

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

AYARLI KÜTLE SÖNÜMLEYİCİLERİN OPTİMUM
PARAMETRELERİ

Mehmet Ali KÖSEN

YÜKSEK LİSANS TEZİ

İnşaat Mühendisliği Anabilim Dalı

Mekanik Programı

Danışman

Dr.Öğr.Üyesi Gülçin TEKİN ÖZKAN

Ağustos, 2024

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TEZ BAŞLIĞI

Mehmet Ali KÖSEN tarafından hazırlanan tez çalışması 07.08.2024 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü İnşaat Mühendisliği Anabilim Dalı Mekanik Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Dr. Öğr. Üyesi Gülçin TEKİN
ÖZKAN
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Dr. Öğr. Üyesi Gülçin TEKİN ÖZKAN, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Fethi KADIOĞLU, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. İrfan COŞKUN, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi

Danışmanım Dr.Öğr.Üyesi Gülçin TEKİN ÖZKAN sorumluluğunda tarafımda hazırlanan “Ayarlı Kütle Sönümleyicilerin Optimum Parametreleri” başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Mehmet Ali KÖSEN

İmza

TEŞEKKÜR

Lisans ve lisansüstü eğitimimi tamamladığım okulum Yıldız Teknik Üniversite'sinde keyifli bir eğitim sürecini başarıyla sürdürüp bu çalışmayı bitirmiş olmanın haklı gururunu, tezi tamamlama sürecinde desteğini esirgemeyen, her zorlukta içimi rahatlatıp gerekli tüm motivasyonumu sağlayan kıymetli annem Hülya KÖSEN ve tez çalışmamın her aşamasında ihtiyaç duyduğum teknik bilgileri detaylı bir şekilde sabırla anlatıp çalışma sürecimde bana yön veren tez danışmanım Dr. Öğretim Üyesi Gülçin TEKİN ÖZKAN ile paylaşıyorum.

Mehmet Ali KÖSEN

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ	vii
KISALTMA LİSTESİ	viii
ŞEKİL LİSTESİ	ix
TABLO LİSTESİ	x
ÖZET	xi
ABSTRACT	xiii
1 GİRİŞ	1
1.1 Araştırma Sorununun Tanımı	1
1.2 Tezin Amacı ve Kapsamı.....	2
1.3 Literatür Araştırmaları	3
2 TEORİK TEMEL	8
2.1 Sönümsüz Serbest Titreşim	10
2.2 Sönümsüz Zorlanmış Titreşim.....	11
2.3 Analitik Çözüm.....	12
2.3.1 Homojen Çözüm:.....	13
2.3.2 Özel Çözüm	15
2.3.3 Sayısal Örnek.....	17
2.4 Viskoelastisite Teorisi.....	19
2.4.1 Malzeme Modelleri.....	19
2.5 Ayarlı Kütle Sönümleyicilerin Çalışma Prensipleri.....	25
2.6 Sönümleme Mekanizmaları ve Etkinlikleri	26
2.7 Matematiksel Modelleme ve Analitik Çözümler.....	27
2.8 Parametrelerin Etkilerinin İncelenmesi	28
2.8.1 Kütle Oranı (μ)	28
2.8.2 Sönüm Oranı	28
2.8.3 Rijitlik Oranı (κ) ve Konum.....	30
2.8.4 Parametrelerin Optimizasyonu	31
3 YÖNTEM	33
3.1 AKS'li Sistem Hareket Denklemlerinin Elde Edilmesi.....	33
3.2 Ayar Parametrelerinin Türetilmesi	35

3.3 Optimum k_2 Rijitliğinin Belirlenmesi.....	36
3.4 Optimum k_a Rijitliğinin Belirlenmesi.....	37
3.5 Optimum Rijitlik oranı (κ)'nın Belirlenmesi.....	37
3.6 Optimum Sönüm Oranının Belirlenmesi.....	39
4 SONUÇ	45
KAYNAKÇA	46
TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR	49



SİMGE LİSTESİ

F	Bir cisim üzerine etki eden kuvvetlerin vektörel toplamı
x	Deplasman, denge konumuna olan uzaklık [m]
β	Dinamik büyütme çarpanı
ω_n	Doğal açısal frekans [rad/s]
φ	Faz açısı [rad]
\dot{x}	Hız [m/s]
x_h	Homojen çözümden elde edilen deplasman [m]
A, B, C_1, C_2	İntegral sabitleri
\ddot{x}	İvme [m/s ²]
λ	Karakteristik denklemin çözümünde diğer parametreler cinsinden yazılabilen bir sabit
i	Karmaşık sayı [rad]
c_c	Kritik sönüm katsayısı [Ns/m]
Ω	Kuvvetin açısal frekansı [rad/s]
m	Kütle [kg]
μ	Kütle oranı
x_{σ}	Özel çözümden elde edilen deplasman [m]
κ	Rijitlik oranı
$F(t)$	Sisteme uygulanan zamana bağlı kuvvet [N]
η	Sönüm katsayısı
ζ	Sönüm oranı
ω_d	Sönümlü titreşimin açısal frekansı [rad/s]
k	Yay sabiti [N/m]
t	Zaman [s]

KISALTMA LİSTESİ

AKS/TMD	Ayarlı Kütle Sönümleyici
ATMD	Aktif Ayarlı Kütle Sönümleyici
DAF	Dinamik Büyütme Faktörü
DE	Diferansiyel Evrim
DVA	Dinamik Titreşim Sönümleyici
HMD	Hibrit Kütle Sönümleyici
PTMD	Çarpışmalı Ayarlı Kütle Sönümleyici
SDOF	Tek Serbestlik Dereceli
SLS	Standart Lineer Katı
TLD	Ayarlı Sıvı Sönümleyici
V-TMD	Viskoelastik Ayarlı Kütle Sönümleyici

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 Tek serbestlik dereceli sistem.....	9
Şekil 2.2 Serbest cisim diyagramı	9
Şekil 2.3 Sönümsüz serbest titreşim	10
Şekil 2.4 Sönümsüz zorlanmış titreşim	11
Şekil 2.5 Sönümsüz zorlanmış titreşim - Homojen çözüm	12
Şekil 2.6 Sönümsüz zorlanmış titreşim - Özel çözüm.....	12
Şekil 2.7 Sönümsüz zorlanmış titreşim - Genel çözüm.....	12
Şekil 2.8 Viskoz sönümlü blok.....	17
Şekil 2.9 Bloğun deplasmanının zamana göre değişimi.....	18
Şekil 2.10 Maxwell Modeli'nin şematik gösterimi	20
Şekil 2.11 Kelvin Voight Modeli'nin şematik gösterimi	22
Şekil 2.12 Burger - Maxwell	24
Şekil 2.13 Burger – Kelvin-Voight.....	24
Şekil 2.14 SLS - Maxwell.....	25
Şekil 2.15 SLS – Kelvin - Voight.....	25
Şekil 2.16 Taipei 101'de bulunan ayarlı kütle sönümleyici.....	26
Şekil 2.17 Ofis katına yerleştirilmiş bir sönümleyici	31
Şekil 2.18 Zeminin uygulanan yüke verdiği maksimum tepki.....	31
Şekil 2.19 H_2 ve H_∞ kriterlerine göre optimize edilmiş parametreler	32
Şekil 3.1 Sönümsüz ana yapıya Zener tipi sönümleyicinin bağlanması.....	33
Şekil 3.2 Farklı sönüm oranları için DAF fonksiyonu	35
Şekil 3.3 10% kütle oranı için $\beta(\xi=0)$ ve $\beta(\xi=\infty)$ fonksiyonu	38
Şekil 3.4 Optimum sönüm oranları.....	40
Şekil 3.5 Farklı kütle oranları için DAF fonksiyonu	43

TABLO LİSTESİ

Tablo 1.1 Pasif, adaptif ve aktif sistemlerin kıyaslanması.....	2
Tablo 2.1 Sönüm oranları.....	29
Tablo 3.1 Farklı kütle oranları için optimum rijitlik oranları.....	37
Tablo 3.2 Sol, merkez ve sağ sabit noktalara ait frekansların karşılaştırılması	39
Tablo 3.3 Farklı kütle oranları için maksimum DAF	44



Ayarlı Kütle Sönümleyicilerin Optimum Parametreleri

Mehmet Ali KÖSEN

İnşaat Mühendisliği Anabilim Dalı

Mekanik Programı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Dr. Öğr.Üyesi Gülçin TEKİN ÖZKAN

Ayarlı kütle sönümleyiciler (AKS) uyarıcı hareket etkisinde oluşan dinamik titreşimleri azaltmak için birincil sisteme bağlanan pasif titreşim kontrol cihazlarıdır. En yaygın kullanılan Kelvin-Voigt tipi AKS, dinamik titreşim sönümleyicinin (DVA) standart modeli olarak bilinmektedir. Bu çalışmanın amacı, viskoelastik tip ayarlı kütle sönümleyicileri (V-TMD) kullanarak pasif kontrol cihazlarının titreşim kontrol performansını iyileştirmektir. Çalışma, V-TMD'nin viskoelastik davranışını Zener modeli ile temsil etmiştir. Bu çalışmada, bir V-TMD'nin optimum parametrelerinin belirlenmesi için sabit nokta yöntemi kullanılmıştır. Bileşik sistemin dinamik büyütme faktörü (DAF veya β) frekans uzayında elde edilmiştir. Sönümsüz tek serbestlik dereceli ana yapıya bağlı V-TMD sisteminin optimum parametreleri, taban uyarımı etkisi altında DAF'yi en aza indirerek elde edilmiştir. Sistemin kütle oranı (μ), sönüm oranı (ξ) ve rijitlik oranı (κ) gibi optimum parametreler türetilmiş ve mühendislik tasarımları için optimum V-TMD parametrelerinin açık ifadeleri verilmiştir. Ayrıca farklı kütle oranlarına (μ) göre dinamik büyütme faktörü değerlerinin değişimi de tartışılmıştır. V-TMD'nin titreşim genliklerini azaltmada çok etkili olduğu

kanıtlanmıştır. Çalışma, titreşim sönümlemesinde V-TMD tasarımını hedefleyen mühendislik uygulamaları için optimum parametreleri, basit ve kullanımı kolay ifadelerin işlem adımlarını açıklayarak değerli görüşler sunmaktadır.

Anahtar Kelimeler: Viskoelastik ayarlı kütle sönümleyici, dinamik büyütme faktörü, sabit nokta yöntemi, titreşim analizi, optimum parametreler.



YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Explicit Formulas for Optimum Parameters of Tuned Mass Dampers

Mehmet Ali KÖSEN

Department of Civil Engineering

Master of Science Thesis

Supervisor: Asst. Prof Gülçin TEKİN ÖZKAN

Tuned mass dampers (TMDs) are passive vibration control devices that are attached to a primary system to reduce the dynamic vibrations under exciting motion. The Kelvin-Voigt-type TMD, which is the most widely used one, is known as a standard model of dynamic vibration absorber (DVA). The purpose of this study is to improve the vibration control performance of passive control devices by using viscoelastic-type tuned mass dampers (V-TMDs). The study adopts the Zener model to represent the viscoelastic behavior of V-TMD. In this study, the fixed-point method is used to determine the optimum parameters of a V-TMD. The displacement amplification factor (DAF or β) of the coupled system is obtained in the frequency domain. The optimal parameters of the V-TMD system attached to an undamped single degree-of-freedom (SDOF) main system are obtained by minimizing the DAF under the effect of base excitation. The optimum parameters, such as damping ratio (ξ) and stiffness ratio (κ) of the coupled system are derived, and explicit expressions corresponding to the optimum parameters are presented for engineering design. Moreover, the change in DAF values for different mass ratios (μ) is also discussed. It is proven that V-TMD is very effective in reducing the amplitudes of vibration. The study also provides valuable insights for engineering applications wishing to design and

implement V-TMD for vibration control applications because simple and easy-to-use expressions are explained with step-by-step procedures to obtain optimum parameters.

Keywords: Viscoelastic tuned mass damper, dynamic amplification factor, fixed-point method, vibration analysis, optimum parameters.



1.1 Araştırma Sorununun Tanımı

Ayarlı kütle sönümleyici (AKS), rüzgâr yükleri ve deprem gibi etkenlerin neden olduğu istenmeyen titreşimlerin azaltılmasına yönelik tasarımlar ile geliştirilen, özellikle bu titreşimlerin daha etkili olduğu yüksek binalar, kule ve köprü gibi yapılarda uygulanan bir mühendislik uygulamasıdır. Yapısal sistemlerin dinamik tepkilerini azaltmak için kullanılan AKS, malzemelerin sönümleme özellikleri sayesinde belirli bir frekans aralığında gelen tepkileri sönümleme mekanizmasına sahiptir. Bu cihazlar, ana sisteme eklenen ikincil bir osilatörün (sönümleyicinin) yardımıyla çevrilen mekanik enerji sayesinde ana sistemin titreşimlerini azaltmayı amaçlar.

Sönümleyici sistemler etkinliklerine göre aktif, hibrit ve pasif olarak sınıflandırılır. Pasif sönümleyici sistemler, ek bir enerji kaynağı gerektirmezler. Pasif sönümleyici sistemlerde tüketilecek bir enerjinin var olmaması çevre için de daha duyarlı olmasını sağlar. Yapısal elemanlar içine entegre edilen mekanizmalar aracılığıyla dinamik yükler ve sismik kuvvetlerden meydana gelen enerjiyi sönümlemek amaçlanmıştır. Pasif sistemler genellikle tasarım olarak hibrit ve aktif sistemlere göre daha basit ve sağlamdır. Dış güç kaynaklarına veya karmaşık kontrol mekanizmalarına ihtiyaç duymazlar.

Aktif sönümleyici sistemler ise titreşimleri algılayan sensörler (kontrolör ve aktüatör) içeren sistemlerdir. Aktif sönümleyici sistemler pasif sistemlerin aksine dışarıdan güç kaynağına ihtiyaç duyan ve yapıya kuvvet uygulayarak titreşim sönümleyen sistemlerdir. Daha geniş frekans aralığına sahip dinamik yüklemeler için etkilidir. Aktif sönümleyici sistemler, düşük frekanslı titreşimleri kontrol etmede etkilidir. Aktif sistemler, pasif sistemlere kıyasla daha yüksek bir titreşim zayıflatma seviyesi elde edebilir. Ayrıca pasif sistemlere sonradan eklenebilirler.

Adaptif (Hibrit) sistemler ise aktif ve pasif sistemlerin bir kombinasyonudur. Geniş frekans aralıklarında sönümleme yapabilmektedir. Bu nedenle, maliyet ve

performansın kritik olduğu durumlardaki yapılar için titreşim kontrolünde uygulanabilir.

Tablo 1.1’ de pasif, adaptif ve aktif sistemlerin kıyaslaması yapılmıştır.

Tablo 1.1 Pasif, adaptif ve aktif sistemlerin kıyaslanması

Sistem	Pasif	Adaptif	Aktif
Titreşim Azaltımı	Orta	Orta	Yüksek
Sistemin Karmaşıklığı	Düşük	Orta	Yüksek
Enerji İhtiyacı	--	Uyarı Anında	Sürekli
Ek Kütle	Yüksek	Düşük	Düşük
Bant Genişliği	Düşük	Orta	Yüksek

Sönümlemenin en iyi performans ile sağlanabilmesi bu sistemlere ait olan fiziksel büyüklüklerin optimize edilmesiyle mümkün olur. Parametreler, sönümleyiciye ait sönüm oranı, kütesinin bağlandığı yapının kütesine oranı olarak tanımlanan kütle oranı ve yaylara ait rijitlik değerleridir. AKS parametrelerinin optimizasyonu son yıllarda üzerinde durulan bir konudur ve parametre optimizasyonu için literatürde çeşitli yöntemler mevcut olup çalışmalar günümüzde devam etmektedir.

1.2 Tezin Amacı ve Kapsamı

Yapısal sistemlerin dinamik davranışları, özellikle deprem ve rüzgar yükleri altında, mühendislik ve güvenlik açısından büyük önem taşımaktadır. Ayarlı kütle sönümleyiciler (AKS), bu tür dinamik yüklerin neden olduğu istenmeyen titreşimleri etkin bir şekilde azaltmak için tasarlanmıştır. AKS’ler, yapısal sistemlerin doğal frekanslarına uyum sağlayacak şekilde ayarlanabilir ve böylece enerji emilimini maksimize ederek yapısal hasarı önleyebilir. Bu tez çalışmasının başlıca amacı, yapısal sistemlerde titreşim kontrolü sağlamak için kullanılan viskoelastik ayarlı kütle sönümleyicilerin (V-TMD) optimum parametrelerinin belirlenmesidir.

