

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TEK SİLİNDİRLİ DİZEL JENERATÖRÜN TİTREŞİMLERİNİN OPTİMUM
YALITIMI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Murat HÜNDÜREL**

Anabilim Dalı : Makine Mühendisliği

Programı : Sistem Dinamiği ve Kontrol

EKİM 2011

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TEK SİLİNDİRLİ DİZEL JENERATÖRÜN TİTREŞİMLERİNİN OPTİMUM
YALITIMI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Murat HÜNDÜREL
(503061608)**

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 12 Eylül 2011

Tezin Savunulduğu Tarih : 04 Ekim 2011

**Tez Danışmanı : Doç. Dr. Haluk EROL (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Doç. Dr. Şeniz ERTUĞRUL (İTÜ)
Yrd. Doç. Dr. Cüneyt FETVACI (İÜ)**

EKİM 2011

ÖNSÖZ

Bu çalışmanın hem uygulamaya yarar getirmesi hem de üniversite-sanayi işbirliğinin gelişimine katkıda bulunması amacıyla bilgi ve tecrübeleriyle çalışmada ışık tutan ve değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren sayın hocam ve tez danışmanım Doç.Dr. Haluk EROL'a teşekkürlerimi sunarım.

Çalıştığım kuruluştaki iş arkadaşlarıma ve sayın müdürüm N.Murat Soydan'a bana maddi ve manevi yardımlarından ötürü teşekkürlerimi belirtmek isterim.

Son olarak her türlü özveriye göstererek bugünlere gelmemi sağlayan, benden desteklerini ve sevgilerini hiç eksik etmeyen aileme şükranlarımı sunarım.

Mayıs 2011

Murat HÜNDÜREL

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	iii
KISALTMALAR	vii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	ixv
ŞEKİL LİSTESİ.....	xi
ÖZET.....	xiii
SUMMARY	xxv
1. GİRİŞ	1
1.1 Titreşim Yalıtıcısı Seçim Kriterleri.....	5
1.2 Mekanik Yapılarda Titreşim	8
1.2.1 Elastik ve rijit cisim modları.....	8
2. DİZEL JENERATÖRÜN MATEMETİK MODELİNİN OLUŞTURULMASI.....	13
2.1 Titreşim Yalıtım Sistemini Oluşturan Ekipmanlar.....	13
2.2 Çeşitli Makina ve Mekanik Aletlerin Atalet ve Geometrik Özellikleri	14
2.3 Elastik Titreşim Yalıtıcıların Temel Özellikleri.....	15
2.4 Elastik Olarak Desteklenmiş Katı Bir Cismin Dinamik Bağlılıkları	19
2.5 Titreşim Yalıtım Sisteminin Kuvvet Geçirgenlik Özelliği	30
2.5.1 Viskoz sönümleyicili titreşim yalıtıcılarında kuvvet geçirgenliği	32
2.6 Açılı Titreşim Yalıtıcıları (Inclined Mounts)	33
2.7 Hareketleri Raslantısal Gerçekleşen Sistemlerin Titreşim Yalıtıcısı Seçimi ..	35
2.8 Titreşim Yalıtım Sisteminde Doğrusal Olmayan Hareketler	35
2.9 Araçlarda Motor Titreşim Yalıtımı	35
2.10 Titreşim Yalıtıcısının Deneyimlerle Seçilmesi	40
2.11 Matematik Modelin Oluşturulması	41
2.12 Tek Silindirli Bir Motorun Pistonunda Oluşan Dinamik Kuvvetler	46
3. TİTREŞİM YALITIMI İÇİN SAYISAL ANALİZLER	49
3.1 Giriş.....	49
3.2 Motor Ve Titreşim Yalıtıcısı Parametrelerine Göre Sayısal Analizler	50
3.3 Tek Silindirli Bir Motorun Dinamik Davranışının Matlab Analizi.....	52
3.3.1 Yalıtılmış tek silindirli motor dinamik davranışının matlab analiz sonuçlarının VIP programı ile doğrulanması	53
3.4 Titreşim Yalıtıcıları Açılı Olarak Bağlanan Tek Silindirli Bir Motorun Titreşim Yalıtımı	55
3.5 Yalıtımı Gerçekleştirilen Sistemin Kuvvet Geçirgenliği Değerlendirmesi.....	56
3.6 Tek Silindirli Motor Optimizasyonunda Parametrik Çalışmalar	58
3.6.1 Titreşim yalıtıcısı yerleşimlerinin sabit olması durumunda kuvvet geçirgenliği.....	58

3.6.2 Titreşim yalıtıcısı karakterlerinin sabit olması durumunda kuvvet geçirgenliği.....	59
3.6.3 Sistem optimizasyonun modlarının ayrıklaştırılması metodu ile yapılması	62
3.7 Titreşim Optimizasyonu Sağlanan Tek Silindirli Motorun Analizleri.....	64
4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR.....	73
5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	77
KAYNAKLAR.....	79
EK-A MATLAB YAZILIMI.....	81
EK-B SİMRİT TİTREŞİM KONTROL KATALOĞU.....	86
ÖZGEÇMİŞ.....	87

KISALTMALAR

CMM	: Merkez Ölçme Makinası
CNF	: Sabit Doğal Frekans
VIP	: Vibration Isolation Project

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 1.1 : Uygulamalarda kullanılan titreşim yalıtıcıları ve özellikleri	6
Çizelge 3.1 : Farklı titreşim yalıtıcı karakterlerinde kuvvet geçirgenlik değerleri	57
Çizelge 3.2 : Titreşim yalıtıcılarının x-ekseni yerdeğişimlerine göre kuvvet geçirgenlik değerleri	59
Çizelge 3.3 : Titreşim yalıtıcılarının y-ekseni yerdeğişimlerine göre kuvvet geçirgenlik değerleri	60
Çizelge 3.4 : Titreşim yalıtıcılarının z-ekseni yerdeğişimlerine göre kuvvet geçirgenlik değerleri	60
Çizelge 4.1 : Jeneratörün farklı noktalarındaki ivme değişimleri	75

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Titreşim oluşumu ve yayılımı	1
Şekil 1.2 : İki farklı titreşim yalıtım metodu, a) Yumuşak bir elemana karşı yansıma, b) Bir kütleye karşı yansıma	2
Şekil 1.3 : Rijit cisim modları.....	10
Şekil 1.4 : Profil bir kirişte elastik modların şekilleri.....	11
Şekil 2.1 : Tek serbestlik dereceli titreşim yalıtım sistemi.....	13
Şekil 2.2 : Ötelemeli yaylarla desteklenen bir kirişin açısal direngenliği	17
Şekil 2.3 : Altı serbestlik dereceli titreşim yalıtım sistemi.....	20
Şekil 2.4 : Açılı olarak yerleştirilen titreşim yalıtıcılarının görünümü.....	34
Şekil 2.5 : Sisteme açılı olarak yerleştirilen titreşim yalıtıcısının eksenel bileşenleri	34
Şekil 2.6 : Titreşim yalıtıcılarının yerleşim planı	42
Şekil 2.7 : Tek silindirli motorun piston elemanları	45
Şekil 3.1 : Tek silindirli motorun kütle ve atalet momenti bilgileri	51
Şekil 3.2 : Motorun VIP programında kütle, atalet moment ve çarpım atalet moment verilerinin tanımlanması	54
Şekil 3.3 : Titreşim yalıtıcısının özelliklerinin ve yerlerinin VIP programında tanımlanması	54
Şekil 3.4 : Sistem VIP programında analizi.....	55
Şekil 3.5 : Sistem özvektörlerinin analizi	55
Şekil 3.6 : Sistemin mutlak kuvvet geçirgenlik eğrisi	57
Şekil 3.7 : Sistemin sistemin farklı ζ değerlerinde mutlak kuvvet geçirgenliği eğrileri	57
Şekil 3.8 : Titreşim yalıtıcısı yerleşimleri sabit tutularak farklı yalıtıcı seçimlerinin kuvvet geçirgenlik değerleri.....	59
Şekil 3.9 : Normal sistem(b) İle optimize edilmiş sistem (a) modlarının dağılımı ...	63
Şekil 3.10 : Orijinal sistem ile optimizasyonu yapılmış sistemin kuvvet geçirgenlik eğrileri	64
Şekil 3.11 : Sistem girişi $F(t)$	64
Şekil 3.12 : Sistemin x-ekseninde hız değişimi	65
Şekil 3.13 : Sistemin x-ekseninde ivme değişimi.....	65
Şekil 3.14 : Sistemin y-ekseninde hız değişimi	66
Şekil 3.15 : Sistemin y-ekseninde ivme değişimi.....	66
Şekil 3.16 : Sistemin z-ekseninde hız değişimi	67
Şekil 3.17 : Sistemin z-ekseninde ivme değişimi	67
Şekil 3.18 : Sistemin x-ekseninde açısal hız değişimi	68

Şekil 3.19 : Sistemin x-ekseninde açısal ivme değişimi	68
Şekil 3.20 : Sistemin y-ekseninde açısal hız değişimi	69
Şekil 3.21 : Sistemin y-ekseninde açısal ivme değişimi	69
Şekil 3.22 : Sistemin z-ekseninde açısal hız değişimi	70
Şekil 3.23 : Sistemin z-ekseninde açısal ivme değişimi	70
Şekil 3.24 : Sistemin çıkışı	71
Şekil 3.25 : Sistemin FFT analizi.....	71
Şekil 4.1 : Antor 3LD510 serisi motor	73
Şekil 4.2 : AK8000 serisi jeneratör ve ölçüm noktaları.....	74
Şekil 4.3 : 1.Titreşim yalıtıcısının düşey eksenindeki kuvvet değişimi, F_{z_1}	76
Şekil 4.4 : 1.Titreşim yalıtıcısının y-eksenindeki kuvvet değişimi, F_{y_1}	76
Şekil 4.5 : 2.Titreşim yalıtıcısının düşey eksenindeki kuvvet değişimi, F_{z_2}	77
Şekil 4.6 : 2.Titreşim yalıtıcısının y-eksenindeki kuvvet değişimi, F_{y_2}	77
Şekil 4.7 : 3.Titreşim yalıtıcısının düşey eksenindeki kuvvet değişimi, F_{z_3}	78
Şekil 4.8 : 3.Titreşim yalıtıcısının y-eksenindeki kuvvet değişimi, F_{y_3}	78

TEK SİLİNDİRLİ DİZEL JENERATÖRÜN TİTREŞİMLERİNİN OPTİMUM YALITIMI

ÖZET

Motor titreşim yalıtıcılarının tasarım ve optimizasyonu çok sayıda etkileşim içeren karmaşık bir süreçtir. Bu çalışmada konuyla ilgili geniş bir kaynak taraması ve kaynak taramasından elde edilen bilgilerin ışığında motor ve araç sistemlerinin genel bir formülasyonu yapılmış ve bu formülasyon Matlab’da hazırlanan yazılımın başlangıcını oluşturmuştur. Ticari olarak da halen kullanılmakta olan VIP programında bulunan veriler ve sonuçlar kullanılarak formülasyon doğrulanmıştır. Bu yazılım, çeşitli optimizasyon kriterlerine göre, sistem için en uygun titreşim yalıtıcısı tasarım parametrelerini de belirlemektedir. Yazılım motor titreşim yalıtıcılarının tasarım ve optimizasyonu için, değişik kriterler ve bakış açılarında, uygulamaların vereceği sonuçların önceden görülmesi ve her durumdaki optimum seçeneklerin bulunmasında yararlı bir araç olacaktır.

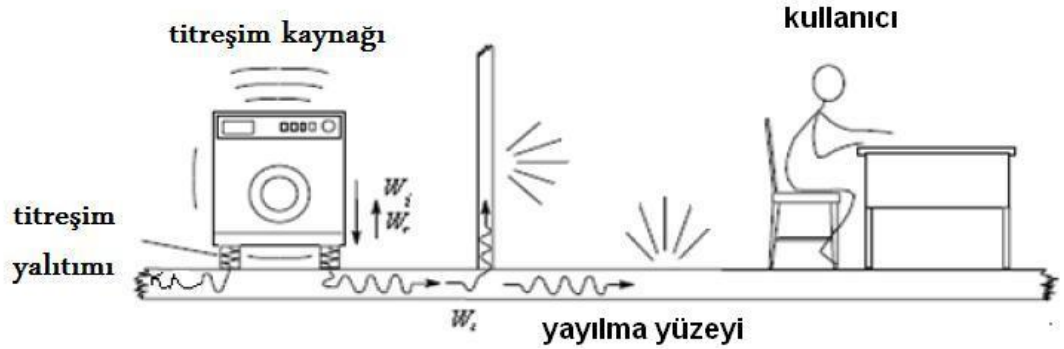
OPTIMUM VIBRATION ISOLATION OF SINGLE CYLINDER DIESEL GENERATOR

SUMMARY

Designing and optimization of engine support mounts is a complex process which includes extended number of interactions. In this study, a large literature research has been made about the subject and a formulation has been developed in the light of these information for getting a general formulation of engine and vehicle systems. The mathematical equations of the system have been derived. The obtained equations, in the form of differential equations, have been solved using Matlab. And derieved equations have been verified using experimental data results have ben comfirmed using VIP which is commercial software. According to some optimization criteria, this software can identify the optimum parameters for mount design. To design and optimize the engine mounts, this software helped to find optimum variations in every case and to anticipate the application results within different viewpoints and criteria.

1. GİRİŞ

Çevremizdeki birçok titreşim kaynağının şiddeti gün geçtikçe artmaktadır. Bunun nedenlerinden bazıları: motor hızlarının artması, off-road araçların ve dört silindirli içten yanmalı motorların çoğalması gibi bazı teknolojik gelişmelerdir. Bununla beraber uygulamalarda istenilen hassasiyetin artması, ölçüm aletlerinin hassasiyetinin sürekli olarak artması, titreşime meyilli hafif ama güçlü yapıların çoğalması, hem sabit yapılarda hemde araçlarda insan konforunu artırmaya yönelik rekabet baskısı ve bunun gibi nedenlerden dolayı da istenilen titreşim seviyelerine daha fazla uyulması gerekmektedir. Birbirine karşıt bu beklentilere uyum sağlayabilmek amacıyla, titreşim yalıtım yöntemleri sürekli olarak gelişmektedir [1].

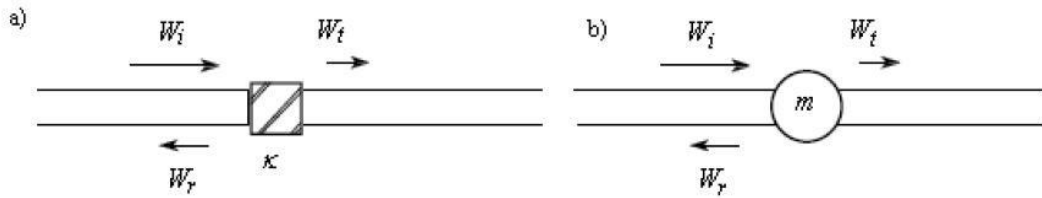


Şekil 1.1: Titreşim oluşumu ve yayılımı

Titreşim yalıtımı, titreşim tahrik kaynağı ile yalıtımı sağlanacak cismin ‘titreşim yalıtıcısı’ adı verilen özel yardımcı ekipmanların kullanılmasıyla birbirinden ayrılmasını sağlayan titreşim kontrol tekniklerinden bir tanesidir. Titreşim yalıtımı, titreşim kaynağı ile yalıtımı istenen cisim arasındaki titreşim hareketlerinin iletimini azaltma esasına dayanır. Böylece cisimden gelen ya da tahrik kaynağından cisme iletilmesi istenmeyen titreşim hareketlerinin aktarımı azaltılmış olur. Titreşim, dalgaların mekanik bir yapıda yayılmasıdır. Eğer bu dalgaın sönümlemesi ya da yansması yoksa kaynaktan çıkan titreşim seviyesi ile mekanik yapının maruz kaldığı titreşim seviyesi aynı olur. Şekil 1.1, titreşim hareketinin bir makine tarafından

üretilep, yalıtımının yapıldığı duruma bir örnektir. W_i titreşim yalıtıcılarına etkiyen güç, W_r ise makinarya yani titreşim kaynağına yansıtılan güçtür. W_t ise tabandan aktarılan güçtür [2].

Pratikteki tüm titreşim yalıtım sistemleri tek bir fiziksel prensibe dayanır. Bir titreşim dalgası elastik düzlemde ilerlerken, elastik düzlemin özelliklerinden farklı bir düzlemle karşılaştığında titreşim dalgasının sadece belli bir kısmı bu yeni düzlemde ilerlemeye devam eder. Geri kalan titreşim dalgası, titreşimin meydana geldiği yere geri yansır. Bu kısmi yansıyan dalganın büyüklüğü yeni düzlemin özelliklerinin büyüklüğüne bağlıdır. Titreşim yalıtımının asıl amacı bu yeni düzlemde ilerleyen titreşim dalgasını kullanıcıya gelmesini engellemek ya da boyutunu azaltmaktır. Bu amaca yönelik en bilinen yöntem ise, titreşimin olduğu ortamdan sonra yayılma yüzeyine, yüzeyin özelliklerinden farklı (yay katsayısı daha düşük olan) bir malzeme eklemektir. Bu tür elementler genellikle titreşim yalıtıcısı olarak adlandırılırlar. Çelik yaylar ve kauçuk titreşim yalıtıcıları gibi farklı özellikteki yalıtım elemanlarını piyasada bulmak mümkündür. Bir cismin sertliği, o cismin etrafını çevreleyen kendisinden daha sert bir malzeme ile birleştirilmesiyle değiştirilebilir.



Şekil 1.2 : İki farklı titreşim yalıtım metodu, a) Yumuşak bir elemana karşı yansıma, b) Bir kütleye karşı yansıma

Şekil 1.2’de iki farklı titreşim metodu görülmektedir. Burada W_i -ani güç, W_r -yansıyan güç ve W_t -iletmiş güç olarak tanımlanırlar [2].

Titreşim koruması için kullanılan en yaygın yöntem olan titreşim yalıtımı, doğru bir şekilde tasarlandığında kaynaktan gelen titreşimin aktarım yolunu keserek bağlantılı olduğu cismin performansını artırır. Cismi titreşimden korumak için aşağıdaki yöntemler de kullanılabilir.

- Titreşim kaynağındaki titreşim hareketleri, tasarımdaki değişikliklerle, kütle değişimiyle, kullanılan yapısal öğelerin yay katsayılarındaki ve/veya sönümleme özelliklerindeki değişikliklerle, dinamik sönümleyici kullanılması gibi yöntemlerle azaltılabilir.

- Cismin kararlılığını artırıp titreşim iletimine daha az hassas olmasını sağlamakla da titreşim iletiminin azaltılması sağlanabilir.

Bu yöntemlerle titreşim kaynağından iletilen titreşimlerin önüne geçilmediğinde, titreşimler hem yaşam komforumuzda hem de kullandığımız eşya malzemelerinde istenmeyen etkiler doğurur. Günümüzde büyük dizel motorlarda olduğu gibi titreşim üreten makinalar bulundukları ortamdaki toplam gürültü ve titreşim seviyesinin artışına neden olmaktadır. Benzer şekilde titreşim seviyelerinin yüksekliği hassas ekipmanlar için de çok zararlı olabilir. Bu yüksek seviyelerdeki titreşimler motorun kontrol ünitelerine ulaştığında daha kötü sonuçlarla karşılaşılabilir. Hatta seviyenin büyüklüğüne göre motoru durdurabilir. Yüksek frekanslı titreşim hareketleri hassas ekipmanlar için tehlikeli olduğundan, bu tür makinalarda titreşim yalıtımındaki asıl amaç, yüksek frekansta düşük titreşim genliği sağlamaktır. İyi bir yalıtım stratejisi, yalıtım ekipmanlarının mekanik özelliklerine, bu ekipmanların yalıtımı yapılacak sistemdeki yerleşim yerlerinin seçimine ve motor tahriğine göre değişmektedir. Dolayısıyla, uygulamalar için doğru titreşim yalıtıcısını seçmek önem arz etmektedir [1].

Titreşim yalıtım sistemi için doğru yalıtıcı seçimi ise titreşim yalıtımında kullanılan temel kavramların iyi anlaşılmasına bağlıdır. Bu kavramların eksikliği nedeniyle günümüzde birçok uygulamada daha ucuz, daha az yer kaplayan ve daha sağlam yalıtıcılar yerine bunların tam tersi özelliklere sahip titreşim yalıtıcıları kullanılmaktadır.

Titreşim yalıtım tekniklerinin anlaşılması kapsamlı bir kaynak taraması gerektirir. Titreşim yalıtımı titreşim kitaplarında temel bir şekilde sunulurken, teknik kitaplarda daha detaylı ulaşılabilir. Fakat uygulamalarda, titreşim yalıtım sistemlerinin derinlemesine anlaşılabilmesi için çok daha fazla bilgiye ihtiyaç vardır.

Titreşim yalıtımı; sabit ekipmanların ve ölçü aletlerinin yalıtımını, titreşim-hassasiyetini ve titreşim üretimini, şoka duyarlı elektronik kart yalıtımını, motor ve diğer yüzey parçalarının yalıtımını, su altı ve hava araçlarının yalıtımı ve bunun gibi çok geniş bir alanı kapsamaktadır.

Bir çok nedenden makinalardaki titreşim yalıtım bağlantısı önemli bir konu haline gelmiştir. Çalışma hızları ve kurulu güç artışı, dinamik yüklerin ve titreşim düzeylerinin artışına neden olmuştur. Aynı zamanda, hem üretim makinelerinin

hemde ölçüm aletlerinin hassasiyet dereceleri hızlı bir tempoda artmaktadır. Çoğu uygulamada hassasiyet artışı, verimliliğin artışına neden olur. Koordinat Ölçme Makinası (CMM) buna bir örnektir.

Benzer şekilde, zorlu savaş şartlarında titreşime duyarlı askeri teçhizatın taşınması için kullanılan araçların da titreşim yalıtımı geliştirilmesi gereken önemli bir konudur. Bu gibi koşullarda titreşimin minimum olması istenmektedir. Önceleri, bu teçhizatlar dayanıklı materyallerden üretilirken günümüzde teçhizatlar şok ve titreşime dayanıklı harici olarak tasarlanan sistemler içerisine yerleştirilmektedirler.

Yalıtım problemleri için kullanılan iki yaklaşım vardır. Bunlardan ilki "down-to-Earth" yaklaşımıdır. Bu yaklaşım, yalıtımı yapılacak cismi tek serbestlik dereceli sistem olarak ele alıp temel çözümlerle inceleyen bir yöntemdir. Bu yöntemle titreşim yalıtıcılarının seçimi, çok vakit alan klasik deneme-yanılma yöntemiyle yapılmaktadır. Ayrıca bu yöntemle belirlenen titreşim yalıtım sisteminin sonuçları optimal değerlerden çok uzak olmaktadır [1].

Bir diğer yaklaşım ise titreşim yalıtım sistemini karmaşık altı serbestlik dereceli bir sistem olarak ele alındığı 'modern' ya da 'modernist' yöntemidir. Bu yöntemde yalıtımı yapılan titreşim yalıtıcısının dinamiğinde göz önünde bulundurularak daha karmaşık bir sistem de ele alınabilir. Bu yaklaşım genellikle özel yazılım paketleri kullanmayı ve zaman alan karmaşık bilgisayar modellemeleri yapmayı gerektirmektedir. Bu yaklaşım genelde otomotiv sanayinde motor bağlantı sürecinde kullanılmaktadır.

Pratikte titreşim yalıtım sistemi, temel matematiksel yöntemler kullanılarak incelenir. Bu yaklaşım çoğunlukla yalıtımı yapılmış katı cisim ve katı cisim destek elemanı varsayımlarıyla başarılmaktadır. Yalıtımı yapılacak sistem başlangıçta klasik altı serbestlik dereceli bir sistem olarak kabul edilmesine rağmen birçok uygulamada titreşim yalıtım tasarımı doğru yapılmış sistemlerin, tek ve iki serbestlik dereceli sistemlere azaltılabileceği de görülmüştür.

Titreşime duyarlı cisimlerin yalıtımı pratik prensiplerle formüle edilebilir. Titreşim yalıtımının gerekli olduğu çoğu durumda titreşim yalıtıcılarındaki sönümleme, yalıtım sisteminin doğal frekansı veya yay katsayısı kadar önemli bir rol oynamaktadır. Bir çok durumda, yay katsayısı ve doğal frekanslar ile sönümleme arasındaki ilişki önemli bir kriter olarak ifade edilebilir.

Bu kriterler, tasarımcının işini daha kolay yaparak uygulamalarda kullanılacak olan titreşim yalıtıcıları malzeme seçiminin optimizasyonuna olanak sağlar. Bir çok sistemde sönümlemenin artması yalıtım sisteminin performansı için çok yararlı olduğundan, titreşim yalıtıcılarındaki sönümlemenin artışının esnek elemanlarda aşırı ısınmaya neden olmayacağı düşünülür. Fakat bu durum tam tersidir.

1.1 Titreşim Yalıtıcısı Seçim Kriterleri

Çizelge 1.1 uygulama tipine ve ortam koşullarına bağlı olarak titreşim yalıtıcısı seçimi konusunda bir fikir vermektedir. Örneğin, sıcaklığın 100 °C olduğu egzoz sisteminin yanındaki bir kutu yalıtılmak istenirse, doğal kauçuk yerine kloroplen kauçuk kullanımı uygun olacaktır. Benzer şekilde, dış sıcaklığın 50 °C civarında olduğu Afrika, Hindistan veya Ortadoğu gibi yerlerde kullanılacak bir motor için CR optimum seçenek olacaktır. Diğer taraftan, 60 °C'nin altında bir yalıtım gerekecekse düşük sönümleme özelliğine sahip doğal kauçuk iyi bir çözüm olacaktır. Kauçuk tipine karar verildikten sonra her bir gereksinim için değişebilen mekanik özellikler (yay katsayısı, yük taşıma kapasitesi ve sönümleme) uygun bir şekilde seçilebilir.

İdeal bir motor titreşim yalıtım sistemi, motorun çalışması esnasında motor kuvvetlerinin oluşturduğu titreşimleri yalıtmalı ve tahrik kuvvetlerinin oluşturduğu şokları engellemelidir. Motor titreşim yalıtım sistemlerinin gelişimi çoğunlukla frekans genliğindeki değişim özelliklerinin gelişimine bağlıdır [2].

Çizelge 1.1 : Uygulamalarda kullanılan titreşim yalıtıcıları ve özellikleri

Titreşim Yalıtıcısı Malzemesi	Özellikleri	Kullanım Yerleri	Açıklama
Doğal Kauçuk, NR	Avantajları -Yüksek statik ve dinamik mukavemet -Çok düşük sönümlleme -Çok düşük kalıcı deformasyon -Düşük sıcaklıkta çok iyi performans Dejavantajları -Düşük yıpranma karakteristiği -Ozon girişine karşı düşük dayanım -Düşük yağ dayanımı	-Motor titreşim yalıtıcılarında -Genel endüstri makinalarında -Elastik kavramalarda	Düşük sıcaklıklardaki uygulamalarda çok iyi yalıtım özelliğine sahiptir. 70 °C altındaki yağsız uygulamalarda
Akrilonitril Bütadiyen Kauçuk, NBR; Hidrojenize Nitril Kauçuk, HNBR	Avantajları -Yüksek yağ dayanımı ve düşük kalıcı deformasyon -Düşük aşınma ve yıpranma karakteri -Yüksek sönümlleme Dejavantajları -Ortalama yıpranma karakteristiği -Düşük ozon dayanımı -Düşük ısı dayanımı	-Radyal şaft keçelerinde: yağ Keçesinde -Sönümleyiciler makina diyaframlarında -Hidrolik, pnömatik uygulamalarda -Hassas parçalarda	-Yağlama için iyidir
Stiren Bütadiyen	Avantajları	-Fren parçaları	

Kauçuk, SBR	-NR titreşim yalıtıcılarına kıyasla daha iyi yıpranma karakteri -Orta seviye elastiklik -Süper aşınma ve yıpranma karakteri Dejavantajları -Ortalama ısı dayanımı -Düşük ozon dayanımı -Düşük yağ dayanımı	-Genel makinalar -Kalıplanmış parçalar -Makina diyaframlarında
Etilen Propilen Diyen Kauçuğu, EPDM	Avantajları -Çok iyi ısı ve hava koşullarına dayanıklılık -Ozona karşı yüksek dayanıklılık -Çok iyi düşük sıcaklık davranışı Dejavantajları -Çok düşük yağ dayanımı	-O-rings -Fren parçaları -Genel kalıp parçaları
Kloroplen Kauçuk, CR	Avantajları -NR ve SBR titreşim yalıtıcılarından daha iyi ısı ve ozon dayanımı -Hava koşullarına karşı çok iyi dayanım -Orta seviye iyilikte yağ dayanımı Dejavantajları -Zor işlenebilirlik -Simülasyon ile optimizasyonu gerçekleştirilebilir -0 °C altında kristalleşme etkisi	-Fren lastiklerinde 80 C° üstü sıcaklıklarda ve kullanımı uygundur. -körüklere Motor egzozuna yakın -Toz lastikleri yerlerde kullanımı -Fren hidrolik önerilir. hortumlarında

1.2 Mekanik Yapılarda Titreşim

Titreşim, bir denge noktası etrafında mekanik salınım olarak adlandırılmaktadır. Bu salınımlar, bir sarkacın hareketi gibi periyodik olabilir ya da yolda ilerleyen bir tekerin hareketi gibi raslantısal olabilir. Titreşim frekansı, genlik ve faz ile karakterize edilir. Titreşim genellikle istenmeyen bir durumdur. Enerji harcar ve istenmeyen bir gürültüye neden olur. Uygulamalarda bu tür istenmeyen titreşimler araç motorlarında, elektrik motorlarında veya herhangi bir mekanik aygıtta karşımıza çıkar. Bu tür titreşimlere dönen parçalardaki dengesizlikler, pürüzlü sürtünme, dişli kavramaları gibi durumlar neden olmaktadır. Yalıtımı doğru bir şekilde yapılmış tasarımlar genellikle titreşimleri azaltır. Bir cisme etkiyen kuvvetin değişimi zeminde titreşim hareketine neden olacaktır. Her yönde hareket eden bu titreşimler bulundukları düzlemde bir titreşim tarlası meydana getirirler. Düşük sönümlemenin olduğu durumlarda harici dış kuvvetler küçük olsa bile yüksek genlikler elde edilmektedir. Bu gibi titreşim koşullarına rezonans denilir. Bu fenomenin meydana geldiği frekansa da sistemin doğal frekansı denilir.

Mekanik yapılarda meydana gelen iki tür titreşim vardır. 1. Mekanik bir sistemin başlangıç giriş hareketinin etkisiyle hareketlendirildikten sonra serbest bir şekilde titreşmesiyle oluşan titreşim türüne serbest titreşim denilir. 2. Mekanik bir sisteme alternatif bir kuvvet veya hareket uygulanırsa bu tür titreşim türüne de zorlanmış titreşim denilir.

Mekanik yapılarda özellikle rezonans şartlarında titreşim ciddi problemlere neden olabilir. Bu problemlerin en önemlileri, yorulma aşınması, tekleme, gürültü ve konforun düşmesidir [3].

1.2.1 Elastik ve rijit cisim modları

Bir cisim ilk konumundan hareketle başlatılır ve serbest titreşimine izin verilirse, doğal frekansta salınım yapar. Pratikte tüm cisimler birden çok doğal frekansa sahiptirler. Sistem farklı doğal frekanslarda farklı biçimlerde salınım yapar. Bu durum titreşim modu olarak adlandırılır. Modlar cismin doğasında var olan özelliklerdir. Modlar cisme etkiyen kuvvete ya da yüklenen yüke göre değişmezler. Modlar sadece cismin malzeme özellikleri (kütle, yay katsayıları, sönüm değerleri) veya sınır koşulları (montajlama) değiştiğinde değişir. Modlar, titreşim rezonansını

karakterize etmenin en basit ve etkili yoludur. Modların şekilleri iki kategoride tariflenebilir [3].

Rijit cisim modları: Cisimler belirli frekanslar da rijit bir cisim gibi hareket ederler. Pratikte titreşim yalıtıcılarına bağlanmış cisimlerin altı adet rijit modu vardır. Bunlardan üçü ötelenme hareketini, diğer üçü ise dönel hareketi tarifler. Bunlar;

-Boyuna (X-ekseni yönünde): Bu modda cisim katı model olarak x-ekseninde hareket eder.

-Enine (Y-ekseni yönünde): Bu modda cisim katı model olarak y-ekseninde hareket eder.

