



OTOMOBİLLERDE KULLANILAN BİR MOTOR TAKOZUNUN TASARIMI VE ANALİZİ

Biran TUNCAY

**2020
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

**Tez Danışmanı
Dr. Öğr. Üyesi Mustafa KARAGÖZ**

**OTOMOBİLLERDE KULLANILAN BİR MOTOR TAKOZUNUN
TASARIMI VE ANALİZİ**

Biran TUNCAY

**Karabük Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalında
Yüksek Lisans Tezi
Olarak Hazırlanmıştır**

**KARABÜK
Temmuz 2020**

Biran TUNCAY tarafından hazırlanan “OTOMOBİLLERDE KULLANILAN BİR MOTOR TAKOZUNUN TASARIMI VE ANALİZİ” başlıklı bu tezin Yüksek Lisans Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Dr. Öğr. Üyesi Mustafa KARAGÖZ
Tez Danışmanı, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir. 27/07/2020

<u>Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)</u>	<u>İmzası</u>
Başkan : Prof. Dr. Hayrettin DÜZCÜKOĞLU (SÜ)
Üye : Dr. Öğr. Üyesi Mustafa KARAGÖZ (KBÜ)
Üye : Dr. Öğr. Üyesi Ramazan ÖZMEN (KBÜ)

KBÜ Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile, Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Hasan SOLMAZ
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Müdürü

“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”

Biran TUNCAY

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

OTOMOBİLLERDE KULLANILAN BİR MOTOR TAKOZUNUN TASARIMI VE ANALİZİ

Biran TUNCAY

Karabük Üniversitesi

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı:

Dr. Öğr. Üyesi Mustafa KARAGÖZ

Temmuz 2020, 81 sayfa

Günümüzde otomotiv endüstrisinin taşıtlarla ilgili titreşim, ses, güvenlik ve hafifletmeye yönelik eğilimleri mühendisler için geliştirilmesi gereken konuların ortaya çıkmasına neden olmaktadır. Çünkü titreşim sürüş konforunu etkileyen önemli bir parametredir. Taşıtlarda titreşim ve gürültünün azaltılması, sürücünün yola odağının artırılması ve kolaylaştırılması sayesinde olası kazaları önlemeye yardımcı olur. Otomotivde titreşim ve gürültünün azaltılması aktif güvenlik sistemlerinde güvenlik artırma çabasıdır ve dolaylı olarak ek bir güvenlik sistemidir. Mekanik sistemlerin başlangıç aşamasından kullanıma hazır hale gelene kadar analiz, dizayn, prototip ve test gibi birçok süreci vardır. Dizayn, analiz ve test gibi çalışmaların bilgisayar destekli yazılımlarla yapılabilmesi üretimi yapılacak ürünün, üretim sürecinden önce iyi bir ön çalışma ve analiz imkânı sağlamaktadır. Günümüzde mühendislerin hedefi üretimi yapılacak ürünün analiz ve testlerinin mümkün olduğu kadar üretim aşamasından önce yapmak, bu aşamadan önce ürünün çalışma koşullarında gerekli performans ve analizlerini yapmak, ortaya çıkan problemleri en az maliyet ve zaman kaybıyla çözmektir. Bu çalışmada, MSC.Adams yazılımında

motor takoz sisteminin modeli oluşturulmuştur. 1Hz-500Hz arasında farklı sönüm katsayılarında zorlanmış sönümlü titreşim analizleri yapılmıştır. Optimizasyon öncesi 2, sonrasında 1 olmak üzere farklı bağlantı noktaları ve sertlik değerlerinde, 3 farklı konum ve doğal frekans analizi yapılmıştır. Kauçuk motor takozunun düşük frekans değerlerinde titreşim geçirgenliği azaltılmaya, sönümlenme performansı ise de yükseltilmeye çalışılmıştır. Sistemin 6 modunda doğal frekans değerleri hedeflenen değerlere yükseltilmiştir, özellikle dikey yönde 10Hz üzerine çıkmıştır. Sistemin 6 modundaki hareketlerde kinetik enerji dağılımı değerleri yüzde 85'in üzerine çıkarılmıştır.