Tez kapsamında, dinamik titreşimlere ait hareket denklemleri sistemin serbest cisim diyagramı esas alınarak oluşturulmuştur. Yönetici denklemler Fourier dönüşümü ile frekans uzayına çevrilmiştir. Parametre optimizasyonu için sabit nokta (fixed-point) yöntemi kullanılmıştır.

Ayrıca, viskoelastik ayarlı kütle sönümleyicileri etkileyen faktörler incelenerek bu faktörlerin optimal parametreler üzerindeki etkileri değerlendirilecektir. Daha sonra, çeşitli kütle oranlarına sahip yapısal sistemlerde AKS'lerin performansı analiz edilecek ve bu sistemler için optimal sönümlenme oranları ve rijitlik parametreleri belirlenecektir. Çalışmanın üzerinde durduğu bir diğer nokta ise AKS'lerin tasarımında kullanılan matematiksel modellerin incelenmesidir. Parametrelerin optimizasyonu için Standard Katı Model (Zener) modeli ele alınacaktır. Bu modellerin her birinin avantajları tartışılacak ve AKS tasarımında nasıl uygulanabilecekleri incelenecektir. Bu kapsamlı analiz, yapısal sistemlerde titreşim kontrolü sağlamak için AKS'lerin tasarım ve uygulamasında izlenecek yolda, pratik formülasyonlar ile optimum parametreleri sunarak literatüre katkıda bulunmayı amaçlamaktadır.

1.3 Literatür Araştırmaları

Titreşim kontrolü, yapısal sistemlerin performansını ve güvenliğini artırmaya yönelik olan önemli bir mühendislik alanıdır. Yapının dinamik titreşimlerini azaltmak için birçok teknik mevcuttur. Ayarlı kütle sönümleyicileri (TMD) uygulamak mevcut tekniklerden biridir ve güncel bir yaklaşımdır. TMD'ler, ana yapıya paralel yaylar ve viskoz sönümleyiciler aracılığıyla bağlanan ikincil osilatörlerdir. Amaç, ana yapının titreşim enerjisini ikincil osilatöre aktararak yapısal sistemin sönümlenme kapasitesini artırmaktır. Genellikle birincil osilatörün parametrelerinin bilindiği varsayılır. Dolayısıyla, kütle sönümleyicisini ayarlama matematiksel problemi, sönümlenme oranını ve ayarlama frekansını uygun şekilde kalibre ederek parametreleri uygun şekilde seçmektir.

19. yüzyılda TMD konsepti [1] tarafından önerilmiş ve herhangi bir iç sönümlenmeye sahip olmayan bir titreşim kontrol cihazı olarak düşünülmüştür. [2] tarafından Frahm'ın titreşim kontrol cihazı, cihaza belirli bir miktar sönümlenme uygulayarak geliştirilmiştir. TMD'lerin tasarımı ve teorisi hakkında ayrıntılar ve optimum sönümleyici parametreleri için ilgili bağıntılar [3]'te sunulmuştur.

Voight tipi titreşim sönümleyici ile entegre edilen yapıların dinamik analizleri ve bu birleşik sistemlerin optimum parametrelerini elde etmek için yapılmış çok sayıda çalışma literatürde mevcuttur. Örnek olarak, TMD'nin optimum sönümlenme ve ayarlama frekansı oranları, sayısal analiz tekniği kullanılarak [4] tarafından elde edilmiştir. Ana kütlelerin bağıl yer değiştirilmesi, bağıl hızı ve mesnetlere iletilen kuvvet gibi çeşitli büyüklükleri optimize edilmiştir. Harmonik ve beyaz gürültü tipi rastgele uyarımlar altında sönümsüz ve sönümlü SDOF ana sistemler için optimum sönüm parametreleri için basit ifadeler [5,6] 'da çeşitli tepki parametrelerinin en aza indirilmesi prensibiyle türetilmiştir. TMD sisteminin optimum ayar ve sönümlenme oranı, sayısal iterasyon tekniği kullanılarak [7,8] tarafından elde edilmiştir. Sönümlü sistemlerin reaksiyon deplasmanları, eğri yudurma yöntemi ile optimum seviyeye indirilmiştir. [9] sönümlü ana yapı için titreşimin ilk iki modunda eşit sönüm oranlarının optimum olmasını sağlayan ayar (tuning) ve rijitlik oranlarını seçerek TMD'nin optimum parametrelerini belirleme yöntemi önermiştir. İlk iki moddaki eşit sönüm oranlarının, hafif sönümlü ana yapı ile aşırı sönümlü TMD'nin sönüm oranlarının aritmetik ortalamasından daha büyük olduğu bulunmuştur. Farklı zemin uyarılarına maruz kalan TMD'li veya TMD'siz çeşitli tek ve çok serbestlik dereceli yapıların tepkileri sunulmuştur.

Sönümsüz birincil sistem ve histerezisli sönümlü birincil sistem varsayılarak [10] tarafından optimum ayar oranı ve sönümlenme katsayısı için cebirsel çözümlerin yanı sıra rezonans ve anti rezonans frekansları için cebirsel ifadeler elde edilmiştir. [11] sönümlü yapılar varsayımı altında H_{∞} optimizasyonu kullanarak optimum rijitlik ve sönümlenme oranı ifadelerini elde etmiştir. Çalışmada farklı zemin ve kuvvet uyarımları dikkate alınmıştır. [12] viskoz sönümlü SDOF birincil sisteme bağlı TMD sisteminin optimum kütle, sönüm oranları ve ayar parametresi için açık ifadeler türetmiştir. Hem dış kuvvet hem de taban ivmesini kapsayan bir parçacık sürü optimizasyonu (PSO) algoritması sunulmuştur. [13] tarafından kesme yapılarındaki viskoz sönümleyicilerin (VD) ve bir TMD'nin optimum sönümlenme katsayılarını bulmak için DE (Diferansiyel Evrim) yöntemi önerilmiştir. [14,15] titreşim sönümlenme sistemlerinin çeşitli uygulamalarını ve bu sistemlerin nasıl çalıştığını detaylı bir şekilde açıklamıştır. Çalışmalarda, aktif ayarlı kütle sönümleyici (ATMD) sistemleri, yapı kat tepkilerinde yer değiştirme ve ivme değerlerini önemli ölçüde düşürürken, pasif ayarlı kütle sönümleyicili

sistem daha az etkili bulunmuştur. Optimizasyon problemi içinde, TMD ve VD'lerin sönümlenme katsayıları tasarım değişkenleri olarak alınmıştır. [16] viskoelastik katmanlara sahip Pounding Tuned Massed Dampers (PTMD) ile geleneksel TMD'lerin performansını karşılaştırmıştır. Optimize edilmiş PTMD'lerin belirli durumlarda daha iyi titreşim sönümlenme kapasitesine sahip olduğu belirtilmiştir. [17] Sutong Köprüsü'ndeki uzun kablolar üzerinde viskoelastik ve viskoz sönümleyicilerin etkinliğini karşılaştırmıştır. Elde edilen sonuçlar, viskoelastik sönümleyicilerin tüm test modlarında etkili olduğunu, viskoz sönümleyicilerin ise yüksek frekanslı modlarda performans kaybettiğini göstermektedir. Ayrıca, sönümleyicilerin ağır trafik yükü altında köprü güvertesinin sapmalarından kaynaklanan sürekli döngüsel deformasyona maruz kaldığı ve bu durumun sönümleyici tasarımında göz önünde bulundurulması gerektiği vurgulanmıştır. [18] çalışmasında Standart Lineer Katı (SLS) model ile optimize edilen, yapıların üst kısımlarına monte edilen inertial amplifikatör viskoelastik ayarlı kütle sönümleyicileri (IAVTMD) ve bunların optimizasyon mekanizmalarını incelemiştir. Bu sönümleyicilerin, geleneksel sönümleyicilere kıyasla önemli ölçüde daha yüksek dinamik tepki azaltma kapasitesine sahip olduğu belirtilmiştir. [19] çalışmasında mekanik sönümleyicilerde viskoz malzeme kullanımına kıyasla viskoelastik malzemelerin avantajlarını ön plana çıkarmıştır. Viskoelastik davranışın artan modal sönümlenme sağladığını ve bu sayede V-TMD'lerin geniş bantlı rezonans sönümlenmesi için daha etkili olduğunu göstermiştir. [20,21] çalışmalarında aktif ve pasif sönümleyicili sistemler kıyaslamıştır. Çalışmanın sonunda, pasif sistemlerin yüksek frekanslı titreşimlerin kontrolünde ideal olan sağlamlık ve enerji verimliliği ile öne çıktığını, aktif sistemlerin ise düşük frekanslı titreşimlerde üstün uyarılma ve performans sağladığını belirtmiştir. [22] çalışmasında aktif ve pasif malzemelerin kombinasyonu olan hibrit sistemlerin avantajlarını vurgulamıştır. Hibrit sönümleyici ile geniş bir frekans aralığında titreşim tepkilerinin azaltılabileceğini göstermiştir. [23] pasif kütle sönümleyicileri aktif kontrol mekanizmaları ile entegre ederek 43 katlı bir binada kurulu hibrit kütle sönümleyicinin kuvvetli rüzgarlara ve orta şiddetteki depremlere karşı tepkileri etkili bir şekilde azalttığını göstermiştir. [24] zemin titreşimlerini azaltmak için çoklu viskoelastik ayarlı kütle sönümleyicilerin (V-TMD) etkinliğini bir sönümleyici ile test etmiştir.

Klasik Maxwell ve Kelvin-Voight modelleri, yay ve viskoz sönümleyicinin sırasıyla seri ve paralel olarak düzenlendiği en popüler dinamik titreşim sönümleyici (DVA) modelleridir. Son yıllarda, rüzgar veya deprem hareketlerine karşı önemli ölçüde azaltılmış yapısal tepki elde etmek amacıyla çeşitli tiplerde viskoelastik sönümlü DVA'lar büyük ilgi görmüştür. Viskoelastik ayarlı kütle sönümleyiciler (V-TMD) ile yapıların tasarımı ve parametrelerin optimizasyonu, önemli bir problemdir. V-TMD'lerin optimum tasarımı hakkında çok az araştırma yapılmıştır. [25] çalışmasında viskoelastik sönümlü bir TMD'nin optimum parametrelerini elde etmek için yarı analitik iteratif bir yaklaşım sunmuştur. Birincil yapı lineer ve sönümsüz olarak varsayılmıştır. Viskoelastik sönümlü bir TMD kullanarak, eşdeğer viskoz sönümlü bir TMD'ye kıyasla üstün titreşim emilimi sağlandığı gösterilmiştir. [26] üç elemanlı bir DVA'nın maksimum genlik büyütme faktörünü en aza indirmek için geliştirilmiş optimallik kriterleri yaklaşımı adı verilen sayısal bir yaklaşım geliştirmiştir. Önerilen yöntem, birincil sistemin sönümlenmesini ele alır. Tasarım problemi için eşzamanlı denklemler, sayısal hesaplama yazılımı kullanılarak çözülür. Çalışmada, üç elemanlı DVA'nın, kütlesi iki kat fazla olan geleneksel bir DVA'dan daha etkili olduğu gösterilmiştir. Üç elemanlı DVA'nın optimum parametreleri için kesin çözümler [27] tarafından elde edilmiştir. Optimize edilmiş üç elemanlı DVA tipinin, geleneksel Kelvin-Voigt tipi DVA'dan daha üstün olduğu gösterilmiştir. Üç elemanlı DVA tipi için optimum ayar ve sönümleme parametreleri elde edilmiştir. Üç elemanlı DVA tipi ile sönümlü ve sönümsüz birincil sistem için H_2 optimizasyon problemi [28] tarafından ele alınmıştır. Newton-Raphson yöntemi, sönümlü birincil sistemin çözümü için sayısal bir yaklaşım olarak kullanılmıştır. Üç elemanlı DVA tipinin geleneksel Voight tipine göre üstün olduğu kanıtlanmıştır. [29] çalışmasında sönümlü birincil sistem için üç elemanlı DVA'yı incelemiştir. Eşdeğer doğrusallaştırma yönteminin kriterleri kullanılmış ve sönümlü yapı, eşdeğer sönümsüz bir yapı ile değiştirilmiştir. DVA'nın parametrelerinin yaklaşık analitik çözümü, sönümsüz yapı sonuçlarından elde edilmiştir. [30] çalışmasında üç elemanlı katı model TMD'nin klasik TMD'den daha iyi performans gösterdiğini belirtmiştir. Üç elemanlı TMD için optimum ayar, sönümleme ve rijitlik oranı tasarım değişkenleri olarak seçilmiştir. Çözüm için simüle edilmiş bir işlem algoritması kullanılmıştır.

Bu çalışmada ana yapıya eklenmiş Zener tipi V-TMD'nin titreşim davranışı üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Zener modeli (standart lineer katı model ve/veya üç elemanlı model olarak da adlandırılır), gerçek viskoelastik malzeme tepkisini tahmin etmede Maxwell ve Kelvin-Voight modellerinden daha doğrudur. Standart Kelvin-Voight ve Maxwell modelleri, viskoelastik sönümlü cihazların reolojik davranışını açıklamak için yeterli değildir. Zener modeli, bir viskoz sönümleyici ve iki yayın birleşimidir. Bu çalışmanın amacı, Zener tipi V-TMD eklenmiş bir yapının dinamik analizini gerçekleştirmek ve AKS'li sistemin parametrelerine etki eden optimum değerlerini belirlemektir.

Kelvin-Voigt tipi TMD üzerine birçok çalışma yapılmış ve optimum ayar ve sönümlenme parametreleri için analitik ifadeler zaten elde edilmiştir. Ancak, viskoelastik Zener tipi TMD üzerine yapılmış çalışmalar kısıtlıdır.

Bu çalışmada V-TMD'nin optimum parametrelerinin analitik ifadeleri elde edilmiştir. Ayrıca, optimum sönümlenme ve rijitlik oranları için doğru ve hesaplanması basit ifadeler sunulmuştur. Maksimum dinamik büyütme faktörü (DAF) verimli bir şekilde minimize edilmiş ve birincil osilatörün sönümsüz olduğu durum için çözümler sunulmuştur. Önerilen yöntem, optimum parametreleri elde etmek için uygulanması gereken işlem adımlarını anlatmakla birlikte, okuyucuları yöntemin nasıl uygulanacağı konusunda bilgilendirmektedir.

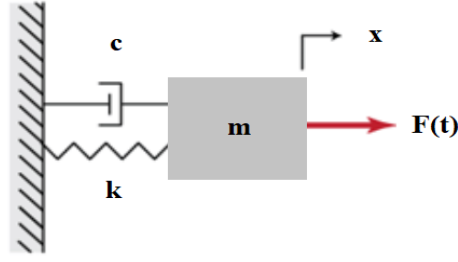
2 TEORİK TEMEL

Titreşim, cismin denge konumundan periyodik veya rastgele bir şekilde sapmasıdır. Bu bölümde ilk olarak titreşim türleri anlatılmış ve yönetici denklemlerin analitik çözümleri sunulmuştur. Bölüm 2.4'te viskoelastik malzeme modelleri tanıtılmış ve modellerin temel diferansiyel denklemleri sunulmuştur. Bölüm 2.5'te ayarlı kütle sönümleyicilerin çalışma prensibi anlatılmış ve Bölüm 2.8'de AKS tasarımında dikkate alınması gereken önemli parametrelerin sistem performansı üzerindeki etkileri tartışılmıştır.

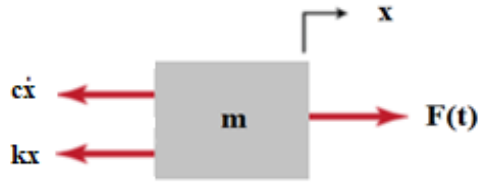
Titreşim türleri dört farklı sınıfa ayrılır:

- Sönümsüz Serbest Titreşim
- Sönümsüz Zorlanmış Titreşim
- Sönümlü Serbest Titreşim
- Sönümlü Zorlanmış Titreşim

Şekil 2.1'de gösterilen 'm' kütlesi, hem yay hem de sönüm kutusu ile bağlanmıştır. Yay üzerindeki dış kuvvetin sebep olduğu tepki, cismin denge konumundan olan yer değiştirmesiyle orantılı olarak artar. Aynı noktada, sönüm kutusu üzerindeki tepki ise kütle hızıyla artar. Yapıya etkiyen kuvvetler, Şekil 2.2'de sistemin serbest cisim diyagramı üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 2.1 Tek serbestlik dereceli sistem



Şekil 2.2 Serbest cisim diyagramı

Burada dış kuvvet $F(t)$ [N] zamanın bir fonksiyonu olup, k [N/m] yay sabitini ve c [Ns/m] ise sönüm katsayısını temsil etmektedir.

