

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DOĞRUSAL ENERJİ TUTUCULARIN SÜREKLİ REJİM CEVAPLARININ
BENZETİMLERİ VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Özgür PALAZ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Dinamiği, Titreşimi ve Akustiği Programı

EYLÜL 2015

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DOĞRUSAL ENERJİ TUTUCULARIN SÜREKLİ REJİM CEVAPLARININ
BENZETİMLERİ VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Özgür PALAZ
(503111408)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Dinamiği, Titreşimi ve Akustiği Programı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. İlker Murat KOÇ

EYLÜL 2015

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503111408 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Özgür PALAZ, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “DOĞRUSAL ENERJİ TUTUCULARIN SÜREKLİ REJİM CEVAPLARININ BENZETİMLERİ VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Doç. Dr. İlker Murat KOÇ**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Doç. Dr. Ayhan KURAL**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Bilsay SÜMER
Hacettepe Üniversitesi

Teslim Tarihi : **16 Eylül 2015**
Savunma Tarihi : **16 Ekim 2015**

Aileme,

ÖNSÖZ

Tez çalışmam boyunca bana yol gösteren ve tecrübelerini paylaşan tez danışmanım İTÜ Makina Fakültesi öğretim üyesi Doç. Dr. İlker Murat KOÇ'a sonsuz teşekkürü bir borç bilirim. Yüksek lisans tez çalışmalarım süresince gerek gösterdikleri anlayış, gerekse teknik desteklerinden dolayı başta çalışma arkadaşlarım Ender KOÇ, Didem BAYKAL ve Burak ERDAL olmak üzere, tüm Bias Mühendislik Ltd. Şti. ailesine teşekkürlerimi sunarım.

Eylül 2015

Özgür Palaz
(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOLLER	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
ŞEKİL LİSTESİ.....	xvii
ÖZET.....	xxi
SUMMARY	xxiii
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	2
1.2 Literatür Araştırması	2
1.3 Yöntem ve Aşamalar	7
2. SAYISAL MODELLEME ÇALIŞMALARI.....	9
2.1 Problemin Tanımı.....	9
2.2 Sonlu Elemanlar Ortamındaki Benzetim Modelleri.....	12
2.2.1 Modelin geometrik ve mekanik özellikleri	14
2.2.2 Modelde tanımlanan sınır koşulları.....	15
2.3 Ana Yapının Modal Analizi	16
2.4 DTS ve DET Osilatör Frekanslarının Belirlenmesi	16
2.4.1 Dinamik titreşim sönümleyicinin doğal frekansının belirlenmesi	17
2.4.2 Doğrusal enerji tutucu setlerinin doğal frekanslarının belirlenmesi	19
2.5 Zamana Bağlı Modal Analiz Parametreleri.....	21
2.6 Yapıların Darbe Tahriği Altında Geçici Rejim Cevapları	24
2.6.1 Ana yapının ilk modu için geçici rejim cevapları	25
2.6.1.1 Optimal DET yapılar da enerji geri dönüş karakteristikleri.....	28
2.6.1.2 Doğrusal DET yapılar da enerji geri dönüş karakteristikleri	31
2.6.1.3 Osilatörlere göre enerji aktarım mekanizmasının değişimi	33
2.6.2 Darbe tahriği altında sistem cevaplarının değerlendirilmesi.....	40
2.7 Yapıların Harmonik Tahrik Altında Sürekli Rejim Cevapları	41
2.7.1 0.1 Hz tahrik altında yapıların sürekli rejim cevapları.....	43
2.7.2 8.122 Hz tahrik altında yapıların sürekli rejim cevapları.....	44
2.7.3 9 Hz tahrik altında yapıların sürekli rejim cevapları.....	46
2.7.4 20 Hz tahrik altında yapıların sürekli rejim cevapları.....	48
2.7.5 Harmonik tahrik altında DTS ve DET'in performans karşılaştırmaları ...	49
2.7.6 Harmonik tahrik altında DET bağlı yapıda görülen vuru karakteri	50
2.8 Yapıların Rassal Tahrik Altında Sürekli Rejim Cevapları	52
2.8.1 0-4 Hz arası rassal tahrik altında yapıların sürekli rejim cevapları.....	52
2.8.2 0-20 Hz arası rassal tahrik altında yapıların sürekli rejim cevapları.....	54
2.8.3 20-40 Hz arası rassal tahrik altında yapıların sürekli rejim cevapları.....	56
2.8.4 Rassal tahrik altında DTS ve DET'in performans karşılaştırmaları	58

3. DENEYSEL ÇALIŞMALAR	59
3.1 Giriş	59
3.1.1 Deney düzeneğinde kullanılan malzeme ve bileşenlerin özellikleri	61
3.1.2 Doğrusal enerji tutucu girişlerin tasarlanması.....	62
3.1.3 Modal cevaplarından elde edilen sönüm ve yükseltme oranları	63
3.2 Darbe Tahriği Altında Doğrusal Enerji Tutucuların Deneysel Cevabı	65
3.3 Harmonik Tahrik Altında Doğrusal Enerji Tutucuların Deneysel Cevabı	67
3.4 Rassal Tahrik Altında Doğrusal Enerji Tutucuların Deneysel Cevabı.....	72
4. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	77
4.1 Sonlu Elemanlar Benzetimleri.....	77
4.2 Deneysel Çalışmalar	78
4.3 Doğrusal Enerji Tutucuların Olası Bazı Uygulama Alanları	79
4.4 Gelecekteki Çalışma Başlıkları	79
KAYNAKLAR.....	81
ÖZGEÇMİŞ	85

KISALTMALAR

DET	: Doğrusal Enerji Tutucu
DOET	: Doğrusal Olmayan Enerji Tutucu
DTS	: Dinamik Titreşim Sönümleyici
FFT	: Hızlı Fourier Dönüşümü

SEMBOLLER

t^*	: Enerji Geri Dönüş Süresi
$\Delta\omega$	: Osilatörler Arasındaki Frekans Farkı
δ_{st}	: Statik Yerdeğişimi
ζ	: Sönüm Oranı
ω	: Radyal Harmonik Tahrik Frekansı
ω_n	: Radyal Doğal Frekans
f_n	: Doğal Frekans
τ_{vuru}	: Vuru Periyodu

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Ana yapı ve ek osilatörlere tanımlanan malzeme özellikleri	14
Çizelge 2.2 : 0-4 Hz tahrik için yapıların ortalama karekök genlikleri.	52
Çizelge 2.3 : 0-20 Hz tahrik için yapıların ortalama karekök genlikleri.	54
Çizelge 2.4 : 20-40 Hz tahrik için yapıların ortalama karekök genlikleri.	56
Çizelge 3.1 : Deney düzeneğinde kullanılan malzeme özellikleri.....	61
Çizelge 3.2 : Kullanılan modal sarsıcının özellikleri.....	61
Çizelge 3.3 : Kullanılan sensörlerin teknik özellikleri.	61
Çizelge 3.4 : Elde edilen ortalama karekök ivmeleri ve sönüm oranları.....	71
Çizelge 3.5 : Elde edilen ortalama karekök ivmeleri ve sönüm oranları.....	75

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Ana yapı ve ona bağlı doğrusal osilatörlerin şematik gösterimi.	6
Şekil 2.1 : Harmonik tahrik altındaki sönümsüz bir DTS modeli.	9
Şekil 2.2 : Sistemin frekans cevabında DTS'nin etkisi.	10
Şekil 2.3 : Sönüm eklenmiş DTS'nin sistem frekans cevabına etkisi.	12
Şekil 2.4 : Ana yapı girişin sonlu elemanlar modeli, izometrik görünüm.	12
Şekil 2.5 : Ana yapı olarak girişin sonlu elemanlar modeli, soldan görünüm.	13
Şekil 2.6 : DTS ve DET olarak kullanılan giriş yapı, izometrik görünüm.	13
Şekil 2.7 : DTS ve DET olarak kullanılan giriş yapı, soldan görünüm.	14
Şekil 2.8 : Osilatör elemanlara tanımlanan giriş kesiti.	14
Şekil 2.9 : Ana yapı girişin kütlesin tarafına tanımlanan ankastre sınır koşulu.	15
Şekil 2.10 : Tüm elemanların yanal hareketlerinin kısıtlandığı sınır koşulu.	15
Şekil 2.11 : Ana yapının 8.830 Hz değerindeki ilk doğal frekansı.	16
Şekil 2.12 : Ana yapının 38.833 Hz değerindeki ikinci doğal frekansı.	16
Şekil 2.13 : Serbest ucuna noktasal kütle eklenmiş ankastre giriş.	17
Şekil 2.14 : DTS girişin ilk modu.	18
Şekil 2.15 : DTS eklenmiş ana yapının modeli.	18
Şekil 2.16 : Ana yapı ve ona bağlı doğrusal enerji tutucu osilatörler.	19
Şekil 2.17 : Doğrusal dağılıma sahip DET seti.	20
Şekil 2.18 : Optimal dağılıma sahip DET seti.	20
Şekil 2.19 : Doğrusal enerji tutucu seti bağlanmış olan ana yapı modeli.	21
Şekil 2.20 : Analizde tanımlanan özdeğer çıkartma parametreleri.	22
Şekil 2.21 : Analizde tanımlanan örnekleme ve zaman aralığı parametreleri.	23
Şekil 2.22 : Kalıntı mod vektörlerinin etkisinin kaldırılması.	23
Şekil 2.23 : Sistemlere tahriğin verildiği ve cevapların alındığı noktalar.	24
Şekil 2.24 : FFT analizi parametreleri.	24
Şekil 2.25 : Darbe tahriği altında ana yapıların genlik cevapları.	25
Şekil 2.26 : Darbe tahriğinden hemen sonraki genlik cevapları.	26
Şekil 2.27 : Darbe tahriği altında ana yapılarıdaki genlik frekans spektrumları.	27
Şekil 2.28 : Darbe tahriği altında ana yapılarıdaki enerji değişimi.	27
Şekil 2.29 : Numaralandırılmış osilatör setleri.	28
Şekil 2.30 : Optimal dağılımlı DET osilatörlerin doğal frekansları arasındaki fark.	29
Şekil 2.31 : Set numarasına göre enerji geri dönüş süreleri.	29
Şekil 2.32 : Belirgin bazı enerji geri dönüş zamanları ve ilgili osilatör bölgeleri.	30
Şekil 2.33 : Doğrusal dağılımlı DET yapıdaki enerji geri dönüşleri.	31
Şekil 2.34 : 20. saniyede başlayan ilk geri dönüş hareketi.	32
Şekil 2.35 : 40. saniyede başlayan ikinci geri dönüş hareketi.	32
Şekil 2.36 : 160. saniyede başlayan sekizinci geri dönüş hareketi.	32
Şekil 2.37 : Oluşan enerji geri dönüş tepelerinin zamana bağlı kayma miktarları.	33
Şekil 2.38 : Doğrusal dağılımda, her bir osilatörün genlik zarfı yüzey grafiği.	34
Şekil 2.39 : Her bir osilatörün genlik zarfı yüzey grafiği, üstten görünüm.	34

Şekil 2.40 : Her bir osilatörün genlik zarfı yüzey grafiği, 1. geri dönüş.	35
Şekil 2.41 : Her bir osilatörün genlik zarfı yüzey grafiği, 2. geri dönüş.	35
Şekil 2.42 : Her bir osilatörün genlik zarfı yüzey grafiği, 3. geri dönüş.	36
Şekil 2.43 : Her bir osilatörün genlik zarfı yüzey grafiği, 4. geri dönüş.	36
Şekil 2.44 : Optimal dağılımda, her bir osilatörün genlik zarfı yüzey grafiği.	37
Şekil 2.45 : Her bir osilatörün genlik zarfı yüzey grafiği, üstten görünüm.	38
Şekil 2.46 : Her bir osilatörün genlik zarfı yüzey grafiği, $t=0-35$	38
Şekil 2.47 : Her bir osilatörün genlik zarfı yüzey grafiği, $t=35-75$	39
Şekil 2.48 : Her bir osilatörün genlik zarfı yüzey grafiği, $t=65-100$	39
Şekil 2.49 : Sabit enerji girişi için uygulanan kuvvet genliği.	41
Şekil 2.50 : Harmonik tahrik frekanslarının yapıların FFT'leri üzerinde gösterimi.	42
Şekil 2.51 : 0.1 Hz tahrik altında yapıların genlik ve frekans spektrum grafikleri.	43
Şekil 2.52 : 0.1 Hz tahrik altında yapıların enerji değişimleri.	44
Şekil 2.53 : 8.122 Hz tahrikte yapıların genlik ve frekans spektrum grafikleri.	45
Şekil 2.54 : 8.122 Hz tahrik altında yapıların enerji değişimleri.	45
Şekil 2.55 : 9 Hz tahrik altında yapıların genlik ve frekans spektrum grafikleri.	46
Şekil 2.56 : 9 Hz tahrik altında yapıların enerji değişimleri.	47
Şekil 2.57 : 40 nolu osilatörden kaynaklı enerji geri dönüş bölgeleri.	47
Şekil 2.58 : 20 Hz tahrik altında yapıların genlik ve frekans spektrum grafikleri.	48
Şekil 2.59 : 20 Hz tahrik altında yapıların enerji değişimleri.	49
Şekil 2.60 : Vuru durumu.	50
Şekil 2.61 : Farklı frekans tahrikleri altında DET yapı cevapları.	51
Şekil 2.62 : 0-4 Hz bileşenli rassal tahrik sinyali ve frekans spektrumu.	52
Şekil 2.63 : 0-4 Hz tahrik altında yapıların genlik ve frekans spektrum grafikleri.	53
Şekil 2.64 : 0-4 Hz tahrik altında yapıların enerji değişimleri.	54
Şekil 2.65 : 0-20 Hz bileşenli rassal tahrik sinyali ve frekans spektrumu.	54
Şekil 2.66 : 0-20 Hz tahrik altında yapıların genlik ve frekans spektrum grafikleri.	55
Şekil 2.67 : 0-20 Hz tahrik altında yapıların enerji değişimleri.	56
Şekil 2.68 : 20-40 Hz bileşenli rassal tahrik sinyali ve frekans spektrumu.	56
Şekil 2.69 : 20-40 Hz tahrik altında yapıların genlik ve frekans spektrum cevabı.	57
Şekil 2.70 : 20-40 Hz tahrik altında yapıların enerji değişimleri.	57
Şekil 3.1 : Tasarlanan deney düzeneği.	59
Şekil 3.2 : DET yapı bağlı deney düzeneğinin önden ve arkadan görünümü.	60
Şekil 3.3 : Osilatörsüz ana yapının ve sistem bileşenlerinin görünümü.	61
Şekil 3.4 : Modal test sonucu elde edilen frekans cevap ve tutarlılık fonksiyonları.	62
Şekil 3.5 : Yapının ilk iki modu için optimal frekans dağılımları.	63
Şekil 3.6 : Modal test sonucu elde edilen frekans cevap ve tutarlılık fonksiyonları.	63
Şekil 3.7 : DET yapıdan kaynaklanan genlik sönüm oranı.	64
Şekil 3.8 : DET yapıdan kaynaklanan genlik yükseltme oranı.	64
Şekil 3.9 : İki farklı DET seti bağlanmış olan ana yapının görünümü.	65
Şekil 3.10 : Darbe tahriği altında yapıların cevapları.	66
Şekil 3.11 : Darbe tahriği altında yapıların cevapları, yakınlaştırılmış.	66
Şekil 3.12 : Tahrik frekanslarının transfer fonksiyonları üzerinde gösterimi.	67
Şekil 3.13 : 5, 15, 25.38 ve 30 Hz tahrik altında yapıların ivme cevapları.	68
Şekil 3.14 : 40, 100, 120 ve 140 tahrik altında yapıların ivme cevapları.	69
Şekil 3.15 : 159.3, 180, 200 ve 300 tahrik altında yapıların ivme cevapları.	70
Şekil 3.16 : Deneyisel sönüm oranları.	71
Şekil 3.17 : Deneyisel yükseltme oranları.	72
Şekil 3.18 : Rassal tahrik frekanslarının gösterimi.	72
Şekil 3.19 : 5-18 ve 18-40 Hz arası rassal tahrik altında yapıların cevapları.	73

Şekil 3.20 :	40-110 ve 110-210 Hz arası rassal tahrik altında yapıların cevapları. ...	74
Şekil 3.21 :	210-300 Hz arası rassal tahrik altında yapıların cevapları.	75
Şekil 3.22 :	Rassal tahrik sonucu elde edilen deneysel sönüm oranları.	76

DOĞRUSAL ENERJİ TUTUCULARIN SÜREKLİ REJİM CEVAPLARININ BENZETİMLERİ VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

ÖZET

Son yıllarda titreşim konusundaki teorik ve deneysel araştırmaların artması, bunun yanında endüstriyel alanda ve günlük hayattaki konfor algısının gelişmesi doğrultusunda, titreşim sönümlemesi günümüzün önemli bir başlıklarından birisi haline gelmiştir. Gerek titreşim probleminin teknik anlamda yarattığı sıkıntılar, gerekse konfor açısından bulunduğu yer birçok araştırmacıyı ve firmayı bu alanda çalışma yapmaya itmektedir.

Bu tez kapsamında incelenen *Doğrusal Enerji Tutucular* (DET), mekanik sistemlerde titreşim sönümü sağlayan geleneksel metotlardan ayrılarak yeni bir konsept sunmaktadır. Hali hazırda kullanılmakta olan geleneksel sönüm metotları, titreşim enerjisinin ısı enerjisine dönüştürülmesi, ana yapıya büyük kütleler eklenmesi gibi çoğu zaman sistemlerde sınırlı değişikliklere imkan tanıyan prensiplere dayanmaktadırlar. Bunun yanında, bu metotların genel olarak dar frekans bantlarında etkili olması-geniş frekans bantlarında etkisizliği ve sadece belli tahrik tipleri altında performans göstermesi de uygulama alanlarını sınırlayan parametrelerdendir. Ana yapının doğal frekansları etrafında, optimal bir frekans dağılımı ile belirlenen doğrusal enerji tutucular ise, sistemde herhangi bir ek sönüm mekanizması olmadan bir titreşim sönüm mekanizması yaratabilmektedir. Doğrusal enerji tutucularda titreşim ısı olarak dağıtılmamakta, titreşim enerjisi ana yapıdan enerji tutucu osilatörlere aktararak, *neredeyse-tersinmez* olarak hapsedilmesi şeklinde çalışmaktadır. Geleneksel metotlardan farklı olarak, darbe tipi tahriklerde oluşan yapısal titreşimleri efektif bir şekilde sönümleyebilen doğrusal enerji tutucular, bunun yanında harmonik ve rastsal tahriklerde de oldukça etkili bir şekilde titreşim genliklerinin azaltılmasını sağlamaktadır. Yapılan çalışmalarda, söz konusu optimal frekans dağılımının, ana yapıdaki titreşim enerjisini minimize etmesinin yanısıra, toplam modal enerjinin sistemin tüm serbestlik dereceleri üzerinde eşit dağılımını da sağladığı gösterilmiştir.

Enerji tutucuların çalışma prensibi, titreşim uygulamalarında kullanılan dinamik titreşim sönümleyicileri ile benzerlikler göstermektedir. Her iki uygulamada da titreşen ana yapıya bağlanan osilatör veya osilatörler, ana yapıda titreşim azalımını sağlamaktadır. Ancak dinamik titreşim sönümleyicileri, dar bir frekans bant aralığında çalışabilmesi, genellikle harmonik bir tahrik altında etkin olması gibi kısıtlara sahiptir; verimli bir titreşim sönüm uygulaması için sönümleyicilerin doğal frekansları titreşen ana yapıya göre dikkatlice ayarlanmalıdır. Bu sönümleyicilerin dar frekans çalışma aralığı ve sönümleyicilerde oluşması muhtemel yüksek genlikli titreşimler, uygulamada bir miktar ek sönüm uygulanması gerekliliğini dayatmaktadır. Doğrusal enerji tutucular ise, darbe, harmonik ve rastsal tahrikler altında efektif çalışabilmesinin yanısıra, sisteme eklenecek herhangi bir ek sönüm mekanizmasına da ihtiyaç duymadan titreşim sönümlemesi sağlayabilmektedir.

Bu çalışma iki ana bölümden oluşmaktadır. İlk aşamada, dinamik titreşim sönümleyicinin ve doğrusal enerji tutucuların darbe, harmonik ve rassal tahrik tipleri altındaki sonlu elemanlar benzetimleri yapılmış, sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Darbe tipi tahrik altında dinamik titreşim sönümleyici yapı hiçbir sönüm sağlamakta, titreşim enerjisi sönümleyici ve ana yapı arasında gidip gelmektedir. Bunun yanında doğrusal enerji tutucular darbe tipi tahrik altında yüksek sönüm sağlamakta ve titreşim enerjisinin sadece küçük bir bölümünü belirli periyotlarda ana yapıya iade etmektedir. Bu enerji geri dönüş periyotları, doğrusal enerji tutucuları oluşturan osilatörlerin frekansları arasındaki fark ile ters orantılı değişmektedir. Enerji geri dönüş periyodu birbirine yakın olan osilatör sayısı arttıkça ana yapıya iade edilen enerjinin miktarı artmaktadır.

Harmonik tahrik altında dinamik titreşim sönümleyici yapı sadece osilatörsüz ana yapının doğal frekansı bölgesinde etkin çalışmaktadır. Yapıya eklenmesiyle oluşan yeni iki doğal frekansın arasında kalan bölge hariç, diğer tüm frekanslarda dinamik titreşim sönümleyici hiçbir sönüm yaratmamaktadır. Doğrusal enerji tutucular ise, optimal frekans dağılımı içerisinde yer alan belirli frekanslar hariç, harmonik tahrik frekanslarında etkin sönüm sağlamaktadır. Uygulanan harmonik tahrik frekansının optimal dağılım içerisinde ve osilatörlerden birisinin doğal frekansına eş-yakın olması durumunda yüksek genlikli titreşimler ve vuru olayı görülebilmektedir.

Benzetim sonuçları, rassal tahrikler altında da doğrusal enerji tutucuların dinamik titreşim sönümleyiciye göre üstün performans gösterdiğini ve etkin sönüm sağladığını göstermiştir. Doğrusal enerji tutucular ise optimal dağılımın altındaki frekansları içeren rassal tahrikte etkin bir sönüm sağlayamamış, optimal dağılımın alt limitinden başlayan frekanslar ile yüksek derecede sönüm oluşmasına neden olmuştur.

Çalışmanın ikinci bölümünde ise doğrusal enerji tutucuların geçici ve sürekli rejim cevaplarının deneysel olarak inceleneceği bir deney düzeneği hazırlanmış ve çeşitli tahrik girişleri altında sistemin etkinliği incelenmiştir. Elde edilen sonuçlardan doğrusal enerji tutucuların farklı tip tahrikler altında oluşturduğu sönüm oranları elde edilmiştir. Deneysel sonuçlar, belli frekans aralıkları ve değerleri hariç, doğrusal enerji tutucuların tüm frekanslarda ve tahrik tiplerinde etkin sönüm oluşturduğunu göstermektedir.

SIMULATIONS AND EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS ON THE STEADY-STATE RESPONSE OF LINEAR ENERGY SINKS

SUMMARY

In recent years, a lot of new studies are focused on vibration damping mechanisms, which are significantly important due to both technical and comfort problems in industrial, commercial and residential areas. In most applications, traditional absorption mechanisms has limitations due to their limited frequency range, mechanical structures and effectivity over certain types of excitations that are causing vibration problems.

Linear Energy Sinks, which are the main investigation topic of this study, provide a different way of absorption by differing from traditional damping methods which are generally based on thermal dissipation mechanisms. In these traditional methods, transferred vibratory energy is dissipated as heat and creates damping on the main structure that the damping devices are attached on. This damping methods mostly have narrow frequency range, effectivity on certain types of excitations and require noticable mechanic modifications on main structure. However, the linear energy sinks which have a *particular frequency distribution* absorbs the vibration energy from the main structure and preserve it, without any need for dissipative or internal damping mechanisms. Instead of heat dissipation, the vibratory energy stays in energy sinks in a *near-irreversible* way. As distinct from conventional damping mechanisms, linear energy sinks absorb vibratory energy very effectively under transient excitations. Their performance over random and harmonic excitations is also effective.

Linear energy sink concept is showing similarities with dynamic vibration absorbers, which are also known as tuned mass absorbers. In both applications, oscillator(s) decrease(s) the vibration levels on the main structure on which it (they) is (are) attached to. However, the efficiency over a very narrow frequency band and functioning under harmonic excitations limit the applicability of the tuned mass absorbers. For an effective application, the natural frequency of the damper should be tuned very carefully by taking the natural frequency of the main structure and excitation frequency into account. This narrow frequency band range and possible high-amplitudes that can occur on tuned-mass absorbers create a need for additional damping mechanism in the system. Linear energy sinks, however, do not require any additional damping and able to provide damping under transient, harmonic and random excitations.

The particular frequency distribution that makes attached oscillators behave as linear energy sinks is obtained by the minimization of integral kinetic energy on the main structure. The importance of that particular distribution is investigated in this study, by making several simulations. The results show that, linear distributed oscillators returns most of the vibration energy to the main structure after a certain time, where linear energy sinks efficiently retain the vibration energy and give a small part of it

back. This energy recurrence behaviour is directly related to the distribution of the oscillators connected to the system.

This thesis consists of two main chapters. In the first chapter, finite element simulations of a dynamic vibration absorber and linear energy sinks are made under transient, harmonic and random excitations. A lateral-vibrating fixed-free beam with tip mass is set as main structure, where small-scale beam(s) is/are used as tuned-mass absorber and linear energy sinks. The excitation frequencies in harmonic inputs are selected as from very low frequencies, passing through the natural frequency zone of main structure and going to higher frequencies. This cluster of excitation frequencies reveals the areas that both tuned-mass absorber and linear sinks are effective. Random excitation forces are Gaussian white noise signals. Their frequency bandwidths are located below those of attached oscillators, covering the range of attached oscillators and above those of attached oscillators.

The response of tuned-mass-absorber-attached system to impulsive excitations shows no damping; vibration energy is being transferred continuously between main structure and oscillator without any damping. For harmonic excitations, the tuned-mass absorber shows no or very little efficiency below and above its tuned frequency range and leads to high amplitude vibrations when excited at frequencies that are close to new modes defined to the system by adding tuned-mass absorber. The response to random excitation points out a different disadvantage of system with tuned-mass-absorbers. Adding an absorber, i.e. a new degree of freedom, to the main structure, yields additional natural frequency. Since random signals have broadband frequency content, exciting one more mode causes large-amplitude vibrations rather decreasing them.

The response of linear energy sinks to transient excitations revealed that energy sinks absorb energy from the structure and retain it in almost irreversible way. This is the direct effect of optimal frequency distribution of linear energy sinks, which is obtained by optimization through minimization of vibration energy of the structure. The vibration energy tends to return to the main structure with linear energy sinks, as it happened in tuned-mass absorber. Nevertheless, in this case, returning energy is small amount of the total energy; which leads to expression of “nearly-irreversible”. This energy recurrence behaviour is correlated to the frequency difference between oscillators. The closer the periods of the oscillators are to each other, the more energy is being transferred back to main structure. Energy transfer from oscillators to main structure starts from the low and high frequency oscillators and travels to the middle ones, which are located around main structure’s natural frequency.

Simulation results show that main structure with linear energy sinks function effectively under harmonic excitations, especially at higher excitation frequencies. Due to fact that the concept is studied with zero damping conditions, harmonic excitation sometimes yields resonance behaviour. In cases where harmonic excitation frequency is close to a frequency of any oscillator, the vibration gradually increases and energy sinks do not function. If this harmonic excitation frequency is slightly different than oscillator’s, beating phenomena occurs. When the excitation frequency is out of optimal distribution limits, the energy sinks provides noticeable damping.

The response of the system to random excitation points out that energy sink also is effective under random loads. For the excitation bands below the optimal distribution, the linear energy sinks provide small amount of damping. For the excitation band covering the optimal frequency distribution and the natural frequency of the main

structure without oscillators, linear energy sinks provide high damping ratios. When the excitation band is located above the optimal frequency distribution, the energy sinks also provide damping, up to 50% decrement in amplitude.

In the second chapter, experimental investigations are performed to evaluate the transient and steady-state response of linear energy sinks. The main structure is a cantilever beam vibrating laterally. The energy sinks are vibrating beams, similar to the ones that are designed for the finite element simulations. Each individual frequency of energy sinks are tuned carefully by mounting mass attachments to thin beams and measured with a laser Doppler vibrometer. A modal shaker, driven by a vibration controller, is used for transient, harmonic and random excitations to provide exactly the same excitation conditions.

For the experimental studies, first two natural frequencies of the structure is concerned. For each natural frequency, two different 36-oscillator set are designed as linear energy sinks. The results indicates that, linear energy sinks performs very well under transient excitation. Nearly 75% of the vibration amplitude is decreased by the oscillators. Under harmonic excitation, the energy sinks provide damping whose level is frequency-dependant. Linear energy sinks do not provide any damping below optimal frequency distribution. However, the damping increases significantly when a harmonic excitation, that has a frequency inside optimal distribution, is applied on the structure. The damping level decreases when the excitation frequency is between two optimal sets. For the excitation frequencies inside and higher than second optimal distribution, linear energy sinks also provide remarkable damping. The experimental studies also showed that linear energy sinks function very effectively under random loads with varying frequency bandwidths. The only exception is the the area under the first optimal frequency distribution.

1. GİRİŞ

Titreşim kontrolü, endüstriyel alandaki ve mühendislik uygulamalarındaki öneminin artması, ayrıca gündelik hayattaki konfor beklentilerinin gün geçtikçe yükselmesi nedeniyle önemli bir başlık olarak önümüzde durmaktadır. Titreşim kontrol uygulamaları aktif veya pasif olarak gerçekleştirilebilir; aktif titreşim kontrolünde sisteme dışarıdan kontrollü bir tahrik verilerek istenilen titreşim yalıtımı sağlanırken, pasif titreşim uygulamaları ise isolatörler, sistemin kütle-yay özellikleri üzerinde yapılan modifikasyonlar ve sönümlü malzemeler üzerine kuruludur. Bu uygulamaların birçoğundaki temel prensip, titreşim enerjisinin ısı enerjisine dönüştürülerek ana yapıda titreşim sönümlemesinin sağlanmasıdır. Pasif titreşim kontrolünde kullanılan geleneksel metotlar, genellikle, ana yapıya yüksek kütleler eklenmesini gerektirmesi, dar bir frekans aralığında etkin olmaları, geniş bant tahrik altında verimli çalışmamaları, darbe tipi tahriklerde yeterli performansı göstermemeleri gibi nedenlerden dolayı kısıtlı uygulamada kullanılabilmektedirler.

Bu tezin temelini oluşturan doğrusal enerji tutucular ise, geleneksel yöntemlerden farklı olarak, titreşim enerjisinin ısı yoluyla ana yapıdan uzaklaştırılmasıyla değil, ana yapıya bağlanan osilatörler ile bu enerjinin tutulması ve hapsedilmesi şeklinde çalışmaktadır. Ana yapının doğal frekansları çevresinde değişen bir frekans dağılımına sahip olan bu osilatörler, ana yapıdaki titreşim enerjisini en aza indirecek şekilde optimize edilerek tasarlanmaktadır. Doğrusal enerji tutucuların darbe tipi tahriklerde yüksek performans ile sönüm sağladığı önceki çalışmalarda gösterilmiştir [1-4]. Bu çalışma kapsamında, doğrusal enerji tutucuların sürekli rejim cevapları, yaygın olarak kullanılmakta olan dinamik titreşim sönümleyicileri ile karşılaştırılmalı olarak incelenmiştir. Sonlu elemanlar ortamında yapılan karşılaştırmalı benzetimler ile birlikte doğrusal enerji tutucuların sürekli rejim cevapları deneysel olarak gerçekleştirilmiştir. Bununla birlikte doğrusal enerji tutucularda görülen enerji geri dönüş mekanizmaları incelenmiş ve bu mekanizmaları belirleyen değişkenler tespit edilmiştir.

1.1 Tezin Amacı

Bu tezin amacı, geleneksel titreşim sönüm yöntemlerinden farklı bir prensip ile çalışan doğrusal enerji tutucuların, darbe, harmonik ve rassal tahrikler altındaki geçici ve sürekli rejim cevaplarının benzetim ortamında ve deneysel olarak incelenmesi ve uygulanabilirliklerinin irdelenmesidir. Doğrusal enerji tutucular korunumlu bir yapıdadır; sönüm, titreşim titreşim enerjisinin ısıya dönüştürülerek yok edilmesinden ziyade enerjinin bu tutucular üzerinde tutulması ve ana yapıya geri verilmemesi ile gerçekleştirilir. Bir sisteme sürekli olarak verilen harmonik ve rassal tahrikler altında doğrusal enerji tutucuların ne oranda titreşim sönümü sağlayabildiğini göstermek ve diğer yöntemlere göre üstünlüğünü irdelemek bu tezin temel hedefidir. Bununla birlikte doğrusal enerji tutucularda gerçekleşen enerji geri dönüş mekanizmasının altındaki parametreleri tespit etmek çalışmanın temel amaçlarından birisidir. Literatürde şimdiye kadar yapılan çalışmaların tamamı, ayrık kütle-yay sistemleri ile gerçekleştirilmiştir; bu tez kapsamında sürekli ve çok sayıda serbestlik derecesini haiz yapılar üzerinde doğrusal enerji tutucuların performansları incelenecektir. Deneysel çalışmalarda sistemin iki titreşim modu için incelemeler yapılmıştır; bu sayede ayrık sistemlerde görülemeyen bağlaşım özellikleri araştırmalara dahil edilmektedir.

1.2 Literatür Araştırması

Geçtiğimiz yıllarda, istenmeyen titreşimlerin, titreşen bir ana yapı üzerine bağlanan osilatörler vasıtası ile sönümlenmesi üzerine çok geniş kapsamlı araştırmalar yapılmıştır. Sönümlenmek istenen ana yapı ve ona bağlı osilatörler arasındaki enerji transferi, detaylı olarak [5-12] nolu referanslarda gösterilen çalışmalarda incelenmiştir. Pierce ve diğ. [5], Strasberg ve Feit [6] tarafından yapılan çalışmalarda, titreşen bir ana yapıya bağlı olan osilatörlerin, bir bütün halde viskoz damper gibi davranarak sistemdeki sönüm miktarını çok efektif bir şekilde yükselttiği gösterilmektedir. Titreşim enerjisinin, ana yapıdan bağlı osilatörlere aktarılması ile ana yapı üzerinde bir sönüm mekanizması oluşturulmaktadır. Bu araştırmaların sonucunda elde edilen sonuçlardan bir diğeri ise, osilatörlerden kaynaklanan sönüm miktarının, sistemdeki diğer sönüm mekanizmalarından bağımsız olmasıdır [5,7,11]. Her ne kadar ana yapıya bağlanan sönümsüz doğrusal osilatörler yüksek sönümlü bir viskoz damper gibi davranırsalar da, belli bir süre sonra titreşim enerjisi osilatörlerden ana yapıya geri dönerek korunumlu-tersinir bir davranış göstermektedir [7,12]. Maidanik [11], ana

yapı ve osilatörlerin sönümsüz olduğu doğrusal sistemlerde ‘gerçek’ anlamda bir sönüm sağlanabilmesi için sisteme ek sönüm mekanizmaları eklenmesi gerektiğini yaptığı çalışmalarda göstermiştir. Maidanik’e göre [11], sisteme bağlanan osilatörlerdeki sönüm oranlarının sonsuz küçük değerlere yaklaşması durumunda osilatör sayılarının sonsuza doğru artması gereklidir. Gerçek hayattaki herhangi bir uygulamada sonsuz sayıda osilatör bağlamanın mümkün olmadığı düşünülürse doğrusal sistemlerde tam anlamı ile tersinmez bir enerji transferinin mümkün olmadığı görülmektedir.

Sönüm içermeyen doğrusal sistemlerde tersinmez bir enerji transferinin ancak sonsuz sayıdaki osilatör eklentiler ile yapılabileceğinin gösterilmesi ile birlikte, *dönüş zamanı* olarak adlandırılan, enerjinin osilatörlerden ana yapıda dönüşünün başladığı sürenin hangi parametreler ile belirlendiğini belirlemek için bir takım çalışmalar yapılmıştır. Weaver [7], Carcaterra ve Akay [12] tarafından yapılan çalışmalarda bu sürenin sisteme bağlı olan osilatör sayısına bağlı olduğu gösterilmiştir. Osilatör sayısı arttıkça dönüş zamanı da artmaktadır.

Çalışmada, darbe tipi bir tahrik altında geçici rejim cevabının ilk başlarında enerjinin beklenildiği gibi yüksek bir verimlilikle sönümlendiği, ancak belli bir zaman sonrasında ana yapıya geri döndüğü gözlemlenmiştir. Bu enerji alışverişi periyodik olarak gerçekleşmektedir. Aynı çalışmalar tarafından gösterildiği üzere [7,12] frekansları doğrusal ve eşit aralıklı artan bir osilatör seti söz konusu olduğunda dönüş zamanı (1.1)’de gösterildiği gibidir.

$$t^* = 2\pi/\Delta\omega \quad (1.1)$$

Burada t^* , dönüş zamanını, $\Delta\omega$ ise osilatörlerin doğal frekansları arasındaki farkı göstermektedir.

Doğrusal sistemlerin aksine, titreşen ana yapıdan osilatörlere olan tersinmez bir enerji transferinin doğrusal olmayan eklentiler ile mümkün olduğu çok sayıda araştırma ile gösterilmiştir [13-22]. Bu çalışmaların temel konusu olan yönlendirilmiş enerji transferi, titreşim enerjisinin ana yapıdan, -zorunlu olarak- doğrusal olmayan osilatöre tersinmez bir şekilde aktarılması ve enerjinin osilatörde tutularak sönümlenmesi şeklindedir; bu tip yapılara *doğrusal olmayan enerji tutucular* (DOET) denilmektedir. Gendelman tarafından yapılan çalışmada [13] gösterildiği üzere, birbirlerine bağlı

doğrusal bir osilatör ile yüksek doğrusalsızlık gösteren ve sönümleyici olarak tasarlanan osilatör arasında, -titreşim enerjisinin belli bir seviye üzerinde olması koşuluyla- tersinmez enerji transferi gerçekleşmektedir. Eğer sisteme verilen tahrik enerjisi bu eşik değerinin altında ise sönümleyici yapının verimi azalmaktadır. Gendelman ve diğ. [14] ve Vakakis ve Gendelman [15] tarafından yapılan çalışmalarda doğrusal olmayan osilatörlerin bağlandığı sistemlerdeki enerji aktarım mekanizmalarının matematiksel temelleri gösterilmiştir; doğru bir tasarım ile sistemde doğrusal olmayan bir titreşim modu oluşturularak enerji transferi gerçekleştirilmektedir. Tsakirtzis ve diğ. [17] tarafından yapılan çalışmaya göre, belli durumlarda sisteme verilen titreşim enerjisinin %90'ına yakın kısmının DOET yapı tarafından sönümlenebilmektedir. Aynı çalışmada çok serbestlik dereceli doğrusal olmayan ek yapıların tek serbestlik dereceli yapılara göre daha iyi bir sönüm sağladığı gösterilmiştir.

Tüm bu avantajlarının yanında, DOET uygulamalarının önemli bazı kısıtları söz konusudur. Bu tip sistemlerde ana yapıdan DOET'e enerji transferi ve titreşim sönümü sadece belli bir enerji düzeyinin üstündeyse gerçekleşmektedir [13,23]. Belli bir enerji eşik değerinin altında DOET yapılar fonksiyonel değildir. DOET yapılar, tasarımı gereği birçok uygulamada bağlandıkları ana yapıya yakın kütlelere sahiptirler [19,23]; bu durum DOET'lerin uygulanabilirliğini yüksek oranda sınırlamaktadır. DOET kullanımının önemli dezavantajlarından bir diğeri, doğrusalsızlık içeren sistemlerde oluşan istenmeyen periyodik cevapların, sistemin tümünde çok yüksek genlikli titreşimlere neden olabilmesi durumudur [20]. Bu istenmeyen titreşimlerin ana yapıya DOET bağlanmadan önceki durumdaki titreşimlerden daha yüksek olduğu, Starosvetsky ve Gendelman [20] tarafından yapılan çalışmalarda gösterilmiştir. DOET kullanılan sistemlerde, enerji girişinin gerçekleştiği başlangıç anında görülen ilk titreşim genlik tepesi, DOET'lerin enerji aktivasyonu nedeniyle sönümlenememektedir [21].

DOET yapıların performansları, deneysel çalışmalarda da incelenmiştir. [21,24-29]. Savadkoohi ve diğ. [21] tarafından yapılan çalışmada, iki adet DOET bağlanmış bir yapıya doğal frekans bölgelerinde harmonik tahrik verilmiş ve sistem cevapları incelenmiştir. DOET yapının performansı, doğrusal osilatörler ile karşılaştırıldığında daha yüksek görülmektedir. Yapılan diğer deneysel çalışmalarda [24-25], DOET yapıların fonksiyonel olabilmesi için sistemi belirli bir eşik değer üzerinde enerji

girişinin olması gerektiği gösterilmiştir. Aubrecht ve diğ. [26] tarafından yapılan çalışmada, sistemin hareket genlikleri düşük miktarda olduğunda, doğrusalsızlık miktarı azalmakta ve DOET yapı doğrusala yakın davranış göstermektedir. Bu durum DOET'in tersinir anlamda enerji tutma kapasitesini düşürmekte, ana yapıya enerji geri dönüşleri gerçekleşmektedir.

Bu noktaya kadar olan çalışmaların neredeyse tamamında tersinmez bir enerji transferinin gerçekleşmesi için enerji tutucu yapıların doğrusal olmayan bir yapıda olması gerektiği, doğrusal sistemlerde bunun mümkün olmadığı belirtilmiştir. Ancak özel bir osilatör frekans dağılımının söz konusu olduğu doğrusal enerji tutucularda (DET), durum farklıdır; sistemin tüm bileşenleri doğrusal olmasına rağmen ana yapı ve enerji tutucular arasında neredeyse-tersinmez bir enerji transferi söz konusudur [1]. Titreşim enerjisi, DET olarak çalışan osilatörlere aktarılacak faz uzayı içerisinde tutulmakta ve ana yapıya büyük oranda geri verilmemektedir.