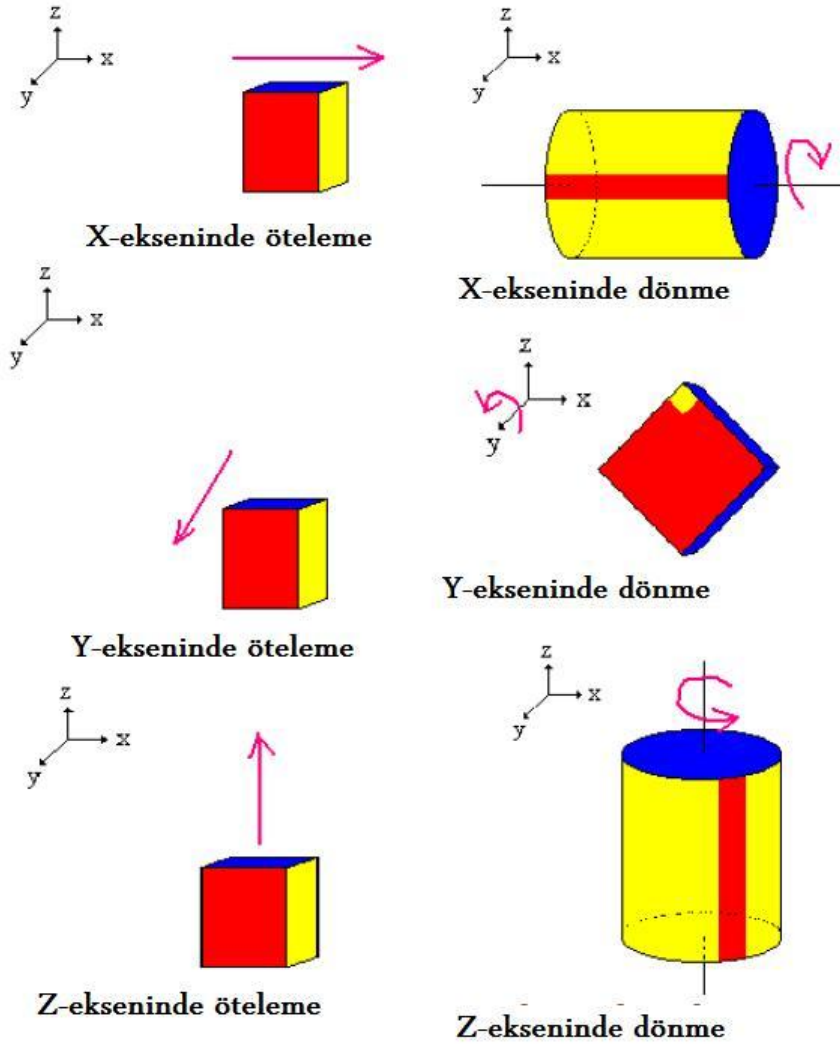
-Zıplama (Z-ekseni yönünde): Bu modda cisim katı model olarak z-ekseninde hareket eder.

-Yalpalama (X-ekseninde dönme): Bu modda cisim katı model olarak x-ekseni etrafında dönme hareketi yapar.

-Yunuslama (y-ekseninde dönme): Bu modda cisim katı model olarak y-ekseni etrafında dönme hareketi yapar.

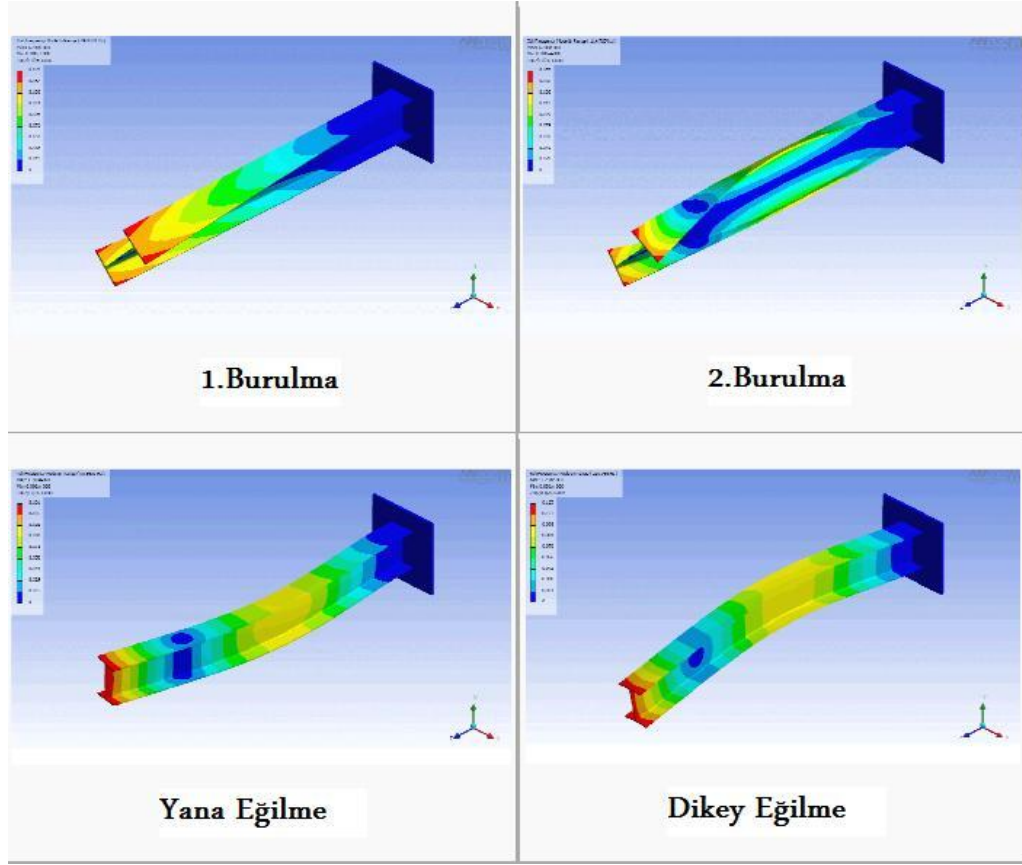
-Sapma (Z-ekseninde dönme): Bu modda cisim katı model olarak z-ekseni etrafında dönme hareketi yapar.

Rijit cisim doğal frekans değerleri yalıtım sisteminin yay katsayı değerlerine ve cisimin kütlesine bağlıdır. Şekil 1.3’de rijit cisim hareketleri gösterilmiştir.



Şekil 1.3: Rijit cisim modları [4]

Elastik cisim modları: İsminden de anlaşılacağı üzere, cismin elastik frekans noktaları birbirine göre hareket etmektedir. Bunun nedeni ise, cismin kendi içinde kararlı hareket dalgalarının oluşmasıdır. Pratikte gerçek bir cisim birden çok elastik moda sahiptir. Çoğunlukla bu modlar cisimde eğilme ve burulmaya neden olurlar. Bazı uygulamalarda ise yüksek frekanslarda daha kompleks modlar oluşabilir. Tipik bir kiriş şeklindeki cisimde elastik modlar Şekil 1.4’de gösterilmiştir. Titreşimin elastik modları, cisimlerde iç deformasyona neden olduğundan daha zararlıdır. Elastik doğal frekans değeri cismin mekanik özelliklerine ve başlangıç koşullarına bağlıdır. Rijit cisim doğal frekansları, elastik doğal frekanslarından küçüktür. Bu iyi bir yalıtım için de önemlidir.



Şekil 1.4 : Profil bir kirişte elastik modların şekilleri [5]

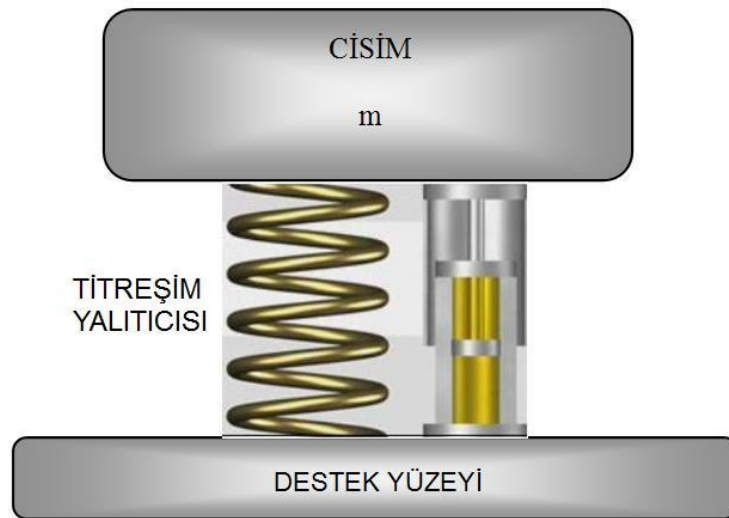
Bu tez yalıtım sistemi içeren tek silindirik bir motorun titreşim yalıtımında sönümün etkilerini altı serbestlik dereceli titreşim yalıtım sistemi analizinde irdeleyip açıklamaktadır. Tek silindirik motorun matematik modelinin oluşturulması için titreşim yalıtım sistemini altı serbestlik derecesine sahip titreşim yalıtıcılarıyla destek yüzeyine sabitlenmiş basit bir model olarak ele alınmıştır. Motor titreşim yalıtımının optimizasyonu için kullanılan üç adet titreşim yalıtıcısının farklı özellikteki sönüm ve yay sabiti değerleriyle, yalıtıcıların düşeyde açılı ve açısız olarak bağlantısı yapıldığı motorun farklı yerleşimlerdeki analizleri, matlab koduyla yazılan programda incelenip çıkan sonuçlar literatürde halihazırda kullanılan VIP (Vibration Isolation Project) programı ile doğrulanmıştır.

2. DİZEL JENERATÖRÜN MATEMATİK MODELİNİN OLUŞTURULMASI

2.1 Titreşim Yalıtım Sistemini Oluşturan Ekipmanlar

Bir titreşim yalıtım sistemi, yalıtımı yapılacak cisim, destek yüzeyi (zemin) ve bunların arasına yerleştirilen titreşim yalıtım elemanından (titreşim yalıtıcısı) oluşmaktadır. Şekil 2.1’de en basit ‘tek-eksenli’ titreşim yalıtım sistemi görülmektedir. Şartlara bağlı olarak, cisim destek yüzeyinden gelebilecek bozucu titreşim hareketlerinden korunmalı veya destek yüzeyi cismin içerisinde gelen dinamik yüklerden korunmalıdır. Bazı durumlarda her iki görevin aynı anda ele alınması gerekebilmektedir. Şekil 2.1’de gösterilen üç alt sistemden her biri (cisim, titreşim yalıtıcısı, destek yüzeyi) genellikle birçok ya da sonsuz sayıdaki serbestlik dereceli dinamik sistem parametrelerini temsil eder.

Yalıtılmış cisim (örneğin makina) genellikle sayısız bağlantı elemanından oluşmaktadır. Herbir parçayı rijit tek bir parça olarak ve herbir bağlantıyı da yayların toplu parametreleri olarak ele alacak olursak, herbir parça altı serbestlik derecesine sahip olur [1].



Şekil 2.1 : Tek serbestlik dereceli titreşim yalıtım sistemi [6]

Destek yüzeyinin kendisi ayrıca sonsuz sayıda serbestlik dereceli dinamik parametrelili bir sistemdir. Aynı durum titreşim yalıtıcıları için de geçerlidir. Şekil 2.1'deki alt sistemlerin kendi içinde ve aralarındaki birçok bağlantının doğrusal olmadığı unutulmamalıdır. Buradan da titreşim yalıtım sisteminin dinamik karmaşıklığı tahmin edilebilir. Ayrıca, birçok durumda destek yüzeyinde olduğu gibi cismin de en düşük doğal frekansı (titreşim yalıtımı için en önemlisi budur) titreşim yalıtım sisteminin (cisim-titreşim yalıtıcısı-destek yüzeyi) en düşük doğal frekansından önemli ölçüde yüksektir. Genellikle her bir titreşim yalıtıcısının kütlesi yalıtılmış cismin kütlesinin küçük bir parçasıdır. Düşük frekanslarda bu kütle ihmal edilebilir ve titreşim yalıtıcısı kütsüz bir yay gibi ele alınabilir. Yüksek frekanslarda ise bu kabul yapılamaz ve titreşim yalıtıcısındaki rezonans dikkate alınmalıdır. Pratikte bir çok durumda, titreşim yalıtım etkinliği 5 ile 100 Hz civarındaki düşük frekanslarda özellikle kritiktir. Genellikle bu frekans aralığında cismin, titreşim yalıtıcısının ve destek yüzeyinin sadece en düşük yapısal modları dikkate alınır ve yüksek modlar ihmal edilebilir. Titreşim yalıtıcısı kütsüz ve hem cisim hemde destek yüzeyi ideal rijit cisimler olarak ele alındıklarında birçok faydalı sonuca varılabilir.

Bu varsayımlar ışığında, titreşim yalıtım sistemi en azından ilk yaklaşımda altı serbestlik dereceli olarak ele alınabilir. Özel atalet ve geometrik özelliklerin yanı sıra yalıtılmış cisimlerin tasarım özelliklerinin göz önünde bulundurulması, sistemin basitleştirilmesini gerektirmektedir. Doğru bir yalıtım tasarımı, maksimum yay katsayılı titreşim yalıtıcılarının etkili bir performans göstermesine neden olur [1].

2.2 Çeşitli Makina ve Mekanik Aletlerin Atalet ve Geometrik Özellikleri

Yalıtımı yapılan cismin atalet ve geometrik özellikleri (kütle, momentler/atalet yarıçapları, kütle merkezinin yeri, yerçekimi ivmesi, atalet eksenlerinin yönleri) titreşim yalıtım sisteminin dinamiğini önemli bir şekilde etkiler. Bu parametreleri uygulamalardaki makinalardan ya da bir motordan elde etmek kolay değildir. Bu ise sadece özel durumlarda doğrulanabilen deneysel ve/veya analitik bir çalışmayı gerektirir.

Birçok endüstriyel ekipmanın parçaları için doğal eksen takımı, Z ekseninin düşey diğer iki eksenin (XY) yatay düzlem olduğu bir eksen takımıdır. Örneğin, dönel makinalarda rotorların dönel eksenleri genellikle ya düşey (santrifüjler, seperatörler,

düşey vidalı makina takımları gibi) ya da yatay (fanlar, kompresörler, türbinler, yatay mille merkezleme yapan makinalar gibi) olurlar. Titreşim üreten makinaların dinamik yükleri düşey (krank, presler vb.) veya yatay (soğuk başlıklar, ters çevirme makinaları vb.) olurlar. Hassas titreşim makinaları bir yatay düzlemde maksimum hassasiyete sahiptir. Aynı zamanda, zemin titreşiminin maksimum genliği genellikle düşey doğrultudadır ve oluşan yatay titreşimler daha zayıftır [7].

Benzer hesaplamalar, simetrik düşey bir düzlemi olan orta boyda bir taşıma makinesinin masası merkez konumundayken de gerçekleşir. Bu durumda ise, bir yatay ana atalet eksenini tasarım eksenine doğru yöneltir. Diğer iki ana atalet eksenini $9^{\circ} 15'$ kadar tasarım ekseninden sapma yapar. Sapma derecesi sapma açısının kosinüsü ile karakterize edilir ve $\cos 10^{\circ} = 0,985 \approx 1$. Düzlemsel bir sistem için, koordinat eksen takımı X', Y' çarpım atalet momenti (product of inertia) ana koordinat eksen takımına (X, Y) α kadar açı yapmaktadır.

$$I_{x'y'} = \frac{1}{2}(I_x - I_y) \sin 2\alpha \quad (2.1)$$

$\alpha = 10^{\circ}$, $\sin 2\alpha = 0,34$. Böylece, en kötü durumda I_x veya I_y ana atalet momentlerinden bir tanesi diğerinden önemli ölçüde büyük olduğu durumda, I_{xy} büyük olan atalet momentinden 0,17 daha az bir değere sahiptir. Gerçekte önemli durumlardaki en büyük atalet momentlerinin büyüklükleri nispeten birbirine yakın olduğundan, çarpım atalet momenti daha az önem arz etmektedir. Böylece, ilk yaklaşımda tasarım eksenini doğal koordinat eksen takımında X, Y, Z eksenine paralel olan makinalarda çarpım atalet momenti;

$$I_{xy} \approx I_{xz} \approx I_{yz} \approx 0 \quad (2.2)$$

olarak alınabilir.

2.3 Elastik Titreşim Yalıtıcıların Temel Özellikleri

Elastik titreşim yalıtıcıları (izolatörler), yalıtılacak cisim ve destek yüzey bağlantısı ile bağlantısının yapılabilmesi için iki bağlantı ucuna veya düzlemsel bir yüzeye ihtiyacı olan hacimsel esnek elemanlardır. Özel kısıtlamalar kullanılmadıkça, titreşim yalıtıcısı tüm öteleme ve açısallarda bağlantı uçları arasında hareket direnci oluşturur. Bu direnç, yay katsayıları ve sönüm oranlarıyla nitelendirildiğinden

bağlantı uçları arasındaki sırasıyla ötelemelerin ve hızların, yön ve şiddetine bağlıdır. Titreşim yalıtıcısı, metal (genellikle çelik) yaylar olarak adlandırıldığı durumlarda, sönümlemeleri ihmal edilebilecek kadar küçüktür ve sıklıkla özel olarak tasarlanmış sönümleyicilerle kapasiteleri artırılır.

Genelde, titreşim yalıtıcısına bir kuvvet uygulandığında bu kuvvetin farklı yönünde bir deformasyona uğramasına neden olur. Titreşim yalıtıcısının elastiklik merkeziyle çakışan bir koordinat takımında, elastiklik özellikleri 36 adet yay katsayısı k_{ij} ile tarif edilir. Burada ilk indis kuvvet faktörünün (kuvvet veya moment) yönünü, ikinci indis ise kuvvet faktörünün neden olduğu yerdeğişimin yönünü (doğrusal veya açısal) göstermektedir. k_{xx}, k_{yy}, k_{zz} üç öteleme yay katsayısı, aynı eksen boyunca uygulanan kuvvetlerin koordinat eksenini yönündeki titreşim yalıtıcısının deformasyonları simgelemektedir. $k_{xz}, k_{xy}, k_{yx}, k_{yz}, k_{zx}, k_{zy}$ altı öteleme yay katsayısı, farklı eksenler boyunca uygulanan kuvvetlerin koordinat eksenini yönündeki titreşim yalıtıcısının öteleme deformasyonlarını tarifler. $k_{\alpha\alpha}, k_{\beta\beta}, k_{\gamma\gamma}$ üç adet açısal yay katsayısı, aynı eksenindeki momentlerin neden olduğu sırasıyla X,Y,Z titreşim yalıtıcısı eksenindeki açısal deformasyonu tarif eder. $k_{\alpha\beta}, k_{\alpha\gamma}, k_{\beta\alpha}, k_{\beta\gamma}, k_{\gamma\alpha}, k_{\gamma\beta}$ altı adet açısal yay katsayısı, diğer eksenlerdeki momentlerin bir ekseninde neden olduğu açısal deformasyonları tarif eder. Diğer 18 adet yay katsayısı $k_{x\alpha}, k_{\alpha x}, k_{y\gamma}, k_{\gamma y}$ vb. ötelemeli-açısal etkileşimleri temsil eder. Yay katsayıları denklem 2.3'de olduğu gibi karşılıklı özelliğine sahiptirler.

$$k_{ij} = k_{ji} \quad (2.3)$$

Merkezi elastiklik merkezinde olan koordinat ekseninde, ötelemeli-açısal yay katsayıları ortadan kalkar. Titreşim yalıtıcısı ana koordinat ekseninde tüm çapraz yay sabitleri ortadan kalkar. $k_{ij} = 0$. Ana elastik eksenler P, Q, R olarak tayin edilirse, öteleme yay katsayıları k_p, k_q, k_r olacaktır. P, Q, R eksenlerindeki açısal yay katsayıları k_π, k_θ, k_ρ olarak tayin edilir. Ana elastik eksenler P, Q, R ile X, Y, Z eksenleri arasındaki doğrultman kosinüsleri $\lambda_{xp}, \lambda_{xq}, \dots$ olacaktır. Sonrasında ise merkezi titreşim yalıtıcısının elastiklik merkezinde olan koordinat sistemi için aşağıdaki denklemler yazılabilir.

$$k_{xx} = k_p \lambda_{xp}^2 + k_q \lambda_{xq}^2 + k_r \lambda_{xr}^2$$

$$k_{yy} = k_p \lambda_{yp}^2 + k_q \lambda_{yq}^2 + k_r \lambda_{yr}^2$$

$$k_{zz} = k_p \lambda_{zp}^2 + k_q \lambda_{zq}^2 + k_r \lambda_{zr}^2$$

$$k_{xy} = k_p \lambda_{xp} \lambda_{yp} + k_q \lambda_{xq} \lambda_{yq} + k_r \lambda_{xr} \lambda_{yr}$$

$$k_{xz} = k_p \lambda_{xp} \lambda_{zp} + k_q \lambda_{xq} \lambda_{zq} + k_r \lambda_{xr} \lambda_{zr}$$

$$k_{yz} = k_p \lambda_{yp} \lambda_{zp} + k_q \lambda_{yq} \lambda_{zq} + k_r \lambda_{yr} \lambda_{zr}$$

$$k_{\alpha\alpha} = k_\pi \lambda_{xp}^2 + k_\theta \lambda_{xq}^2 + k_\rho \lambda_{xr}^2$$

$$k_{\beta\beta} = k_\pi \lambda_{yp}^2 + k_\theta \lambda_{yq}^2 + k_\rho \lambda_{yr}^2$$

$$k_{\gamma\gamma} = k_\pi \lambda_{zp}^2 + k_\theta \lambda_{zq}^2 + k_\rho \lambda_{zr}^2$$

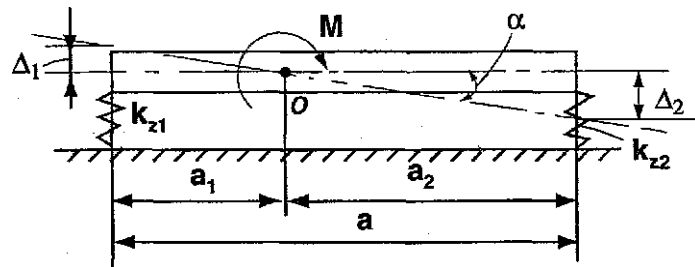
$$k_{\alpha\beta} = k_\pi \lambda_{xp} \lambda_{yp} + k_\theta \lambda_{xq} \lambda_{yq} + k_\rho \lambda_{xr} \lambda_{yr}$$

$$k_{\alpha\gamma} = k_\pi \lambda_{xp} \lambda_{zp} + k_\theta \lambda_{xq} \lambda_{zq} + k_\rho \lambda_{xr} \lambda_{zr}$$

$$k_{\beta\gamma} = k_\pi \lambda_{yp} \lambda_{zp} + k_\theta \lambda_{yq} \lambda_{zq} + k_\rho \lambda_{yr} \lambda_{zr} \quad (2.4)$$

Denklem 2.4, ana eksen ve ana yay katsayıları tanımlıysa, her koordinat eksenini için titreşim yalıtım sisteminin ayrıntılandırılmasında kullanılan yay katsayılarının hesaplanmasına olanak tanır. Veya ana eksenlerin konumlarının ve ana yay katsayılarının bulunmasını sağlar. (sadece altı doğrultman kosinüsünün bağımsız olduğu unutulmamalıdır) [8].

Bu biraz uzun bir işlem gibi görünmesine rağmen, yukarıda kabul edilen konumu bilinmeyen asimetrik titreşim yalıtıcısının, elastiklik merkezinde koordinat eksen takımlarının merkezlerinin olduğu unutulmamalıdır. Elastiklik merkezinin konumu bilinmiyorsa, analiz daha da karmaşıklaşır. En azından bir mertebe genişliğinde daha da zorlaşır.



Şekil 2.2 : Ötelemeli yaylarla desteklenen bir kirişin açısal direngenliği

Pratikte yalıtım sistemlerinin büyük çoğunluğu en az bir simetri eksenine veya bir ve daha fazla sıklıkla da iki ve daha fazla simetri düzlemine sahip olan titreşim yalıtıcısına sahiptirler. Ayrıca, genellikle ebatları yalıtılacak cisimden çok daha küçük boyuttadır. Sonuç olarak, titreşim yalıtıcısının elastiklik merkezinin bu elemanın geometrik veya kütle merkezinde olduğunu varsaymak kabul edilebilir bir yaklaşım olacaktır.

Yalıtımı yapılacak sistemin ve titreşim yalıtıcılarının açısallık yay katsayıları önemli bir konudur. Daha önemlisi ise, tüm titreşim yalıtıcıları bir düzlemde yerleştirildiklerinde (yatay eksen gibi) yatay eksenindeki açısallık yay katsayıları iki faktörle belirlenir. Birincisi, arası mesafelendirilmiş titreşim yalıtıcılarının düşey yay katsayıları ile belirlenmesi, ikincisi ise titreşim yalıtıcılarının açısallık yay katsayıları ile belirlenmesidir. İlk faktör şekil 2.2’de gösterilmiştir. Şekil 2.2’deki kiriş düşey yay katsayıları k_{z_1} , k_{z_2} ve M momentinin etkisiyle oluşan düşey deformasyonları sırasıyla Δ_1 ve Δ_2 olan iki titreşim yalıtıcısı üzerinde kurulmuştur. Kiriş M momentinin etkiyle α açısı kadar O merkezi etrafında yerdeğiştirmektedir. O ’nun konumu kuvvet dengeliği eşitliğinden bulunabilir.

$$k_{z_1} \Delta_1 - k_{z_2} \Delta_2 = 0 \text{ veya } \frac{\Delta_1}{\Delta_2} = \frac{a_1}{a_2} = \frac{k_{z_2}}{k_{z_1}} \quad (2.5)$$

Şeklinde yazılabilir. O noktasındaki moment dengesi ise ;

$$(k_{z_1} \Delta_1) a_1 + (k_{z_2} \Delta_2) a_2 = M \quad (2.6)$$

olacaktır. $\alpha = \frac{\Delta_1}{a_1} = \frac{\Delta_2}{a_2}$ olarak kabul edilebileceğinden,

$$(k_{z_1} a_1^2 + k_{z_2} a_2^2) \alpha = M \quad (2.7)$$

ifadesi yazılabilir. Buradanda,

$$k_\alpha = \frac{M}{\alpha} = k_{z_1} a_1^2 + k_{z_2} a_2^2 \quad (2.8)$$

her titreşim yalıtıcısının sırasıyla $k_{\alpha 1}$ ve $k_{\alpha 2}$ açısallık yay katsayısı olursa, bu durumda toplam açısallık yay katsayısı;

$$k_\alpha = (k_{\alpha 1} + k_{\alpha 2}) + (k_{z_1} a_1^2 + k_{z_2} a_2^2) \quad (2.9)$$

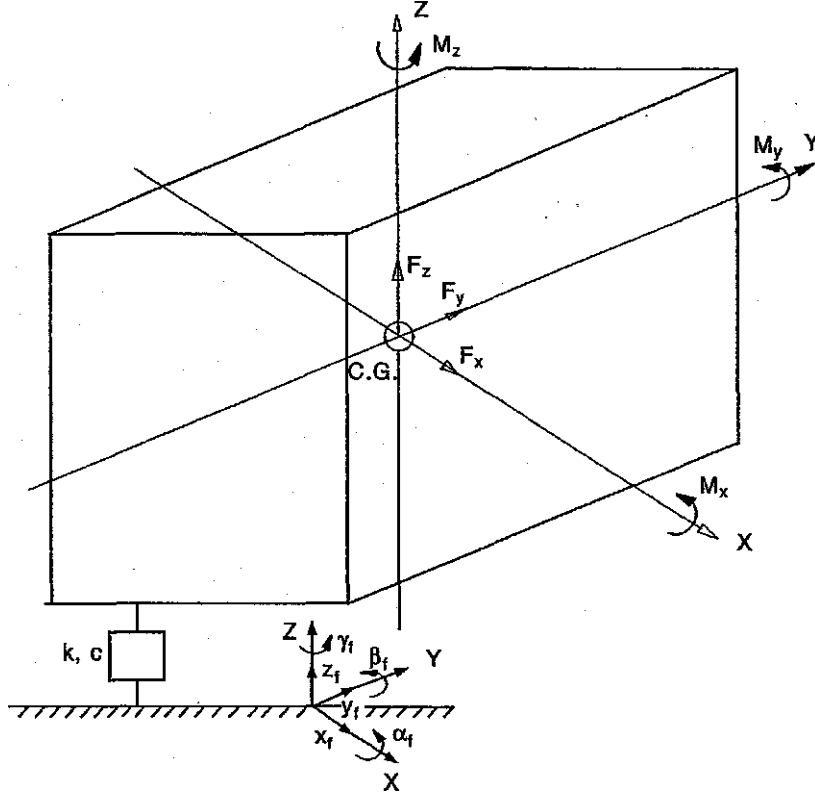
şeklinde olacaktır. Özellikle yüksek açısız yay katsayılı bir titreşim yalıtıcısı tasarımı yapılmadığı sürece, çoğu titreşim yalıtım sisteminde genellikle denklem 2.9'un ilk parantezi ikinci paranteze kıyasla ihmal edilebilir. Bundan dolayı, genellikle yalıtım sisteminin hareket denklemlerinde titreşim yalıtıcısının açısız yay katsayısı dikkate alınmaz.

Genellikle, titreşim yalıtıcılarında sönüm katsayılarının yay katsayılarına orantılı olduğu varsayılır. Bu varsayım analitik olarak uygun olmasına rağmen, pratikte kesin doğru olduğu söylenemez. Herşeyden önce, bu durum titreşim yalıtıcısının sadece viskoz (doğrusal) sönümlemesi olduğunda kabul edilebilir. Çoğu titreşim yalıtıcısı elastomerik, tel örgülü, doğrusal olmayan nitelikteki parçalara sahiptir. Az sayıdaki titreşim yalıtıcısında ise metal yay kullanılır ve bu tasarımların ihmal edilebilecek kadar az sönümlemesi vardır. Titreşim yalıtıcısı, viskoz sönümleyicilerle donatıldığı durumda tek eksende hareket edecektir. Böylelikle sönüm ve yay katsayıları arasındaki orandan bahsedilmeyecektir. Elastomerik ve tek kütleden imal edilen titreşim yalıtıcılarının sadece doğrusal olmayan nitelikteki sönümlemesi yoktur. (örneğin, titreşimin şiddetine bağlı olarak, aynı cisimdeki farklı titreşim yalıtıcıları için ve farklı yönlerdeki aynı titreşim yalıtıcıları için farklı olacaktır.). Aynı zamanda bu yalıtıcıların sönümleme katsayıları, yay katsayılarından tamamen farklı yönlerde değişkenlik gösterebilir. Örneğin, basınç altında elastomerik bir titreşim yalıtıcısının deformasyonu aynı parçanın kesme gerilmesindeki deformasyonundan farklıdır. Bu durum sönümlemesinin farklı olmasından dolayı kaynaklanmaktadır. Pnömatik titreşim yalıtıcılarında, sönümleme piston hareketi yönünde (tasarım gereği) yüksektir. Fşakat düşey doğrultuda ihmal edilebilir [6].

2.4 Elastik Olarak Desteklenmiş Katı Bir Cismin Dinamik Bağlılıları

Uygulamalarda titreşim yalıtımı yapılacak cisme istenen sayıda, keyfi olarak titreşim yalıtıcısı bağlanabilir . Şekil 2.3'de sadece bir tanesi gösterilmiştir. Şekil 2.3'deki elastik titreşim yalıtıcısı denklem 2.4'de 12 adet yay ve sönümleme katsayısıyla temsil edilmiş ve maddelenmiştir. Sistem, temel hareketlerin etkisindeki titreşim yalıtıcılarının yanı sıra (öteleme hareket bileşenleri x_f, y_f, z_f ve açısız hareket bileşenleri $\alpha_f, \beta_f, \gamma_f$) çok sayıda kuvvet bileşeninin etkisiyle hareketlendirilmektedir. Bu bileşenler X, Y, Z eksenleri yönünde F_x, F_y, F_z üç kuvvet bileşeni ve yine aynı

eksenlerdeki M_x, M_y, M_z moment bileşenleridir. Tüm hareket bileşenleri cismin kendisiyle aynı X, Y, Z koordinat ekseninde gösterilmiştir.



