

DİNAMİK ABSORBERİN HARMONİK UYARIYA MARUZ BİR KİRİŞİN DİNAMİK DAVRANIŞINA ETKİSİ

Serhat GÖÇTÜRK*
Osman KOPMAZ**

Özet: Dinamik absorberler titreşim teorisinin hayli eski, ama önemli konularından biridir. Dış uyarıların etkisinde rezonans tehlikesine maruz kalan herhangi bir sistem uygun dinamik absorber veya absorberler eklenerek güvenli çalışma koşullarına getirilebilir. Bu çalışmada harmonik bir tekil kuvvete maruz üniform kirişin doğrusal hareket absorber eklenmesi halindeki davranışı ele alınmakta, absorber bağlantı noktası konumu ile absorber kütlesi/kiriş kütlesi oranına bağlı olarak seçilen bir kiriş noktasının maksimum genliğin absorber frekansı/kiriş temel frekansı olarak tanımlanan bir ayar parametresine göre değişimi incelenmektedir. Her iki parametre için ayar parametresinin 1'e eşit olması halinde lokal minimumlar gözlenmektedir. Bu değişim eğrileri grafiklerinin bir tür tasarım kartları olarak kullanılabilceği gösterilmektedir.

Anahtar Kelimeler: Dinamik absorber, kiriş titreşimi, harmonik uyarı, kirişte rezonans.

The Effect of Dynamic Absorber on the Dynamic Behavior of a Beam Subject To a Harmonic Excitation

Abstract: Dynamic absorbers are one of the quite old, but significant topics of vibration theory. Adding appropriate dynamic absorber/s, a system in danger of resonance under external excitations can be brought into safe working conditions. In this paper, the dynamic behavior of a beam and rectilinear absorber system subject to a harmonic force excitation is concerned with. First, it is dealt with how to find the natural frequencies of the combined system by means of Galerkin's method. Then, the variation of maximum amplitude of a chosen beam point with respect to the tuning parameter that is defined as the ratio of absorber frequency to beam fundamental frequency is studied whereas the position of absorber attachment point (absorber location) and the ratio of absorber mass to the beam mass (mass ratio) are considered as parameters. For both parameters, it is observed that maximum amplitude curves have local minima, which implies that these graphics can be used as a kind of design charts.

Key Words: Dynamic absorber, beam vibration, harmonic excitation, beams in resonance.

1. GİRİŞ

Dinamik absorber kavramı ancak 20. yüzyılın başlarında telaffuz edilmekle beraber doğada var olan titreşime karşı koruyucu sistemlerden biridir. Mesela bir ağaçkakan bir gün boyunca 500 ila 600 kez, oldukça büyük bir kuvvetle ve neredeyse sabit 17 Hz'lik bir frekansla ağaçları gagalamakta, ancak beyni bundan hasar görmemektedir. Gagalama frekanslarının sabitliği kafatası içinde yer alan beynin titreşim genliğinin minimizasyonu prensibine dayanan hassas ayarlı bir dinamik titreşim absorberinin varlığına işaret etmektedir. (Hunt,1979).

Dinamik absorberler farklı şekillerde ortaya çıkmaktadır. Mesela içindeki sıvının çalkalanmasına imkân veren bir tank bu görevi yerine getirir. Frahm'ın 1909'da yalpa titreşimlerine karşı gemilerde uyguladığı absorber bu türdür, öte yandan elektrikli traş makinelerinde de kullanılmaktadır.

Uzun yapılarda, depreme karşı bina temellerinde, makine gövdeleri ve temellerinde çeşitli şekillerde absorber uygulamalarıyla karşılaşmak mümkündür. Dinamik absorber yanlıştır bir adlandırmayla şok absorber denilen amortisörlerden ayıran husus bunların kütle ve esneklik içeren sistemler olma-

* HİDROSER Ltd. Şti., Beşevler Küçük Sanayi Sitesi, 18. Blok No:1-2-3, Nilüfer, BURSA.

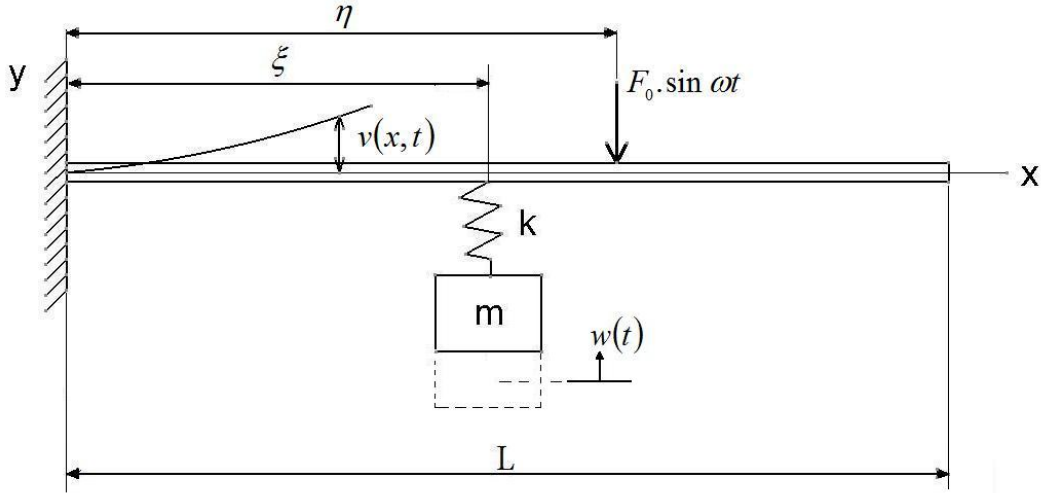
** Uludağ Üniversitesi, Mühendislik - Mimarlık Fakültesi, 16059, Görükle, BURSA.