Yay ve sönüm elemanlarının tepkileri, sırasıyla deplasman ve deplasmanın zamana göre türevi ile olan hız ile doğru orantılıdır.

Deplasman, hız ve ivme arasındaki diferansiyel bağıntılar aşağıdaki gibi yazılır.

$$\frac{d\vec{x}}{dt} = \vec{v} \quad (2.1)$$

$$\frac{d\vec{v}}{dt} = \vec{a} \quad (2.2)$$

Şekil 2.2’de bulunan serbest cisim diyagramı ele alınarak sisteme ait hareket denklemini:

$$\sum \vec{F} = m\vec{a} \quad (2.3)$$

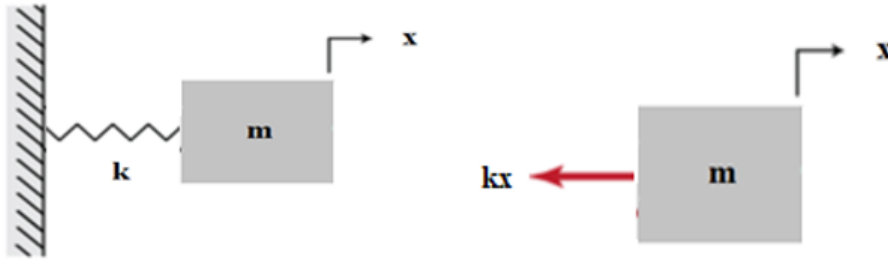
$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (2.4)$$

şeklinde yazılır.

Denklem (2.4)'te titreşim $F(t) \neq 0$ ise zorlanmış titreşim, $F(t)=0$ ise serbest titreşim hareketi olarak isimlendirilirken, Denklem (2.4)'te $c \neq 0$ olması durumunda ise sönümlü titreşim olarak isimlendirilir.

2.1 Sönümsüz Serbest Titreşim

Ana yapıya hiçbir dış kuvvetin etki etmediği durumda titreşim sönümsüz serbest titreşim adını alır. Bu durumda bir başlangıç kuvveti uygulanması halinde yay-kütle modeli sonsuza kadar titreşimini sürdürecektir. Şekil 2.3'te sönümsüz serbest titreşimin şematik gösterimi verilmiştir.



Şekil 2.3 Sönümsüz serbest titreşim

Sönümsüz serbest titreşim için hareket denklemi;

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (2.5)$$

şeklindedir. Denklem (2.5)'in her iki tarafını 'm' ye bölersek:

$$\ddot{x} + \frac{k}{m}x = 0 \quad (2.6)$$

elde edilir. Burada, $\omega_n(rad / sn) = \sqrt{\frac{k}{m}}$, sistemin doğal açısal frekansı olarak tanımlanır. Bu durumda, Denklem (2.6) sadeleşmiş haliyle;

$$\ddot{x} + \omega_n^2 x = 0 \quad (2.7)$$

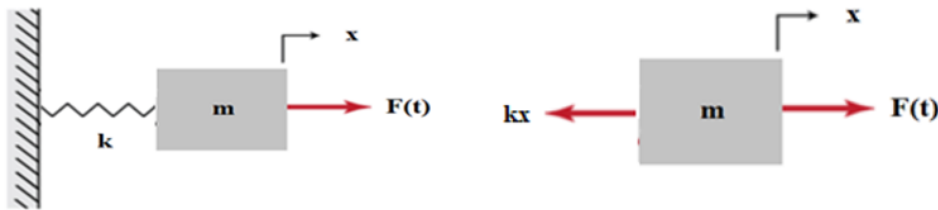
şeklinde ikinci dereceden lineer, sabit katsayılı bir diferansiyel denklem olarak yazılır. Denklem (2.7)'nin genel çözümü ise

$$x = A \cos(\omega_n t) + B \sin(\omega_n t) \quad (2.8)$$

şeklinindedir. Denklem (2.8)'de A ve B integral sabitleri olup, değerleri probleme ait başlangıç koşulları kullanılarak bulunur.

2.2 Sönümsüz Zorlanmış Titreşim

Sönümsüz titreşim türlerinden bir diğeri olan sönümsüz zorlanmış titreşimde sönüm kutusu bulunmaz ve titreşim dış yük etkisi ile oluşur. Şekil 2.4'te bu sistemin şematik gösterimi verilmiştir.



Şekil 2.4 Sönümsüz zorlanmış titreşim

Sönümsüz zorlanmış titreşime ait hareket denklemi

$$m\ddot{x} + kx = F(t) \quad (2.9)$$

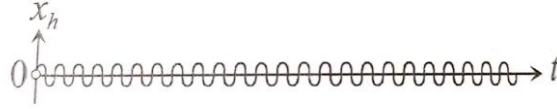
şeklinindedir. Bu diferansiyel denklemin genel çözümü (x_g) ise homojen (x_h) ve özel çözümün (x_o) toplamı olup homojen ve özel çözüm sırasıyla:

$$x_g = x_h + x_o \quad (2.10)$$

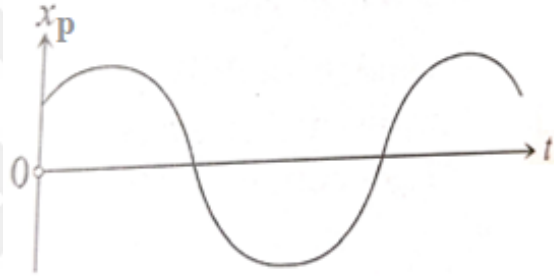
$$x_h = A \cos(\omega_n t) + B \sin(\omega_n t)$$

$$x_{\ddot{o}} = \kappa \cos(\omega_n t + \varphi)$$

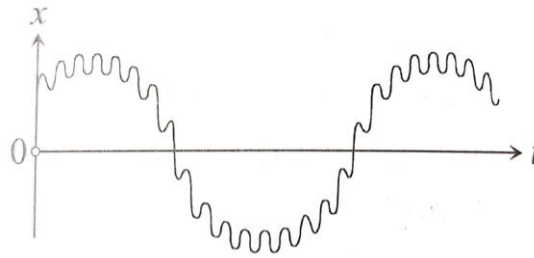
şeklinde verilir. Şekil (2.5-2.7)'de homojen, özel ve genel çözüme ait formlar sunulmuştur.



Şekil 2.5 Sönümsüz zorlanmış titreşim - Homojen çözüm



Şekil 2.6 Sönümsüz zorlanmış titreşim - Özel çözüm



Şekil 2.7 Sönümsüz zorlanmış titreşim - Genel çözüm

2.3 Analitik Çözüm

Sönümlü zorlanmış titreşim hareketinin hareket denklemi:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (2.11)$$

şeklinde yazılır. Denklem (2.11)'in genel çözümü homojen ve özel çözümün toplamı şeklindedir.

2.3.1 Homojen Çözüm:

Homojen çözümde eşitliğin sağ tarafı sıfır olur.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (2.12)$$

Bu diferansiyel denklemin çözümü;

$$x = e^{\lambda t} \quad (2.13)$$

$$\dot{x} = \lambda e^{\lambda t}$$

$$\ddot{x} = \lambda^2 e^{\lambda t}$$

şeklinde önerilir. Önerilen çözümün kendisi ve çeşitli mertebeden türevleri Denklem (2.12)'de yerine yerleştirilirse,

$$e^{\lambda t} (m\lambda^2 + c\lambda + k) = 0 \quad (2.14)$$

$$\frac{c^2}{4m^2} - \frac{k}{m} = 0$$

$$c_c = \sqrt{4mk} = 2\sqrt{mk} = 2m\omega_n$$

elde edilir. $e^{\lambda t}$ çözümü sıfır olamayacağı için eşitlik ancak $m\lambda^2 + c\lambda + k$ ifadesinin sıfır olması ile sağlanır. Bu durumda λ 'nın değerleri;

$$\lambda_{1,2} = \frac{-c \pm \sqrt{c^2 - 4mk}}{2m} = -\frac{c}{2m} \pm \sqrt{\frac{c^2}{4m^2} - \frac{k}{m}} \quad (2.15)$$

şeklinde elde edilir. Denklem (2.15)'te karekök içindeki ifadeyi sıfır yapan sönüm değeri kritik sönüm katsayısı c_c olup,

$$\frac{c_c^2}{4m^2} - \frac{k}{m} = 0 \quad (2.16)$$

$$c_c = \sqrt{4mk} = 2\sqrt{mk} = 2m\omega_n$$

c / c_c oranı ise sönüm oranı (ζ) olarak

$$\zeta = \frac{c}{c_c} \quad (2.17)$$

şeklinde tanımlanır. Farklı sönüm oranları için titreşim davranışı:

- $\zeta > 1$ veya $c > c_c$: **Kritik üstü sönümlü hareket.**

Bu sönüm tipinde salınım olmadan sistem denge noktasına ulaşır.

- $\zeta = 1$ veya $c = c_c$: **Kritik sönümlü hareket.**

Sistem en hızlı şekilde salınım olmadan denge konumuna ulaşır. Kritik üstü sönümden farkı, denge konumuna en hızlı şekilde ulaşmasıdır.

- $\zeta < 1$ veya $c < c_c$: **Kritik altı sönümlü hareket olarak tanımlanır.**

Sistem denge noktasına kademeli olarak azalan salınımlar ile ulaşır.

Mühendislik yapılarında analizler bu kabul çerçevesinde yapılmaktadır. Bu nedenle titreşim hareketinde çözüm kritik altı sönüm durumu için yapılmıştır. Buna göre

$$\zeta \omega_n = \frac{c}{2m} \quad (2.18)$$

$$\lambda_{1,2} = -\zeta \omega_n \pm \sqrt{\zeta^2 \omega_n^2 - \omega_n^2}$$

ifadeleri yazılır. C_1 ve C_2 keyfi sabitler olup çözüm aşağıdaki formda verilir.

$$x = C_1 e^{\lambda_1 t} + C_2 e^{\lambda_2 t} \quad (2.19)$$

Denklem (2.18)'deki $\lambda_{1,2}$ değerleri Denklem (2.19)'da yerine yazılarak;

$$x = e^{-\zeta \omega_n t} (C_1 e^{t \omega_n \sqrt{\zeta^2 - 1}} + C_2 e^{-t \omega_n \sqrt{\zeta^2 - 1}}) \quad (2.20)$$

elde edilir. Sönümlü titreşimin açılmal frekansı (ω_d) :

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{\zeta^2 - 1} \quad (2.21)$$

ile verilir. i karmaşık sayısı kullanılarak Denklem (2.21)

$$\sqrt{\zeta^2 - 1} = i\sqrt{1 - \zeta^2} \quad (2.22)$$

şeklinde revize edilirse, Denklem (2.20):

$$x = e^{-\zeta\omega_n t} (C_1 e^{i\omega_d t} + C_2 e^{-i\omega_d t}) \quad (2.23)$$

formunda elde edilir. Euler denklemini $e^{i\theta} = \cos(\theta) + i\sin(\theta)$ olmak üzere, Denklem (2.23)

$$x = e^{-\zeta\omega_n t} \{ (C_1 \cos(\omega_d t) + i\sin(\omega_d t) + C_2 \cos(\omega_d t) - i\sin(\omega_d t)) \} \quad (2.24)$$

şeklini alır. Denklem (2.24) sadeleşirse:

$$x = e^{-\zeta\omega_n t} \{ \cos(\omega_d t)(C_1 + C_2) + \sin(\omega_d t)(iC_1 - iC_2) \} \quad (2.25)$$

elde edilir. Burada, keyfi sabitleri

$$B_1 = C_1 + C_2$$

$$B_2 = iC_1 - iC_2$$

şeklinde yeniden isimlendirip, Denklem (2.11)'in homojen çözümü elde edilir.

$$x_h = B_1 e^{-\zeta\omega_n t} \cos(\omega_d t) + B_2 e^{-\zeta\omega_n t} \sin(\omega_d t) \quad (2.26)$$

Homojen çözüm, sönümleyicinin etkisiyle oluşan sürtünme kuvvetinden dolayı belirli bir zaman sonra kaybolacaktır.

2.3.2 Özel Çözüm

Sisteme etkiyen dış yük $F(t) = F_0 \sin(\Omega t)$ şeklinde olsun. Burada F_0 , dış yükün genliği olup, Ω dış yükün açısal frekansıdır.

Özel çözüm:

$$x_{\ddot{}} = A \sin(\Omega t) + B \cos(\Omega t) \quad (2.27)$$

formundadır. Bu çözüm fonksiyonunun zamana göre çeşitli mertebeden türevleri

$$\dot{x}_{\ddot{}} = A\Omega \cos(\Omega t) - B\Omega \sin(\Omega t) \quad (2.28)$$

$$\ddot{x}_{\ddot{}} = -A\Omega^2 \sin(\Omega t) - B\Omega^2 \cos(\Omega t)$$

şeklindedir. Bu durumda

$$F_0 \sin(\Omega t) = m\ddot{x}_{\ddot{}} + c\dot{x}_{\ddot{}} + kx_{\ddot{}} \quad (2.29)$$

$$(-Am\Omega^2 - cB\Omega + kA) \sin(\Omega t) + (-Bm\Omega^2 + cA\Omega + kB) \cos(\Omega t) = F_0 \sin(\Omega t)$$

elde edilir. Denklem (2.29) ile verilen eşitlik herhangi bir zaman için sağlanmalıdır. Bu durumda $\sin(\Omega t)$ ve $\cos(\Omega t)$ içeren ifadelerin katsayıları

$$-Am\Omega^2 - cB\Omega + kA = F_0 \quad (2.30)$$

$$-Bm\Omega^2 + cA\Omega + kB = 0$$

şeklinde verilir. Sonuç olarak,

$$A = \frac{F_0(k - m\Omega^2)}{(k - m\Omega^2)^2 + (\Omega c)^2} \quad (2.31)$$

$$B = \frac{-F_0\Omega c}{(k - m\Omega^2)^2 + (\Omega c)^2}$$

elde edilir. Bu durumda, hareket denkleminin genel çözümü

$$x(t) = B_1 e^{-\zeta\omega_n t} \cos(\omega_d t) + B_2 e^{-\zeta\omega_n t} \sin(\omega_d t) + A \sin(\Omega t) + B \cos(\Omega t) \quad (2.32)$$

şeklindedir. A ve B parametreleri, bilinenler cinsinden yazılabildiği için, bilinmeyen B_1 ve B_2 parametreleri problemin başlangıç koşullarından elde edilir.

Problemin başlangıç koşulları;

$$x(0) = 0$$

$$\dot{x}(0) = 0$$

şeklinde verilmiş olsun. Bu durumda B_1 ve B_2 parametreleri

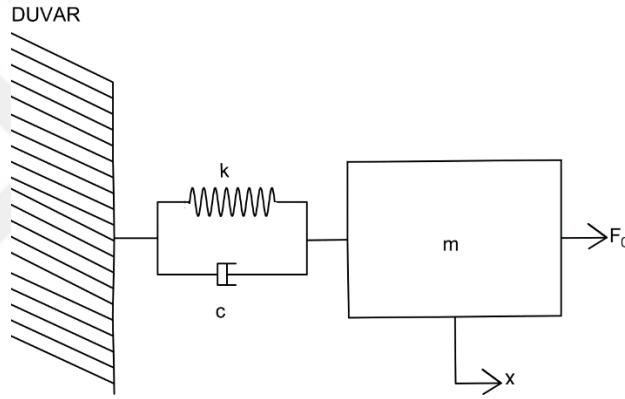
$$B_1 = x(0) - B \quad (2.33)$$

$$B_2 = \frac{\dot{x}(0) + [x(0) - B]\zeta\omega_n - A\Omega}{\omega_d}$$

şeklinde elde edilir. Bu parametreler ile sönümlü tek serbestlik dereceli sistemin zorlanmış titreşim davranışına ait çözüm elde edilmiş olur.

2.3.3 Sayısal Örnek

Şekil 2.8'de duvara sabitlenmiş yay sabiti $k = 20N/m$ ve sönüm katsayısı $c = 0.8Ns/m$ olan $m = 6kg$ ağırlığındaki bir blok görülmektedir.