Şekil 2.3 : Altı serbestlik dereceli titreşim yalıtım sistemi

Pratikte daha öncede belirtildiği gibi ana eksen takımı tercih edilebilir ve titreşim yalıtıcılarının açısıl yay katsayıları ihmal edilebilir. Titreşim yalıtıcılarının sönümlemeleri dikkate alınmıyorsa, her titreşim yalıtıcısının X-yönündeki kuvvetlerin etkisindeki cismin ağırlık merkezinin öteleme yer değiştirmesi x_c ; $-k_{xx}(x_c - x_f)$ ifadesine eşit olacaktır. Y-eksenindeki (β -yönü) bir moment ise $-k_{xx}(x_c - x_f)a_z$, Z-eksenindeki (γ -yönü) bir moment ise; $-k_{xx}(x_c - x_f)a_y$ ifadesine eşit olacaktır. Çapraz bağlı yay katsayıları $-k_{xy}$ ve $-k_{xz}$, Y ve Z eksenlerinde sırasıyla $-k_{xy}(x_c - x_f)$ ve $-k_{xz}(x_c - x_f)$ kuvvetlerine ve bunun neticesinde de α -yönünde $(-k_{xz}a_y + k_{xy}a_z)(x_c - x_f)$ momentine, γ -yönünde de $-k_{xy}a_x(x_c - x_f)$ momentinin oluşmasına neden olur. Benzer ifadeleri diğer öteleme (Y ve Z) ve açısıl (α, β, γ) koordinatları içinde yazıp, sönümlemeyi dikkate almayarak tüm titreşim yalıtıcılarının cevaplarını ekleyecek olursak, matris eşitliği aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$[m] \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{z} \\ \ddot{\alpha} \\ \ddot{\beta} \\ \ddot{\gamma} \end{bmatrix} + [k] \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \\ \alpha \\ \beta \\ \gamma \end{bmatrix} = [k] \begin{bmatrix} x_f \\ y_f \\ z_f \\ \alpha_f \\ \beta_f \\ \gamma_f \end{bmatrix} + [F] \quad (2.10)$$

$[m]$ -atalet matrisi ve $[F]$ - kuvvet/moment vektörüdür. Bununla beraber, yalıtım sistemindeki her bir bağlantının yönlerinin daha iyi anlaşılabilmesi için, aşağıdaki hareket denklemlerini yazmamız gerekmektedir [6].

$$\begin{aligned} m\ddot{x}_c + \sum_1^n C_{xx}\dot{x}_c + \sum_1^n C_{xx}a_z\dot{\beta} - \sum_1^n C_{xx}a_y\dot{\gamma} + \sum_1^n k_{xx}x_c + \sum_1^n k_{xx}a_z\beta - \sum_1^n k_{xx}a_y\gamma \\ = F_x + \sum_1^n C_{xx}\dot{x}_f + \sum_1^n C_{xx}a_z\dot{\beta}_f - \sum_1^n C_{xx}a_y\dot{\gamma}_f + \sum_1^n k_{xx}x_f + \sum_1^n k_{xx}a_z\beta_f - \sum_1^n k_{xx}a_y\gamma_f \\ m\ddot{y}_c + \sum_1^n C_{yy}\dot{y}_c + \sum_1^n C_{yy}a_x\dot{\gamma} - \sum_1^n C_{yy}a_z\dot{\alpha} + \sum_1^n k_{yy}y_c + \sum_1^n k_{yy}a_x\gamma - \sum_1^n k_{yy}a_z\alpha \\ = F_y + \sum_1^n C_{yy}\dot{y}_f + \sum_1^n C_{yy}a_x\dot{\gamma}_f - \sum_1^n C_{yy}a_z\dot{\alpha}_f + \sum_1^n k_{yy}y_f + \sum_1^n k_{yy}a_x\gamma_f - \sum_1^n k_{yy}a_z\alpha_f \\ m\ddot{z}_c + \sum_1^n C_{zz}\dot{z}_c + \sum_1^n C_{zz}a_y\dot{\alpha} - \sum_1^n C_{zz}a_x\dot{\beta} + \sum_1^n k_{zz}z_c + \sum_1^n k_{zz}a_y\alpha - \sum_1^n k_{zz}a_x\beta \\ = F_z + \sum_1^n C_{zz}\dot{z}_f + \sum_1^n C_{zz}a_y\dot{\alpha}_f - \sum_1^n C_{zz}a_x\dot{\beta}_f + \sum_1^n k_{zz}z_f + \sum_1^n k_{zz}a_y\alpha_f - \sum_1^n k_{zz}a_x\beta_f \\ I_{xx}\ddot{\alpha} - I_{xy}\ddot{\beta} - I_{xz}\ddot{\gamma} - \sum_1^n C_{yy}a_z\dot{y}_c + \sum_1^n C_{zz}a_y\dot{z}_c + \sum_1^n (C_{yy}a_z^2 + C_{zz}a_y^2)\dot{\alpha} - \sum_1^n C_{zz}a_xa_y\dot{\beta} \\ - \sum_1^n C_{yy}a_xa_z\dot{\gamma} - \sum_1^n k_{yy}a_zy_c + \sum_1^n k_{zz}a_yz_c + \sum_1^n (k_{yy}a_z^2 + k_{zz}a_y^2)\alpha - \sum_1^n k_{zz}a_xa_y\beta \\ - \sum_1^n k_{yy}a_xa_z\gamma = M_x - \sum_1^n C_{yy}a_z\dot{x}_f + \sum_1^n C_{zz}a_y\dot{z}_f + \sum_1^n (C_{yy}a_z^2 + C_{zz}a_y^2)\dot{\alpha}_f - \sum_1^n C_{zz}a_xa_y\dot{\beta}_f \\ - \sum_1^n C_{yy}a_xa_z\dot{\gamma}_f - \sum_1^n k_{yy}a_zx_f + \sum_1^n k_{zz}a_yz_f + \sum_1^n (k_{yy}a_z^2 + k_{zz}a_y^2)\alpha_f \\ - \sum_1^n k_{zz}a_xa_y\beta_f - \sum_1^n k_{yy}a_xa_z\gamma_f \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& I_{yy}\ddot{\beta} - I_{xy}\ddot{\alpha} - I_{yz}\ddot{\gamma} + \sum_1^n C_{xx}a_z\dot{x}_c - \sum_1^n C_{zz}a_x\dot{z}_c + \sum_1^n (C_{xx}a_z^2 + C_{zz}a_x^2)\dot{\beta} \\
& - \sum_1^n C_{zz}a_xa_y\dot{\alpha} - \sum_1^n C_{xx}a_ya_z\dot{\gamma} + \sum_1^n k_{xx}a_zx_c - \sum_1^n k_{zz}a_xz_c + \sum_1^n (k_{xx}a_z^2 + k_{zz}a_x^2)\beta \\
& - \sum_1^n k_{zz}a_xa_y\alpha - \sum_1^n k_{xx}a_ya_z\gamma = M_y + \sum_1^n C_{xx}a_z\dot{x}_f - \sum_1^n C_{zz}a_x\dot{z}_f \\
& + \sum_1^n (C_{xx}a_z^2 + C_{zz}a_x^2)\dot{\beta}_f - \sum_1^n C_{zz}a_xa_y\dot{\alpha}_f - \sum_1^n C_{xx}a_ya_z\dot{\gamma}_f + \sum_1^n k_{xx}a_zx_f \\
& - \sum_1^n k_{zz}a_xz_f + \sum_1^n (k_{xx}a_z^2 + k_{zz}a_x^2)\beta_f - \sum_1^n k_{zz}a_xa_y\alpha_f - \sum_1^n k_{xx}a_ya_z\gamma_f \\
& I_{zz}\ddot{\gamma} - I_{xz}\ddot{\alpha} - I_{yz}\ddot{\beta} - \sum_1^n C_{xx}a_y\dot{x}_c + \sum_1^n C_{yy}a_x\dot{y}_c + \sum_1^n (C_{xx}a_y^2 + C_{yy}a_x^2)\dot{\gamma} \\
& - \sum_1^n C_{yy}a_xa_z\dot{\alpha} - \sum_1^n C_{xx}a_ya_z\dot{\beta} - \sum_1^n k_{xx}a_yx_c + \sum_1^n k_{yy}a_xy_c + \sum_1^n (k_{xx}a_y^2 + k_{yy}a_x^2)\gamma \\
& - \sum_1^n k_{yy}a_xa_z\alpha - \sum_1^n k_{xx}a_ya_z\beta = M_z - \sum_1^n C_{xx}a_y\dot{x}_f + \sum_1^n C_{yy}a_x\dot{y}_f \\
& + \sum_1^n (C_{xx}a_y^2 + C_{yy}a_x^2)\dot{\gamma}_f - \sum_1^n C_{yy}a_xa_z\dot{\alpha}_f - \sum_1^n C_{xx}a_ya_z\dot{\beta}_f - \sum_1^n k_{xx}a_yx_f \\
& + \sum_1^n k_{yy}a_xy_f + \sum_1^n (k_{xx}a_y^2 + k_{yy}a_x^2)\gamma_f - \sum_1^n k_{yy}a_xa_z\alpha_f - \sum_1^n k_{xx}a_ya_z\beta_f
\end{aligned} \tag{2.11}$$

Denklem 2.11'deki altı hareket denklemi, altı serbestlik dereceli sistemi tarif etmektedir. Bu sistemin şüphesiz altı adet doğal frekansı olacaktır. Çok açıktır ki bu denklemdeki tüm koordinatlar birbiriyle iç içedir. Bunun anlamı, hem X, Y, Z koordinatlarının birindeki kuvvet veya moment bileşeni, hem de zeminin herhangi bir koordinatındaki öteleme ve açısal hareketleri cismin tüm koordinat yönlerinde yer değiştirmesine neden olur. Ayrıca, yalıtımı yapılmış cisme herhangi bir koordinatta öteleme ve açısal harekete neden olan kuvvet/momentler, zeminin tüm yönlerde yer değiştirmesine neden olur. Uygulamalarda performansın artırılması amacıyla bu tür birbiriyle bağlantılı ifadeler pek istenilmez.

Uygulamalarda titreşim yalıtıcısının bazı eksenlerinde büyük bir sönümlleme varsa, koordinatlar arası bağlar istenilen bir durum olabilir. Farklı koordinat yönlerindeki

sönümlemenin artışı, sistemde sağlam bağların sağlanmasıyla başarılabilir. Koordinatlar arası bağlarda dikkat edilmesi gerekenler aşağıdaki gibi formüle edilebilir. Titreşim yalıtımının kullanıldığı sistemlerdeki en büyük doğal frekansın, dış kuvvetlerin yönleri ne olursa olsun, bu kuvvetlerin frekans aralığının altında olması gerekmektedir. Titreşim yalıtım sisteminin altı adet titreşim modu arasında güçlü bağlar varsa, bu sistemdeki tüm doğal frekansların azalmasına yol açacaktır. Böylelikle sistemde çok düşük yay katsayılı titreşim yalıtıcılarının kullanılması gerekecek ve sistemde yüksek salınımına neden olacaktır. Bu tür sistemler kararsız sistemler olarak adlandırılırlar.

Bu hem titreşime duyarlı yapılar için hem de titreşim üreten sistemler için geçerlidir. Bu tür çapraz bağlı sistemlerin sayısal analizleri çok karmaşıktır. Tüm hareket bileşenlerinin spektral nitelikleri tanımlanmış ve modele girilmiş olmalıdır.

Titreşim yalıtım sisteminin performansını artırmanın en etkili yollarından bir tanesi sistemin koordinatlar arası dinamik bağlarını (dynamic inter-coordinate coupling) ortadan kaldırmak ya da en azından sayısını azaltmaktır. Bu sistemin doğal frekanslarının hesaplanmasını basitleştirecek ve farklı parametrelili tasarımların doğal frekanslar ve titreşim modları üzerindeki etkilerinin görünmesini şeffaflaştıracaktır. Ayrıca titreşim yalıtıcılarının yay katsayılarını küçültmeksizin doğal frekansların birbirine daha yakın olmasını sağlayacaktır. (bazı yüksek frekansları azaltarak ya da düşük frekansları artırarak).

Sonuç olarak, titreşim modları arasında bağların olmaması, sistem performansını artırabilir. Örneğin, düşey ve yatay yönlerdeki hareketlere karşı hassas olan bir sistem için sistemin düşey ve yatay bağları arasında öteleme titreşim hareketi yapması istenmez.

Titreşim yalıtım sisteminin performansının artırılması amacıyla denklem 2.11'deki koordinatlar arası bağların azaltılması veya tamamen kaldırılması gerekmektedir. Denklem 2.11'deki eşitlikler titreşim yalıtıcılarının bağımsız davrandıkları düşünülerek ana koordinat eksen takımı için yazılmıştır. Bununla beraber, titreşim yalıtıcılarının açılı olarak yerleştirildiği özel durumlar dışında, titreşim yalıtıcıları, genellikle eksenleri ana koordinat eksenine paralel olarak yerleştirilmiş simetrik düzlemlere sahiptirler. Ayrıca, bazı özel uygulamalar dışında titreşim yalıtıcılarının

açısal yay katsayıları ihmal edilebilir. Bu durumda ifadelerimiz aşağıdaki şekilde yazılabilir [1].

$$\begin{aligned} k_{xx} = k_p = k_x; k_{yy} = k_q = k_y; k_{zz} = k_r = k_z; k_{xy} = k_{xz} = k_{yz} = 0 \\ k_\alpha = k_\beta = k_\gamma = k_{\alpha\beta} = k_{\alpha\gamma} = k_{\beta\gamma} = 0 \end{aligned} \quad (2.12)$$

Bu varsayımları temel alarak ve 2.2 denkleminde çıkan ataletleri ihmal edersek, 2.11 sistem denklemi;

$$\begin{aligned} m\ddot{x}_c + \sum_i^n k_{x_i} (x_c - x_f) + \sum_i^n k_{x_i} a_{z_i} (\beta - \beta_f) + \sum_i^n k_{x_i} a_{y_i} (\gamma - \gamma_f) &= F_x \\ m\ddot{y}_c + \sum_i^n k_{y_i} (y_c - y_f) - \sum_i^n k_{y_i} a_{z_i} (\alpha - \alpha_f) + \sum_i^n k_{y_i} a_{x_i} (\gamma - \gamma_f) &= F_y \\ m\ddot{z}_c + \sum_i^n k_{z_i} (z_c - z_f) + \sum_i^n k_{z_i} a_{y_i} (\alpha - \alpha_f) - \sum_i^n k_{z_i} a_{x_i} (\beta - \beta_f) &= F_z \\ I_{xx}\ddot{\alpha} + \sum_i^n k_{y_i} a_{z_i} (y_c - y_f) + \sum_i^n k_{z_i} a_{y_i} (z_c - z_f) + \sum_i^n (k_{y_i} a_{z_i}^2 - k_{z_i} a_{y_i}^2) (\alpha - \alpha_f) \\ - \sum_i^n k_{z_i} a_{y_i} a_{z_i} (\beta - \beta_f) - \sum_i^n k_{y_i} a_{x_i} a_{z_i} (\gamma - \gamma_f) &= M_x \\ I_{yy}\ddot{\beta} + \sum_i^n k_{z_i} a_{z_i} (x_c - x_f) - \sum_i^n k_{z_i} a_{x_i} (z_c - z_f) - \sum_i^n k_{z_i} a_{x_i} a_{y_i} (\alpha - \alpha_f) \\ + \sum_i^n (k_{x_i} a_{z_i}^2 - k_{z_i} a_{x_i}^2) (\beta - \beta_f) - \sum_i^n k_{x_i} a_{y_i} a_{z_i} (\gamma - \gamma_f) &= M_y \\ I_{zz}\ddot{\gamma} - \sum_i^n k_{x_i} a_{y_i} (x_c - x_f) - \sum_i^n k_{y_i} a_{x_i} (y_c - y_f) - \sum_i^n k_{y_i} a_{x_i} a_{z_i} (\alpha - \alpha_f) \\ - \sum_i^n k_{x_i} a_{y_i} a_{z_i} (\beta - \beta_f) + \sum_i^n (k_{x_i} a_{y_i}^2 - k_{y_i} a_{x_i}^2) (\gamma - \gamma_f) &= M_z \end{aligned} \quad (2.13)$$

şeklinde yazılabilir. Denklem 2.13 altı koordinatın kendi aralarındaki bağlarıyla formüle edilmektedir. Titreşim yalıtımının sabit makinalarda uygulanması, titreşim yalıtıcılarının yatay bir düzlemde yerleşmesine olanak sağlar.

$$a_{z_i} = \text{sabit} \quad (2.14)$$

Denklem 2.15'deki şartlarda sağlanırsa,

$$\sum_i^n k_{z_i} a_{x_i} = 0 ; \sum_i^n k_{z_i} a_{y_i} = 0 \quad (2.15)$$

sistemin düşey z-eksenindeki titreşimi, diğer öteleme ve açısal koordinatlardaki hareketlere bağlı kalmaz. Her titreşim yalıtıcısının yay katsayısı seçerek 2.15 denklemini sağlamanın birden çok yolu vardır. 2.15 denklemine uyan en kolay yol bağlantı noktaları arasındaki cismin yük dağılımını (W) bulmak ve toplam yükün i 'inci bağlantı noktasına oranlanmasıyla oluşan W_i yüküne uygun olan yay katsayılarına göre titreşim yalıtıcısı kullanmaktır. 2.15 denklemindeki her k_{z_i} değeri yerine W_i değerleri yazılırsa, 2.15 denklemi ağırlık merkezinden a_x ve a_y mesafelerinin ölçüldüğü bir özdeşlik haline gelir.

Böylelikle, i 'inci titreşim yalıtıcısının düşey yay katsayısı k_{z_i} , yalıtımı yapılacak cisim ağırlığının ilgili titreşim yalıtıcısındaki payı olan $R_i = W_i$ 'nin düşey reaksiyonuna bağlı olur.

$$k_{z_i} = AR_i, A = \text{Sabit} \quad (2.16)$$

Böylelikle iki düşey düzlemde (X-Z ve Y-Z) cismin moment eşitliği sağlandığından denklem 2.15 elde edilmiş olur. Aşağıdaki koşullarda ilave olarak 2.15 denkleminde sağlanırsa,

$$\sum_i^n k_{x_i} a_{y_i} = 0 ; \sum_i^n k_{y_i} a_{x_i} = 0 \quad (2.17)$$

Z eksenini etrafında ve Z eksenini boyunca oluşan titreşimler diğer koordinatlardan bağımsız olacaktır. Ek olarak tüm titreşim yalıtıcılarında $\frac{k_x}{k_z}, \frac{k_y}{k_z}$ oranları sabit olursa, 2.15 denklemindeki şartlar sağlanır. Eğer 2.17 denkleminde ile birlikte denklem 2.18 sağlanırsa,

$$\sum_i^n k_{z_i} a_{x_i} a_{y_i} = 0 \quad (2.18)$$

2.13 denklemi z ve γ koordinatlarıyla eşdeğer bağımsız iki denkleme ve iki çift birbiriyle bağlı $x-\beta$ ve $y-\alpha$ denklemlere ayrılır. Cismin en az bir simetri düzlemi varsa 2.18 denklemi elde edilir. Titreşim yalıtıcısının bağlantısının yapıldığı düzlemin ağırlık merkezini biliniyorsa, koordinatlar arası bağlar bir adım daha azaltılabilir.

$$a_{z_i} = 0 \quad (2.19)$$

Denklem 2.17, 2.18 ve 2.19 birlikte sağlanırsa, tüm koordinatlardaki titreşim hareketleri birbirinden bağımsız olacaktır. Yalıtımı yapılacak cisim direk olarak zeminden yalıtılmayıp, düşey yönde aşağı yukarı aşağı hareket edebilecek belirli bir ataleti olan bir kütleyle bağlanırsa, 2.19 denkleminin sağlandığı görülecektir.

Denklem 2.15'i sağlamanın bir diğer yolu ise sistemin $x-z$ ve/veya $y-z$ düzlemlerinde açılı yerleştirilmiş titreşim yalıtıcıları kullanmaktır. Titreşim yalıtıcılarının α ve/veya β yönlerindeki açısal yay katsayıları çok yüksek seçilirse x ve/veya y koordinatları bağımsız olabilir. Bu tür durumlarda açısal titreşimlerin büyümesi engellenmiş olur.

2.16, 2.17 ve 2.18 denklemlerindeki şartların sağlanması, tüm doğal frekansların bağımsız seçilmesini sağlar. Bazen eşit ideal şartlarda yerleştirilen altı (veya daha az) doğal frekansın içinde bulunduğu frekans aralığının azaltılması istenilebilir. Fakat unutulmamalıdır ki, doğal frekanslar arasındaki yakınlık, koordinatlar arası muhtemel dinamik bağımlılığı artırır. Bu durumda titreşim yalıtım sisteminin doğal frekansları ve modları esasen tüm yalıtım sisteminin kısmi alt sistemlerini ifade etmektedir. Dinamik bağıntılar ayrıca titreşim yalıtıcılarının doğrusal olmadıkları durumlarda artmaktadır. Doğrusal olmayan küçük bir etki bile, özellikle doğal frekansların birbirine çok yakın olduğu doğrusal yönde bağların olmadığı modlar arasında bağlara neden olur. Doğal frekanslar birbirine eşit olduklarında bağlardan kaçınılamaz.

2.15 denklemindeki koşullar, sıklıkla kullanılan iki çeşit titreşim yalıtıcısı için pratikte kullanılmaktadır. Bunlar (a) sabit yay katsayılı titreşim yalıtıcıları ve (b) sabit doğal frekanslı titreşim yalıtıcılarıdır (CNF).

(a)Sabit yay katsayılı titreşim yalıtıcıları kullanılırsa, tüm titreşim yalıtıcılarının toplam düşey yay katsayısı (z-yönünde) $\sum_{i=1}^n k_{z_i}$, z yönündeki istenilen doğal frekansla elde edilir.

$$f_z \approx \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\sum k_{z_i}}{M}} \quad (2.20)$$

Bu ifadedeki ‘ $\approx$ ’ işareti birbiriyle güçlü bir şekilde bağlı bir sistemin modal etkileşimlerini göstermek amacıyla kullanılır. Bir titreşim yalıtıcısı seçmek için, bağlantı noktaları arasındaki yük dağılımı bilinmeli ve bağlantı noktalarındaki yükle oranlı yay katsayıları olan titreşim yalıtıcılarından kullanılmalıdır.

Yük dağılımını elde etmenin ilk adımı, yatay düzlemde ağırlık merkezinin yerini tespit etmektir.

Cismin düşey bir simetri ekseni veya iki düşey simetri düzlemi olduğu az sayıdaki uygulamalar dışında, ağırlık merkezinin yeri ya tecrübe edilerek ya da detaylı hesaplamalarla elde edilebilir. Küçük ve hafif makinalar için ağırlık merkezinin yerini deneme yanılma yoluyla bulmak uygunken, büyük ve ağır makinalar için üreticiler bu yöntemi tercih etmezler. Bu tür makinalarda ağırlık merkezinin yeri kullanıcıları tarafından %10-15 hatayla belirlenir. Ağırlık merkezinin yeri belirlendikten (ya da varsayıldıktan) sonra, yük dağılımı (bağlantı noktalarındaki düşey reaksiyonlar) cismin üç adet titreşim yalıtıcısı üzerinde statik olarak desteklendiği durum için hesaplanabilir. Pratikte endüstriyel makinaların büyük çoğunluğu üçten fazla titreşim yalıtıcısı kullanılarak tasarlanırlar. Statik olarak kararsız olan sistemlerde yük dağılımını hesaplayabilmek için bazı ek bilgilerde bilinmeli ya da varsayımları yapılmalıdır.

Bu varsayımlardan biri, cismin ve zeminin bağlantı yüzeyi kesinlikle düz ve rijit (veya en azından titreşim yalıtıcısından daha rijit) olmalıdır. Ayrıca zemin yüzeyi yatay olmalıdır. Böyle bir durumda, herbir titreşim yalıtıcısına etkiyen düşey yük kuvveti özdeş olarak kabul edilebilir.

$$R_i = \frac{m}{n}, i=1, \dots, n \quad (2.21)$$

Denklem 2.21’de n titreşim yalıtıcısı sayısı ve m cismin toplam ağırlığıdır. Bu varsayım titreşim yalıtıcısı bağlantı yerlerinin ağırlık merkezinden çok farklı yerlerde olmadığı durumlarda kabul edilebilir. Yalnız bağlantı yüzeylerinde ihmal edilemeyecek kadar fazla pürüz yada yamukluk varsa, herbir titreşim yalıtıcısına etkiyecek olan yük çok farklı olacaktır. Böyle bir durum ise titreşim yalıtıcılarının kolay ve hızlı deformasyonuna neden olur ve herbir titreşim yalıtıcısına etkiyen yük dağılımı değişir. Aynı etki sistemde kullanılan bir titreşim yalıtıcısı yay katsayısının azalmasında da görülür. Titreşim yalıtıcıları ağırlık merkezinden çok uzak mesafelere yerleştirildiği sistemlerde, denklem 2.21 geçerli olmaz [9].

Bağlantı yüzeyleri düz olmazsa yada sistemde rijitliği azalmış bağlantı yüzeyleri varsa bu özdeş olarak kabul edilen yük dağılımı yine değişebilir. Cisimdeki ağır parçaların hareketli olması ve makine parçalarındaki ağır kısımların salınımları yük dağılımının belirlenemediği diğer nedenlerdir. Bağlantı noktaları arasındaki yük dağılımı değişkenliği en az $\pm\%35$ olarak kabul edilir.

Yük dağılımı belirlendikten sonra, 2.16 ve 2.20 denklemleriyle uyumlu titreşim yalıtıcıları seçilmelidir. Endüstride kullanılan titreşim yalıtıcıları, genellikle 1,5 – 2 aralığındaki nominal (statik) yay katsayısı oranına sahiptir. Donanma gemilerindeki makinelerde kullanılan titreşim yalıtıcıları ise 1,2-2,0 aralığındaki orana sahiptirler. Bu oran ortalama 1,6 olarak kabul edilebilir. Bununla beraber, aynı hattaki bitişik titreşim yalıtıcıları sertlik ölçen cihazlarda birbirlerinden farklılık göstermektedirler. Dolayısıyla dinamik yay katsayı oranlarında (K_{dyn}) farklı olabilir. Aradaki fark $K_{dyn} = 1,5$ ve 4 olabilir. Bu farkın varyasyonları ± 1.5 kat seçilebilir. Elastomerik titreşim yalıtıcılar kullanılırsa, yalıtıcıda kullanılan kauçuğun kabul edilen sertlik toleransı ± 5 ’dir. Bu da yay katsayılarının $\pm\%17$ varyasyonlarına eşittir.

Tüm bu denklemler dikkate alınırsa, varsayılan veya hesaplanan yüke göre titreşim yalıtıcıları yay katsayı seçiminin dağılımı en az $\pm 1.15 \times 1.35 \times 1.6 \times 1.5 \times 1.17 = \pm 4.3$ kez farklı olmalıdır. Bunun anlamı, ilk yaklaşımda sabit yay katsayılı titreşim yalıtıcıları kullanılsa bile 2.15 denklemi sağlanamaz.

(b) CNF titreşim yalıtıcıları özel bir doğrusal olmayan sehim özelliğine sahiptirler. Böylece yay katsayıları titreşim yalıtıcılarına etkiyen yüklerle orantılıdır. Gerçek bir CNF titreşim yalıtıcısının tüm yönlerdeki yay katsayı değerleri, ana eksen yönündeki

yükle orantılıdır. 2.16 denkleminde ifade edilmiştir. Endüstride kullanılan CNF titreşim yalıtıcılarının sehim değeri bu orandan dolayı $\pm\%10-15$ geçemez.

Kauçuğun sertliğindeki tolerans, CNF titreşim yalıtıcısının özelliklerini çok fazla etkilemez. Bundan dolayı, CNF titreşim yalıtıcısı kullanımı 2.15 denklemindeki ayırıklaştırma dağılımını $\pm 1.1-1.15$ 'i aşmadan sağlamaktadır. Potansiyel olarak, CNF titreşim yalıtıcısının doğrusal olmayan sehim özellikleri, süper harmonik titreşim hareketleri gibi doğrusal olmayan titreşim etkilerinin oluşmasını sağlar. Bu ise istenmeyen bir durumdur. Bununla beraber, titreşim yalıtım sistemlerinin büyük çoğunluğundaki nispeten düşük titreşim şiddetinden dolayı oluşan bu tür etkiler, özellikle titreşim yalıtıcılarındaki sönümlemenin çok düşük olduğu durumda pek dikkate alınmaz.

Hem sabit yay katsayılı titreşim yalıtıcılarında hem de CNF titreşim yalıtıcılarında yüksek dinamik sertlikli malzemelerden üretilmiş parçalardan varsa, farklı bağlantı noktalarında farklı titreşim siddetlerinin oluşmasından dolayı koordinatlar arası bağlaşım artabilir.

2.12'de tabanın sabit olduğu varsayılarak titreşim yalıtıcılarına sönümleyicilerde eklendiği takdirde, sistemin yeni dinamik modeli denklem 2.22'de olduğu gibi bulunacaktır [10].

$$\begin{aligned}
m\ddot{x}_c + \sum_1^n C_{xx}\dot{x}_c + \sum_1^n C_{xx}a_z\dot{\beta} - \sum_1^n C_{xx}a_y\dot{\gamma} + \sum_1^n k_{xx}x_c + \sum_1^n k_{xx}a_z\beta - \sum_1^n k_{xx}a_y\gamma &= F_x \\
m\ddot{y}_c + \sum_1^n C_{yy}\dot{y}_c + \sum_1^n C_{yy}a_x\dot{\gamma} - \sum_1^n C_{yy}a_z\dot{\alpha} + \sum_1^n k_{yy}y_c + \sum_1^n k_{yy}a_x\gamma - \sum_1^n k_{yy}a_z\alpha &= F_y \\
m\ddot{z}_c + \sum_1^n C_{zz}\dot{z}_c + \sum_1^n C_{zz}a_y\dot{\alpha} - \sum_1^n C_{zz}a_x\dot{\beta} + \sum_1^n k_{zz}z_c + \sum_1^n k_{zz}a_y\alpha - \sum_1^n k_{zz}a_x\beta &= F_z \\
I_{xx}\ddot{\alpha} - I_{xy}\ddot{\beta} - I_{xz}\ddot{\gamma} - \sum_1^n C_{yy}a_z\dot{y}_c + \sum_1^n C_{zz}a_y\dot{z}_c + \sum_1^n (C_{yy}a_z^2 + C_{zz}a_y^2)\dot{\alpha} - \sum_1^n C_{zz}a_xa_y\dot{\beta} \\
- \sum_1^n C_{yy}a_xa_z\dot{\gamma} - \sum_1^n k_{yy}a_zy_c + \sum_1^n k_{zz}a_yz_c + \sum_1^n (k_{yy}a_z^2 + k_{zz}a_y^2)\alpha - \sum_1^n k_{zz}a_xa_y\beta \\
- \sum_1^n k_{yy}a_xa_z\gamma &= M_x
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& I_{yy}\ddot{\beta} - I_{xy}\ddot{\alpha} - I_{yz}\ddot{\gamma} + \sum_1^n C_{xx}a_z\dot{x}_c - \sum_1^n C_{zz}a_x\dot{z}_c + \sum_1^n (C_{xx}a_z^2 + C_{zz}a_x^2)\dot{\beta} - \sum_1^n C_{zz}a_xa_y\dot{\alpha} \\
& - \sum_1^n C_{xx}a_ya_z\dot{\gamma} + \sum_1^n k_{xx}a_zx_c - \sum_1^n k_{zz}a_xz_c + \sum_1^n (k_{xx}a_z^2 + k_{zz}a_x^2)\beta - \sum_1^n k_{zz}a_xa_y\alpha \\
& - \sum_1^n k_{xx}a_ya_z\gamma = M_y \\
& I_{zz}\ddot{\gamma} - I_{xz}\ddot{\alpha} - I_{yz}\ddot{\beta} - \sum_1^n C_{xx}a_y\dot{x}_c + \sum_1^n C_{yy}a_x\dot{y}_c + \sum_1^n (C_{xx}a_y^2 + C_{yy}a_x^2)\dot{\gamma} - \sum_1^n C_{yy}a_xa_z\dot{\alpha} \\
& - \sum_1^n C_{xx}a_ya_z\dot{\beta} - \sum_1^n k_{xx}a_yx_c + \sum_1^n k_{yy}a_xy_c + \sum_1^n (k_{xx}a_y^2 + k_{yy}a_x^2)\gamma - \sum_1^n k_{yy}a_xa_z\alpha \\
& - \sum_1^n k_{xx}a_ya_z\beta = M_z
\end{aligned} \tag{2.22}$$

2.5 Titreşim Yalıtım Sisteminin Kuvvet Geçirgenlik Özelliği

Bir sisteme titreşim yalıtımı yapmanın çeşitli nedenleri olabilir. Bazı uygulamalarda cisim, dinamik bir kuvvet olarak zemine iletilen sabit bir titreşim kaynağıdır ve zemine iletilen bu kuvvetler (örneğin çekiç dövme, dengesiz rotor vb.) engellenmeli veya azaltılmalıdır. Bazı uygulamalarda ise cisim, titreşime duyarlıdır ve zeminde bazı titreşim üreten cisimlerden iletilen sabit ve/veya geçici titreşimlerden korunmalıdır. (Örneğin hassas motorlar vb.). Bazı cisimler çalışmalarında hareketleri süresince oluşan istenmeyen dinamik yüklerden kaynaklı titreşimlere duyarlıdır. (Örneğin aksel olarak çalışıp ağır bir yük tablası olan veya kazağında durdur/başlat hareketli ağır bir CMM'si olan yüzey taşlama makinası). Yine benzer ama biraz farklı bir durumda içten yanmalı motoru olan bir araç için söz konusu olabilir.