larıdır. Titreşim teorisinin klasiği sayılan eserlerde dinamik absorber teorisi belirli sistemler için ayrıntılı olarak ele alınmaktadır. (Den Hartog, 1961). Dinamik absorberlerle ilgili hayli zengin literatür mevcut olmakla beraber burada çalışma konusuyla ilişkili görülen belirli yayınlara atıfla yetinilecektir. Snowdon (1966) dinamik absorberler taşıyan ankastre kirişleri ele almıştır. Serbest uçta ve kirişin ortasında birer absorber olması halleriyle hem serbest uçta hem de orta noktada iki absorberin olması halleri için ankastre bağlantıya ait geçirgenlik (transmissibility = nâkiliyet) fonksiyonunu tanımladıktan sonra optimum ayar ve sönüm parametrelerini Den Hartog'un tanımladığı anlamda tespit etmiştir. Jones ve diğerleri (1967) ankastre-serbest bir kiriş ile iki tarafı ankastre bir kirişte kiriş ve halka tipi absorberlerin kullanılması hali için teorik modeller geliştirmiş ve modellerinin güvenilirliğini deneylerle doğrulamışlardır. Jones (1967) harmonik yayılı kuvvete maruz ve çok sayıda absorber taşıyan herhangi sınır şartlarına sahip bir kiriş için yaklaşık bir teori geliştirmiş ve bu modelin sonuçlarını kesin sonuçlarla karşılaştırarak oldukça iyi yaklaşık sonuçlar verdiğini göstermiştir. Konsantr kütle-yay sistemi olarak modellenen sistemlerde özellikle dairesel plak tipi absorberlerin kullanımı da incelenmiştir, (Snowdon, 1975). Snowdon (1980). kiriş tipi absorberleri de incelemiş ve bunlardan biri için geliştirdiği teoriyi deneylerle doğrulamıştır. Absorber elastikiyetinin nonlinear olması hali iki serbestlik dereceli ayrık bir model üzerinde incelenmiş ve analiz sonuçları nonlinear kuvvet karakteristikli manyetik bir absorbere uygulanmıştır, (Kojima ve Saito, 1983). Uçlarında kütleler olan uçları serbest iki kirişin haç biçiminde bir araya getirilmesiyle oluşturulan bir absorber de incelenmiştir, (Snowdon ve diğ., 1984). Özgüven ve Çandır (1986) iki absorberin aynı anda kullanılarak bir kirişin birinci ve ikinci rezonans tehlikesinin giderilmesi konusunu ele almışlardır. Birinci rezonansa ait absorberin optimal parametrelerinin tayininde ikinci absorberin varlığının etkili olduğu ancak tersinin doğru olmadığı sonucuna varmışlardır. Yakınlarda yayınlanan bir makalede ise sönümlü dinamik absorberlerle ilgili literatürde mevcut bazı bağıntılar ele alınarak irdelenmiş ve açıklamalar getirilmiştir, (Liu ve Liu, 2005). Wong ve diğ. (2007) noktasal veya yayılı yüke maruz kirişlerin titreşim izolasyonu için öteleme ve dönme yapan iki absorberin kombinasyonunu incelemişlerdir. Yazarlar sadece ötelenen absorber kullanılması halinde absorberin bağlantı noktası civarında iyi bir izolasyon sağlanmasına karşılık dönen ve ötelenen absorber kombinasyonunun çok büyük bir bölgede bunu sağladığını ifade etmektedirler. Burada yazarlar izolasyon sözcüğünü titreşim genliklerinin azaltılması anlamında kullanmışlardır. Bu çalışmada sonlu elemanlar metodu kullanılmıştır. Moraldi ve diğ. (2008) delik tezgahlarındaki (bohrwerk) titreşimleri bastırmak için delme çubuğu üzerine ötelenen absorber yerleştirilmesi halinde durumdaki değişimi incelemişlerdir. Ancak bu çalışmada gecikmeli bir kuvvet (cutting force) göz önüne alınmaktadır.

Bu çalışmada ise üniform, bir ucu ankastre, bir ucu serbest olan ve açıklığının herhangi bir noktasında harmonik, tekil bir kuvvete maruz olan kirişe ötelenen dinamik absorber eklenmesi halinde kirişin dinamik davranışındaki değişim incelenmektedir. Sönüm göz önüne alınmamıştır. Burada önceki çalışmalardan farklı olarak absorber parametrelerinin optimal seçimiyle değil, kuvvet ile absorberin konumlarının değişimine bağlı olarak kirişin tasarımda önem arz eden bir noktasiyla –ki, burada kirişin serbest ucu esas alınmıştır- absorber kütlelerinin sehimlerinin farklı kütle ve frekans oranları için nasıl değiştiği incelenmektedir. Elde edilen grafiklerin rahat yorumlanabilen tasarım kartları olarak kullanılabilceği gösterilmektedir.

2. TEORİK MODEL

Bu çalışmaya temel oluşturan model Şekil 1.'de gösterilmiştir.



Şekil 1:
Ötelenen absorberli kiriş

Kirişin boyuna titreşimleri ihmal edilmektedir. Kesit dönme ataleti ve kesme kuvveti etkileri alınmamaktadır. $v(x,t)$ ve $w(t)$ sırasıyla kiriş noktalarının ve absorberin statik denge konumundan itibaren ölçülen sehim ve yer değiştirmeleridir. Absorber ve tekil kuvvetin ankastre uçtan olan mesafeleri sırasıyla ξ ve η 'dir. Kirişin kesit alanı A , kesit alan atalet momenti I , yoğunluğu ρ , kirişe $-y$ yönünde etkiyen yayılı yük $q(x,t)$ ise kirişin hareket denklemi

$$EI \frac{\partial^4 v}{\partial x^4} + \rho A \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = -q(x,t) \quad (1)$$

olur. Burada $q(x,t)$ yayılı kuvveti

$$q(x,t) = F_{yy}(t) \delta(x - \xi) + F_0 \sin(\omega t) \delta(x - \eta) \quad (2)$$

şeklinde tanımlanabilir. Burada $\delta(x - \xi)$ ve $\delta(x - \eta)$, $x = \xi$ ve $x = \eta$ 'daki tekil kuvvetleri temsil etmek için kullanılmaktadır ve 1/uzunluk boyutundadırlar. $F_{yy}(t)$ kuvveti ise $x = \xi$ de absorberi kirişe bağlayan yaydan kirişe gelen kuvveti temsil etmektedir. Absorberin hareket denklemi

$$m \frac{d^2 w}{dt^2} + kw(t) = kv(\xi, t) \quad (3)$$

şeklinde kolayca bulunur. Şekil 1' in yardımıyla

$$F_{yy}(t) = k[v(\xi, t) - w(t)] \quad (4)$$

olduğu görülmektedir. (2) ifadesi (1) in sağ tarafında yerine konursa kirişin hareket denklemi şöyle olur:

$$EI \frac{\partial^4 v}{\partial x^4} + \rho A \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = -k[v(\xi, t) - w(t)] \delta(x - \xi) - F_0 \sin(\omega t) \delta(x - \eta) \quad (5)$$

