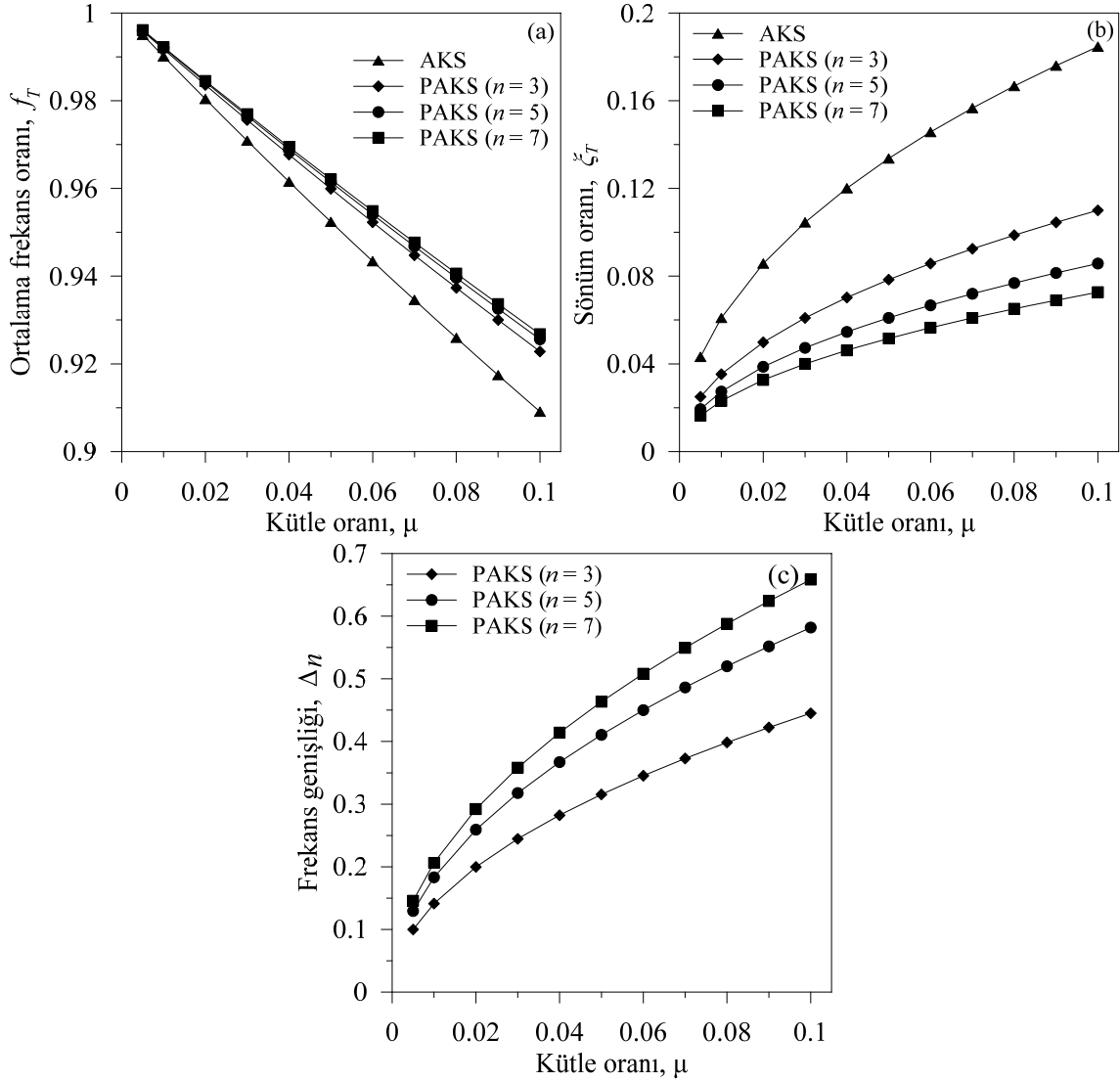
Şekil 3. Fransız TGV treninin aks tertibatı [18], uzunluklar: m (Axle arrangement of French TGV train, units in meter)