Motor yolculara istenmeyen dinamik yükler üretir. Fakat motorun da çalışması esnasında yolun neden olduğu yoğun titreşimlerden korunması gerekir. Buna göre, hem cisimden zemine hemde tersi yöndeki titreşim kuvvetlerinin ve/veya yer değişimlerinin (veya ivmelenmelerin) aktarılabilirlikleriyle ilgilenilmelidir. Bu aktarılabilirlikler sistemin dinamik girişlerinin spectral bileşenleri ile sistemin doğal frekansları ve doğal modları arasındaki ilişkilere bağlıdır. Bunlar ayrıca titreşim yalıtıcılarının yay katsayılarına, cismin ve zeminin efektif kütlelerine ve son olarak az da olsa titreşim yalıtıcılarındaki sönümleyicinin karakteristiğine ve genliğine

bağlıdır. Alt sistemlerin dinamik özellikleri detaylı bir şekilde ele alındığında, örneğin cisim veya tabanın doğal frekanslarının yanı sıra titreşim yalıtıcılarının dalga rezonansları da dikkate alınmalıdır.

Tüm bu faktörler ele alındığında, çok güçlü yazılım paketleri kullanılsa bile yalıtım sistemlerinin pratik tasarımı oldukça zordur. Araba üreticileri dahi motor yalıtım sistemlerinin tasarımı için çok karmaşık yazılım paketleri, insan ve bilgisayar gücü harcamaktadırlar. Ama genellikle en fazla efor, aracın gelişim sürecinin en son basamağı olan prototip araç hazırlanırken harcamaktadırlar. Çünkü bu aşama, parametreleri az sayıda değişiklik gösteren motor titreşim yalıtıcıları imal edilip denendiği aşamadır.

Bir titreşim yalıtım sistemindeki işleyişin daha iyi şekilde anlaşılabilmesi, sönümleme ve koordinatlar arası bağlaşım gibi kritik faktörlerin daha iyi görselleştirilip temel ve genel titreşim yalıtım sistemlerini analizleyerek başarılabilir. Bu analizler, eldeki yazılımların daha iyi kullanımını ve spektral içeriklerin yanı sıra alt sistemlerin dinamik özelliklerindeki değişikliklere daha az duyarlı ve daha kararlı olan yalıtım sistemleri geliştirilmesine olanak tanıyacaktır [11].

Titreşim yalıtımının sağlanmasında temel dinamik etkilerin açıklanması için tek serbestlik dereceli tek eksenli bir titreşim yalıtım sistemini incelemek uygun olacaktır. Genellikle, bir titreşim yalıtım sistemi üç alt sistem ihtiva eder. Şekil 2.1 yalıtımı yapılacak cisim (kütle m), esnek bağlantılar (titreşim yalıtıcısı), bağlı olmayan zemin / taban (m_f) gibi alt sistemlerden oluşmuştur. Genellikle $m_f \gg m$ veya en azından $m_f > m$ olmalıdır. Bu sistemdeki titreşim yalıtıcıları sadece bir yönde deforme olabilirler.

Titreşim yalıtıcısı ve bunun tasarımındaki enerji akışının niteliğine bağlı olarak, tek eksenli sistemin dinamik modeli değişebilir. Titreşim genliğinin önemli olduğu bazı titreşim kontrol uygulamalarında Coulomb sürtünmeli sönümleyicilerin kullanıldığı titreşim yalıtıcılarına rastlamak mümkündür. Bu titreşim yalıtıcıları, düşük genlikli titreşime karşı hassas olmamasından dolayı hassas makinelerde tipik yalıtım sistemlerinin gerekliliğini sağlamamaktadır [1].

Tek eksenli titreşim yalıtım sistemlerinde yalıtım mutlak ve izafi kuvvet geçirgenliği ile nitelendirilebilir. Mutlak kuvvet geçirgenliği, dinamik kuvvetlerin veya yalıtım sisteminin oluşturduğu titreşim hareketinin derecesini gösterir. Titreşim kaynağı

cismin içerisinde oluşan dinamik kuvvetlerse, kuvvet geçirgenliği, zemine aktarılan kuvvet genliğinin ana hareket kuvvetinin genliğine oranıdır. Eğer titreşim kaynağı zeminin titreşim hareketinden kaynaklanıyorsa, kuvvet geçirgenliği, cismin titreşim genliğinin zeminin titreşim hareketinin genliğine oranıdır. İzafi kuvvet geçirgenliği, zemin ve cisim arasındaki titreşim yer değiştirme genliğinin zemin hareketinin genliğine oranıdır.

2.5.1 Viskoz sönümleyicili titreşim yalıtıcılarında kuvvet geçirgenliği

Şimdiye kadarki süreçte sistemimizin hareket denklemleri oluşturulmaya çalışılmıştır. Bundan sonra ise bu hareket denklemlerinin analizi neticesinde elde edilen özdeğerler (eigenvalues) kullanılarak titreşim yalıtıcısı seçiminin uygunluğu için kuvvet geçirgenliği değerine ulaşmaya çalışılacaktır. Bunun için aşağıdaki bir dizi denkleme ihtiyacımız olacak.

$$\Delta = \frac{C}{2m} \quad (2.23)$$

Burada Δ izafi sönüm katsayısını, C sönüm katsayısını, m ise kütleyi temsil etmektedir.

$$\zeta = \frac{C}{C_{cr}} \quad (2.24)$$

Denklem 2.24'de ζ izafi sönümü, C_{cr} kritik sönüm katsayısını göstermektedir.

$$C_{cr} = 2\omega_n m = 2\sqrt{km} \quad (2.25)$$

k yay sabitini, ω_n doğal frekansı temsil etmektedir.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.26)$$

$$\delta = \frac{2\pi \frac{C}{C_{cr}}}{\sqrt{1 - \left(\frac{C}{C_{cr}}\right)^2}} \approx \frac{\pi C}{\omega_n m} \quad (2.27)$$

δ Logaritmik azalmayı göstermektedir.

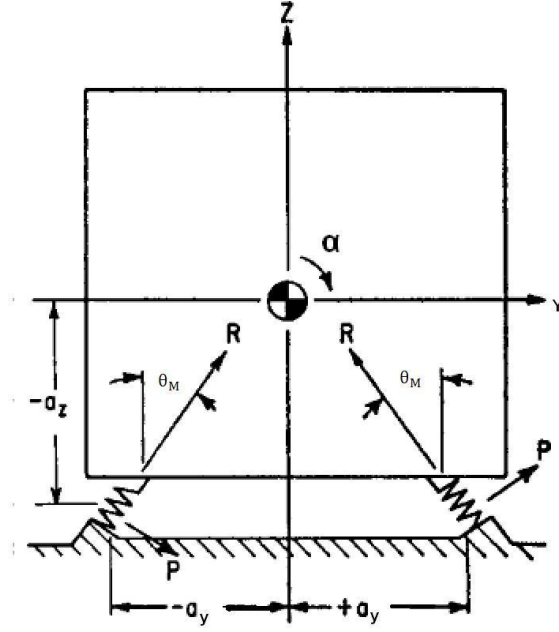
$$\mu_{\text{res}} = \frac{\pi}{\delta} = \frac{\omega_n m}{C} \quad (2.28)$$

μ_{res} Rezonans amplifikasyon faktörünü temsil etmektedir. Mutlak kuvvet geçirgenliği için ise denklem 2.29 kullanılabilir [1].

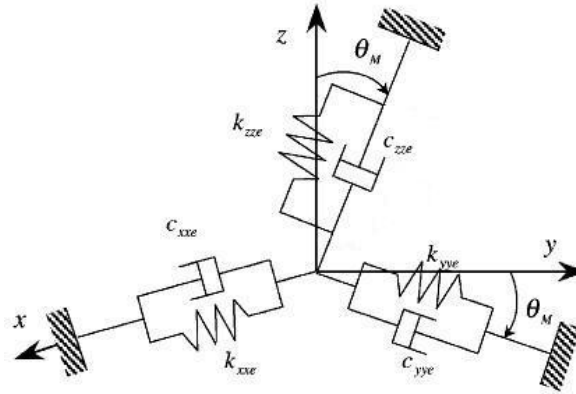
$$\mu_x = \frac{|x_1|}{|x_2|} = \frac{\sqrt{1 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} = \frac{\sqrt{1 + \left(\frac{\delta}{\pi} \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + \left(\frac{\delta}{\pi} \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \quad (2.29)$$

2.6 Açılı Titreşim Yalıtıcıları (Inclined Mounts)

Bazı durumlarda koordinatlar arası bağların olması istenen bir durumdur. Örneğin, pnömatik titreşim yalıtıcıları z-ekseninde yüksek sönümlemeye sahipken x ve y eksenlerinde düşük sönümlemeleri vardır. Birçok titreşim yalıtım sisteminde, dinamik bağlar arasında yatay ve açısal titreşimlerin oluşması istenmez. Bu bağları ayırtlaştırmak, doğal frekansların birbirine daha yakın olması için bağımsız değişkenlerin oluşmasına olanak sağlayabilir. Bu türlü bir bağ ayırtlaştırma, Şekil 2.4’de görüldüğü gibi, titreşim yalıtıcıları yatay düzlemde sistemin kütle merkezine doğru çekilerek yerleştirilmesiyle başarılabılır. Bununla birlikte, bu tür bir titreşim yalıtıcısını tasarlamak hiç kolay değildir. Örneğin bu şekilde bir koordinat ölçüm makinesi veya bir üretim makinesinin kurulumu sadece ağır ve pahalı bir atalet bloğunun kullanılmasıyla başarılabılır. Bu ayırtlaştırmayı sağlamanın bir diğer yoluda, rijitlik eksenine açılı olarak yerleştirilen titreşim yalıtıcılarının kullanılmasıdır [1].



Şekil 2.4 : Açı olarak yerleştirilen titreşim yalıtıcılarının görünümü [11]



Şekil 2.5 : Sisteme açı olarak yerleştirilen titreşim yalıtıcısının eksenel bileşenleri

Şekil 2.5’de sisteme θ_M açısı ile z-ekseni yönünde eğimli olarak yerleştirilen titreşim yalıtıcılarıyla oluşan yeni dinamik modeli tanımlayabilmek için öncelikle her titreşim yalıtıcısının kuvvet bileşenini yazmamız gerekmektedir. Açı olarak yerleştirilen titreşim yalıtıcısının kuvvet bileşenleri denklem 2.30’da olduğu gibi tanımlanmıştır [11].

$$F_x = C_{xx} \dot{x}_c + k_{xx} x_c$$

$$F_y = (C_{yy} \cos \theta_M + C_{zz} \sin \theta_M) \dot{y}_c + (k_{yy} \cos \theta_M + k_{zz} \sin \theta_M) y_c$$

$$F_z = (C_{yy} \sin \theta_M + C_{zz} \cos \theta_M) \dot{z}_c + (k_{yy} \sin \theta_M + k_{zz} \cos \theta_M) z_c \quad (2.30)$$

2.7 Hareketleri Raslantısal Gerçekleşen Sistemlerin Titreşim Yalıtıcısı Seçimi

Raslantısal olarak oluşan titreşimler için, zamanın parametreleri olan yer değiştirme, hız ve ivme'nin büyüklükleri tahmin edilemez. Bu tür hareketler, bir aracın engebeli bir yolda ilerleyişi esnasında, jet veya roket motorunda gaz dinamiğinin değişken oluşundan veya fabrika zeminindeki çeşitli elemanların çalışmasından oluşabilir. Raslantısal titreşim sürecinin gerçekleşmesi ve zaman içerisindeki ilerleyişi tahmin edilemez. Bununla beraber, bu süreç aynı koşullar altında devam ederse, bazı parametrelerin belirlenmesiyle birlikte işleyen sürecin belirli bir aralık içerisinde olabileceği tahmininde bulunulabilir.

Titreşim yalıtım sistem sonuçlarının gelişiminde, hem cisim içerisindeki hemde zeminden gelen darbe hareketleri etkili bir yalıtım tasarımı için çok önemlidir. Birçok durumda, darbe hareketi süreklilik arz eden bir titreşim hareketinden daha tehlikeli olabilir. Sistem sonuçlarını sadece darbe hareketi ile değerlendirmek çok zordur. Çünkü hem kuvvet etkisi altındaki hareketler hemde darbe hareketi ile hareketlenmiş sistemin serbest titreşimi arasındaki etkileşimler dikkate alınmak durumundadır [1].

2.8 Titreşim Yalıtım Sisteminde Doğrusal Olmayan Hareketler

Titreşim yalıtım sistemlerinde, diğer dinamik sistemlerde olduğu gibi büyük titreşim genliklerinde doğrusal olmayan hareketlerden bahsedilebilir. Bununla beraber, sabit cisimlerde titreşim yalıtım sistemindeki titreşim genliği, genellikle statik deformasyonlarından çok küçüktür. Bundan dolayıda birçok durumda doğrusal olmayan hareketlerin etkileri, doğrusal yaklaşımlarla elde edilmiş dinamik analiz sonuçlarına fazla etkisi olmaz [1].

2.9 Araçlarda Motor Titreşim Yalıtımı

Araçlara bağlantısı yapılmış cisimler, darbelerden, yüzen araçlarda dalga hareketinden, yolun engebeli oluşundan, güç aktarım organlarındaki yük değişimleri gibi nedenlerden dolayı yüksek yüklerle karşı karşıya kalabilirler. Örneğin zorlu deniz koşullarında gemilerdeki titreşim yalıtıcılarının yüklenmesi 0.1 Hz civarı bir frekans ve cismin yarı ağırlığı kadar bir genliğe sahip olmasına neden olur. Titreşim

yalıtımı cisimleri korumak için kullanılır. Bazı durumlarda yalııtımı yapılmış cisme aşırı yük ya da yer değiştirme de uygulanabilir. Bu gibi durumlardan ötürü titreşim yalııtıcısı tasarımı için sistemlerde hareketi sınırlayıcı darbe emici elemanlar veya doğrusal olmayan güçlendirilmiş titreşim yalııtıcılardan söz edilmesi gerekmektedir.

Taşıtlarda motor titreşim yalııtıcısı tasarımcıları için ‘gürültü, titreşim ve harshness (NVH)’ koşulları başlıca geliştirilmesi gereken tekniklerden birisidir. Esnek bir motor titreşim yalııtıcısı, yoldan gelen darbelerin sadece motorun kendisine aktarımının azaltılmasını sağlamaz aynı zamanda aracın şasisine aktarımını da azaltır. Motorun yay parametreleri, motor için gerekli olan frekans değerlerine ve titreşim modlarına göre seçilmelidir. Titreşim yalııtımını geliştirmek için (hem aracın kendisini güç aktarım organlarının hareketlerinden korumak hemde motorun kendi içerisinde oluşan hareketlerden korumak için) motor yalııtım sisteminin ve motorun araç yapısıyla olan eklentilerinin doğal frekansları azaltılması gerekmektedir.

Diğer yandan, aracın şasesi ile motoru arasında kullanılan bu ek parçalarının, aşırı bir eğilme ve burkulmaya uğramadan motor torkuyla uyumlu olarak çalışabilmesi için daha fazla rijit olması gerekmektedir. Bu zıtlık, (titreşim yalııtıcısının yumuşak ama sert olması, sağlanması gereken tipik bir mühendislik çelişkisidir) ekişteki tekerlere aktarılan toplam torkun, motor/vites kutusu bağlantısında oluştuğu önden çekişli araçlar da bile zor bir durumdur. Bu durum titreşim yalııtım sisteminde öteleme sertliliğinin daha fazla olmasını sağlamaktadır.

Bununla beraber, düşük rölantide ağır şartlarda çalışan motorun iyi bir titreşim yalııtımının olması isteniliyorsa, sistemin diğer doğal frekanslarıda düşük olmalıdır. Motorun düşük rölantide çalışması yakıt verimliliği açısından yararlıdır. Fakat düşük rölanti rejiminde ortaya çıkan düşük frekanslı hareketler direksiyonda şiddetli titreşimlerin hissedilmesine neden olabilir. Ayrıca, araçların güç aktarım organlarındaki doğal frekansın hareket iletim sistemlerindeki doğal frekanslardan düşük olmaması istenilir. Arkadan çekişli araçlarda bu doğal frekans yaklaşık 5 Hz civarındayken, önden çekişli araçların hareket aktarımı daha kısa oldugundan bu frekans 10 Hz’e kadar ulaşabilir. Bundan dolayı motor titreşim yalııtım sisteminin doğal frekanslarının alt limit frekans aralığı yüksek olmalıdır. Bu aralık 5-30 Hz civarında olmalıdır. Fakat önden çekişli araçlar için 10-30 Hz’e yakın olmalıdır. Bu aralığı 10-18 Hz civarına daraltmanın yararlı olacağı düşünülür. Dört eker araçlar için ise bu frekans aralığının 5-12 Hz olması önerilir.

Tipik motor titreşim yalıtım sistemlerinde 3 ya da 4 adet titreşim yalıtıcısı kullanılır. Bunların bazıları ya da tümü direk olarak araca veya şasi görevi gören bir alt sisteme bağlantısı yapılır. Yukarıda bahsi geçen çelişkiyi çözebilmek amacıyla, motor yalıtım sistemiyle ilgili gelişmelerin çoğunluğu direk olarak bağlantısı yapılacak olan titreşim yalıtıcılarının yerlerinin belirlenmesi ve bu yalıtıcıların özelliklerinin ayarlanmasıyla ilişkilidir. Çoğu makina ve ekipmanlarının ölçümü ve üretiminde, asal atalet eksenlerinin yaklaşık olarak ana eksenlerine paralel olur. Genellikle çok silindirli araç motorlarında, boyuna olan (x-x) asal atalet eksenini yatay krank mil yatağı ile $\alpha \approx 10^\circ - 15^\circ$ 'lik bir açı yapmaktadır. Motor şanzıman sisteminin eylemsizlik yarıçapının belirlenmesinde hem deneysel hemde hesaplamalı bir dizi teknikten faydalanılabilir.

Motordaki titreşimlerin çoğu, sürüş esnasında pistonda oluşan gaz patlamaları, denge ayarı yapılmamış piston krank mekanizmasının atalet kuvvetleri, sistemdeki krank volan mili burulma titreşimlerden kaynaklanmaktadır. Sıra silindirli motorlarda bu tahrikler α açısının genliğinin düşük olmasından dolayı biraz daha küçüktür. V-blok motorlarda ise, hareket kuvvetlerine ek olarak y ve z düzlemlerinde de açılara sahiptirler. Böylece farklı eksenlerdeki hareket denklemlerine ek olarak birbiriyle ilişkili hareket elemanlarında oluşmaktadır. x' ve z' eksenleri için sunulan hareket denklemlerindeki x-x eksenine ait burulma hareketleri içinde aynısı geçerlidir. Bu tür etkiler motor titreşim yalıtım sistemi tasarımında dikkate alınması gerekirken, çoğu durumda bunlar aşağıdaki yöntemlerle azaltılır.

(a) α açısının küçültülmesi ($\sin 15^\circ \approx 0,26$, $\sin 10^\circ \approx 0,17$, $\cos 15^\circ = 0,97$)

(b) V-blok motorlarda yüksek mertebeden ayarlama yapılması, 6 veya daha fazla sıralı motorlarda olduğu gibi, hareket hassasiyeti azaltılabilir.

Araba, traktör veya tarım için kullanılan araçların motorları bütün bir kütleden üretildiklerinden, geometrik yapılarına ve atalet parametrelerine kolaylıkla ve doğru bir şekilde ulaşmak mümkündür. Ayrıca motorlarda kullanılan titreşim yalıtıcıları normal ticari olarak elde edebileceğimiz ürünler değildir. Herbir motor modeline özgü titreşim yalıtıcısı tasarımı yapılır. Geleneksel olarak en çok kullanılan elastoremik titreşim yalıtıcısı için başlıca 3 belirsizlik faktörü vardır. Bunlar;

Kauçuk sertliğinin nominal değerlerden değişik olması,

Titreşim yalıtıcıları arasındaki yük dağılımının farklı olması,

Motorun farklı yerlerinde kullanılan her titreşim yalıtıcısının farklı sertlik oranına sahip olmasıdır.

İlk faktör üretim toleranslarının bir sonucudur. (genellikle sertlikölçerin ± 5 ünitesi veya yalıtıcı sertliğinin $\pm \%17$). İkinci faktör kullanılan yalıtım sistemine göre değişir. Üç titreşim yalıtıcılı bir sistem için bağlantı noktaları arasındaki yük dağılımının değişimi, yalnızca motordaki isteğe bağlı olan aksesuarların kullanımıyla ya da kullanılmamasıyla olabilir. Bu aksesuarlar, soğutucu ünite, süper/turbo charger vb. gibi aksesuarlardır. Bu faktördeki belirsizlik $\sim \pm \%5$ 'den biraz küçüktür. Dört yalıtıcılı sistem içinse, belirsizlik faktörü statik belirsizlikten dolayı biraz daha geniştir. Üretim toleranslarından kaynaklanan şasi bağlantı noktaları potansiyel sapma seviyeleri vardır. Bu seviyelerin değişimi ± 1.0 - 1.5 mm olarak kabul edilebilir. Doğal frekansı 10 Hz olan bir sistemde kullanılan titreşim K_{dyn} değerine bağlı olarak yük altındaki statik sapması 2,5 mm'ye eşit olacaktır. Böylece, bağlantı noktaları arasındaki yük dağılım değişimi $\pm 1.0/2.5 = \pm \%40$ olarak kabul edilebilir. Motor titreşim yalıtıcılarının arasındaki sertlik oranının değişimi en az $\pm \%20$ olabilir. Buna göre, motor titreşim yalıtıcıları arasındaki etkili sertlik dağılım aralığı;

Üç titreşim yalıtıcılı durumda $\pm 1.17 \times 1.05 \times 1.20 = \pm 1.47$

Dört titreşim yalıtıcılı durumda ise $\pm 1.17 \times 1.40 \times 1.20 = \pm 1.97$

şeklinde olacaktır.

Çok sayıda modelleme yapabilen paket yazılım bulunmaktadır. Bunlardan bazıları ticari olarak satılabilirken, çoğunluğu ise motor üreticileri tarafından araç tasarım sürecinde motor bağlantı sisteminin optimizasyonunda kullanılmaktadır. Sıklıkla bu optimizasyon algoritmaları, desteklenen yapının dinamiğini ve motor şanzıman sisteminin ekipmanlarını bağımsız birer sistem olarak ele almazlar. Böylece, tahrik miline bağlı aracın diğer sistemleriyle olan bağlantılarını ihmal ederler. Yukarıda bahsedilen bu faktörlerden dolayı, seçimleri hesaplanarak bulunan motor titreşim yalıtıcıları sıklıkla istenilen performans sonuçlarını vermez. Birçok yeni model araçta, geleneksel bir yol olan deneme-yanılma yoluyla elde edilen motor titreşim yalıtıcıları kullanılmaktadır.

CNF titreşim yalıtıcılarının kullanımı ikinci faktör olan (yük dağılımının belirsizliği) sertlik dağılımını ortadan kaldıracaktır. İlk faktör olan kauçuk sertliğinin belirsizliğini doğal frekansta $\pm \%2.5$ seviyelerine kadar veya sertlikte $\pm \%5$

seviyelerine kadar azaltacaktır. Üçüncü faktör olan sertlik oranının belirsizliğini $\pm\%10$ 'den daha az olacak şekilde azaltacaktır. Bunlar aynı çeşit titreşim yalıtıcılarının kullanımıyla gerçekleştirilir. Böylece CNF motor yalıtıcılarının etkili sertlik dağılım aralığı yaklaşık $\pm 1.05 \times 1.10 = \pm 1.16$ olacaktır. Bu koordinatlar arası bağları önemli ölçüde azaltacak ve ayarlama sürecini kısaltacaktır. Motor içerisinde oluşan dinamik hareketlerin oluşturduğu titreşimlerden başka, motor titreşim yalıtım sistemi aşağıdaki bazı kısıtlarada uymak zorundadır [12].

-Yoldan gelen hareketler neticesinde motor hareketinin kontrolü sağlanmalıdır. Engebeli yollarda, araç yapısındaki dinamik yükler statik yüklerden üç kat daha fazla olabilir. Motor ile şasi ve iskelet yapının öğeleri arasındaki minimum dinamik aralık yaklaşık ~ 15 mm'dir.

-Özellikle düşük viteste yüksek torkların neden olduğu tepki kuvvetlerinin neden olduğu ve araç viraj alırken, ivmelenirken ve fren yaparken oluşan motorun aşırı hareketlerinin kontrolü sağlanmalıdır. Yalıtım sistemi, motor/şanzıman sisteminin üç yönlü hareketlerini ± 15 mm ve $\pm 6^\circ$ roll açısına kadar sınırlamalıdır. Bu kısıtlamaları sağlayabilmek için darbe sınırlayıcı titreşim yalıtıcıları veya kademeli sertleşen titreşim yalıtıcıların kullanımı gerekebilir. Kademeli sertleşen CNF yalıtıcıları motor yalıtım uygulamalarında daha güvenilir bir titreşim yalıtıcısı haline gelmiştir.

-Emniyet nedenlerinden dolayı, motor titreşim yalıtıcıları motorla birleşebilen özellikte olmalıdırlar. Böylece motorun şasiden ayrılması durumunda titreşim yalıtıcısında büyük problemler ortaya çıkmaz.

Uygulamalarda motor titreşim yalıtım sisteminde genellikle ön kısımda x-x asal atalet ekseninin yanında iki adet yalıtıcı ve şanzıman yatağının altında ise tek adet yalıtıcı kullanılır. Öndeki yalıtıcılar arasındaki yük dağılımı x-x eksenini etrafında oldukça yüksek burulma sertliğine neden olur. Benzer yerleşim hem benzinli motorlarda hem de dizel motorlarda kullanılmaktadır. Yalnız dizel motordaki tork salınım hassasiyeti daha fazladır. Genelde öndeki yalıtıcılar sınırlı küçük bir alanda yerleştirilir ve arkadaki titreşim yalıtıcılarıyla aynı seviyededirler. Bu yerleşim alanının sertlik merkezi x-x eksenini üzerinde olmalıdır.

Motor titreşim yalıtım sistemi, birbiriyle çelişen birçok koşulu sağlamak zorundadır. Rölantide çalışan bir motorun neden olduğu titreşimleri yalıtım için düşük frekanslarda düşük yay katsayısına ve yüksek sönümlemeye ihtiyaç vardır.

Motor, yoldan gelen darbe hareketleriyle zıplamadan çalışabilmek için yüksek sönümlemeye ihtiyaç duyabilir. Motor titreşim yalıtıcıları, araçlarda gürültüye neden olan yüksek frekanstaki titreşim aktarımını azaltmak için yüksek devirlerde düşük sönümlemeye sahip olmalıdırlar. Titreşim kontrol uygulamalarında bu tür karşıt ihtiyaçlar, dinamik olarak doğrusal olmayan özellikler taşıyan malzemeler (tel örgülü malzemeler) kullanılarak karşılanabilmektedir. Giderek daha çok kullanılmaya başlanan diğer bir alternatif yol ise hidrolik titreşim yalıtıcılarının kullanımıdır. Bazı lüks araçlarda, yarı-aktif titreşim yalıtıcıları kullanılmaktadır. Doğru bir şekilde tasarımı yapılmış hidrolik yalıtıcıları, motorun performans rejimine bağlı olarak türlü parametre çeşitliliği sağlayıp performansı iyileştirebilirler. Fakat bu titreşim yalıtıcıları elastomerik yalıtıcılardan daha pahalıdırlar. Motorun zorlu çalışma şartlarında hidroyalıtıcılar yeteri kadar güvenilir değildirler. (özellikle aşırı sıcaklıklarda ve tuz serpintisi olduğunda). Örneğin, rölanti devirdeki tork gereksinimleri asgari olduğunda, düşük doğal frekanslar sağlayabilmek için düşük yay katsayıları gerekmektedir. Diğer taraftan, sabit hızdaki motor rejimi boyunca tork genliği yüksektir. Fakat aynı zamanda hareket kuvvetlerinin frekansı aynı şekilde yüksektir. Dolayısıyla yalıtıcıların sertlikleri artabilir. Statik ve/veya dinamik olarak doğrusal olmayan titreşim yalıtıcıları kolay bir şekilde bu durumun üstesinden gelebilirler.

Bununla beraber, motorlardaki güç yoğunluğunun artması ve katalitik konvertörlerin sıcaklık artışına olan yardımıyla, yüksek sönümlemeli titreşim yalıtıcılarının kullanımı giderek azalmaktadır.

2.10 Titreşim Yalıtıcısının Deneyimlerle Seçilmesi

Titreşim yalıtıcısı seçimi, farklı frekanslarda yalıtım sistemindeki makine titreşiminin karakteristik özelliklerini, makinanın ve yüksek frekans aralığındaki titreşim yalıtıcılarının dinamik verilerini, hareket kuvvetlerinin gerçek karakterlerini, makine performansının rejim değişikliğini vb. faktörleri dikkate almaktadır. Gürültü seviyesini azaltmayı ve özellikle makine geniş bir rejim aralığında çalıştığında daha iyi titreşim yalıtımı sağlamayı amaçlamaktadır. Bununla beraber, titreşim yalıtıcısı seçiminde her bir cisim için analitik yaklaşım, pratik olmayan bir çözüm gibi görülmektedir. En iyi seçim metodu, makine yalıtımında kullanılacak yalıtıcının her bir alternatifinin referans özellikleri tek tek birbiriyle kıyaslanarak gereksinimlerin

karşılanması olacaktır. Özellikle ağır makinalarda yalıtımı yapılan cisimlerin sökülüp tekrar yalıtılması hem zaman hemde güç israfına neden olacağından, değişken sertlikli titreşim yalıtıcısı kullanımı uygun olabilir. Çeşitli faktörlerin dikkate alındığı durumlarda, titreşim yalıtıcısı seçim kriteri için kapalı formdaki denklemler kullanılırken, bazı durumlarda ise yalıtıcı seçimi için ‘sağduyulu olmak’ yeterli olacaktır. Titreşim yalıtımı yapılacak bir cisimin farklı çalışma alanları varsa, titreşim yalıtıcısı seçim kriteri için aşağıdaki ifade kullanılmalıdır [1].

$$B_{\Sigma} = \alpha_1 \beta_1 B_1 + \dots + \alpha_i \beta_i B_i + \dots \quad (2.31)$$

Denklem 2.31’da B_i i’inci çalışma alanı için seçim kriterini, α_i i’inci çalışma alanına atanmış yük faktörünü, β_i tüm çalışma zamanı içinde i’inci çalışma alanında cismin çalışma süresini temsil etmektedir.