Anahtar Sözcükler : Motor takozu, analiz, tasarım, performans

Bilim Kodu : 91403

ABSTRACT

M. Sc. Thesis

DESIGN AND ANALYSIS OF AN ENGINE MOUNT USED IN AUTOMOBILES

Biran TUNCAY

Karabük University

Institute of Graduate Programs

Department of Mechanical Engineering

Thesis Advisor:

Asst. Assoc. Dr. Mustafa KARAGÖZ

July 2020, 81 pages

Nowadays, the automotive industry's tendencies on mitigation, the vehicle vibration, noise and safety are causing to find out the issues that need to be handled for engineers. Because vibration is an important parameter that affects driving comfort. Reducing vibration and noise in vehicles helps prevent possible accidents by increasing and facilitating the driver's focus on the road. Decreasing vibration and noise in automotive is an effort to increase safety in active safety systems and is indirectly an additional safety system. From the initial stage until they are ready to use, mechanical systems have many processes such as the analysis, design, prototype and test. Performing studies such as design, analysis and testing with computer-aided programs provides a good preliminary study and analysis opportunity before the production process of the product to be manufactured. Nowadays, the aim of the engineers is to make the analysis and test the product to be produced before the production stage as much as possible and to make the necessary performance assessment under the working conditions before this stage and to solve the problems with the least cost and time loss. In this study, in the MSC.Adams software, a model of the rubber engine

mount system was created. Forced damped vibration analysis was performed at different damping coefficients between 1Hz and 500Hz. Before the optimization 2 after 1 totally 3 different positions and natural frequencies were analyzed at different points and hardness values. At low frequency values of the engine mount, vibration transmissivity is reduced and damping performance is tried to be increased. In the 6 mode of the system, the natural frequency values have been increased to the targeted values, especially in the vertical direction above 10Hz. The kinetic energy distribution values were increased to over 85 percent for movements in 6 modes of the system.

Key Word : Engine mount, analysis, design, performance

Science Code : 91403

TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmasının planlanmasında, araştırılmasında, yürütülmesinde ve oluşumunda ilgi ve desteğini esirgemeyen, engin bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım, yönlendirme ve bilgilendirmeleriyle çalışmamı bilimsel temeller ışığında şekillendiren sayın hocam Dr. Öğr. Üyesi Mustafa KARAGÖZ'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Analiz, bilgisayar programı konusunda ve verdikleri bilgilerden dolayı Tekno Kauçuk A.Ş' ye sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Verdikleri bilgilerden dolayı Üçel Kauçuğa sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Sevgili aileme manevi hiçbir yardımı esirgmeden yanımda oldukları için tüm kalbimle teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL.....	ii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xi
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xv
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ	1
BÖLÜM 2	3
TİTREŞİM	3
2.1. TEMEL BİLGİLER	3
2.1.1. Sönümsüz Serbest Titreşim	6
2.1.2. Sönümlü Serbest Titreşim	9
2.2. ZORLANMIŞ TİTREŞİM	13
2.2.1. Sönümlü Zorlanmış Titreşim.....	13
2.2.2. Sönümsüz Zorlanmış Titreşim.....	15
2.3. LİNEER VE LİNEER OLMAYAN TİTREŞİM	17
2.4. ŞOK.....	17
2.5. GÜRÜLTÜ.....	18
2.6. SÖNÜMLEME.....	18
2.6.1. Titreşim Sönümleme Prensipleri.....	21
2.6.2. Titreşim Sönümleyicilere Genel Bakış.....	22
2.6.2.1. Metal ve Çelik Yaylar.....	22
2.6.2.2. Mantar Yastıklar	22
2.6.2.3. Kauçuk Sönümleyiciler.....	22
2.6.2.4. Ahşap Sönümleyiciler.....	25