Şekil 4. TGV treni etkisindeki köprü'nün ortasında meydana gelen maksimum yer değiştirmeler
(Maximum midspan displacement of the bridge under TGV train)



Şekil 5. Rezonans hızı altında yer değiştirme-zaman eğrisi
(Time-history of displacement under resonant speed)



Şekil 6. Farklı PAKS sistemleri için optimal parametrelerin kütle oranıyla değişimi
(Variation of optimal parameters for different types of MTMD devices with the mass ratio)

Şekil 6 ve Şekil 7’de Eş. 19 ile verilen boyutsuz büyüklüklerin kütle oranıyla değişimleri görülmektedir. Burada, n sönümleyici sistemdeki AKS sayısı, $\beta_{j,n}$ PAKS (n) içerisindeki j . AKS için frekans oranı, ω_T doğal frekansların ortalaması, f_T ortalama frekans oranı, Δ_n frekans genişliğidir.

$$\beta_{j,n} = \frac{\omega_j^{(n)}}{\omega_1^{(0)}}, \quad f_T = \frac{\omega_T}{\omega_1^{(0)}}, \quad (19)$$

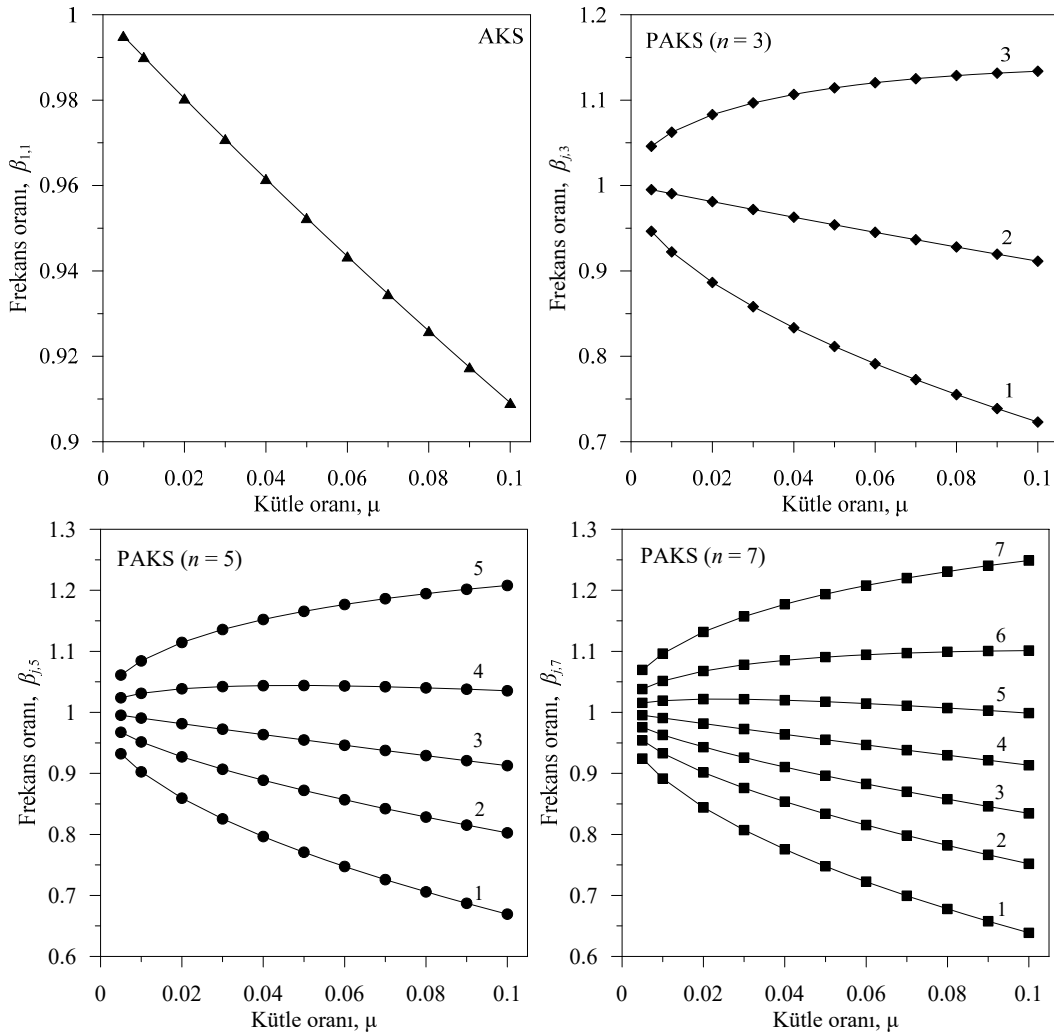
$$\Delta_n = \frac{\omega_n^{(n)} - \omega_1^{(n)}}{\omega_T}, \quad \omega_T = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n \omega_j^{(n)}$$