Şekil 2.8 Viskoz sönümlü blok

Bloğa uygulanan dış yük $F_0(t) = 11\sin(5t)N$ ve problemin başlangıç koşulları, $x(0) = 1$ ve $\dot{x}(0) = 0$ şeklinde verilmiş olsun.

$$\text{Sistemin periyodu: } T = \frac{2\pi}{\omega} = 2\pi\sqrt{\frac{m}{k}} = 2\pi\sqrt{\frac{6}{20}} = \pi\sqrt{\frac{6}{5}}s$$

$$\text{Kritik sönüm: } c_c = \sqrt{4mk} = \sqrt{4 \times 6 \times 20} = 4\sqrt{30}Ns/m$$

$$\text{Sönüm Oranı: } \zeta = c/c_c = \frac{4/5}{4\sqrt{30}} = \frac{1}{5\sqrt{30}}$$

$$\text{Sistemin açısal frekansı: } \omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{20}{6}} = \sqrt{\frac{10}{3}}rad/s$$

Sönümlü titreşimin açısal frekansı:

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} = \sqrt{\frac{10}{3}} \sqrt{1 - \left(\frac{1}{5\sqrt{30}}\right)^2} = \frac{\sqrt{749}}{15} \text{ rad / s}$$

şeklindedir. Çözüme ait katsayılar ise

$$A = \frac{F_0(k - m\Omega^2)}{(k - m\Omega^2)^2 + (\Omega c)^2} = \frac{11(20 - 6 \times 5^2)}{(20 - 6 \times 5^2)^2 + (5 \times 4 / 5)^2} = -\frac{715}{8458}$$

$$B = \frac{-F_0 \Omega c}{(k - m\Omega^2)^2 + (\Omega c)^2} = \frac{-11 \times 5 \times 4 / 5}{(20 - 6 \times 5^2)^2 + (5 \times 4 / 5)^2} = -\frac{11}{4229}$$

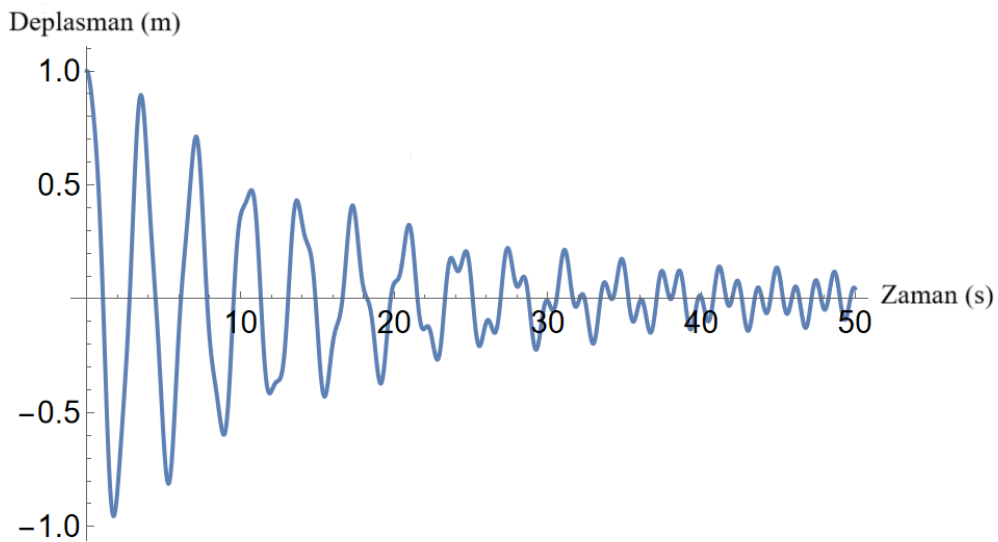
$$B_1 = x(0) - B = 1 - \left(-\frac{11}{4229}\right) = \frac{4240}{4229}$$

$$B_2 = \frac{\dot{x}(0) + [x(0) - B]\zeta\omega_n - A\Omega}{\omega_d} = \frac{0 + [1 - (-\frac{11}{4229})] \times \frac{1}{5\sqrt{30}} \times \sqrt{\frac{10}{3}} - (-\frac{715}{8458}) \times 5}{\frac{\sqrt{749}}{15}} = \frac{62105}{8458\sqrt{749}}$$

şeklinde elde edilir. Sonuç olarak, problemin çözümü

$$x(t) = \frac{4240}{4229} e^{-t/15} \cos\left(\frac{\sqrt{749}}{15} t\right) + \frac{62105}{8458\sqrt{749}} e^{-t/15} \sin\left(\frac{\sqrt{749}}{15} t\right) - \frac{715}{8458} \sin(5t) - \frac{11}{4229} \cos(5t)$$

şeklinde elde edilir. (Şekil 2.9)



Şekil 2.9 Bloğun deplasmanının zamana göre değişimi

2.4 Viskoelastisite Teorisi

Bu bölümde viskoelastik malzemelerin mekanik davranışları incelenmiş ve sıklıkla kullanılan viskoelastik malzeme modellerinin (Maxwell, Kelvin-Voigt, vb.) matematiksel ifadeleri ve bu modellerin AKS tasarımıdaki önemi ele alınmıştır.

2.4.1 Malzeme Modelleri

Bu bölümde, viskoelastik ayarlı kütle sönümleyicilerin (V-TMD) tasarımında sıklıkla kullanılan viskoelastik malzeme modelleri incelenmiştir. AKS'lerin malzeme özellikleri ve dinamik davranışları yapısal sistemlerdeki etkinliklerini belirleyen kritik faktörlerdir.

Viskoelastik malzemeler, hem elastik hem de viskoz davranışları bir arada sergileyebilen malzemelerdir. Zamanla değişen yükler altında hem katı hem de akışkan davranışları sergileyebilen bu malzemeler, akıllı sistemlerden biyomedikal uygulamalara kadar geniş bir kullanım alanına sahiptir.

Bu bölümde çeşitli viskoelastik malzeme modellerinin davranışları incelenmiş ve ayarlı kütle sönümleyici olarak kullanılması düşünülen viskoelastik malzeme modeli avantajları ile birlikte anlatılmıştır.

Viskoelastik malzeme modellerinden sıklıkla kullanılan Maxwell, Kelvin-Voigt, Burgers ve Standart Katı modelleri, sırasıyla ele alınmıştır. Bu modeller, viskoelastik malzemenin davranışını farklı özellikleriyle yansıtır. Her bir modelin matematiksel ifadeleri, avantajları ve dezavantajları ilerleyen başlıklarda sunulmuştur.

- **Maxwell Modeli**

Maxwell modeli, basit ve etkili bir şekilde viskoelastik malzemenin davranışını temsil eder. Elastik ve viskoz bileşenlerin Şekil 2.10'da görüldüğü gibi seri bağlanmasıyla oluşturulan bu model, viskoelastik malzemenin karmaşık davranışlarını basitleştirerek analiz etmeyi sağlar.



Şekil 2.10 Maxwell Modeli'nin şematik gösterimi

Şekil 2.10'da yay sabiti (E) ile temsil edilir. Bu bileşen, uygulanan kuvvetin malzeme üzerinde oluşturacağı elastik deformasyonun bir ölçüsüdür. Elastik bölgede, kuvvetin etkisi kaldırıldığında, malzeme orijinal şekline geri döner. Viskozite ise (η) ile tanımlanır. Bu bileşen, malzemenin deformasyon hızına bağlı olarak zamanla akışkanlık gösteren bir davranışı ifade eder. Bu sisteme uygulanan gerilme, sistemde birim deformasyon (ϵ) oluşturur. Bu deformasyon, Maxwell modelinde gösterilen ve birbirine seri olarak bağlanan sönüm kutusu ile elastik yaya ait deformasyon katkılarının toplamı olup,

$$\epsilon = \epsilon_1 + \epsilon_2 \quad (2.34)$$

şeklinde verilir. Burada ϵ_1 , elastik yaya ait birim deformasyonu temsil ederken, ϵ_2 ise sönüm kutusunun birim deformasyonunu temsil etmektedir.

Yay ve sönüm kutusu elemanlarında gözlenecek olan gerilmeler, elemanlar birbirine seri bağlı oldukları için

$$\sigma = \sigma_1 = \sigma_2 \quad (2.35)$$

şeklinde eşit olacaktır. Elastik durum için (yay sabiti, E) ve viskoz durum için (viskozite, η)

$$\frac{d\sigma}{dt} = E \frac{d\varepsilon_1}{dt}, \quad \sigma = \eta \frac{d\varepsilon_2}{dt} \quad (2.36)$$

şeklinde gerilme – şekil değiştirme ilişkileri yazılır.

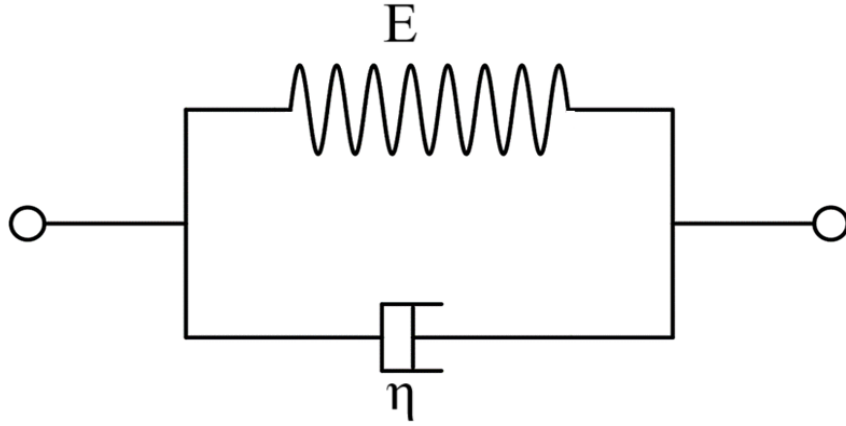
Bu durumda Maxwell modelinin diferansiyel denklemi

$$\sigma + \frac{\eta}{E} \dot{\sigma} = \eta \dot{\varepsilon} \quad (2.37)$$

şeklinde elde edilir. Denklem, uygulanan kuvvetin elastik ve viskoz etkilerini bir araya getirir. Bu sayede, model malzemenin zaman bağımlı davranışını doğru bir şekilde temsil eder. Sabit gerilme durumunda $\frac{d\sigma}{dt}$ terimi sıfır olduğundan deformasyonlar zamanla doğru orantılı bir şekilde artacaktır (sünme davranışı). Ancak bu durum pek çok polimerin sabit gerilme durumunda sergilediği davranış ile uyumlu değildir. Maxwell modeli, gevşeme (relaxation) davranışını daha iyi temsil eder.

- **Kelvin Voight Modeli**

Kelvin-Voigt modeli, viskoelastik malzemelerin mekanik davranışını tanımlamak için kullanılan diğer temel modeldir. Bu model, malzemenin hem elastik (yay gibi geri dönebilir) hem de viskoz (sönümleyici gibi akışkan) özelliklerini birleştiren bir sistem olarak kurgulanmıştır. Modelin temel yapısı, bir yayın (elastik eleman) ve bir sönümleyicinin (viskoz eleman) Maxwell modelinde görüldüğü gibi seri değil, paralel bir şekilde bağlanmasıyla oluşturulur.



Şekil 2.11 Kelvin Voight Modeli'nin şematik gösterimi

Şekil 2.11'de E ile gösterilen elastik bileşen, Hooke yasasına göre, uygulanan kuvvet ile doğru orantılı bir şekilde deformasyon üreten yay sabitini temsil etmektedir. Bu, malzemenin elastik davranışını ifade eder. Bu durumda, uygulanan kuvvet kaldırıldığında malzeme orijinal boyut ve şekline geri döner. Modelde bu iki bileşen paralel bağlı olduklarından deformasyonlar birbirine eşit olacaktır.

$$\varepsilon = \varepsilon_1 = \varepsilon_2 \quad (2.38)$$

Burada ε_1 , elastik yaya ait deformasyonu temsil eder. ε_2 ise sönüm kutusu elementinin deformasyonunu temsil etmektedir. Toplam gerilme ise iki bileşene ait gerilmenin toplamı olacaktır.

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 \quad (2.39)$$

σ_1 ve σ_2 sırasıyla elastik yay ve viskoz elemanın gerilmeleridir. Kelvin – Voight modeli'nin diferansiyel denklemi

$$\sigma = E\varepsilon + \eta\dot{\varepsilon} \quad (2.40)$$

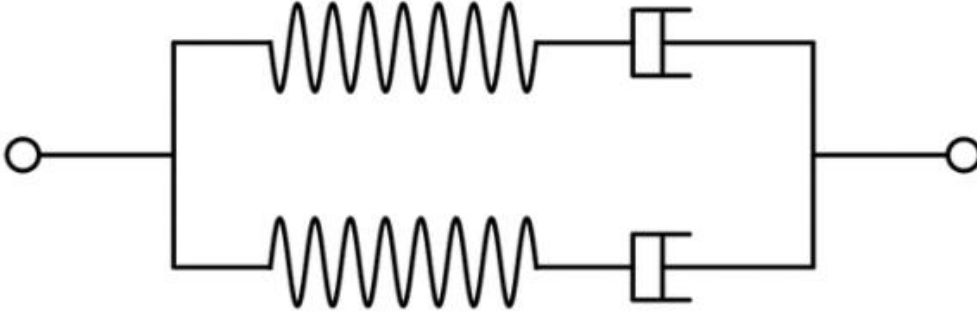
şeklinde elde edilir. η ile temsil edilen viskoz bileşen, malzemenin deformasyon hızına bağlı olarak direnç gösteren sönümlenme katsayısını temsil etmektedir. Malzeme yük altında yavaşça ve sürekli bir şekilde akar ve deformasyon gösterir.

Modelin avantajları arasında, basit matematiksel formülasyonu ve analitik çözümlerin kolayca elde edilebilmesi yer alır. Bu özellikler, mühendislik uygulamalarında ve malzeme biliminde modelin yaygın olarak kullanılmasını sağlar. Ayrıca, model, yüksek frekanslı dinamik yüklemeler altında malzemenin davranışını etkili bir şekilde öngörebilir.

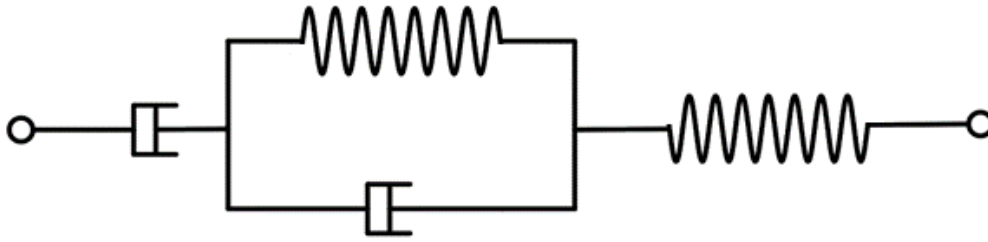
Bununla birlikte, Kelvin-Voigt modelinin bazı dezavantajları da vardır. Model, özellikle uzun süreli yüklemelerde veya çok yüksek viskoziteli malzemelerde gerçek malzeme davranışını tam olarak yansıtamaz. Bu nedenle, modelin uygulanabilirliği, malzemenin özelliklerine ve incelenen durumun özelliklerine bağlı olarak değişebilir. Malzemelerin gevşeme ve sünme davranışlarını modellemek için daha karmaşık modeller de kullanılmıştır.

- **Burger's Modeli**

Burger's modeli, viskoelastik malzemelerin mekanik davranışını tanımlayan daha gelişmiş bir modeldir. Bu model, Kelvin-Voigt ve Maxwell modellerinin birleşimi olarak düşünülebilir. Burger's modeli, viskoelastik malzemelerin davranışını modellemek için kullanılan iki temel modelden türetilmiştir. Burger's Maxwell Modeli, birbirine paralel bağlanmış iki Maxwell modeli ile temsil edilirken, Burger's Kelvin-Voigt modeli ise bir Maxwell modeline seri olarak bağlanmış bir Kelvin-Voigt modeli ile ifade edilir. Şekil 2.12 ve Şekil 2.13, Burger's modelinin Maxwell ve Kelvin-Voigt temsilleridir.