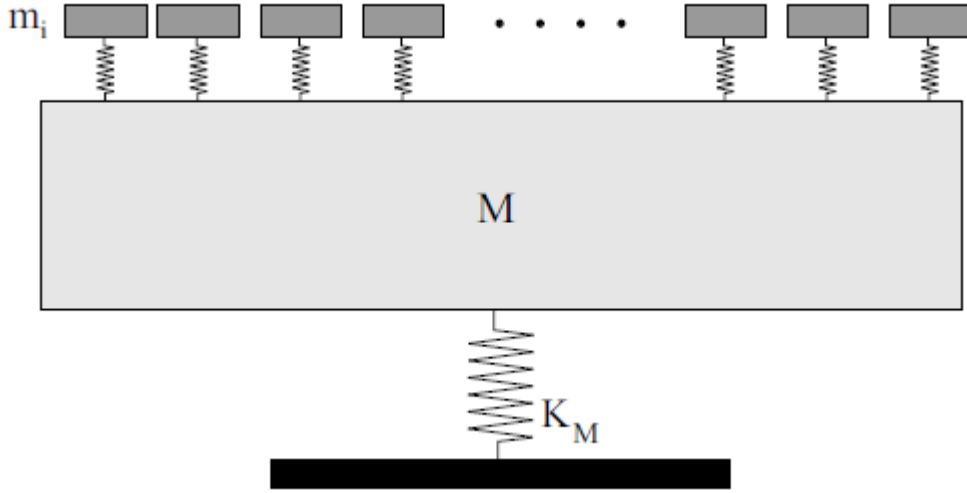
Roveri ve diğ. [30], yaptıkları çalışmalarla DOET ve DET arasındaki verimlilik farklarını ortaya koymuşlardır. Çalışmada, darbesel bir tahrik ile enerji girişi yapılan sistemde, titreşim enerjisinin zamana bağlı olarak ana yapı ve DOET üzerindeki değişimi gösterilmiştir; sistem cevabının erken zamanlarında enerji, ana yapı ile DOET arasında periyodik olarak gidip gelmekte ve sönümlenmemektedir. Bu sonuçlar, [21]'de belirtilen dezavantajı doğrulamaktadır; sistem cevabının erken dönümlerinde DOET herhangi bir fonksiyon göstermemektedir.

Roveri ve diğ. [30] tarafından yapılan çalışmanın devamında, DET ve DOET bağlanmış ana yapının darbe tahriğinden sonra zamana bağlı cevapları gösterilmiştir. Sonuçlar, sönümsüz doğrusal osilatörler bağlanan sistem cevabının, sönümlü doğrusal olmayan osilatör bağlanmış sisteme göre daha çabuk sönümlendiğini göstermektedir.

Literatürdeki araştırmalardan anlaşılacağı üzere doğrusalsızlık içeren sistemler, doğrusal sistemlere göre daha iyi performans göstermemektedir. Bununla birlikte, bir önceki paragraflarda bahsedilen dezavantajlar, DOET kullanımının DET uygulamalarına göre eksik kaldığı yönleri vurgulamaktadır.

Enerji tutucu yapıların doğrusal olduğu sistemlerde, enerjinin transferi osilatörlerin doğal frekans dağılımına bağlı olarak değişiklik göstermektedir; Roveri ve diğ. [8] tarafından yapılan çalışmada farklı frekans dağılımına sahip osilatör setleri ile enerji

transferinin ne şekilde değiştiği ve neredeyse-tersinmez enerji transferinin sağlandığı optimal frekans dağılımının özellikleri gösterilmiştir.



Şekil 1.1 : Ana yapı ve ona bağlı doğrusal osilatörlerin şematik gösterimi.

Şekil 1.1’te ana yapı ve ona bağlı DET yapıların şematik gösterimi verilmiştir. Yapılan çalışmada [8], ana yapıya bağlı olan osilatörler için doğrusal, üstel ve kuadratik olacak şekilde üç farklı frekans dağılımı gösteren set seçilmiş, sistemdeki mod indeksine göre modal enerji spektrumu incelenmiştir. Frekans dağılımları irdelendiğinde, osilatör setinin ana yapının doğal frekansını kestiği yerlerde modal enerjinin yoğunlaştığı görölmektedir. Bu üç farklı dağılımın haricinde *optimal* dağılım için modal enerji spektrumu da gösterilmiştir; optimal dağılım söz konusu olduğuunda modal enerji sistemdeki tüm modlara eşit olarak dağılmaktadır. Koç [1] tarafından yapılan çalışmada elde edilen bu optimal dağılım, ana yapı üzerindeki titreşim enerjisini minimize etmesinin yanında enerjinin tüm modlara, yani sistemin tüm serbestlik derecelerine eşit dağılmasını sağlamaktadır [8]. DET, sistemdeki toplam enerjinin neredeyse tamamını absorbe ederek ana yapı üzerinde bir sönüm sağlamaktadır. Optimal frekans dağılıma sahip bir doğrusal sistemde görölmektedir ki, sisteme tahrik olarak verilen toplam enerji, sistemin tüm serbestlik derecelerine eşit olarak pay edilmektedir.

$$[E_N] = \frac{E_{total}}{N} \quad (1.2)$$

Burada E_N serbestlik derecesi başına düşen enerji miktarını, E_{total} sistemdeki toplam enerjiyi, N ise ana yapı ve osilatörlerden oluşan sistemdeki toplam serbestlik derecesini göstermektedir.

Yapılan tüm bu çalışmalar, doğrusal ve doğrusal olmayan ek yapıların bağlandığı sistemlerde tersinmez veya neredeyse-tersinmez bir enerji transferinin gerçekleştirilebildiği ve ana yapı üzerinde pasif bir titreşim sönümlemesinin mümkün olduğunu göstermektedir. Teorik olarak doğrusal sistemlerde tam anlamıyla tersinmez bir enerji transferi sağlamak mümkün olmasa da, özel bir frekans dağılımına sahip doğrusal sistemler ile neredeyse tersinmez bir enerji transferi ve sönüm mekanizması oluşturmak mümkündür.

1.3 Yöntem ve Aşamalar

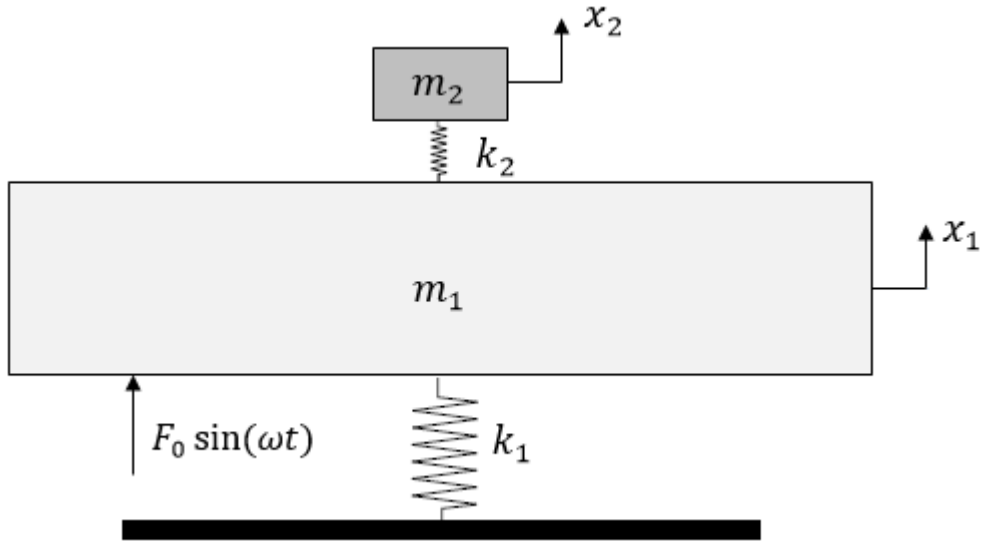
Bu tez kapsamında doğrusal enerji tutucuların geçici ve sürekli rejim cevapları, sonlu elemanlar benzetimleri ve deneysel çalışmalar ile incelenecektir. Harmonik tahrikler altında çalışmak üzere tasarlanan dinamik titreşim sönümleyici ve doğrusal enerji tutucuların performansları karşılaştırmalı olarak irdelenecektir. Çalışmanın aşamaları sırası ile aşağıda verilmiştir.

- Ana yapıya bağlanan dinamik titreşim sönümleyicisinin (DTS), doğrusal ve optimal frekans dağılıma sahip doğrusal enerji tutucu yapıların, darbe tipi tahrik altında geçici rejim cevaplarının sonlu elemanlar benzetimleri ile incelenmesi
- Doğrusal ve optimal frekans dağılımına sahip DET yapılarında, ana yapıya geri verilen enerjinin transfer mekanizmasının ve bu mekanizmanın parametrelerinin incelenmesi
- Ana yapıya bağlanan DTS ve optimal frekans dağılımına sahip DET yapının harmonik tahrikler altında sürekli rejim cevaplarının sonlu elemanlar benzetimleri ile incelenmesi
- Ana yapıya bağlanan DTS ve optimal frekans dağılımına sahip DET yapının rassal tahrikler altında sürekli rejim cevaplarının sonlu elemanlar benzetimleri ile incelenmesi
- DET konseptinin, geçici ve sürekli rejim cevaplarının inceleneceği bir deney düzeneğinin tasarımı
- DET konseptinin, iki serbestlik dereceli (ilk iki titreşim modu) ana yapı için darbe, harmonik ve rassal tahrikler altında deneysel incelenmesi

2. SAYISAL MODELLEME ÇALIŞMALARI

2.1 Problemin Tanımı

Dinamik titreşim sönümleyiciler (DTS), titreşim sönümü yapılmak istenen ana yapıya bağlanan kütle-yay sistemleridir. Bir sisteme DTS eklenildiği zaman sisteme yeni bir serbestlik derecesi tanımlanmaktadır, bu doğrultuda önceden tek doğal frekansı olan yapının iki doğal frekansı olacaktır. DTS'ler, genellikle sabit hızlarda çalışan makinalarda veya sabit frekanslı harmonik tahrik altında kalan yapılarda kullanılmaktadırlar. Eğer söz konusu bu tahrikler ana yapının doğal frekansları ile örtüşüyorsa DTS kullanılarak yapıdaki titreşim seviyeleri azaltılabilir. Şekil 2.1'de sönümsüz bir DTS modeli gösterilmiştir.



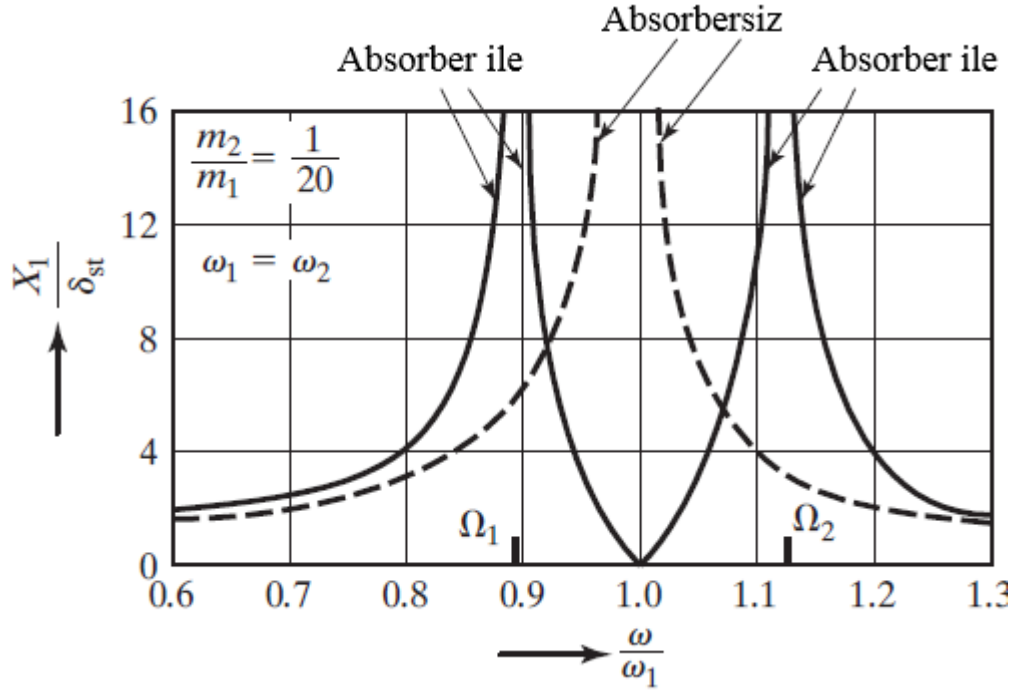
Şekil 2.1 : Harmonik tahrik altındaki sönümsüz bir DTS modeli.

Sistemdeki her bir kütlenin yerdeğişimi ifadeleri (2.1) ve (2.2)'de gösterilmiştir.

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \frac{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (2.1)$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \frac{1}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (2.2)$$

Burada δ_{st} statik yerdeğişimi miktarını, X_1 ve X_2 sistemdeki kütlelerin yerdeğişimi genliklerini, ω_1 ve ω_2 kütle-yay elemanlarının ayırık haldeki doğal frekanslarını göstermektedir. Şekil 2.2’de [31] sistemin frekans cevabında DTS etkisi verilmiştir.



Şekil 2.2 : Sistemin frekans cevabında DTS’nin etkisi.

Şekil 2.2’de görüldüğü üzere, DTS eklenmiş sistemde iki doğal frekans bulunmaktadır; eski doğal frekansın bulunduğu noktadaki yerdeğişimi, sisteme yeni bir serbestlik derecesi tanımlanarak sönümlenmiştir.

Sistemde elde edilen yeni doğal frekanslar (2.3)’te verildiği gibidir:

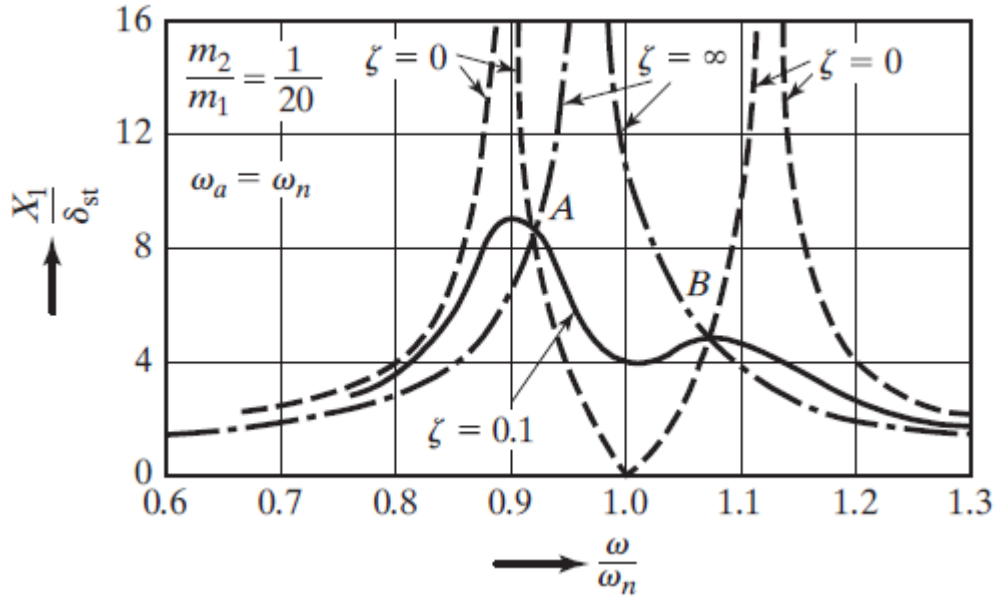
$$\left\{ \left[1 + \left(1 + \frac{m_2}{m_1} \right) \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right] \right. \\ \left. \left(\frac{\Omega_1}{\omega_2} \right)^2 \right\} = \frac{\mp \left\{ \left[1 + \left(1 + \frac{m_2}{m_1} \right) \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right]^2 - 4 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right\}^{1/2}}{2 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2} \quad (2.3)$$

(2.3)’te açık bir biçimde görüldüğü üzere sistemde tanımlanan yeni doğal frekanslar (m_2/m_1) ve (ω_2/ω_1) ’in fonksiyonudur. İfadeden çıkartılabileceği üzere DTS osilatörün ana yapıya kütle oranı olan (m_2/m_1) yükseldikçe tanımlanan yeni doğal frekanslar Ω_1 ve Ω_2 değerlerinin birbirine olan uzaklığı artmaktadır. Bu durum DTS’nin titreşim sönümü yapabileceği frekans aralığını genişletmektedir. Uygulama kısıtları düşünüldüğünde bu oranın çok fazla yükseltilemeyeceği bilinmelidir, bir çok

uygulamada dinamik titreşim sönümleyicilerin kütlesi bağlandığı ana yapıya göre oldukça küçüktür. Dinamik titreşim sönümleyiciler, diğer deyişle ayarlanmış-kütle sönümleyicileri, ana yapının doğal frekansı ile aynı frekansa sahip kütle-yay ikilisinden elde edilirler; bu nedenle tek bir frekans üzerinde etkin olmak üzere tasarlanmışlardır. Bu noktada matematiksel ifadelerin ve bu sönümleyicilerin tanımı gereği birkaç noktaya dikkat çekmek gerekmektedir:

- (2.3)'ten görüldüğü üzere Ω_1 , çalışma frekansı olan ω 'dan (ki ω_1 'e eşittir) küçükken, Ω_2 ise ω 'dan büyüktür. Bu nedenle yapı, çalışma frekansına yaklaşırken mekanik anlamda zorunlu olarak Ω_1 'den geçmek zorundadır. Bu durum yüksek genlikli titreşimlere neden olacaktır.
- Dinamik titreşim sönümleyici sadece ω frekansında etkin olmak üzere tasarlandığından, başka frekans bileşenleri içeren bir tahrik olması durumunda sönümleyici etkin olmayacaktır; bunun aksine yüksek genlikli titreşimler görülebilir.
- (2.1) ve (2.2)'den görüleceği üzere sönümleyicinin yapacağı titreşimlerin genlikleri her zaman ana yapıdan yüksektir. Bu durumun tasarım koşullarında dikkate alınması gerekmektedir. DTS'nin yüksek deplasmanda salınacağı bir ortam olmayabileceği gibi, bu yüksek salınımlar yorulma problemlerine yol açabilir.
- Sisteme tanımlanan yeni doğal frekansların yaratabileceği genlik problemleri ve etkin çalışma frekans aralığının darlığı nedeniyle sisteme bir miktar sönüm eklenmesi çoğu zaman gereklidir. Şekil 2.3'te [31] sönüm eklenmiş DTS'nin sistem frekans cevabına etkisi verilmiştir. Görüldüğü üzere sisteme eklenen sönüm, DTS'nin etkinliğini azaltmaktadır. Ancak sisteme tanımlanan yeni doğal frekansların tepe değerleri sönüm ile birlikte azalmıştır.

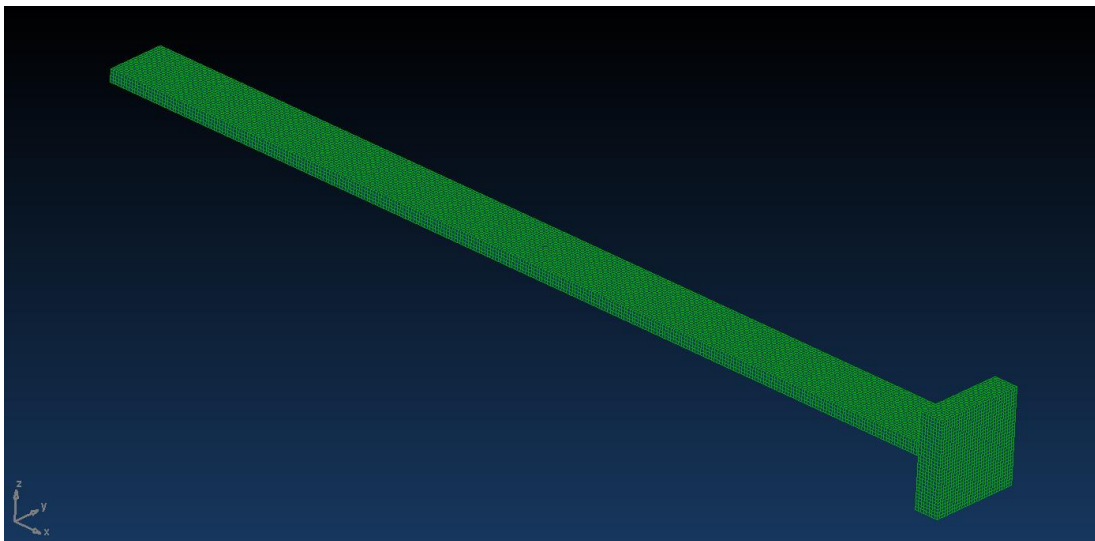
Bu bölümde belirtilen problem tanımı doğrultusunda dinamik titreşim sönümleyiciler ile doğrusal enerji tutucular arasındaki performans farkları darbe, harmonik ve rassal tahrikler altında incelenecektir.



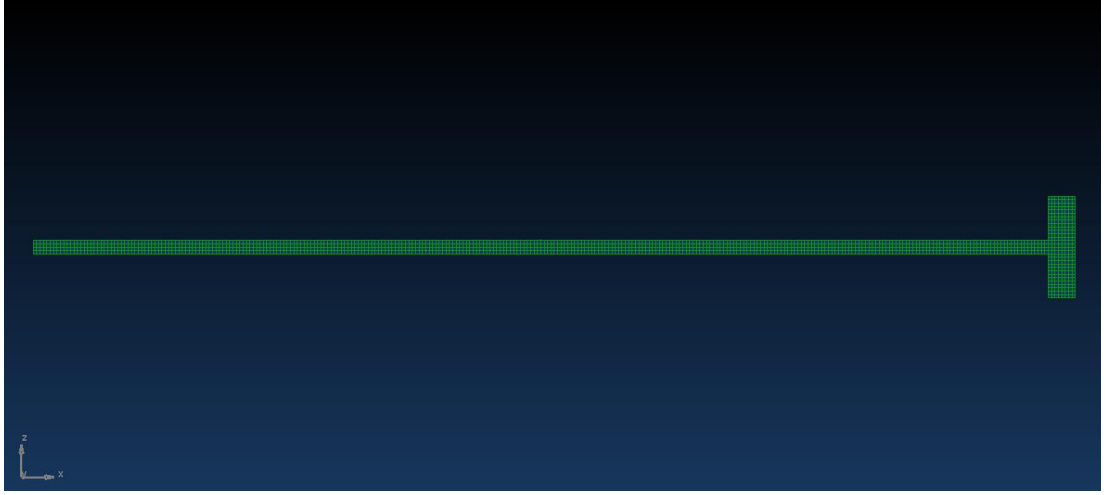
Şekil 2.3 : Sönüm eklenmiş DTS'nın sistem frekans cevabına etkisi.

2.2 Sonlu Elemanlar Ortamındaki Benzetim Modelleri

Dinamik titreşim sönümleyici ve doğrusal enerji tutucuların performans incelemeleri sonlu elemanlar analizleri ile yapılmıştır. Sonlu elemanlar simülasyonlarında, model oluşturma aracı olarak MSC SimXpert, sonlu elemanlar çözümü olarak da MSC NASTRAN yazılımı kullanılmıştır. Ana yapı olarak ankastre mesnetlenmiş, enine titreşen ve ucunda ek kütle taşıyan bir kiriş tasarlanmıştır. Ankastre kirişin ilk iki eğilme titreşimi modu, eğilme titreşimi yapan ve noktasal kütleler taşıyan kirişin analitik modeli ile hesaplatılmıştır.



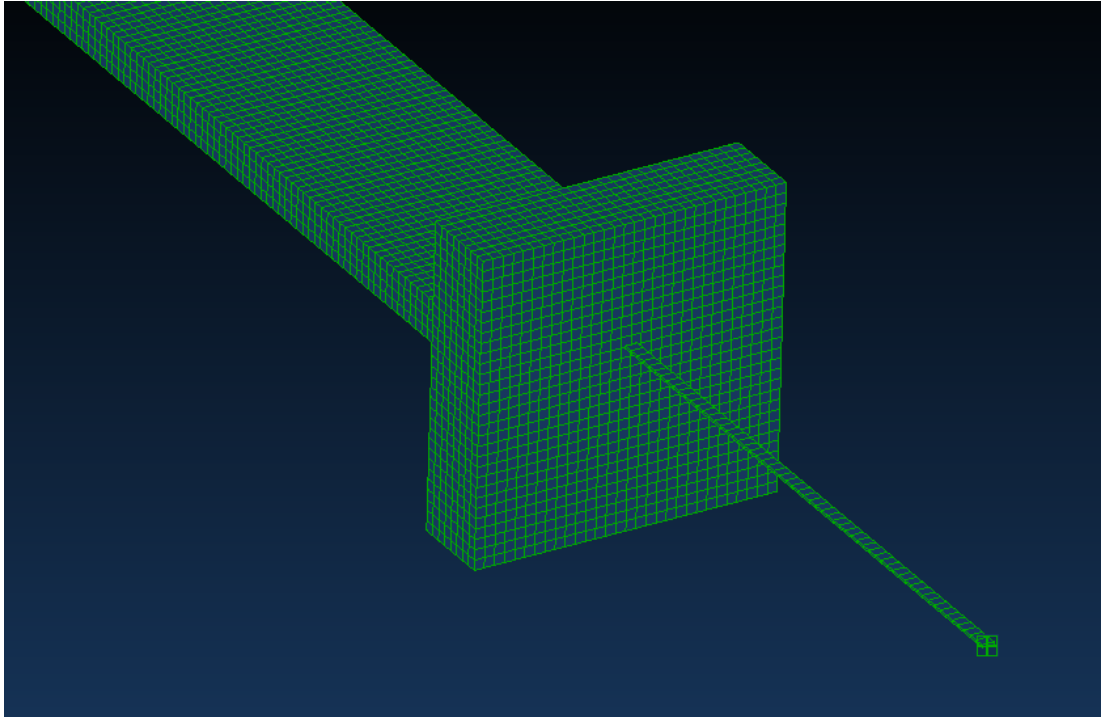
Şekil 2.4 : Ana yapı kirişin sonlu elemanlar modeli, izometrik görünüm.



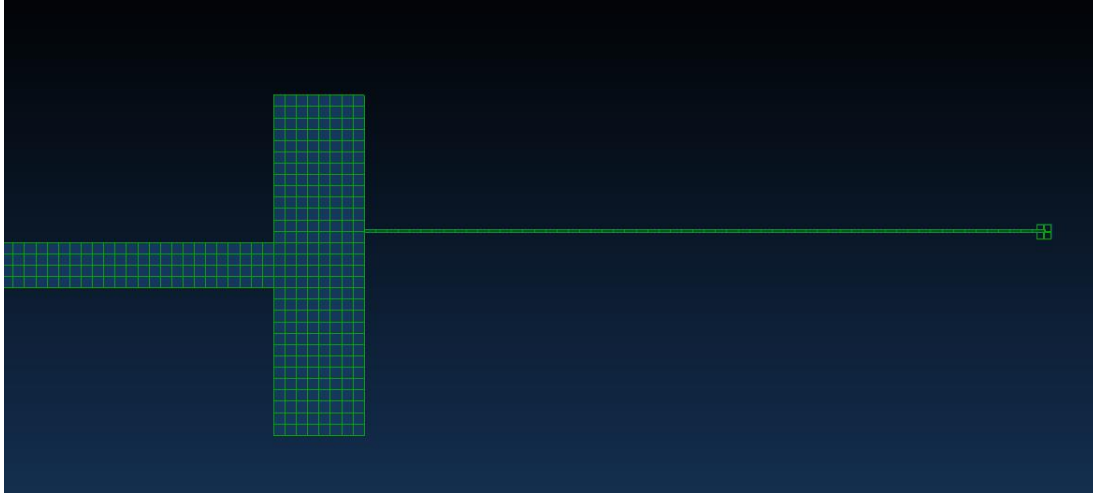
Şekil 2.5 : Ana yapı olarak kirişin sonlu elemanlar modeli, soldan görünüm.

Ana yapı olarak tasarlanan kirişin sadece eğilme yönündeki titreşimlerini baskın kılmak amacıyla alan atalet momentleri eğilme yönünde daha düşük, diğer yönde ise daha yüksek olacak şekilde şekilmiştir.

Dinamik titreşim sönümleyici ve doğrusal enerji tutucu olarak tasarlanan yapılar ise, SimXpert yazılımı içerisindeki yapısal kiriş elemanlardan seçilerek tanımlanmıştır. DTS veya DET olarak çalışan osilatörler, ana yapı üzerine katı olarak bağlı olarak modellenmiştir, bu doğrultuda yerel olarak ankastre sınır koşulu göstermektedirler.



Şekil 2.6 : DTS ve DET olarak kullanılan kiriş yapı, izometrik görünüm.



Şekil 2.7 : DTS ve DET olarak kullanılan kiriş yapısı, soldan görünüm.

DTS ve DET görevindeki ankastre kirişler de ana yapıdaki gibi eğilme yönünde titreşimi baskın kılabacak bir alan atalet momenti ile tasarlanmışlardır. Bu ek osilatörler, tanımlanan bir eğri üzerine atanan kiriş modeli ile oluşturulmuşlardır.



Şekil 2.8 : Osilatör elemanlara tanımlanan kiriş kesiti.

2.2.1 Modelin geometrik ve mekanik özellikleri

Ana yapı olarak kullanılan ankastre kirişin ve ek osilatörlerin malzemesi çelik olarak seçilmiştir. MSC SimXpert yazılımında atanan malzeme özellikleri Çizelge 2.1’de gösterilmektedir.

Çizelge 2.1 : Ana yapı ve ek osilatörlere tanımlanan malzeme özellikleri

Malzeme Tipi	Elastisite Modülü	Poisson Oranı	Yoğunluk
İzotropik	210 GPa	0.3	7850 kg/m ³

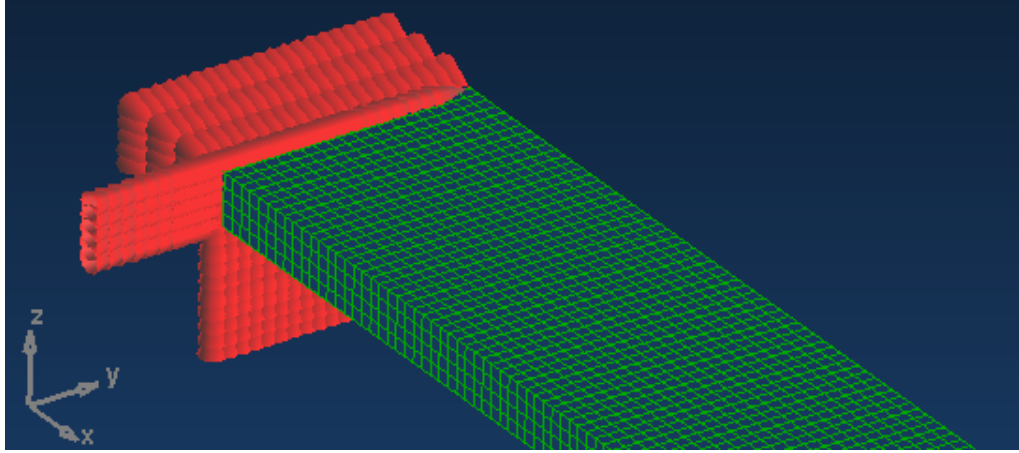
Tanımlanan çelik malzemeye herhangi bir sönüm faktörü eklenmemiştir.

Ana yapıyı oluşturan ankastre kirişin ağ yapısı, 1 mm ölçülerinde kuadratik katı elemanlardan oluşturulmuştur. Ek osilatörlerde ise 1 mm aralıklarla doğrusal ağ yapısı oluşturulmuştur.

Ana yapının ikinci doğal frekansının düşürülmesi için kirişin orta noktasına 5.888 kg noktasal kütle eklenmiştir. Herhangi bir osilatör bağlanmadan, ana yapının toplam kütlesi 9.715 kg'dır.

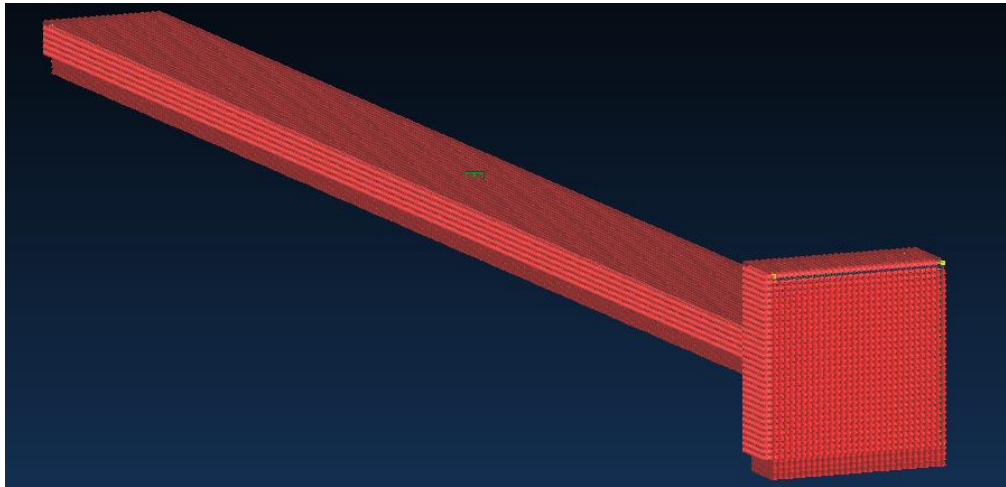
2.2.2 Modelde tanımlanan sınır koşulları

Oluşturulan sonlu elemanlar modelinde kirişin ankastreliğini sağlayacak ve belli eksenlerdeki hareketini kısıtlayacak bazı sınır koşulları eklenmiştir. Bunların ilki, ana yapının kütle taşımayan ucundaki elemanların tamamen ankastre olarak tutulmasıdır.



Şekil 2.9 : Ana yapı kirişin kütlesin tarafına tanımlanan ankastre sınır koşulu.

Hem ana yapının hem de ek osilatörlerin sadece eğilme yönünde hareket etmesini sağlamak adına tüm elemanların yanal titreşimleri engellenmiştir.

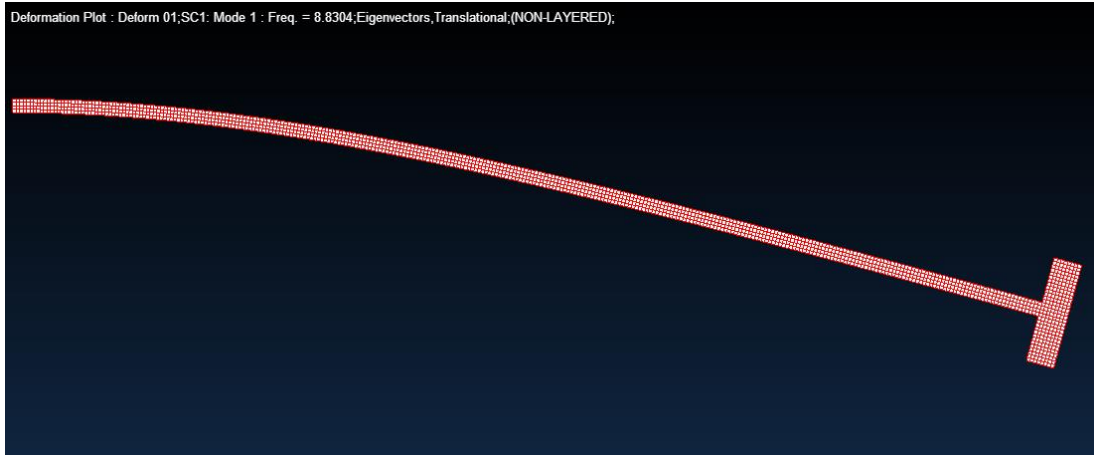


Şekil 2.10 : Tüm elemanların yanal hareketlerinin kısıtlandığı sınır koşulu.

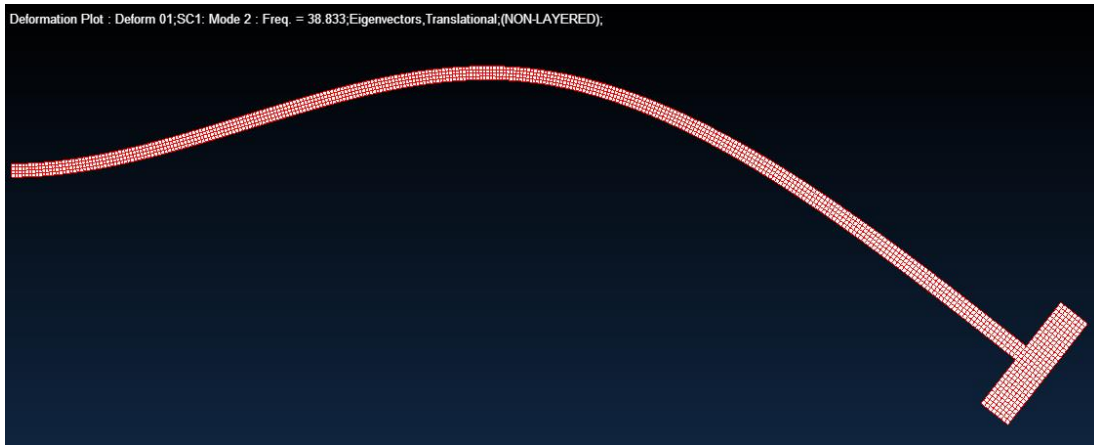
2.3 Ana Yapının Modal Analizi

Oluşturulan ana yapının modal analizi ile ilk iki modunun frekansları elde edilmiştir. Bu frekanslar, dinamik titreşim sönümleyici ve doğrusal enerji tutucuların tasarımı açısından doğrudan bir öneme sahiptir.

Ana yapının modal analizinde Nastran SOL103 modal analiz çözümü kullanılmıştır. Analiz ile yapının ilk iki özdeğeri çıkartılmış ve mod şekilleri ile birlikte Şekil 2.11 ile Şekil 2.12’de gösterilmiştir.



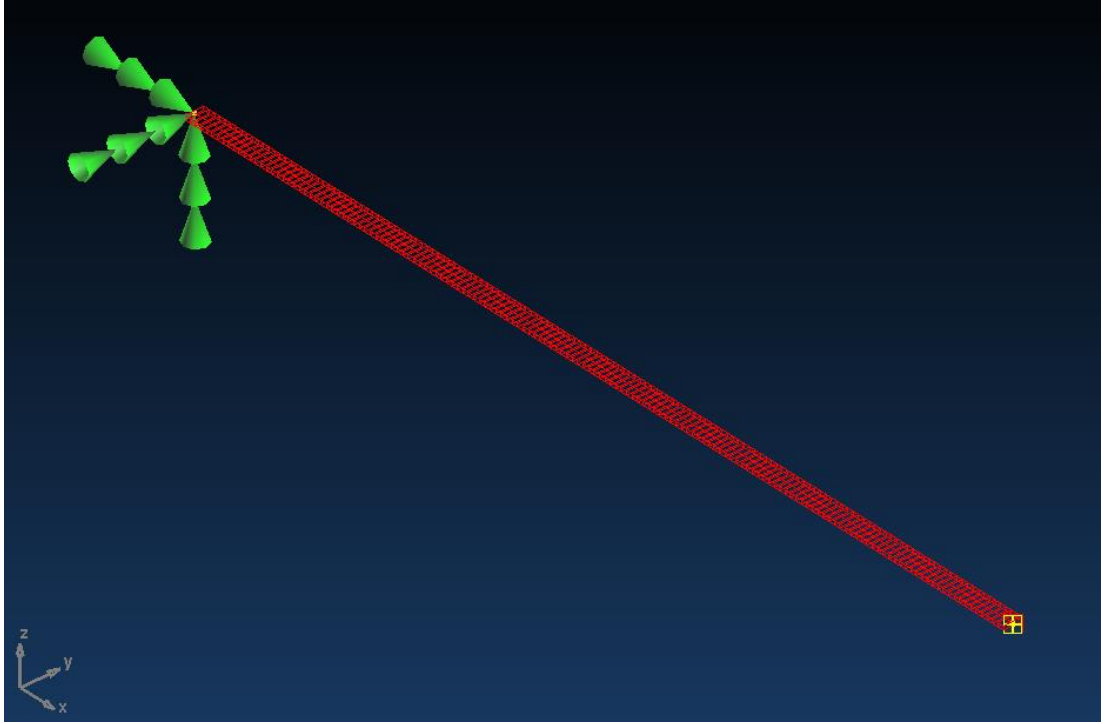
Şekil 2.11 : Ana yapının 8.830 Hz değerindeki ilk doğal frekansı.



Şekil 2.12 : Ana yapının 38.833 Hz değerindeki ikinci doğal frekansı.

2.4 DTS ve DET Osilatör Frekanslarının Belirlenmesi

DTS ve DET olarak tasarlanan kirişlerin doğal frekansları, daha önceden de belirtildiği gibi, üzerine noktasal kütle eklenen kiriş modelinin analitik denklemlerinin elde edilmesi ile hesaplanmıştır.



Şekil 2.13 : Serbest ucuna noktasal kütle eklenmiş ankastre kiriş.

Bilindiği üzere sürekli bir kirişin doğal frekansları [31]:

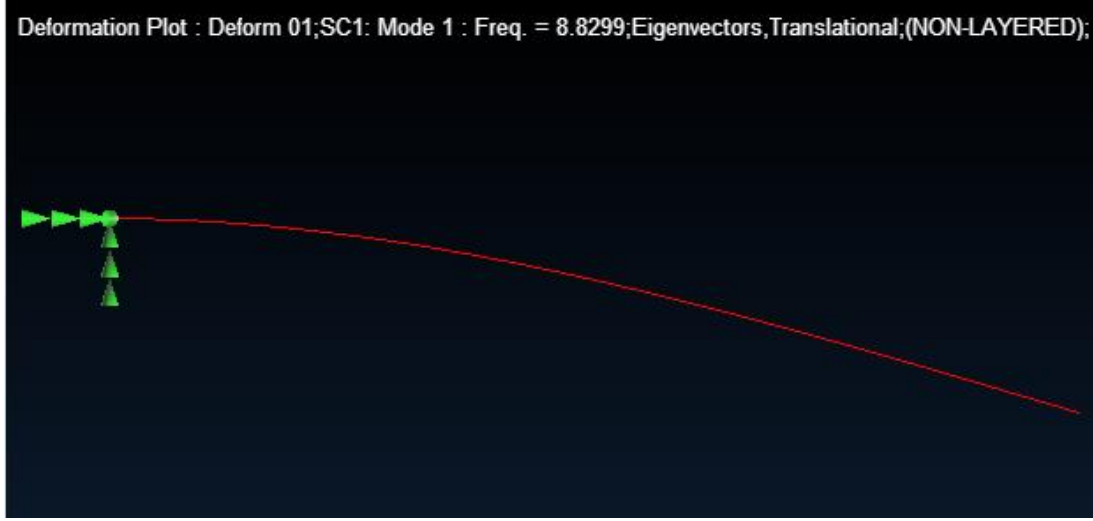
$$\omega_i = (\beta_i l)^2 \sqrt{\frac{EI}{\rho A l^4}} \quad (2.4)$$

ifadesi ile elde edilmektedir. Burada ω_i kirişin i . modu için doğal frekans değeri, E elastisite modülü, I alan atalet momenti, ρ kirişin malzeme yoğunluğu, A kesit alanı ve l ise uzunluğudur. İfadede yer alan $\beta_i l$ ise kirişteki sınır koşullarına bağlı olarak elde edilen frekans denkleminin köklerini göstermektedir. Uç noktasına noktasal kütle eklenmiş bir ankastre kiriş için bu frekans denklemi elde edilmiş ve her bir DTS veya DET osilatörün salınması gereken frekanslara tekabül eden $\beta_i l$ değerleri hesaplanarak, ilgili frekans denkleminde eklenmesi gereken kütleler hesaplanmıştır.