Şekil 6a’da çeşitli AKS sistemleri için ortalama frekans oranının kütle oranıyla değişimi verilmiştir. Görüldüğü üzere kütle oranı arttıkça ortalama frekans oranı azalmaktadır. PAKS sistemindeki eleman sayısı (n) arttıkça ortalama frekans oranı artmaktadır. Yine şekilden görüleceği üzere, n arttıkça eğriler birbirine yaklaşmaktadır. Bu durum, belli bir n değerinden sonra sistemdeki AKS birimlerinin sayısını arttırmamanın sönümleyicinin kontrol performansını

değiştirmediğini göstermektedir. Şekil 6b’de sönüm oranının kütle oranıyla değişimi verilmiştir. Kütle oranı arttıkça sönüm oranı da artmaktadır. PAKS sistemindeki eleman sayısı arttıkça sönüm oranı azalmaktadır. Şekil 6c’de frekans genişliğinin kütle oranıyla değişimi verilmiştir. Kütle oranı ve AKS sayısı arttıkça frekans genişliğinin arttığı görülmektedir. Bu durumda, sönümleyici sistemin frekans kaymalarına karşı kontrol performansı da artmaktadır.

Şekil 7’de sırasıyla $n = 1, 3, 5$ ve 7 elemanlı sönümleyicilerde her bir eleman için frekans oranının kütle oranıyla değişimi verilmiştir. Görüldüğü üzere klasik AKS’de ($n = 1$) kütle oranı arttıkça frekans oranı azalmakta, PAKS sistemlerinde ise bazı AKS elemanları için frekans oranı azalırken bazıları için artmaktadır. Bu, kontrol edilebilir frekans aralığının arttığı anlamına gelmektedir.

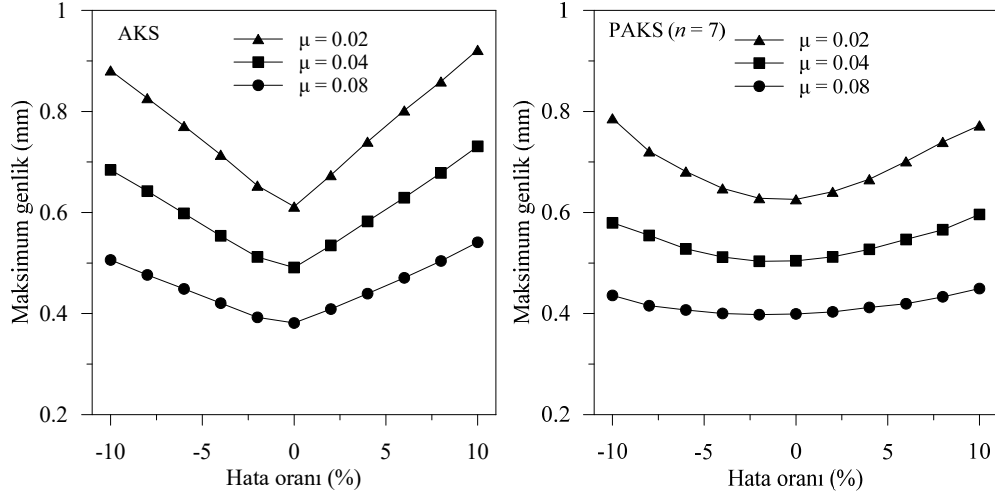
Şekil 8’de frekans kayması durumunda, farklı kütle oranları için AKS ve PAKS ($n = 7$) sistemlerinin kontrol performansları verilmiştir. Şekillerden görüleceği üzere, önerilen yöntemle tasarlanan PAKS ($n = 7$) sistemi için elde edilen en büyük genlik eğrileri daha düzdür. Özellikle, kütle