	<u>Sayfa</u>
2.7. TAŞITLARDA TİTREŞİM	26
2.8. MOTOR TAKOZLARI.....	27
2.8.1. Motor Takozu Çeşitleri.....	28
2.8.1.1. Kauçuk Takoızlar.....	28
2.8.1.2. Hidrolik Takoızlar.....	30
2.8.1.3. Yarı Aktif Motor Takoızları.....	32
2.8.1.4. Aktif Motor Takoızları.....	34
BÖLÜM 3	38
MOTOR TAKOZ SİSTEMİ TİTREŞİM ANALİZİ.....	38
3.1. Motor Takoız Sisteminin Yerleştireilmesi	39
3.2. Motor Takoız Sisteminin Modellenmesi	40
3.3. Titreşim Analiz ve Optimizasyon Yapılışı.....	43
3.4. Motor Takoız Sisteminin Titreşim Analizleri	53
BÖLÜM 4	68
SONUÇLAR	68
KAYNAKLAR	71
EK AÇIKLAMALAR A.	74
ÖZGEÇMİŞ	81

ŞEKİLLER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 2.1. Periyodik titreşim grafiği.	3
Şekil 2.2. Harmonik titreşim grafiği.	4
Şekil 2.3. Sönümsüz serbest titreşim hareketi.	7
Şekil 2.4. Sönümlü serbest titreşim hareketi.	10
Şekil 2.5. Sönümlü zorlanmış titreşim hareketi.	13
Şekil 2.6. Sönümsüz zorlanmış titreşim hareketi.	16
Şekil 2.7. Titreşim geçirgenlik grafiği.	19
Şekil 2.8. Araç bağlantısında kullanılan takozlar.	20
Şekil 2.9. Motor takoz sisteminin modeli.	29
Şekil 2.10. Farklı tip kauçuk takozlar.	29
Şekil 2.11. Kauçuk takoz.	30
Şekil 2.12. Kauçuk takoz basma grafiği.	30
Şekil 2.13. Hidrolik motor takozu.	31
Şekil 2.14. Ayırıcılı hidrolik motor takozu.	31
Şekil 2.15. Hidrolik takozun sisteminin modeli.	32
Şekil 2.16. Yarı aktif ve aktif takozun çalışma çevrimi.	33
Şekil 2.17. Aktif motor takoz.	34
Şekil 2.18. Aktif motor takozu sisteminde kullanılan hidrolik takoz (a) ve aktif hidrolik takozunun modeli (b).	35
Şekil 2.19. Aktif motor test görünümü.	36
Şekil 2.20. Aktif motor basma grafiği.	37
Şekil 3.1. Bir motorun üç takoz ile bağlantısı (a) önden, (b) yandan görünüş.	39
Şekil 3.2. Motor takozlarının farklı motorun ağırlık merkezlerine yakın noktalardan bağlantısı (a) önden, (b) yandan görünüş.	40
Şekil 3.3. Altı motor serbestliğinin gösterimi.	40
Şekil 3.4. MSC.Adams'da oluşturulan motor ve şasi modeli.	41
Şekil 3.5. MSC.Adams'da oluşturulan motor takoz sistemi modeli.	41
Şekil 3.6. Motor takoz sistemi modeli.	42
Şekil 3.7. Motor takoz lokasyonlarının gösterimi.	42
Şekil 3.8. Motor modelinin ağırlık ve atalet momentlerinin gösterimi.	42
Şekil 3.9. Titreşim analizi açılışı.	43
Şekil 3.10. Modal analiz penceresi.	43