2.4.1 Dinamik titreşim sönümleyicinin doğal frekansının belirlenmesi

Dinamik titreşim sönümleyicinin frekansının, ana yapının doğal frekansına eşit olacak şekilde tasarlandığı önceki bölümlerde belirtilmiştir. DET yapıyı oluşturan osilatörlerin toplam kütlesine eşit kütleye sahip olacak şekilde bir DTS yapı tasarlanmıştır. Bu doğrultuda, DTS osilatörün doğal frekansı 8.830 olacak şekilde (2.4) denklemi kullanılırsa $\beta_1 l$ değerinin 0.995457 olması gerektiği hesaplanmaktadır. Bu değere göre frekans denklemi çözdürüldüğünde kirişin ucuna eklenmesi gereken

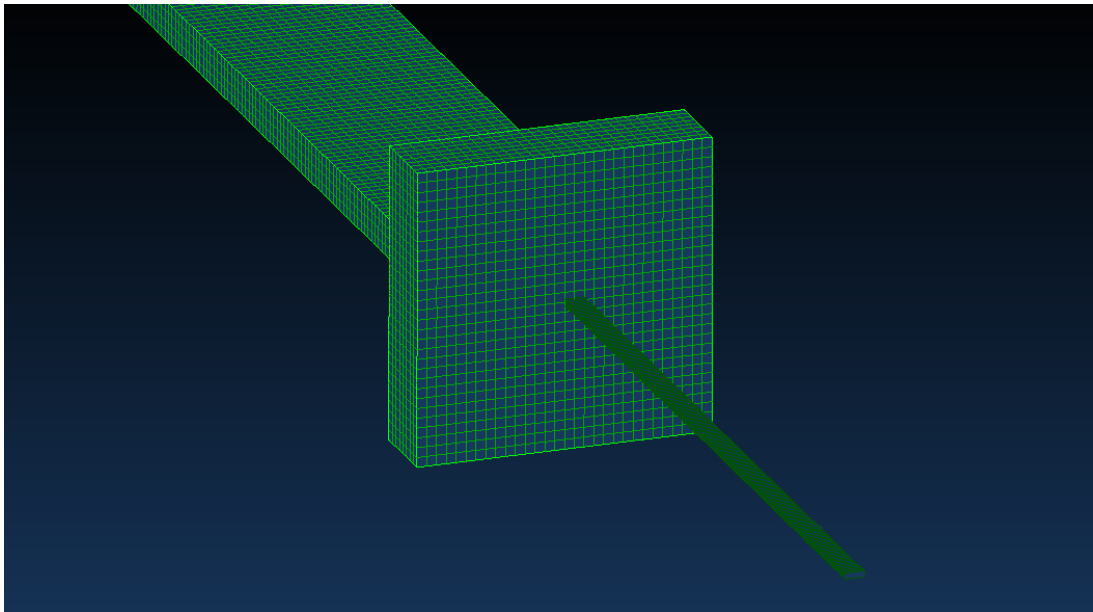
kütle 0.0533 kg olarak analitik modelden hesaplanmıştır. Bu kütle değeri ucuna eklenerek modal analizi yapılmış kirişin frekansı 8.8299 Hz olarak elde edilmiştir.



Şekil 2.14 : DTS kirişin ilk modu.

Ucuna eklenen noktasal kütle ile DTS'nin toplam kütlesi 0.065 kg olmaktadır. Ana yapının kütlesi ile oranlandığında $m_2/m_1 = 0.005/9.715 \approx \%0.67$ bulunmaktadır.

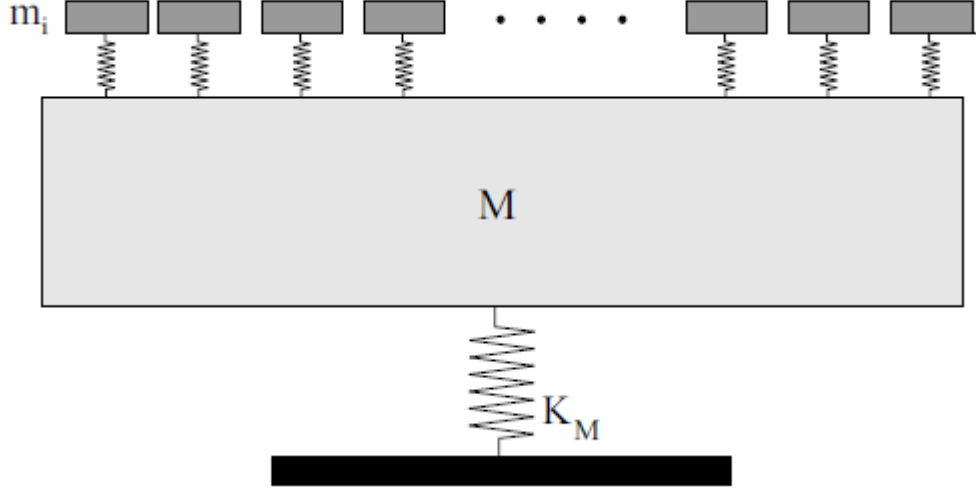
Her bir tekil kirişin doğal frekansı, gerek DTS gerekse DET osilatörlerde aynı metodoloji ile belirlenmiştir; yöntemin açıklanması amacıyla bu kısımda verilen hesaplama yöntemi, diğer bölümlerde belirtilmemiştir. DTS kiriş bağlanmış ana yapının modeli Şekil 2.15'te verilmektedir.



Şekil 2.15 : DTS eklenmiş ana yapının modeli.

2.4.2 Doğrusal enerji tutucu setlerinin doğal frekanslarının belirlenmesi

Doğrusal enerji tutucular, önceki başlıklarda bahsedilen ana yapıya eklenen, her birinin doğal frekansı birbirinden ayrı, doğrusal osilatörlerden oluşmaktadır.

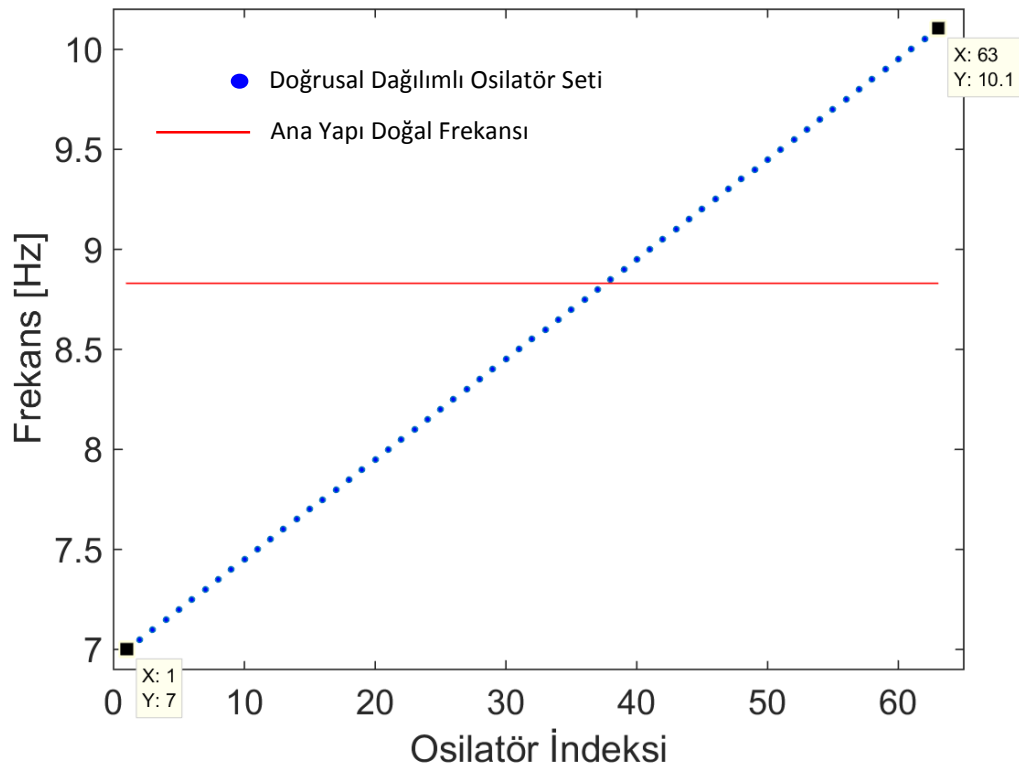


Şekil 2.16 : Ana yapı ve ona bağlı doğrusal enerji tutucu osilatörler.

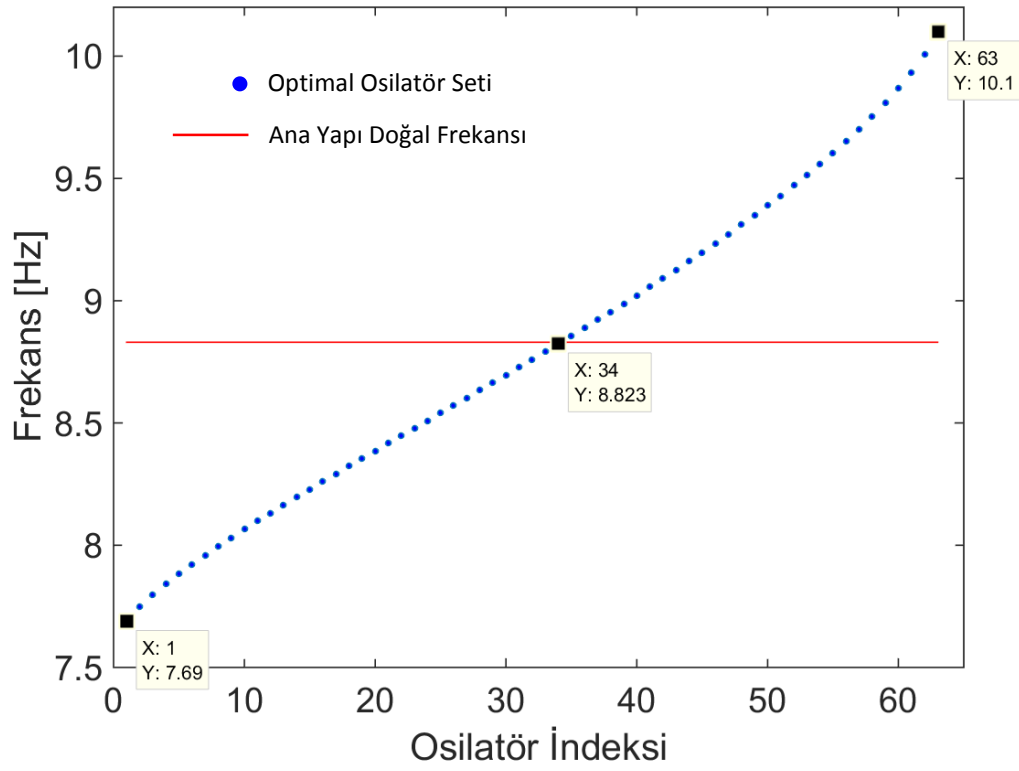
Doğrusal enerji tutucular, geleneksel anlamda herhangi bir sönüm mekanizması taşımamaktadır, genel karakterlerini belirleyen mekanik özellikler rijitlik ve kütle matrisleridir.

Önceki bölümlerde belirtildiği üzere, doğrusal enerji tutucular, ana yapı üzerindeki integral enerjiyi minimize edecek şekilde optimize edilmiş özel bir dağılıma sahiptir. Koç tarafından yapılan çalışmada [1], Quasi-Newton optimizasyonu ile bu özel dağılım elde edilmektedir. Bu özel frekans dağılımının etkisinin gözlemlenmesi amacıyla, doğal frekansları arasındaki frekans farkı eşit olacak şekilde –doğrusal dağılımlı- bir DET seti içeren model oluşturulmuştur. Doğrusal dağılımlı DET seti için kullanılan osilatör sayısı $N = 63$ 'tür. Oluşturulan set Şekil 2.17'de gösterilmiştir.

Doğrusal dağılımlı DET seti oluşturulmasının ardından, optimizasyon sonucu ile elde edilen osilatör setini ($N = 63$) içeren bir sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur. Optimizasyon sonucunda elde edilen optimal frekans dağılımı Şekil 2.18'de gösterilmektedir.

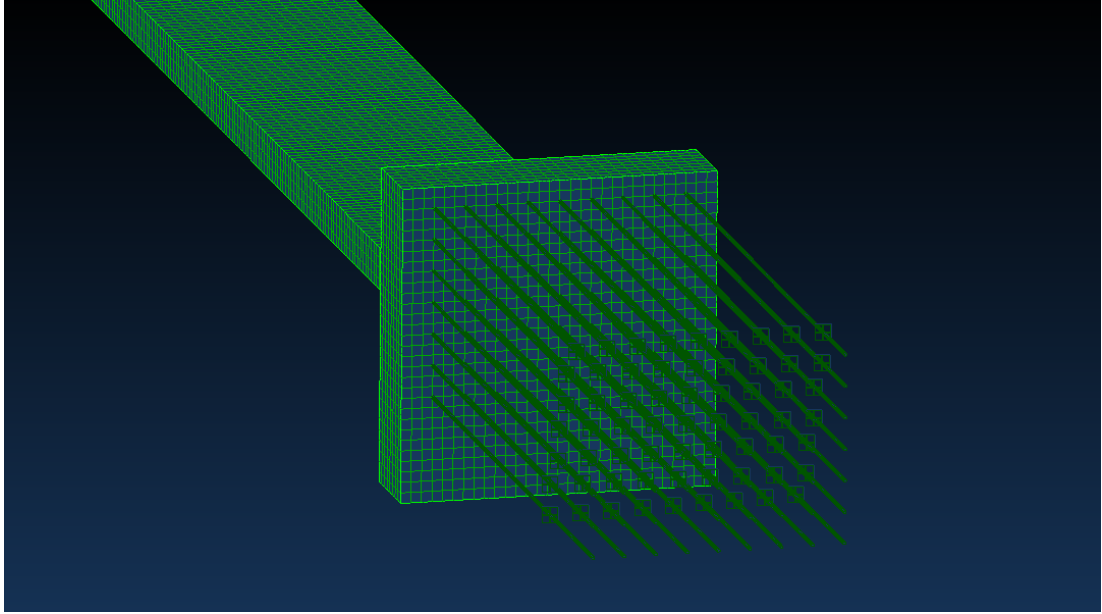


Şekil 2.17 : Doğrusal dağılıma sahip DET seti.



Şekil 2.18 : Optimal dağılıma sahip DET seti.

DTS yapıda olduğu gibi, doğrusal ve optimal dağılımlı DET yapılar da toplam set kütlelerinin ana yapının kütlelerine oranı yaklaşık %0.67'tir. Bu değerin yapılan çalışmalarda %10'u geçmemesi gerektiği belirtilmektedir [1]. Bu kısıtın amacı, ana yapıya eklenen ek kütlelerin, mevcut doğal frekansı en az oranda etkilemesini sağlamaktır.



Şekil 2.19 : Doğrusal enerji tutucu seti bağlanmış olan ana yapı modeli.

2.5 Zamana Bağlı Modal Analiz Parametreleri

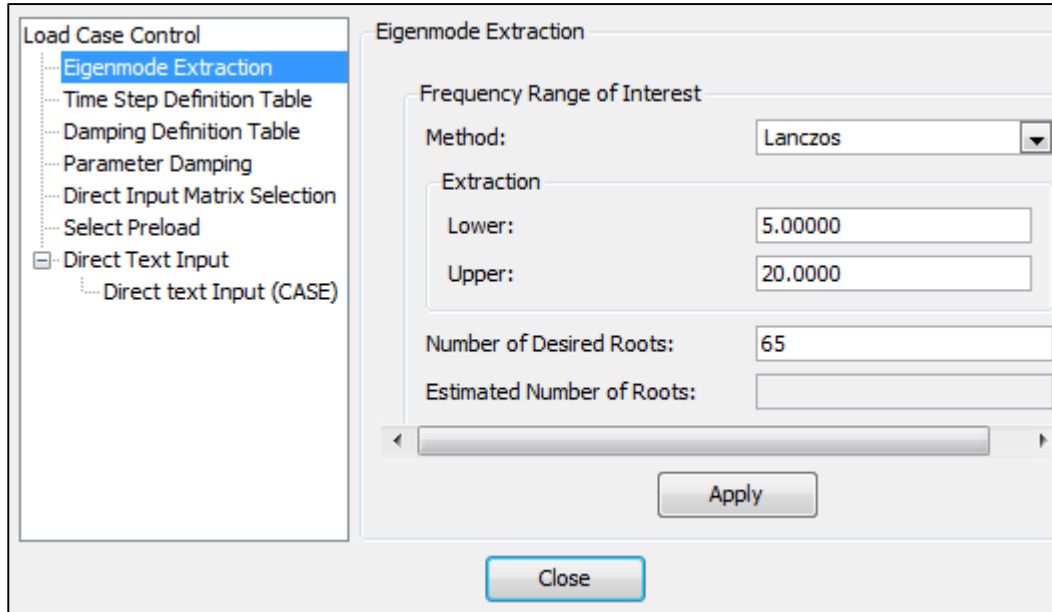
Darbe, harmonik ve rassal tahrik altında DTS ve DET bağlanmış yapıların zamana bağlı cevapları, modal süperpozisyon yöntemi ile çalışan Nastran SOL112 (*Modal Transient Analysis*) çözücüsü kullanılarak elde edilmiştir.

Bilindiği üzere sonlu elemanlar analizlerinde sistemlerin zamana bağlı cevaplarını elde etmek için iki farklı metot bulunmaktadır; bunlardan ilki doğrudan zaman bağlı cevabı sağlayan ve “*Direct Transient Analysis*” olarak geçen çözücüdür. Bu yöntemde sistemin ağ yapısındaki her bir nod için zamana bağlı hareket denklemi elde edilmekte ve belirlenen zaman aralıklarında analiz yapılmaktadır. Doğrudan zamana bağlı cevabın elde edildiği metot, gerek zaman aralığına bağlılığın olması, gerek büyük modellerde çok ağır işlem yükü getirmesi, gerekse analiz için belli frekans limiti seçilememesi gibi nedenlerden dolayı belli başlı dezavantajlara sahiptir.

Bunun yanında modal süperpozisyon ile zamana bağlı cevabın elde edildiği “*Modal Transient Analysis*” yönteminde, istenilen frekans inceleme aralığı seçilebilmekte,

analizde kaç modun dahil edilmesi gerektiği belirtilebilmektedir. Nyquist-Shannon Teoremi’nde de belirtildiği üzere, herhangi bir sinyalin doğru frekans bileşenini yakalamak için bu frekans bileşeninin en az iki katı örnekleme yapmak gereklidir. Aksi takdirde “*aliasing*” denilen yanılsamalar meydana gelir. Zamana bağlı cevabın elde edildiği sonlu elemanlar analizlerinde, belirli bir “zaman örnekleme” yapmak gerekliliği, bu gibi sıkıntılar ile karşılaşılmasına neden olmaktadır. Modal süperpozisyon yönteminde, sistem cevabına hangi modların dahil olacağı bilindiği için, en yüksek frekanslı moda göre yeterli bir örnekleme seviyesi belirlemek ve diğer kalıntı modların etkisinin yok edilmesi mümkün olmaktadır. Doğrudan zamana bağlı cevabın elde edildiği diğer metotta bu mümkün değildir. Bu nedenle modal süperpozisyon yöntemi ile zamana bağlı cevabın elde edildiği Nastran SOL112 çözücüsü analizlerde tercih edilen metot olmuştur.

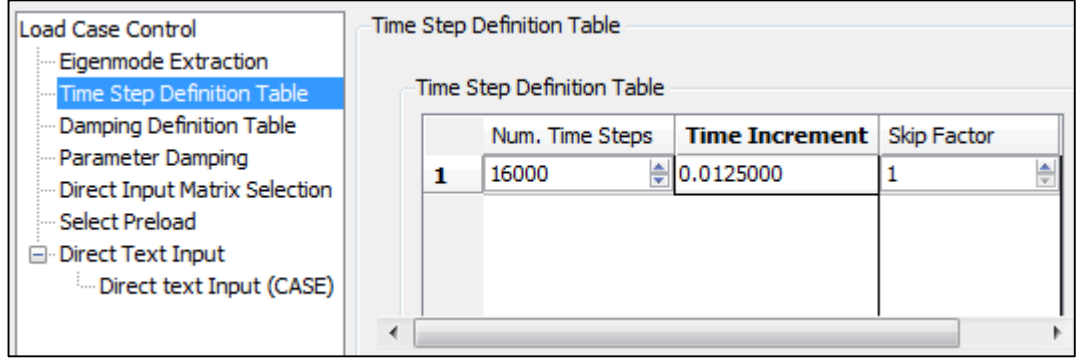
Modal süperpozisyon yönteminin ilk aşaması, sistemin modlarının çıkartılmasıdır. Genel anlamda, mod çıkartma yöntemlerinden en iyisinin Lanczos metodu olduğunu belirtilmektedir [26]. Özdeğer çıkartma aralığı, optimal dağılımın sınırları düşünülerek, 5 ile 20 Hz arası seçilmiştir. Çıkartılması istenen mod sayısı sistemdeki serbestlik derecesi sayısı düşünülerek 65 olarak belirlenmiştir. Özdeğer çıkartma parametreleri Şekil 2.20’de gösterilmektedir.



Şekil 2.20 : Analizde tanımlanan özdeğer çıkartma parametreleri.

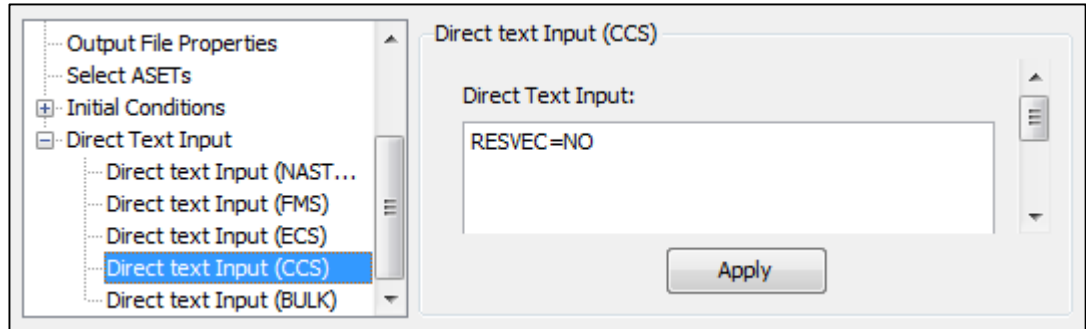
Sistemde incelenecek en yüksek frekans sınırı, 20 Hz’dir. Nyquist-Shannon Teoremi, her ne kadar doğru frekans bileşeninin yakalanması için iki kat fazla örnekleme

frekansı kullanılması gerektiğini belirtse de, bu teorem sinyal genliği için herhangi bir önermede bulunmamaktadır. Genlik hassasiyeti de gözetilerek, 80 Hz (0.0125s) örnekleme frekansı seçilmiştir. Analizin toplam süresini belirleyen zaman adımı sayısı ise 16000 olarak belirlenmiştir; buradan toplam analiz süresinin 200 saniye olacağı görülmektedir. Zaman adımı ayarları Şekil 2.21’de verilmiştir.



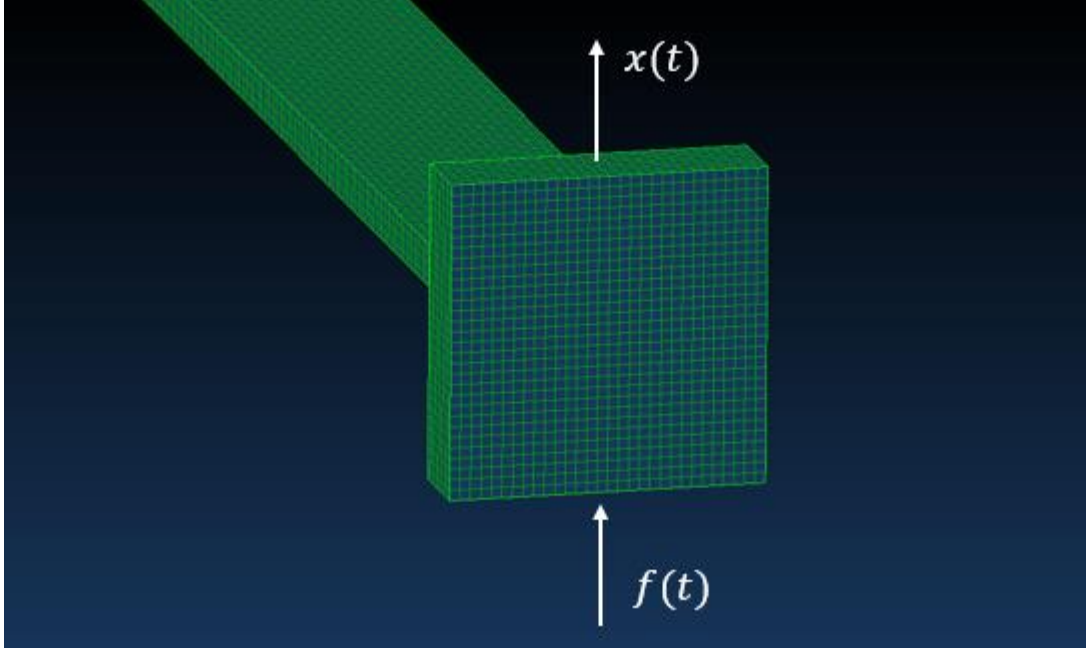
Şekil 2.21 : Analizde tanımlanan örnekleme ve zaman aralığı parametreleri.

Örnekleme frekansının 80 Hz olarak belirlenmesi, analiz sonucunda elde edilen veride 40 Hz’e kadar bileşenlerin var olmasına neden olur. Bu durum, analizde incelenmek istenmeyen kalıntı modların da sistemin cevabına etkisinin dahil edilmesi anlamına gelmektedir. Bunu engellemek için, analiz sonuçlarına kalıntı modların eklenmesi kısıtlanmıştır. Yapılan kalıntı mod ayarlamaları Şekil 2.22’de gösterilmiştir.



Şekil 2.22 : Kalıntı mod vektörlerinin etkisinin kaldırılması.

Analizlerde tahriklerin verildiği ve sistem cevaplarının alındığı noktalar, Şekil 2.23’de model üzerinde gösterilmiştir. Tahrik girişi, kirişin ucundaki kütleli alt orta noktasından verilmektedir. Sistem cevapları ise, ana yapının ucundaki kütleli üst-orta noktasından alınmaktadır.



Şekil 2.23 : Sistemlere tahriğin verildiği ve cevapların alındığı noktalar.

2.6 Yapıların Darbe Tahriği Altında Geçici Rejim Cevapları

Önceki bölümlerde belirtildiği üzere doğrusal enerji tutucu yapılar, darbe tipi tahriklerin olduğu durumlarda yüksek etkinlikte çalışmaktadırlar; bu özellik DET yapıları diğer sönüm mekanizmalarından ayıran başlıca avantajlardan bir tanesidir.

DTS ve DET bağlanmış ana yapının darbe cevapları, bu ek yapıların nasıl bir sönüm mekanizması sunduğunu göstermesi açısından daha açıklayıcıdır; sisteme sadece $t = 0$ anında anlık bir enerji girişi olduğundan, zamana göre enerjinin transfer mekanizması açık olarak ortaya çıkmaktadır.

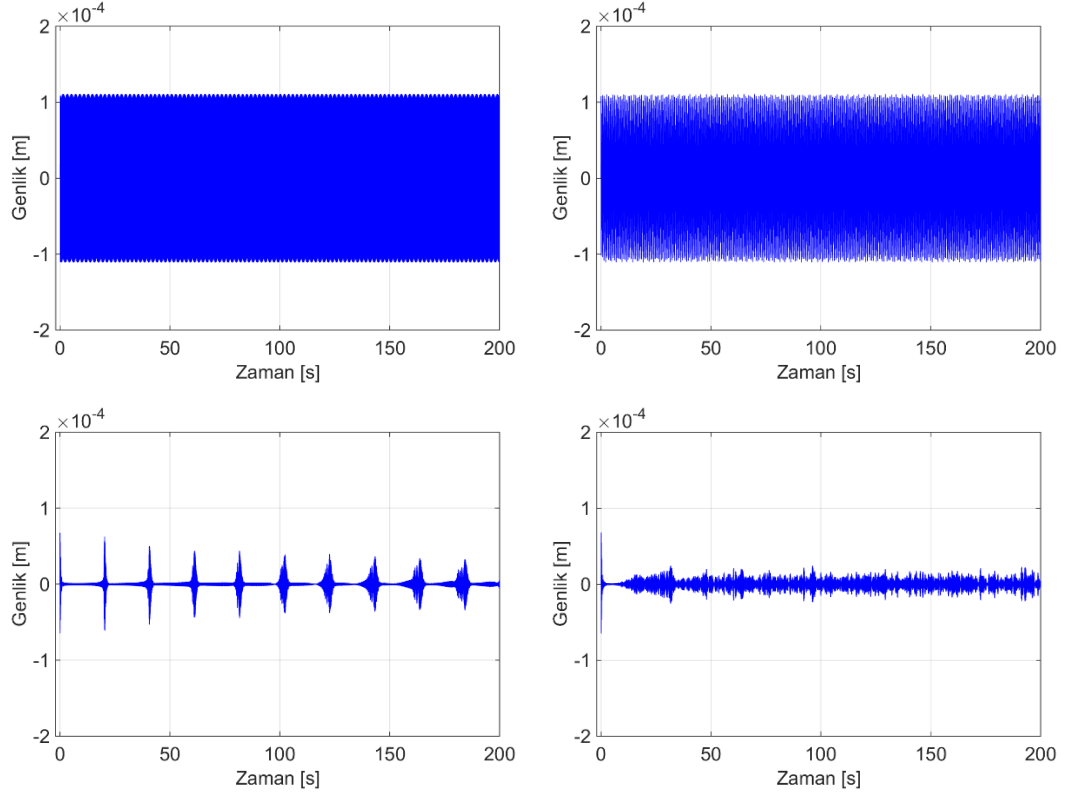
Analizlerde tahrik noktasına 100 m/s ilk hız tanımlanmıştır. Elde edilen zamana bağlı genlik verileri, nCode GlyphWorks yazılımında işlenerek FFT grafikleri elde edilmiştir. Tanımlanan FFT parametreleri Şekil 2.24'te gösterilmektedir.

OutputType	Amplitude ▼	Specifies the type of spectrum to produce
AveragingMethod	Linear ▼	Specifies the way to combine the data from multiple FFT buffers
AutoHistogramLabels	True ▼	Specifies whether to automatically set the axis labels and units t
AnalysisType		
Buffer		
WindowType	Hanning ▼	Specifies the window type to apply to each buffer
BufferSize	131072 ▼	Specifies the FFT buffer size
BufferOverlap	67	Specifies the overlap on the input data for each FFT analysis

Şekil 2.24 : FFT analizi parametreleri.

2.6.1 Ana yapının ilk modu için geçici rejim cevapları

Ana yapının ilk modunun söz konusu olduğu geçici rejim benzetimlerinde, üzerinde herhangi bir ek olmayan ana yapı, DTS bağlanmış ana yapı ile doğrusal ve optimal DET setler bağlanmış ana yapının genlik-zaman değişimi, genlik FFT grafikleri ve ana yapının zamana bağlı enerji değişimi elde edilmiştir. Şekil 2.25'te ana yapıların darbe tahriğine olan genlik cevapları verilmiştir.

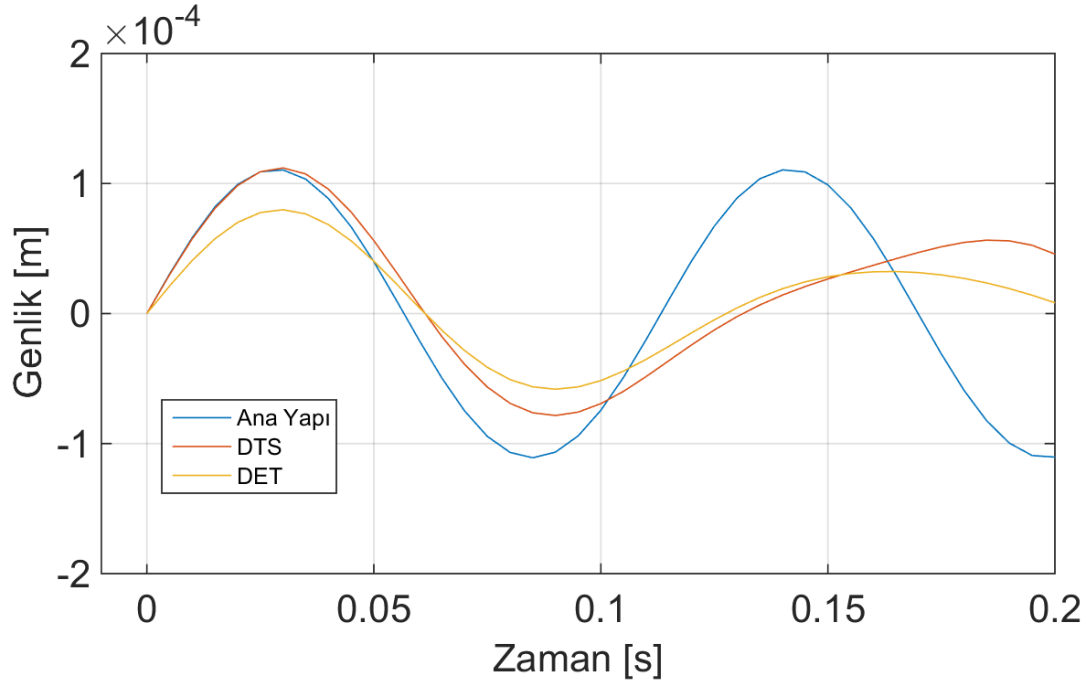


Şekil 2.25 : Darbe tahriği altında ana yapıların genlik cevapları.

Şekil 2.25'te üst sol grafik hiçbir ek yapı bağlanmamış ana yapının, üst sağdaki grafik DTS bağlanmış yapının, sol alttaki grafik doğrusal dağılımlı DET bağlanmış yapının, sağ alttaki ise optimal dağılıma sahip DET bağlanmış yapının genlik cevabı gösterilmektedir.

Grafikler incelendiğinde, darbe tahriği altında DTS bağlı yapının hiçbir sönüm sağlamadığı görülmektedir. Doğrusal dağılımlı DET, yüksek oranda sönüm sağlamakta ancak belirli periyotlarda ana yapıya geri verilen titreşim genliğinin yüksek olduğu görülmektedir. Optimal dağılımlı DET bağlanmış ana yapıda ise titreşim hareketi, ilk darbe sönümlendikten sonra düşük bir genlik zarfı içerisinde devam etmektedir. Genlik seviyeleri incelendiğinde %85'e yakın bir sönümün optimal DET yapı tarafından sağlandığı görülmektedir.

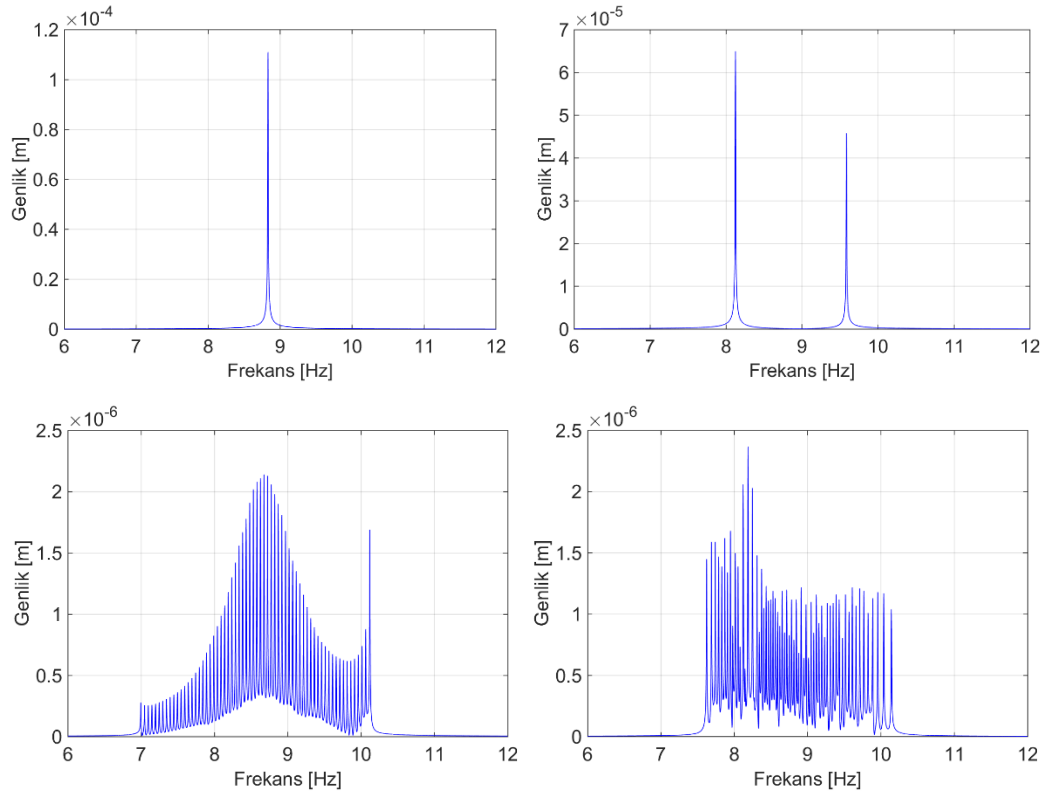
DET yapılar, darbe tahriğinin uygulanmasından hemen sonra titreşim enerjisini sönümlemeye başlamaktadır. Bu durum Şekil 2.26'da gösterilmektedir; DET bağlı olan yapı $t = 0$ anından itibaren sisteme bir sönüm tanımlamaktadır. Literatür araştırmasında da belirttiği üzere, doğrusal olmayan enerji tutucularda (DOET) bu şekilde bir sönüm gerçekleşmemekte, osilatörlerin etkinleşmesi için belli bir süre geçmesi gerekmektedir.



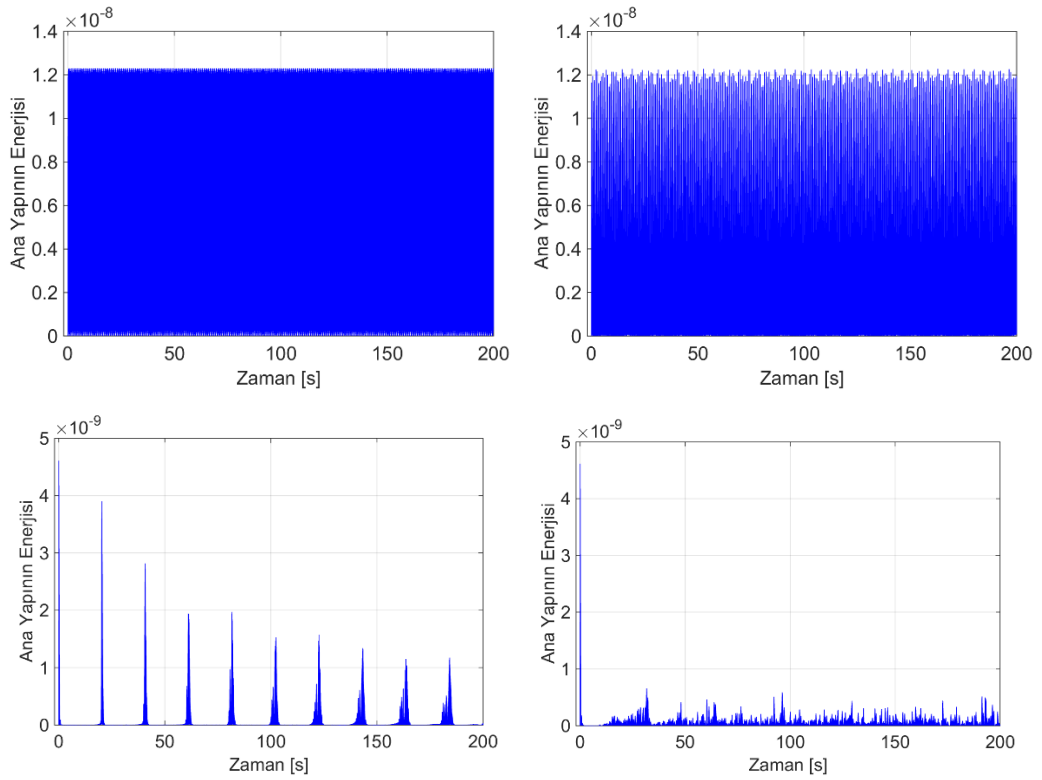
Şekil 2.26 : Darbe tahriğinden hemen sonraki genlik cevapları.

Ana yapıların darbe tahriği altında enerjilerindeki değişim Şekil 2.28'de, genlik cevaplarının frekans spektrumları ise Şekil 2.27'de gösterilmiştir. Şekillerdeki grafik sıralaması üst sol ek yapısız ana yapı, üst sağ DTS, alt sol doğrusal dağılımlı DET, alt sağ ise optimal dağılımlı DET olacak şekildedir.

Genlik cevapları ile uyumlu bir şekilde, hiçbir ek osilatör bağlanmamış ana yapının enerji genliği ile DTS bağlanmış ana yapının enerji genliklerinin aynı olduğu Şekil 2.28'den görülmektedir. Doğrusal dağılıma sahip DET setinin optimal dağılıma sahip DET setinden daha yüksek oranda enerji dönüşüne neden olduğu Şekil 2.28'de daha belirgindir. Optimal dağılımlı DET bağlanmış ana yapıda darbe enerjisi aniden sönümlenmekte ve çok büyük oranda DET yapı üzerinde tutulmaktadır. Enerji geri dönüşlerinin periyodik yapısı, özellikle doğrusal dağılımlı DET setinin bağlandığı yapının genlik cevabında belirgin olarak görülmektedir.



Şekil 2.27 : Darbe tahriği altında ana yapılarıdaki genlik frekans spektrumları.



Şekil 2.28 : Darbe tahriği altında ana yapılarıdaki enerji değişimi.