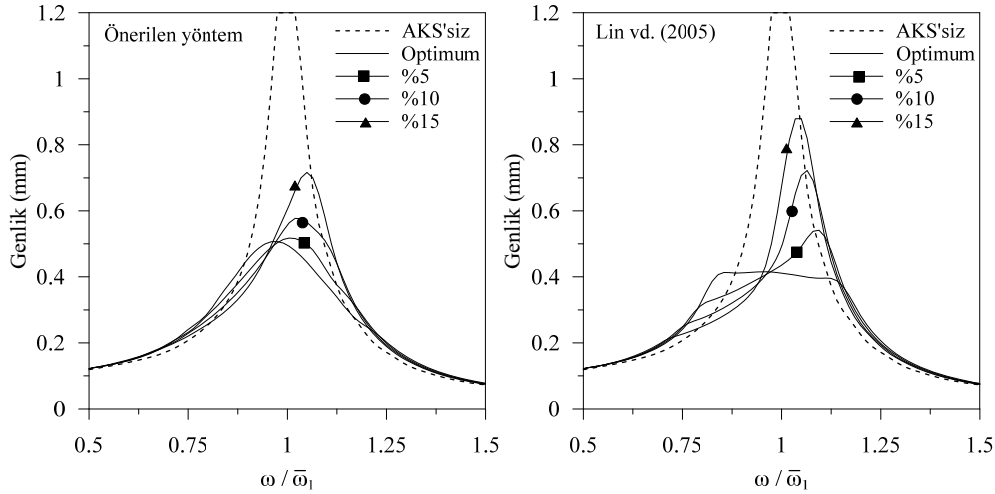
Şekil 7. Frekans oranının kütle oranıyla değişimi (Variation of the tuning frequency ratio with the mass ratio)

oranı artıkça bu durum daha belirgin bir şekilde görülmektedir. Bu ise PAKS sisteminin frekans kaymasından daha az etkilendiğini göstermektedir. Yine şekillerden, klasik AKS'nin frekans kaymasına karşı son derece hassas olduğu görülmektedir. Şekil 9'da frekans kayması durumunda önerilen yöntemle tasarlanmış PAKS (n

= 7) sisteminin kontrol performansındaki değişim literatürle karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Bu çalışmada önerilen yöntemle elde edilen optimum tasarım parametreleri ile Lin vd. [18] tarafından optimizasyon yardımıyla elde edilenler Tablo 3'de sunulmuştur. Tablodan görüleceği üzere, önerilen yöntemle elde edilen optimum sönüm oranı



Şekil 8. Çeşitli kütle oranları için maksimum genliğin frekans kaymasıyla değişimi
(Variation of the maximum amplitude with the frequency detuning for different mass ratios)