(5) denkleminin sınır şartları

$$x = 0 \text{ 'da } v(0, t) = 0 \quad (a)$$

$$\frac{\partial v}{\partial x}(0, t) = 0 \quad (b)$$

$$(6)$$

$$x = L \text{ 'de } \frac{\partial^2 v}{\partial x^2}(L, t) = 0 \quad (c)$$

$$\frac{\partial^3 v}{\partial x^3}(L, t) = 0 \quad (d)$$

2.1 Absorberli Sistemin Doğal Frekansları

Absorberin eklenmesiyle yeni bir sistem elde edilir ve bu sistemin serbestlik derecesi $\infty + 1$ olur. Yeni sistemin frekansları tabiatıyla yalın haldeki kirişten farklı olacaktır. Absorberli sistemin frekansları bulunmak istenirse (1) denklemindeki dış uyaran göz önüne alınmaz. Sistemin konservatif ve serbest titreşimlerin harmonik olduğu düşünülürse ve $v(x, t) = V(x)T(t)$, $w(t) = W_0 T(t)$, $\ddot{T}(t) = -\omega^2 T(t)$ ifadeleri (1) ve (3) de yerine konur ve gerekli sadeleştirmeler yapılırsa

$$V''''(x) - \omega^2 \frac{\rho A}{EI} V(x) = -\frac{k}{EI} [V(\xi) - W_0] \delta(x - \xi) \quad (7)$$

ve

$$(k - m\omega^2)W_0 = kV(\xi) \quad (8)$$

denklemleri bulunur. W_0 , (8) den çekilir ve (7) de yerine konursa,

$$V''''(x) - \omega^2 \frac{\rho A}{EI} V(x) = \frac{k}{EI} \frac{m\omega^2}{k - m\omega^2} V(\xi) \delta(x - \xi) \quad (9)$$

bulunur. Burada () ' işareti x 'e göre türevleri göstermektedir. $V(x)$ fonksiyonu

$$x = 0 \text{ 'da } V(0) = 0 \quad (a)$$

$$V'(0) = 0 \quad (b)$$

$$(10)$$

$$x = L \text{ 'de } V''(L) = 0 \quad (c) \quad (10 \text{ devam})$$

$$V''''(L) = 0 \quad (d)$$

sınır şartlarını sağlamalıdır. (9) denkleminde ait sınır şartları homojendir; ancak denklem homojen değildir. Bununla birlikte Galerkin yöntemiyle yaklaşık bir çözüm bulunur. Açık ki, (9) denkleminin homojen çözümleri ankastre-serbest kirişin öz fonksiyonlarıdır ve bunlar incelenen sistemin sınır şartlarını sağlarlar. Bu öz fonksiyonlar

$$\varphi_i(x) = (\cosh \nu_i x - \cos \nu_i x) + \zeta_i (\sinh \nu_i x - \sin \nu_i x) \quad (11)$$

şeklinde dir. Burada

$$\nu_i^4 = \omega_i^2 \frac{\rho A L^4}{EI} \quad (a)$$

$$(12)$$

$$\zeta_i = -\frac{\cosh \nu_i L + \cos \nu_i L}{\sinh \nu_i L + \sin \nu_i L} \quad (b)$$

olarak tanımlanmaktadır. Buna göre

$$V(x) \cong \sum_{i=1}^{\infty} c_i \varphi_i(x) \quad (13)$$

öngörülür ve (9) denkleminde yerleştirilir, φ_i 'lerin kendi aralarında ortogonal olduğu düşünülüp denklemin iki yanı yani $\varphi_j(x)$ ile çarpılıp $(0 - L)$ aralığında entegre edilir, $\varphi_i''''(x) = \nu_i^4 \varphi_i(x)$ olduğu hatırlanır ve gerekli düzenlemeler yapılırsa c_i ($i = 1, 2, \dots, n$) 'lere ait homojen denklem takımı elde

edilir. Bu denklem takımının katsayılar matrisinin determinantı sıfıra eşitlenerek absorberli sistemin doğal frekansları bulunur.

$$\mathbf{Ac} = \mathbf{0} \quad (14)$$

\mathbf{A} matrisinin elemanları

$$A_{ij} = \mu \omega_a^2 \varphi_i(\xi) \varphi_j(\xi) - (\omega_i^2 - \omega^2)(\omega_a^2 - \omega^2) \delta_{ij} \quad (15)$$

şeklindedir. Burada μ kütleler oranı ve ω_a absorber frekansı

$$\mu = \frac{m}{\rho AL} = \frac{\text{Absorber kütlesi}}{\text{Kiriş kütlesi}} \quad (16)$$

$$\omega_a = \left(\frac{k}{m} \right)^{1/2} \text{ Absorber frekansı} \quad (17)$$

olarak tanımlanmıştır. ω_i ise absorbersiz kirişin i . doğal frekansdır. Bu çalışmada kullanılan diğer önemli bir parametre de frekanslar oranı λ 'dır.

$$\lambda = \frac{\omega_a}{\omega_1} \quad (18)$$

burada ω_1 absorbersiz kirişin temel frekansdır ve $\omega_1 = (1,875)^2 \left(\frac{EI}{\rho AL^4} \right)^{1/2}$ değerindedir. $\lambda = 1$,

$\mu = 0.25$, $\frac{\xi}{L} = 1$ için bulunan ilk üç frekans Tablo.I'de verilmiştir.

Boyutsuz frekanslar	Absorbersiz	Absorberli
1. frekans	1,875	1,471
2. frekans	4,694	2,371
3. frekans	7,854	4,725

Mod sayısı n=3 alınmıştır.

2.2 Parametrik Analiz

Bu bölümde absorberli kirişin zorlanmış titreşim denklemlerinin çözümüne kısaca değinilecek ve sonra giriş kısmındaki analizlerin nasıl yapıldığı açıklanacaktır.

Sistemin hareket denklemleri (3) ve (5) bağıntılarıyla verilmişti. Burada Galerkin metodu uygulanarak denklemler ayrıştırılmıştır. Mukayese fonksiyonları olarak (11) ile verilen fonksiyonlar kullanılmıştır. Neticede

$$v(x, t) = \sum_{i=1}^n \varphi_i(x) q_i(t) \quad (19)$$

formunda alınarak (3) ve (5)' e gidilir ve gerekli işlemler yapılırsa

$$\ddot{w}(t) + \omega_a^2 w(t) = \omega_a^2 \left[\sum_{i=1}^n \varphi_i(\xi) q_i(t) \right] \quad (20)$$

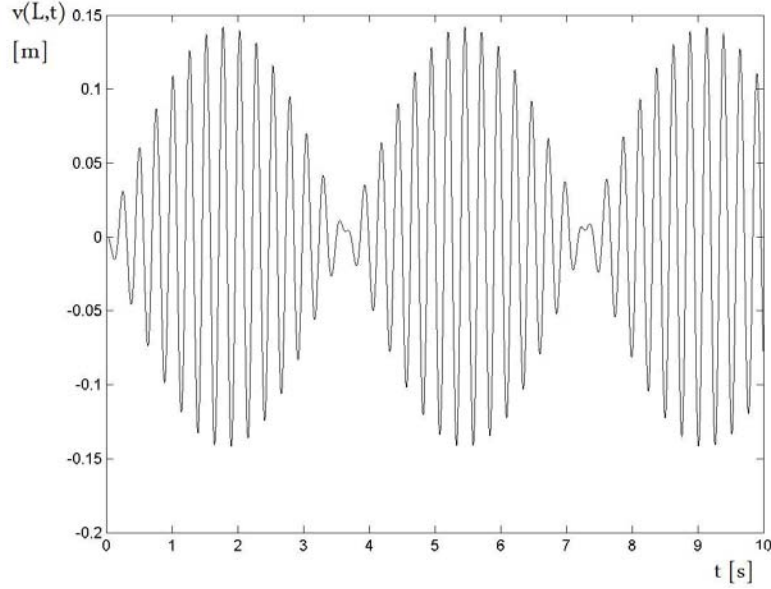
$$\ddot{q}_j(t) + \omega_j^2 q_j(t) = -\mu \omega_a^2 \left[\sum_{i=1}^n \varphi_i(\xi) \varphi_j(\xi) q_i(t) - w(t) \varphi_j(\xi) \right] - \mu F_0 \omega_a^2 \varphi_j(\eta) \sin(\omega t) \quad (21)$$

$$j = 1, 2, \dots, n$$

denklemlerine ulaşılır. Bu denklemler MATLAB ortamında ode15s Runge-Kutta denklem çözücüsü kullanılarak çözülmüştür.