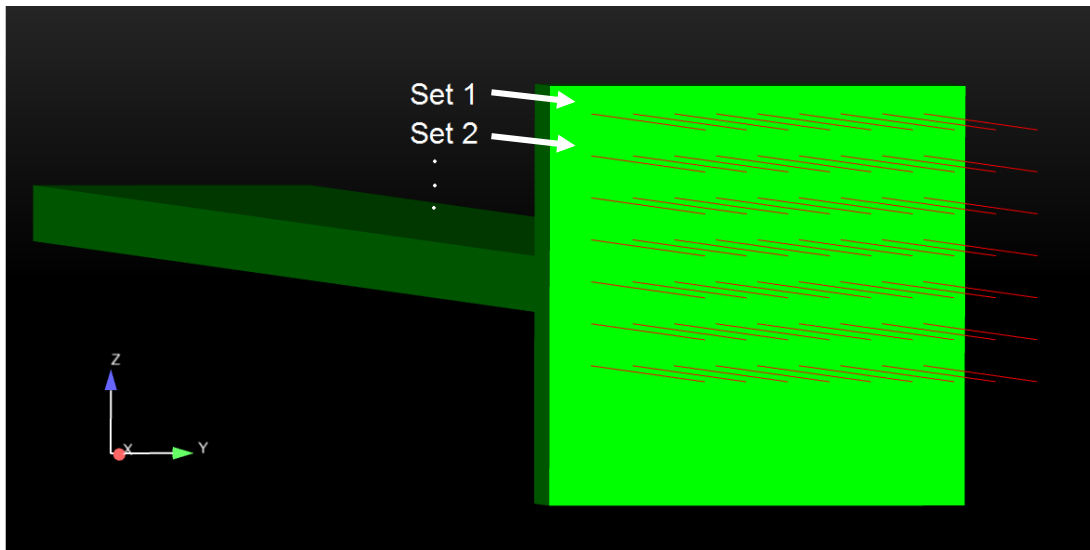
Doğrusal dağılımlı DET yapıdan kaynaklı enerji geri dönüşlerinin periyodikliği, zaman içerisinde değişmekte, ilk periyotta görülen ani genlik yükselişi yerini zamana

yayılı ve daha düşük genlikli bir karaktere bırakmaktadır. Optimal dağılımlı DET setinde ise bu periyodiklik kısa bir zaman içerisinde kaybolmaktadır. Bir sonraki alt bölümde, doğrusal ve optimal dağılımlı DET yapılarında enerji geri dönüş karakteristiklerinin belirlenebilmesi için detaylı incelemeler yapılmıştır.

2.6.1.1 Optimal DET yapılarında enerji geri dönüş karakteristikleri

Doğrusal dağılımlı DET yapılarında enerji geri dönüş süresinin osilatör frekansları arasındaki fark ile ters orantılı olduğu gösterilmiştir [7,12]. Bu doğrultuda, optimal dağılımlı DET osilatörlerin doğal frekansları arasındaki farkların da enerji geri dönüş süreleri ile bağlantısı olduğu düşünülmüştür.

Oluşturulan sonlu elemanlar modelinde her birisi 9 osilatörden oluşmak üzere toplamda 7 sıra osilatör seti bulunmaktadır. Bu setler Set1, Set2,... olarak adlandırılmış ve Şekil 2.29'da gösterilmiştir. Şekil 2.30 ve Şekil 2.31'da gösterilen frekans farkları ve bu farklar ile ters orantılı olan enerji geri dönüş süreleri, bu setlere göre ayrı ayrı verilmiştir.

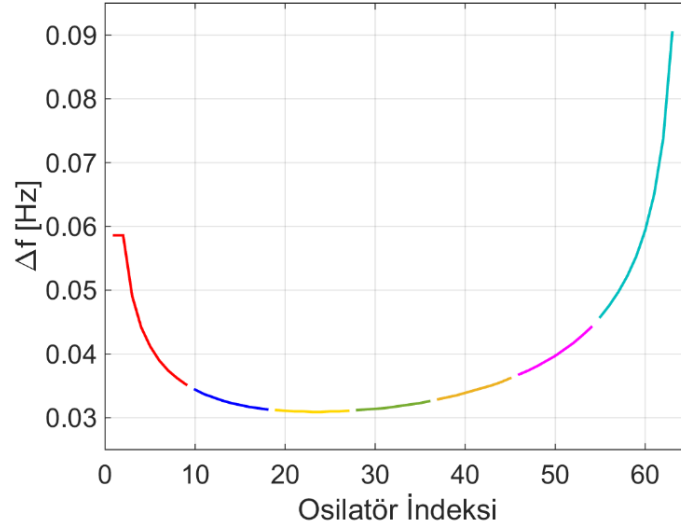


Şekil 2.29 : Numaralandırılmış osilatör setleri

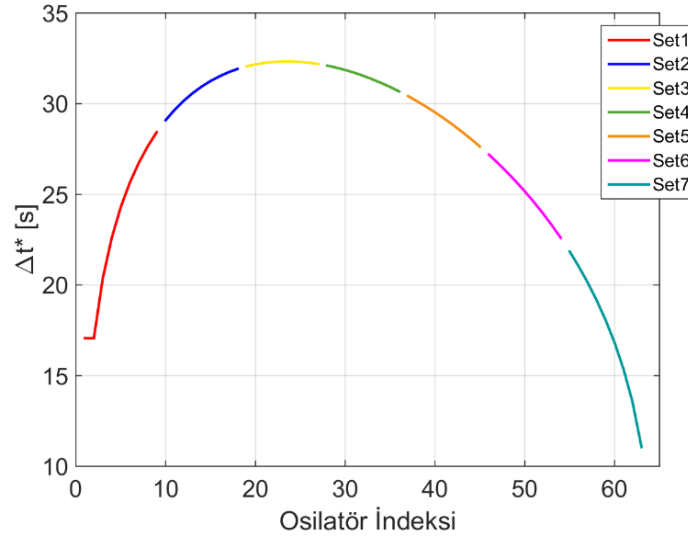
Şekil 2.30 ve Şekil 2.31'de verilen Δf ve Δt^* arasındaki ilişki,

$$\Delta t^* = \frac{1}{\Delta f} \quad (2.5)$$

şeklindedir.



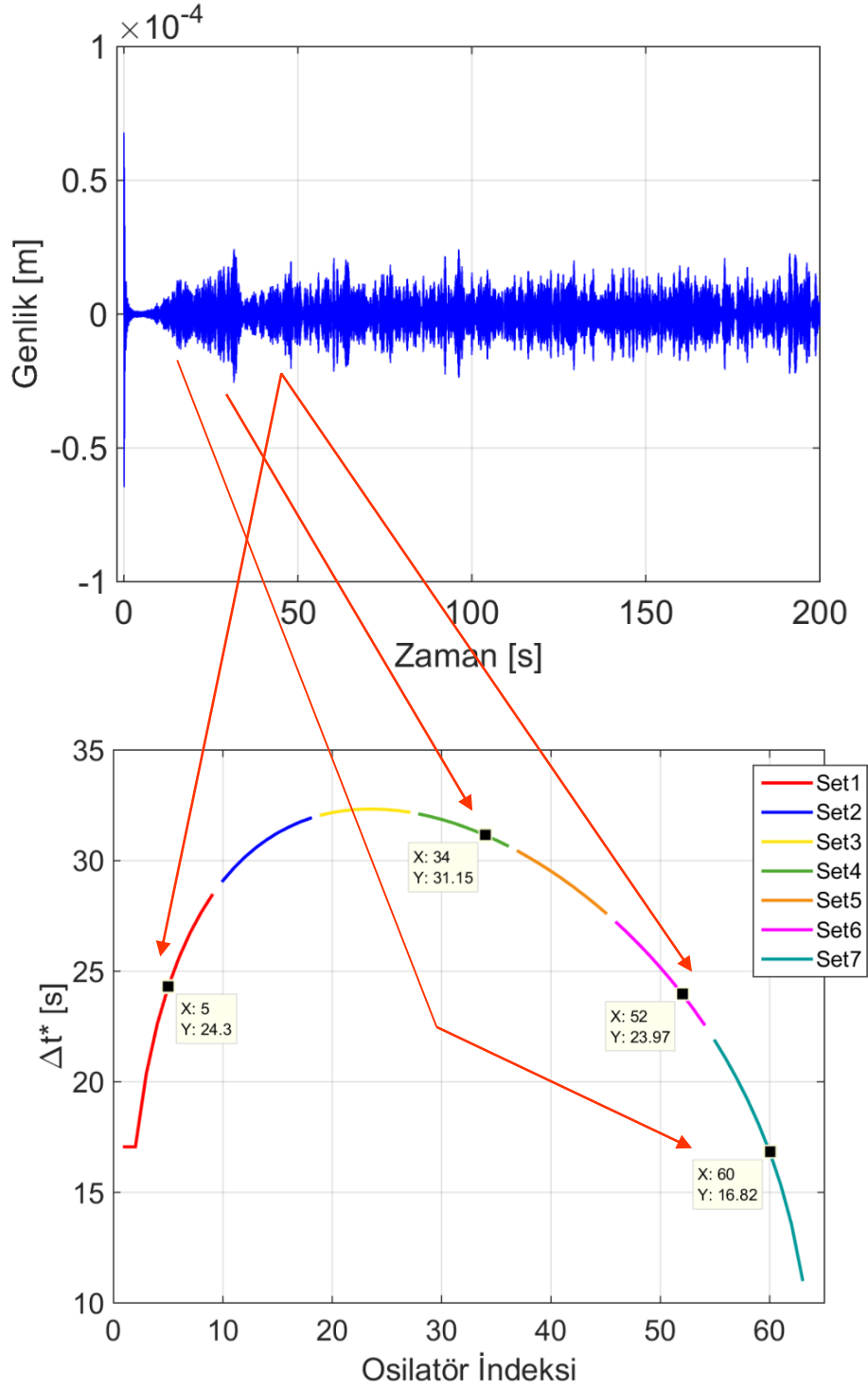
Şekil 2.30 : Optimal dağılımlı DET osilatörlerin doğal frekansları arasındaki fark.



Şekil 2.31 : Set numarasına göre enerji geri dönüş süreleri

Yapılan animasyonlarda, enerji geri dönüş mekanizmasının Δt^* süresine bağlı olarak çalıştığı gösterilmiştir. Şekil 2.31'de 2,3 ve 4 nolu setler olarak gösterilen osilatörler, 31. saniyede görülen en büyük enerji geri dönüşünü belirlerken, diğer setler sürelerine göre daha küçük miktarda enerji geri dönüşlerine neden olmaktadır. Belli zamanlarda osilatörlerin hareketlerinin aynı faza girerek, titreşim enerjisini ana yapıya geri ilettiği gözlemlenmiştir. Birbiri ile faza giren osilatör sayısı ne kadar fazla ise, ana yapıya geri dönen enerji miktarı da o kadar fazla olmaktadır. Bu nedenle, enerji geri dönüş süreleri nispeten birbirine yakın olan 2,3 ve 4 nolu setlerdeki osilatörler en büyük enerji geri dönüşüne neden olan bölgelerdir. Bu bölgelerin önemli özelliği ise ana yapının doğal frekansı çevresinde yer alan osilatörler olmalarıdır.

Karakteri daha belirgin olan bazı enerji dönüş bölgeleri ve ilgili osilatör bölgeleri Şekil 2.32’de gösterilmektedir. Gösterilen enerji dönüşleri, osilatörlerde belirtilen sürelerde veya onların katlarında gerçekleşmektedir. Belirli zaman sonra, birbirleri ile aynı fazda hareket eden osilatör sayısı azalmakta ve enerji geri dönüşlerinin karakteri karmaşık bir hal almaktadır.



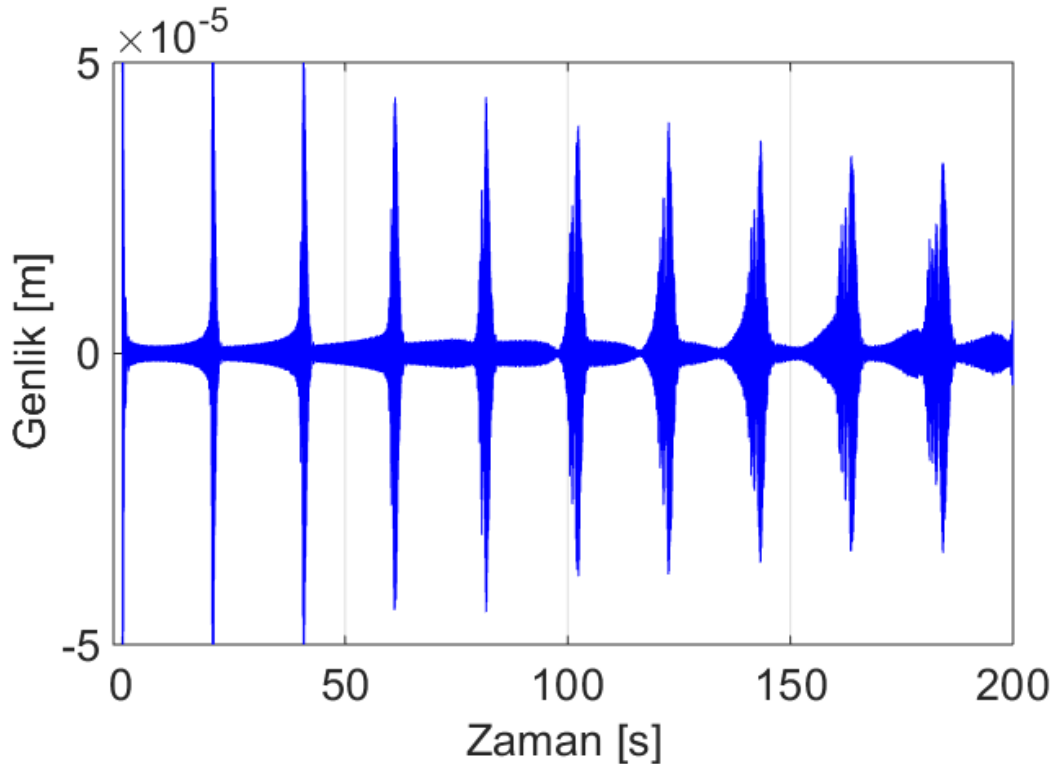
Şekil 2.32 : Belirgin bazı enerji geri dönüş zamanları ve ilgili osilatör bölgeleri

Optimal enerji tutucuların mevcut olduğu modelin animasyonlarında, ana yapıya enerji geri dönüşlerinin düşük ve yüksek frekanslı osilatörlerden başlayarak ana yapının doğal frekansına yakın olan orta frekanslara doğru ilerlediği gözlemlenmiştir.

2.6.1.2 Doğrusal DET yapılarda enerji geri dönüş karakteristikleri

Doğrusal dağılıma sahip DET osilatörler söz konusu olduğunda, enerji geri dönüş sürelerinin osilatörlerin arasındaki frekans farkına bağlı olduğu belirtilmişti. Bu doğrultuda enerji dönüş karakteristiklerinin daha derinlemesine incelenebilmesi için doğrusal dağılımlı DET yapının benzetim sonuçları irdelenmiştir.

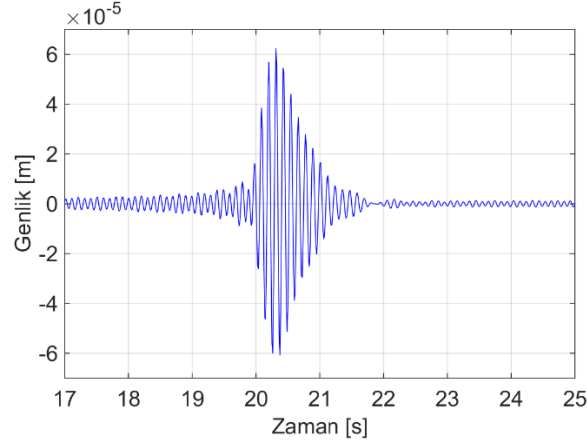
Benzetimlerde kullanılan doğrusal dağılımlı enerji tutucuların frekansları, aralarında 0.05 Hz olacak şekilde ayarlanmıştır. (1.1)'de verilen eşitlikten yola çıkıldığında, enerji geri dönüş süresinin 20 s olduğu görülmektedir. Bu değerin doğruluğu Şekil 2.25'te verilen doğrusal dağılımlı DET yapının genlik cevabından görülebilir. İlk enerji dönüşünün gerçekleştiği 20. saniyeden sonra gelen periyotlarda (40, 60, 80,...) enerji geri dönüş karakteristiğinin değiştiği gözlemlenmektedir.



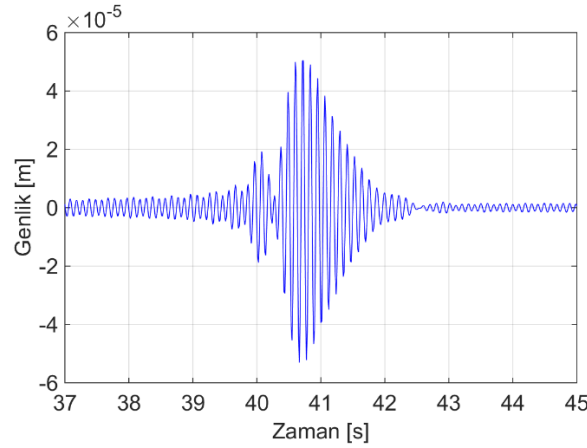
Şekil 2.33 : Doğrusal dağılımlı DET yapıdaki enerji geri dönüşleri.

Yapılan animasyonlarda, optimal dağılımlı enerji tutuculara benzer olarak enerji geri dönüşlerinin düşük ve yüksek frekanslardan başlayarak orta frekanslara doğru ilerlediği gözlemlenmiştir. İlk geri dönüş periyotunda ($t = 20$) bütün osilatörler aynı

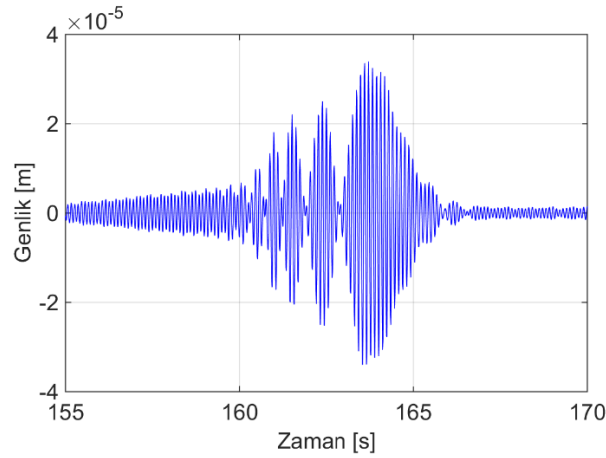
anda faza girerek enerjiyi ana yapıya geri iletmektedir. Animasyonlarda net olarak görüntülenebilen bu karakter burada verilmemiştir. Çeşitli dönüş periyotundaki sistem cevapları Şekil 2.34 ile Şekil 2.36 arasında gösterilmektedir.



Şekil 2.34 : 20. saniyede başlayan ilk geri dönüş hareketi.



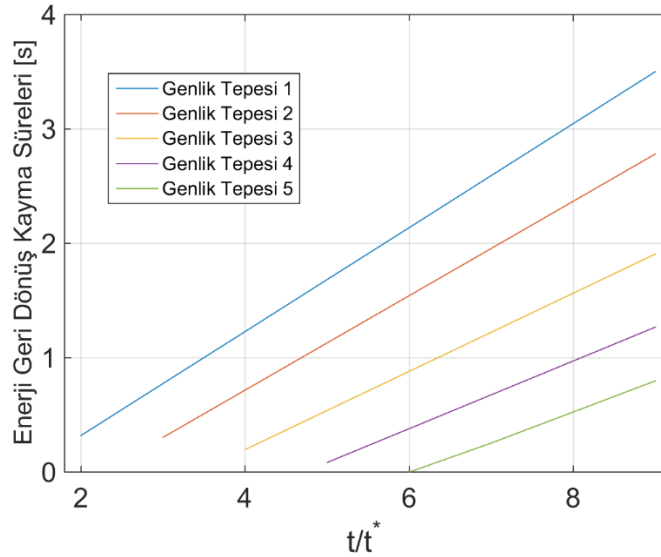
Şekil 2.35 : 40. saniyede başlayan ikinci geri dönüş hareketi.



Şekil 2.36 : 160. saniyede başlayan sekizinci geri dönüş hareketi.

Şekil 2.34'te görülen baskın enerji geri dönüşü, ana yapının doğal frekansı civarlarında yer alan osilatörler tarafından belirlendiği animasyonlar ile gözlemlenmiştir. Şekil 2.35'da, bu baskın geri dönüşün $t = 40.5$ civarlarına kaydığı görülmektedir; $t = 40$ anında ise yeni ve daha çekinik karakterli bir enerji geri dönüş tepesi oluşmuştur. Bu yeni oluşan tepenin, osilatör setinin en yüksek ve en düşük frekanslı osilatörlerinden kaynaklandığı animasyonlardan gözlemlenmiştir. Şekil 2.36'da verilen genlik değişimi grafiğindeyse baskın enerji geri dönüşü $t = 164$ bölgesine kadar kaymış, ilki çok belli olmamakla birlikte, beş adet yeni enerji geri dönüş tepesi oluşmuştur.

İlerleyen zaman ile birlikte oluşan yeni enerji dönüş tepeleri ve bunların zamana bağlı kayma miktarları Şekil 2.37'de verilmiştir. Oluşan enerji dönüş tepelerinin zaman içerisinde kayma miktarlarının doğrusal olarak değiştiği görülmektedir.

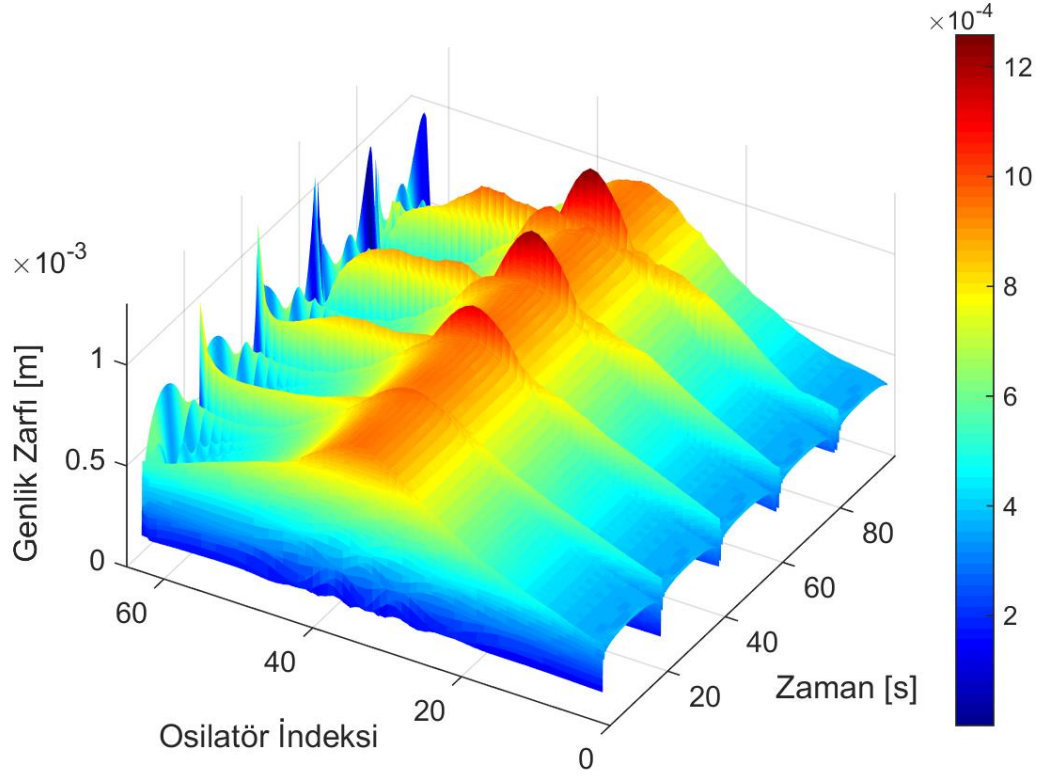


Şekil 2.37 : Oluşan enerji geri dönüş tepelerinin zamana bağlı kayma miktarları.

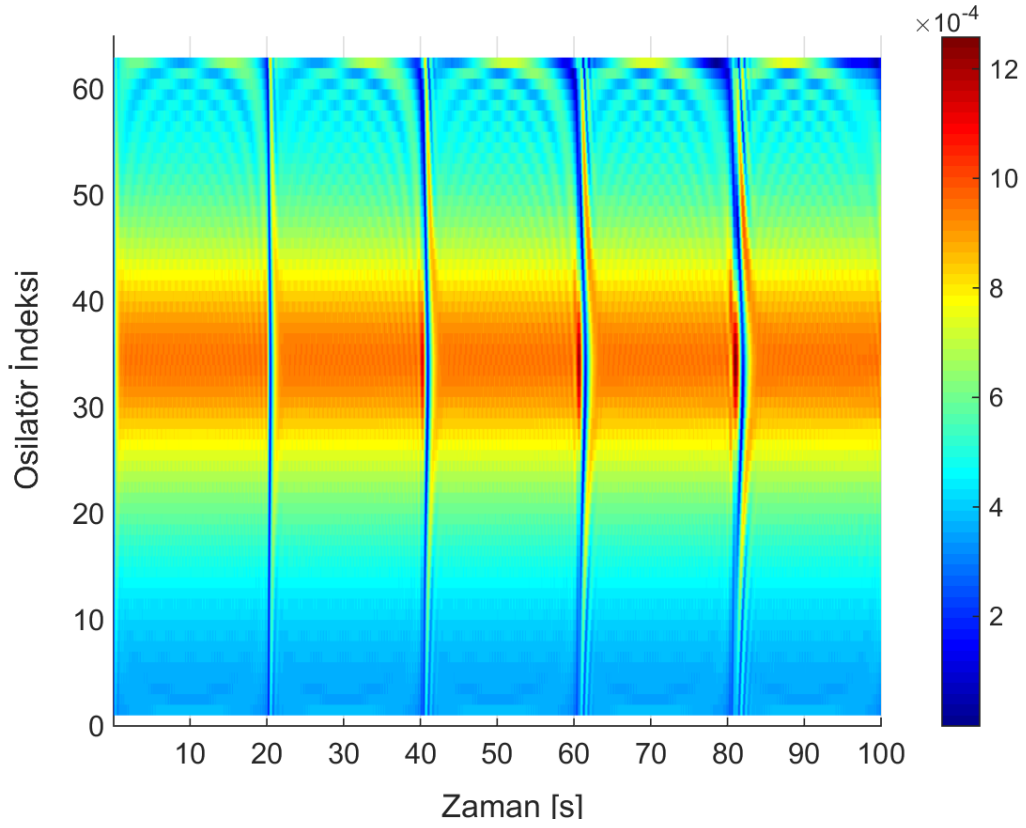
2.6.1.3 Osilatörlere göre enerji aktarım mekanizmasının değişimi

Bu noktaya kadar animasyonlar ile doğrulanan ve gözleme dayanan enerji geri dönüş karakteristiklerinin daha sayısal bir bağlama oturtulması amacıyla, hem doğrusal hem de optimal dağılıma sahip DET yapı benzetimlerinde tüm osilatörlere ait genlik değişimleri incelenerek, osilatörlerden ana yapıya enerji transferinin karakteristiği çıkartılmıştır. Her bir osilatörün maksimum genlik değişimi yapan uç noktaları alınarak bunların Hilbert dönüşümü ile genlik zarf değişimleri çıkartılmıştır.

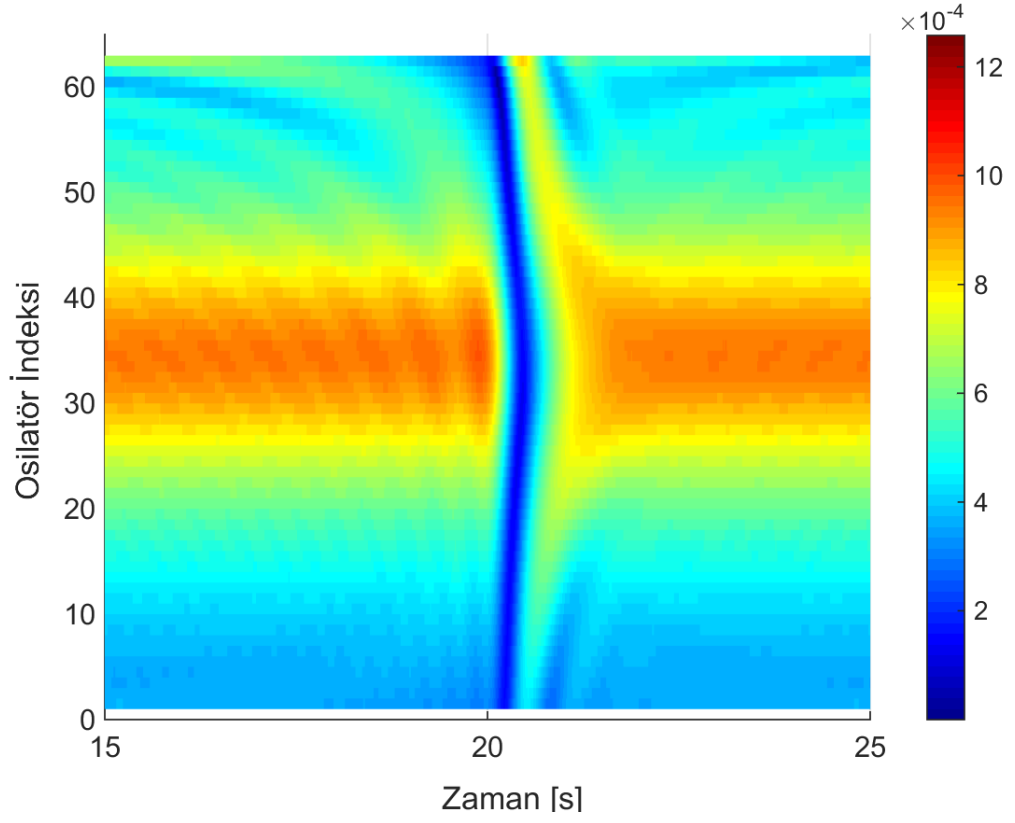
İlk incelemeler doğrusal dağılımlı DET yapıda gerçekleştirilmiştir. Her bir osilatörden elde edilen zamana bağlı genlik zarf değişimleri Şekil 2.38 ile Şekil 2.43 arasında verilmiştir.



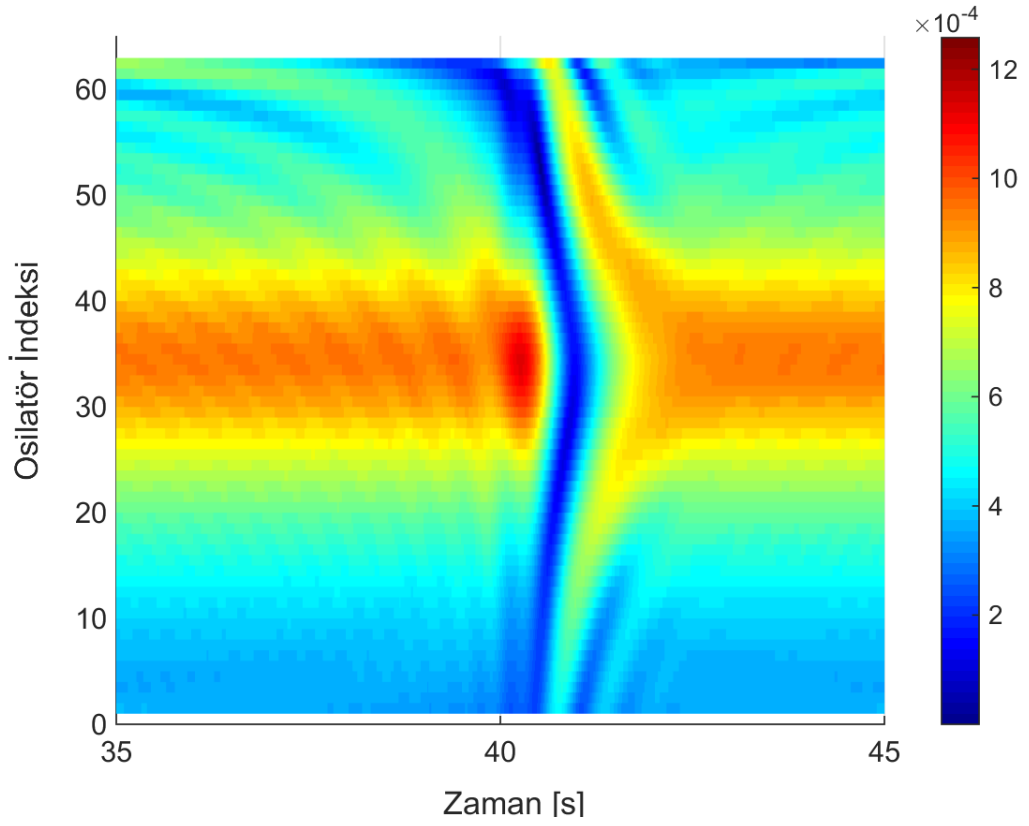
Şekil 2.38 : Doğrusal dağılımda, her bir osilatörün genlik zarfı yüzey grafiği.



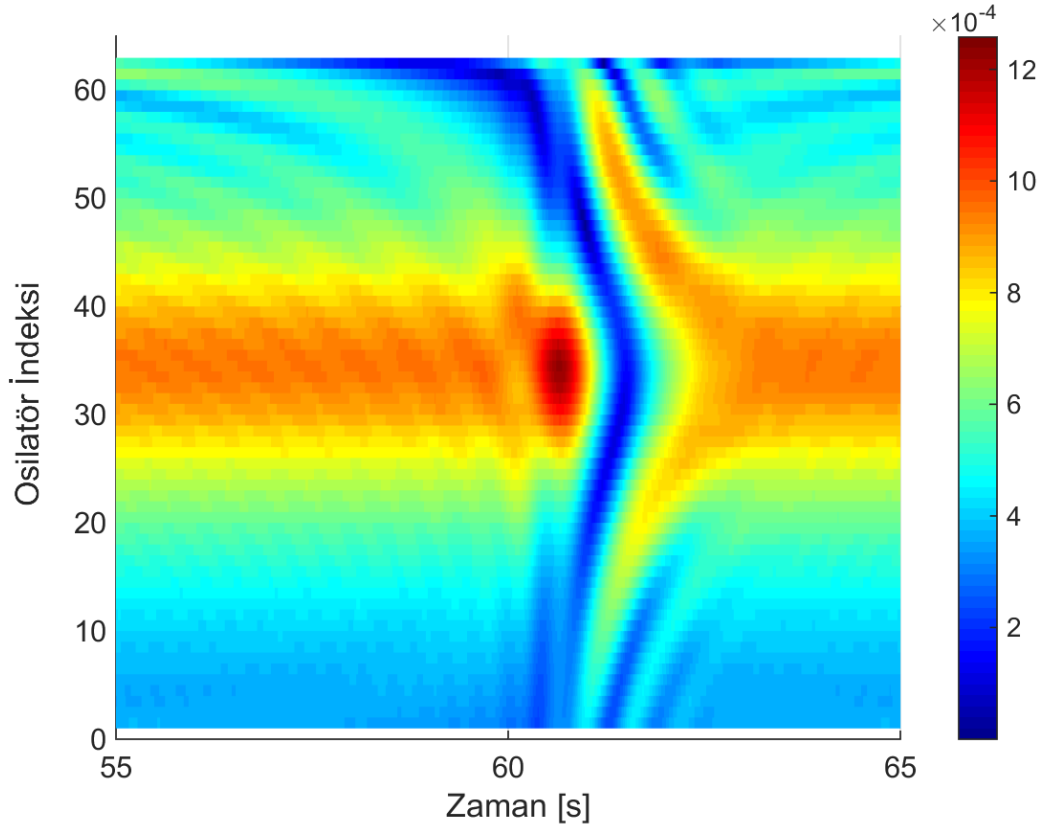
Şekil 2.39 : Her bir osilatörün genlik zarfı yüzey grafiği, üstten görünüm.



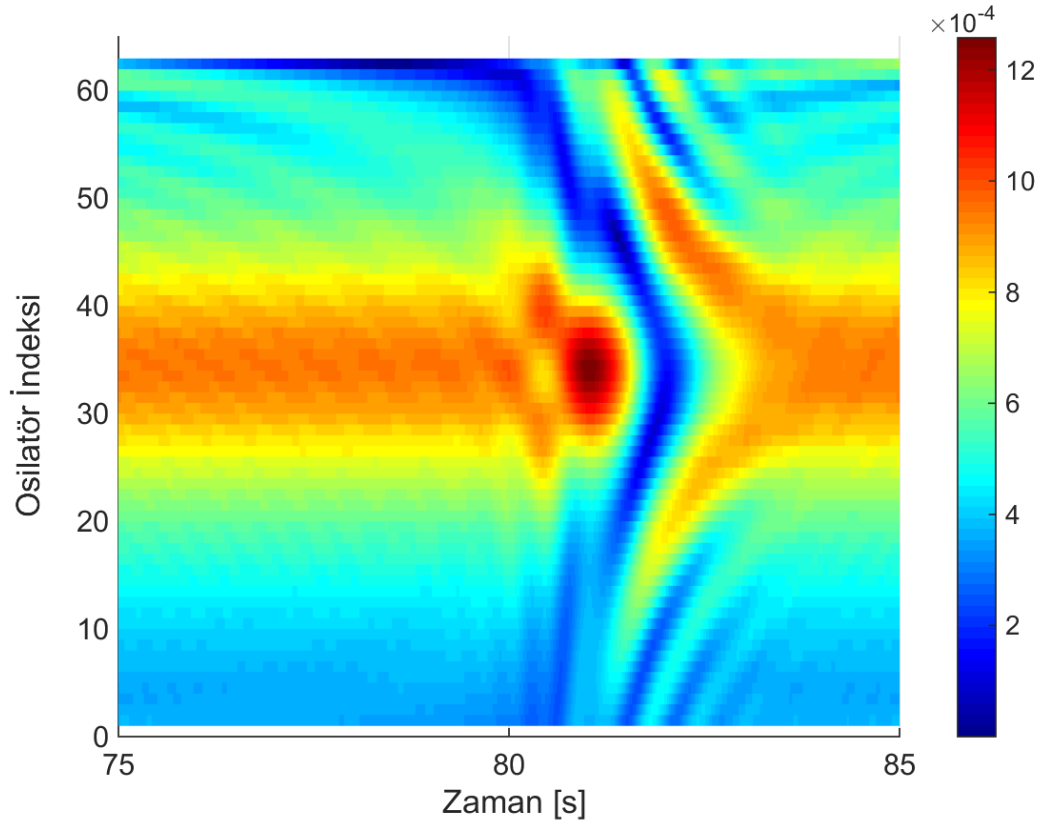
Şekil 2.40 : Her bir osilatörün genlik zarfı yüzey grafiği, 1. geri dönüş.



Şekil 2.41 : Her bir osilatörün genlik zarfı yüzey grafiği, 2. geri dönüş.



Şekil 2.42 : Her bir osilatörün genlik zarfı yüzey grafiği, 3. geri dönüş.

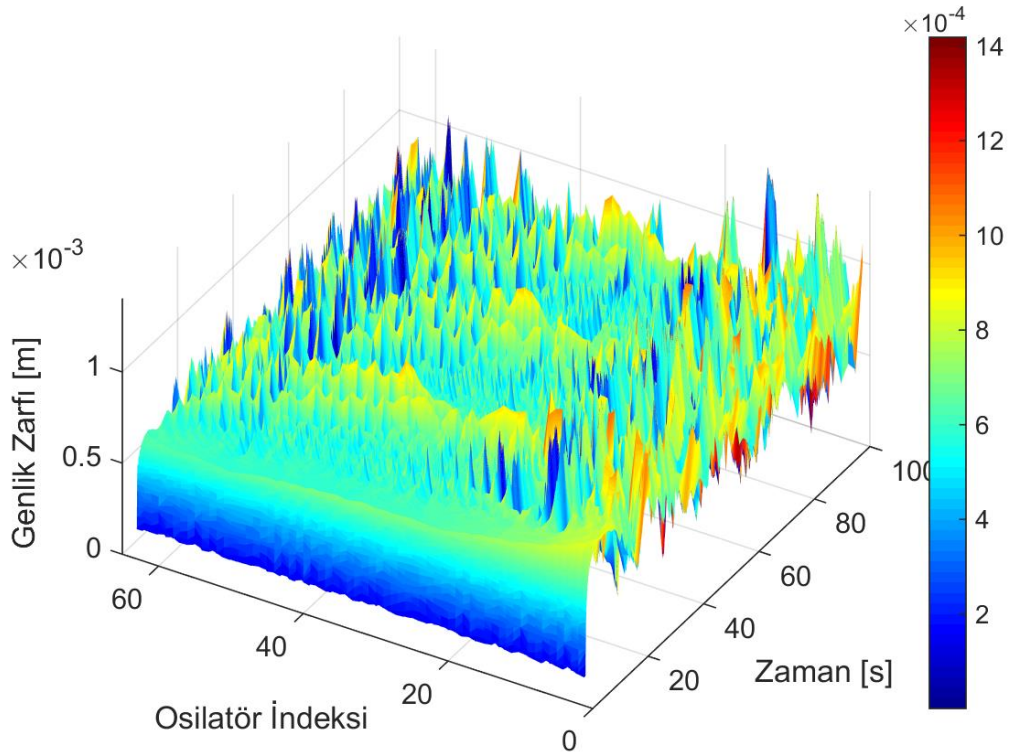


Şekil 2.43 : Her bir osilatörün genlik zarfı yüzey grafiği, 4. geri dönüş.