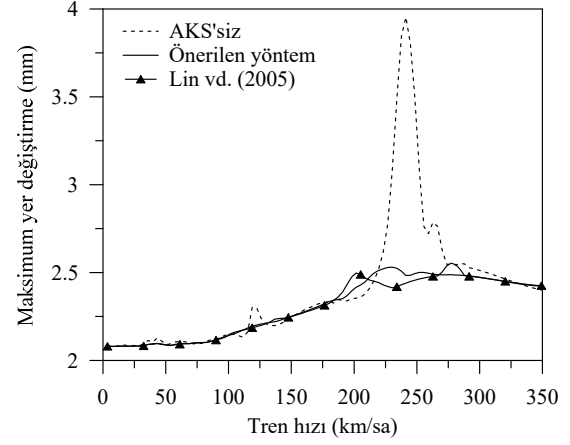


Şekil 9. Önerilen yöntem tarafından tasarlanan PAKS ($n = 7$) sisteminin kontrol performansının literatürle karşılaştırılması
(Comparison of the control performance of MTMD ($n = 7$) designed by the present approach with literature)

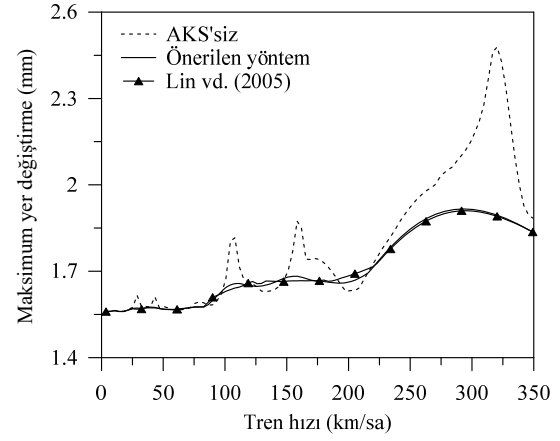
Tablo 3. PAKS ($n = 7$) sistemi için iki farklı yöntemle elde edilen optimum parametreler
(Optimum parameters obtained by two different methods for MTMD ($n = 7$) system)

j	Önerilen yöntem		Lin vd. (2005)	
	$\beta_{j,7}$	ξ_T (%)	$\beta_{j,7}$	ξ_T (%)
1	0,776		0,850	
2	0,854		0,884	
3	0,911		0,920	
4	0,964	4,616	0,959	3,9
5	1,020		1,001	
6	1,085		1,048	
7	1,177		1,104	