2.11 Matematik Modelin Oluşturulması

Şekil 2.6’da titreşim yalıtımı yapılacak tek silindirik dizel jeneratörün önden ve alttan teknik çizimleri görülmektedir. Görüldüğü üzere, motora 3 adet titreşim yalıtıcısı bağlantısı yapılacaktır. 1,2,3 rakamları yalıtıcıların yapılması planlanan yerleşim yerlerini göstermektedir. Motorun ağırlık merkezi alternatörün başlangıç kısmına yakın bir mesafede konumlanmış ve a,b,c,d,e,f,g harfleri bu üç yalıtıcının, motor ağırlık merkezine olan mesafelerini temsil etmektedir. x,y,z eksenlerindeki açısal yer değişimleri sırasıyla α, β, γ olarak tayin edilmiş ve pozitif yöndeki değişimler şekilde gösterildiği gibidir [13].

$$x_1 = x_c - a \sin \gamma - f \sin \beta$$

$$x_2 = x_c + b \sin \gamma - f \sin \beta$$

$$x_3 = x_c - g \sin \beta + e \sin \gamma$$

$$y_1 = y_c - f \sin \alpha + c \sin \gamma$$

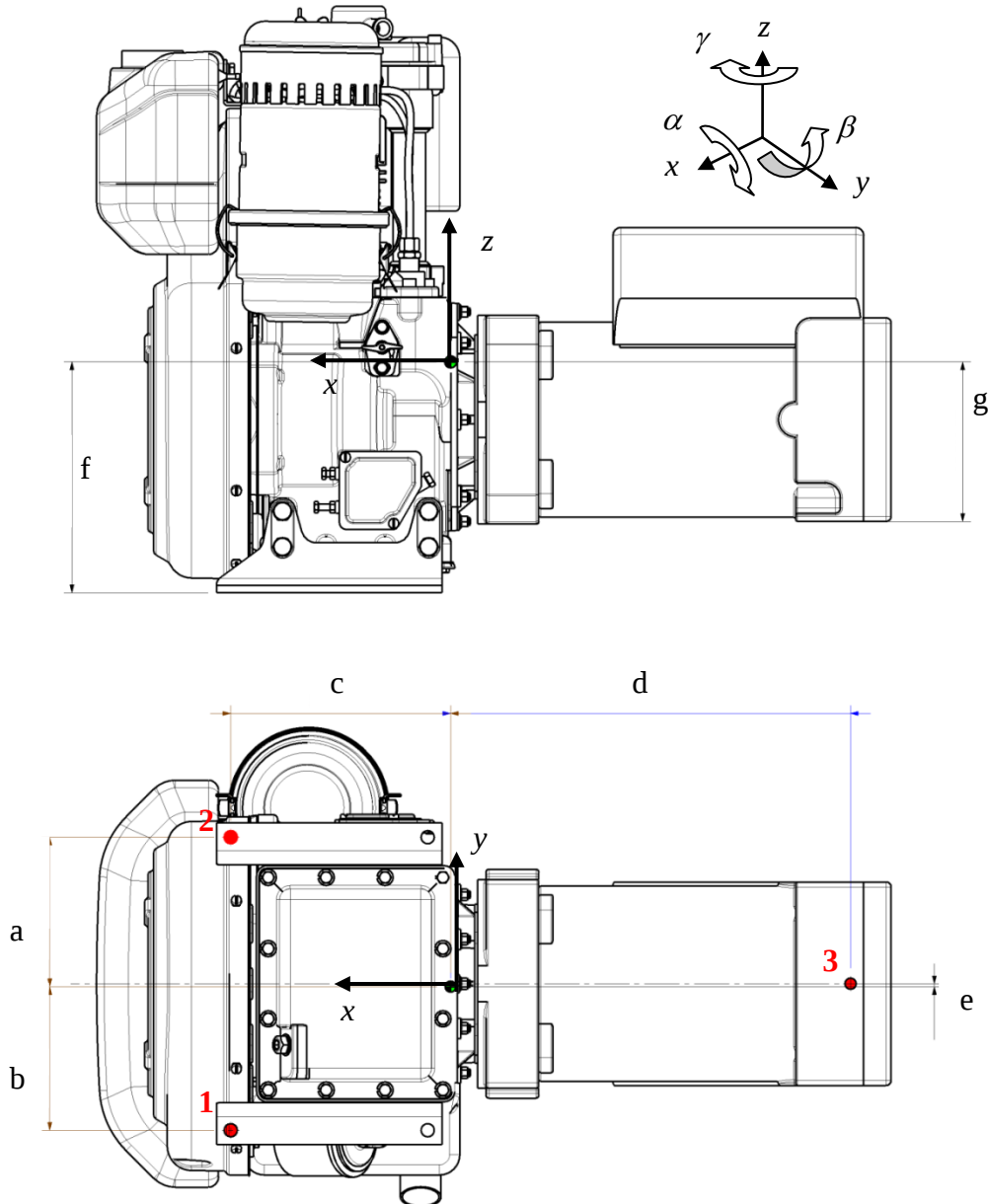
$$y_2 = y_c - f \sin \alpha + c \sin \gamma$$

$$y_3 = y_c - g \sin \alpha - d \sin \gamma$$

$$z_1 = z_c + c \sin \beta - a \sin \alpha$$

$$z_2 = z_c + b \sin \alpha + c \sin \beta$$

$$z_3 = z_c - d \sin \beta + e \sin \alpha \quad (2.32)$$



Şekil 2.6: Titreşim yalıtıcılarının yerleşim planı

Şekil 2.6’da x_1, x_2, x_3 motorun sırasıyla 1., 2. ve 3. noktalardaki x-eksenindeki yer değişimleri temsil etmektedir. y_1, y_2, y_3 motorun sırasıyla 1., 2. ve 3. noktalardaki y-eksenindeki yer değişimleri temsil etmektedir. z_1, z_2, z_3 ise motorun sırasıyla 1., 2. ve 3. noktalardaki z-eksenindeki yer değişimleri temsil etmektedir. a, b, c, d, e, f, g ise bu üç noktadaki titreşim yalıtıcılarının ağırlık merkezine olan mesafeleri temsil etmektedir. x_c, y_c, z_c ağırlık merkezinin sırasıyla x, y ve z eksenlerindeki yer değişimleri göstermektedir. α, β, γ yine sırasıyla x, y ve z eksenlerindeki açısal yer değişimleri göstermektedir. (sırasıyla roll, pitch ve yaw açısal yer değişimleri). Kuvvetlerin dengesi ilkesinden aşağıdaki eşitlikler oluşturulabilir.

$$\begin{aligned}
F_{1x} &= -k_{1x}(x_1 - x_{1f}) - C_{1x}(\dot{x}_1 - \dot{x}_{1f}) \\
F_{2x} &= -k_{2x}(x_2 - x_{2f}) - C_{2x}(\dot{x}_2 - \dot{x}_{2f}) \\
F_{3x} &= -k_{3x}(x_3 - x_{3f}) - C_{3x}(\dot{x}_3 - \dot{x}_{3f}) \\
F_{1y} &= -k_{1y}(y_1 - y_{1f}) - C_{1y}(\dot{y}_1 - \dot{y}_{1f}) \\
F_{2y} &= -k_{2y}(y_2 - y_{2f}) - C_{2y}(\dot{y}_2 - \dot{y}_{2f}) \\
F_{3y} &= -k_{3y}(y_3 - y_{3f}) - C_{3y}(\dot{y}_3 - \dot{y}_{3f}) \\
F_{1z} &= -k_{1z}(z_1 - z_{1f}) - C_{1z}(\dot{z}_1 - \dot{z}_{1f}) \\
F_{2z} &= -k_{2z}(z_2 - z_{2f}) - C_{2z}(\dot{z}_2 - \dot{z}_{2f}) \\
F_{3z} &= -k_{3z}(z_3 - z_{3f}) - C_{3z}(\dot{z}_3 - \dot{z}_{3f})
\end{aligned} \tag{2.33}$$

Burada C_{1x}, C_{2x}, C_{3x} ve k_{1x}, k_{2x}, k_{3x} sırasıyla 1., 2. ve 3. noktalardaki yalıtıcıların x-ekseni yönündeki sönümleme ve yay katsayılarını temsil etmektedir. C_{1y}, C_{2y}, C_{3y} ve k_{1y}, k_{2y}, k_{3y} sırasıyla 1., 2. ve 3. noktalardaki yalıtıcıların y-ekseni yönündeki sönümleme ve yay katsayılarını temsil etmektedir. C_{1z}, C_{2z}, C_{3z} ve C_{1z}, C_{2z}, C_{3z} sırasıyla 1., 2. ve 3. noktalardaki yalıtıcıların z-ekseni yönündeki sönümleme ve yay katsayılarını temsil etmektedir. Denklem 2.32’deki verileri denklem 2.33’da yerlerine yazacak olursak;

$$\begin{aligned}
F_{1x} &= -k_{1x} x_c + k_{1x} a \sin \gamma + k_{1x} f \sin \beta + k_{1x} x_{1f} - C_{1x} \dot{x}_c + C_{1x} a \dot{\gamma} \cos \gamma \\
&+ C_{1x} f \dot{\beta} \cos \beta + C_{1x} x_{1f} \\
&+ C_{1x} f \dot{\beta} \cos \beta + C_{1x} x_{1f} \\
F_{2x} &= -k_{2x} x_c - k_{2x} b \sin \gamma + k_{2x} f \sin \beta + k_{2x} x_{2f} - C_{2x} \dot{x}_c - C_{2x} b \dot{\gamma} \cos \gamma \\
&+ C_{2x} f \dot{\beta} \cos \beta + C_{2x} x_{2f} \\
F_{3x} &= -k_{3x} x_c + k_{3x} g \sin \beta - k_{3x} e \sin \gamma + k_{3x} x_{3f} - C_{3x} \dot{x}_c + C_{3x} g \dot{\beta} \cos \beta \\
&- C_{3x} e \dot{\gamma} \cos \gamma + C_{3x} x_{3f} \\
F_{1y} &= -k_{1y} y_c + k_{1y} f \sin \alpha - k_{1y} c \sin \gamma + k_{1y} y_{1f} - C_{1y} \dot{y}_c + C_{1y} f \dot{\alpha} \cos \alpha \\
&- C_{1y} c \dot{\gamma} \cos \gamma + C_{1y} y_{1f} \\
F_{2y} &= -k_{2y} y_c + k_{2y} f \sin \alpha - k_{2y} c \sin \gamma + k_{2y} y_{2f} - C_{2y} \dot{y}_c + C_{2y} f \dot{\alpha} \cos \alpha \\
&- C_{2y} c \dot{\gamma} \cos \gamma + C_{2y} y_{2f} \\
F_{3y} &= -k_{3y} y_c + k_{3y} g \sin \alpha + k_{3y} d \sin \gamma + k_{3y} y_{3f} - C_{3y} \dot{y}_c + C_{3y} g \dot{\alpha} \cos \alpha \\
&+ C_{3y} d \dot{\gamma} \cos \gamma + C_{3y} y_{3f} \\
F_{1z} &= -k_{1z} z_c - k_{1z} c \sin \beta + k_{1z} a \sin \alpha + k_{1z} z_{1f} - C_{1z} \dot{z}_c - C_{1z} c \dot{\beta} \cos \beta \\
&+ C_{1z} a \dot{\alpha} \cos \alpha + C_{1z} z_{1f} \\
F_{2z} &= -k_{2z} z_c - k_{2z} b \sin \alpha - k_{2z} c \sin \beta + k_{2z} z_{2f} - C_{1z} \dot{z}_c - C_{2z} b \dot{\alpha} \cos \alpha \\
&- C_{2z} c \dot{\beta} \cos \beta + C_{2z} z_{2f} \\
F_{3z} &= -k_{3z} z_c + k_{3z} d \sin \beta - k_{3z} e \sin \alpha + k_{3z} z_{3f} - C_{1z} \dot{z}_c + C_{3z} d \dot{\beta} \cos \beta \\
&- C_{3z} e \dot{\alpha} \cos \alpha + C_{3z} z_{3f}
\end{aligned} \tag{2.34}$$

elde edilecektir. Denklem 2.34'den yola çıkarak Newton'un 2.kanunu ve motor ağırlık merkezinin yer değişiminin statik eşitlik durumunu koruduğunu düşünerek motor yalıtım sisteminin hareket denklemleri aşağıdaki gibi oluşturulabilir.

$$m\ddot{x}_c = F_{1x} + F_{2x} + F_{3x} + F_x$$

$$m\ddot{y}_c = F_{1y} + F_{2y} + F_{3y} + F_y$$

$$m\ddot{z}_c = F_{1z} + F_{2z} + F_{3z} + F_z \quad (2.35)$$

Denklem 2.35’de m motor kütlesini, $F_{1x}, F_{2x}, F_{3x}, F_{1y}, F_{2y}, F_{3y}, F_{1z}, F_{2z}, F_{3z}$ motorda kullanılan titreşim yalıtıcılarının x , y ve z eksenleri boyunca oluşturdukları kuvvetleri, F_x, F_y, F_z silindir pistonunun motor çalışırken oluşturduğu kuvvetleri ve $\ddot{x}, \ddot{y}, \ddot{z}$ ise sırasıyla x , y ve z eksenlerindeki ivmeleri temsil etmektedirler. Benzer şekilde x , y ve z eksenleri etrafında açısal hareket denklemleri aşağıdaki gibi yazılabilir [1], [13], [14], [15].

$$I_{xx} \ddot{\alpha} = a F_{1z} \cos \alpha - b F_{2z} \cos \alpha - e F_{3z} \cos \alpha - f F_{1y} \cos \alpha + f F_{2y} \cos \alpha + g F_{3y} \cos \alpha$$

$$+ I_{xy} \ddot{\beta} + I_{xz} \ddot{\gamma} + M_x$$

$$I_{yy} \ddot{\beta} = -c F_{1z} \cos \beta - c F_{2z} \cos \beta + d F_{3z} \cos \beta + f F_{1x} \cos \beta + f F_{2x} \cos \beta - g F_{3x} \cos \beta$$

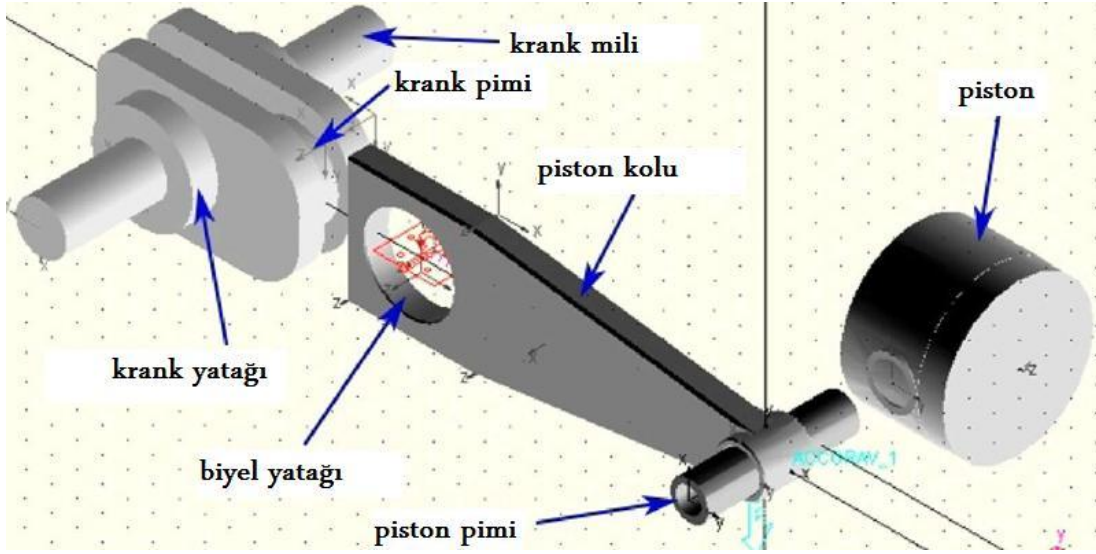
$$+ I_{xy} \ddot{\alpha} + I_{yz} \ddot{\gamma} + M_y$$

$$I_{zz} \ddot{\gamma} = a F_{1x} \cos \gamma - b F_{2x} \cos \gamma + e F_{3x} \cos \gamma - c F_{1y} \cos \gamma + c F_{2y} \cos \gamma - d F_{3y} \cos \gamma$$

$$+ I_{xz} \ddot{\alpha} + I_{yz} \ddot{\beta} + M_z \quad (2.36)$$

Burada I_{xx}, I_{yy}, I_{zz} sırasıyla x , y ve z eksenlerindeki atalet momentlerini; $I_{xy}, I_{xz}, I_{yx}, I_{yz}, I_{zx}, I_{zy}$ ise çarpım atalet momentlerini, M_x, M_y, M_z ise silindir piston kuvvetinin x , y ve z eksenlerinde oluşturduğu momentleri temsil etmektedir.

2.12 Tek Silindirli Bir Motorun Pistonunda Oluşan Dinamik Kuvvetler



Şekil 2.7: Tek silindirli motorun piston elemanları

Tek silindirli motorda silindir pistonunda oluşan x ve y yönündeki kuvvetlerin sıfır olduğu kabul edilmiştir.

$$F_x = F_y = 0 \quad (2.37)$$

Pistonun düşey yönde tabana uyguladığı F_z kuvveti için piston yer değişiminin basitleştirilmiş ifadesini $\omega t = 0$ açısıyla yazılacak olursa;

$$z \approx l - \frac{r^2}{4l} + r \left(\cos \theta + \frac{r}{4l} \cos 2\theta \right) \quad (2.38)$$

şeklinde olacaktır. Buna göre piston hızı aşağıda olduğu gibi yazılabilir.

$$\dot{z} \approx -r\omega \left(\sin \theta + \frac{r}{2l} \sin 2\theta \right) \quad (2.39)$$

Yaklaşık hız ifadesini kullanarak pistonun ivme ifadesini bulabiliriz.

$$\ddot{z} \approx -r\omega^2 \left(\cos \theta + \frac{r}{l} \cos 2\theta \right) \quad (2.40)$$

2.40 denkleminde z-ekseni yönündeki kuvvetini tayin edebiliriz.

$$F_z = -mr\omega^2 \left(\cos \theta + \frac{r}{l} \cos 2\theta \right) \quad (2.41)$$

Merkezi, ana koordinat sisteminin x-ekseni ile çakışık olan piston merkezinin F_z kuvvetinin etkisiyle y-ekseninde oluşturduğu M_y momentinin değeri aşığıdaki gibi elde edilir.

$$M_y = d_x F_z = -d_x m r \omega^2 \left(\cos \theta + \frac{r}{l} \cos 2\theta \right) \quad (2.42)$$

Pistonun diğ er eksenlerde herhangi bir kuvveti olamadığı düşünüldüğünde ana ekseninde x ve z yönünde bir moment söz konusu olmayacaktır. Burada d_x piston merkezinin, ana eksen takımı orjinine x-eksenindeki uzaklığıdır [16].

3. TİTREŞİM YALITIMI İÇİN SAYISAL ANALİZLER

3.1 Giriş

Şekil 2.6’da teknik çizimi bulunan tek silindirli içten yanmalı motorun dinamik davranışı denklem 2.35 ve denklem 2.36 ile nitelendirilmiştir. Bu bölümde ise, üretici firmanın bu motor için uygulanmasını istediği üç adet titreşim yalıtıcısının sayısal analizleri yapılmıştır. Bu analizler için öncelikle motorun kütle, atalet momenti, çarpım atalet momenti verilerinin bilinmesi gerekmektedir. Motorun tasarımı katı modelleme programında yapıldığından, bu verilere kolaylıkla ulaşılabilmektedir.

Bu verilere ek olarak dinamik modelde kullanılmak üzere, motorda belirlenen yerlere bağlantısı yapılacak olan titreşim yalıtıcılarının yay katsayı değerleri ve sönüm katsayıları bilinmelidir. Bunun için, kullanılacak olan titreşim yalıtıcısının katalogundan bu verilere ulaşılması gerekmektedir.

Ayrıca sayısal analizlere başlamadan önce denklem 3.1’de olduğu gibi açısal değişimler için kabuller yapılmalıdır.

Bu bilgiler doğrultusunda şekil 2.6’da alternatör montajı yapılmış olan ve üç adet titreşim yalıtıcısının yerleşimlerinin toplam ağırlık merkezine olan eksenel uzaklıkları bilinen içten yanmalı tek silindirli motorun dinamik davranışını sayısal olarak elde etmiş oluruz.

Yalıtımı yapılmış dinamik sistemin matlab programlaması Ek-A’da yapılmıştır. Program sonuçları, motor üreticileri tarafından yalıtım sistemlerinin analizi için kullanılan VIP programının sonuçları ile kıyaslanmış ve sonuçların bire bir örtüştüğü gözlemlenmiştir. Bu bölümde VIP programının kullanımı hakkında da çok kısa olarak bilgi verilmektedir.

Sayısal analizler için titreşim yalıtıcılarının yerleşimlerinin, yay katsayılarının, sönüm oranlarının değişimleri neticesinde yalıtım optimizasyonu sağlanmaya çalışılmıştır. Optimizasyon çalışmalarında, belirleyici ölçüt olarak yukarıda belirtilen

değerlerin her birinin belirli aralıklarda değişimi neticesinde oluşan kuvvet geçirgenliği değerleri incelenip optimum değeri gösterebilmek amacıyla tablolar halinde sunulmuştur. Son olarak sistemin frekanslarının ayrıklaştırılması amaçlanmış ve daha önce yazılmış olan matlab programı bu doğrultuda revize edilmiştir. Program sonuçları tablolar halinde sunulmuş ve hesaplanan sistem çıkışları ile orijinal sistem çıkışları aynı grafiklerde sunulmuştur.

3.2 Motor Ve Titreşim Yalıtıcısı Parametrelerine Göre Sayısal Analizler

Bir önceki bölümde elde edilmiş olan sistemin matematik modelinde aşağıdaki kabuller ve ilgili sistemin gerçek verileri girildiğinde denklem 3.2 elde edilecektir.

$$\sin \alpha \approx \alpha, \sin \beta \approx \beta, \sin \gamma \approx \gamma$$

$$\cos \alpha \approx 1, \cos \beta \approx 1, \cos \gamma \approx 1 \quad (3.1)$$

Tek silindirli motorun SolidWorks çiziminden elde edilen Şekil 3.1'deki verileri aşağıdaki gibidir.

Toplam motorun kütlesi $m = 92,734 \text{ kg}$,

X eksenindeki atalet momenti $I_{xx} = 1,859 \text{ kgm}^2$,

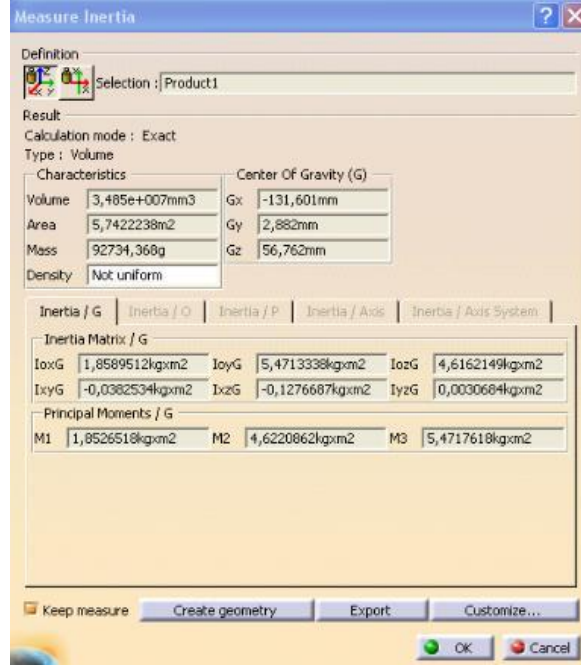
Y eksenindeki atalet momenti $I_{yy} = 5,471 \text{ kgm}^2$,

Z eksenindeki atalet momenti $I_{zz} = 4,616 \text{ kgm}^2$,

X ve Y eksenindeki çarpım atalet momenti $I_{xy} = -0,038 \text{ kgm}^2$,

X ve Z eksenindeki çarpım atalet momenti $I_{xz} = -0,128 \text{ kgm}^2$,

Y ve Z eksenindeki çarpım atalet momenti $I_{yz} = 0,003 \text{ kgm}^2$,



Şekil 3.1: Tek silindirli motorun kütle ve atalet momenti bilgileri

Ayrıca simrit kataloğundan (Ek-2A) seçilen titreşim yalıtıcısının özellikleri aşağıdaki gibidir.

Ürün Numarası: 5218 110

Malzeme: 45 NR 11

Madde No: 92076

Buna göre seçmiş olduğumuz titreşim yalıtıcısının yay katsayısı özellikleri ve damper sönüm değerleri ;

$$k_{xx} = 20000 \text{ N/m}, k_{yy} = 20000 \text{ N/m}, k_{zz} = 90000 \text{ N/m}$$

$$C_{xx} = 1000 \text{ Nsn/m}, C_{yy} = 1000 \text{ Nsn/m}, C_{zz} = 1000 \text{ Nsn/m}$$

şeklinde yazılabilir. Şekil 2.6’da uygulanması düşünülen yalıtıcıların yerleşim yerleri görülmektedir. Bu yerlerin motorun ağırlık merkezine olan uzaklıkları;

1. Titreşim yalıtıcısı için;

$$c = 0,216 \text{ m}, a = 0,141 \text{ m}, f = -0,226 \text{ m}$$

2. Titreşim yalıtıcısı için;

$$c = 0,216 \text{ m}, b = -0,146 \text{ m}, f = -0,226 \text{ m}$$

3. Titreşim yalıtıcısı için;

$$d = -0,393 \text{ m}, e = -0,003 \text{ m}, g = -0,156 \text{ m}$$

şeklindedir. Tüm bu verileri 2.35 ve 2.36 denklemlerinde yerlerine yazıp şasinin rijit (titreşim yalıtıcısı şasi bağlantı noktalarının hareketsiz) olduğu varsayılırsa sistemin hareket denklemleri;

$$\begin{aligned} 92,734\ddot{x}_c + 3000\dot{x}_c - 608\dot{\beta} + 8\dot{\gamma} + 60000x_c - 12160\beta + 160\gamma &= 0 \\ 92,734\ddot{y}_c + 3000\dot{y}_c + 39\dot{\gamma} + 608\dot{\alpha} + 60000y_c + 780\gamma + 12160\alpha &= 0 \\ 92,734\ddot{z}_c + 3000\dot{z}_c - 8\dot{\alpha} - 39\dot{\beta} + 270000z_c - 720\alpha - 3510\beta &= F_z \\ 1,86\ddot{\alpha} + 0,038\ddot{\beta} + 0,128\ddot{\gamma} + 608\dot{y}_c - 8\dot{z}_c + 167,69\dot{\alpha} - 0,1\dot{\beta} + 36,32\dot{\gamma} - 12160y_c - 720z_c \\ + 6238,3\alpha - 8,91\beta + 726,48\gamma &= 0 \\ 5,47\ddot{\beta} + 0,038\ddot{\alpha} - 0,003\ddot{\gamma} - 608\dot{x}_c - 39\dot{z}_c + 374,25\dot{\beta} - 0,1\dot{\alpha} - 1,6\dot{\gamma} - 12160x_c - 3510z_c \\ + 24828,25\beta - 8,91\alpha - 31,96\gamma &= M_y \\ 4,62\ddot{\gamma} + 0,128\ddot{\alpha} - 0,003\ddot{\beta} + 8\dot{x}_c + 39\dot{y}_c + 288,97\dot{\gamma} + 36,32\dot{\alpha} - 1,6\dot{\beta} + 160x_c + 780y_c \\ + 5779,34\gamma + 726,48\alpha - 31,96\beta &= 0 \end{aligned} \quad (3.2)$$

şeklinde tanımlamış oluruz.

3.3 Tek Silindirli Bir Motorun Dinamik Davranışının Matlab Analizi

Denklem 3.2’ki ifadelerin analizini yapabilmek amacıyla vektör matris formatında yazdığımızda, daha kompakt bir veri elde edilmiş olur.

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Gx = F \quad (3.3)$$

$$\ddot{x} = \begin{bmatrix} \ddot{x}_c \\ \ddot{y}_c \\ \ddot{z}_c \\ \ddot{\alpha} \\ \ddot{\beta} \\ \ddot{\gamma} \end{bmatrix}, \dot{x} = \begin{bmatrix} \dot{x}_c \\ \dot{y}_c \\ \dot{z}_c \\ \dot{\alpha} \\ \dot{\beta} \\ \dot{\gamma} \end{bmatrix}, x = \begin{bmatrix} x_c \\ y_c \\ z_c \\ \alpha \\ \beta \\ \gamma \end{bmatrix} \quad (3.4)$$

Özellikle motorun rölantide çalışması sırasında oluşan hareketler göz önüne alındığı ve yeterince ayrıntılı ve hassas bir araç modelinin bulunmadığı araştırmalarda daha önce yapılan varsayımlar sıkça kullanılır ve 3.2 hareket denklemleri C, G ve M

matrisleri yukarıda belirtildiği gibi yazılabilir. Sistemin atalet ve yay katsayı matrislerinden özdeğerleri (özfrekansları) ve özvektörleri aşağıda olduğu gibi bulunabilir [11].

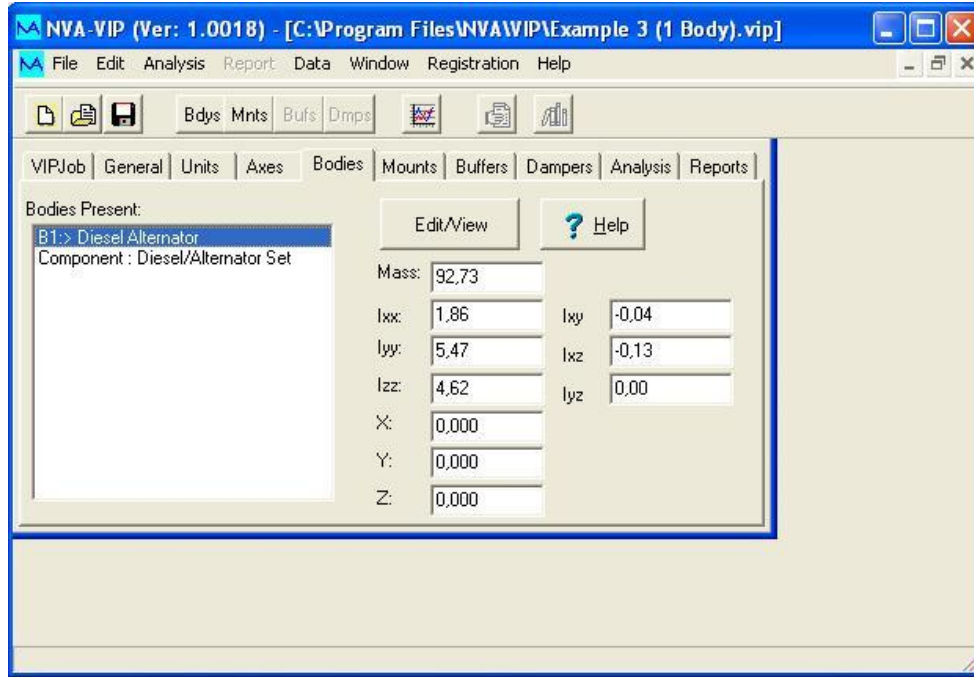
$$\begin{bmatrix} 3,0168 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 3,8106 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 5,5941 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 8,5617 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 9,6163 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 10,8284 \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

$$\begin{bmatrix} -0.0003 & -0.1029 & 0.0011 & 0.0022 & 0.0006 & 0.0139 \\ 0.0991 & -0.0004 & -0.0049 & -0.0029 & -0.0305 & 0.0012 \\ -0.0007 & -0.0009 & -0.0002 & -0.1031 & 0.0081 & 0.0091 \\ -0.2186 & -0.0001 & -0.0520 & -0.0497 & -0.6960 & 0.0363 \\ -0.0005 & -0.0578 & 0.0013 & -0.0379 & -0.0138 & -0.4217 \\ 0.0174 & 0.0048 & 0.4649 & -0.0025 & -0.0187 & 0.0010 \end{bmatrix} \quad (3.6)$$

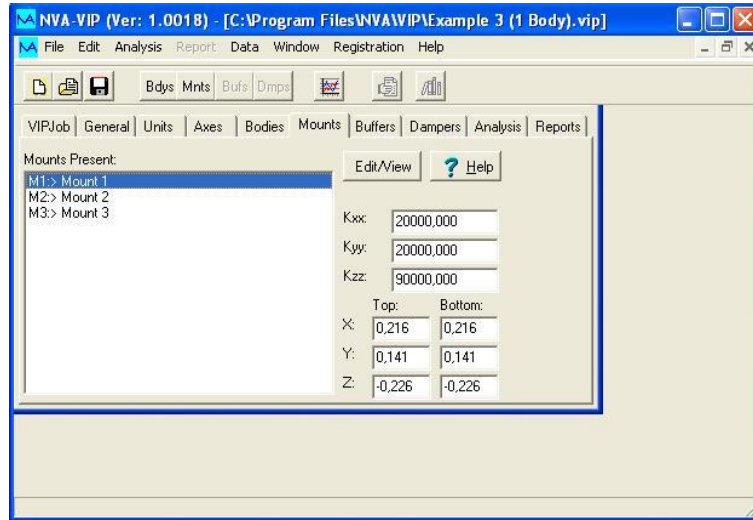
Ek-A'da yazılan matlab kodundan denklem 3.5'deki matrisin köşegenindeki (diagonal) öğeler sistemin özdeğerlerini (özfrekansları), denklem 3.6'daki matrisin kolonları da sistemin özvektörlerini tariflemektedir.

3.3.1 Yalıtılmış tek silindirli motor dinamik davranışının matlab analiz sonuçlarının VIP programı ile doğrulanması

Matematik modelden elde edilen sonuçların uygulamalarda sıklıkla kullanılan bir yazılım olan VIP programında doğrulanması için öncelikle program çalıştırılır ve ekrana gelen Şekil 3.2'ye göre motorun kütle, atalet momenti ve çarpım atalet momenti gerekli yerlere yazılır.

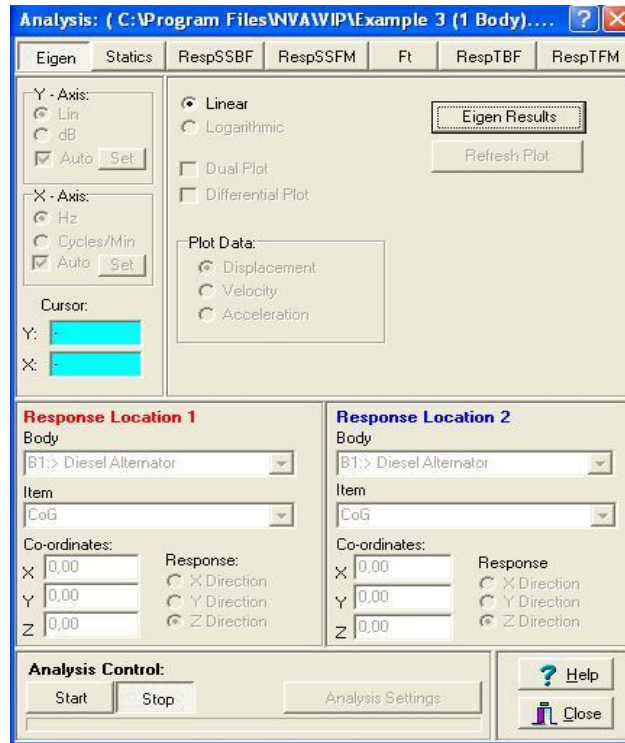


Şekil 3.2 : Motorun VIP programında kütle, atalet moment ve çarpım atalet moment verilerinin tanımlanması



Şekil 3.3 : Titreşim yalıtıcısının özelliklerinin ve yerlerinin VIP programında tanımlanması

Daha sonra programdan 'Mounts' sekmesi seçilerek belirlemiş olduğumuz titreşim yalıtıcısının özelliklerini, yay katsayısı ve sönüm katsayılarını her bir yalıtıcı için ayrı ayrı yazıp aynı zamanda yalıtıcı konumlarının motorun ağırlık merkezine olan mesafeleride yine Şekil 3.3'de görüldüğü gibi ilgili yerlere yazmamız gerekmektedir.