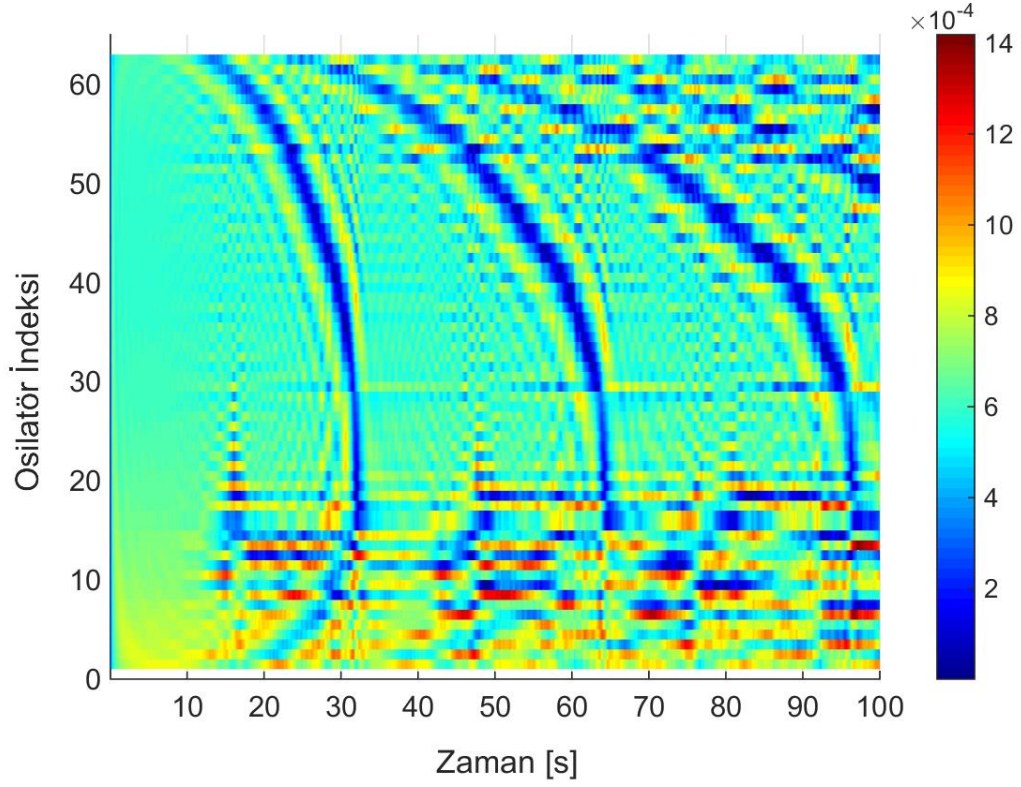
Doğrusal dağılıma sahip osilatörler, özellikle ikinci geri dönüşten itibaren, yüksek ve düşük frekanslardan başlayan ve orta frekanslara ilerleyen bir sırayla enerjilerini ana yapıya aktarmaktadırlar. Bu durum animasyonlar ile gözlemlenen karakter ile örtüşmektedir. Renk çubuğunda mavi-siyah olarak verilen kısımlar osilatörlerin minimum genlikte salındığı, yani enerjinin minimum olduğu noktaları göstermektedir. Bu noktalarda enerji ana yapıya geri aktarılmış vaziyettedir.

Doğrusal dağılımlı osilatörlerde belirgin ve belirli bir karakterde gözlemlenebilen enerji transferi, optimal dağılımlı osilatörlerde bir miktar daha karmaşık gerçekleşmektedir. İncelemelerde elde edilen genlik-zarf yüzey grafikleri Şekil 2.44 ile Şekil 2.48 arasında verilmiştir. Optimal dağılımlı DET osilatörler, frekansı ana yapıya yakın olan 20-30 nolu osilatörler dışında, çoğu zaman aynı anda faza girmemektedir. Her bir osilatör, Şekil 2.31’de verilen osilatör geri dönüş sürelerine uygun şekilde ana yapı ile enerji alışverişinde bulunmaktadır.

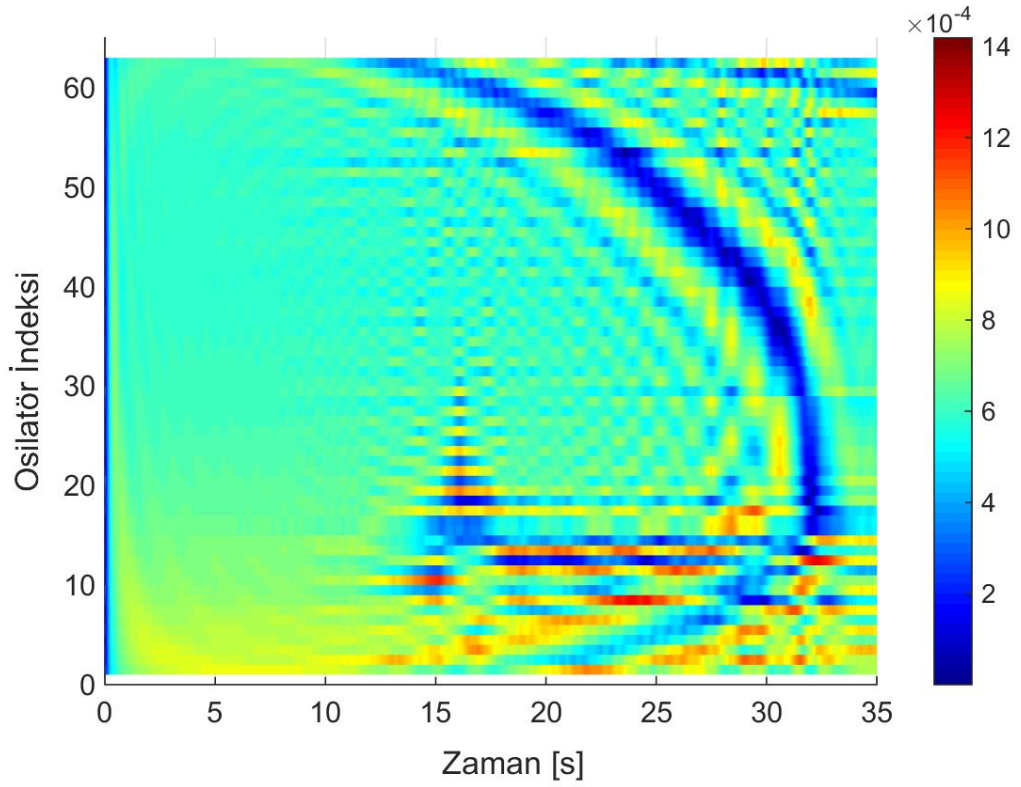
Şekil 2.45’te daha belirgin olarak görüldüğü gibi, 1 – 20 nolu osilatörlerde yüksek genlikli ve genel karakteri bir miktar bozucu etkiler mevcuttur. Bu durumun, incelenen yapıların sürekli oluşundan, sistemdeki bağlaşım özelliklerinden ve ana yapının hala bir miktar baskın olan doğal frekans karakterinden kaynaklandığı söylenebilir.



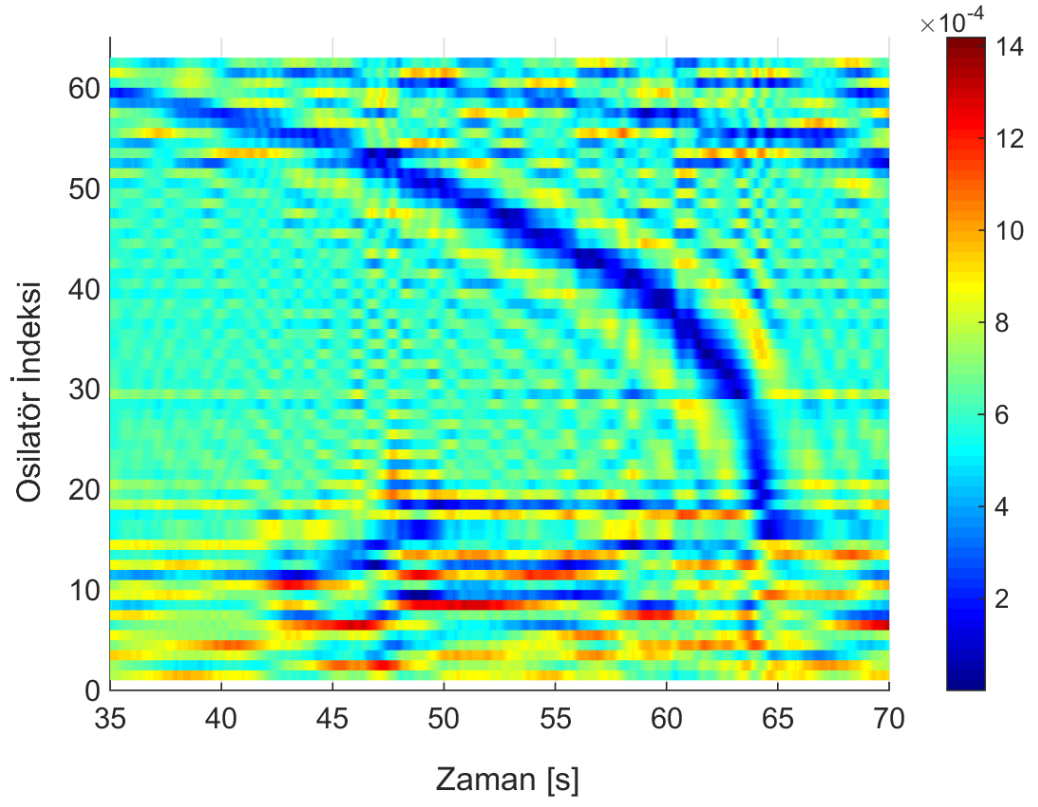
Şekil 2.44 : Optimal dağılımda, her bir osilatörün genlik zarfı yüzey grafiği.



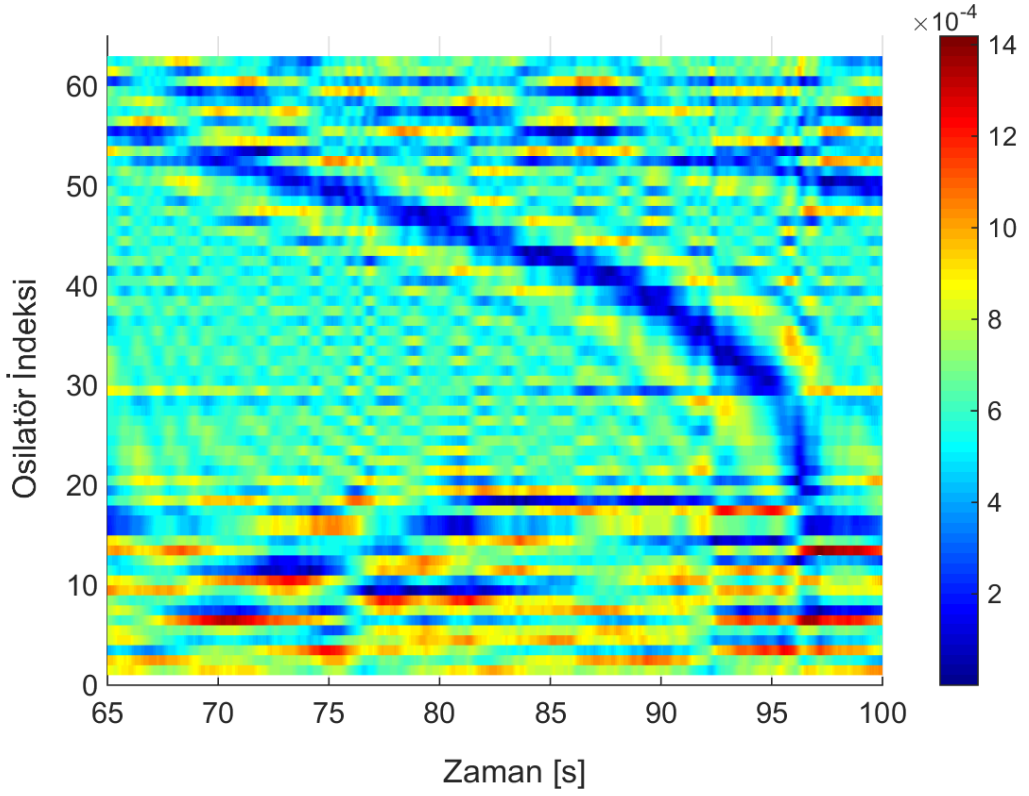
Şekil 2.45 : Her bir osilatörün genlik zarfı yüzey grafiği, üstten görünüm.



Şekil 2.46 : Her bir osilatörün genlik zarfı yüzey grafiği, t=0-35.



Şekil 2.47 : Her bir osilatörün genlik zarfı yüzey grafiği, $t=35-75$.



Şekil 2.48 : Her bir osilatörün genlik zarfı yüzey grafiği, $t=65-100$.

2.6.2 Darbe tahriği altında sistem cevaplarının değerlendirilmesi

Sonlu elemanlar benzetimlerinin ilk bölümünde darbe tahriği altında DTS yapının, doğrusal dağılımlı DET yapının ve optimal dağılımlı DET yapının geçici rejim cevapları incelenmiştir.

Darbe tahriğinden sonra yapılarda görülen titreşim genlikleri incelendiğinde, DTS bağlı yapının hiçbir sönüm görülmeden, osilatörsüz ana yapı ile aynı genlikte, hareket ettiği görülmektedir.

Doğrusal dağılıma sahip DET yapıda titreşim enerjisi ani bir şekilde ana yapıdan çekilmekte ve sönüm yaratılmaktadır, ancak enerji dönüş zamanlarında ana yapıya geri verilen titreşim enerjisi, yapıya ilk tatbik edilen darbe enerjisine yakın seviyededir. İkinci enerji geri dönüşü periyodundan itibaren, geri verilen titreşim genliği bir miktar azalmakta ve geri dönüş mekanizması değişmeye başlamaktadır. Ancak benzetim sonuçlarından görüleceği üzere azalan genlik hiçbir zaman optimal DET yapının yarattığı sönüm miktarına ulaşmamaktadır.

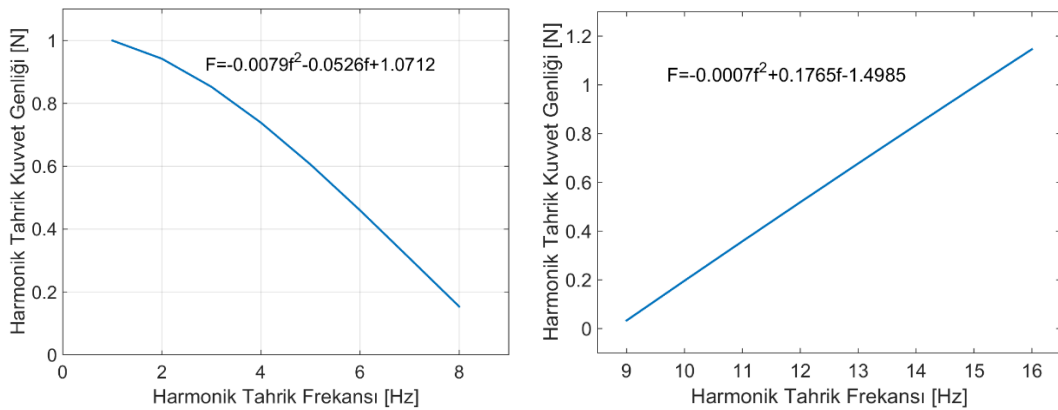
Optimal dağılıma sahip DET yapıda titreşim enerjisi tahrikten hemen sonraki anlarda sönümlenmeye başlamaktadır. Yüksek miktarda enerji ana yapıdan çekildikten sonra, belirli periyotlarda ana yapıya enerji geri dönüşleri olmaktadır. Ancak bu enerji dönüşlerinin yarattığı genlikler diğer yapıların titreşim genlikleri ile kıyaslandığında oldukça düşüktür.

Doğrusal ve optimal dağılımlı DET yapılarda görülen enerji geri dönüş karakteristikleri, temel olarak osilatörler arasındaki frekans farklarından kaynaklanmaktadır. Doğrusal dağılımlı DET osilatörlerde bu fark hep sabit bir değer olduğu için aynı periyotlarda enerji geri dönüşleri başlamaktadır. Bu enerji dönüşleri, dağılımın yüksek ve düşük frekanslı osilatörlerinden başlayarak orta frekanslara ilerleyecek şekilde gerçekleşmektedir. Optimal dağılımlı DET yapıda ise frekans farkları aynı değildir, bu nedenle enerji geri dönüşlerinin periyodikliği bir miktar daha farklı gerçekleşmektedir. Her osilatöre ait bir enerji geri dönüş zamanı bulunmaktadır, bu enerji geri dönüş zamanlarının birbirine yakın olduğu anlarda en büyük enerji geri dönüşü gerçekleşmektedir. Bu sürelerin birbirine en yakın olduğu yerler, optimal dağılımın osilatörsüz ana yapının doğal frekansını kestiği bölümlerdir.

2.7 Yapıların Harmonik Tahrik Altında Sürekli Rejim Cevapları

Bir önceki bölümde darbe tahriği altında benzetimleri yapılan yapıların, harmonik kuvvet girişi altında sürekli rejim cevapları bu bölümde incelenmiştir. Şekil 2.23'te verilen tahrik noktasına, farklı frekanslarda ve $f(t) = F \sin(2\pi ft)$ formunda kuvvet girişi uygulanmıştır. Toplam benzetim süresi 200 s olacak şekilde sonlu elemanlar analizleri yapılmış ve sonuçlar ek osilatörsüz ana yapı, DTS ve optimal DET olacak şekilde karşılaştırılmıştır. Bir önceki bölümde kullanılan sonlu elemanlar ve FFT analiz parametreleri aynı şekilde ayarlanmıştır.

Bilindiği üzere, bir sisteme her bir harmonik çevrimde verilen enerji, frekansa bağlı olarak değişmektedir [31]. Bu değişim, sistemin modal karakterine göre belirlenmektedir. Bilindiği üzere eğilme titreşimi yapan ankastre mesnetli kirişlerin zamana bağlı hareket denklemleri kuadratik ifadeler içermektedir, bu nedenle bir çevrimde sisteme verilen enerji miktarını analitik olarak elde etmek oldukça zor olacaktır. Sisteme farklı frekanslarda harmonik giriş uygulanırken, aktarılan enerjinin toplamda sabit olması için, uygulanan tahrik frekansı ve genliği arasında bir ilişki çıkartılmıştır. Osilatörsüz ana yapıya farklı frekanslarda harmonik giriş verilmiş ve toplam enerji sabit tutulduğunda olması gereken harmonik kuvvet genliği belirlenmiştir. Oluşturulan ampirik verilere uydurulmuş eğriler ve ikinci dereceden polinom denklemleri Şekil 2.49'da verilmektedir.

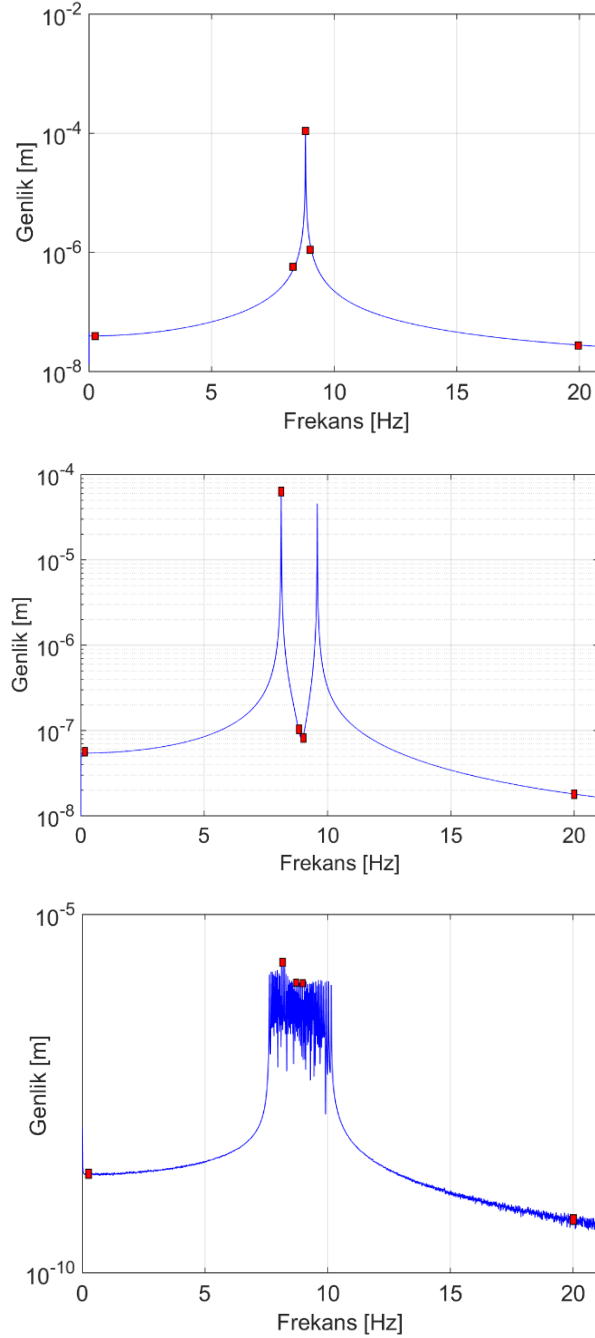


Şekil 2.49 : Sabit enerji girişi için uygulanan kuvvet genliği.

Yapılan tüm harmonik kuvvet girişlerinde bu ifadeler kullanılarak sabit enerji girişi sağlanmıştır.

Uygulanacak tahrik frekansları 0.1 Hz, 8.122 Hz, 8.83 Hz, 9 Hz ve 20 Hz olarak belirlenmiştir. 0.1 Hz değeri, optimal frekans dağılımının, DTS yapının doğal

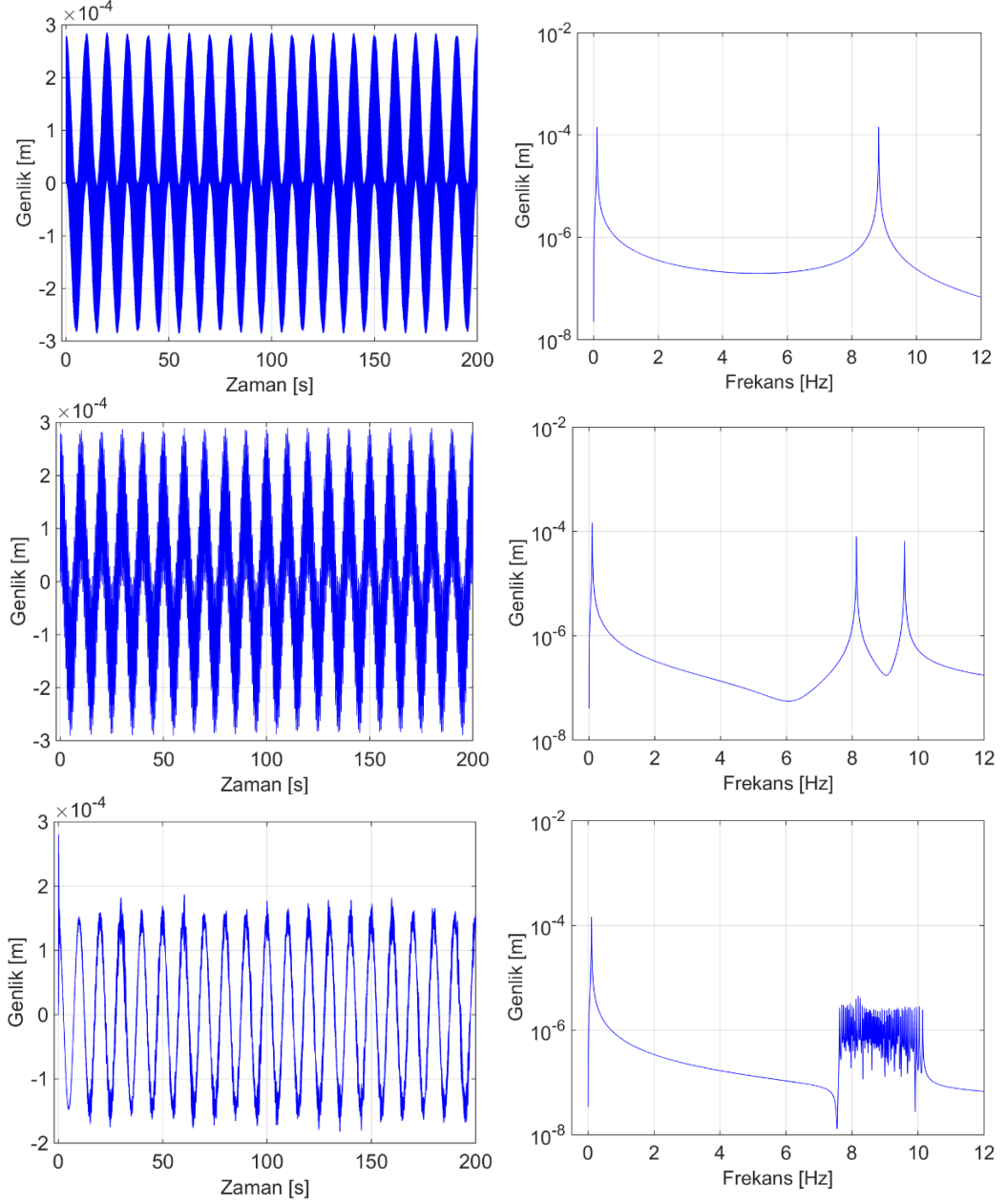
frekanslarının ve osilatörsüz ana yapının doğal frekansının altında yer almaktadır. 8.122 Hz değeri, DTS yapıda oluşan doğal frekansların ilkinine yakın bir değerdir. 8.83 Hz, osilatörsüz ana yapının doğal frekansı, 9 Hz optimal dağılım içerisinde seçilen rastgele bir frekans ve 20 Hz ise sistemlerdeki tüm doğal frekanslardan yukarıda bir değerdir. Tahrik frekanslarının, yapıların FFT grafikleri üzerinde gösterimi Şekil 2.50’de verilmiştir. Kırmızı noktalar harmonik frekans değerlerini göstermektedir. Grafikler üstten alta osilatörsüz ana yapı, DTS’li yapı ve DET’li yapı şeklindedir.



Şekil 2.50 : Harmonik tahrik frekanslarının yapıların FFT’leri üzerinde gösterimi.

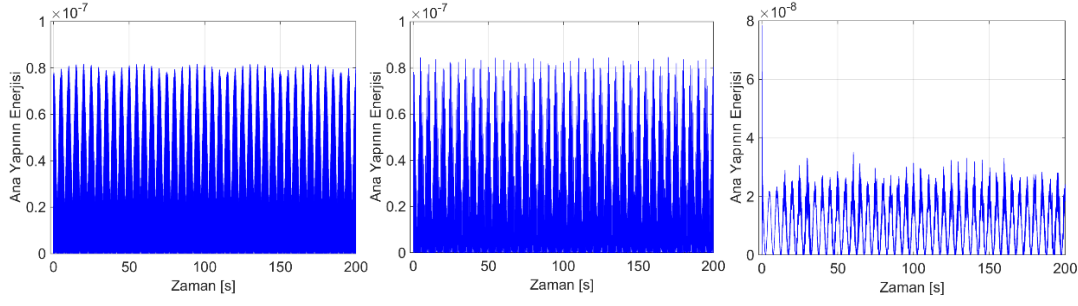
2.7.1 0.1 Hz tahrik altında yapıların sürekli rejim cevapları

İlk olarak yapılara 0.1 Hz frekansa sahip harmonik kuvvet girişi uygulanmıştır. Yapılardan elde edilen genlik cevapları ve frekans spektrumları Şekil 2.51’de gösterilmektedir. Yapılardaki enerji değişimleri Şekil 2.52’de verilmiştir.



Şekil 2.51 : 0.1 Hz tahrik altında yapıların genlik ve frekans spektrum grafikleri.

Üstteki şekilde sol sütunda, üstten alta doğru sırasıyla osilatörsüz ana yapı, DTS bağlı yapı ve DET bağlı yapıların genlik cevapları, sağ sütunda ise aynı sıralamada frekans spektrumları verilmektedir.



Şekil 2.52 : 0.1 Hz tahrik altında yapıların enerji değişimleri.

Üstteki şekilde soldan sağa doğru, osilatörsüz ana yapı, DTS bağlı yapı ve DET bağlı yapının zamana bağlı enerji değişimleri gösterilmektedir.

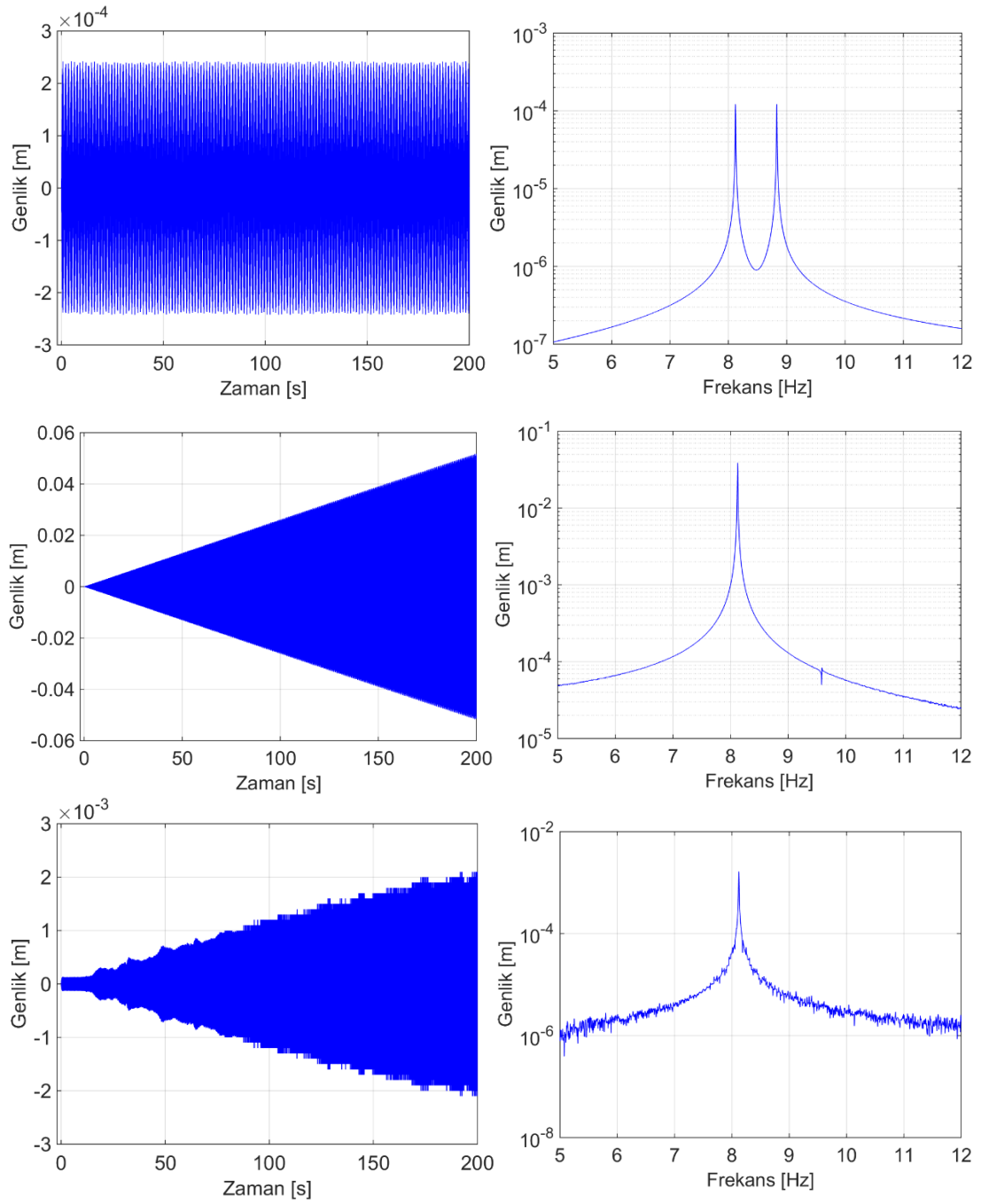
Grafiklerden görüleceği üzere, 0.1 Hz harmonik tahrik frekansı altında DTS yapıda herhangi bir sönüm görülmemektedir. Optimal dağılımlı DET bağlanmış yapıdaki titreşim genlikleri ise, %50'ye yakın bir oranda sönümlenmektedir. DET yapının geçici rejim cevabında gözlemlenen enerji geri dönüşleri, aynı periyotlarda görülmekte ve titreşim genliklerinde küçük genlik artışlarına neden olmaktadır.

2.7.2 8.122 Hz tahrik altında yapıların sürekli rejim cevapları

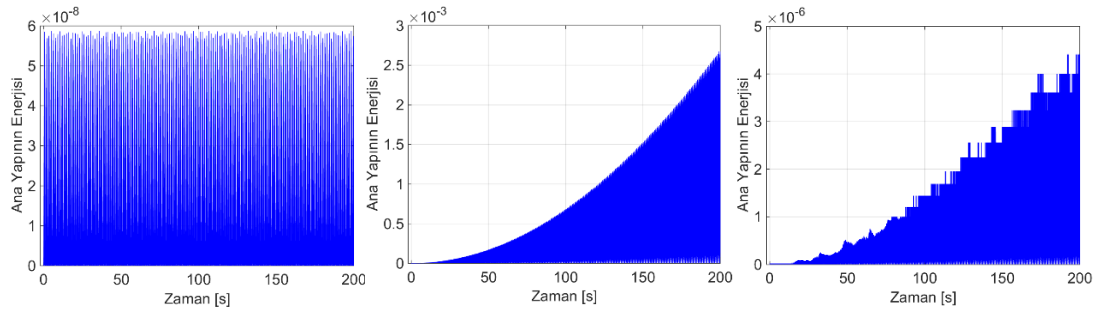
İkinci olarak yapılara 8.122 Hz frekansa sahip harmonik kuvvet girişi uygulanmıştır. Her bir yapıdan elde edilen genlik cevapları ve frekans spektrumları Şekil 2.53'te verilmiştir. Yapıların enerji değişimleri Şekil 2.54'te gösterilmektedir.

Yapıların genlik cevapları incelendiğinde, DTS bağlı yapının rezonansa girdiği ve sürekli artan bir genlikle hareket ettiği görülmektedir. Aynı şekilde DET bağlı yapı da, yüksek genlikli bir titreşim hareketi yapmaktadır. DET bağlı yapının sürekli artan bir karakterden ziyade, adeta bir zarf içerisinde bir değişim gösterdiği görülebilir. DET bağlı yapıda, 8.122 Hz frekansı, osilatörlerden birisinin doğal frekansına oldukça yakındır; bu nedenle zaman içerisinde titreşim hareketinin baskın karakteri bu osilatör tarafından belirlenmiş ve diğer osilatörler yeterli derecede tahrik olamamışlardır.

Şekil 2.53'te sol sütunda, üstten alta doğru sırasıyla osilatörsüz ana yapı, DTS bağlı yapı ve DET bağlı yapıların genlik cevapları, sağ sütunda ise aynı sıralamada frekans spektrumları gösterilmektedir. Şekil 2.54'de soldan sağa doğru, osilatörsüz ana yapı, DTS bağlı yapı ve DET bağlı yapının zamana bağlı enerji değişimleri verilmiştir.



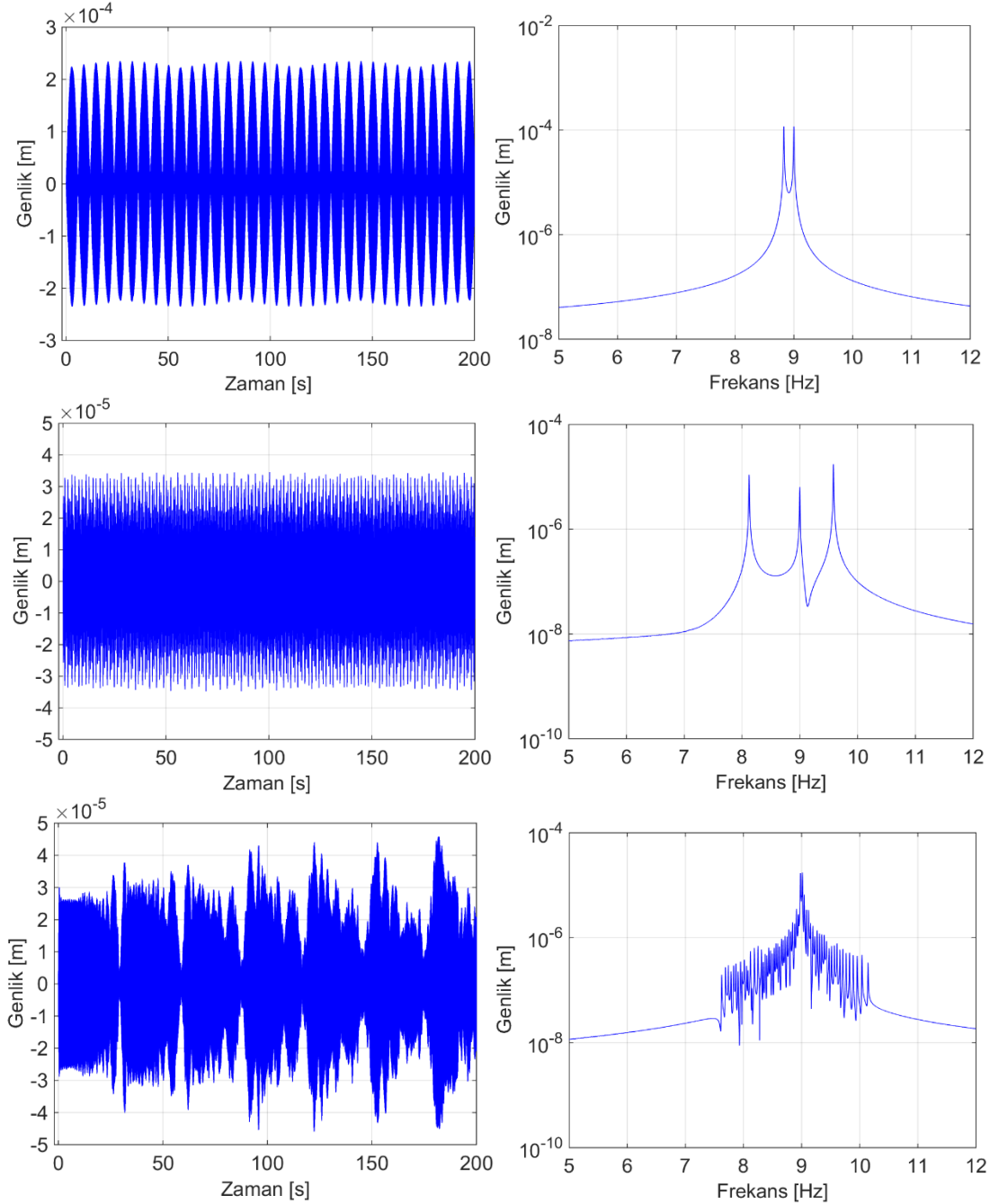
Şekil 2.53 : 8.122 Hz tahrikte yapıların genlik ve frekans spektrum grafikleri.



Şekil 2.54 : 8.122 Hz tahrik altında yapıların enerji değişimleri.

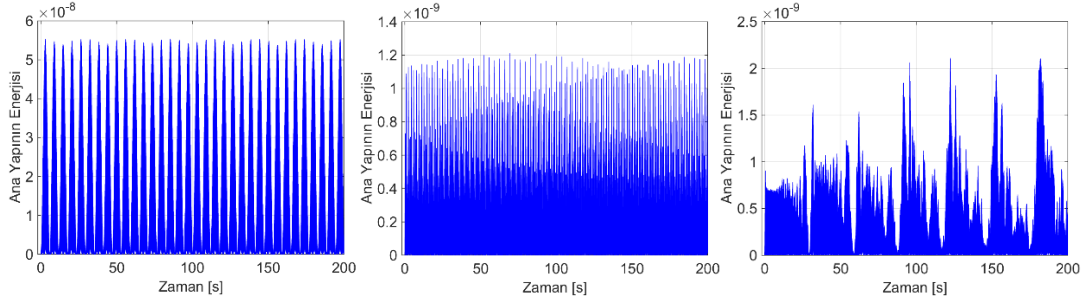
2.7.3 9 Hz tahrik altında yapıların sürekli rejim cevapları

Üçüncü olarak olarak yapılara 9 Hz frekansa sahip harmonik kuvvet girişi uygulanmıştır. Yapılardan elde edilen genlik cevapları ve frekans spektrumları Şekil 2.51’de verilmiştir. Yapıların enerji değişimleri Şekil 2.56’da gösterilmektedir.



Şekil 2.55 : 9 Hz tahrik altında yapıların genlik ve frekans spektrum grafikleri.

Üstteki şekilde sol sütunda, üstten alta doğru sırasıyla osilatörsüz ana yapı, DTS bağlı yapı ve DET bağlı yapıların genlik cevapları, sağ sütunda ise aynı sıralamada frekans spektrumları verilmiştir.

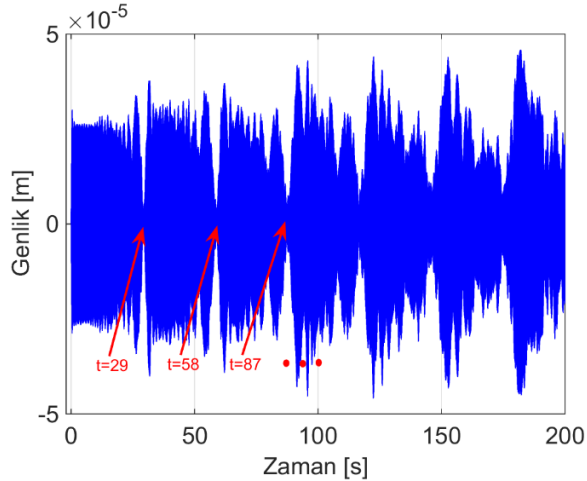


Şekil 2.56 : 9 Hz tahrik altında yapıların enerji değişimleri.

Üstteki şekilde soldan sağa doğru, osilatörsüz ana yapı, DTS bağlı yapı ve DET bağlı yapının zamana bağlı enerji değişimleri gösterilmektedir.

9 Hz tahrik frekansı, DTS yapının çalışma aralığına girmektedir; bu nedenle DTS'in etkin bir şekilde titreşim sönümlediği genlik cevaplarından görülebilir. Aynı şekilde DET yapı da, tahrik frekansı osilatörlerden herhangi birisi ile tam çakışmadığı için, DTS ile benzer mertebelerde sönüm sağlamaktadır. Her iki yapı da yaklaşık %85 oranında bir titreşim sönümüne neden olmuştur.