Şekil 2.12 Burger's - Maxwell



Şekil 2.13 Burger's – Kelvin-Voigt

Burger's modeli, geniş bir frekans aralığında ve uzun süreli deformasyonlarda malzemenin davranışını doğru bir şekilde temsil edebilmesiyle öne çıkar. Model, malzemenin sünme ve gevşeme gibi zamana bağlı davranışlarını etkili bir şekilde temsil edebilir. Ayrıca, modelin analitik çözümleri, malzeme bilimi ve mühendislik uygulamalarında önemli öngörüler sağlar.

Burger's modeli, özellikle çok yüksek veya çok düşük frekanslarda malzemenin davranışını tam olarak yansıtmayabilir. Ayrıca, modelin karmaşıklığı, bazı durumlarda analitik çözümlerin elde edilmesini zorlaştırabilir. Bu nedenle, Burger's modeli genellikle sayısal yöntemlerle çözülür.

Burger's modeli, biyolojik dokular, polimerler ve metalik camlar gibi malzemelerin viskoelastik davranışlarının incelenmesinde sıklıkla tercih edilir. Model, malzemenin hem anında elastik tepkisini hem de zamanla gelişen viskoz akışını dikkate alarak, malzeme davranışının daha kapsamlı incelenmesine olanak sağlar.

- **Üç Elemanlı Katı Model (SLS-Zener) Modeli**

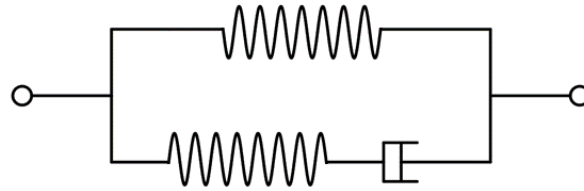
Bu çalışmada, AKS'nin mekanik davranışını incelemek ve optimize etmek amacıyla Üç Elemanlı Katı Modeli ele alınmıştır. Üç Elemanlı Katı Model viskoelastik malzemenin karmaşık davranışlarını tanımlamak için yaygın olarak kullanılan bir modeldir.

Elastik ve viskoz bileşenleri temsil etmek için yaylar ve sönümleyicilerin lineer bir kombinasyonunu kullanır. SLS modeli, Maxwell ve Kelvin-Voigt modellerinin aksine, hem sünme hem de gevşeme gibi iki önemli davranışı açıklayabilen bir modeldir.

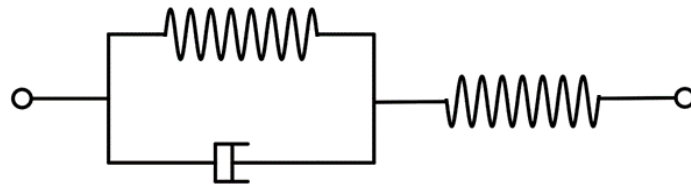
Geniş frekans aralığında ve uzun süreli deformasyonlarda malzemenin davranışını iyi şekilde temsil eder. Bu, TMD'nin frekansının ve sönümlenme oranının, yapının doğal frekansına uygun olarak ayarlanmasını sağlayarak, yapısal tepkilerin etkin bir şekilde azaltılmasına olanak tanır.

SLS modeli, Maxwell ve Kelvin-Voigt modellerinin her ikisinin de temsil edebildiği özellikleri içerir. Maxwell modeli, sünmeyi tanımlayamazken; Kelvin-Voigt modeli, gevşeme davranışını tam olarak tanımlayamaz. SLS modeli ise her iki davranışı da doğru şekilde tahmin edebilen en basit modeldir.

SLS modelinin Maxwell ve Kelvin-Voigt türleri Şekil 2.14 ve Şekil 2.15'te verilmiştir.



Şekil 2.14 SLS - Maxwell



Şekil 2.15 SLS – Kelvin – Voigt

2.5 Ayarlı Kütle Sönümleyicilerin Çalışma Prensibi

TMD'lerin çalışma prensipleri, yapısal sistemlerin rezonans frekanslarına uyumlu bir şekilde ayarlanan bir kütle, yay ve sönümleyici elemanların uygun bir kombinasyonunu içerir. Şekil 2.16'da aktif olarak kullanılan Taipei 101 gökdeleninin 87-91. Katları arasında konumlandırılmış ayarlı kütle sönümleyicisi görülmektedir.



Şekil 2.16 Taipei 101'de bulunan ayarlı kütle sönümleyici

AKS'ler, yapısal sistemlerde oluşan titreşim enerjisini azaltmak için enerji dağıtım mekanizmalarından yararlanır. Bu mekanizmalar genellikle, titreşim enerjisini termal enerjiye dönüştüren sönümleyici elemanlar aracılığıyla çalışır. Örneğin, bir AKS'nin kütle elemanı yapısal sistemin titreşimi ile rezonans yapar ve aradaki sönümleyici eleman, kinetik enerjiyi termal enerjiye çevirerek titreşimin genliğini sınırlar.

AKS'lerin yapısal sistemler üzerindeki etkisi, ek sönümleme sağlayarak tüm titreşim modlarında dinamik tepkiyi azaltmaktır. AKS'ler, yapısal sistemlerin davranış (yer değiştirme, ivme, vs) değerlerini azaltarak, dinamik yük etkisindeki yapıda meydana gelebilecek hasarı önlemeye yardımcı olur.

2.6 Sönümleme Mekanizmaları ve Etkinlikleri

Sönümleme mekanizmalarının analizi, titreşim kontrol sistemlerinden biri olan AKS'lerin optimum tasarım parametrelerinin belirlenmesinde hayati bir öneme sahiptir. Bu analiz, sönümleyicilerin enerji dağıtım kapasitelerini ve yapısal sistemlerin dinamik davranışlarını nasıl etkilediğini anlamak için gereklidir.

Sönümlenme, titreşim enerjisinin ısı enerjisine dönüştürülmesi ile titreşim genliklerinin azaltılması sürecidir. Bu süreç, yapısal sistemlerin titreşim tepkisini azaltarak, daha konforlu ve güvenli yapılar oluşturmak için önemli bir faktördür.

Sönümlenme mekanizmaları, yapı malzemelerindeki iç sürtünme, sıvı akışkanlar içindeki viskoz direnç ve yapı elemanları arasındaki sürtünme gibi çeşitli fiziksel olaylardan kaynaklanabilir. Bu mekanizmaların her biri, yapısal sistemlerin frekans tepkisini ve enerji dağıtımını farklı şekillerde etkiler. Örneğin, iç sürtünme mekanizması, malzemenin kendisindeki mikroskobik hareketler yoluyla enerjiyi dağıtırken; viskoz sönümlenme, sıvı içindeki hareketin yarattığı dirençle enerjiyi dağıtır.

- **Sönümlenme Mekanizmalarının Sistem Performansı Üzerindeki Etkileri:**

Sönümlenme mekanizmalarının etkinliği, yapısal sistemlerin titreşim kontrolünde oldukça önemlidir. Yüksek sönümlenme seviyeleri, düşük titreşim ve gürültü seviyelerine ulaşmak istenilen durum olup, düşük sönümlenme seviyeleri ise genellikle sensörler gibi hassas aletlerde tercih edilen bir durumdur. Sönümlenme, özellikle rezonans durumunda en belirgin hale gelir. Bu nedenle, sönümlenme, yapısal sistemlerin titreşim davranışını etkileyen önemli bir faktördür.

2.7 Matematiksel Modelleme ve Analitik Çözümler

AKS'ler, yapı sistemlerindeki titreşimleri etkili bir şekilde azaltmak amacıyla tasarlanmış pasif kontrol cihazlarıdır. AKS'lerin tasarımı ve performans analizi için matematiksel modelleme oldukça önemlidir.

AKS'lerin matematiksel modelleri, yapı sistemlerinin titreşim davranışını anlamak ve titreşim kontrol cihazlarının optimum parametrelerini belirlemek için kullanılır. Yapı sistemlerinin ve sönümleyicilerin fiziksel özellikleri temel alınarak modeller için yönetici diferansiyel denklemler elde edilir.

AKS'lerin analizi, yapı sistemlerinin davranışını ve sönümleyicilerin etkinliğini değerlendirmek için gereklidir. Analitik çözümler, AKS'lerin tasarımında ve parametre optimizasyonunda önemli bir rol oynar. Örneğin, bir AKS'nin optimum parametreleri, sistemin maksimum titreşim genliğini minimize edecek şekilde ayarlanabilir.

Bu bölümde, AKS'lerin matematiksel modellerinin nasıl oluşturulduğu, bu modellerin analitik çözümlerinin nasıl elde edildiği ve bu çözümlerin AKS'lerin tasarım ve performans analizinde nasıl kullanıldığı incelenecektir. Ayrıca, farklı sönümleme mekanizmalarının matematiksel modellere nasıl entegre edildiği ele alınacaktır.

2.8 Parametrelerin Etkilerinin İncelenmesi

AKS tasarımında etkin parametreler, sistem performansını etkileyen en önemli faktörlerdir. Bu bölümde, AKS'lerin tasarımında dikkate alınması gereken önemli parametreler ve bu parametrelerin sistem performansına olan etkileri tartışılmış ve bu parametrelerin ne şekilde ayarlanacağı konusunda bilgi verilmiştir.

2.8.1 Kütle Oranı (μ)

AKS'lerde kütle, sistemin dinamik davranışını etkiler. Daha büyük bir kütle, daha düşük rezonans frekansına sahip olacaktır. AKS kütlesi, yapısal sistemin doğal frekansına uygun olarak belirlenmelidir. Optimum AKS'ler etkili titreşim azaltımı sağlamak için kütle oranının yapıya uygun bir şekilde ayarlanmasını gerektirir. Daha yüksek kütle oranları, sönüm oranını da artıracığından daha iyi performans sağlar ancak bu da yapının kütlelerinin artışı ile sistem maliyetini artırır. Bu durumda olası depremde sistemin maruz kalacağı deprem yükü de artacaktır. Aynı zamanda eklenecek TMD'nin ağırlığının artırılması kolonların eksenel yük taşıma kapasitesini aşma riskini de beraberinde getirecektir. Bu konuda yapılan teorik çalışmalar AKS kütlelerinin, yerleştirildiği yapının kütlelerinin yaklaşık %5 – 10 kadarı olması gerektiğini göstermiştir.

2.8.2 Sönüm Oranı

Sönüm katsayısı, sönümleme mekanizmasının etkinliğini belirler. Daha yüksek bir sönüm katsayısı, titreşim enerjisinin daha hızlı dağılmasını sağlar. Sönüm katsayısı, sönümleyici elemanın tasarımı ve malzeme seçimi ile ilişkilidir. Optimum sönüm oranı, kütle oranının bir fonksiyonu olarak ifade edilir, dolayısıyla AKS kütlesi ile yapının kütlelerinin de belirlenmesi gereklidir. Sönüm oranı, sönüm katsayısının kritik sönüm değerine oranı olarak ifade edilmektedir.

[28] çalışmasında Kelvin-Voight ve SLS modelleri için H_2 optimizasyonu ile görel ve mutlak deplasmanın minimize edilmesi prensibiyle optimum sönüm oranlarını

$$Kelvin-Voight, mutlak = \sqrt{\frac{\mu(4+3\mu)}{8(1+\mu)(2+\mu)}} \quad (2.41)$$

$$Kelvin-Voight, görel = \sqrt{\frac{\mu(4-\mu)}{8(1+\mu)(2-\mu)}}$$

$$SLS, mutlak = \sqrt{\mu \left[(1+\mu) - \frac{3+2\mu}{2} \sqrt{\frac{\mu}{1+\mu}} \right]} \quad (2.42)$$

$$SLS, görel = \sqrt{\frac{\mu(2-\sqrt{\mu})}{2(1+\mu)(1-\sqrt{\mu})}}$$

Denklem (2.41) ve Denklem (2.42) ile kütle oranının fonksiyonu şeklinde verilmiştir.

Tablo 2.1’de kütle oranlarına göre elde edilen sönüm oranlarını sunulmuştur. Tablo 2.1’den anlaşılacağı üzere, sönüm oranları kütle oranları arttıkça, her iki yaklaşımda da artış göstermiştir.

Tablo 2.1 Sönüm oranları

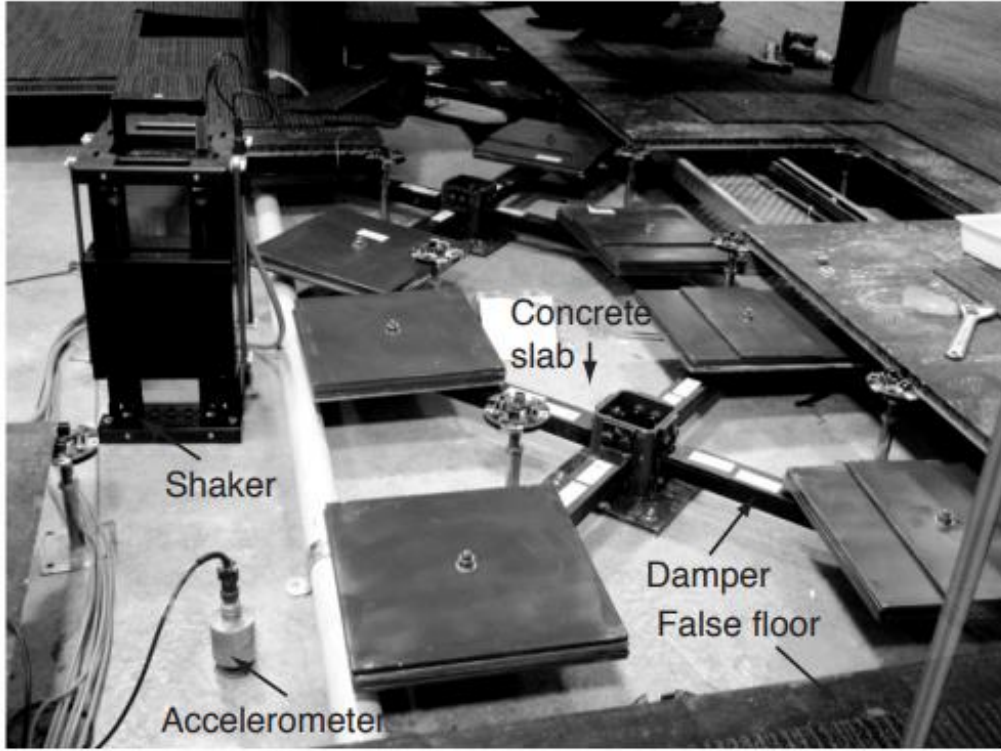
Kütle Oranı	Kelvin-Voight Model		Standart Katı Model	
	Mutlak Deplasman Min.	Görel Deplasman Min.	Mutlak Deplasman Min.	Görel Deplasman Min.
0.01	0.0498137	0.0927227	0.0498143	0.10223
0.02	0.0701871	0.127056	0.0701906	0.14568
0.03	0.0856467	0.151877	0.0856563	0.17938

0.04	0.0985376	0.171812	0.0985571	0.208013
0.05	0.109772	0.188648	0.109806	0.233402
0.06	0.119821	0.203301	0.119874	0.256486
0.07	0.128964	0.216311	0.129042	0.277828
0.08	0.137385	0.228031	0.137493	0.297794
0.09	0.145212	0.238706	0.145357	0.316642
0.10	0.15254	0.248512	0.152726	0.33456

2.8.3 Rijitlik Oranı (κ) ve Konum

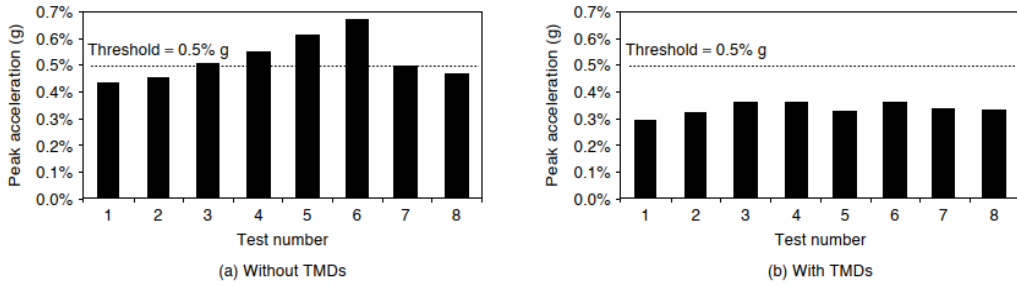
Yay sabiti, AKS'lerin elastik bileşenini temsil eder. Daha yüksek bir yay sabiti, daha rijit bir sistem oluşturur ve rezonans frekansını artırır. Yay sabiti, yay malzemesi ve geometrisi ile belirlenir.