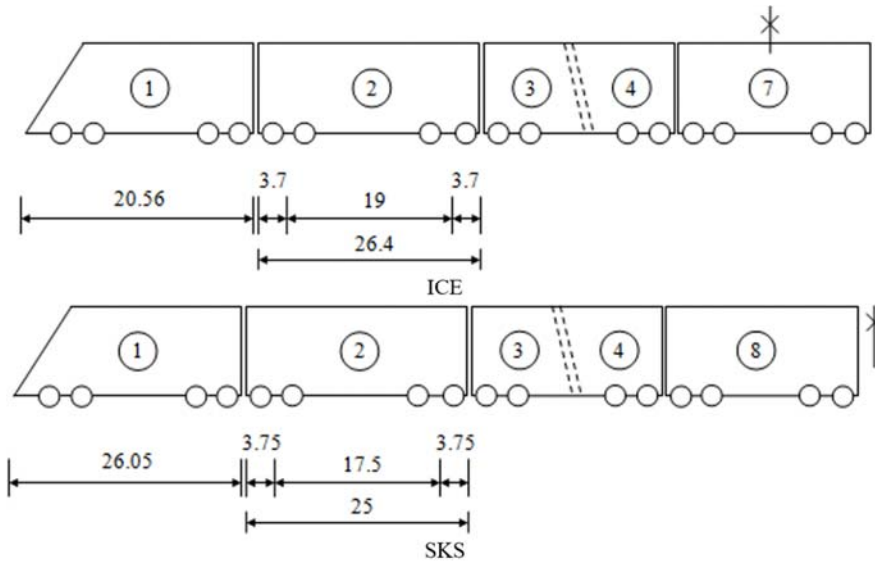
daha büyük ve ayrıca frekans aralığı daha geniştir. Şekle dikkat edilirse, bu çalışmada önerilen yöntemle tasarlanan PAKS sistemi, frekans kayması durumundan daha az etkilenmektedir. Bu durum, önerilen yöntemle tasarlanan PAKS sisteminin etkili olduğu frekans aralığının (0,776-1,177) daha geniş olması ile açıklanabilir. Önerilen yöntemin farklı tren türleri için de uygulanabilirliğini göstermek üzere Fransız TGV, Alman ICE ve Japon SKS hızlı trenleri için karşılaştırma yapılmıştır. Şekil 10'da Alman ICE ve Japon SKS trenlerinin geometrik özellikleri görülmektedir. Şekil 11-Şekil 13'te göz önüne alınan üç tren türü için çalışmada önerilen yöntemle göre tasarlanmış PAKS ($n = 7$) sisteminin köprünün yer değiştirme değerleri üzerindeki etkisi literatürle karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Şekillerden görüleceği üzere, önerilen yöntemle göre tasarlanan PAKS ($n = 7$) sistemi için elde edilen sonuçlar Lin vd. [18] tarafından tasarlanan PAKS ($n = 7$) sistemi ile büyük benzerlik göstermektedir. Bu durum, önerilen yöntemin farklı tren türlerinin dikkate alınması durumunda da etkili olduğunu göstermektedir. Tablo 4'de, Şekil 11-Şekil 13'te AKS'li ve AKS'siz durumlar için elde edilen maksimum yer değiştirme değerleri ve yer değiştirme değerlerinde meydana gelen azalma yüzdeleri verilmiştir. Tablodan görüleceği üzere, her iki yöntem için elde edilen sonuçlar göz önüne alındığında, ICE treni için elde edilen azaltma yüzdeleri diğer iki trene göre daha küçüktür. Yang vd. [25]'e göre, köprü açıklığının aks aralığına (veya vagon uzunluğuna) oranı için $L/d = 1,5$ şartının sağlandığı durumlarda köprüde rezonans meydana gelmemektedir. Burada göz önüne alınan trenler düşünüldüğünde, Fransız TGV için $L/d = 2,14$, Japon SKS için $L/d = 1,6$ ve Alman ICE için $L/d = 1,52$ olmaktadır. AKS sistemleri, rezonans veya rezonansa yakın titreşimlerin sönümlenmesinde etkili olduğundan [13], en küçük azaltma yüzdesinin ICE treni etkisindeki köprüde elde edilmesi doğaldır. Tablo 4 ve daha önce verilen Şekil 11-Şekil 13'ten çalışmada önerilen yöntemin diğer tren türlerinin söz konusu olduğu durumlarda da iyi sonuçlar verdiği görülmektedir.



Şekil 11. TGV treni etkisindeki köprünün ortasında meydana gelen maksimum yer değiştirmeler (Maximum midspan displacements of the bridge under TGV train)



Şekil 12. SKS treni etkisindeki köprünün ortasında meydana gelen maksimum yer değiştirmeler (Maximum midspan displacements of the bridge under SKS train)

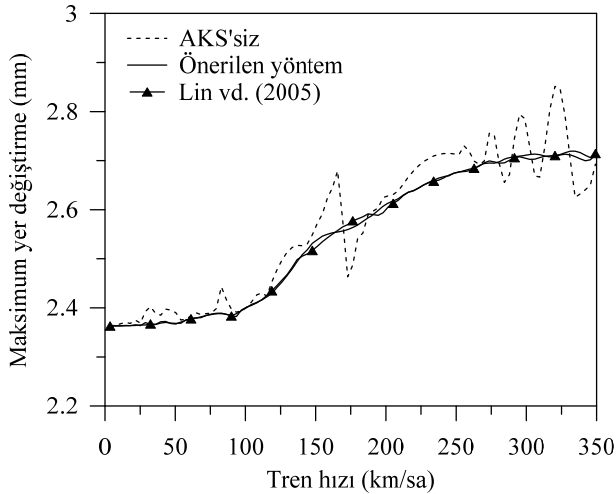


Şekil 10. Alman ICE ve Japon SKS trenlerinin aks tertibatı [18], uzunluklar: m (Axle arrangement of German ICE and Japanese SKS trains, units in meter)