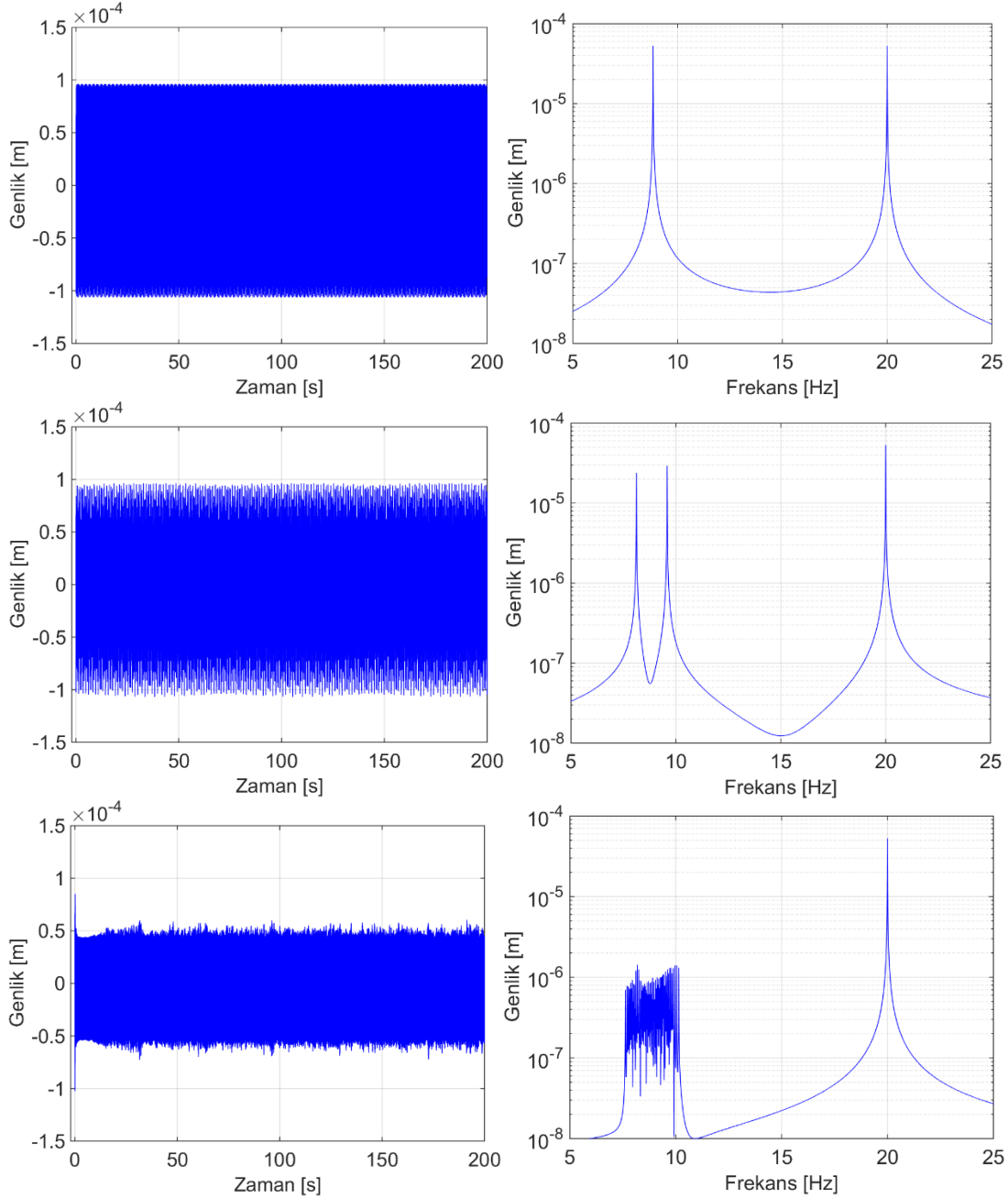
DET bağlı yapının titreşim genliği, belirli periyotlarda sıfıra yaklaşmakta sonrasında yeniden yükselmektedir. Bu hareket karakteristiğinin sebebi, 9 Hz'in en yakın olduğu osilatör olan 40. osilatörün dönüş zamanıdır. Şekil 2.31'de 40 nolu osilatörün geri dönüş zamanı ~29 s olarak verilmektedir, Şekil 2.55'te verilen DET genlik cevabının detayına girilirse bu değer sağlandığı görülmektedir. Şekil 2.57'de enerji geri dönüş bölgeleri gösterilmiştir. Sonuçlarda görüldüğü üzere 40 nolu osilatör tüm yapının hareketini domine ederek kendi karakterini ana yapı üzerinde göstermektedir. Bu durumun, her bir osilatörün kendine ait geri dönüş zamanı olduğunu öneren Şekil 2.31'deki grafik ile uyumlu olduğu görülmüştür.



Şekil 2.57 : 40 nolu osilatörden kaynaklı enerji geri dönüş bölgeleri.

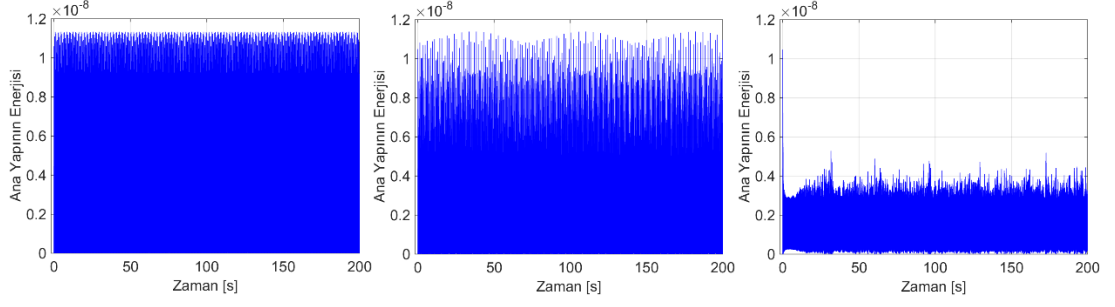
2.7.4 20 Hz tahrik altında yapıların sürekli rejim cevapları

Dördüncü ve son olarak olarak yapılara 20 Hz frekansa sahip harmonik kuvvet girişi uygulanmıştır. Yapılardan elde edilen genlik cevapları ve frekans spektrumları Şekil 2.58’de verilmiştir. Yapıların enerji değişimleri Şekil 2.59’da gösterilmektedir.



Şekil 2.58 : 20 Hz tahrik altında yapıların genlik ve frekans spektrum grafikleri.

Üstteki şekilde sol sütunda, üstten alta doğru sırasıyla osilatörsüz ana yapı, DTS bağlı yapı ve DET bağlı yapıların genlik cevapları, sağ sütunda ise aynı sıralamada frekans spektrumları verilmiştir.



Şekil 2.59 : 20 Hz tahrik altında yapıların enerji değişimleri.

Üstteki şekilde soldan sağa doğru, osilatörsüz ana yapı, DTS bağlı yapı ve DET bağlı yapının zamana bağlı enerji değişimleri gösterilmektedir.

Osilatörsüz ana yapının doğal frekansının, DTS bağlı yapının doğal frekanslarının ve DET optimal frekans dağılımının dışında bir değer olan 20 Hz harmonik tahrik altında, DTS yapının herhangi bir sönüm sağlamadığı görülmektedir. DET bağlı yapıda ise, yaklaşık %50 oranında bir titreşim genliği sönümü gerçekleşmiştir. Ayrıca darbe tahriği altında gözlemlenen enerji geri dönüş karakteristikleri, bu harmonik tahrik cevabında belirgin olarak görülmeye başlamıştır.

2.7.5 Harmonik tahrik altında DTS ve DET'in performans karşılaştırmaları

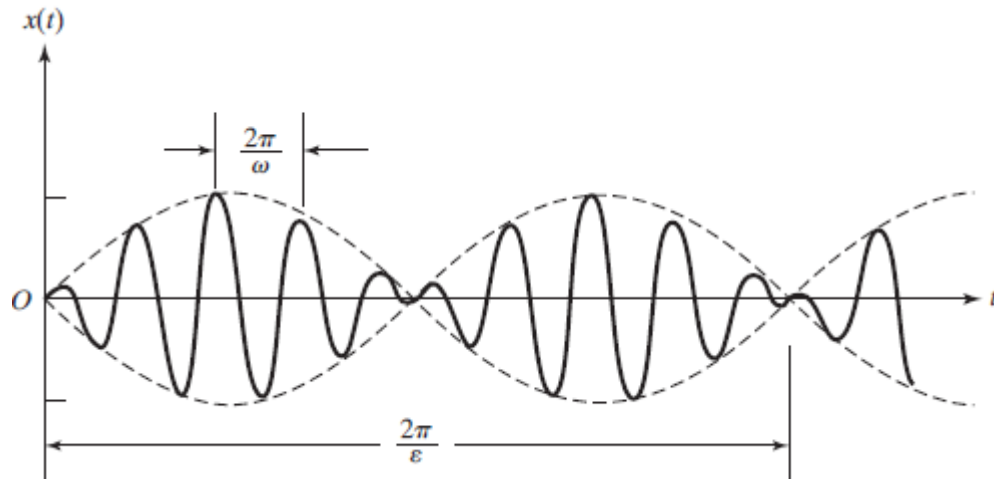
Farklı frekanslardaki harmonik kuvvet tahriği altında DTS ve DET yapıların cevapları bir önceki bölümde gösterilmiştir. Elde edilen benzetim sonuçlarından bir karşılaştırma yapıldığında alttaki çıkarsamalar elde edilmiştir.

- DTS yapı, tanımlandığı çalışma aralığı olan, osilatörsüz ana yapının doğal frekansı ve çevresinde etkin sönüm sağlamaktadır. Bu sonuç DTS'in tanımı gereği beklenen bir sonuçtur.
- DTS yapı, sistemde oluşan yeni doğal frekansların limitleri dışarısında hiçbir sönüm etkisi yaratmamaktadır.
- DTS yapı, tahrik frekansının doğal frekanslara yakın olması durumunda çok yüksek genlikli titreşim hareketlerine neden olmaktadır.
- DET yapı, belli frekanslar haricinde optimal frekans dağılımının altında, içerisinde ve dışında etkin sönüm mekanizması oluşturmaktadır.
- Eğer tahrik frekansı optimal dağılımın içinde ve DET osilatörlerden herhangi birisinin doğal frekansına eşit ise, sistemde yüksek genlikli titreşimler görülebilir.

- Tahrik frekansının DET osilatörlerden birisinin doğal frekansına yakın olması durumunda da yüksek genlikli titreşimler görülme durumu söz konusudur, ancak bu sefer sistemin hareketi adeta bir zarf içerisindeymiş gibi gerçekleşmektedir.
- Tahrik frekansının yakın olduğu osilatörün enerji geri dönüş karakteristikleri, ana yapı üzerinde görülmektedir. İlgili osilatörün karakteristiği tüm sistemin hareketini belirlemektedir.
- Genel anlamda, DET yapıların, optimal dağılım altında yer alan bir tahrik frekansında %50'ye yakın, optimal dağılım içerisinde değişken ve optimal dağılımın dışında %50'lere yakın bir genlik sönümü yarattığı görülmektedir.

2.7.6 Harmonik tahrik altında DET bağlı yapıda görülen vuru karakteri

Benzetimler sırasında, DET yapının bazı harmonik tahrik frekanslarında genlik kipleme (modülasyon) karakterinde bir cevap verdiği gözlemlenmiştir. Bilindiği üzere harmonik olarak tahrik edilen sistemlerde, sistemin doğal frekansına yakın tahrikler verilmesi durumunda vuru durumu ortaya çıkmaktadır. Şekil 2.60'ta [31] vuru olayı gösterilmiştir.



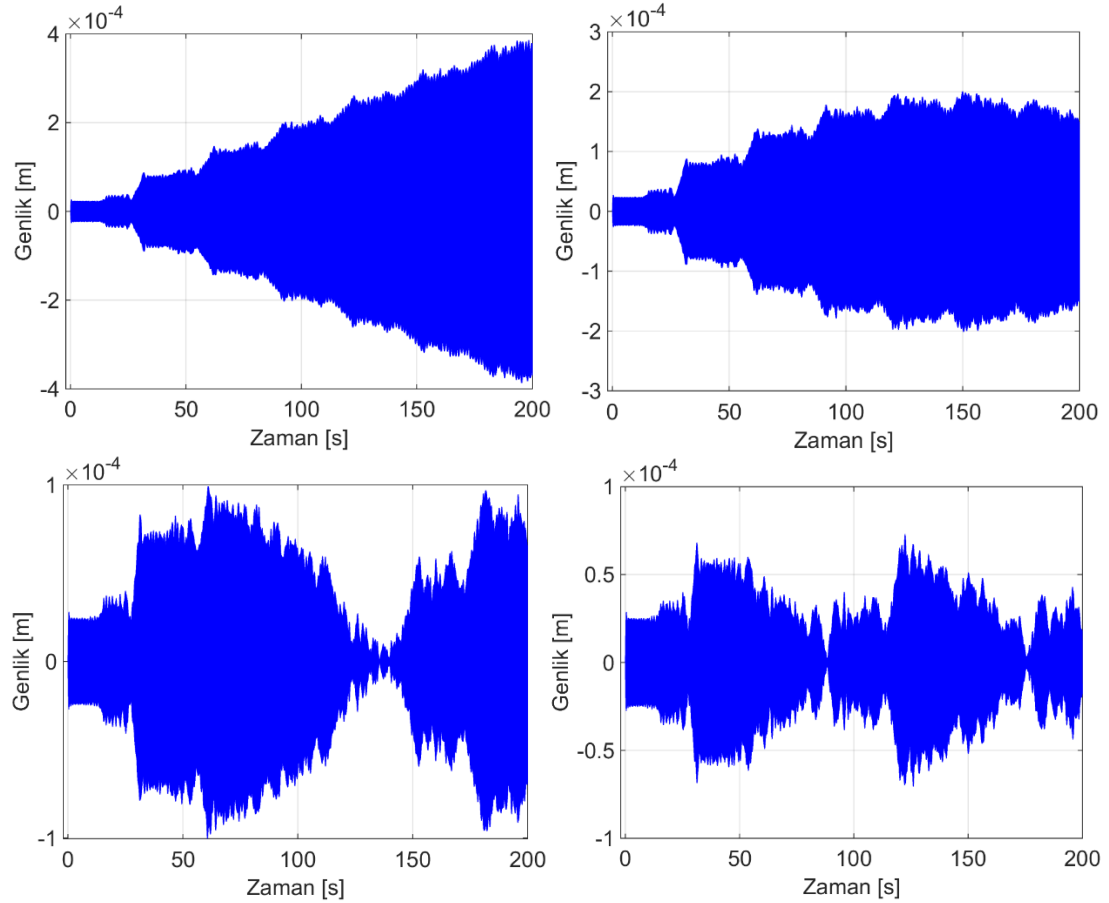
Şekil 2.60 : Vuru durumu.

Şekil 2.60'taki ω radyal tahrik frekansını, ε ise sistemin radyal doğal frekansı ile radyal tahrik frekansı arasındaki farkın yarısını ifade eden değerdir. Vuru periyodu,

$$\tau_{vuru} = \frac{2\omega}{|\omega_n - \omega|} = \frac{1}{|f_n - f|} \quad (2.6)$$

şeklinde elde edilmektedir [31].

Vuru durumunun genel karakteristiğinin çıkartılması adına, 39 nolu osilatörün doğal frekansı olan 8.978 Hz’te tahrik verilerek benzetim yapılmış, daha sonra tahrik frekansı her seferinde 0.004 Hz arttırılarak 8.982, 8.986 ve 8.990 Hz tahrikler için sistem cevapları incelenmiştir. Elde edilen benzetim sonuçları



Şekil 2.61 : Farklı frekans tahrikleri altında DET yapı cevapları.

Üstteki şekilde uygulanan frekanslar üst kısımda soldan sağa 8.978 ve 8.982, alt kısımda soldan sağa 8.986 ve 8.990’dır.

(2.6) kullanılarak vuru periyotları hesaplanırsa, sırası ile yaklaşık olarak 295 s, 135 s ve 88 s elde edilmektedir. Şekil 2.61 incelendiğinde, bu değerlerin büyük oranda doğru olduğu görülebilir.

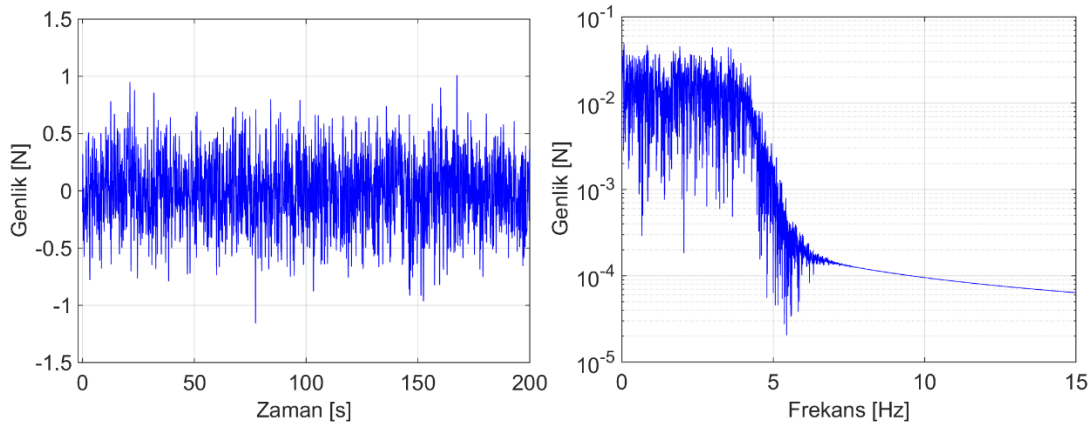
Harmonik tahrik frekansının, osilatör doğal frekanslarına yakın olması durumunda vuru durumu gerçekleşmektedir. Oluşan vuru zarfının frekansı ve genliği, tahrik frekansının doğal frekansa olan yakınlığı ile orantılıdır.

2.8 Yapıların Rassal Tahrik Altında Sürekli Rejim Cevapları

Sayısal modelleme çalışmalarının üçüncü ayağı, doğrusal enerji tutucuların rassal tahrikler altındaki sürekli rejim cevaplarının incelenmesidir. Rassal tahrik sinyalleri, belirlendikleri aralıktaki tüm frekans bileşenlerini içinde barındırırlar; bu nedenle uygulandığı yapıların doğal frekanslarını tahrik eden ve rezonansa yol açan bir mekanizmaya neden olmaları muhtemeldir. Yapıların spektrumun farklı bölgelerindeki karakteristiklerini belirlemek adına, optimal dağılımın altında, optimal dağılımını içeren ve optimal dağılım dışında frekans bileşenlerinden oluşan, Gauss dağılımlı, beyaz gürültüler yapılara uygulanmıştır. Uygulanan rassal tahriklerin frekansları 0-4 Hz arası, 0-20 Hz arası ve 20-40 Hz arası olarak belirlenmiştir.

2.8.1 0-4 Hz arası rassal tahrik altında yapıların sürekli rejim cevapları

Benzetimlerin ilki, 0-4 Hz arası frekans içeriğine sahip rassal tahrik uygulanarak yapılmıştır. Uygulanan tahrik sinyali ve frekans spektrumu Şekil 2.62’de verilmiştir.



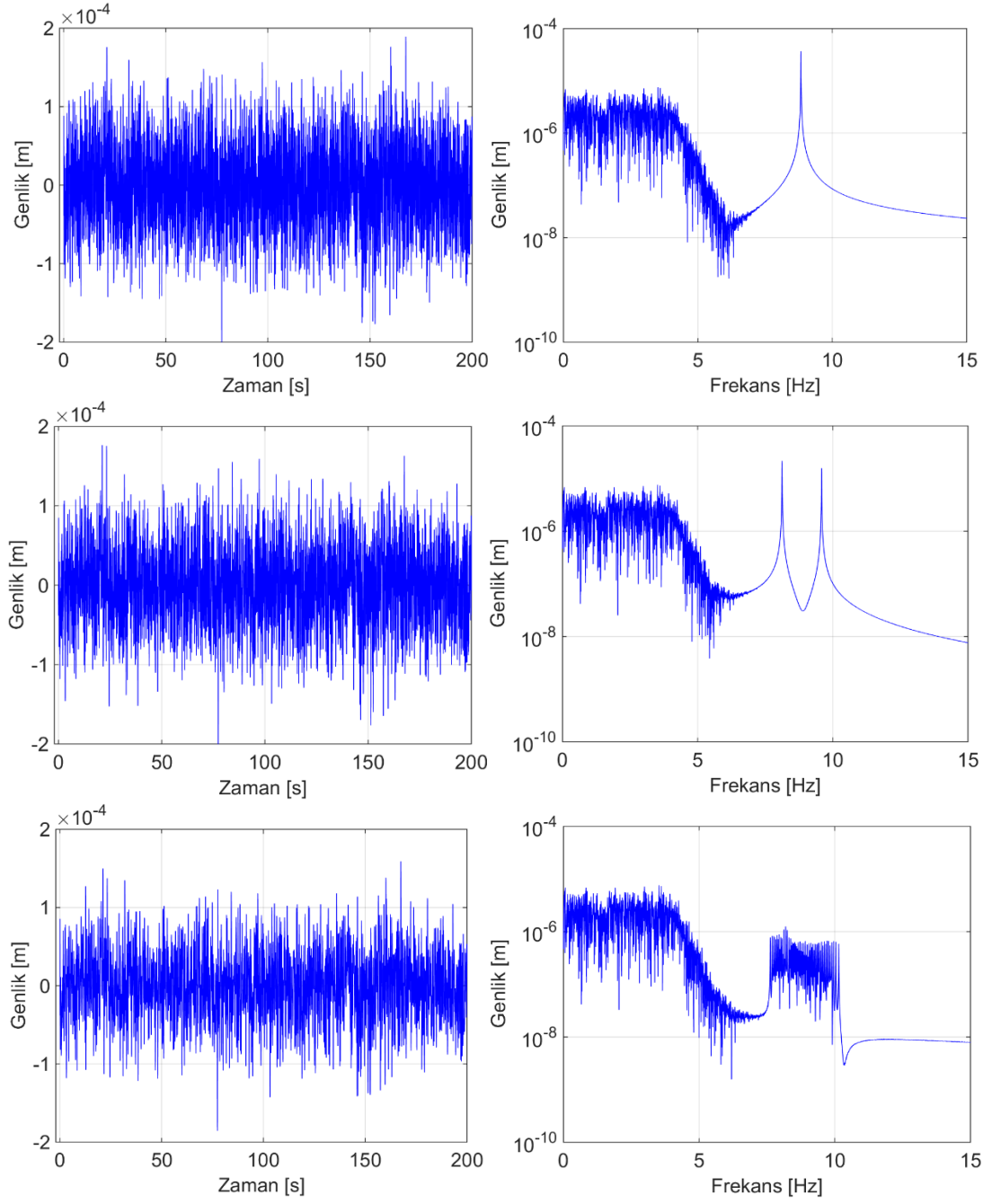
Şekil 2.62 : 0-4 Hz bileşenli rassal tahrik sinyali ve frekans spektrumu.

0-4 Hz rassal tahrik altında yapıların genlik cevapları, ve frekans spektrumları Şekil 2.63’te verilmiştir. Yapıların enerji değişimleri Şekil 2.64’te gösterilmektedir.

Her bir genlik cevabının ortalama karekök titreşim genlikleri Çizelge 2.2’de verilmiştir. Sonuçlar irdelendiğinde DTS bağlı yapının kayda değer bir sönüm yaratmadığı, DET bağlı yapının ise %10 civarlarında bir sönüm sağladığı görülmektedir.

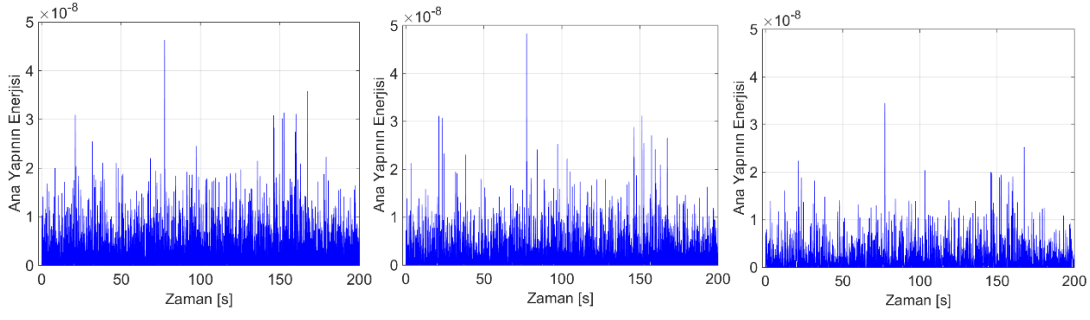
Çizelge 2.2 : 0-4 Hz tahrik için yapıların ortalama karekök genlikleri.

Osilatörsüz Ana Yapı	DTS Bağlı Yapı	DET Bağlı Yapı
0.000050 m	0.000048 m	0.000044 m



Şekil 2.63 : 0-4 Hz tahrik altında yapıların genlik ve frekans spektrum grafikleri.

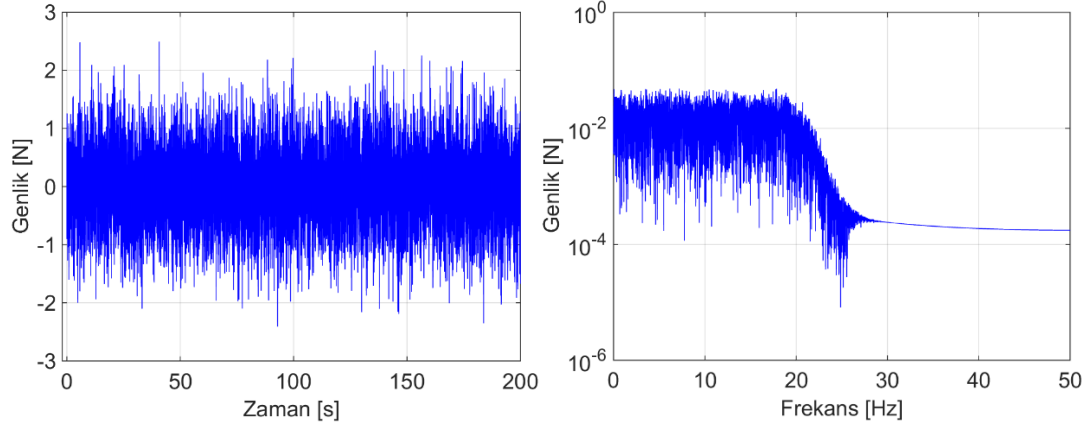
Şekil 2.63'te, yukarıdan aşağıya doğru osilatörsüz ana yapı, DTS bağı yapı ve DET bağı yapının, solda genlik cevabı, sağda frekans spektrumları gösterilmektedir. Şekil 2.64'deki sıralama, soldan sağa, osilatörsüz ana yapı, DTS ve DET şeklindedir.



Şekil 2.64 : 0-4 Hz tahrik altında yapıların enerji değişimleri.

2.8.2 0-20 Hz arası rassal tahrik altında yapıların sürekli rejim cevapları

Benzetimlerin ikincisi, tüm yapılardaki doğal frekansları içerisine alan 0-20 Hz arası frekans içeriğine sahip rassal tahrik uygulanarak yapılmıştır. Uygulanan tahrik sinyali ve frekans spektrumu Şekil 2.65’te verilmiştir.

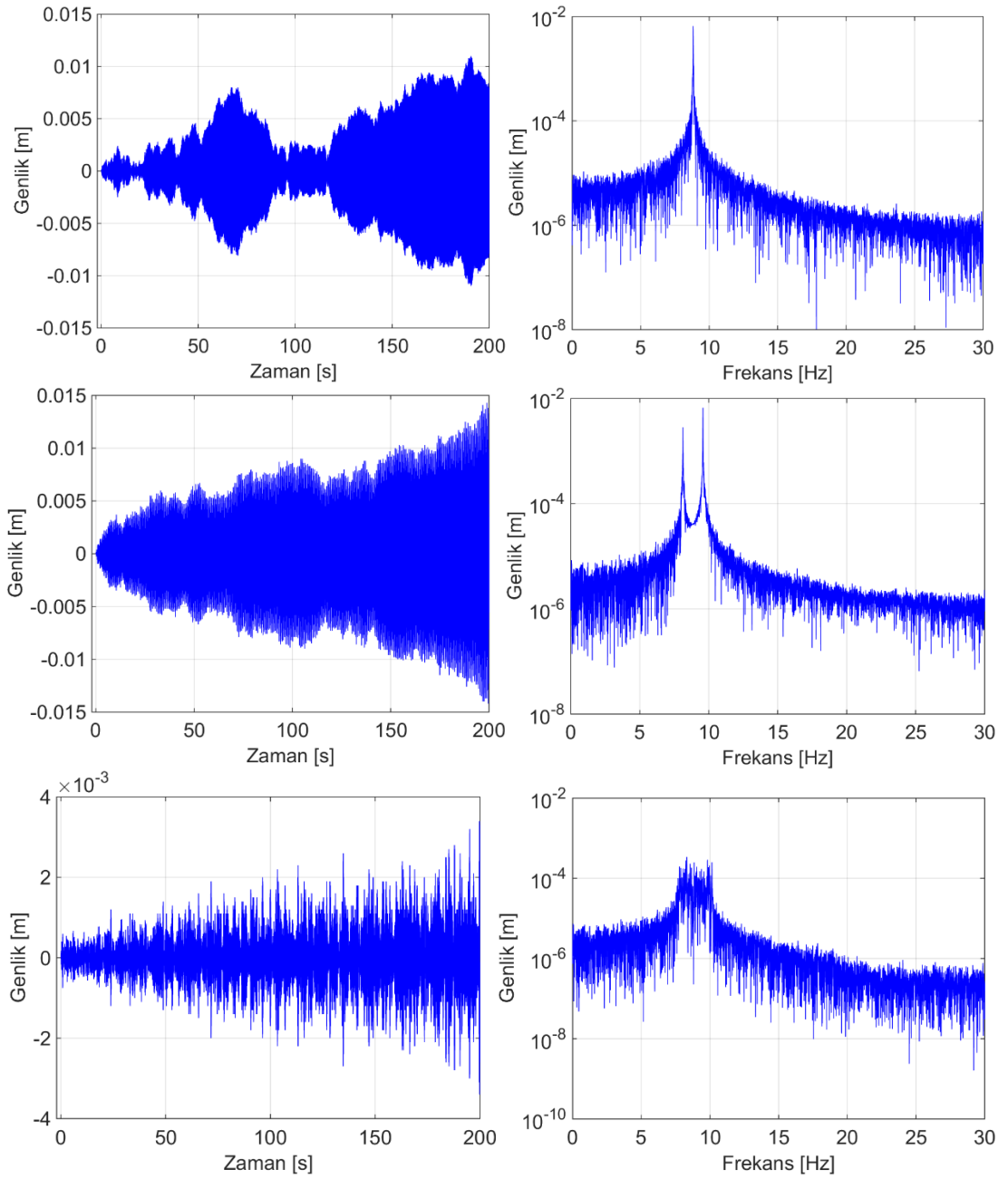


Şekil 2.65 : 0-20 Hz bileşenli rassal tahrik sinyali ve frekans spektrumu.

0-20 Hz rassal tahrik altında yapıların genlik cevapları, ve frekans spektrumları Şekil 2.66’da verilmiştir. Yapıların enerji değişimleri Şekil 2.67’de gösterilmektedir. Her bir genlik cevabının ortalama karekök titreşim genlikleri Çizelge 2.3’te verilmiştir. Sonuçlar irdelendiğinde DTS bağlı yapının osilatörsüz yapıya göre %10 daha fazla titreşim hareketi yaptığı, DET yapının ise %85’e yakın oranda sönüm sağladığı görülmektedir.

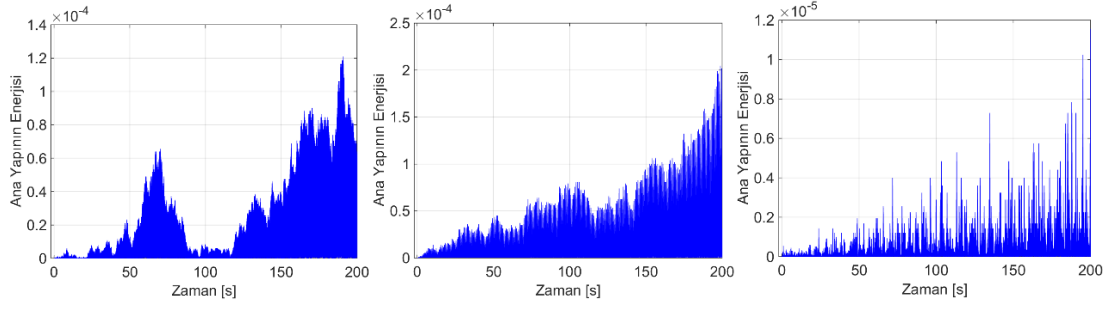
Çizelge 2.3 : 0-20 Hz tahrik için yapıların ortalama karekök genlikleri.

Osilatörsüz Ana Yapı	DTS Bağlı Yapı	DET Bağlı Yapı
0.00390	0.00430	0.00066



Şekil 2.66 : 0-20 Hz tahrik altında yapıların genlik ve frekans spektrum grafikleri.

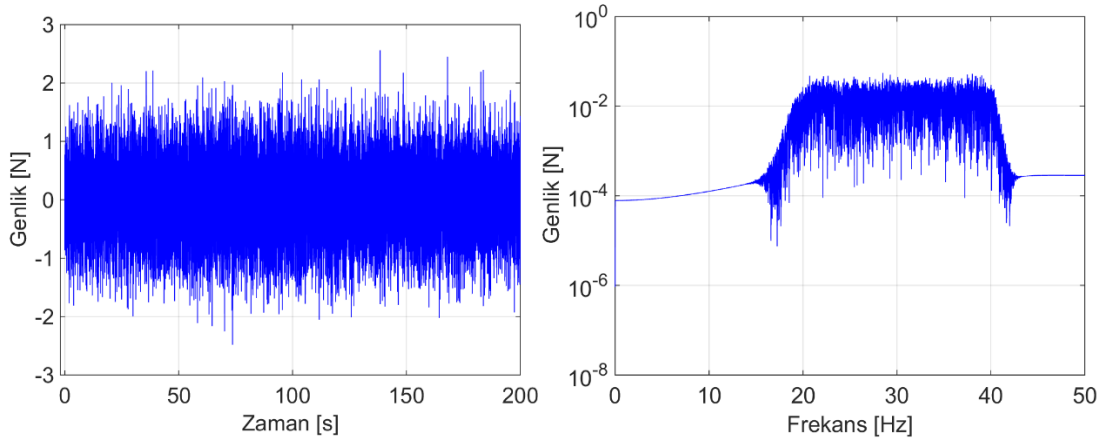
Şekil 2.66’da, yukarıdan aşağıya doğru osilatörsüz ana yapı, DTS bağı yapı ve DET bağı yapının, solda genlik cevabı, sağda frekans spektrumları gösterilmektedir. Şekil 2.67’deki sıralama, soldan sağa, osilatörsüz ana yapı, DTS ve DET şeklindedir.



Şekil 2.67 : 0-20 Hz tahrik altında yapıların enerji değişimleri.

2.8.3 20-40 Hz arası rassal tahrik altında yapıların sürekli rejim cevapları

Benzetimlerin üçüncüsü, tüm yapılardaki doğal frekansların dışarısında yer alan 20-40 Hz arası frekans içeriğine sahip rassal tahrik uygulanarak yapılmıştır. Uygulanan tahrik sinyali ve frekans spektrumu Şekil 2.68’de verilmiştir.



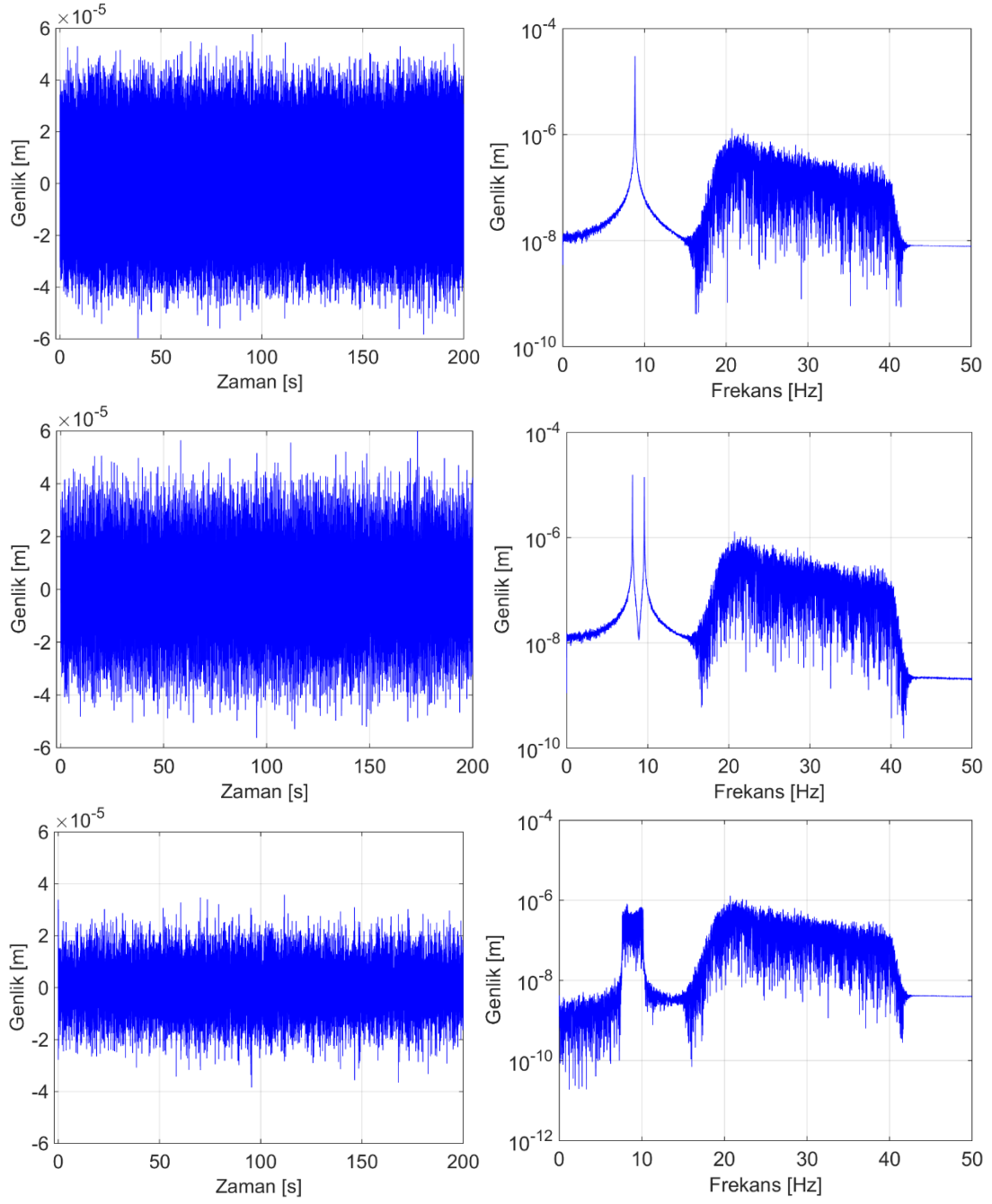
Şekil 2.68 : 20-40 Hz bileşenli rassal tahrik sinyali ve frekans spektrumu.

20-40 Hz rassal tahrik altında yapıların genlik cevapları, ve frekans spektrumları Şekil 2.69’da verilmiştir. Yapıların enerji değişimleri Şekil 2.70’de gösterilmektedir. Her bir genlik cevabının ortalama karekök titreşim genlikleri Çizelge 2.4’te verilmiştir. Sonuçlar irdelendiğinde DET yapının %60 oranında sönüm sağladığı görülmektedir.

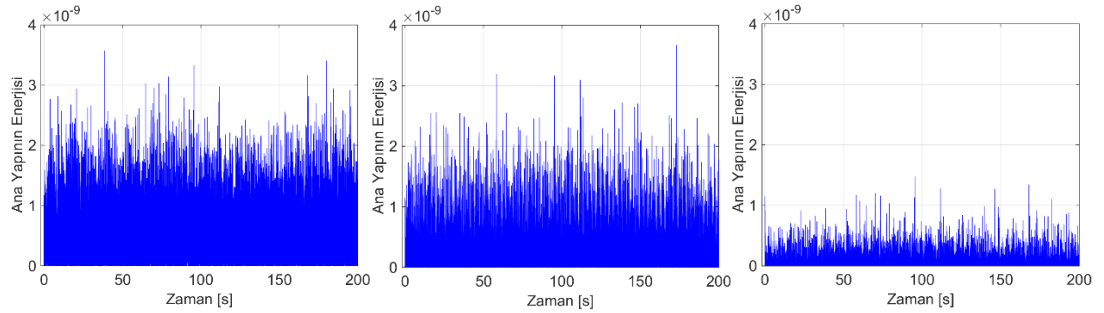
Çizelge 2.4 : 20-40 Hz tahrik için yapıların ortalama karekök genlikleri.

Osilatörsüz Ana Yapı	DTS Bağlı Yapı	DET Bağlı Yapı
0.000023	0.000017	0.000009

Şekil 2.69’da, yukarıdan aşağıya doğru osilatörsüz ana yapı, DTS bağı yapı ve DET bağı yapının, solda genlik cevabı, sağda frekans spektrumları gösterilmektedir. Şekil 2.70’deki sıralama soldan sağa, osilatörsüz ana yapı, DTS ve DET şeklindedir.



Şekil 2.69 : 20-40 Hz tahrik altında yapıların genlik ve frekans spektrum cevabı.



Şekil 2.70 : 20-40 Hz tahrik altında yapıların enerji değişimleri.

2.8.4 Rassal tahrik altında DTS ve DET'in performans karşılaştırmaları

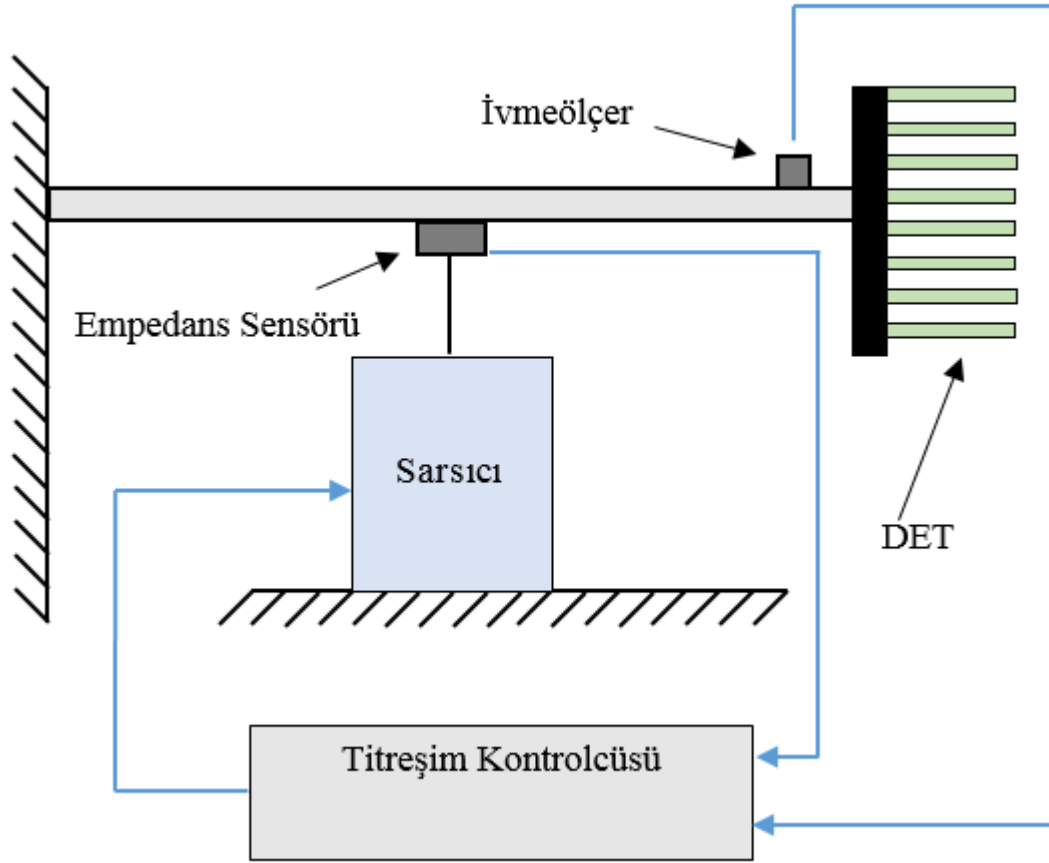
Farklı frekans bileşenleri içeren rassal tahrikler altındaki benzetim sonuçları bu bölümde irdelenmiştir. Elde edilen sonuçlar aşağıda maddeler halinde özetlenmiştir.