AKS'lerin yerleştirildiği konum da sistem performansını etkiler. Stratejik bir konum seçimi, titreşim enerjisinin etkin bir şekilde azaltılmasını sağlar. Bu konuda [24] tarafından yapılan çalışmada, aşırı zemin titreşim seviyesini azaltmak için bir AKS sistemi geliştirilmiştir. Tek bir büyük sönümleyici yerine, nispeten küçük bir kütleye sahip on iki sönümleyicinin yerleştirilmesi ile tasarım yapılmıştır. Sönümleyici sistemi, 3 set halinde Şekil 2.17'deki gibi her bir sette 4 sönümleyici olacak şekilde toplam 12 kirişli sönümleyiciden oluşmaktadır.



Şekil 2.17 Ofis katına yerleştirilmiş bir sönümleyici [24]

Sönümleyicilerin performansı, yerçekimi ivmesinin %0,5'i eşik değer kabul edilerek yapılan titreşim testleri ile belirlenmiş ve sonuçlar Şekil 2.18'de sunulmuştur.

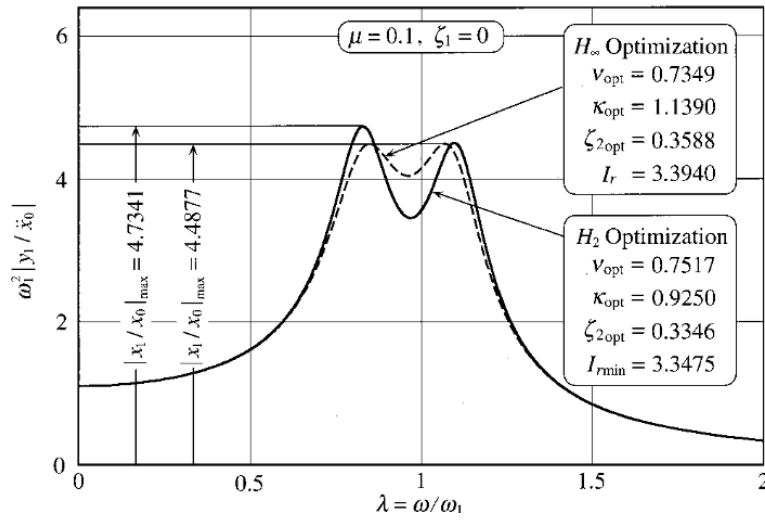


Şekil 2.18 Zeminin uygulanan yüke verdiği maksimum tepki [24]

Çalışmada sönümleyicinin doğru yerlerde monte edilmesi sonucunda kabul edilebilir eşik altına kalan tepkinin elde edildiği görülmektedir.

2.8.4 Parametrelerin Optimizasyonu

Parametre optimizasyonu AKS'lerin performansını artırmayı sağlar. Doğru matematiksel modelleme ve analitik çözümlerle bu durum gerçekleştirilir. AKS ile ilgili yapılan çalışmada [28] frekans - tepki eğrisinin altında kalan alanın karekökü H_2 normu olarak tanımlanmış ve H_2 optimizasyonu kullanılarak H_2 normu en aza indirgenip optimum parametre değerleri elde edilmiştir. İlgili çalışmada viskoelastik malzeme modelleri kullanarak oluşturulmuş AKS'lerin parametreleri %10 kütle oranı için, H_2 ve H_∞ optimizasyonları ile Şekil 2.19'da sunulmuştur.

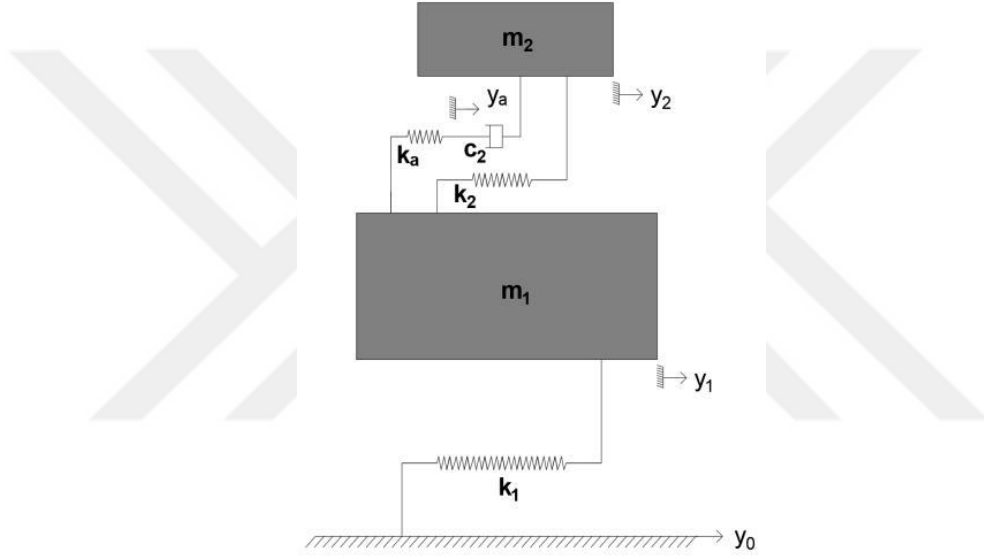


Şekil 2.19 H_2 ve H_∞ kriterlerine göre optimize edilmiş parametreler [28]

AKS'lerin tasarımında bu parametrelerin (sönüm, kütle, rijitlik oranları) dikkatli bir şekilde seçilmesi ve ayarlanması, yapısal sistemlerin titreşim kontrolünde başarılı sonuçlar elde etmek için önemlidir.

3.1 AKS'li Sistem Hareket Denklemlerinin Elde Edilmesi

Şekil 3.1, sönümsüz ve tek serbestlik dereceli ana yapıya bağlı bir Zener tipi AKS'yi göstermektedir. Zemin uyarısı (y_0) göz önünde bulundurularak, hareket denklemleri elde edilmiştir.



Şekil 3.1 Sönümsüz ana yapıya Zener tipi sönümleyicinin bağlanması

Ana yapının kütle ve rijitlik parametreleri sırasıyla m_1 ve k_1 'dir ve m_2 ise viskoelastik titreşim sönümleyicinin kütlesidir. Ana yapıya ait sönümleme hesaplamalarda dikkate alınmamıştır, çünkü bu sönümlemenin viskoelastik sönümleyiciden beklenen ek sönümlemeyi azaltmaya sebep olacağı düşünülmüştür.

Sistemin dinamik davranışı için hareket denklemleri

$$-y_2 k_2 - y_a k_a + y_1 (k_1 + k_2 + k_a) + m_1 \ddot{y}_1 = y_0 k_1 \quad (3.1)$$

$$m_2 \ddot{y}_2 + c_2 (\dot{y}_2 - \dot{y}_a) + k_2 (y_2 - y_1) = 0 \quad (3.2)$$

$$c_2 (\dot{y}_a - \dot{y}_2) + k_a (y_a - y_1) = 0 \quad (3.3)$$

şeklinde. Burada y_1 ve y_2 sırasıyla ana yapı ve viskoelastik titreşim sönümleyici kütlelerinin yer değiştirmeleridir. Sönüm kutusu bileşeninin viskozite katsayısı c_2 ile verilmiş olup, k_a ve k_2 ayarlı kütle sönümleyici modeldeki yay katsayılarıdır. Sistemde ayrıca ek bir iç serbestlik derecesi (y_a) tanımlanmıştır ve bu serbestlik k_a katsayılı yay ile birincil sisteme (ana yapıya) ve c_2 viskozite katsayısı ile AKS'ye bağlanmıştır.

y_a ve y_2 , Denklem (3.1) ve Denklem (3.3)'ün Fourier dönüşümünden elde edilir ve

$$y_a(\omega) = \frac{k_2 k_a y_1(\omega) - i\omega c_2 (k_1 y_0(\omega) - (k_1 + k_2 + k_a - \omega^2 m_1) y_1(\omega))}{k_2 k_a + i\omega c_2 (k_2 + k_a)} \quad (3.4)$$

$$y_2(\omega) = \frac{k_1 (-i\omega c_2 - k_a) y_0(\omega) + (k_a (k_1 + k_2 - \omega^2 m_1) + i\omega c_2 (k_1 + k_2 + k_a - \omega^2 m_1)) y_1(\omega)}{k_2 k_a + i\omega c_2 (k_2 + k_a)} \quad (3.5)$$

şeklinde verilir. Denklem (3.2)'nin Fourier dönüşümünü, Denklem (3.4-3.5)'te yerine yazarak, karmaşık sayılar cinsinden DAF (Dinamik Büyütme Faktörü) ifadesi

$$\beta(\omega) = \frac{k_1 (k_a (k_2 - \omega^2 m_2) - i\omega c_2 (-k_2 - k_a + \omega^2 m_2))}{-i(-ik_2 k_a + \omega c_2 (k_2 + k_a))(-k_1 + \omega^2 m_1) + \omega^2 (-k_a (k_1 + k_2 - \omega^2 m_1) - i\omega c_2 (k_1 + k_2 + k_a - \omega^2 m_1)) m_2} \quad (3.6)$$

şeklinde elde edilir. Burada ω açısal frekanstır. Denklem (3.6)'nın mutlak değeri alınarak

$$\beta(\omega) = \sqrt{\frac{k_1^2 (k_a^2 (k_2 - \omega^2 m_2)^2 + \omega^2 c_2^2 (k_2 + k_a - \omega^2 m_2)^2)}{k_a^2 (k_2 (-k_1 + \omega^2 m_1) + \omega^2 (k_1 + k_2 - \omega^2 m_1) m_2)^2 + \omega^2 c_2^2 ((k_2 + k_a) (-k_1 + \omega^2 m_1) + \omega^2 (k_1 + k_2 + k_a - \omega^2 m_1) m_2)^2}} \quad (3.7)$$

elde edilir. Çözümde aşağıdaki boyutsuz parametreler kullanılmıştır:

Frekansın karesel oranı: $\Omega = (\omega/\omega_1)^2$

Kütle oranı: $\mu = m_1 / m_2$

Sönüm oranı: $\xi = c_2 / (2m_2\omega_2)$

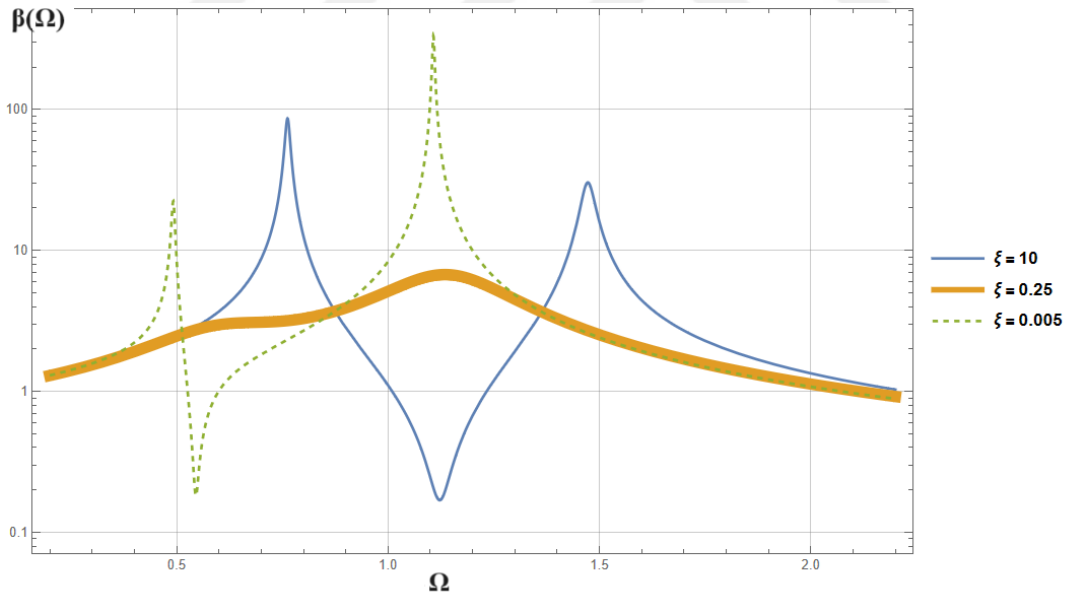
DAF boyutsuz parametreler kullanılarak

$$\beta(\Omega) = \sqrt{\frac{((-\mu\Omega k_1 + k_2)^2 k_a^2 + 4\mu\xi^2\Omega k_1 k_2 (-\mu\Omega k_1 + k_2 + k_a)^2)}{((\mu(-1+\Omega)\Omega k_1 - (-1+\Omega + \mu\Omega)k_2)^2 k_a^2 + 4\mu\xi^2\Omega k_1 k_2 (\mu(-1+\Omega)\Omega k_1 - (-1+\Omega + \mu\Omega)(k_2 + k_a))^2)}}} \quad (3.8)$$

formunda elde edilir.

3.2 Ayar Parametrelerinin Türetilmesi

DAF fonksiyonu, farklı sönüm oranları için Şekil 3.2'de çizilmiştir. Çözümde, kütle oranı 0.1, yay rijitlik değerleri $k_1=1$ N/m, $k_2=0.0545$ N/m ve $k_a=0.0578$ N/m olarak alınmıştır.



Şekil 3.2 Farklı sönüm oranları için DAF fonksiyonu

Şekil 3.2'de davranış genliği, üç noktada (her biri dolu bir daire ile temsil edilmiştir) sönüm oranından bağımsızdır. Klasik TMD'ler için bu sabit noktaların sayısı ikidir. Geleneksel TMD'lerin optimum parametre değerlerini elde etmek için klasik yöntemler bu sabit noktaları esas alır. Zener tipi TMD için Şekil 3.2'de

görüldüğü gibi üç sabit nokta vardır. Optimizasyon prosedürü aşağıdaki adımlarla özetlenmiştir:

Adım 1:

Üç sabit noktada eğrilerin kesiştiği noktalara göre yay rijitliği k_2 'nin optimum değeri belirlenir.

Adım 2:

Adım 1'de hesaplanan k_2 değerine göre k_a yay rijitliği için optimum değer belirlenir.

Adım 3:

Merkezi sabit noktaya göre en simetrik DAF fonksiyonunu veren sönüm oranı için optimum değer belirlenir.

3.3 Optimum k_2 Rijitliğinin Belirlenmesi

Üç sabit noktayı belirlemek için DAF'nin aynı değerlere sahip karesel frekansları araştırılmıştır. $\xi = 0$ ve $\xi = +\infty$ için DAF aşağıdaki denklemleri vermektedir:

$$\beta(\Omega_{\xi_0}) = \sqrt{\frac{(-\mu\Omega k_1 + k_2)^2}{(\mu(-1+\Omega)\Omega k_1 - (-1+\Omega + \mu\Omega)k_2)^2}} \quad (3.9)$$

$$\beta(\Omega_{\xi_\infty}) = \sqrt{\frac{(-\mu\Omega k_1 + k_2 + k_a)^2}{(\mu(-1+\Omega)\Omega k_1 - (-1+\Omega + \mu\Omega)(k_2 + k_a))^2}} \quad (3.10)$$

Sabit noktalar, DAF fonksiyonunda aynı yükseklikte olacak şekilde yerleştirilir ve aşağıdaki ilişki ile ifade edilir:

$$\beta(\Omega_{l,c,r}) = \sqrt{\frac{1+\mu}{\mu}} \quad (3.11)$$

Denklem (3.9) ve Denklem (3.11) kullanılarak optimum k_2 rijitlik parametresi aşağıdaki şekilde elde edilir:

$$k_2 = \frac{\mu(1+\mu - \sqrt{\mu(1+\mu)})k_1}{(1+\mu)^2} \quad (3.12)$$

3.4 Optimum k_a Rijitliğinin Belirlenmesi

Optimum k_a rijitlik değeri, Denklem (3.12)'den elde edilen k_2 rijitlik değerinin Denklem (3.10)'da yerine yazılıp Denklem (3.11)'e eşitlenmesiyle elde edilir. Sonuç olarak, k_a rijitliği için aşağıdaki ifade elde edilmektedir:

$$k_a = \frac{2(\mu(1+\mu))^{3/2} k_1}{(1+\mu)^3} \quad (3.13)$$

3.5 Optimum Rijitlik oranı (κ)'nın Belirlenmesi

Yayların rijitlik oranı (k_2 / k_a) olarak tanımlanmıştır. Farklı kütle oranları için optimum rijitlik oranları Tablo 3.1'de sunulmuştur. Tablo 3.1'de, V-TMD'nin optimum rijitlik oranının yapıdaki kütle oranının artışıyla arttığı görülmektedir.