Sayfa

Şekil 3.11. Takozların katsayı giriş ekranı.	44
Şekil 3.12. Fonksiyon bölümü.	44
Şekil 3.13. Kontrol menüsü.	45
Şekil 3.14. Titreşim analizi girişlerin oluşturulması.	45
Şekil 3.15. Titreşim analizi girişlerin oluşturulması.	46
Şekil 3.16. Titreşim analizi çıkışların oluşturulması.	46
Şekil 3.17. Titreşim analizi çıkış oluşturma ekranı.	47
Şekil 3.18. Sönümlü zorlanmış titreşim analizi ekranı.	47
Şekil 3.19. Target oluşturma ekranı.	49
Şekil 3.20. Tasarım parametleri oluşturma ekranı.	49
Şekil 3.21. Takoz konum giriş ekranı.	50
Şekil 3.22. Tasarım parametleri oluşturma ekranı.	50
Şekil 3.23. Tasarım parametleri oluşturma ekranı.	51
Şekil 3.24. Analiz ekranı.	51
Şekil 3.25. Analiz sonuçları tablo ekranı.	52
Şekil 3.26. Analiz sonuçları tablo ekranı.	52
Şekil 3.27. Statik çökme değeri.	56
Şekil 3.28. Dikey yöndeki titreşim geçirgenliği grafiği $\zeta=0.01$	57
Şekil 3.29. Dikey yöndeki titreşim geçirgenliği grafiği $\zeta=0.01$	57
Şekil 3.30. Dikey yöndeki titreşim geçirgenliği grafiği $\zeta=0.01$	58
Şekil 3.31. Statik çökme değeri.	60
Şekil 3.32. Dikey yöndeki titreşim geçirgenliği grafiği $\zeta=0.03$	61
Şekil 3.33. Dikey yöndeki titreşim geçirgenliği grafiği $\zeta=0.05$	61
Şekil 3.34. Dikey yöndeki titreşim geçirgenliği grafiği $\zeta=0.07$	61
Şekil 3.35. Dikey yöndeki titreşim geçirgenliği grafikleri.	62
Şekil 3.36. Dikey yöndeki titreşim geçirgenliği grafikleri.	63
Şekil 3.37. Dikey yöndeki titreşim geçirgenliği grafiği $\zeta=0.03$	63
Şekil 3.38. Dikey yöndeki titreşim geçirgenliği grafiği $\zeta=0.04$	64
Şekil 3.39. Dikey yöndeki titreşim geçirgenliği grafiği $\zeta=0.05$	64
Şekil 3.40. Dikey yöndeki titreşim geçirgenliği grafikleri.	65
Şekil 3.41. Dikey yöndeki titreşim geçirgenliği grafikleri.	65
Şekil 3.42. Dikey yöndeki titreşim geçirgenliği grafiği $\zeta=0.02$	66
Şekil 3.43. Dikey yöndeki titreşim geçirgenliği grafiği $\zeta=0.03$	66

	<u>Sayfa</u>
Şekil 3.44. Dikey yöndeki titreşim geçirgenliği grafikleri.	67
Şekil 3.45. Dikey yöndeki titreşim geçirgenliği grafikleri.	67
Şekil Ek A.1. X yönündeki geçirgenlik grafikleri.	75
Şekil Ek A.2. Z yönündeki geçirgenlik grafikleri.	76
Şekil Ek A.3. X yönündeki geçirgenlik grafikleri.	77
Şekil Ek A.4. Z yönündeki geçirgenlik grafikleri.	78
Şekil Ek A.5. X yönündeki geçirgenlik grafikleri.	79
Şekil Ek A.6. Z yönündeki geçirgenlik grafikleri.	80

ÇİZELGELER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 2.1. Farklı malzemeler için ζ değerleri.	20
Çizelge 2.2. Test parametreleri.	30
Çizelge 2.3. Test parametreleri.	36
Çizelge 3.1. Birinci takoz parametreleri.	53
Çizelge 3.2. Sistemin doğal frekans değerleri.	54
Çizelge 3.3. Sistemin modal analiz değerleri.	54
Çizelge 3.4. İkinci takoz parametreleri.	55
Çizelge 3.5. Sistemin doğal frekans değerleri.	55
Çizelge 3.6. Sistemin modal analiz değerleri.	56
Çizelge 3.7. Tasarım parametreleri.	56
Çizelge 3.8. Tasarım parametreleri.	57
Çizelge 3.9. Tasarım parametreleri.	58
Çizelge 3.10. Tasarım parametreleri.	59
Çizelge 3.11. Frekans değerleri.	59
Çizelge 3.12. Sistemin modal analiz değerleri.	60
Çizelge 3.13. Tasarım parametreleri.	60
Çizelge 3.14. Tasarım parametreleri.	63
Çizelge 3.15. Tasarım parametreleri.	65
Çizelge Ek A.1. Tasarım parametreleri.	75
Çizelge Ek A.2. Tasarım parametreleri.	76
Çizelge Ek A.3. Tasarım parametreleri.	77
Çizelge Ek A.4. Tasarım parametreleri.	78
Çizelge Ek A.5. Tasarım parametreleri.	79
Çizelge Ek A.6. Tasarım parametreleri.	80