- Optimal dağılım altında rassal bir gürültü tahriği verildiğinde, hem DTS'te hem de DET'te çok etkin bir sönüm mekanizması görülmemektedir. Bağlı olarak karşılaştırıldıklarında DET yapı DTS'e göre daha etkin çalışmaktadır.
- Yapıların doğal frekanslarını içeren bir rassal tahrik altında, DTS yapıda büyük genlikli titreşimler görülmektedir. DTS yapıların her tahrik tipi altında uygun çalışmadığı görülmüştür. DTS'in herhangi bir sönüm yaratamamasından öte, sistemde osilatörsüz ana yapıya göre daha yüksek genlikli titreşimler gözlemlenmektedir.
- Yapıların doğal frekanslarını içeren rassal tahrik altında DET yapı çok verimli bir biçimde sönüm mekanizması oluşturmaktadır. Darbe tahriği altında gösterdiği performansına yakın değerler elde edilmektedir.
- Yapıların doğal frekanslarından yüksek değerlerde rassal tahrik verildiğinde DTS yapılarda kayda değer bir sönüm görülmemektedir. Bunun yanında DET yapı, %60 oranında genlik sönümü sağlamaktadır.

3. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

3.1 Giriş

Bu bölümde, DET yapıların darbe, harmonik ve rassal tahrik girişleri altındaki performanslarının deneysel doğrulaması yapılmıştır. Bu doğrultuda, sistemin geçici ve sürekli rejim cevabının incelenebileceği bir deney düzeneği tasarlanmıştır. Düzenenin şematik gösterimi Şekil 3.1’de verilmektedir.

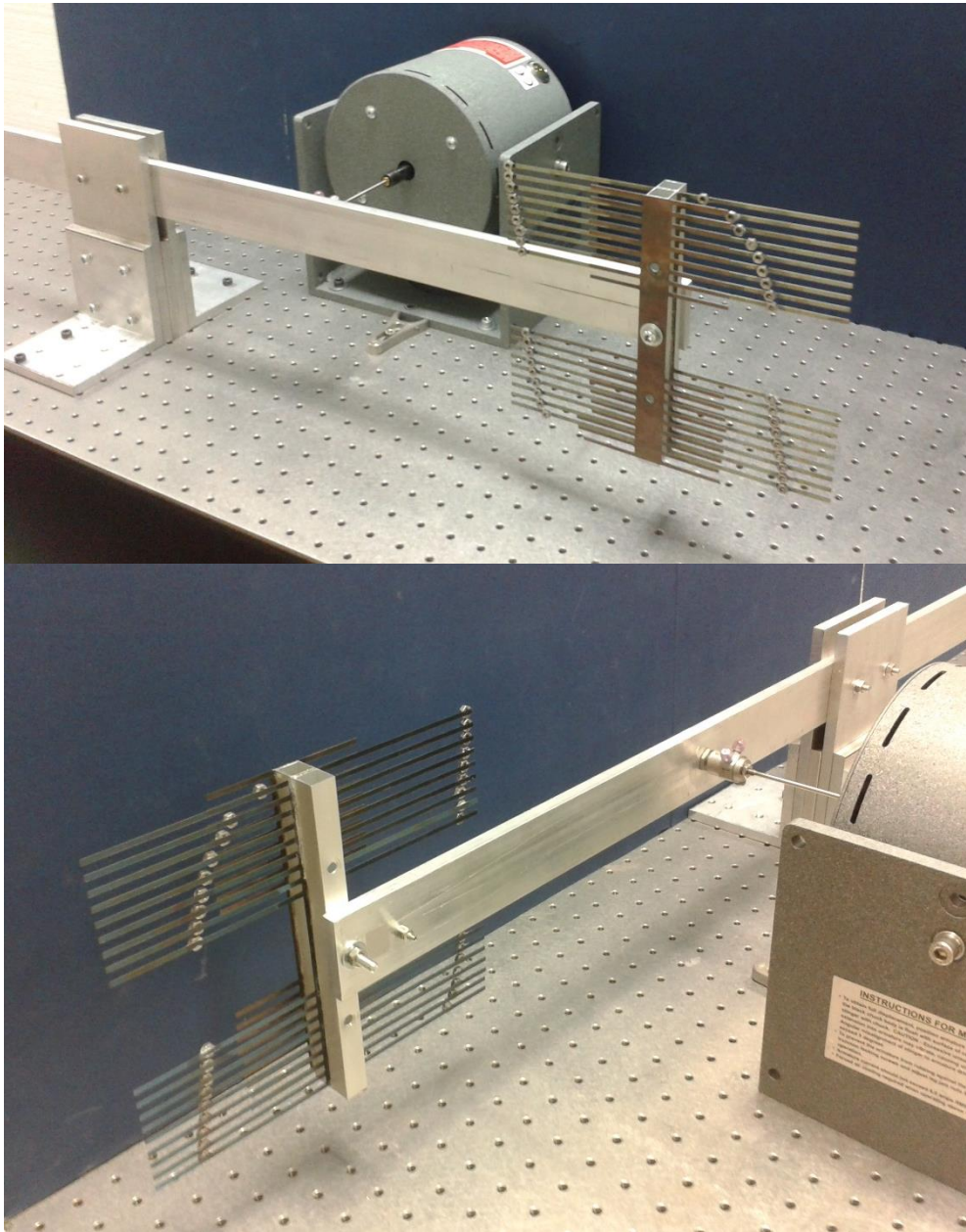


Şekil 3.1 : Tasarlanan deney düzeneği.

Deney düzeneğinde ana yapı olarak ankastre kiriş, tahrik elemanı olarak ise bir titreşim kontrolcüsü tarafından kontrol edilen modal sarsıcı kullanılmıştır. Sarsıcı ile kirişin bağlandığı nokta arasında hem kuvvet hem de ivme ölçebilen bir empedans sensörü bağlanmış, bu sensör ile sisteme verilen harmonik tahriğin istenilen frekansta ve

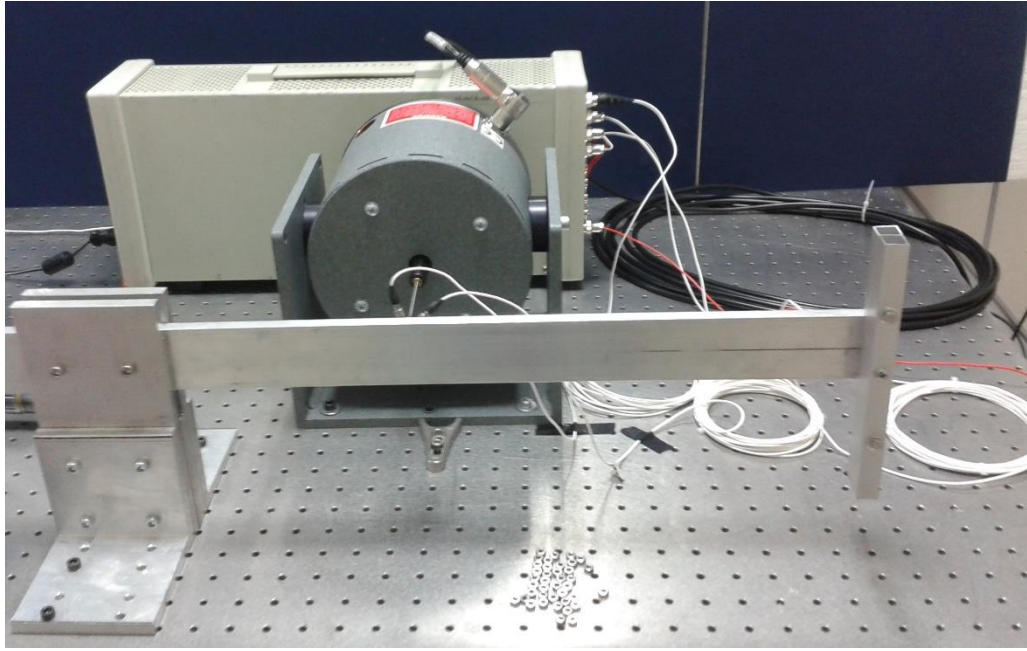
kuvvet genliğinde kalması sağlanmıştır. Kirişin DET yapıya yakın bir noktasına bir adet minyatür ivmeölçer yerleştirilerek ana yapının cevap sinyali elde edilmektedir. Kontrolcü olarak kullanılan veri toplama sistemi, aynı zamanda sistemin modal testlerinin yapıldığı sinyal analizörü olarak da kullanılmaktadır.

Çalışmada yapılan tüm benzetimlerde sönüm sıfır olarak tasarım yapılmıştır. Bu durum DET yapının sönüm mekanizmasının doğrudan incelenmesini sağlamaktadır. Ancak gerçek hayatta sıfır sönüm sağlamak mümkün olmadığından dolayı, sistemdeki sönüm yaratabilecek tüm noktalara dikkat edilmiş, malzeme seçimleri bu doğrultuda yapılmıştır. Oluşturulan deney düzeneği Şekil 3.2’de verilmektedir.



Şekil 3.2 : DET yapıya bağlı deney düzeneğinin önden ve arkadan görünümü.

Tüm sistemin bağlantılarının yapılmış haldeki görünümü Şekil 3.3'te gösterilmektedir.



Şekil 3.3 : Osilatörsüz ana yapının ve sistem bileşenlerinin görünümü.

3.1.1 Deney düzeneğinde kullanılan malzeme ve bileşenlerin özellikleri

Oluşturulan deney düzeneği, alüminyum ana yapı ve fiksür, yay çeliği osilatör kırışlar, düşük rijitlik katsayısına sahip modal sarsıcı, hassas ivmeölçer ve empedans sensörü ile yüksek hassasiyetli – gerçek zamanlı bir titreşim kontrolcüsünden oluşmaktadır. Seçilen yapı malzemelerinin malzeme özellikleri Çizelge 3.1'de verilmiştir. Kullanılan modal sarsıcının özellikleri Çizelge 3.2'de görülebilir.

Çizelge 3.1 : Deney düzeneğinde kullanılan malzeme özellikleri. [33]

Yapı	Malzeme	Young Modülü	Yoğunluk	Kayıp Faktörü
Ana yapı	Alüminyum 6061	72 GPa	2700 kg/m ³	$\sim 10^{-4}$
DET yapı	Yay Çeliği CK75	210 GPa	7800 kg/m ³	$\sim 0.2 - 3 \times 10^{-4}$

Çizelge 3.2 : Kullanılan modal sarsıcının özellikleri.

Marka	Model	Frekans Aralığı	Maksimum Kuvvet	Rijitlik
MB Dynamics	Modal 25	0-4000 Hz	110 N	<5 N/mm

Çizelge 3.3 : Kullanılan sensörlerin teknik özellikleri.

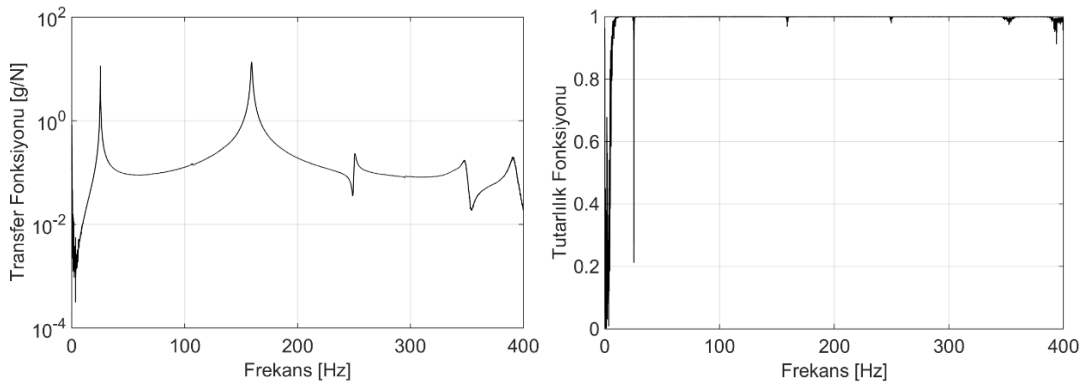
Marka - Model	Sensör Tipi	Ölçüm Aralığı	Çalışma Frekansı
Dytran 5860B	Empedans Sensörü	± 50 g / ± 220 N	1-8000 Hz
Dytran 3145AG	Tek Eksen ivmeölçer	± 50 g	0.5-10000 Hz

Deney düzeneğinde, Data Physics SignalStar Vector II titreşim kontrolcüsü kullanılmıştır. Kontrolcünün içerisinde bulunan dahili işletim sistemi nedeniyle, titreşim kontrolü yüksek frekanslarda bile gerçek zamanlı olarak yapılabilir.

Deney düzeneği, ortamdaki gelebilecek titreşim etkilerine ve düzeneğin ataletsel hareketlerine karşılık pnömatik deney masası üzerinde kurulmuştur. Bu sayede hem sarsıcı ve ana yapı olan kirişin birbirlerine göre bağıl hareketleri engellenmiştir.

3.1.2 Doğrusal enerji tutucu kirişlerin tasarlanması

Önceki bölümlerde belirtildiği üzere doğrusal enerji tutucu kirişler bağlandıkları ana yapının doğal frekanslarına göre optimize edilerek seçilmektedir. Bu nedenle yapılan ilk iş ana yapıya modal test yapılarak doğal frekansları belirlenmiştir. Modal test, yapıya sarsıcı yardımı ile beyaz gürültü sinyali uygulanarak ve spektrumda ortalama alınarak gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.4'te, modal test sonucunda elde edilen transfer (frekans cevabı) ve tutarlılık (*coherence*) fonksiyonları verilmiştir. Transfer fonksiyonu, yapıların modal karakterlerini gösteren bir büyüklüktür. Tutarlılık fonksiyonu ise sistemden alınan cevabın, ne oranda tahrikten kaynaklandığını gösteren, bir anlamda modal testin kalitesini belirten bir fonksiyondur.

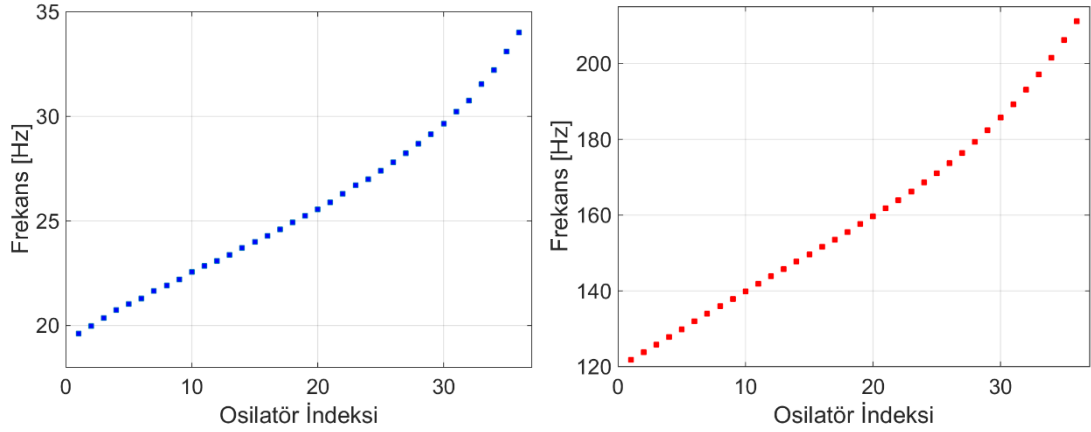


Şekil 3.4 : Modal test sonucu elde edilen frekans cevabı ve tutarlılık fonksiyonları.

Modal test sonucu incelendiğinde, ana yapının ilk iki doğal frekansının 25.4 ve 159.3 Hz olduğu belirlenmiştir. Tutarlılık fonksiyonu incelendiğinde ise çok düşük frekanslar hariç başarılı bir modal test yapıldığı görülebilir. Tutarlılık fonksiyonu için başarılı kabul edilebilecek alt seviye olan 0.8 değeri, 4.56 Hz'ten itibaren başlamaktadır.

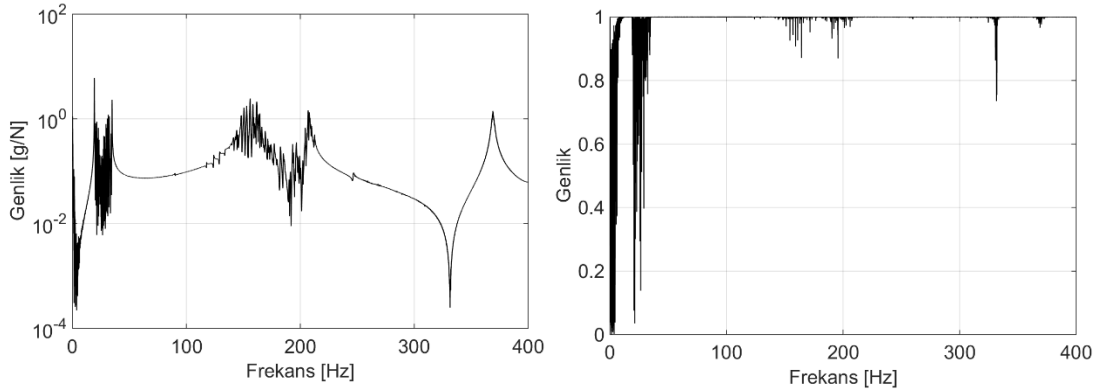
DeneySEL düzenekte, benzetimlerden farklı olarak iki titreşim modu için doğrusal enerji tutucu tasarlanmıştır. Bu doğrultuda 25.4 Hz ve 159.3 Hz üzerinde etkin olacak

şekilde, her birisi 36 osilatörden oluşan iki ayrı set tasarlanmıştır. Optimizasyon ile frekans dağılımlarının elde edilmesinden sonra, her bir set lazer-doppler titreşim ölçer ile ayarlanarak istenilen doğal frekansta salınması sağlanmıştır. İlk mod için çelik kirişler üzerine ek kütleler eklenerek ayarlamalar yapılmış, ikinci mod için ise kirişler kesilerek boyları istenilen frekansta salınacak hale getirilmiştir. Doğrusal enerji tutucu setlerin lazer ile kontrol edildikten sonraki frekans dağılımları Şekil 3.5'te verilmiştir.



Şekil 3.5 : Yapının ilk iki modu için optimal frekans dağılımları.

DET yapılar oluşturulup yapıya montelendikten sonra yeniden bir modal test yapılmıştır. Sonuçlar Şekil 3.6'te gösterilmektedir. Frekans cevap ve tutarlılık fonksiyonları incelendiğinde uygun bir modal test gerçekleştirildiği görülebilir.

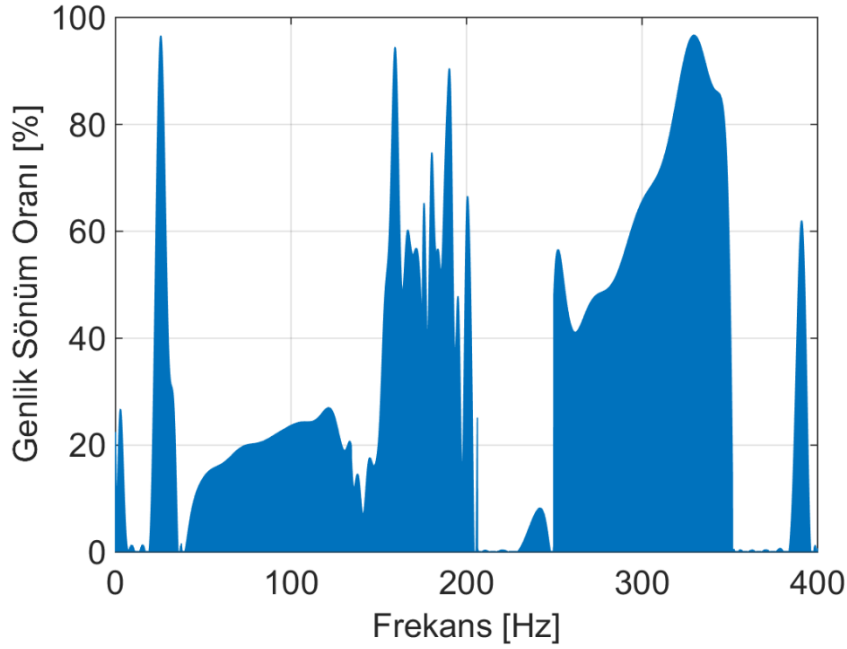


Şekil 3.6 : Modal test sonucu elde edilen frekans cevap ve tutarlılık fonksiyonları.

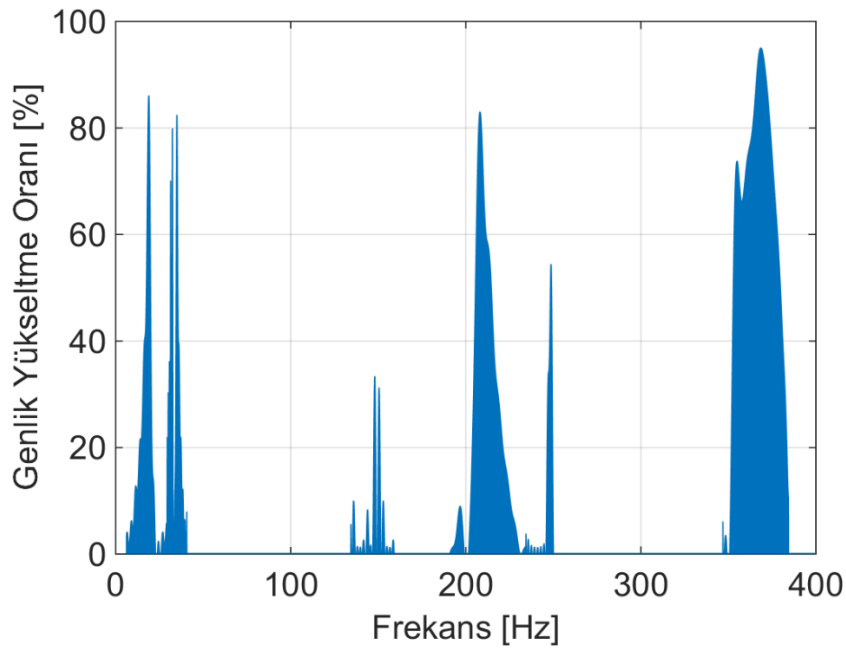
3.1.3 Modal cevaplarından elde edilen sönüm ve yükseltme oranları

Modal test sonucunda elde edilen transfer fonksiyonları, ilgili yapıya verilen herhangi bir kuvvetin, frekans düzleminde nasıl bir ivme cevabına neden olacağı bilgisini içermektedir. DET yapı bağlanmamış ve bağlanmış yapıların transfer fonksiyonları karşılaştırıldığında, DET yapının hangi frekanslarda sönüm sağlayacağı, hangi frekanslarda genlik artışına neden olacağı bilgisi elde edilebilir. Bu doğrultuda her iki

transfer fonksiyonu karşılaştırılarak, DET yapının sağladığı genlik sönüm ve yükseltme oranları hesaplanmıştır. Şekil 3.7 ve Şekil 3.8’da sırası ile genlik sönüm ve yükseltme oranları verilmiştir.



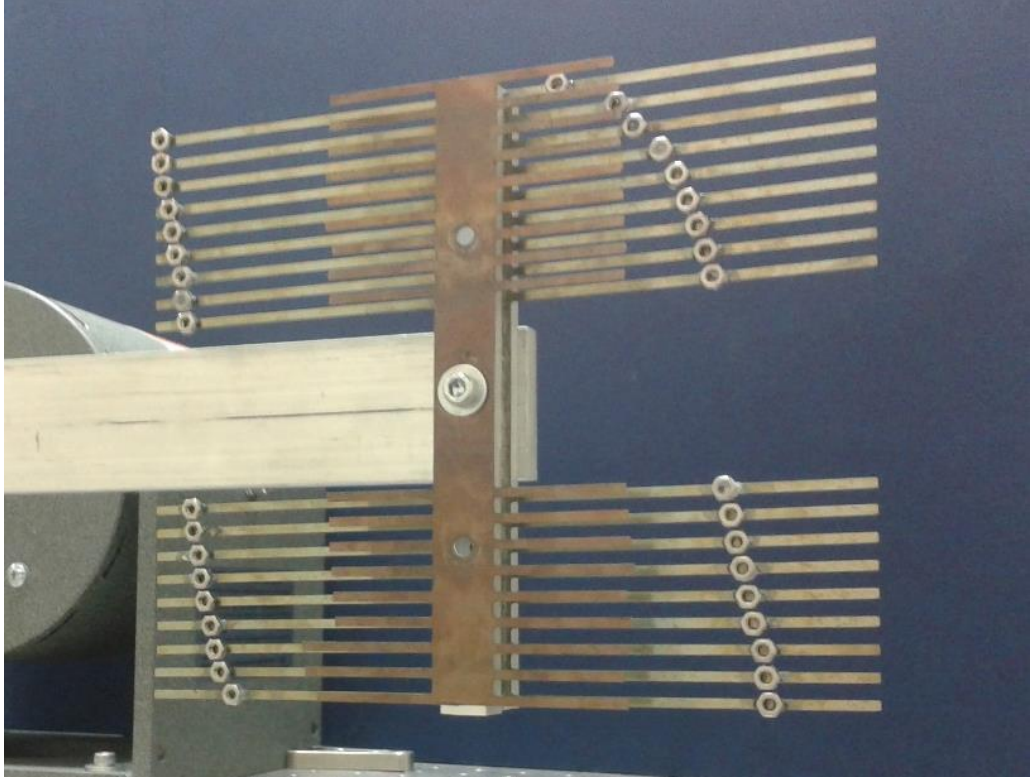
Şekil 3.7 : DET yapıdan kaynaklanan genlik sönüm oranı.



Şekil 3.8 : DET yapıdan kaynaklanan genlik yükseltme oranı.

Grafikler incelendiğinde DET yapının ilgili frekans spektrumunun çoğunluğunda değişen miktarlarda sönüm sağladığı görülürken, belirli bölgelerde titreşim genliklerinin artmasına neden olmaktadır. Sönüm oranının sıfır olarak verildiği bölgelerde, yükseltme oranının sıfırdan büyük bir değer olduğu görülebilir.

DET yapıların ana yapıya bağlandıktan sonraki görünümü Şekil 3.9’da verilmektedir. Üzerinde ek küteleler bulunan ve şekilde arka sırada görünen kirişler, yapının birinci modu için, daha kısa boylu osilatörlerden oluşan ve ön kısımda görünen kirişler ise yapının ikinci modu için tasarlanan DET setidir.

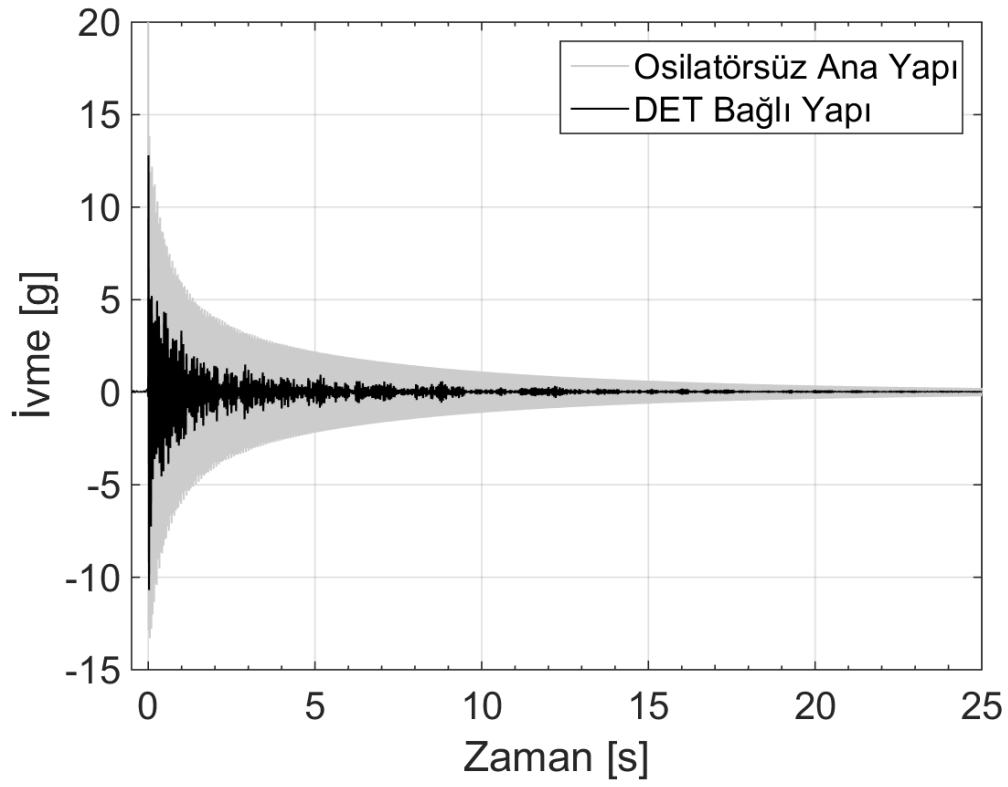


Şekil 3.9 : İki farklı DET seti bağlanmış olan ana yapının görünümü.

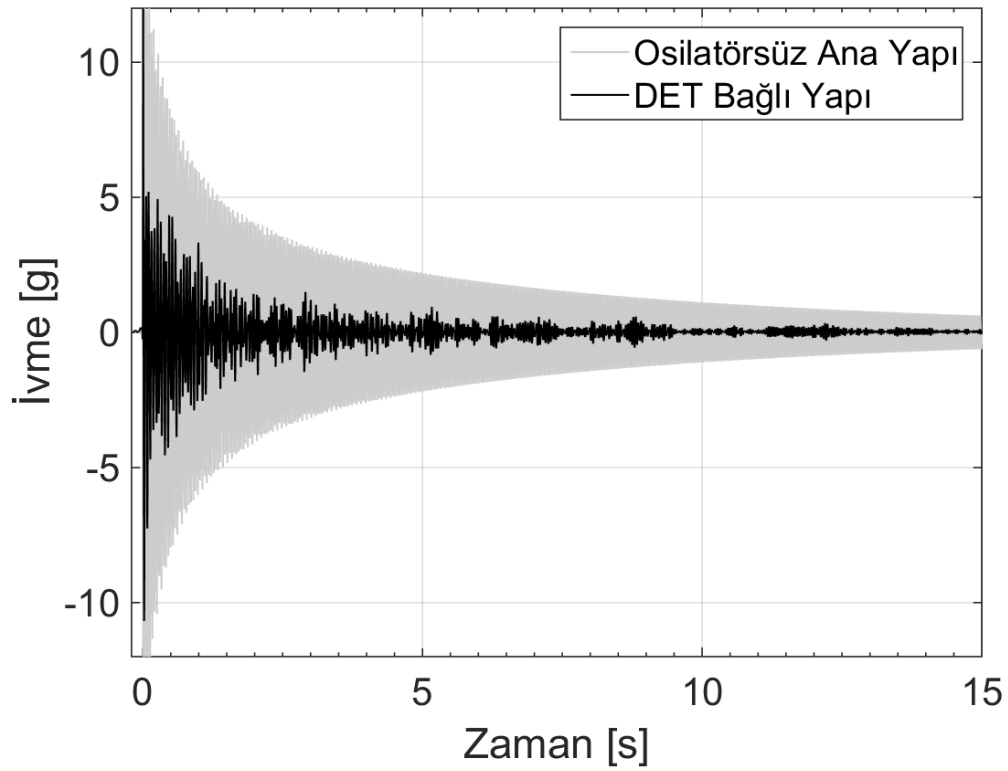
Kirişlerin tasarlanması, deneysel olarak frekanslarının kontrol edilmesi ve yapıya rijit bir biçimde bağlanmasından sonra sırası ile darbe tahriği, harmonik tahrik ve rassal tahrik uygulanarak sistem cevapları incelenmiştir.

3.2 Darbe Tahriği Altında Doğrusal Enerji Tutucuların Deneysel Cevabı

Darbe tahriği altında sistem cevaplarının tutarlı olabilmesi için titreşim kontrolcüsünün şok kontrolü özelliği kullanılarak yapıya 100 N tepe değerinde darbe uygulanması sağlanmıştır. Modal sarsıcının ucundaki empedans sensörü adeta modal çekiç gibi kullanılarak kirişe istenilen genlikte darbe yapılmıştır. Hem osilatörsüz ana yapıya, hem de DET bağlı yapıya darbe uygulandığında elde edilen sonuçlar Şekil 3.10’da gösterilmektedir.



Şekil 3.10 : Darbe tahriği altında yapıların cevapları.

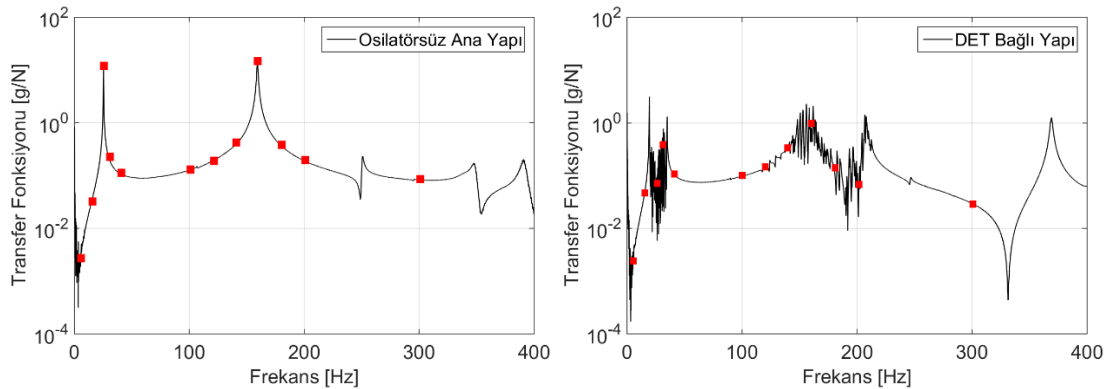


Şekil 3.11 : Darbe tahriği altında yapıların cevapları, yakınlaştırılmış.

Şekil 3.10 ve Şekil 3.11, DET yapının titreşim sönüm etkinliğini göstermektedir. Darbenin ilk anından itibaren sönüm görülmektedir. Grafik incelendiğinde DET bağlı yapıda özellikle beşinci saniyeden sonra enerji geri dönüş mekanizmaları belirginleşmeye başlamaktadır. Sistem üzerinde malzeme ve bağlantılardan kaynaklı küçük bir miktar sönüm olduğundan hareketin genliği zaman içerisinde azalarak sonlanmaktadır. Sinyal analizörü ile osilatörsüz ana yapı üzerinde modal sönüm hesaplatılmış ve bu değer ilk mod için %0.157, ikinci mod için ise %0.159 olarak tespit edilmiştir. DET'in yapı üzerinde yarattığı sönüm ise, genel trend incelendiğinde yaklaşık olarak %75 olarak görülmektedir.

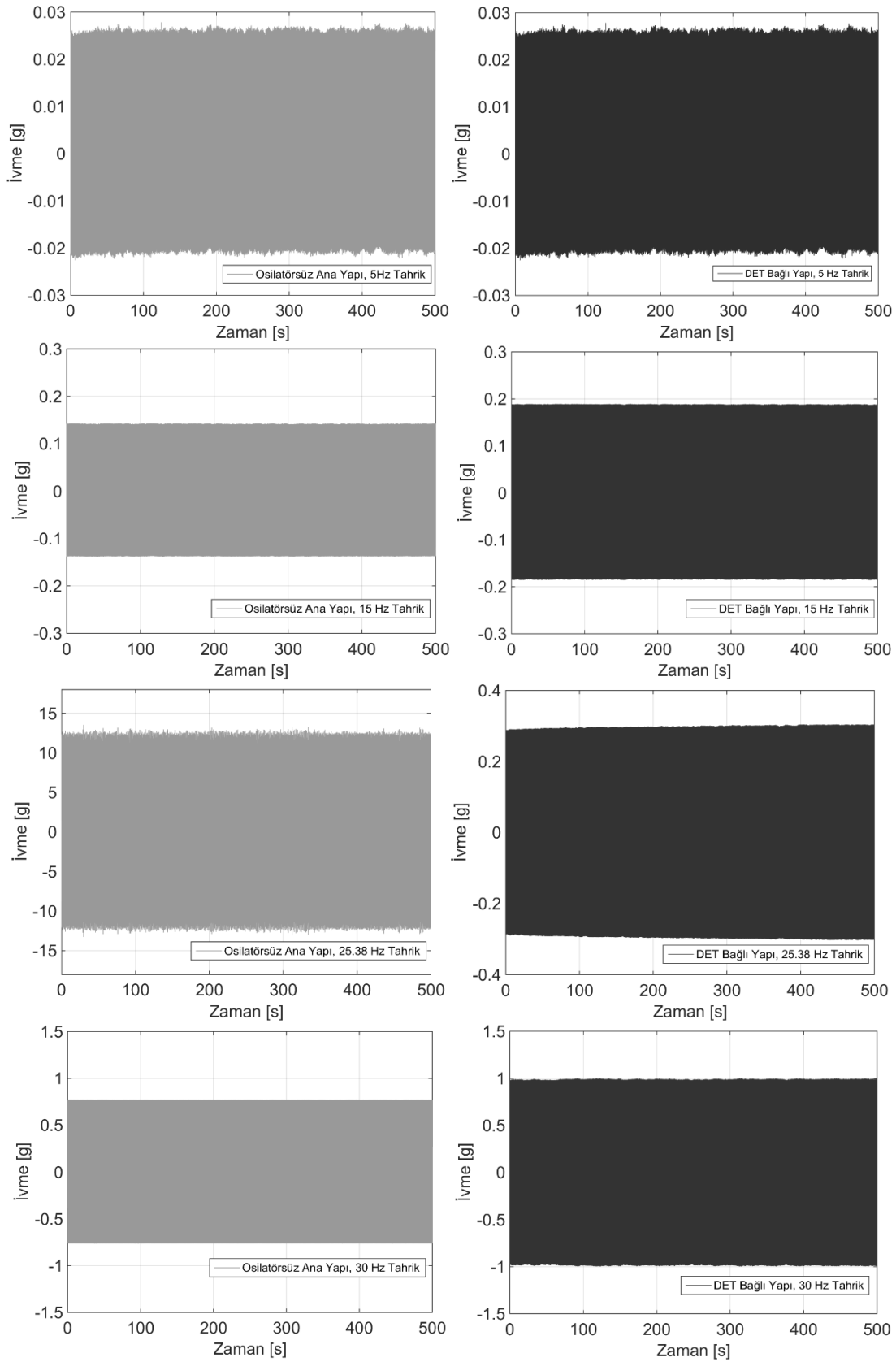
3.3 Harmonik Tahrik Altında Doğrusal Enerji Tutucuların DeneySEL Cevabı

DET yapının harmonik tahrik altındaki performansları, bu bölümde incelenmiştir. Yapılara uygulanan harmonik tahriklerin frekansları, her iki osilatör setinin de altında, içerisinde ve yukarısında olacak şekilde belirlenmiştir. Bu doğrultuda sistemlerin harmonik tahrik altında sürekli rejim cevaplarını incelemek adına, 5 Hz, 15 Hz, 25.38 Hz, 30 Hz, 40 Hz, 100 Hz, 120 Hz, 140 Hz, 159.3 Hz, 180 Hz, 200 Hz ve 300 Hz harmonik tahrikler yapılara uygulanmıştır. Toplanan veri süresi toplamda 500 s olacak şekilde belirlenmiştir. Uygulanan tahrik frekanslarının, yapıların transfer fonksiyonları üzerinde gösterimi Şekil 3.12'de verilmiştir.



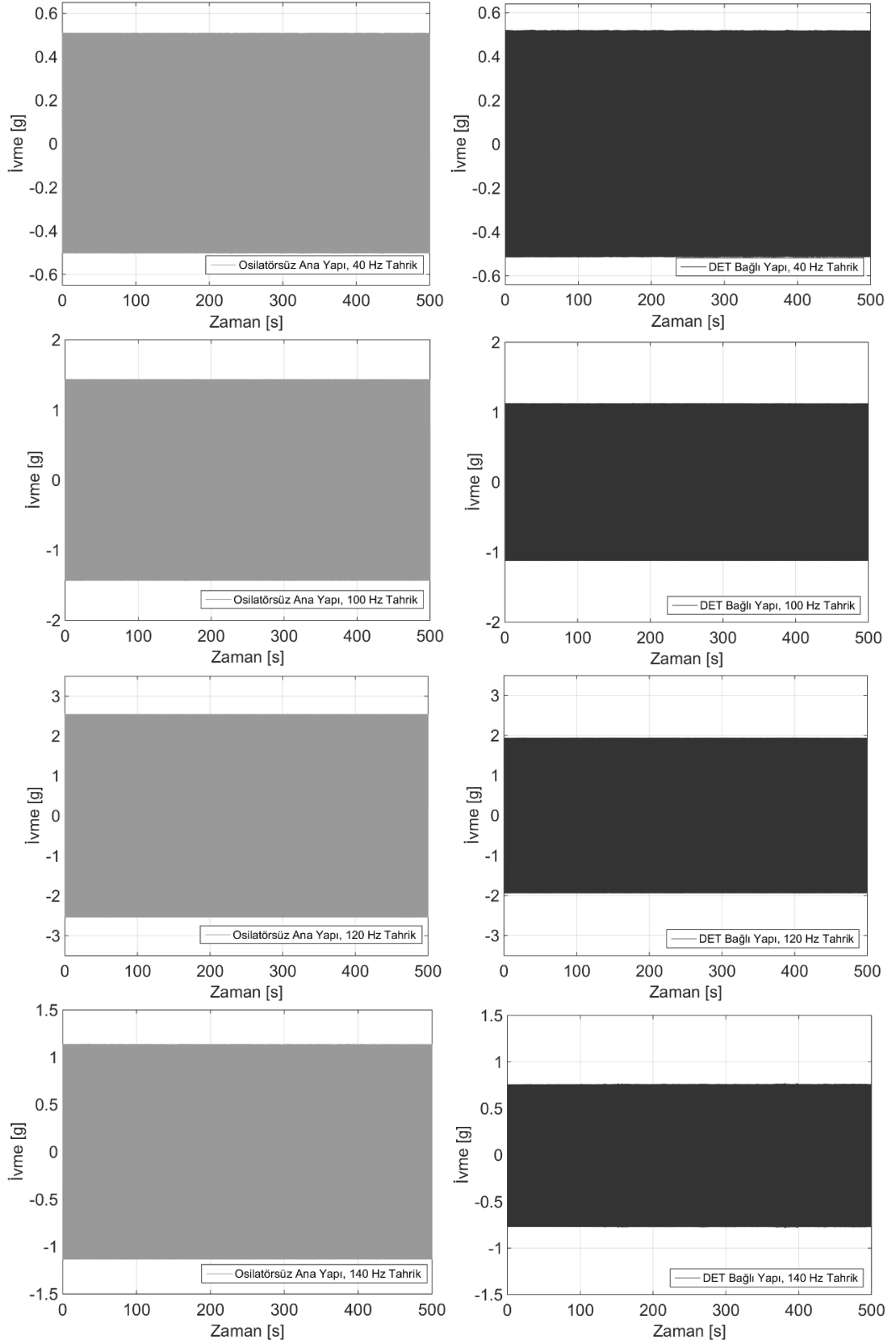
Şekil 3.12 : Tahrik frekanslarının transfer fonksiyonları üzerinde gösterimi.