Tablo 4. Üç farklı tren etkisinde köprünün ortasında meydana gelen maksimum yer değiştirmeler ve yer değiştirmelerde meydana gelen azalma yüzdeleri

(Maximum displacements and reduction percentages in displacements at the bridge midspan under three different trains)

Yöntem	TGV ($d = 18,7m$)		SKS ($d = 25m$)		ICE ($d = 26,4m$)	
	y_{max} (mm)	Azaltma (%)	y_{max} (mm)	Azaltma (%)	y_{max} (mm)	Azaltma (%)
AKS yok	3,953	-	2,479	-	2,851	-
Bu çalışma	2,531	35,96	1,917	22,67	2,713	4,85
Lin vd. (2005)	2,553	35,40	1,910	22,94	2,719	4,64

**Şekil 13.** ICE treni etkisindeki köprünün ortasında meydana gelen maksimum yer değiştirmeler
(Maximum midspan displacements of the bridge under ICE train)

6. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Bu çalışmada, birden fazla ayarlı kütle sönümleyicinin paralel bağlanmasıyla oluşturulan PAKS sistemlerinin optimum tasarımı için Den Hartog formüllerine dayalı basit bir yöntem önerilmiş ve yöntemin yüksek hızlı demiryolu köprülerinde aşırı titreşimlerin azaltılması üzerindeki performansı incelenmiştir. Herhangi bir iterasyona ihtiyaç duyulmayan bu yöntemde Den Hartog formülleri, köprü üzerinde istenilen sayıda paralel AKS'den oluşturulan PAKS sistemine ulaşılmaya kadar sıralı bir şekilde uygulanmaktadır. Çalışmadan elde edilen sonuçlara göre;

- Önerilen yöntem, literatürde kullanılan ileri seviyedeki optimizasyon yöntemleriyle karşılaştırıldığında basit, fakat oldukça etkili bir şekilde optimum parametrelerin elde edilmesini sağlamaktadır.
- Önerilen yönteme göre tasarlanan PAKS sistemleri, frekans kayması durumunda da iyi bir kontrol performansı sağlamaktadır.

Çalışmada sadece yüksek hızlı tren yüklemesinden dolayı aşırı titreşimlerin kontrolü problemi için yöntemin etkinliği araştırılmış olup, deprem etkisinin hızlı tren geçişleriyle aynı anda olması durumu ayrı çalışma konusu olup yazarlar tarafından incelenmektedir.

KAYNAKLAR (REFERENCES)