Şekil 3.4 : Sistemin VIP programında analizi

Şekil 3.4 programın analizlerinin yapıldığı ve sonuçların alındığı bölümdür. Sol üst köşede 'Eigen' sekmesi seçilip sağ alt kısımdaki 'Start' butonuna tıklandığında gelen Şekil 3.5 penceresindeki özvektörlerin Hertz olarak Matlab programından elde ettiğimiz özvektörlerle örtüştüğü gözlemlenmiştir.

Eigenanalysis Display form									
Print									
Freq - Hertz	Freq - Cycles/Sec	Body	T _x	T _y	T _z	R _x	R _y	R _z	
10.83	649.7	1	-0.13	0.01	-0.09	0.04	0.99	0.00	
9.69	581.4	1	0.01	0.29	-0.06	0.94	-0.05	0.16	
8.56	513.8	1	-0.02	0.02	0.99	0.05	0.09	0.01	
5.55	333.2	1	0.01	-0.09	0.00	-0.14	0.00	0.99	
3.81	228.6	1	0.99	0.00	0.01	0.00	0.14	-0.01	
3.01	180.8	1	0.00	0.95	-0.01	-0.30	0.00	0.05	

Şekil 3.5 : Sistem özvektörlerinin analizi

3.4 Titreşim Yalıtıcıları Açılı Olarak Bağlanan Tek Silindirli Bir Motorun Titreşim Yalıtımı

Yalıtım sisteminde kullanılan yalıtıcılar $\theta_M = 30^\circ$ olacak şekilde yerleştirildikten sonra, denklem 2.30'da verilen kuvvet bileşenleri denklem 3.2'de yerlerine yazılıp işlemler düzenlendiğinde, açılı olarak yerleştirilen titreşim yalıtıcıları denklem 3.3'de

verilen matris formunda yazılabilir. Aynı şekilde 3.5 ve 3.6 eşitliklerinde olduğu gibi özdeğer tayini yapılacak olursa;

$$[D] = \begin{bmatrix} 3,3433 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 3,8087 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 6,1491 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 8,5107 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 10,7769 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 13,5393 \end{bmatrix} \quad (3.7)$$

Denklem 3.7'deki matrisin dioganallerindeki değerler sistemin özdeğerlerini vermektedir.

3.5 Yalıtımı Gerçekleştirilen Sistemin Kuvvet Geçirgenliğinin Değerlendirilmesi

Motorun kuvvet geçirgenlik değerini bulabilmek için rölanti devir sayısı olarak $n_r = 800$ dev/dak kabul edilmiştir. Doğal açısal frekansı ise özdeğerlerin (eigenvalues) en büyüğü yani $\omega_n = 10,83$ olarak alınmıştır. Bu kabullere göre sistem frekansı ω yazılacak olursa;

$$\omega = \frac{2\pi n_r}{60} = \frac{2\pi 1000}{60} = 83,78 \quad (3.8)$$

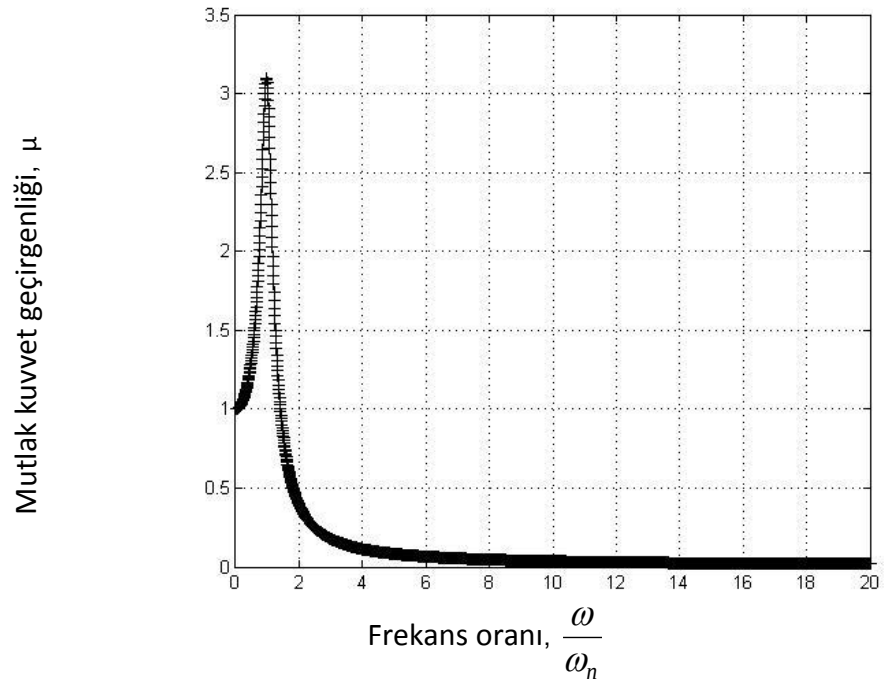
Denklem 3.8 elde edilecektir. Bu sistem için denklem 2.25 kullanılarak kritik sönüm katsayısı yazılabilir.

$$C_{cr} = 2\omega_n m = 2\sqrt{km} = 5777,9 \quad (3.9)$$

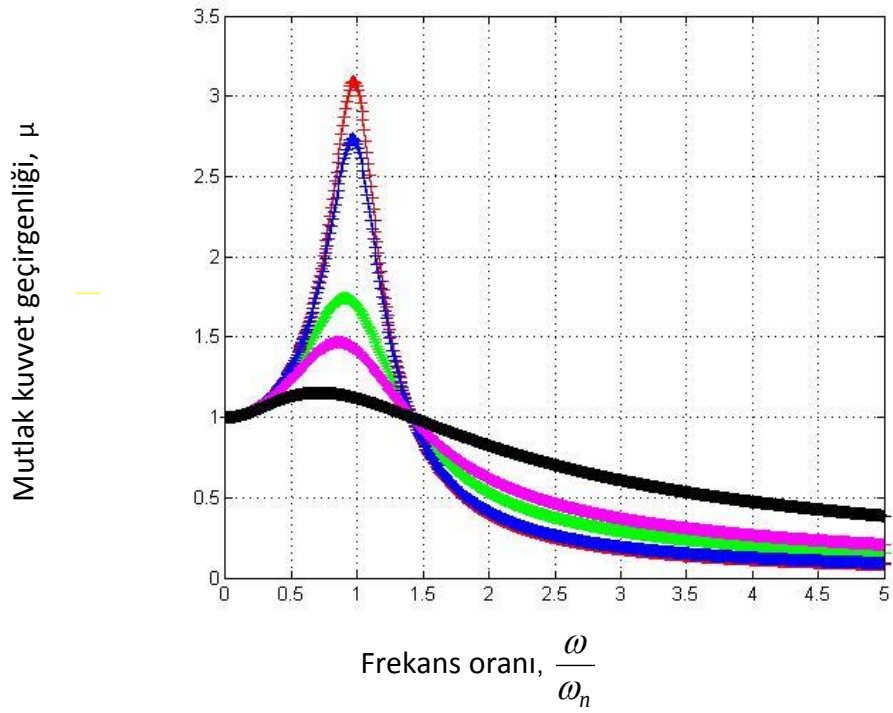
Buradan da sistemin kuvvet geçirgenlik değeri denklem 2.29'a göre aşağıdaki gibi tayin edilir.

$$\mu_x = \frac{1 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} = \%95,15 \quad (3.10)$$

Motorun maksimum devrinin, tek silindirli olduğu göz önünde bulundurularak, 3000 dev/dak olarak kabul edildiğinde, başlangıçtan bu devire ulaşıncaya kadar geçen sürede kuvvet geçirgenliği değerlerini grafik olarak Şekil 3.6'da görebiliriz.



Şekil 3.6 : Sistemin hesaplanan mutlak kuvvet geçirgenlik eğrisi



Şekil 3.7 : Sistemin farklı ζ değerlerinde hesaplanan mutlak kuvvet geçirgenliği eğrileri

Şekil 3.7’den de kolayca görülebileceği üzere, mutlak kuvvet geçirgenliği μ , frekans oranının,

$$\frac{\omega}{\omega_n} > \sqrt{2} \cong 1,4 \quad (3.11)$$

olduğu durumlarda 1’den küçük olmaktadır. Bunun anlamı, titreşim yalıtımı (titreşim iletiminin azaltılması) sadece yüksek frekanslara bağlı olarak başlar. Sönümleme artarsa, yalıtım bölgesindeki kuvvet geçirgenliği kötüleşir. Bununla beraber, izafi kuvvet geçirgenliği daima sönümün artmasıyla azalır.

3.6 Tek Silindirli Motor Optimizasyonunda Parametrik Çalışmalar

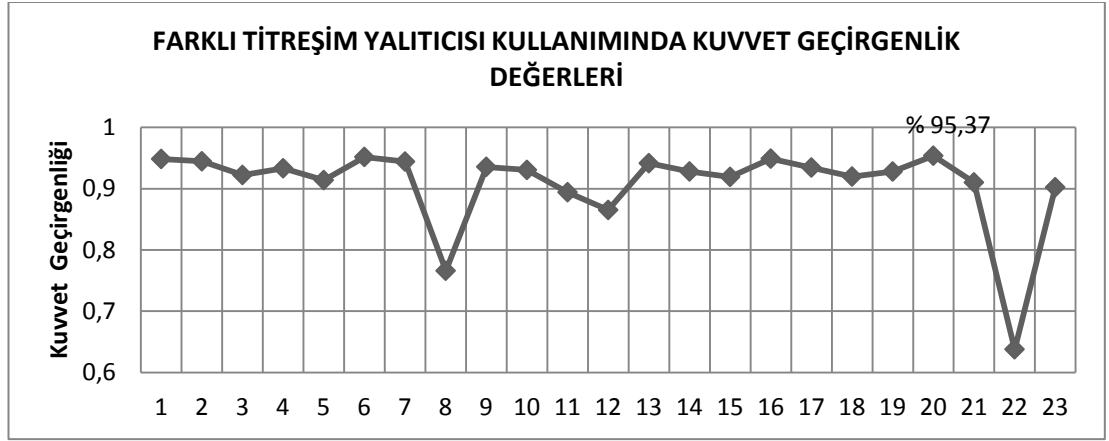
3.6.1 Titreşim yalıtıcısı yerleşimlerinin sabit olması durumunda kuvvet geçirgenliği

Önceki bölümlerde motor için seçilen titreşim yalıtıcısı simrit katoloğundan 5218 110 ürün numaralı yalıtıcılar olduğu belirtilmişti. Motorun rölanti çalışma rejiminde titreşim yalıtım kuvvet geçirgenliği değeri %95,15 olarak bulunmuştur. Sistemin optimizasyonu için titreşim yalıtıcılarının yerleşimlerini koruyup katalogdaki diğer seçimlerde kuvvet geçirgenlik değerlerini inceleyerek daha uygun bir yalıtıcı seçmeye çalışacak olursak, çizelge 3.1’deki çalışma elde edilecektir.

Çizelge 3.1 : Farklı titreşim yalıtıcı karakterlerinde kuvvet geçirgenlik değerleri

Sıra	Ürün No.	Madde No.	Kuvvet Geçirgenliği
1	5218 123	90999	% 94,84
2	5218 067	91061	% 94,46
3	5218 018	90574	% 92,22
4	5218 123	91091	% 93,32
5	5218 070	91116	% 91,39
6	5218 153	90918	% 95,17
7	5218 153	90691	% 94,41
8	5218 232	90734	% 76,59
9	5218 089	90108	% 93,56
10	5218 040	92162	% 93,05
11	5218 089	90649	% 89,41
12	5218 040	91279	% 86,51
13	5218 072	90915	% 94,15
14	5218 104	91145	% 92,80

15	5218 072	90636	% 91,91
16	5218 174	90747	% 94,89
17	5218 174	90924	% 93,44
18	5218 174	461948	% 91,97
19	5218 206	90396	% 92,79
20	5218 075	90322	% 95,37
21	5218 075	91036	% 91,01
22	5218 078	91185	% 63,77
23	5218 272	97237	% 90,22



Şekil 3.8: Titreşim yalıtıcısı yerleşimleri sabit tutularak farklı yalıtıcı seçimlerinin kuvvet geçirgenlik değerleri

Şekil 3.8’de 20.sıradaki titreşim yalıtıcısı seçiminin kuvvet geçirgenlik değeri bizim seçimimizden çok azda olsa daha iyi olduğu görülmektedir. Yalnız bu yalıtıcı seçiminde radyal yönde oluşan kuvvetin (200 N) az kalacağı düşünülerek 92076 Madde numaralı yalıtıcı seçilmiştir.

Yine en iyi kuvvet geçirgenlik değeri için katalogdaki titreşim yalıtıcıların farklı olarak $k_{xx} = k_{yy} = 10000 \text{ N/m}$, $k_{zz} = 60000 \text{ N/m}$ yay katsayı değerleri seçildiğinde kuvvet geçirgenliği %95,42 olmaktadır.

3.6.2 Titreşim yalıtıcısı karakterlerinin sabit olması durumunda kuvvet geçirgenliği

Bu bölümde, mevcut kullanılan (orjinal) titreşim yalıtıcısı ile yukarıda karakteristiği değiştirilerek optimizasyonu yapılmış yalıtıcıların yerleşimlerinin her üç ekseninde değiştirilerek optimize etmeye çalışılmıştır. Bunu sağlamak için, iki eksenin sabit tutulduğu durumda üçüncü eksenin artan-azalan değerleri neticesinde en iyi kuvvet

geçirgenlik değeri elde edilmesi amaçlanmıştır. İlk olarak y ve z eksenlerindeki titreşim yalıtıcısı yerleşimlerinin sistemin ağırlık merkezine olan mesafelerini sabit tutarak x ekseninde optimizasyon yapılması düşünülmüştür.

Çizelge 3.2 : Titreşim yalıtıcılarının x-ekseni yer değişimlerine göre kuvvet geçirgenlik değerleri

Sıra	x-Eksen Yerleşimi	Kuvvet Geçirgenliği
1	c1 = 0,05 m c2 = 0,05 m d = - 0,05m	% 95,77
2	c1 = 0,1 m c2 = 0,1 m d = - 0,1 m	% 95,76
3	c1 = 0,2 m c2 = 0,2 m d = - 0,2 m	% 95,75
4	c1 = 0,3 m c2 = 0,3 m d = - 0,3 m	% 94,76
5	c1 = 0,5 m c2 = 0,5 m d = - 0,5 m	% 90,76
6	c1 = 0,75 m c2 = 0,75 m d = - 0,75m	% 83,24

Buna göre 3.sıradaki x-ekseni bileşenlerini tercih edip bu değerleri ve orijinal z-eksenindeki yerleri sabit tutarak y-ekseni yönünde optimizasyon yapılarak en iyi kuvvet geçirgenlik değeri bulunacak olursa;

Çizelge 3.3 : Titreşim yalıtıcılarının y-ekseni yerdeğişimlerine göre kuvvet geçirgenlik değerleri

Sıra	y-Eksen Yerleşimi	Kuvvet Geçirgenliği
1	a = 0,1 m b = -0,1 m e = 0	% 95,85
2	a = 0,2 m b = -0,2 m e = 0	% 94,68
3	a = 0,3 m b = -0,3 m e = 0	% 92,15
4	a = 0,4 m b = -0,4 m e = 0	% 88,86
5	a = 0,5 m b = -0,5 m e = 0	% 84,67
6	a = 0,75 m b = -0,75 m e = 0	% 68,68

Buna göre 1.sıradaki y-ekseni bileşenlerini tercih edip bu değerleri de sabit tutarak z-ekseni yönünde optimizasyon yapılarak en iyi kuvvet geçirgenlik değeri bulunacak olursa;

Çizelge 3.4 : Titreşim yalıtıcılarının z-ekseni yerdeğişimlerine göre kuvvet geçirgenlik değerleri

Sıra	z-Eksen Yerleşimi	Kuvvet Geçirgenliği
1	f1 = - 0,1 m f2 = - 0,1 m g = - 0,03m	% 95,93
2	f1 = - 0,2 m f2 = - 0,2 m g = - 0,103m	% 95,88

3	f1 = -0,3 m f2 = -0,3 m g = -0,203m	% 95,62
4	f1 = 0,4 m f2 = 0,4 m g = -0,303m	% 94,37
5	f1 = -0,5 m f2 = -0,5 m g = -0,403m	% 92,31
6	f1 = -0,75 m f2 = -0,75 m g = 0,653m	% 88,20

Son olarak z-ekseni içinde 2.sıradaki yerleşim seçildiğinde orijinal sistemin kuvvet geçirgenliği %95,93 olmaktadır. Bir önceki bölümde titreşim yalıtıcısı optimizasyonu ile elde edilen yalıtıcı karakterleri ile burada elde edilen yerleşim optimizasyonu sonucunda elde edilen yeni yerleşim yerleri kullanıldığında yeni sistemin kuvvet geçirgenliği % 96,02 olarak iyileşmektedir.

3.6.3 Sistem optimizasyonunun modların ayırıklaştırılması metodu ile yapılması

Sistem optimizasyonunun bu metodunda diğer yöntemlerde olduğu gibi rijit şasi ve titreşim yalıtıcısı şasi bağlantı noktalarının sabit olduğu varsayımı yapılmaktadır. Sistemin amaç fonksiyonuna ek olarak, motor destek sistemi doğal frekansları, motorun yarı statik yer değişimleri ve motor titreşim yalıtıcıları yay katsayıları ile sönüm oranları üzerlerinde bazı kısıtlar tanımlanmıştır. Yine bu yöntemde de diğer kriterlerde olduğu gibi motorun rölanti devrinde çalıştığı durumda optimizasyonu yapılması amaçlanmaktadır. Motorun titreşim yalıtıcılarının optimizasyonu, çok değişkenli doğrusal olmayan kısıtlı bir fonksiyonun (constrained nonlinear multivariable function) minimum değerini verecek bir tasarım parametreleri vektörünün (design parameter vector) bulunması olarak tanımlanabilir. Tam anlamıyla ayrışık bir sistemde, tüm titreşim biçimleri birbirinden bağımsız olacaktır. Örneğin, X eksen yönündeki bir girdi sadece o yönde harekete neden olacaktır. Diğer taraftan, yalpa (Y eksen etrafında dönme) ve zıplama (Z eksen yönünde öteleme) titreşim biçimleri dinamik olarak birbirine bağlı ise, sadece Z eksen

yönünde veya Y eksenini etrafındaki bir girdi, aynı zamanda her iki titreşim biçimini de uyacaktır [17].

$$K_x=5000:1000:60000 \text{ N/m}$$

$$K_y=5000:1000:60000 \text{ N/m}$$

$$K_z=30000:1000:600000 \text{ N/m} \quad (3.12)$$

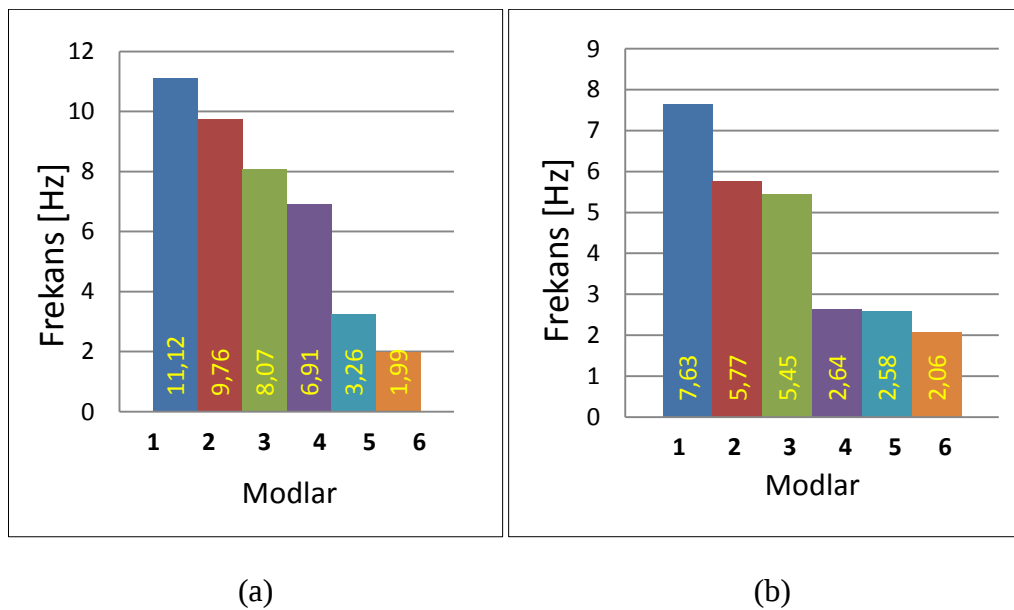
$$C_x=10:10:100 \text{ Ns/m}$$

$$C_y=10:10:100 \text{ Ns/m}$$

$$C_z=10:10:100 \text{ Ns/m} \quad (3.13)$$

Bu aşamada daha önce kullanılan matlab kodunda titreşim yalıtıcısı yay katsayıları ve sönümleri için denklem 3.12 ve 3.13'ki gibi belirli kısıtlar uygulandığında ve bunların bir döngü içerisinde kullanılarak sistem modlarının istenilen ayrışması koda girildiğinde, %95 ve üzeri kuvvet geçirgenlik değerini veren modları ayrılmış haldeki K ve C değerlerinin optimizasyonu gerçekleşmiş olur. Buna göre, sistemin ayrılmış modları;

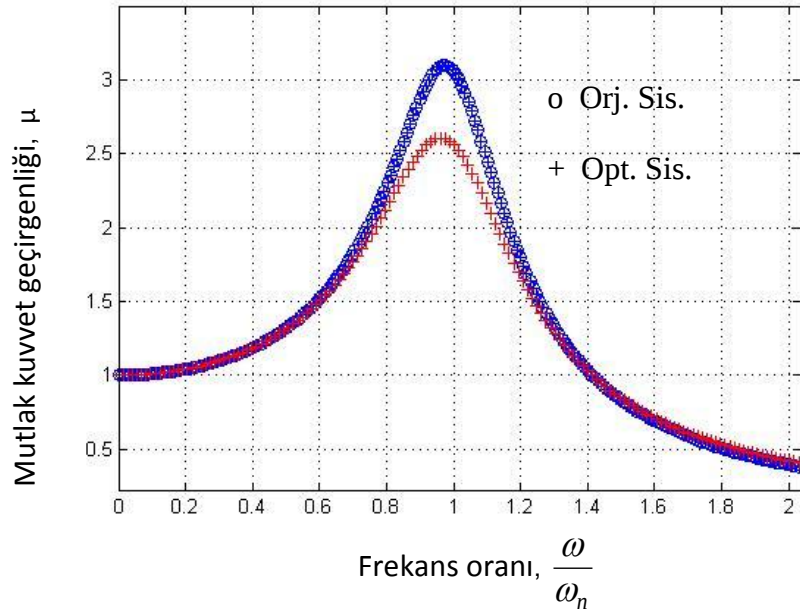
11.1164, 9.7585, 8.0699, 6.9098, 1.9920, 3.2606 şeklinde sıralanmaktadır. Optimize olmuş sistemin kuvvet geçirgenliği değeri %98 olmakta ve bu değerleri sağlayan yay katsayı değerleri her eksen için sırasıyla $K_x=5000 \text{ N/m}$, $K_y=35000 \text{ N/m}$, $K_z=80000 \text{ N/m}$ olarak bulunmaktadır. Sönüm katsayıları da yine her eksen için 10 Ns/m olarak bulunmaktadır [18].



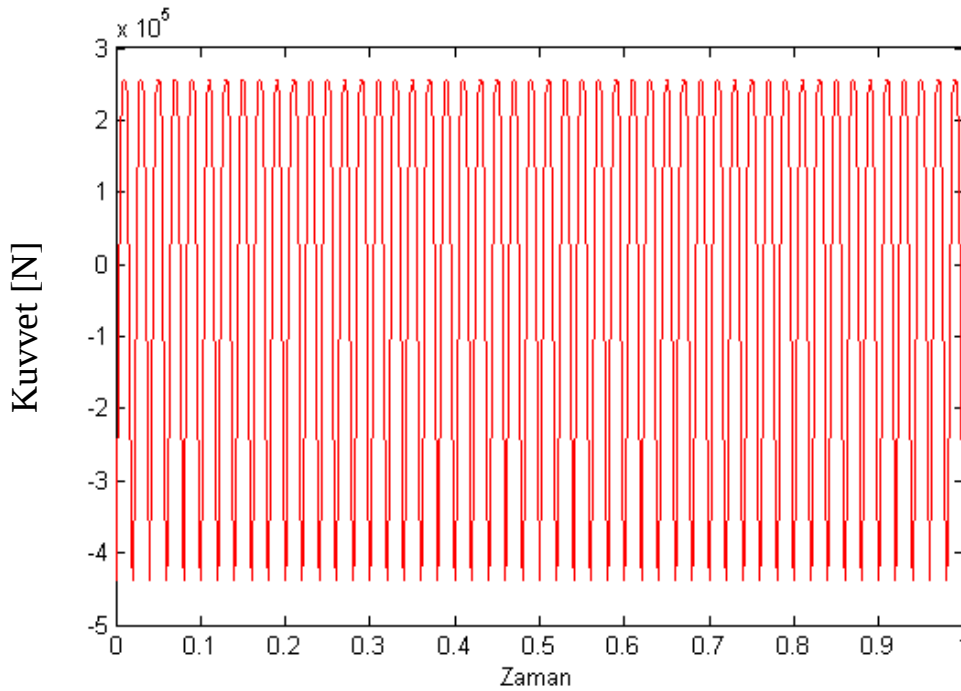
Şekil 3.9 Normal sistem (b) ile optimize edilmiş sistem (a) modlarının dağılımı

3.7 Titreşim Optimizasyonu Sağlanan Tek Silindirli Motorun Analizleri

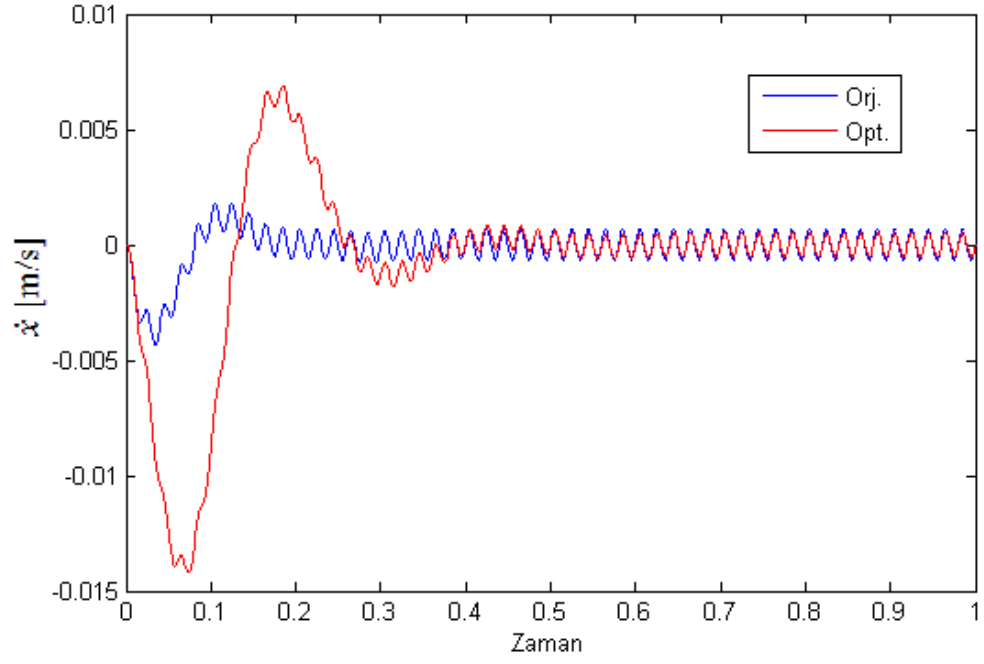
Bölüm 3.5’de optimizasyonu yapılmış sistem ile uygulamada kullanılan sistemin analizlerini aynı grafiklerde göreceğ olursak;



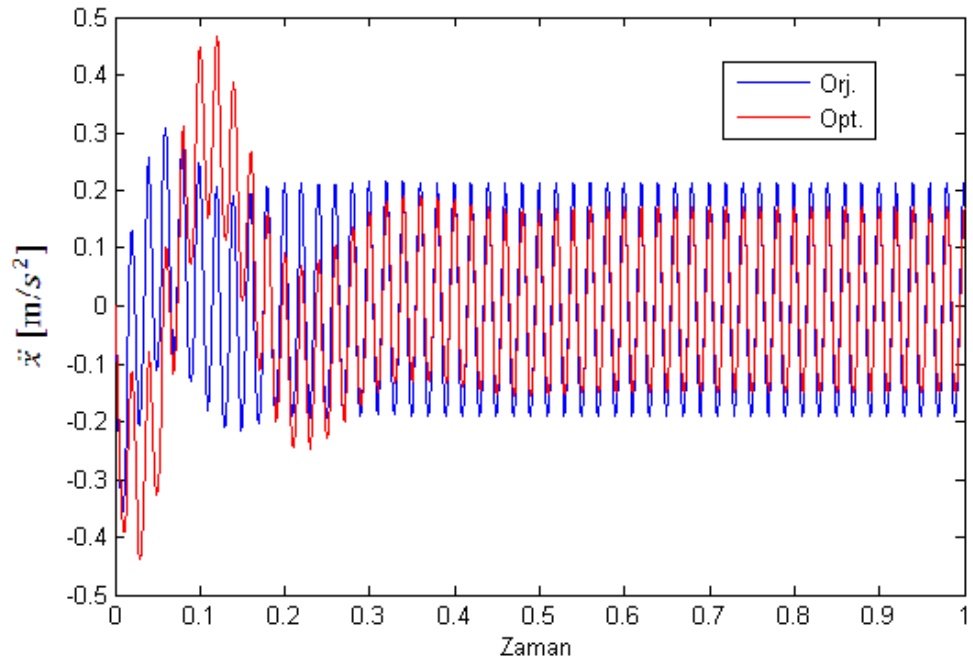
Şekil 3.10 : Orijinal sistem ile optimizasyonu yapılmış sistemin kuvvet geçirgenlik eğrileri