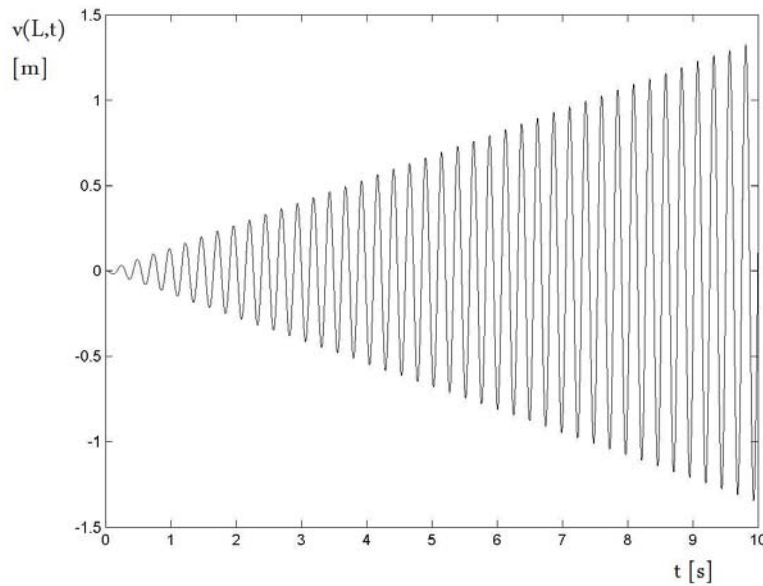
3. SAYISAL SONUÇLAR

$EI = 10,417 \text{ Nm}^2$, $\rho A = 0,1963 \text{ kg/m}$, $L = 1 \text{ m}$, $\xi = 0,5 \text{ m}$, $\eta = 0,5 \text{ m}$, $\lambda = 1$, $\mu = 0,25$, $F_0 = 1 \text{ N}$, $\omega = \omega_1$ (rezonans hali) değerleri için kirişin serbest ucunun deplasmanının zamanla değişimi Şekil 2’de gösterilmiştir. Absorbersiz kirişin temel frekansı $\omega_1 = 25,610 \text{ rad/s}$ ($f_1 = 4,076 \text{ Hz}$) olmaktadır.



Şekil 2:
Absorber olması halinde kiriş uç noktasının titreşimleri

Şekil 3’te ise karşılaştırma amacıyla absorber olmaması halindeki durumu gösterilmektedir. Model lineer kurulduğu için eğrilik bağıntısının lineerleştirilme koşullarının korunup korunmadığı uç nokta eğimlerinden kontrol edilmelidir.

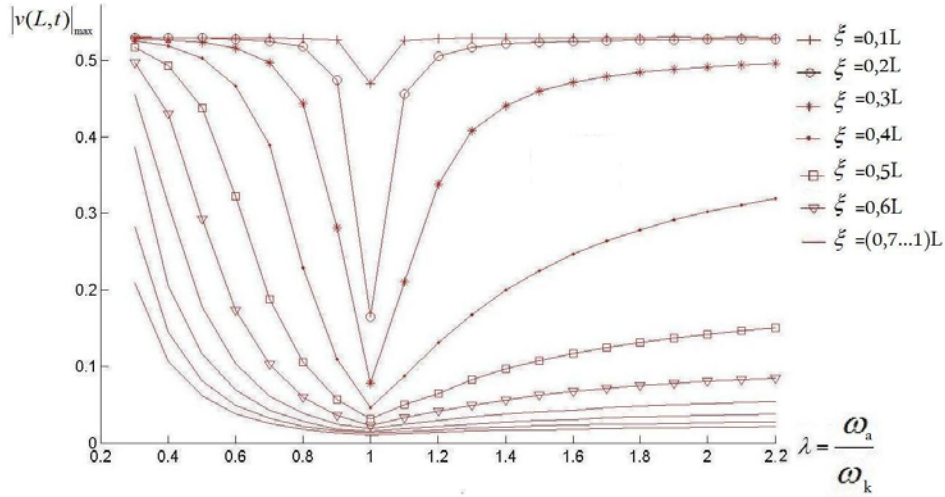


Şekil 3:
Absorbersiz halde kiriş uç noktasının titreşimi

Denklemler sıfır başlangıç koşullarıyla çözülmüştür. Şekil 2'deki eğrinin seyri absorberin etkisini açıkça ortaya koymaktadır. Eğri genel hatlarıyla bir vuru olayını ortaya koymaktadır. Bir sonraki analizlerde sözü geçecek olan maksimum genlikle geçici hal titreşimlerinde ortaya çıkan en büyük deplasmanın mutlak değeri kastedilmektedir. Daha sağlıklı bir tanımlama titreşimlerin rejim haline gelmesinden sonraki maksimum genlik şeklinde yapılabilir.