1. Frahm, H., Device for damped vibration of bodies, US Patent no: 989958, 30 October, 1909.
2. Ormondroyd, J., Den Hartog, J.P., The theory of the dynamic vibration absorber, Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, 50, 9-22, 1928.
3. Den Hartog, J.P, Mechanical Vibrations, McGraw-Hill, New York, 1956.
4. Marano, G.C., Greco, R., Chiaia, B., A comparison between different optimization criteria for tuned mass dampers design, Journal of Sound Vibration, 329, 4880-4890, 2010.
5. Leung, A.Y.T., Zhang, H., Particle swarm optimization of tuned mass dampers, Engineering Structures, 31, 715-728, 2009
6. Farshidianfar, A., Soheili, S., Ant colony optimization of tuned mass dampers for earthquake oscillations of high-rise structures including soil-structure interaction, Soil Dynamics and Earthquake Engineering, 51, 14-22, 2013.
7. Moghaddas, M., Esmailzadeh, E., Sedaghati, R., Khosravi, P., Vibration control of Timoshenko beam traversed by moving vehicle using optimized tuned mass damper, Journal of Vibration and Control, 18 (6), 757-773, 2012.
8. Araz, O., Kahya, V., Effects of manufacturing type on control performance of multiple tuned mass dampers under harmonic excitation, Journal of Structural Engineering & Applied Mechanics, 1 (3), 117-127, 2018.
9. Bekdas, G., Nigdeli, S.M., Mass ratio factor for optimum tuned mass damper strategies, International Journal of Mechanical Sciences, 71, 68-84, 2013.
10. Cheung, Y.L., Wong, W.O., H_{∞} and H_2 optimizations of dynamic vibration absorber for suppressing vibrations in plates, Journal of Sound Vibration, 320, 29-42, 2009.
11. Luu, M., Zabel, V., Könke, C., An optimization method of multi-resonant response of high-speed train bridges using TMDs, Finite Elements in Analysis and Design, 53, 13-23, 2012.
12. Bandivadekar, T.P., Jangid, R.S., Optimization of multiple tuned mass dampers for vibration control of system under external excitation, Journal of Vibration and Control, 19 (12), 1854-1871, 2012.

13. Kwon, H.C., Kim, M.C., Lee, I.W., Vibration control of bridges under moving loads, *Computers & Structures*, 66 (4), 473-480, 1998.
14. Jo, B.W., Tae, G.H., Lee, D.W., Structural vibration of tuned mass damper-installed three-span steel box bridge, *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 78, 667-675, 2001.
15. Chen, Y.H., Chen, D.S., Timoshenko beam with tuned mass dampers to moving loads, *Journal of Bridge Engineering*, 9 (2), 167-177, 2004.
16. Wu, J.J., Study on the inertia effect of helical spring of the absorber on suppressing the dynamic responses of a beam subjected to a moving load, *Journal of Sound Vibration*, 297, 981-999, 2006.
17. Xu, K. ve Igusa, T., Dynamic characteristics of multiple substructures with closely spaced frequencies, *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, 21, 12, 1059-1070, 1992.
18. Lin, C.C., Wang, J.F., Chen, B.L., Train-induced vibration control of high-speed railway bridges equipped with multiple tuned mass dampers, *Journal of Bridge Engineering*, 10 (4), 398-414, 2005.
19. Wang, H., Tao, T., Cheng, H. ve He, X., Simulation study on train-induced vibration control of a long-span steel truss girder bridge by tuned mass dampers, *Mathematical Problems in Engineering*, 2014, 1-12, 2014.
20. Rostam, M., R., Javid, F., Esmailzadeh, E. ve Younesian, D., Vibration suppression of curved beams traversed by off-center moving loads, *Journal of Sound and Vibration*, 352, 1-15, 2015.
21. Debnath, N., Deb, S., K. ve Dutta, A., Multi-modal vibration control of truss bridges with tuned mass dampers under general loading, *Journal of Vibration and Control*, 22, 20, 4121-4140, 2015.
22. Miguel, L., F., F., Lopez, R., H., Torii, A., J., Miguel, L., F., F. ve Beck, A., T., Robust design optimization of TMDs in vehicle-bridge coupled vibration problems, *Engineering Structures*, 126, 703-711, 2016.
23. Kahya, V., Araz, O., Series tuned mass dampers in train-induced vibration control of railway bridges, *Structural Engineering and Mechanics*, 61 (4), 453-461, 2017.
24. Frýba, L., A rough assessment of railway bridges for high speed trains, *Engineering Structures*, 23, 548-556, 2001.
25. Yang, Y., B., Yau, J., D., Hsu, L., C., Vibration of simple beams due to trains moving at high speeds, *Engineering Structures*, 19, 936-944, 1997.