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

T	: periyot
x	: yer değiştirme
f	: frekans
ψ	: faz açısı
ω	: açısai frekans
ω_n	: açısai doğal frekans
k	: yay sabiti
m	: kütle
λ	: elastic eksenler ile kordinat eksenleri arasındaki açıların kosinüsleri
t	: zaman
c	: sönüm katsayısı
δ	: sönüm sabiti
F	: kuvvet
ζ	: sönüm oranı
c_{kr}	: kritik sönüm katsayısı
F_0	: tahrik kuvveti
F_T	: geçirilen kuvvet
T	: geçirgenlik

KISALTMALAR

SPE : Sentetik Kauçuk Türü

BTR : Broad Temperature Renge (Yapay Kauçuk Türü)

SBR : Stiren Bütadien (Yapay Kauçuk Türü)

VMQ : Vinyl Methly Slicone (Silikon Kauçuk)

NVH : Noise Vibration Harshness (Gürültü Titreşim Sertlik)

ÜÖN : Üst Ölü Nokta

AÖN : Alt Ölü Nokta

ER : Elektro Rheological (Sıvı Türü)

MR : Manyeto Reolojik (Sıvı Türü)

CMM : Coordinate Measuring Machine (Kordinat Ölçüm Cihazı)

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Titreşim her yerde var olan bir durumdur. Elek ve beton kırıcı gibi titreşimle çalışan makinelerde titreşime ihtiyaç duyulsa da çoğunlukla istenmeyen bir durumdur. Çünkü titreşim yapılarda ve insanlarda zarara neden olur ve sürekli olarak devam etmesi durumunda etkisi artar. Sürekli titreşime maruz kalan insanlarda sağlık problemleri görülebilir. Titreşimle çalışan cihazlarda da bu durumun çok iyi ayarlanması gerekir.

Gaz basıncı ve dengesiz kuvvetlerin neden olduğu titreşimler ve yol düzensizliklerinden kaynaklanan titreşimler araçlarda en önemli titreşim kaynağıdır. Günümüzde titreşim sönümlemesi için sönümleyiciler kullanılmaktadır. Araçlarda motor takozları bu görevi üstlenmektedir. Titreşim sönümleme mantığı titreşim kaynağı ile zemin arasına sönümleyiciler yerleştirilerek enerji geçişini azaltmak ve titreşimin yayılmasını engellemektir. Günümüzde kullanılan motor takozları kabul edilebilir seviyelerde sönümleme yapabilmekte, yolcu kabine ses ve gürültü geçişini engellemektedir. Ancak günden güne otomotiv sektöründe kullanıcı beklentileri artmaktadır. Bu beklenti otomotiv üretici firmalarını müşteri odaklı çalışmaya yönlendirmektedir. Kullanıcı odaklı çalışma durumu öncelikle binek araçlarda dikkate alınsa da devamında ticari, askeri ve hemen hemen her alanda geliştirilmeye çalışılmaktadır. Bu düşünceler doğrultusunda araç ağırlıklarının azaltılmasına ve motor güçlerinin arttırılmasına yönelik bir eğilim vardır. Araç ağırlıklarının azaltılma isteği titreşim kontrolünü ve NVH performansını kötü yönde etkilemektedir. Otomotiv üreticileri hem hafif taşıtlar üretip; emisyon değerlerin düşürmek, yakıt ve maliyet tasarrufu yapmak hem de titreşim izolasyon performansını en iyi derecelere getirmek istemektedir. Bu durum mühendislerin işini zorlaştırmaktadır çünkü taşıtın hafiflemesi titreşimin artmasına neden olmaktadır. Bu yüzden gelişen teknolojiyle birlikte mevcut sistemlerin iyileştirilmesine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu çalışmada ilk bölümde taşıt titreşimleri ve sönümleme konuları ele alınmıştır. Günümüzde kullanılmakta olan motor takozu türlerine yer verilmiş ve çalışma prensipleri anlatılmıştır. Çalışmanın ikinci bölümünde titreşim analizine yer verilmiştir. MSC.Adams yazılımında motor