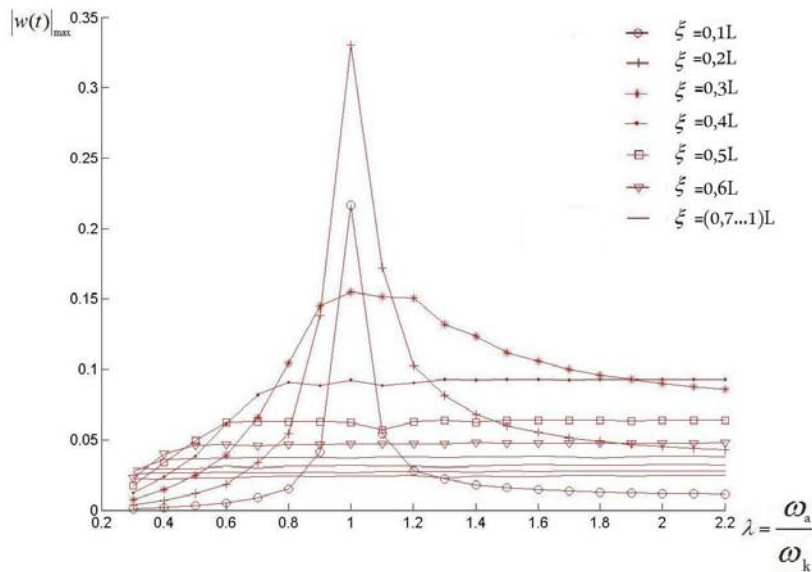
3.1 Absorber Pozisyonunun Etkisi

Sabit kütle oranı için absorberin bağlantı noktasının yerini değiştirerek analizler yapılmış ve maksimum genliğin frekans oranına göre değişimi incelenmiştir. $\mu = 0,25$ için yukarıda verilen kuvvet özellikleri de aynı kalmak üzere $0,1L \leq \xi \leq L$ aralığında ξ değerleri $0,1L$ arttırılarak sabit ξ eğrileri elde edilmiştir. Şekil 4'te kirişin uç noktası ve Şekil 5'te absorberin maksimum genlik eğrileri çizilmiştir. Kiriş eğrilerinde $\lambda = 1$ 'de lokal minimumlar, absorber eğrilerinde ise lokal maksimumlar dikkat çekicidir. Ne var ki, bu eğrilerin yatayda bir doğruyla sınırlanması gerekmektedir. Bu ise uç nokta eğimi kontrol edilerek yapılmalıdır. Şekil 5'te ise absorberin maksimum genlik eğrileri verilmiştir. $\xi \geq 0,6L$ ve $\lambda \geq 1$ için eğriler neredeyse aynı düzeyde seyretmektedir. Buradan absorberin kuvvet tatbik noktası ile serbest uç arasında yerleştirilmesinin fevkalade uygun olacağı anlaşılmaktadır.



Şekil 4:

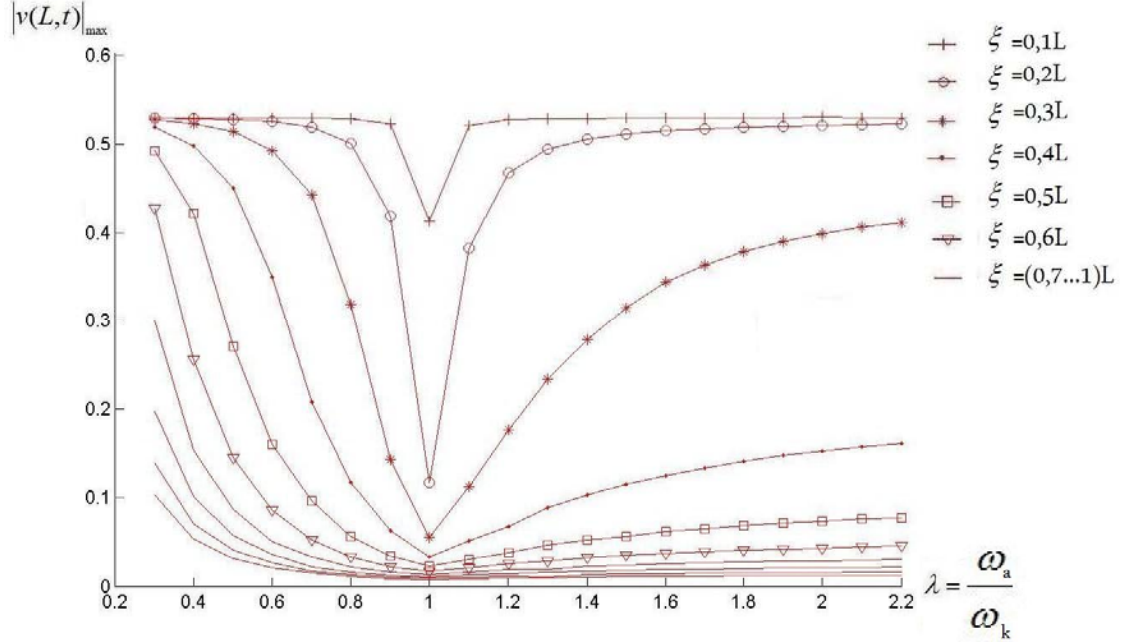
$\mu = 0,25$ için kiriş uç noktası titreşimi maksimum genliğinin λ 'ya göre değişimi



Şekil 5:

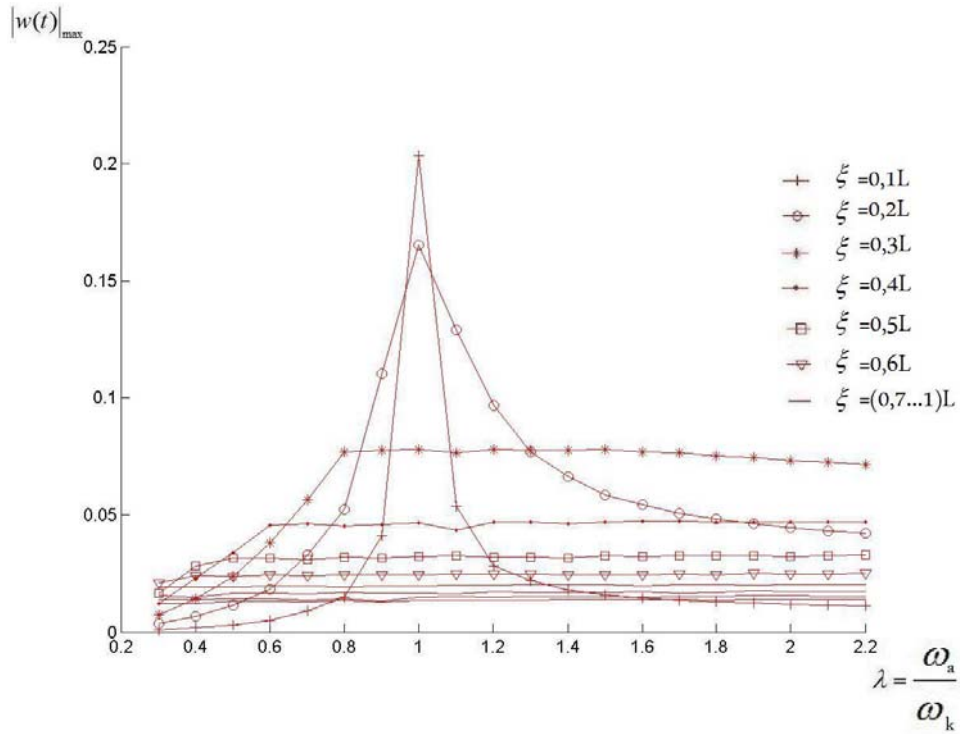
$\mu = 0,25$ için absorber titreşimi maksimum genliğinin λ 'ya göre değişimi

Fikir vermesi açısından Şekil 6 ve Şekil 7’de de $\mu = 0,5$ için kiriş uç noktası ve absorbere ait maksimum genlik grafikleri çizdirilmiştir. μ ’deki artışın sehimlerde düşüşe yol açtığı görülmektedir. Bunun nedeni absorber kütlesi artırıldığı belirli bir λ oranını korumak için k ’nın da artırılmasıdır. Bu durumda daha az deformasyonla aynı miktarda enerji absorbe edilebilmektedir.