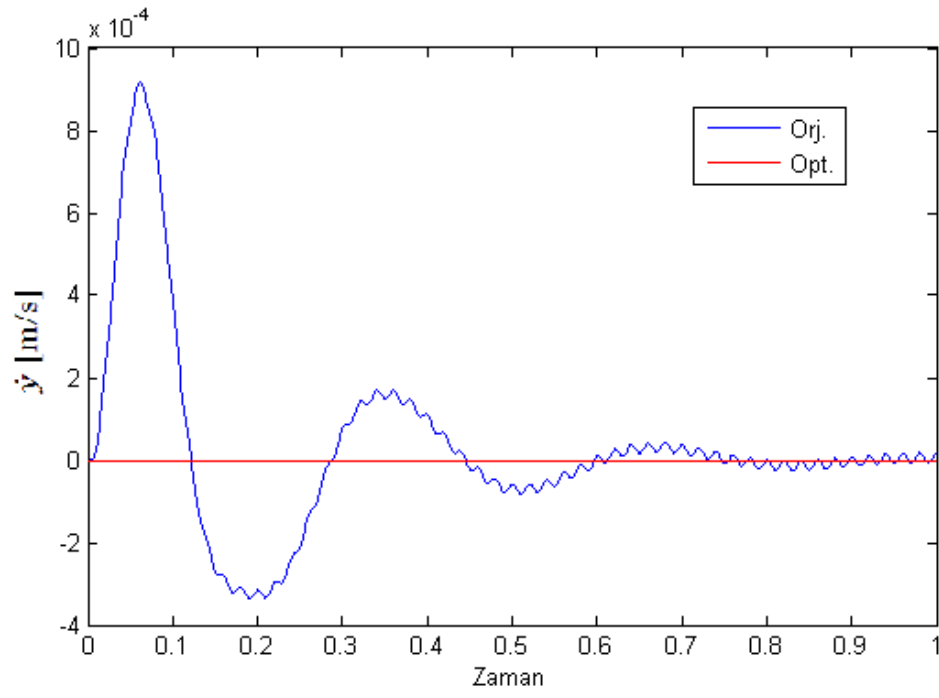
Şekil 3.11: Sistem girişi $F(t)$



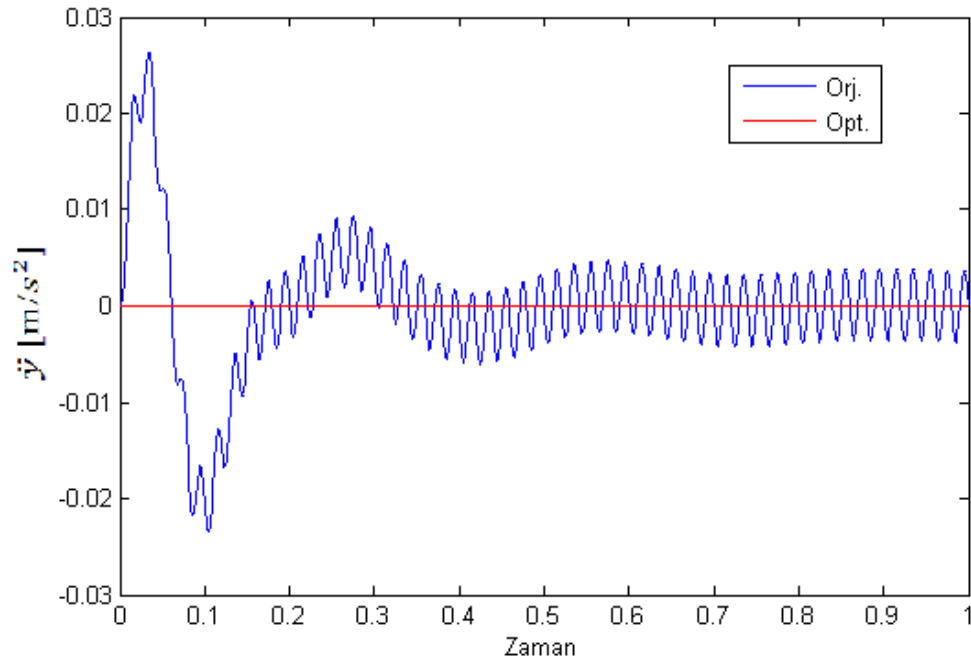
Şekil 3.12: Sistemin x-ekseninde hız değişimi



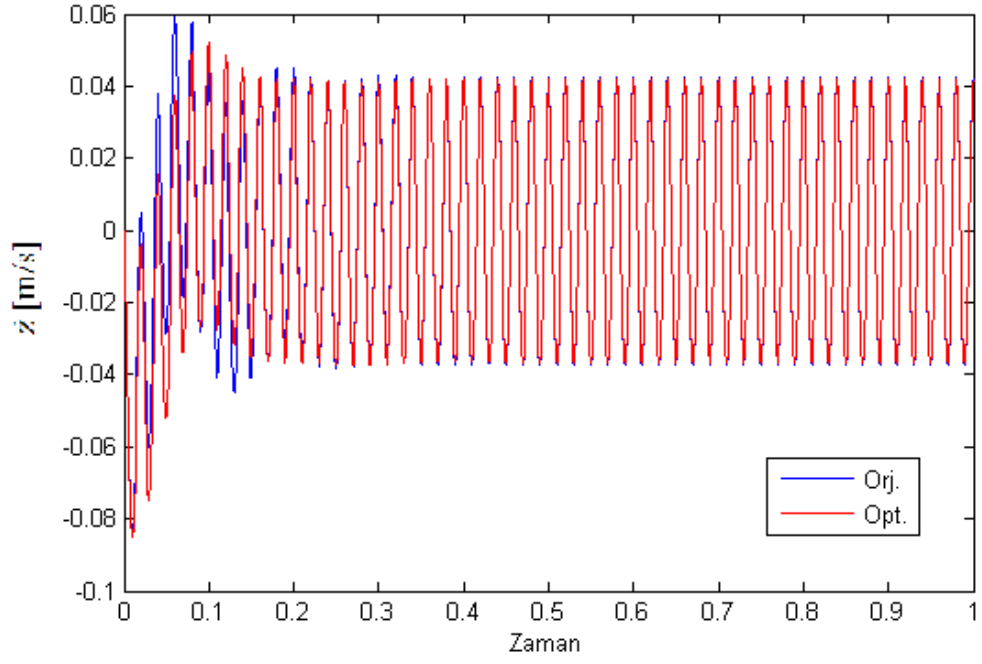
Şekil 3.13: Sistemin x-ekseninde ivme değişimi



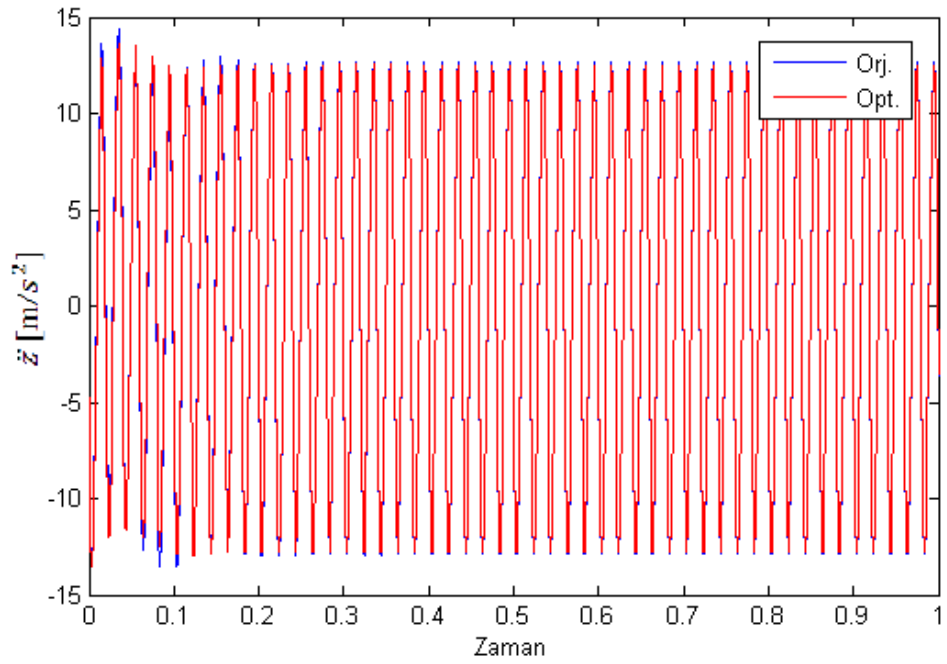
Şekil 3.14: Sistemin y-ekseninde hız değişimi



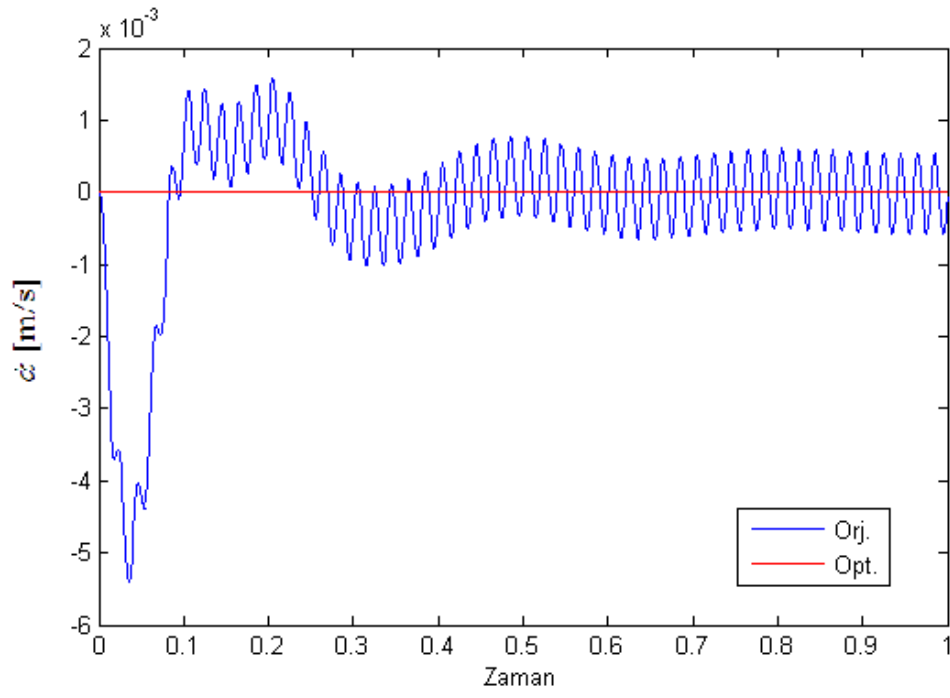
Şekil 3.15: Sistemin y-ekseninde ivme değişimi



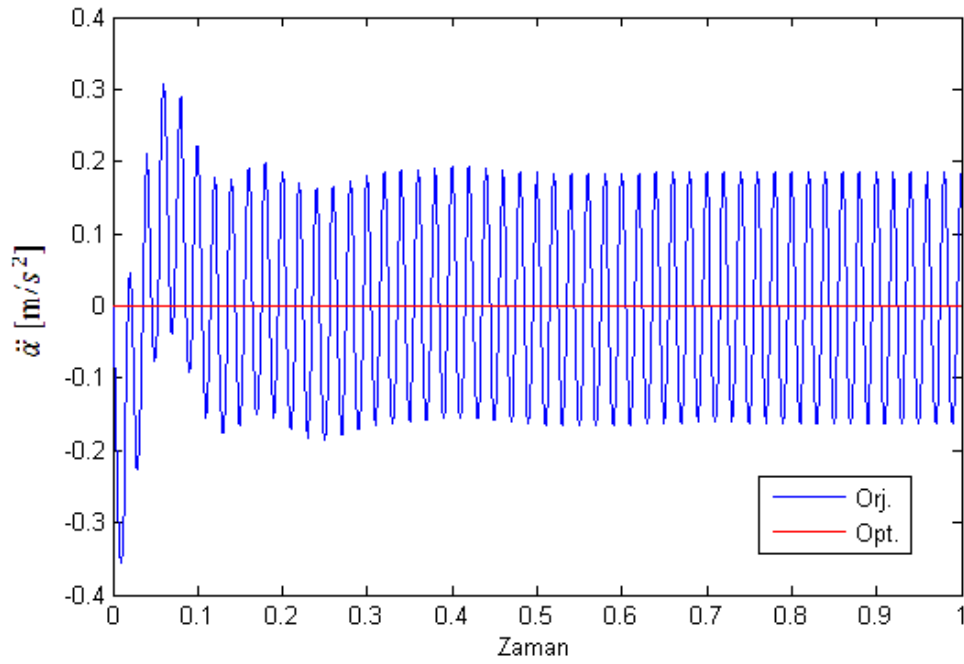
Şekil 3.16: Sistemin z-ekseninde hız değişimi



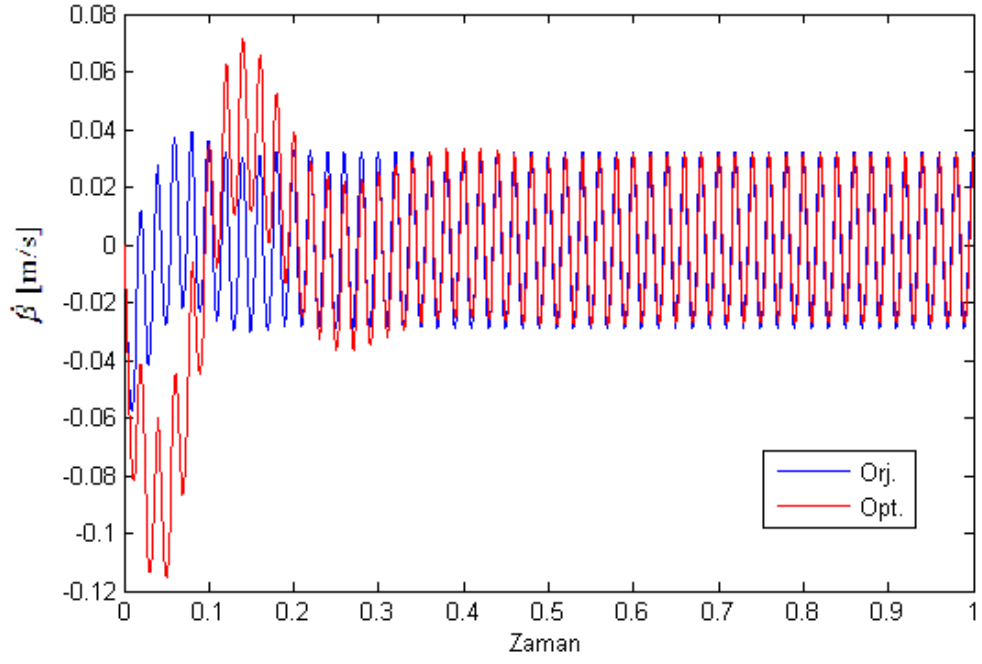
Şekil 3.17: Sistemin z-ekseninde ivme değişimi



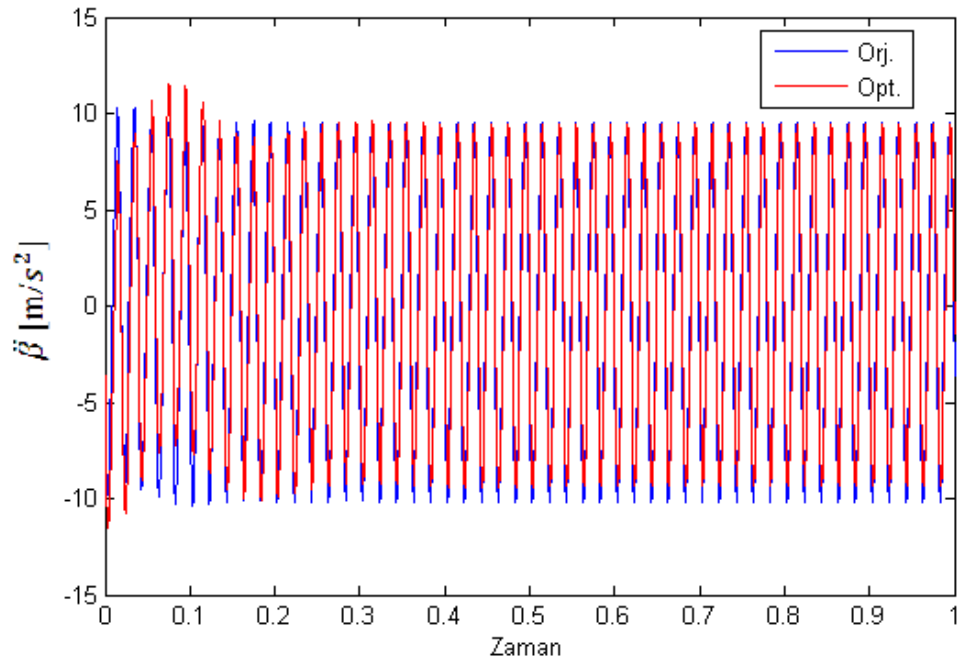
Şekil 3.18: Sistemin x-ekseninde açısal hız değişimi



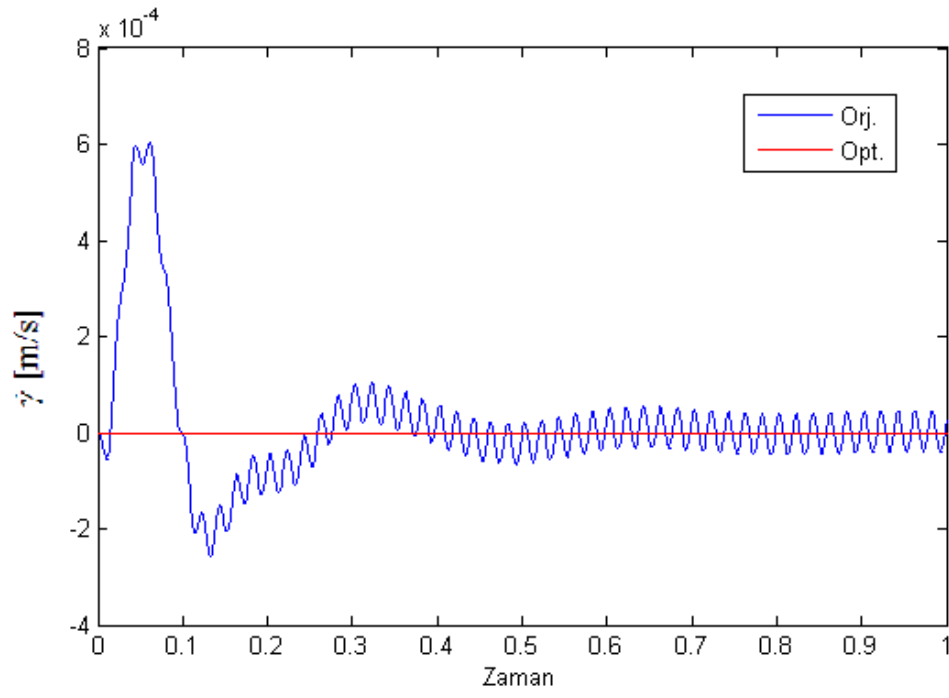
Şekil 3.19: Sistemin x-ekseninde açısal ivme değişimi



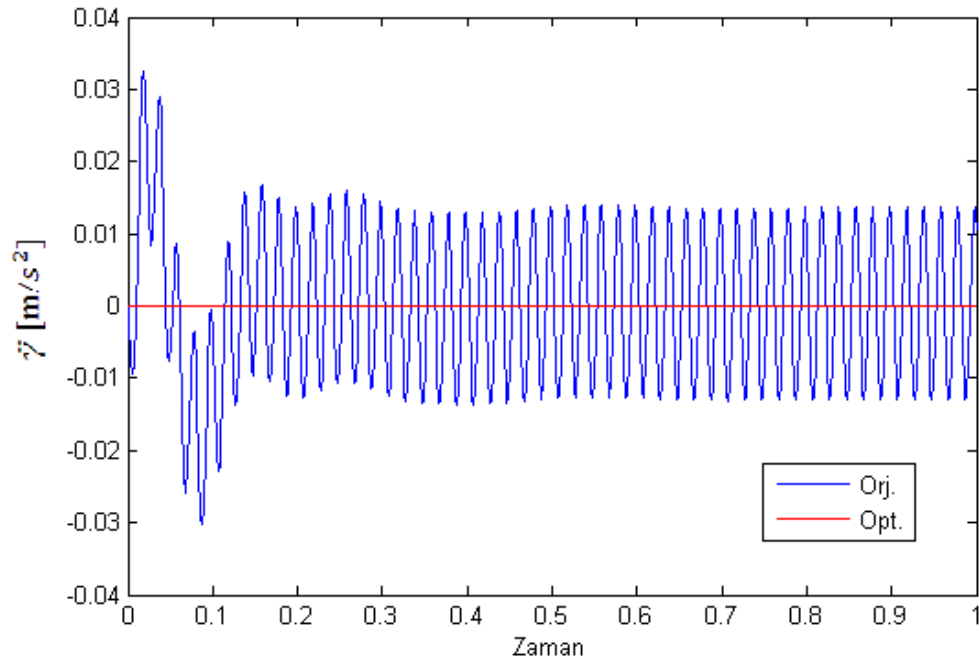
Şekil 3.20: Sistemin y-ekseninde açısal hız değişimi



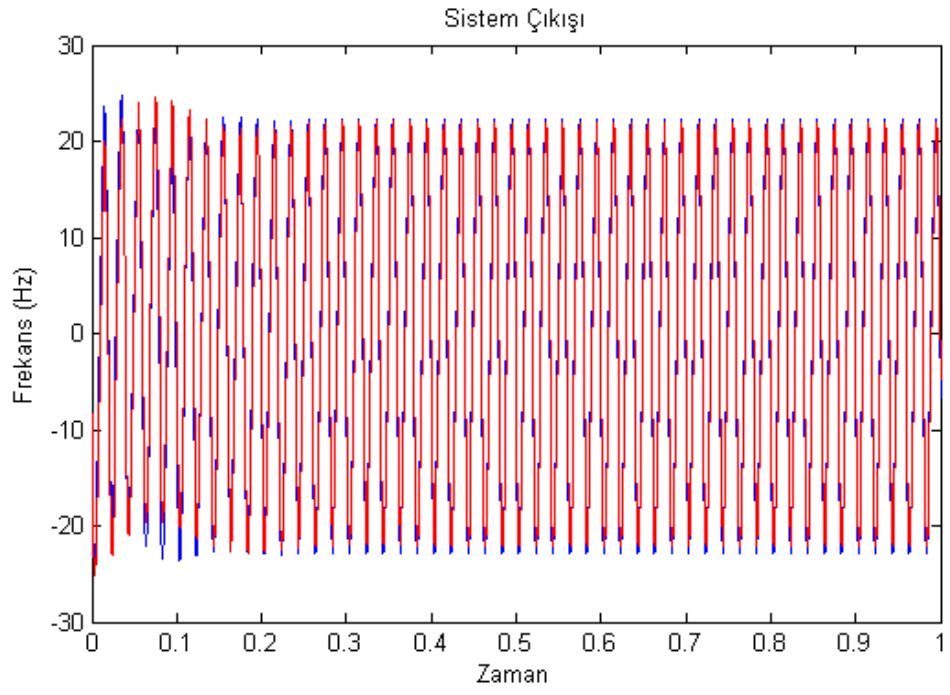
Şekil 3.21: Sistemin y-ekseninde açısal ivme değişimi



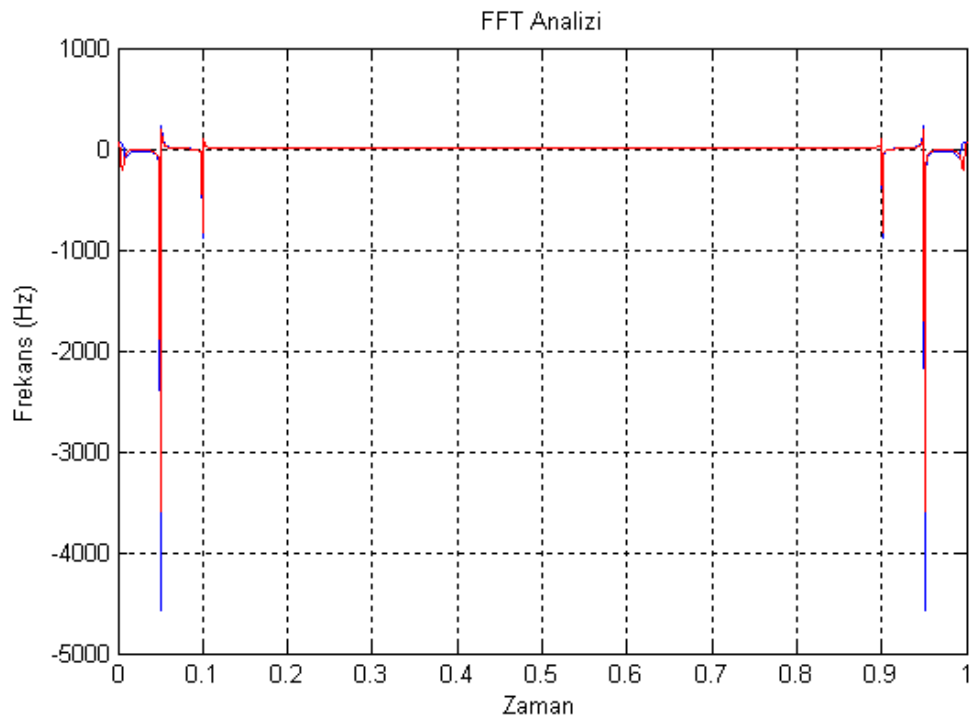
Şekil 3.22: Sistemin z-ekseninde açısal hız değişimi



Şekil 3.23: Sistemin z-ekseninde açısal ivme değişimi



Şekil 3.24: Sistemin çıkışı



Şekil 3.25: Sistemin FFT analizi

4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Bu tezde, titreşim yalıtımı yapılacak tek silindirli dizel jeneratörün deneysel sonuçları için Anadolu Motorun AK8000 kodlu jeneratörü kullanılmıştır. Bu jeneratörde, şekil 4.1'deki 12 BG gücünde, tek silindirli, ipli veya marşlı olarak çalışabilen Antor marka 3LD510 model numaralı motor kullanılmaktadır. Bu motorun silindir hacmi 510 cm³, silindir çapı 85 mm, stroğu 90mm, sıkıştırma oranı 17,5:1, devri 3000 d/dk, 5,5 lt yakıt kapasitesi, 10 gr/saat yağ tüketimi, 60 kg boş ağırlığa sahiptir.



Şekil 4.1 : Antor 3LD510 serisi motor

Deneysel çalışmalarda şekil 4.1'deki motorun pompa olarak kullanılmasıyla elde edilen sonuçlar düzensiz olduğundan, motora alternatör bağlanmıştır. Bu şekilde elde edilen jeneratörden düzenli veriler elde edilebilmiştir.

Alternatör montajı yapılmış olan motora üretici firma tarafından üç adet titreşim yalıtıcısı montajı yapılması uygun görülmüştür. Deneysel çalışmalarda da bu montaj

noktalarındaki her bir titreşim yalıtıcısına etkiyen eksenel kuvvetler incelenmiştir. Ayrıca şekil 4.2'deki alternatör bağlı olan motorun farklı noktalarındaki ivme değişimleri incelenmiş ve çizelge 4.1 'de sunulmuştur.

Bu değişimler, titreşim yalıtıcılarının mevcut halleri, açılı ve dik bağlanmaları durumları için incelenmiş ve veriler kıyaslanabilmeleri için aynı grafiklerde görselleştirilmiştir.

Hali hazırda üretici firma tarafından satışı yapılmakta olan AK8000 modeli jeneratör, 8 kVA max. çıkış gücüne, monofaze ve trifaze, ipli, marşlı ve otomatik olarak çalışabilme, 50 Hz frekans, 108 dB ses seviyesi gibi özelliklere sahiptir.



Şekil 4.2 : AK8000 serisi jeneratör ve ölçüm noktaları

Çizelge 4.1'de jeneratörün şekil 4.2'deki 1.,3.,5. Ve 7. Noktalarında ki titreşim yalıtıcılarının dik, açılı ve mevcut durumdaki Y ve Z eksenlerinde ivme değişimleri 1.harmonik ve 2.harmonik olarak verilmektedir.

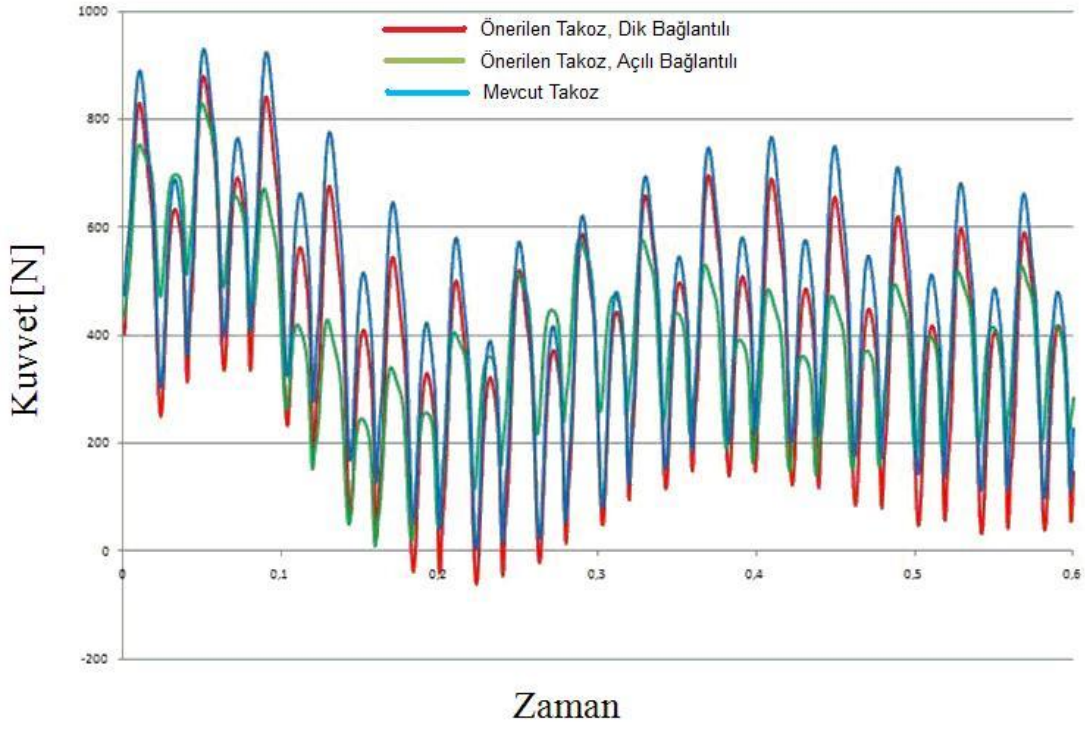
Çizelge 4.1 : Jeneratörün farklı noktalarındaki ivme değişimleri

Yer	Titreşim Yalıtıcısı	Y [m / s ²]			Z [m / s ²]		
		1.Harmonik	2.Harmonik	Toplam	1.Harmonik	2.Harmonik	Toplam
1.Nokta	Açılı	5,67	1,64	6,77	1,20	2,46	4,43
	Dik	4,34	1,35	6,32	3,37	4,99	9,48
	Mevcut	14,30	2,55	-	5,90	7,10	-
3.Nokta	Açılı	1,46	1,82	3,59	0,46	3,49	4,70
	Dik	1,09	3,16	5,28	0,44	5,03	7,18
	Mevcut	4,64	0,34	-	3,41	0,52	-
5.Nokta	Açılı	2,39	0,60	3,87	0,48	9,42	10,40
	Dik	3,55	0,32	5,85	0,80	7,99	9,57
	Mevcut	8,80	0,63	-	8,86	2,92	-
7.Nokta	Açılı	9,39	0,22	9,73	1,38	2,75	4,35
	Dik	3,79	0,37	4,46	0,60	14,00	16,70
	Mevcut	8,56	1,07	-	3,64	1,29	-
Motor Gövdesi	Açılı	14,30	6,75	23,20	3,85	1,91	23,10
	Dik	13,50	7,69	23,10	3,52	1,53	22,90

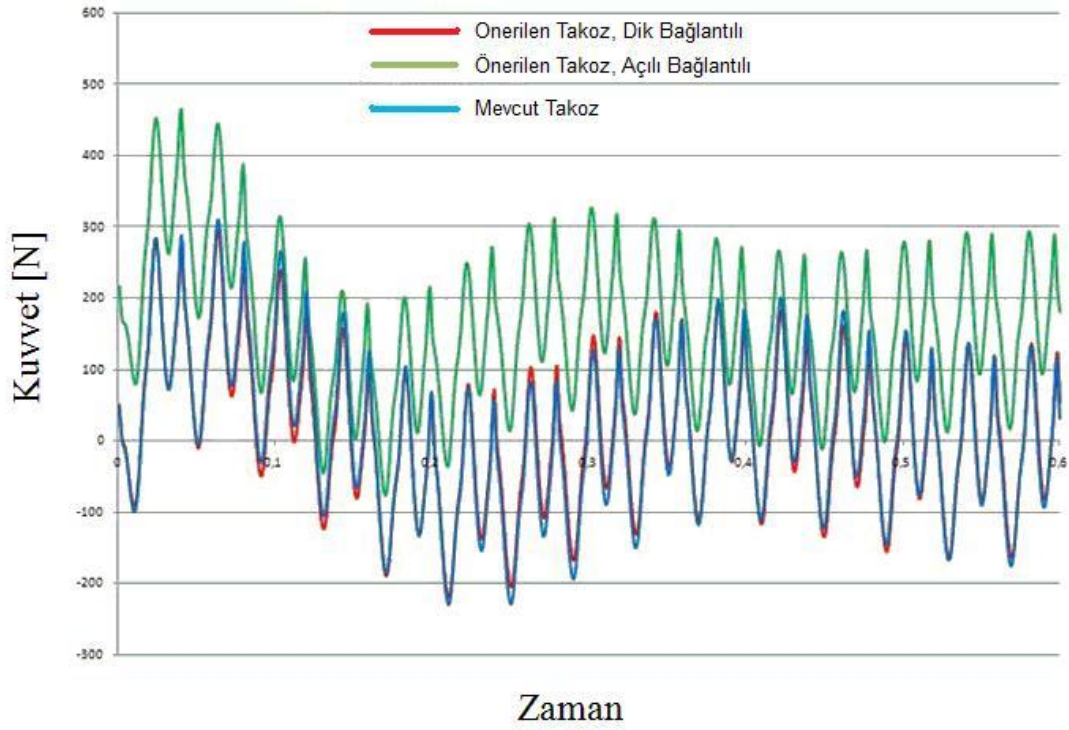
Şekil 4.3’de 1.titreşim yalıtıcısının düşey yönde maruz kaldığı kuvvet değişimleri, yalıtıcının dik,açılı ve mevcut durumları için gösterilmektedir. Görüldüğü üzere, yeşil çizgiyle çizilen açılı olarak montajı yapılan titreşim yalıtıcısına etkiye düşey kuvvet diğer iki durumdan daha düşük seviyelerdedir. Yalnız şekil 4.4’de y-ekseninde etkiyen kuvvet dik olarak yerleştirildiği durumda daha düşük sonuçlar verdiği görülmektedir.