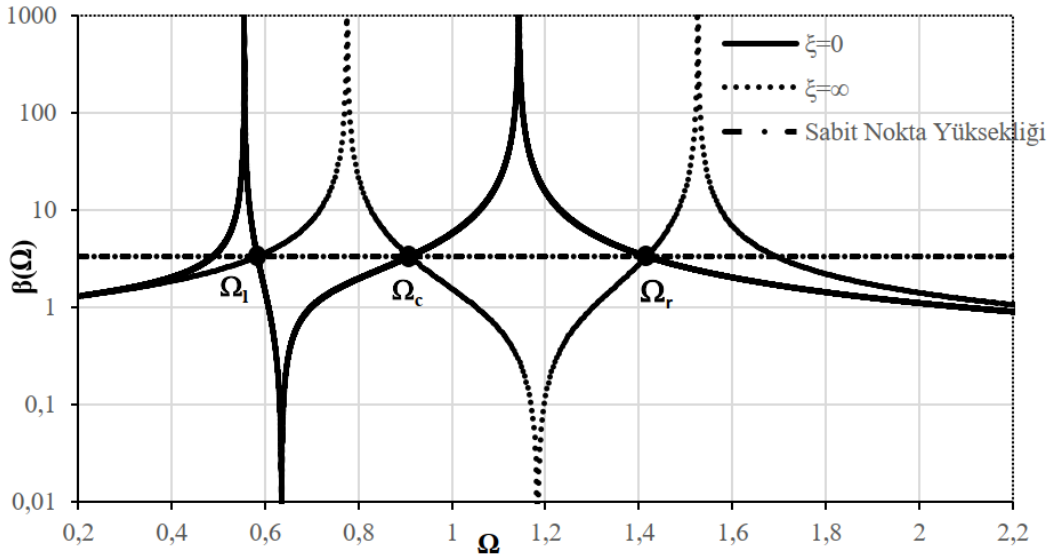
Tablo 3.1 Farklı kütle oranları için optimum rijitlik oranları

Kütle Oranı (μ)	Rijitlik Oranı (κ)
0.01	0.221
0.02	0.326
0.03	0.412
0.04	0.488
0.05	0.558

Tablo 3.1 Farklı kütle oranları için optimum rijitlik oranları (devamı)

Kütle Oranı (μ)	Rijitlik Oranı (κ)
0.10	0.863
0.15	1.131
0.20	1.379
0.25	1.618
0.30	1.849

Optimum k_2 ve k_a rijitlik değerlerini kullanarak ilgili DAF fonksiyonu, %10 kütle oranı için Şekil 3.3'te çizilmiştir.



Şekil 3.3 10% kütle oranı için $\beta(\xi=0)$ ve $\beta(\xi=\infty)$ fonksiyonu

Şekil 3.3, sabit noktaların (Ω_l , Ω_c ve Ω_r) değerlerinin:

$$(\Omega_l=0.5834, \Omega_c=0.9090, \Omega_r=1.4166)$$

Denklem (3.14)'ü sağladığını göstermektedir.

%10 kütle oranı için sol, merkez ve sağ sabit noktaların karesel frekanslarının kapalı form çözümleri aşağıdaki gibidir:

$$\Omega_{r,l} = 1 \pm \frac{\mu(2+\mu)}{\sqrt{\mu(1+\mu)^2(2+\mu)}} \quad (3.14)$$

$$\Omega_c = \frac{1}{1+\mu}$$

Boyutsuz parametre kullanılarak, üç sabit noktanın frekansları Tablo 3.2’de $\mu = 0.10$, $\omega_1 = 1$ değerleri için sunulmuştur. Tablo 3.2 incelendiğinde mevcut yaklaşımın sonuçları ile referans çalışmalardaki sonuçlar, üç sabit noktanın frekans değerleri için iki ondalık basamak hassasiyetine kadar uyumludur.

Tablo 3.2 Sol, merkez ve sağ sabit noktalara ait frekansların karşılaştırılması

Frekans	Mevcut Çalışma	Referans Çalışma [25]	Referans Çalışma [26]
ω_{sol}	0.764	~ 0.76	~ 0.76
ω_{mer}	0.953	~ 0.95	~ 0.95
$\omega_{sağ}$	1.190	~ 1.19	~ 1.18

3.6 Optimum Sönüm Oranının Belirlenmesi

Optimum sönüm oranı (ξ)’nin belirlenmesi DAF fonksiyonunun merkezi sabit noktaya göre simetrisi ve doğrudan sönümlenme oranı etkisiyle ilgilidir. Merkezi sabit noktaya göre en iyi simetri, sönümlenme oranı için optimum değere karşılık gelir. Bu simetriyi kontrol etmenin bir yolu, DAF fonksiyonu eğrisinin sol ve sağ sabit noktalarındaki eğimleri birbirinin zıttı yapmaktır.

Optimum sönümlenme oranının açık bir ifadesini elde etmek için aşağıdaki yöntem önerilmektedir: Merkezi sabit noktanın karesel frekansı $1/(1+\mu)$ olarak hesaplanmıştır, bu nedenle herhangi bir kütle oranı için bu değer 1’den küçük olacaktır. $1/(1+\mu)$ ’nün karekökü de 1’den küçük bir değer alacaktır. Optimum

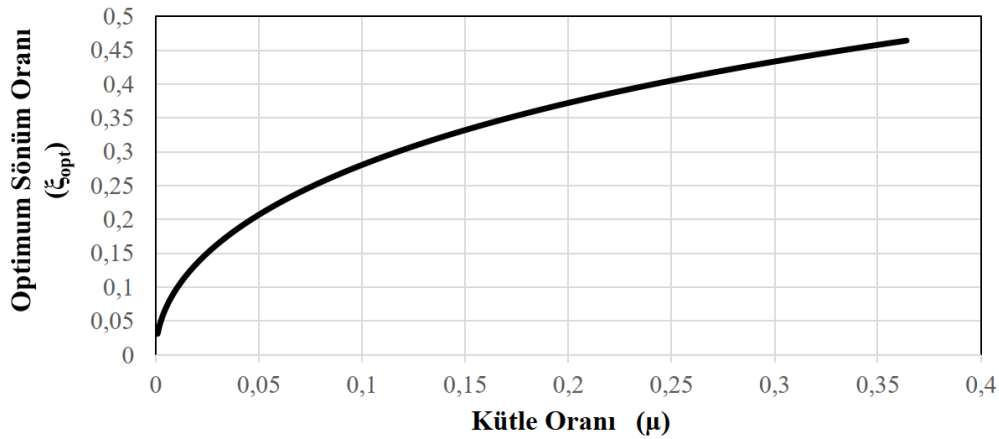
sönümleme oranını elde etmek için, $1/(1+\mu)$ 'nin karekökü, DAF fonksiyonu eğrisindeki üç sabit noktanın yükseklik değerlerine eşit olmalı ve Denklem (3.15) ile verilen ifadeyi sağlamalıdır.

$$\beta(\Omega_\xi) = \beta(\Omega_{l,c,r}) = \beta\left(\frac{1}{1+\mu}\right) = \sqrt{\frac{1+\mu}{\mu}} \quad (3.15)$$

Burada, Ω_ξ optimum sönümleme oranını hesaplamak için kullanılacak karesel frekanstır. Böylece, DAF fonksiyon eğrisinin simetrisi tam olarak sağlanmış olur. Farklı kütle oranları için optimum sönümleme oranının açık ifadesi şu şekilde elde edilmiştir:

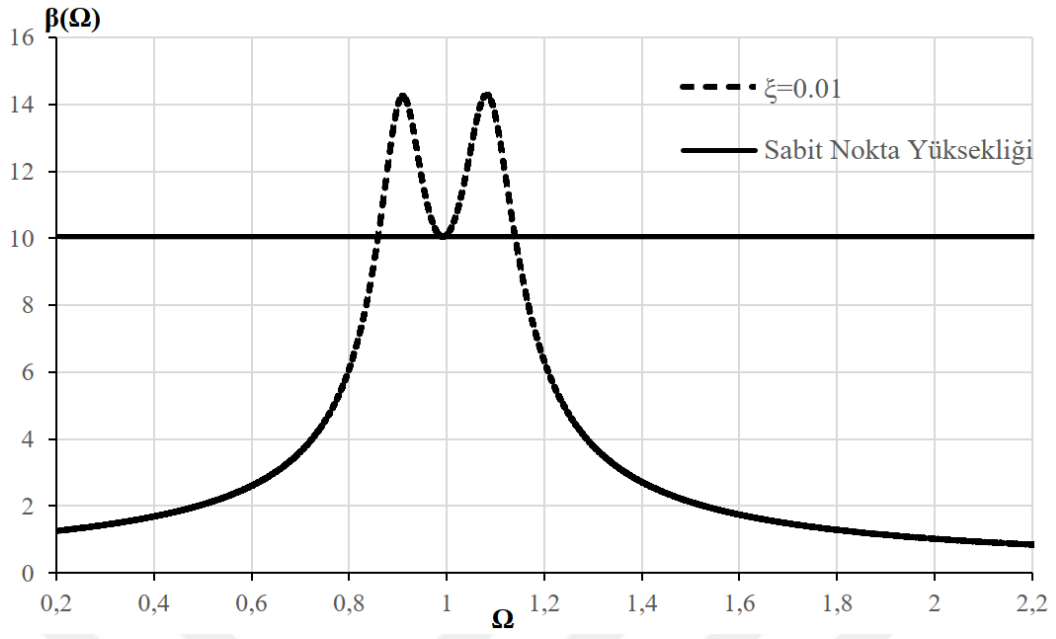
$$\xi_{opt} = \sqrt{\frac{\mu(16+20\mu-3\mu\sqrt{1/(1+\mu)}-12\sqrt{\mu(1+\mu)}+\sqrt{\mu(4+5\mu)})}{16+31\mu+16\mu^2}} \quad (3.16)$$

Ayrıca farklı kütle oranları için optimum sönümleme oranındaki değişiklik Şekil 3.4'te gösterilmiştir. Beklendiği gibi, V-TMD'nin optimum sönümleme oranı, yapının kütle oranındaki artışla birlikte artmaktadır.

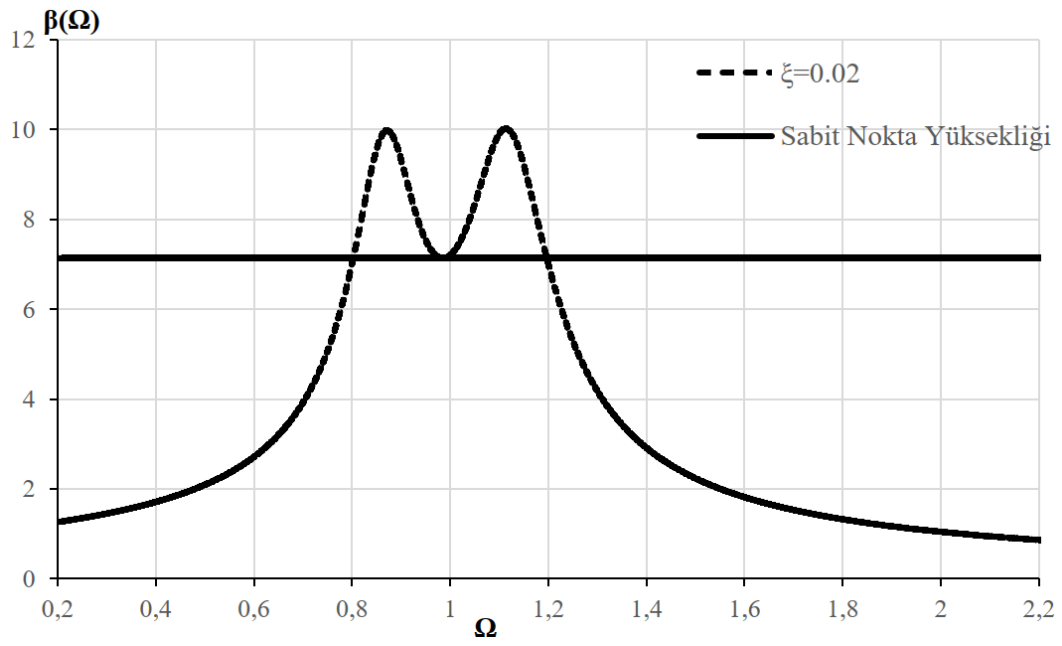


Şekil 3.4 Optimum sönüm oranları

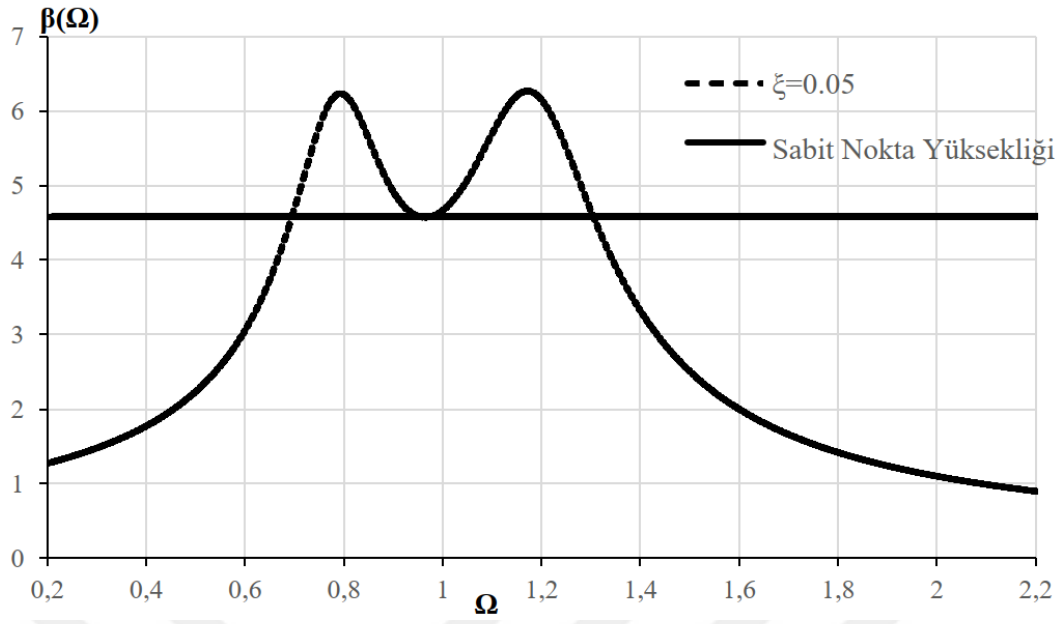
Optimum değerler kullanılarak, DAF fonksiyonu eğrisi Şekil 3.5 (a-f)'de farklı kütle oranları için çizilmiştir. Belirgin bir şekilde, kütle oranındaki artış maksimum DAF değerlerinde bir azalmaya neden olmaktadır. Şekil 3.5 (a-f)'de, sürekli çizgi sabit noktaların yükseklik değerlerine karşılık gelmektedir. Ayrıca, araştırmak istediğimiz simetri, nispeten büyük kütle oranları için de önerilen algoritma ile elde edilmiştir.