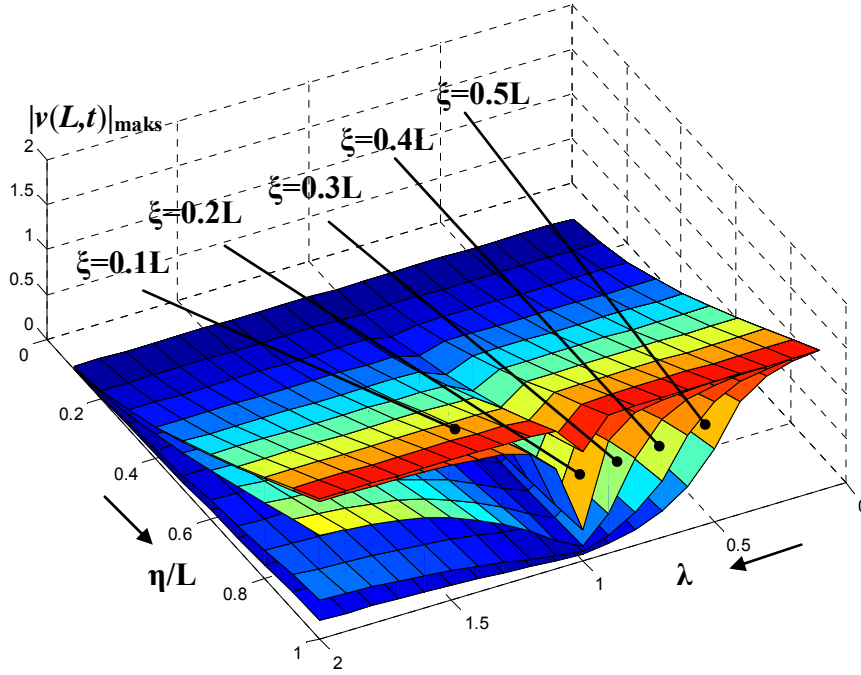
Şekil 6:

$\mu = 0,5$ için kiriş uç noktası titreşimi maksimum genliğinin λ 'ya göre değişimi



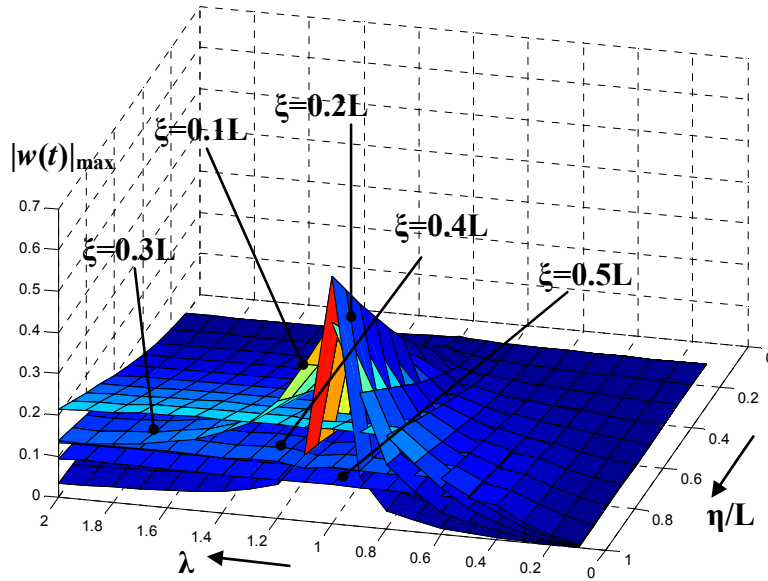
Şekil 7:

$\mu = 0,5$ için absorber titreşimi maksimum genliğinin λ 'ya göre değişimi



Şekil 8:

Kütle oranı $\mu = 0.25$ için kiriş uç noktası maksimum genliğinin absorber konumu ξ parametre olmak üzere frekans oranı λ ve kuvvet konum koordinatı η 'ya göre değişimi

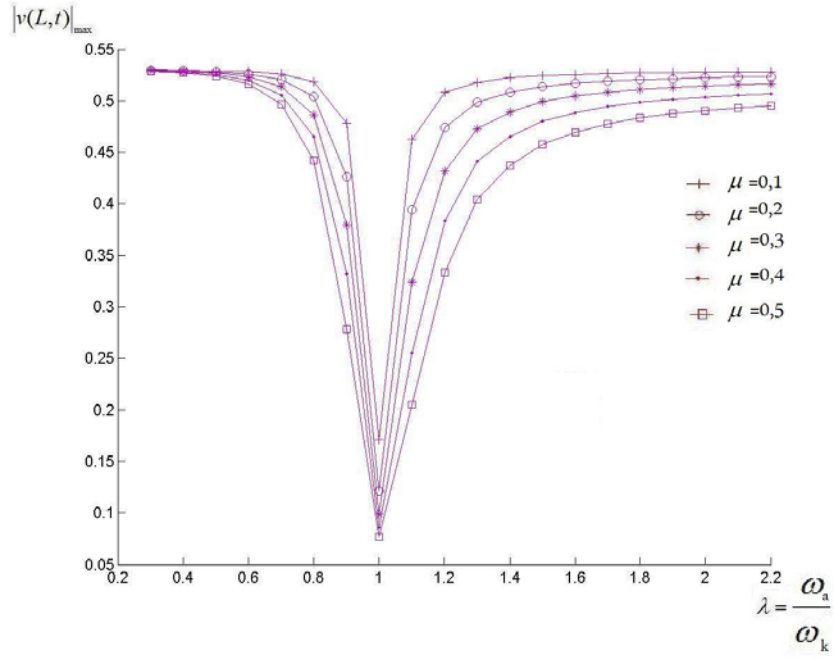


Şekil 9:

Sabit μ kütle oranı için kiriş uç noktası maksimum genliğinin absorber konumu ξ parametre olmak üzere frekans oranı λ ve kuvvet konum koordinatı η 'ya göre değişimi