Şekil 4.5’de ise 2.titreşim yalıtıcısına düşey yönde etkiyen kuvvet, yalıtıcının açılı olarak yerleştirildiği durumda daha iyi sonuç vermektedir. Şekil 4.6’da Y-ekseni için ise dik yada mevcut montajın daha iyi sonuç verdiği söylenebilir.

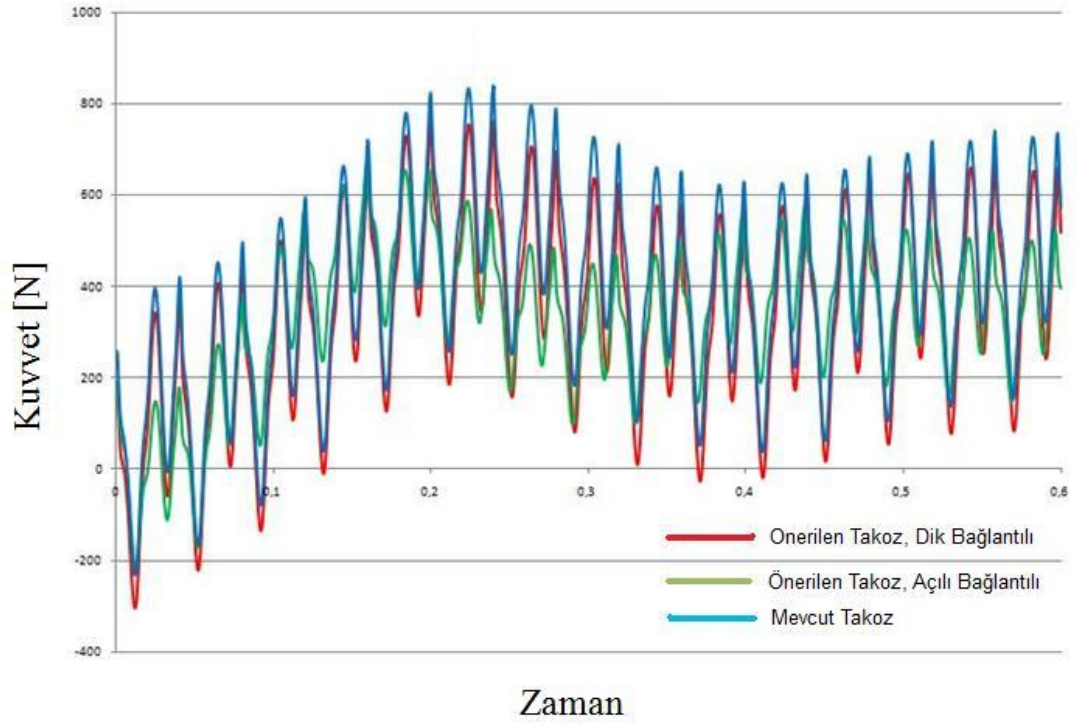
Şekil 4.7’de ise 3.titreşim yalıtıcısına düşey yönde etkiyen kuvvet, yalıtıcının mevcut durumu için daha iyi sonuç verdiği söylenebilir. Şekil 4.8’de Y-ekseni için ise dik yada mevcut montajın daha iyi sonuç verdiği söylenebilir.



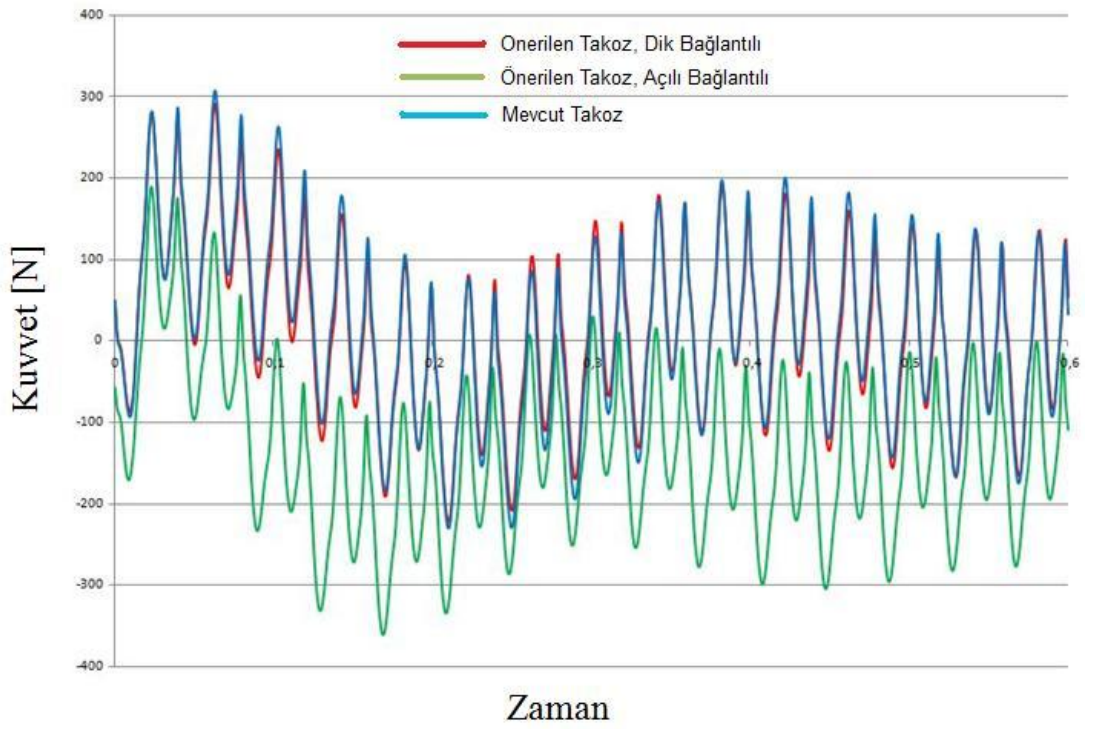
Şekil 4.3 : 1.Titreşim yalıtıcısının düşey eksenindeki kuvvet değişimi, F_{z_1}



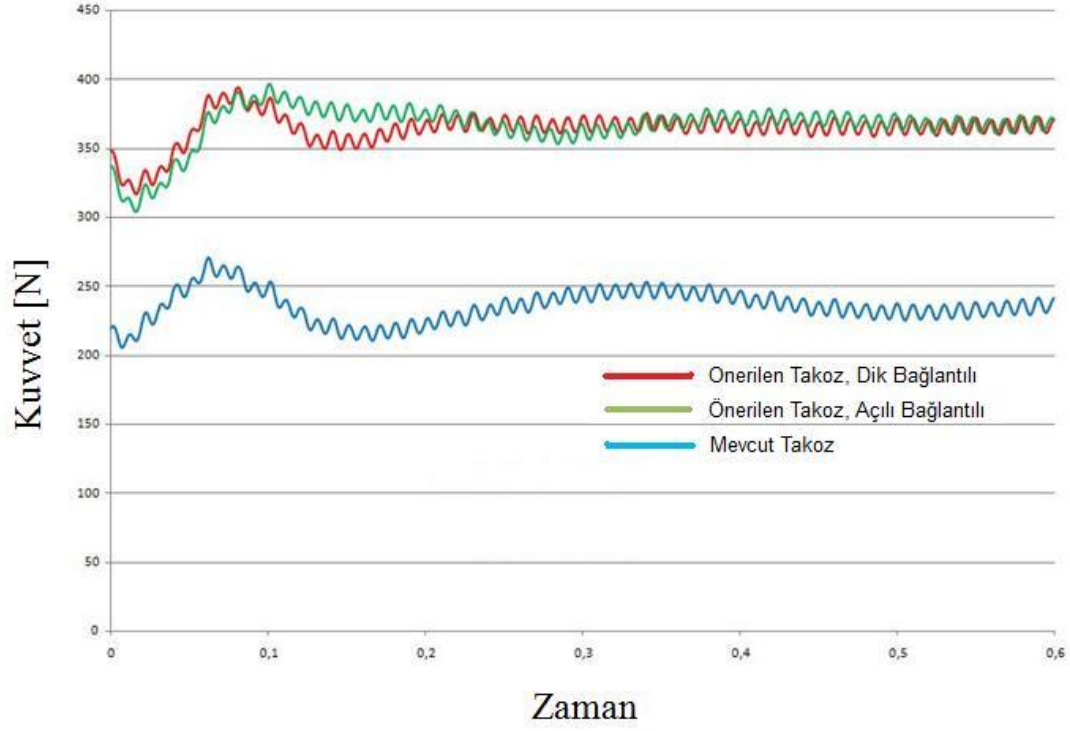
Şekil 4.4: 1.Titreşim yalıtıcısının y-eksenindeki kuvvet değişimi, F_{y_1}



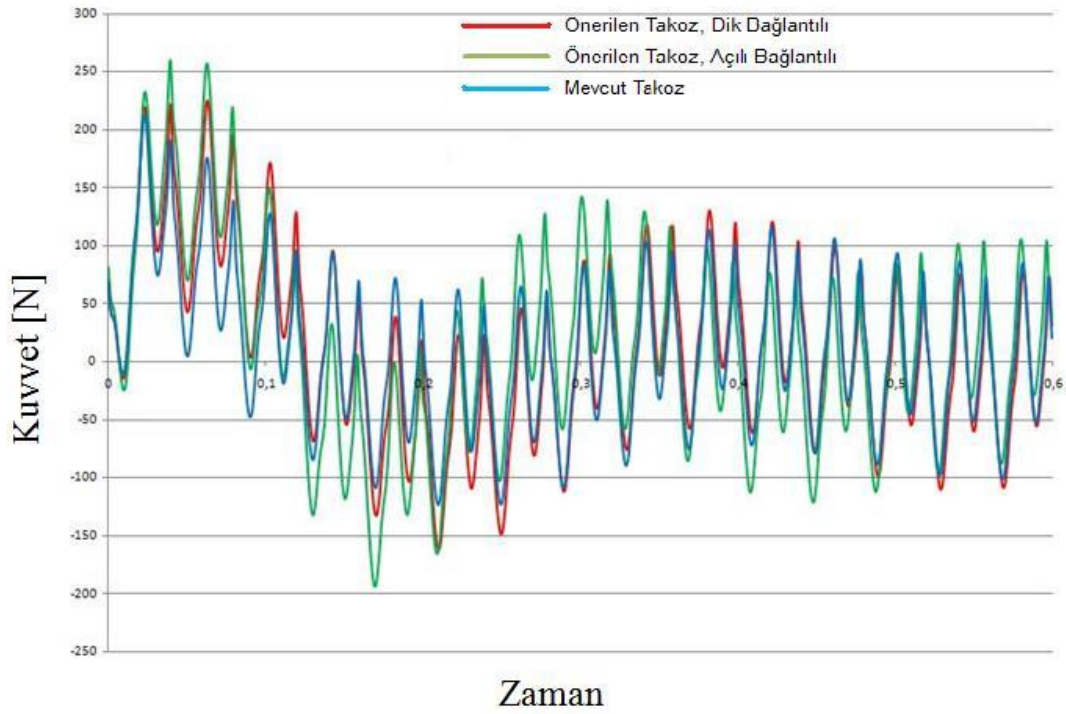
Şekil 4.5: 2.Titreşim yalıtıcısının düşey eksenindeki kuvvet değişimi, F_{z_2}



Şekil 4.6: 2.Titreşim yalıtıcısının y-eksenindeki kuvvet değişimi, F_{y_2}



Şekil 4.7: 3. Titreşim yalıtıcısının düşey eksenindeki kuvvet değişimi, F_{z_3}



Şekil 4.8: 3. Titreşim yalıtıcısının y-eksenindeki kuvvet değişimi, F_{y_3}

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Tek silindirli dizel jeneratörün titreşim yalıtıcısı tasarım ve optimizasyonunu konu alan çalışma dört aşamada gerçekleştirilmiştir.

1. Konuyla ilgili kaynak taraması yapılmış ve önemli görülen kaynaklar tek tek incelenmiştir. Kaynak taraması sonucu toplanan bilgiler değerlendirilerek mevcut uygulamada kullanılan tüm yaklaşımların ayrıntıları belirlenmiştir.
2. Kaynak taramasından elde edilen bilgilerin ışığında motor ve araç sistemlerinin genel bir formülasyonu yapılmış ve bu formülasyon Matlab yazılımının başlangıcını oluşturmuştur. Kaynaklarda bulunan veriler ve VIP yazılımı kullanılarak formülasyon doğrulanmıştır.
3. Bu yazılım motor titreşim yalıtıcılarının çeşitli optimizasyon kriterlerine göre, kuvvet geçirgenliği, titreşim yalıtıcısı yerleşim yerleri, yalıtıcı yay katsayısı ve sönüm değerleri gibi çok parametrelili bir fonksiyonun minimum değerlerini verecek bir tasarım parametreleri vektörünün bulunmasını içeren optimizasyon sürecini de içerecek şekilde geliştirilmiştir.
4. Üretici firmanın belirlemiş olduğu bağlantı noktalarında kullanılan üç adet titreşim yalıtıcısıyla deneysel çalışmalar da yapılmıştır. Deneysel verilerden elde edilen sonuçlar, dinamik modelden çıkan sonuçlarla karşılaştırılarak incelenmiştir.

Motor titreşim yalıtıcısı tasarım ve optimizasyonunun gerçekte çok sayıda etkileşim içeren karmaşık bir süreç olduğu, programla gerçekleştirilen ilk denemelerde gözlenmektedir. Bu konuda tüm gereksinimlerin mutlak düzeyde sağlanması mümkün değildir ve uygulamada ara çözümlerin kullanılması zorunluluğu ortaya çıkmaktadır. Bu yazılım, değişik kriterler ve bakış açıları, uygulamaların vereceği sonuçların önceden görülmesi ve her durumdaki optimum seçeneklerin bulunmasında çok yararlı bir araç olacaktır. Bundan sonraki aşamalarda yazılımın kullanım sırasında belirlenecek ve uygulamada kolaylık sağlayacak yönlerde geliştirilmesi öngörülmektedir. Sonuçların bir araç uygulamasıyla doğrulanması da gereklidir. Araç dinamiğinin modele katılması da bu süreçte gerçekleştirilebilir.

KAYNAKLAR

- [1] **Eugene, I. R.**, 2003: Passive Vibration Isolation, Newyork, Asme Press.
- [2] **Afzal, M.**, 2009: Flexible Mounting System Design, Theory and Practice, Master of Science Thesis, Royal Institute of Technology, Stockholm
- [3] **Ford, D. M.**, 1985: An Analysis and Application of a Decoupled Engine Mount System For Idle Isolation, Vehicle Methods and Components Dept., Vehicle Concepts Research Laboratory Ford Research Staff, Dearborn, MI, USA.
- [4] **Url-1** <<http://comp.uark.edu/~jjrencis/femur/Learning-Modules/Stress-Analysis/One-Dimensional-Elements/Truss-Element/tran-y.gif>>, alındığı tarih 12.06.2011
- [5] **Url-2** <<http://www.openfoamworkshop.org/2007/images/2/2d/BeamShape.jpg>>, alındığı tarih 25.07.2011
- [6] **Url-3** < http://physics-animations.com/Physics/English/spri_ref.htm >, alındığı tarih 19.07.2011
- [7] **Himmelblau, H. and Rubin, S.**, 1988. Vibration of a resiliently supported rigid body, McGraw-Hill, N.Y.
- [8] **DenHartog, J.P.**, 1961. Mechanics, Dover Publications, Inc., N.Y.
- [9] **Eugene, I. R.**, 1999: Stiffness and Damping in Mechanical Design, Marcel Dekker, Inc., N.Y.
- [10] **Güçlü, R.**, 2005. Fuzzy Logic Control of Seat Vibrations of a Non-Linear Full Vehicle Model, Nonlinear Dynamics (2005) 40: 21–34, Springer.
- [11] **Harris, C. M., and Piersol, A.G.**, 2002: Harris' Shock And Vibration Handbook Newyork, Fifth Edition.
- [12] **Rivin, E.I. and Fey, V.R.**, 1997, The Science of Innovation, The TRIZ Group, Bloomfield, MI.
- [13] **Jeong, T. and Singh, R.**, 1999: Analytical Methods of Decoupling the Automotive Engine Torque Roll Axis, Journal of Sound and Vibration, 234, pg. 85-114, USA.
- [14] **Huang, C. J., Tzuu-Hseng, S. L. and Chung-Cheng C.**, 2009: Fuzzy Feedback Linearization Control for MIMO Nonlinear Sistem and Its Application to Full-Vehicle Suspension Sistem, Birkhäuser Boston.
- [15] **Dong, X., Yu, M., Li, Z., Liao, C. and Chen W.**, 2008. Neural network compensation of semi-active control for magneto-rheological suspension with time delay uncertainty

- [16] **Hatch, M. R.**, 2001: Vibration Simulation Using Matlab And Ansys, Chapman & Hall/CRC, New York, USA.
- [17] **Ünlüsoy, Y. S., Bilal, H. and Çalışkan, K.**, 2010. Motor Destek Takozlarının Optimizasyonu, 5. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa, Türkiye.
- [18] **Song, C. Y.**, 2005: Design Optimisation and and Development of Vibration Analysis Program for Engine Mount System, Technical Division, AhTTi Co., Ltd., Korea
- [19] **Simrit Catalog**, 2007: Vibration Control.

EKLER

EK-A MATLAB YAZILIMI

```
clc
clear all
m=92.734;
C4x=0;
C4y=0;
C4z=0;
k4x=0;
k4y=0;
k4z=0;
a1x=0.216;
a2x=0.216;
a3x=-0.393;
a4x=0;
a1y=0.141;
a2y=-0.146;
a3y=-0.003;
a4y=0;
a1z=-0.226;
a2z=-0.226;
a3z=-0.156;
a4z=0;
Tr1=0;
b=0;
c=0;
d=0;
e=0;
f=0;
for k1x=5000:1000:60000
    k2x=k1x;
    k3x=k1x;
    for k1y=5000:1000:60000
        k2y=k1y;
        k3y=k1y;
        for k1z=30000:1000:600000
            k2z=k1z;
            k3z=k1z;
            for C1x=10:10:100
                for C2x=10:10:100
                    for C3x=10:10:100
                        for C1y=10:10:100
                            for C2y=10:10:100
                                for C3y=10:10:100
                                    for C1z=10:10:100
```

```

                                for C2z=10:10:100
                                    for C3z=10:10:100

Ixx=1.86;
Iyy=5.47;
Izz=4.62;
Ixy=-0.038;
Ixz=-0.127;
Iyz=0.003;
M11=m;
M12=0;
M13=0;
M14=0;
M15=0;
M16=0;
M21=0;
M22=m;
M23=0;
M24=0;
M25=0;
M26=0;
M31=0;
M32=0;
M33=m;
M34=0;
M35=0;
M36=0;
M41=0;
M42=0;
M43=0;
M44=Ixx;
M45=-Ixy;
M46=-Ixz;
M51=0;
M52=0;
M53=0;
M54=-Ixy;
M55=Iyy;
M56=-Iyz;
M61=0;
M62=0;
M63=0;
M64=-Ixz;
M65=-Iyz;
M66=Izz;
M = [M11 M12 M13 M14 M15 M16;
      M21 M22 M23 M24 M25 M26;
      M31 M32 M33 M34 M35 M36;
      M41 M42 M43 M44 M45 M46;
      M51 M52 M53 M54 M55 M56;
      M61 M62 M63 M64 M65 M66];
C11 = C1x+C2x+C3x+C4x;
C12 = 0;
C13 = 0;

```

```

C14 = 0;
C15 = C1x.*a1z+C2x.*a2z+C3x.*a3z+C4x.*a4z;
C16 = -(C1x.*a1y+C2x.*a2y+C3x.*a3y+C4x.*a4y);

C21 = 0;
C22 = C1y+C2y+C3y+C4y;
C23 = 0;
C24 = -(C1y.*a1z+C2y.*a2z+C3y.*a3z+C4y.*a4z);
C25 = 0;
C26 = C1y.*a1x+C2y.*a2x+C3y.*a3x+C4y.*a4x;
C31 = 0;
C32 = 0;
C33 = C1z+C2z+C3z+C4z;
C34 = C1z.*a1y+C2z.*a2y+C3z.*a3y+C4z.*a4y;
C35 = -(C1z.*a1x+C2z.*a2x+C3z.*a3x+C4z.*a4x);
C36 = 0;
C41 = 0;
C42 = -(C1y.*a1z+C2y.*a2z+C3y.*a3z+C4y.*a4z);
C43 = C1z.*a1y+C2z.*a2y+C3z.*a3y+C4z.*a4y;
C44 =
C1y.*((a1z).^2)+C2y.*((a2z).^2)+C3y.*((a3z).^2)+C4y.*((a4z).^2)+...
    C1z.*((a1y).^2)+C2z.*((a2y).^2)+C3z.*((a3y).^2)+C4z.*((a4y).^2);
C45 = -(C1z.*a1x.*a1y+C2z.*a2x.*a2y+C3z.*a3x.*a3y+C4z.*a4x.*a4y);
C46 = -(C1y.*a1x.*a1z+C2y.*a2x.*a2z+C3y.*a3x.*a3z+C4y.*a4x.*a4z);
C51 = C1x.*a1z+C2x.*a2z+C3x.*a3z+C4x.*a4z;
C52 = 0;
C53 = -(C1z.*a1x+C2z.*a2x+C3z.*a3x+C4z.*a4x);
C54 = -(C1z.*a1x.*a1y+C2z.*a2x.*a2y+C3z.*a3x.*a3y+C4z.*a4x.*a4y);
C55 =
C1x.*((a1z).^2)+C2x.*((a2z).^2)+C3x.*((a3z).^2)+C4x.*((a4z).^2)+...
    C1z.*((a1x).^2)+C2z.*((a2x).^2)+C3z.*((a3x).^2)+C4z.*((a4x).^2);
C56 = -(C1x.*a1y.*a1z+C2x.*a2y.*a2z+C3x.*a3y.*a3z+C4x.*a4y.*a4z);

C61 = -(C1x.*a1y+C2x.*a2y+C3x.*a3y+C4x.*a4y);
C62 = C1y.*a1x+C2y.*a2x+C3y.*a3x+C4y.*a4x;
C63 = 0;
C64 = -(C1y.*a1x.*a1z+C2y.*a2x.*a2z+C3y.*a3x.*a3z+C4y.*a4x.*a4z);
C65 = -(C1x.*a1y.*a1z+C2x.*a2y.*a2z+C3x.*a3y.*a3z+C4x.*a4y.*a4z);
C66 =
C1x.*((a1y).^2)+C2x.*((a2y).^2)+C3x.*((a3y).^2)+C4x.*((a4y).^2)+...
    C1y.*((a1x).^2)+C2y.*((a2x).^2)+C3y.*((a3x).^2)+C4y.*((a4x).^2);
C = [C11 C12 C13 C14 C15 C16;
     C21 C22 C23 C24 C25 C26;
     C31 C32 C33 C34 C35 C36;
     C41 C42 C43 C44 C45 C46;
     C51 C52 C53 C54 C55 C56;
     C61 C62 C63 C64 C65 C66];
G11 = k1x+k2x+k3x+k4x;
G12 = 0;
G13 = 0;
G14 = 0;
G15 = k1x.*a1z+k2x.*a2z+k3x.*a3z+k4x.*a4z;
G16 = -(k1x.*a1y+k2x.*a2y+k3x.*a3y+k4x.*a4y);

```

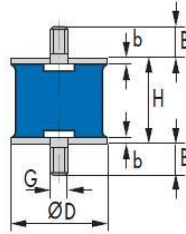
```

G21 = 0;
G22 = k1y+k2y+k3y+k4y;
G23 = 0;
G24 = -(k1y.*a1z+k2y.*a2z+k3y.*a3z+k4y.*a4z);
G25 = 0;
G26 = k1y.*a1x+k2y.*a2x+k3y.*a3x+k4y.*a4x;
G31 = 0;
G32 = 0;
G33 = k1z+k2z+k3z+k4z;
G34 = k1z.*a1y+k2z.*a2y+k3z.*a3y+k4z.*a4y;
G35 = -(k1z.*a1x+k2z.*a2x+k3z.*a3x+k4z.*a4x);
G36 = 0;
G41 = 0;
G42 = -(k1y.*a1z+k2y.*a2z+k3y.*a3z+k4y.*a4z);
G43 = k1z.*a1y+k2z.*a2y+k3z.*a3y+k4z.*a4y;
G44 =
k1y.*((a1z).^2)+k2y.*((a2z).^2)+k3y.*((a3z).^2)+k4y.*((a4z).^2)+...
k1z.*((a1y).^2)+k2z.*((a2y).^2)+k3z.*((a3y).^2)+k4z.*((a4y).^2);
G45 = -(k1z.*a1x.*a1y+k2z.*a2x.*a2y+k3z.*a3x.*a3y+k4z.*a4x.*a4y);
G46 = -(k1y.*a1x.*a1z+k2y.*a2x.*a2z+k3y.*a3x.*a3z+k4y.*a4x.*a4z);
G51 = k1x.*a1z+k2x.*a2z+k3x.*a3z+k4x.*a4z;
G52 = 0;
G53 = -(k1z.*a1x+k2z.*a2x+k3z.*a3x+k4z.*a4x);
G54 = -(k1z.*a1x.*a1y+k2z.*a2x.*a2y+k3z.*a3x.*a3y+k4z.*a4x.*a4y);
G55 =
k1x.*((a1z).^2)+k2x.*((a2z).^2)+k3x.*((a3z).^2)+k4x.*((a4z).^2)+...
k1z.*((a1x).^2)+k2z.*((a2x).^2)+k3z.*((a3x).^2)+k4z.*((a4x).^2);
G56 = -(k1x.*a1y.*a1z+k2x.*a2y.*a2z+k3x.*a3y.*a3z+k4x.*a4y.*a4z);
G61 = -(k1x.*a1y+k2x.*a2y+k3x.*a3y+k4x.*a4y);
G62 = k1y.*a1x+k2y.*a2x+k3y.*a3x+k4y.*a4x;
G63 = 0;
G64 = -(k1y.*a1x.*a1z+k2y.*a2x.*a2z+k3y.*a3x.*a3z+k4y.*a4x.*a4z);
G65 = -(k1x.*a1y.*a1z+k2x.*a2y.*a2z+k3x.*a3y.*a3z+k4x.*a4y.*a4z);
G66 = k1x.*((a1y).^2)+k2x.*((a2y).^2)+k3x.*((a3y).^2)+k4x.*((a4y).^2)
k1y.*((a1x).^2)+k2y.*((a2x).^2)+k3y.*((a3x).^2)+k4y.*((a4x).^2);
G = [G11 G12 G13 G14 G15 G16;
      G21 G22 G23 G24 G25 G26;
      G31 G32 G33 G34 G35 G36;
      G41 G42 G43 G44 G45 G46;
      G51 G52 G53 G54 G55 G56;
      G61 G62 G63 G64 G65 G66];
A=inv(M)*G;
[V,D]=eig(A);
u=eig(A);
x=sqrt(u)/(2*pi);
X11=x;
wn=max(x);
n=800;
w=2*pi*n/60;
Cr=2*sqrt(k1z*m); %Critical damping coefficient
si=(C1z)/Cr; %damping ratio
TR=sqrt((1+(2*si*(w/wn))^2)/((1-((w/wn)^2))^2+(2*si*(w/wn))^2));
Tr=1-TR;

```

[illegible]

EK B SİMRİT TİTREŞİM KONTROL KATALOĞU



Nominal maxima		Stiffness	Nominal maxima		Stiffness	Outside Ø	Height	Threads	Length	Sheet thickness	Product No.	Material	Article No.	
Radial shear xy			Axial pressure z											
F _{S max}	s _{S max}	c _{shear}	F _{D max}	s _{D max}	c _{pressure}	D	H	G	B	b				
[N]	[mm]	[N/mm]	[N]	[mm]	[N/mm]	[mm]	[mm]		[mm]	[mm]				
225	9,0	30	530	3,1	170	30	30	M8	23,0	2,0	5218 067	60 NR 11	91061	●
280	11,0	30	400	3,0	130	40	30	M8	22,5	2,5	5218 123	45 NR 11	90999	●
210	9,0	20	470	3,0	160	40	30	M10	27,5	2,5	5218 070	45 NR 11	91234	●
410	8,0	50	1000	3,0	330	40	30	M10	17,5	2,5	5218 018	60 NR 11	90574	●
600	12,0	50	700	2,8	250	40	30	M8	22,5	2,5	5218 123	60 NR 11	91091	●
410	9,0	50	920	3,0	310	40	30	M10	27,5	2,5	5218 070	60 NR 11	90634	●
725	9,0	80	1090	3,0	360	40	30	M10	27,5	2,5	5218 070	70 NR 11	91116	●
320	12,0	30	340	2,8	120	40	30	M8	22,5	2,5	5218 123	80 NR 11	90973	○
280	15,0	20	350	4,2	80	40	40	M8	22,5	2,5	5218 153	45 NR 11	90918	●
300	16,0	20	300	4,0	80	40	40	M8	27,5	2,5	5218 168	45 NR 11	93006	●
600	16,0	40	650	4,0	160	40	40	M8	22,5	2,5	5218 153	60 NR 11	90691	●
600	16,0	40	650	4,0	160	40	40	M10	27,5	2,5	5218 116	60 NR 11	90668	●
600	16,0	40	650	4,0	160	40	40	M8	27,5	2,5	5218 168	60 NR 11	90744	●
900	7,0	130	1800	1,7	1060	50	20	M10	27,5	2,5	5218 232	60 NR 11	90734	●
450	10,0	50	700	3,0	230	50	30	M10	17,5	2,5	5218 089	45 NR 11	90108	●
425	10,0	40	850	3,0	280	50	30	M10	27,5	2,5	5218 040	45 NR 11	92162	●
900	11,0	80	1300	2,7	480	50	30	M10	17,5	2,5	5218 089	60 NR 11	90649	●
940	10,0	90	1940	3,0	650	50	30	M10	27,5	2,5	5218 040	60 NR 11	91279	●
1300	10,0	130	1980	3,0	660	50	30	M10	27,5	2,5	5218 040	70 NR 11	90451	●
450	15,0	30	800	4,0	200	50	40	M10	27,5	2,5	5218 072	45 NR 11	90915	●
900	15,0	60	1100	4,0	280	50	40	M10	17,5	2,5	5218 104	60 NR 11	91145	●
720	15,0	50	1400	4,0	350	50	40	M10	27,5	2,5	5218 072	60 NR 11	90636	●
450	17,0	30	550	4,8	110	50	45	M10	27,5	2,5	5218 174	45 NR 11	90747	●
900	17,0	50	1000	4,2	240	50	45	M10	27,5	2,5	5218 174	60 NR 11	90924	●
1200	17,0	70	1400	4,2	330	50	45	M10	27,5	2,5	5218 174	70 NR 11	461948	○
450	19,0	20	500	5,4	90	50	50	M10	27,5	2,5	5218 110	45 NR 11	92076	●
900	20,0	50	1000	4,5	220	50	50	M10	27,5	2,5	5218 110	60 NR 11	90662	●
1300	18,0	70	1600	4,5	360	60	45	M10	19,5	2,5	5218 273	60 NR 11	91784	●
900	17,0	50	1400	4,8	290	70	45	M10	27,5	2,5	5218 206	45 NR 11	90396	●
1800	18,0	100	2400	4,5	530	70	45	M10	27,5	2,5	5218 206	60 NR 11	90771	●
200	20,0	10	600	8,0	80	70	60	M12	37,0	3,0	5218 075	45 NR 11	90322	●
1200	20,0	60	3200	8,0	400	70	60	M12	37,0	3,0	5218 075	60 NR 11	91036	●
980	7,0	140	4750	3,1	1530	75	25	M12	37,0	3,0	5218 078	45 NR 11	91185	●
2300	7,0	330	10700	3,1	3450	75	25	M12	37,0	3,0	5218 078	60 NR 11	91257	●
2800	7,0	400	10630	3,1	3430	75	25	M13	37,0	3,0	5218 078	70 NR 11	49014357	○
1000	14,0	70	1800	4,1	440	75	40	M12	25,0	3,0	5218 272	45 NR 11	97237	●

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Murat HÜNDÜREL

Doğum Yeri ve Tarihi: ANKARA, 10/12/1981

Adres: Eryaman Mh. 260.Sk. İlkbahar Sit. 3/7 Etimesgut / ANKARA

Lisans Üniversite: Erciyes Üniversitesi

Telefon: +90 535 760 97 01

E-mail: murathundurel@gmail.com