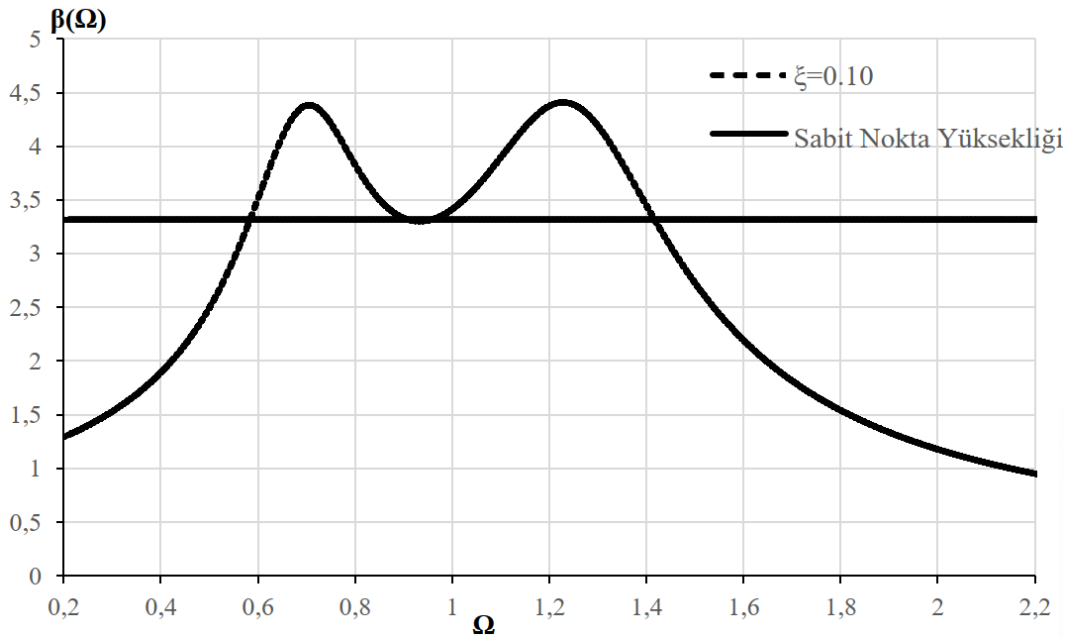
(a)



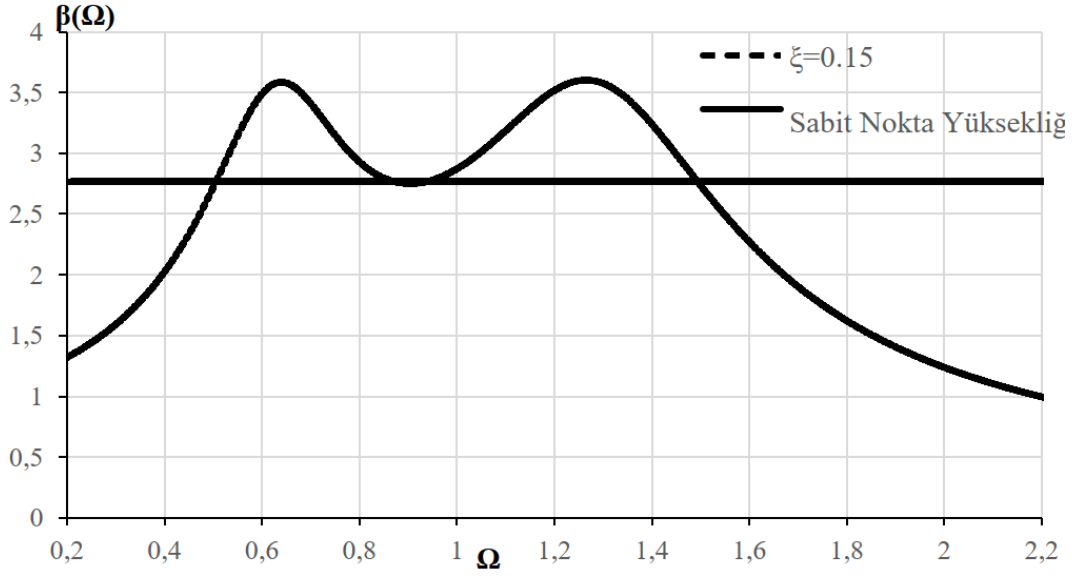
(b)



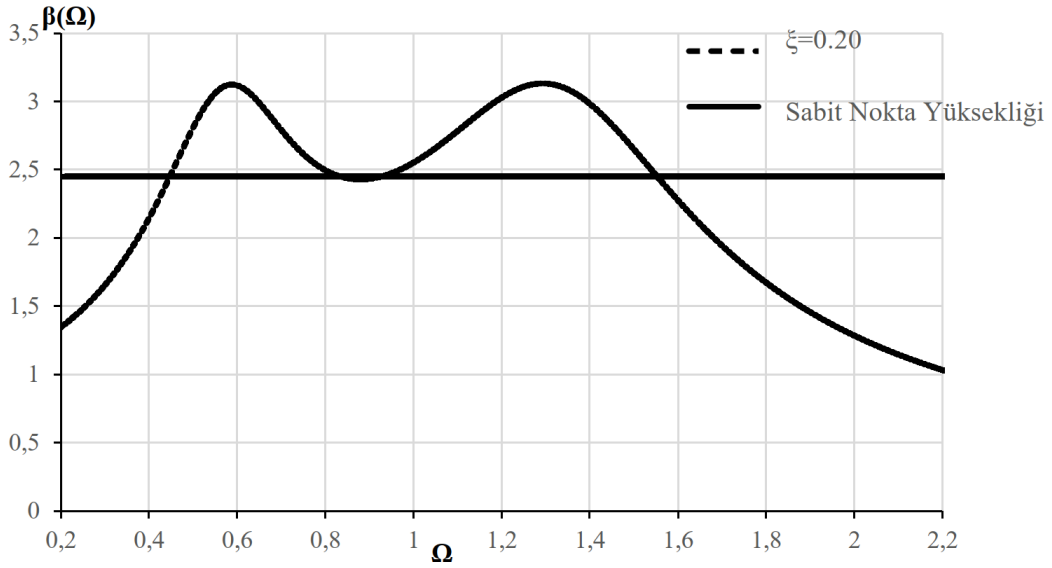
(c)



(d)



(e)



(f)

Şekil 3.5 Farklı kütle oranları için DAF fonksiyonu (a) $\mu = 0.01$, (b) $\mu = 0.02$,
(c) $\mu = 0.05$, (d) $\mu = 0.10$, (e) $\mu = 0.15$ ve (f) $\mu = 0.20$

Önerilen yöntemin verimliliğini göstermek için, V-TMD'nin sonuçları literatürde mevcut olan sonuçlarla birlikte Tablo 3.3'te sunulmuştur. Ayrıca, klasik AKS ve V-TMD'nin performansı arasında bir karşılaştırma yapmak için klasik AKS'nin sonuçları da Tablo 3.3'te mevcuttur.

Tablo 3.3 Farklı kütle oranları için maksimum DAF

Kütle Oranı	Klasik AKS Referans Çalışma [3]	V-TMD Referans Çalışma [26]	V-TMD Mevcut Çalışma
0.01	14.18	13.78	14.29
0.02	10.05	9.67	10.02
0.05	6.40	6.05	6.27
0.10	4.58	4.27	4.42
0.20	3.32	3.04	3.16

Beklendiği gibi, V-TMD'nin maksimum DAF değerlerini azaltmadaki etkinliğinin klasik AKS'den daha iyi olduğu görülmektedir. Tablo 3.3'te farklı kütle oranları için elde edilen maksimum dinamik büyütme faktörleri, bu çalışmanın sonuçlarının literatürdeki mevcut sonuçlarla uyumlu olduğunu göstermektedir. [26] numaralı çalışmanın sonuçlarıyla karşılaştırıldığında, en yüksek hata oranı yaklaşık %4'tür ($\mu=0.20$ iken). Bu hata kabul edilebilir bir seviyededir ve büyük kütle oranları için DAF fonksiyonundaki simetrisinin bozulması kaçınılmazdır.

Bu tezde elde edilen sonuçlar, V-TMD'nin yapıların istenmeyen titreşimlerini azaltmak için etkili bir pasif kontrol cihazı olduğunu göstermektedir. Bu tez çalışması, V-TMD'nin tasarımı ve analizi için yararlı bilgiler sunmaktadır [31]. Bu çalışmada kullanılan yöntem, çeşitli yüklemeler altında oluşacak titreşimin sönümlemesi ve farklı ayarlı kütle sönümleyici modelleri için de uygulanabilir. Bu konuda gelecekte yapılacak çalışmalar, AKS'nin performansını daha da artırmak ve daha geniş uygulama alanlarına yaymak için faydalı olacaktır. Bu çalışmada, klasik AKS'nin alternatifi olan viskoelastik AKS'nin özellikleri tartışılmıştır. Viskoelastik ayarlı kütle sönümleyici olarak, SLS (Zener) modeli kullanılmıştır. Bu çalışmada incelenen bazı temel noktalar şunlardır:

- Sabit nokta yöntemi, V-TMD'nin optimal parametrelerini elde etmek için geliştirilmiştir.
- Zener tipi AKS, iki sabit noktalı geleneksel AKS'nin aksine üç sabit noktaya sahiptir.
- İki rijitlik parametresinin (k_1 ve k_2) optimal değerleri, üç sabit noktadaki DAF yüksekliği göz önünde bulundurularak belirlenmiştir.
- Optimal sönümleme oranı ifadesi, DAF fonksiyonunun merkezi sabit noktaya göre simetrisi dikkate alınarak geliştirilmiştir.
- Farklı kütle oranlarına göre optimal rijitlik parametreleri ve sönümleme oranındaki değişim, şekiller ve tablolar ile sunulmuştur. Bu çalışmanın sonuçları, literatürde var olan sonuçlarla uyum içindedir.
- Çalışma kapsamında elde edilen ifadeler, pratik kullanım için yeterince doğrudur.
- V-TMD'nin optimum sönümleme oranı, beklenildiği gibi, yapının kütle oranındaki artışla birlikte artar. Aynı şekilde, V-TMD'nin optimum rijitlik oranı, yapının kütle oranındaki artışla birlikte artar.

- [1] H. Frahm, Device for Damping Vibrations of Bodies. US Patent No. 989, 958, 1911.
- [2] J. Ormondroyd ve J. P. Den Hartog, "The Theory of Dynamic Vibration Absorber," *Journal of Applied Mechanics*, vol.50, pp. 9-22, 1928.
- [3] J. P. Den Hartog, *Mechanical Vibrations*. New York. McGraw-Hill, 1956.
- [4] S.V. Bakre and R. S. Jangid, "Optimum Parameters of Tuned Mass Damper for Damped Main System," *Structural Control Health Monitoring*, vol. 14, no. 3, pp. 448-470, 2007.
- [5] G. B. Warburton, "Optimum Absorber Parameters for Minimizing Vibration Response," *Earthquake Engineering Structural Dynamics*, vol. 9, no. 3, pp. 251-262, 1981.
- [6] G. B. Warburton, "Optimum Absorber Parameters for Various Combinations of Response and Excitation Parameters," *Earthquake Engineering Structural Dynamics*, vol.10, no. 3, pp. 381-401, 1982.
- [7] H.-C. Tsai and G.-C. Lin, "Optimum tuned-mass dampers for minimizing steady-state response of support-excited and damped systems," *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, vol. 22, no. 11, pp. 957–973, Nov. 1993, doi: <https://doi.org/10.1002/eqe.4290221104>.
- [8] H-C. Tsai and G-C. Lin, "Explicit Formulae for Optimum Absorber Parameters for Force-Excited and Viscously Damped System," *Journal of Sound and Vibration*, vol.176, no. 5, pp. 585-596, 1994.
- [9] F. Sadek, B. Mohraz, A. W. Taylor, and R. M. Chung, "A Method of Estimating the Parameters of Tuned Mass Dampers for Seismic Applications," *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, vol. 26, no. 6, pp. 617–635, Jun. 1997
- [10] O. Nishihara and T. Asami, "Closed-Form Solutions to the Exact Optimizations of Dynamic Vibration Absorbers (Minimizations of the Maximum Amplitude Magnification Factors)," *Journal of Vibration and Acoustics*, vol. 124, no. 4, pp. 576–582, Sep. 2002, doi: <https://doi.org/10.1115/1.1500335>.
- [11] J. Štěpánek and J. Máca, "Optimization Of Tuned Mass Dampers Attached to Damped Structures - Minimization Of Maximum Displacement and Acceleration," *Acta Polytechnica CTU Proceedings*, vol. 30, pp. 98–103, Apr. 2021, doi: <https://doi.org/10.14311/app.2021.30.0098>.
- [12] A. Y. T. Leung and H. Zhang, "Particle swarm optimization of tuned mass dampers," *Engineering Structures*, vol. 31, no. 3, pp. 715–728, Mar. 2009, doi: <https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2008.11.017>.
- [13] H. Cetin, E. Aydin, and B. Ozturk, "Optimal damper allocation in shear buildings with tuned mass dampers and viscous dampers," *International*

Journal of Earthquake and Impact Engineering, vol. 2, no. 2, p. 89, 2017, doi: <https://doi.org/10.1504/ijeie.2017.089038>.

- [14] S. Isić, S. Mehremić, I. Karabegović, and E. Husak, “Systems for Passive and Active Vibration Damping,” *Lecture notes in networks and systems*, pp. 96–104, Apr. 2019, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-030-18072-0_10.
- [15] M. Bati and Kemal Beyen, “8 Katlı Yapının Dinamik Yükler Altında Titreşim Kontrolü,” *Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, vol. 3, no. 1, pp. 65–76, Jun. 2020.
- [16] Xue, Q., Zhang, J., He, J., Zhang, C., & Zou, G. (2017). Seismic control performance for Pounding Tuned Massed Damper based on viscoelastic pounding force analytical method. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2017.08.035>
- [17] Chen, L., Sun, L., Xu, Y., Di, F., Xu, Y., & Wang, L. (2020). A comparative study of multi-mode cable vibration control using viscous and viscoelastic dampers through field tests on the Sutong Bridge. <https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2020.111226>
- [18] S. Chowdhury, A. Banerjee, and S. Adhikari, “The optimum enhanced viscoelastic tuned mass dampers: Exact closed-form expressions,” *Journal of Vibration and Control*, no. 5-6, pp. 1080-1102 Apr. 2023, doi: <https://doi.org/10.1177/10775463231156240>.
- [19] C. A. M. Verbaan, G. W. M. Peters, and M. Steinbuch, “The advantage of linear viscoelastic material behavior in passive damper design-with application in broad-banded resonance dampers for industrial high-precision motion stages,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 386, pp. 242–250, Jan. 2017, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2016.05.031>.
- [20] R. Herzog, “Active Versus Passive Vibration Absorbers,” *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 116, no. 3, pp. 367–371, Sep. 1994, doi: <https://doi.org/10.1115/1.2899231>.
- [21] D. Mayer and S. Herold, “Passive, Adaptive, Active Vibration Control, and Integrated Approaches,” *InTech eBooks*, Dec. 2017, doi: <https://doi.org/10.5772/intechopen.71838>.
- [22] J. D. Kemp and R. L. Clark, “Optimal hybrid active/passive vibration control design,” *Proceedings of SPIE, the International Society for Optical Engineering/Proceedings of SPIE*, Jul. 2002, doi: <https://doi.org/10.1117/12.475240>.
- [23] K. Shiba, S. Mase, Y. Yabe, and K. Tamura, “Active/passive vibration control systems for tall buildings,” *Smart Materials and Structures*, vol. 7, no. 5, pp. 588–598, Oct. 1998, doi: <https://doi.org/10.1088/0964-1726/7/5/003>.
- [24] T. H. Nguyen, I. Saidi, E. F. Gad, J. L. Wilson, and N. Haritos, “Performance of Distributed Multiple Viscoelastic Tuned Mass Dampers for Floor Vibration Applications,” *Advances in Structural Engineering*, vol. 15, no. 3, pp. 547–562, Mar. 2012, doi: <https://doi.org/10.1260/1369-4332.15.3.547>.
- [25] A. Batou and S. Adhikari, “Optimal parameters of viscoelastic tuned-mass dampers,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 445, pp. 17–28, Apr. 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2019.01.010>.

- [26] O. Nishihara, "Exact Optimization of a Three-Element Dynamic Vibration Absorber: Minimization of the Maximum Amplitude Magnification Factor" *Journal of Vibration and Acoustics*, vol. 141, no. 1, p.011001, 2019.
- [27] T. Asami and O. Nishihara, "Analytical and Experimental Evaluation of an Air Damped Dynamic Vibration Absorber: Design Optimizations of the Three Element Type Model," *Journal of Vibration and Acoustics*, vol.121, no. 3, pp. 334-342,1999.
- [28] T. Asami and O. Nishihara, "H2 Optimization of the Three-Element Type Dynamic Vibration Absorbers," *Journal of Vibration and Acoustics*, vol. 124, no. 4, pp.583-592, 2002.
- [29] N. D. Anh, N. X. Nguyen, and L. T. Hoa, "Design of three-element dynamic vibration absorber for damped linear structures," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 332, no. 19, pp. 4482–4495, Sep. 2013, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2013.03.032>.
- [30] O. Araz, "Optimization of Three-Element Tuned Mass Damper for Single Degree of Freedom Structures under Ground Acceleration," *El-Cezerî Journal of Science and Engineering*, vol. 8, no. 3, pp.1264-1271, 2021.

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Makaleler

1. M. A. Kösen and G. Tekin, “Explicit formulas for optimum parameters of viscoelastic-type tuned mass dampers,” Bitlis Eren Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi, vol. 13, no. 1, pp. 346–357, Mar. 2024, doi: 10.17798/bitlisfen.1412550.