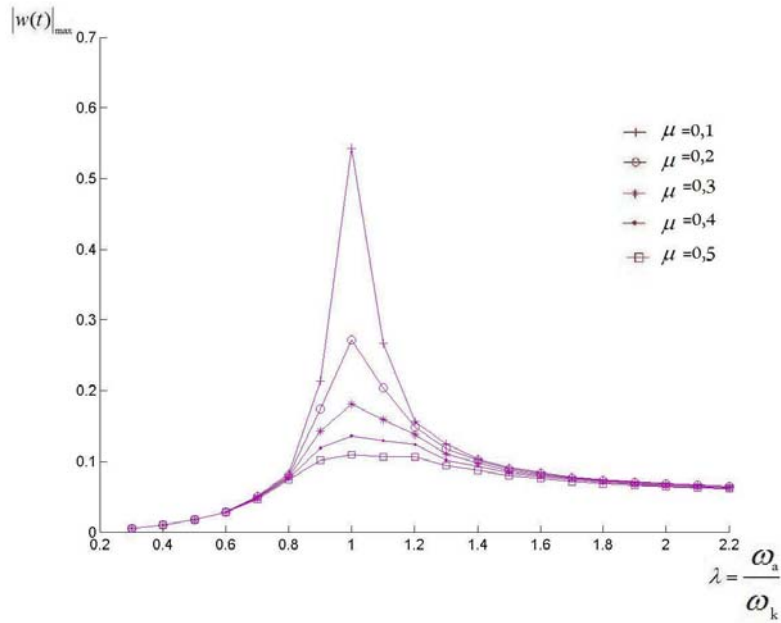
3.2 Kütle Oranının Etkisi

Bu analizlerde absorberin pozisyonu sabit tutulmuş, kütle oranı değiştirilerek kiriş uç noktası ve absorberin maksimum genlikleri elde edilmiştir. Şekil 10 ve Şekil 11'de $\xi = 0,25L$ için çeşitli μ değerleri için kiriş ve absorbere ait maksimum genlik eğrileri görülmektedir.



Şekil 10:

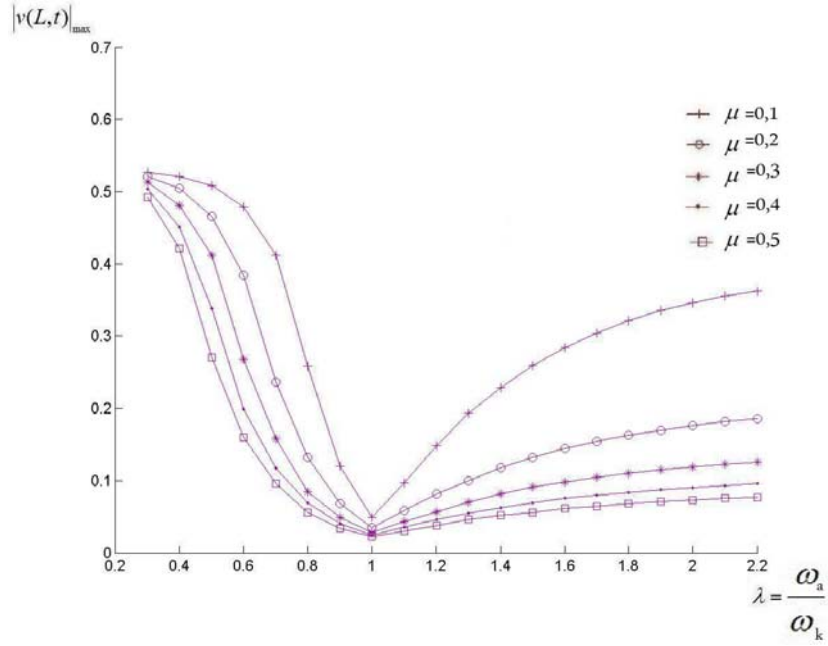
$\xi = 0,25L$ için kiriş uç noktası titreşimi maksimum genliğinin λ 'ya göre değişimi



Şekil 11:

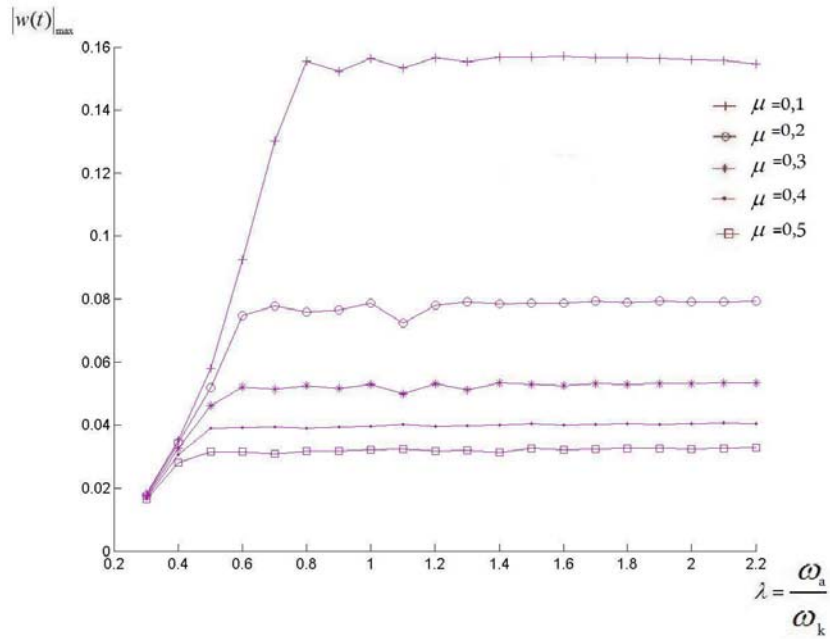
$\xi = 0,25L$ için absorber titreşimi maksimum genliğinin λ 'ya göre değişimi

Burada da $\lambda = 1$ 'de lokal minimum ve maksimumlar gözlenmektedir. $\xi = 0,5L$ haline ait eğriler Şekil 12 ve Şekil 13'te gösterilmiştir.



Şekil 12:

$\xi = 0,5L$ için kiriş uç noktası titreşimi maksimum genliğinin λ 'ya göre değişimi

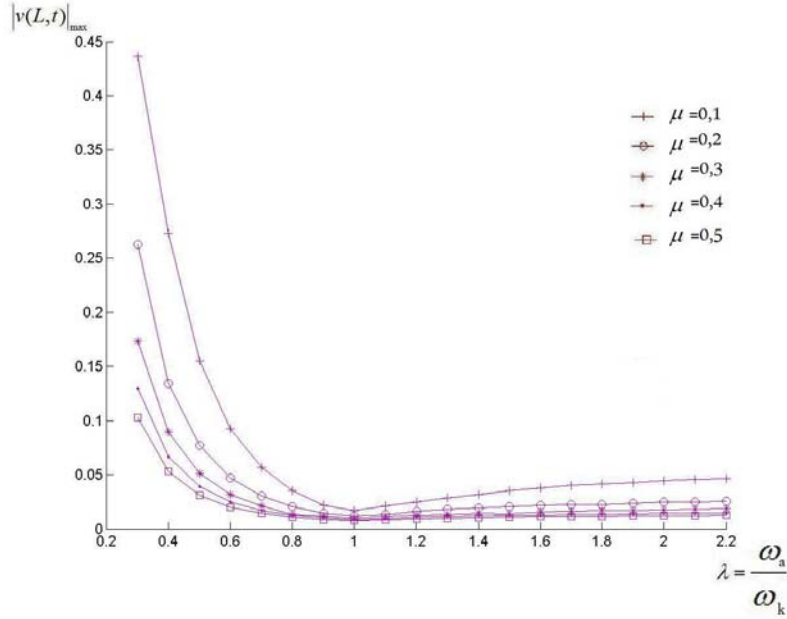


Şekil 13:

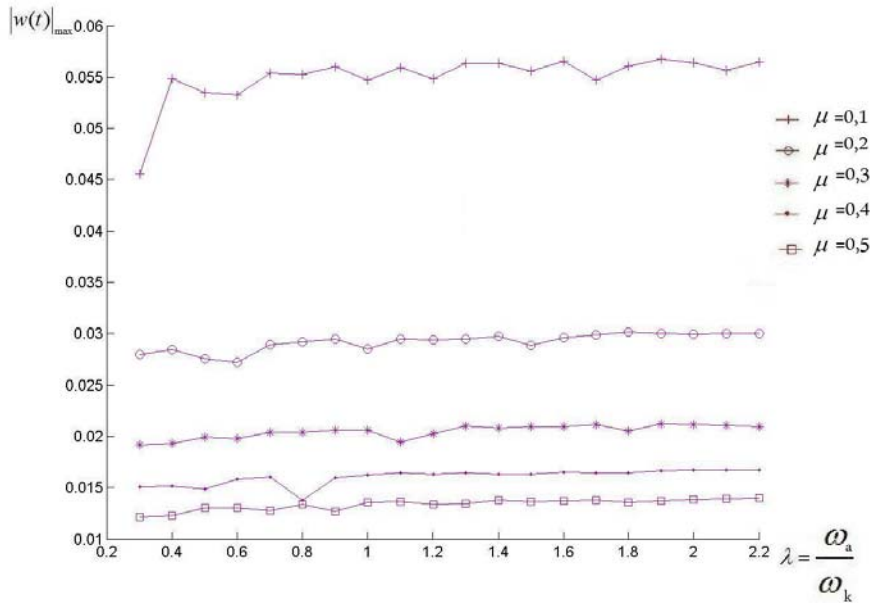
$\xi = 0,5L$ için absorber titreşimi maksimum genliğinin λ 'ya göre değişimi

Eğrilerde bariz bir değişim mevcuttur. μ oranı arttıkça yukarıda bahsedilen nedene dayalı olarak sehimler azalmaktadır. Absorber genliğinin $\lambda = 0,8$ ' ten itibaren $0,2 \leq \mu \leq 0,5$ değerleri için neredeyse sabit kalması dikkat çekicidir.

Nihayet $\xi = L$ haline ait grafikler Şekil 14 ve Şekil 15'te verilmiştir.



Şekil 14:
 $\xi = L$ için kiriş uç noktası titreşimi maksimum genliğinin λ 'ya göre değişimi



Şekil 15:
 $\xi = L$ için absorber titreşimi maksimum genliğinin λ 'ya göre değişimi

Eğrilerde genel olarak öncekine benzer maksimum ve minimumlar ortadan kalkmıştır. $\lambda \geq 1$ kütle oranının fazla etkili olmadığı görülmektedir. Ancak burada da kütle oranlarının tamamen keyfi seçilemeyeceği, sistemin statik denge durumunun lineerleştirilmiş eğrilik bağıntısının geçersiz olduğu hale getirmesine müsaade edilmemesi gerektiği açıktır.

4. DEĞERLENDİRME

Bu çalışmada ötelenen dinamik absorberin etkisini incelemek amacıyla lineerleştirilmiş Euler-Bernoulli hipotezine dayalı bir model geliştirilmiştir. Absorber pozisyonu ve kütle oranı parametrelerine göre kiriş uç noktası ve absorberin maksimum genlik grafikleri çizilmiştir. Bu grafiklerin anlamlı sonuçlar içerdiği ve bir tür tasarım kartları olarak kullanılabilirler anlaşılmıştır. Bu modelin tek

mahzuru lineer oluşudur ve bu nedenle elde edilen eğri demetleri grafik alanının her yerinde geçerli değildir. Dolayısıyla nonlineer eğrilik bağıntısı korunarak bir model oluşturulması daha uygun olacaktır. Ancak bu kez de başlangıç şartlarına duyarlı bir model elde edileceği unutulmamalıdır.

KAYNAKLAR

1. Den Hartog J.B. (1961) Mekanik Titreşimler. Çevirenler: Palavan S., Demirgüç Z. İTÜ kütüphanesi yayınları. No.164 İstanbul.
2. Hunt J. B. (1979). Dynamic Vibration Absorbers. Mechanical Engineering Publications Ltd.. Londra.
3. Jones, D. I. G., Nashif, A. D. and Adkins, R. L. (1967). Effect of tuned dampers on vibrations of simple structures, AIAA Journal, 5(2), 810-815.
4. Jones, D. I. G. (1967), Response and damping of a simple beam with tuned dampers, The Journal of the Acoustical Society of America, 42(1), 50-53.
5. Kozima, H. and Saito, H. (1983). Forced vibrations of a beam with a non-linear dynamic vibration absorber, Journal of Sound and Vibration, 88(4), 559-568.
6. Liu, K. and Liu, J. (2005). The damped vibration absorbers: revisited and new result, Journal of Sound and Vibration, 284(3-5), 1181-1189.
7. Moradi H., Bakhtiari-Nejad F., Mochahedy M. R. (2008). Tuneable vibration absorber design to suppress vibrations: an application in boring manufacturing process, Journal of Sound and Vibration, 318(1-2), 93-108.
8. Özgüven, H. N. and Çandır, B. (1986). Suppressing the first and second resonances of beams by dynamic vibration absorbers, Journal of Sound and Vibration, 111(3), 377-390.
9. Snowdon, J. C. (1966). Vibration of cantilever beams to which dynamic absorbers are attached, The Journal of The Acoustical Society of America, 39(5), pp. 878-886.
10. Snowdon, J. C. (1975). Platelike dynamic vibration absorbers, Journal of Engineering for Industry, 97(1), 88-93.
11. Snowdon, J. C. (1980). Beamlike dynamic vibration absorbers, Acoustica, 44(2), 98-108.
12. Snowdon, J. C. (1984). The crusiform dynamic vibration absorbers, The Journal of The Acoustical Society of America, 75(6), 1792-1799.
13. Wong W.O., Tang S.L., Cheung Y.L., Cheng L. (2007). Design of a dynamic vibration absorber for vibration isolation of beams under point or distributed loading. Journal of Sound and Vibration, 301(3-5), 898-908.

Makale 23.01.2009 tarihinde alınmış, 30.01.2009 tarihinde düzeltilmiş, 02.02.2009 tarihinde kabul edilmiştir. İletişim Yazarı: O. Kopmaz (okopmaz@uludag.edu.tr).