Deney süresince izlenen yöntem, yapılara titreşim kontrolcüsü ile her iki yapıya da aynı genlikte kuvvet vererek sürekli rejim cevaplarını elde etmek, sonrasında da bu cevapların ortalama karekök değerlerini elde ederek DET yapının sağladığı genlik sönüm veya yükseltme oranını elde etmektir. Elde edilen sonuçlar Şekil 3.13 ile Şekil 3.15 arasında gösterilmektedir.



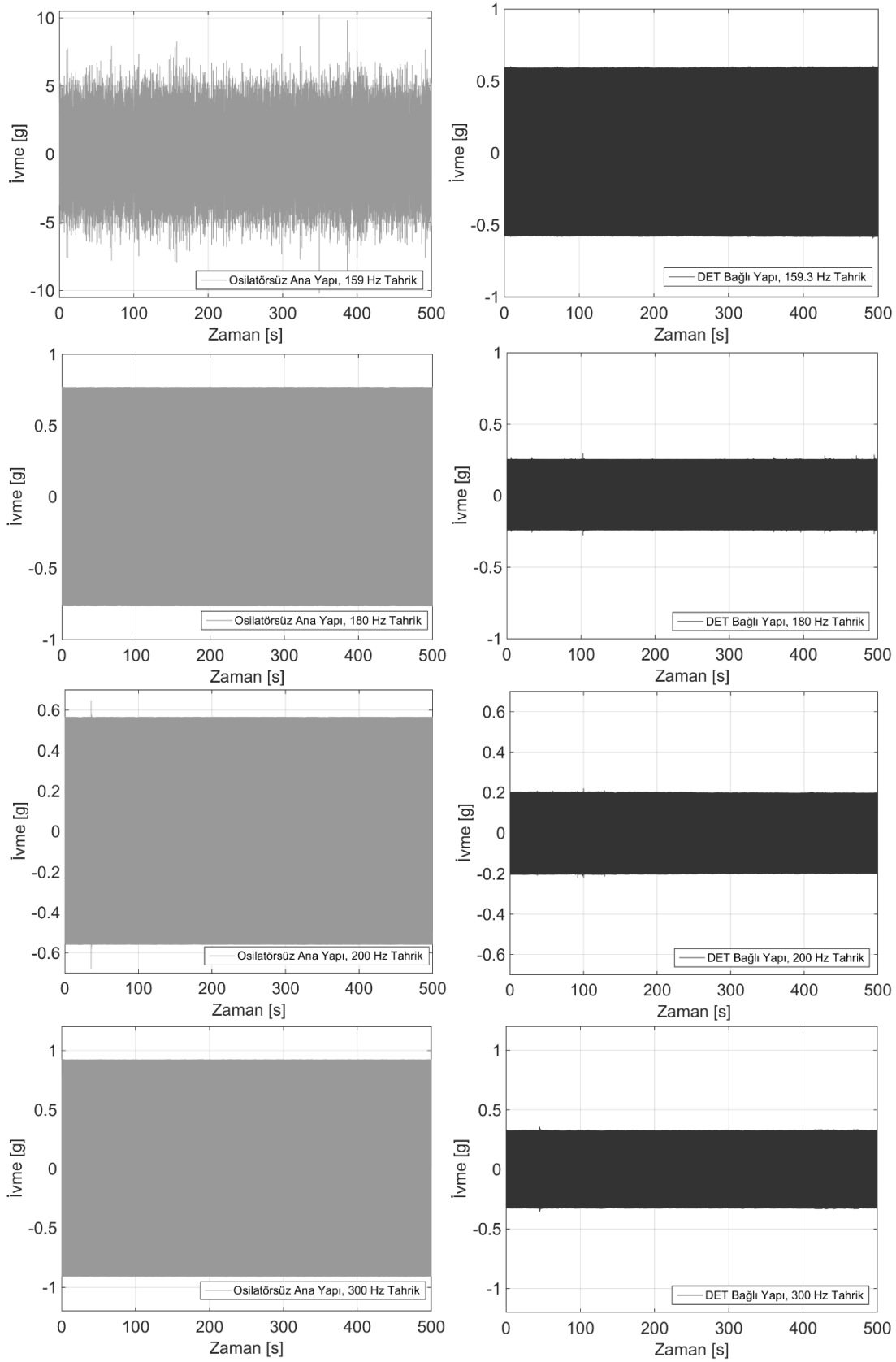
Şekil 3.13 : 5, 15, 25.38 ve 30 Hz tahrik altında yapıların ivme cevapları.

Şekilde sol sütun osilatörsüz ana yapının, sağ sütun DET bağlı yapının, yukarıdan aşağıya 5, 15, 25.38 ve 30 Hz tahrik için ivme cevaplarını göstermektedir.



Şekil 3.14 : 40, 100, 120 ve 140 tahrik altında yapıların ivme cevapları.

Şekilde sol sütun osilatörsüz ana yapının, sağ sütun DET bağlı yapının, yukarıdan aşağıya 40, 100, 120 ve 140 Hz tahrik için ivme cevaplarını göstermektedir.



Şekil 3.15 : 159.3, 180, 200 ve 300 tahrik altında yapıların ivme cevapları.

Şekilde sol sütun osilatörsüz ana yapının, sağ sütun DET bağlı yapının, yukarıdan aşağıya 40, 100, 120 ve 140 Hz tahrik için ivme cevaplarını göstermektedir.

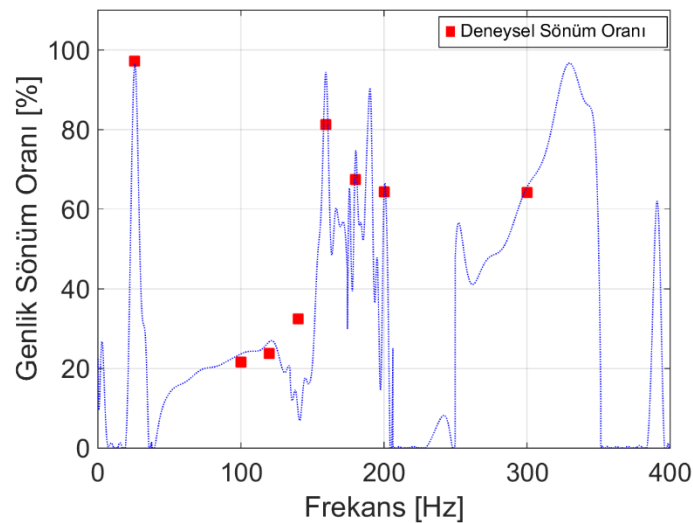
12 farklı frekanstaki harmonik tahriklerin yapılara uygulanmasından sonra, elde edilen cevaplardan ortalama karekök ivme değerleri hesaplanmıştır.

Çizelge 3.4 : Elde edilen ortalama karekök ivmeleri ve sönüm oranları.

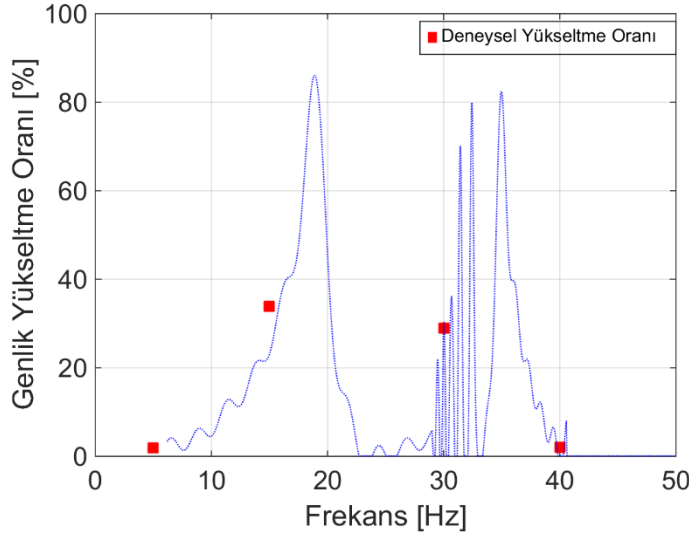
Tahrik Frekansı	Osilatörsüz Ana Yapı	DET Bağlı Yapı	Sönüm Oranı
5 Hz	0.0163 g	0.0166 g	% -1.84
15 Hz	0.0985 g	0.1318 g	% -33.81
25.38 Hz	7.8081 g	0.2123 g	% 97.28
30 Hz	0.5426 g	0.6995 g	% -28.92
40 Hz	0.3582 g	0.3656 g	% -2.07
100 Hz	1.0160 g	0.7965 g	% 21.60
120 Hz	1.8020 g	1.3745 g	% 23.72
140 Hz	0.8046 g	0.5431 g	% 32.50
159.30 Hz	2.2195 g	0.4168 g	% 81.22
180 Hz	0.5422 g	0.1764 g	% 67.47
200 Hz	0.3980 g	0.1418 g	% 64.37
300 Hz	0.6483 g	0.2322 g	% 64.18

Çizelgedeki ‘-%’ sönüm oranları, genlik yükseltme oranlarını ifade etmektedir.

Deneysel sonuçlar, bu sonuçlardan elde edilen karekök ortalama genlik değerleri, sönüm ve yükseltme oranları değerlendirildiğinde, DET yapının büyük çoğunlukla ana yapı üzerinde bir titreşim sönüm mekanizması oluşturduğu görülmektedir. Özellikle ana yapının doğal frekans bölgelerinde bu sönüm miktarı çok yükselmiştir. Belirli bölgelerde ise DET bağlı yapı, osilatörsüz ana yapıya göre daha yüksek titreşimlerle karşılaşılmasına neden olmaktadır. Elde edilen deneysel sönüm ve yükseltme oranlarının Şekil 3.7 ve Şekil 3.8’de verilen grafikler üzerindeki gösterimi, sırası ile Şekil 3.16 ve Şekil 3.17’de verilmiştir.



Şekil 3.16 : Deneysel sönüm oranları.

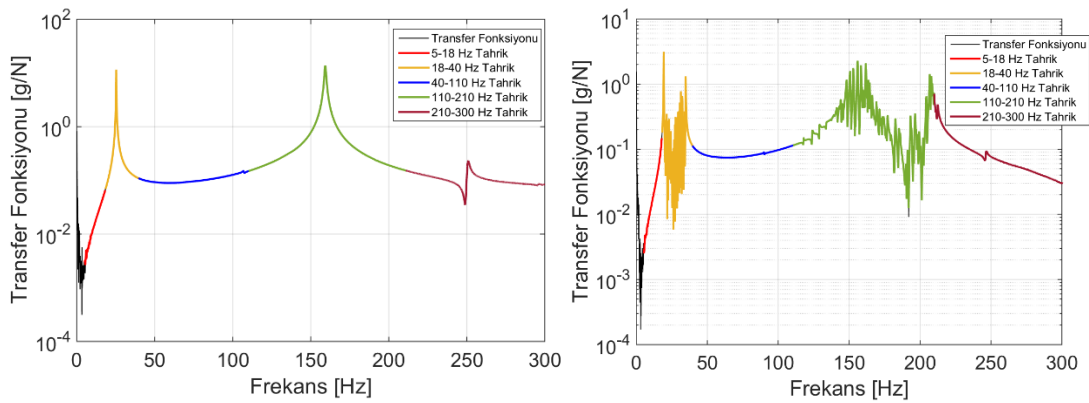


Şekil 3.17 : Deneysel yükseltme oranları.

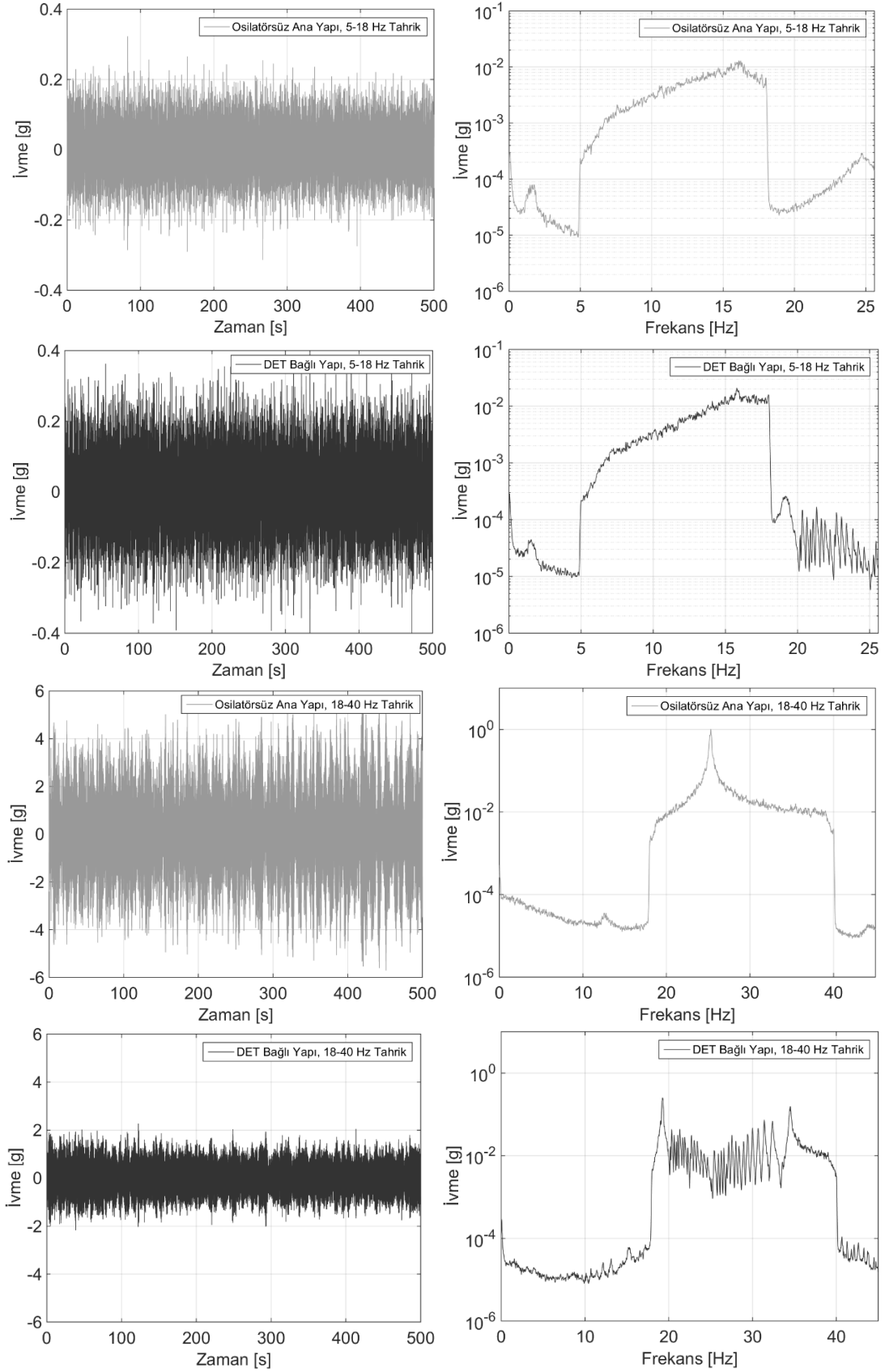
Sonuçlar değerlendirildiğinde, spektrumun genelinde etkin bir şekilde sönüm sağlandığı görülebilir. Belirli bölgelerde -osilatörlerin doğal frekansları nedeniyle- osilatörsüz ana yapıdakinden daha yüksek genliklerde ivmeler oluşmaktadır.

3.4 Rassal Tahrik Altında Doğrusal Enerji Tutucuların Deneysel Cevabı

Bu bölümde DET yapıların rassal tahrik altındaki performanslarının deneysel gerçeklemesi yapılmıştır. Bu doğrultuda, ilk optimal dağılımın altında, ilk optimal dağılımın içinde, her iki optimal dağılımın arasında, ikinci optimal dağılımın içinde, optimal dağılımların dışında frekans bileşenleri içeren rassal gürültü sinyalleri yapılara uygulanmıştır. Uygulanan rassal tahriklerin frekans bileşenleri sırası ile 5-18 Hz, 18-40 Hz, 40-110 Hz, 110-210 Hz, 210-300 Hz'tir. Uygulanan rassal tahrik kuvvetlerinin frekans aralığı, yapıların transfer fonksiyonları üzerinde, Şekil 3.18'de gösterilmiştir. Deneyler sonrasında elde edilen sonuçlar,

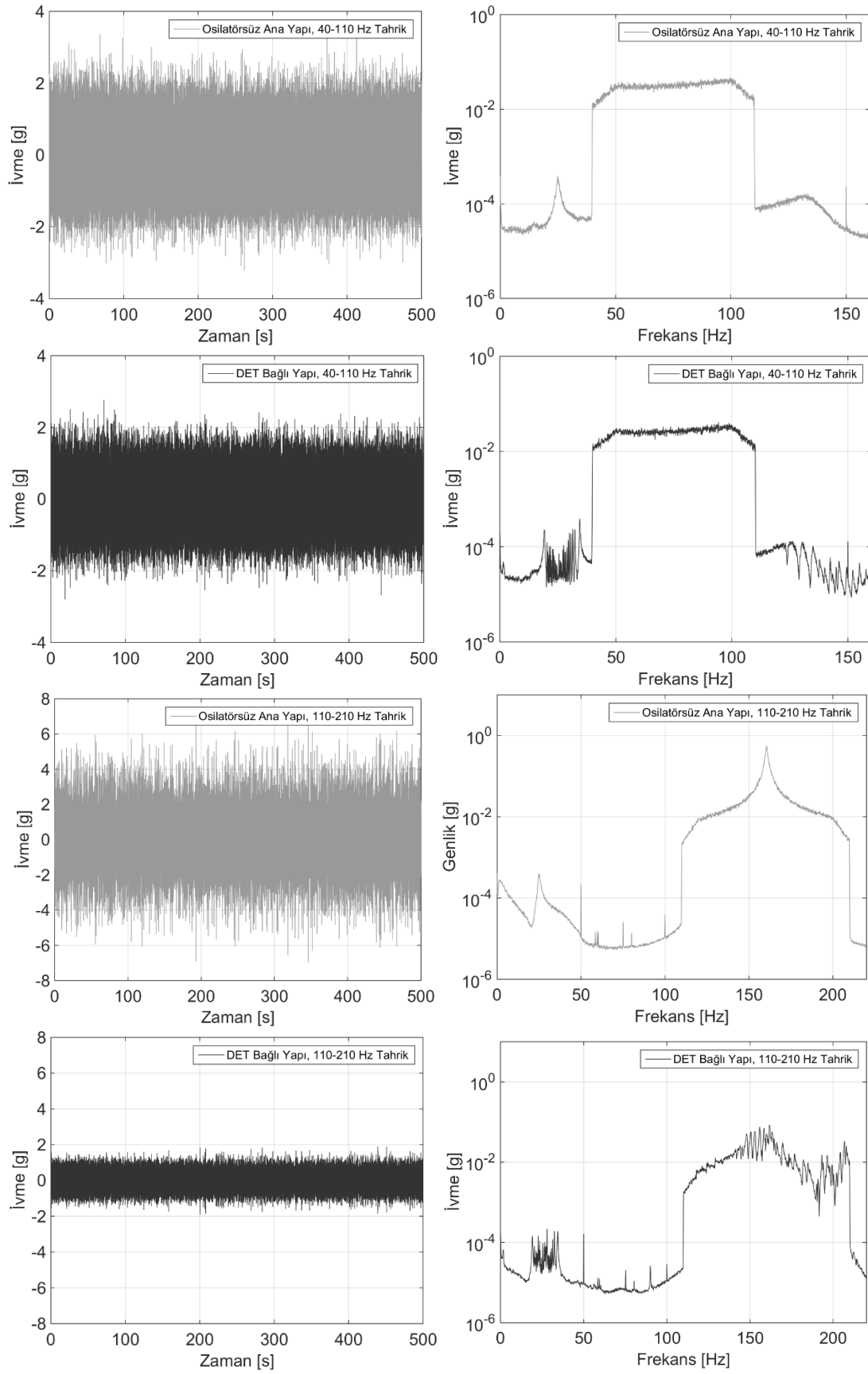


Şekil 3.18 : Rassal tahrik frekanslarının gösterimi.



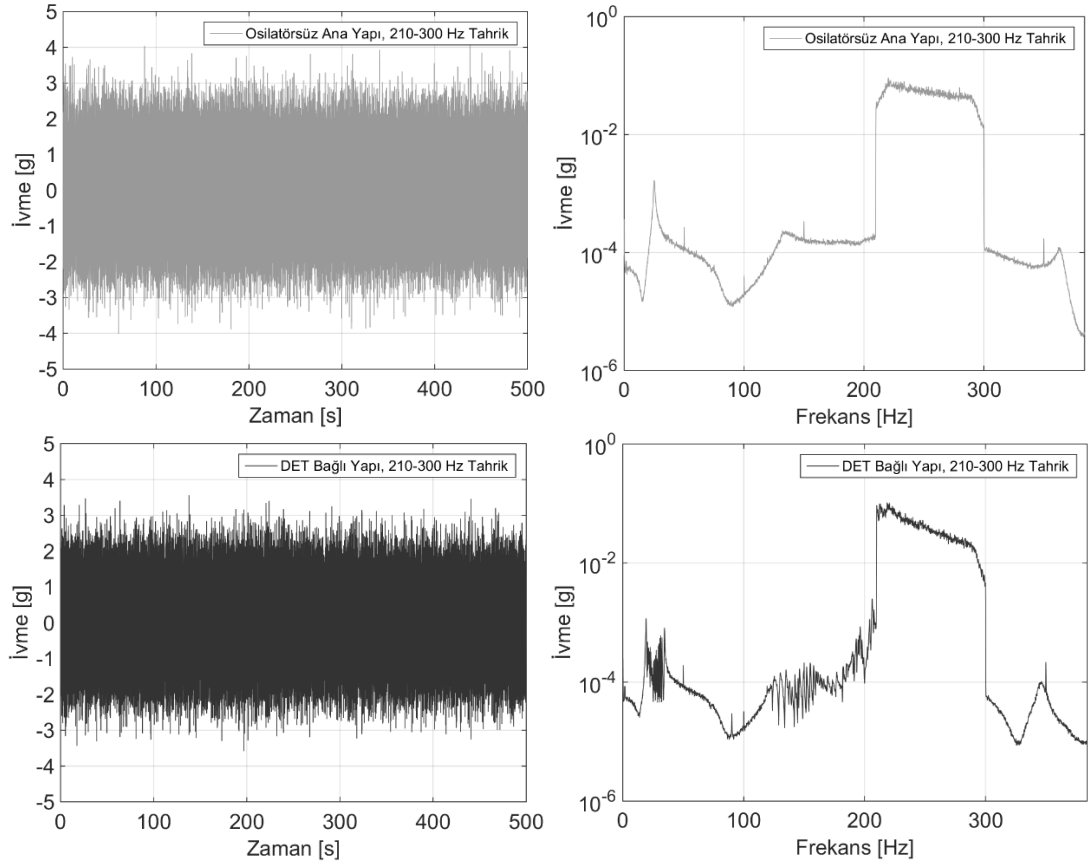
Şekil 3.19 : 5-18 ve 18-40 Hz arası rassal tahrik altında yapıların cevapları.

Şekilde sol sütun zaman, sağ sütun ise frekans düzlemi cevaplarını göstermektedir.



Şekil 3.20 : 40-110 ve 110-210 Hz arası rassal tahrik altında yapıların cevapları.

Şekilde sol sütun zaman, sağ sütun ise frekans düzlemi cevaplarını göstermektedir.



Şekil 3.21 : 210-300 Hz arası rassal tahrik altında yapıların cevapları.

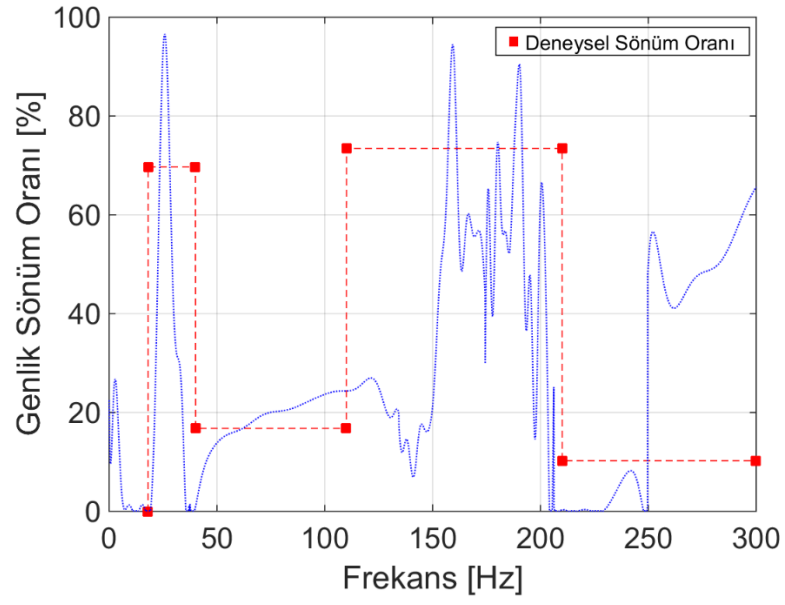
Şekilde sol sütun zaman, sağ sütun ise frekans düzlemi cevaplarını göstermektedir.

Çizelge 3.5 : Elde edilen ortalama karekök ivmeleri ve sönüm oranları.

Tahrik Frekansları	Osilatörsüz Ana Yapı	DET Bağlı Yapı	Sönüm Oranı
5-18 Hz	0.0725 g	0.1071 g	% -47.72
18-40 Hz	1.7536 g	0.5312 g	% 69.71
40-110 Hz	0.7527 g	0.6262 g	% 16.81
110-210 Hz	1.5764 g	0.4188 g	% 73.43
210-300 Hz	0.9238 g	0.8292 g	% 10.24

Çizelgedeki ‘-%’ sönüm oranı, genlik yükseltme oranını ifade etmektedir.

Harmonik tahrik altında elde edilen sonuçlara benzer veriler, rassal tahrik altında da elde edilmiştir. Şekil 3.7 ve Şekil 3.8’de verilen sönüm-yükseltme grafikleri ile uyumlu olarak, rassal tahrik altında belli bölgelerde DET yapı yüksek genlikli titreşimlere neden olabilmektedir. Harmonik tahrik cevabında olduğu gibi, rassal tahrikte de ilgili alanların büyük kısmında DET yapı tarafından sisteme bir sönüm tatbik edilmiştir. Rassal tahriklerin, ilgili frekans bantlarında sistemde yarattığı ortalama sönüm oranları, Şekil 3.22’de gösterilmektedir. İlgili tahrik frekans bandı ve sönüm değeri Şekil 3.7’de verilen grafik ile karşılaştırılmıştır.



Şekil 3.22 : Rassal tahrik sonucu elde edilen deneysel sönüm oranları.

4. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez kapsamında yapılan çalışmalar, sürekli bir yapı üzerine eklenen doğrusal enerji tutucuların darbe, harmonik ve rassal tahrikler altında elde edilen geçici ve sürekli rejim cevaplarının elde edilmesini içermektedir. Doğrusal enerji tutucular, bağlandıkları yapılardan titreşim enerjisini alarak yapı üzerinde sönüm sağlamaktadırlar. Ana yapıdan alınan enerji büyük oranda doğrusal enerji tutucular üzerinde muhafaza edilmekte ve sadece küçük bir kısmı ana yapıya iade edilmektedir. Doğrusal enerji tutucular darbe, harmonik ve rassal tahrik altında etkin olarak sönüm sağlamaktadır.

Bu çalışmada, doğrusal enerji tutucuların performansı dinamik titreşim absorberleri ile karşılaştırılmış, üstünlükleri gösterilmiştir. Sonlu elemanlar benzetimleri ile yapılan sayısal modelleme çalışmaları dışında, bir deney düzeneği oluşturularak doğrusal enerji tutucuların farklı tahrik tipleri altındaki performansları deneysel olarak incelenmiştir.

4.1 Sonlu Elemanlar Benzetimleri

Darbe tipi tahrik altında, DTS yapılar herhangi bir sönüm göstermemektedir. Bununla birlikte doğrusal ve optimal dağılıma sahip DET yapılar enerjiyi ana yapıdan etkin bir şekilde çekerek bir sönüm mekanizması oluşturmaktadırlar. Doğrusal dağılıma sahip DET yapı, her ne kadar büyük oranda bir sönüm sağlasa da, belirli periyotlarda titreşim enerjisinin büyük bir kısmını bağlandığı ana yapıya geri vermektedir. Optimal dağılıma sahip DET yapılar ise enerjinin büyük bir kısmını üzerinde tutarak sadece küçük bir bölümünü ana yapıya geri vermektedir.

Doğrusal ve optimal dağılımlı DET yapılarda görülen enerji geri dönüş mekanizması osilatörler arasındaki frekans farklarından kaynaklanmaktadır. Bu frekans farklarının çarpma işlemine göre tersi, her bir osilatöre ait geri dönüş süresini belirlemektedir. Osilatörler arasındaki frekans farkı doğrusal dağılımlı DET yapılarda eşit olduğu için bu süre tüm osilatörlerde aynıdır, bu nedenle bu yapıda enerji geri dönüşleri sabit periyotlarda başlamaktadır. İlk enerji geri dönüşü tüm osilatörler tarafından aynı anda

gerçekleştirilmekteyken, ilerleyen periyotlarda düşük ve yüksek frekanslı osilatörlerden başlayarak orta frekanslara doğru ilerleyen bir sırada gerçekleşmektedir. Optimal dağılıma sahip enerji tutucularda ise enerji geri dönüş süreleri farklı değerlerdedir, bu nedenle çok fazla osilatör aynı anda faza girememekte, her bir osilatör farklı sürelerde enerjisini ana yapıya geri vermektedir. Ana yapının doğal frekansı çevresinde sıralanan osilatörlerde enerji geri dönüş süreleri birbirlerine daha yakın olduğu için, en büyük enerji geri dönüş mekanizması bu sürelerde gerçekleşmektedir.

Harmonik tahrik DTS yapı, sadece tanımlandığı aralık olan, osilatörsüz ana yapının doğal frekansı bölgesinde etkin olarak çalışmaktadır. Diğer bölgelerde herhangi bir sönüm oluşturmamakta, hatta kimi tahrik frekansları altında çok yüksek genlikli titreşimlere neden olmaktadır. DET yapı ise, optimal dağılım içerisindeki bazı frekanslar hariç tüm frekans bölgelerinde sönüm sağlayabilmektedir. Benzetimlerde herhangi bir sönüm kullanılmadığı için osilatörlerden birisinin doğal frekansına tahrik verildiğinde yapıda rezonans görülebilmektedir.

Farklı frekans bileşenlerini içeren rassal tahrikler altında DET çok etkin bir şekilde sönüm sağlamaktadır. DTS yapı, sisteme tanımladığı yeni doğal frekans nedeniyle yüksek genlikli titreşimler yaparken, DET yapı, optimal dağılımın altında kalan bölge hariç, tüm frekans bantlarında etkin bir sönüm oluşturmaktadır.

4.2 Deneysel Çalışmalar

Deneysel çalışmalarda, sonlu elemanlar benzetiminde kullanılan tüm tahrik tipleri tasarlanan deney düzeneğindeki osilatörsüz ana yapıya ve DET bağlanmış yapıya uygulanmış, sonuçlar irdelenmiştir. Benzetimlerde ana yapının sadece ilk modu için çalışmalar yapılmışken, deneylerde ana yapının ilk iki titreşim modu için ölçümler yapılmıştır. Bu doğrultuda her bir mod için 36 adet osilatör tasarlanarak toplamda 72 osilatör olacak şekilde DET yapı oluşturulmuştur.

Darbe tahriği altında DET yapılar, %75'lere varan bir genlik sönümü sağlayabilmektedir.

Harmonik tahrik altında DET yapı, frekans spektrumunun çoğu bölgesinde etkin bir sönümleme yapabilmekteyken, belirli bazı bölgelerde osilatörsüz ana yapıya göre daha

yüksek titreşimler yapabilmektedir. Bu bölgeler, yapıların modal bilgilerini içeren transfer fonksiyonları değerlendirilerek belirlenebilir.

Rassal tahrik altında DET yapının performansı, harmonik tahrik altında olduğu gibi, belirli bölgeler dışında etkindir.

Deneylerde kullanılan osilatör sayısı, kütle sınırlamalarından dolayı, her bir mod için 36 adet olarak belirlenmiştir. Farklı uygulamalarda osilatör sayısı artırılarak deneysel sonuçlardan elde edilen sönüm miktarlarını yükseltmek mümkündür.

4.3 Doğrusal Enerji Tutucuların Olası Bazı Uygulama Alanları

Doğrusal enerji tutucuların darbe, harmonik ve rassal tahrikler altında etkin sönüm mekanizması oluşturması ve ana yapı ile karşılaştırıldığında düşük kütlelerle yüksek etkinlik sağlaması, çok farklı alanlarda uygulanabilirliği olduğuna işaret etmektedir. Bu uygulama alanlarından bazıları:

- Şok tipi tahriklerin çok sık görüldüğü savunma sanayi uygulamaları.
- Belirli rassal karakterde tahrik kuvvetlerinin geldiği otomotiv ve hava araçlarındaki titreşim azaltımı uygulamaları
- Farklı devirlerde çalışmakta olan, bu nedenle sisteme tatbik edilen tahrik frekansının sürekli değiştiği dönel sistemler, makineler.
- Geleneksel sönüm mekanizmalarının kullanılmadığı uygulamalar

şeklinde özetlenebilir.

4.4 Gelecekteki Çalışma Başlıkları

İlerleyen çalışmalarda, aşağıda maddeler halinde özetlenen konular bir çalışma başlığı olarak seçilebilir.

- Doğrusal enerji tutuculardaki enerji transferleri
- Doğrusal enerji tutucuların yorulma performanslarının incelenmesi
- Doğrusal enerji tutucuların gerçek hayattaki bir uygulamaya uyarlanması
- Akustik sönümlemede doğrusal enerji tutucu konseptinin kullanılması

KAYNAKLAR

- [1] **Koç, İ. M.** (2006). *Vibration absorption with nearly irreversible energy sinks* (doktora tezi), Carnigie Mellon University, Pittsburgh, Pennsylvania, Amerika Birleşik Devletleri.
- [2] **Koç, İ. M., Carcaterra, A., Xu, Z., ve Akay, A.** (2005). Enegy sinks: Vibration absorption by an optimal set of undamped oscillators. *Journal of Acoustical Society of America*, 118, 3031-3042.
- [3] **Akay, A., Xu, Z., Carcaterra, A., ve Koç, İ. M.** (2005). Experiments on vibration absorption using energy sinks. *Journal of Acoustical Society of America*, 118, 3043-3049.
- [4] **Carcaterra, A., Akay, A., ve Bernardini, C.,** (2012). Trapping of vibration energy into a set of resonators: Theory and application to aerospace structures. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 26, 1-14.
- [5] **Pierce, A. D., Sparrow, V. W., ve Russell, D. A.** (1995). Fundamental structural-acoustic idealization for structure with fuzzy internals. *Journal of Vibration and Acoustics*, 117, 339-348.
- [6] **Strasberg, M., ve Feit, D.** (1996). Vibration damping of large structures induced by attached small resonant structures. *Journal of Acoustical Society of America*, 99, 335-344.
- [7] **Weaver, R. L.** (1996). The effect of an undamped finite degree of freedom ‘fuzzy’ substructure: numerical solution and theoretical discussion. *Journal of Acoustical Society of America*, 101, 3159-3164.
- [8] **Roveri, N., Carcaterra, A., ve Akay, A.** (2009). Energy equipartition and frequency distributions in complex attachements. *Journal of Acoustical Society of America*, 126, 122-128.
- [9] **Weaver, R. L.** (1997). Mean and mean square responses of a prototypical master/fuzzy system. *Journal of Acoustical Society of America*, 101, 1441-1449.
- [10] **Weaver, R. L.** (2001). Equipartition and mean square response in large undamped structures. *Journal of Acoustical Society of America*, 110, 894-903.
- [11] **Maidanik, G.** (2001). Induced damping by a nearly continuous distribution of nearly undamped oscillators: linear analysis. *Journal of Sound and Vibration*, 240, 717-731.
- [12] **Carcaterra, A., ve Akay, A.,** (2004). Transient energy exchange between a primary structure and a set of oscillators: Return time and apparent damping. *Journal of Acoustical Society of America*, 115, 683-696.
- [13] **Gendelman, O. V.** (2001). Transition of energy to a nonlinear localized mode in a highly asymmetric system of two oscillators. *Nonlinear Dynamics*, 25, 237-253.

- [14] **Gendelman, O. V., Manevitch, L. I., Vakakis, A. F., ve M'Closkey, R.** (2001). Energy pumping in nonlinear mechanical oscillators: Part I-dynamics of the underlying Hamiltonian systems. *Journal of Applied Mechanics*, 68, 34-41.
- [15] **Vakakis, A. F., ve Gendelman, O.** (2001). Energy pumping in nonlinear mechanical oscillators: Part II-resonance capture. *Journal of Applied Mechanics*, 68, 42-48.
- [16] **Vakakis, A. F.** (2001). Inducing passive nonlinear energy sinks in vibrating systems. *Journal of Vibration and Acoustics*, 123, 324-332.
- [17] **Tsakirtzis, S., Panagopoulos, P. N., Kerschen, G., Gendelman, O., Vakakis, A. F., ve Bergman, L. A.** (2007). Complex dynamics and targeted energy transfer in linear oscillators coupled to multi-degree-of-freedom essentially nonlinear attachments. *Nonlinear Dynamics*, 48, 285-318.
- [18] **Georgiades, F., ve Vakakis, A. F.** (2007). Dynamics of a linear beam with an attached local nonlinear energy sink. *Communications in Nonlinear and Numerical Simulation*, 12, 643-651.
- [19] **Kerschen, G., Lee, Y. S., Vakakis, A. F., McFarland, D. M., ve Bergman, L. A.** (2006). Irreversible passive energy transfer in coupled oscillators with essential nonlinearity. *SIAM Journal on Applied Mechanics*, 66 (2), 648-679.
- [20] **Starosvetsky, Y., ve Gendelman, O. V.** (2009). Vibration absorption in systems with a nonlinear energy sink: Nonlinear damping. *Journal of Sound and Vibration*, 324, 916-939.
- [21] **Savadkoobi, A. T., Pernot, S., ve Lamarque, C. H.** (2009). Targeted energy transfer with several NES in parallel: theory and experiments. *7th International Conference on Multibody Systems, Nonlinear Dynamics and Control*, San Diego, California, Amerika Birleşik Devletleri : 30 Ağustos 30-2 Eylül.
- [22] **Starosvetsky, Y., ve Gendelman, O. V.** (2010). Interaction of nonlinear energy sink with a two degrees of freedom linear system: Internal resonance. *Journal of Sound and Vibration*, 329, 1836-1852.
- [23] **Lee, Y. S., Kerschen, G., Vakakis, A. F., Panagopoulos, P., Bergman, L., ve McFarland, D. M.** (2005). Complicated dynamics of a linear oscillator with a light essentially nonlinear attachment. *Physica D*, 204, 41-69.
- [24] **McFarland, D. M., Kerschen, G., Kowtko, J. J., Lee, Y. S., Bergman, L. A., ve Vakakis, A. F.** (2005). Experimental investigations of targeted energy transfers in strongly and nonlinearly coupled oscillators. *Journal of Acoustical Society of America*, 118, 791-799.
- [25] **McFarland, D. M., Bergman L. A., ve Vakakis, A. F.** (2005). Experimental study of non-linear energy pumping occurring at a single fast frequency. *International Journal of Non-linear Mechanics*, 40, 891-899.
- [26] **Aubrecht, J., Vakakis, A. F., Tsao, T. -C., ve Bentsman J.** (1996). Experimental study of non-linear transient motion confinement in a system of coupled beams. *Journal of Sound and Vibration*, 195, 629-648.

- [27] **AL-Shudeifat, M. A., Wierschem, N., Quinn, D. D., Vakakis, A. F., Bergman, L. A., ve Spencer, B. F., Jr.** (2013). Numerical and experimental investigation of a highly effective single-sided vibro-impact non-linear energy sink for shock mitigation. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 52, 96-109.
- [28] **Jiang, X., McFarland, D. M., Bergman, L. A., ve Vakakis, A. F.** (2003). Steady state passive nonlinear energy pumping in coupled oscillators: Theoretical and experimental results. *Nonlinear Dynamics*, 33, 87-102.
- [29] **Wierschem, N. E., Luo, J., AL-Shudeifat, M. A., Hubbard, S., Ott, R., Fahnestock, L. A., ... Bergman, L. A.** (2014). Experimental testing and numerical simulation of a six-story structure incorporating two-degree-of-freedom nonlinear energy sink. *Journal of Structural Engineering*, 140 (6), 04014027. doi: 10.1061/(ASCE)ST.1943-541X.0000978
- [30] **Roveri, N., Carcaterra, A., ve Akay, A.** (2014). Frequency intermittency and energy pumping by linear attachments. *Journal of Sound and Vibration*, 333, 4281-4294.
- [31] **Rao, S. S.** (2011). *Mechanical vibrations*. New Jersey, NJ: Prentice Hall.
- [32] **MSC Software.** (2012). *Dynamic Analysis User's Guide*. Amerika Birleşik Devletleri.
- [33] **Cremer L., Heckl, M., Petersson, B. A. T.** (2005). *Structure-Borne Sound*. doi: 10.1007/b137728

ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad : Özgür Palaz
Doğum Tarihi ve Yeri : 20.08.1988, İzmir
E-posta : ozgur_palaz@hotmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2011, İTÜ, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİM:

- 2011 yılından itibaren Bias Mühendislik Ltd. Şti.'de çalıştı.