takoz sisteminin modeli, titreşim analizleri, konum analizi ve optimizasyonu yapılarak, farklı sönüm oranı, bağlantı noktaları ve sertlik değerlerinde, üretimi yapılacak pasif sönümleyicinin performans testleri ve analizleri yapılmıştır, doğal frekans ve kinetik enerji değerleri hedeflenen seviyelere getirilmiştir. Kauçuk motor takozunun düşük frekans değerlerinde sönümleme performansının geliştirilmesi için geçirgenlik değerleri mümkün oldukça düşürülmeye ve ideal ürün özellikleri bulunmaya çalışılmıştır.

BÖLÜM 2

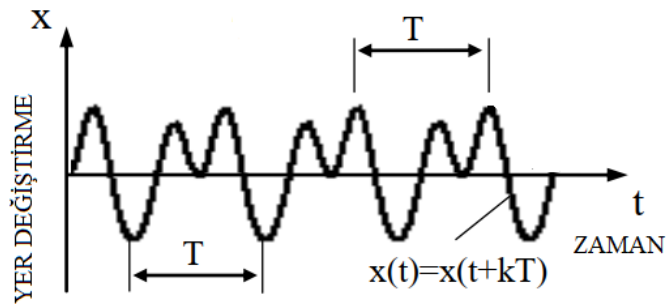
TİTREŞİM

2.1. TEMEL BİLGİLER

Mekanik titreşim bir tür tekrarlanan harekettir. Bu hareket sisteme dış veya iç bir etki tarafından kazandırılabilir. Bu etkiler kuvvet veya moment olabilir. Titreşim frekans, periyot ve genlik gibi nicelikler ile ifade edilir.

Periyot, titreşim hareketinin başlayıp bitmesi için geçen süre olarak tanımlanır. Başka bir ifade ile sistem denge konumundayken titreşmeye başlayıp tekrar denge konumuna dönmesine kadar geçen süredir.

Genlik, titreşim hareketini gerçekleştirirken yaptığı maksimum yer değiştirmeyi ifade eder. Şekil 2.1’de periyodik titreşimin, Şekil 2.2’de de harmonik titreşim grafikleri verilmiştir.



Şekil 2.1. Periyodik titreşim grafiği (Turhan, 2014).

Şekil 2.1’de gösterilen periyodik titreşim hareketi T sonlu bir zaman aralığı olmak üzere, ardışık T aralığında, 2.1’de verilen Eşitlikle gösterilebilir;

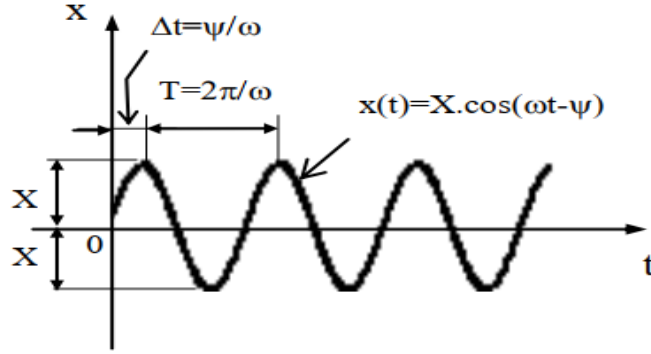
$$x(t) = x(t+kT) \quad k=1,2,3.. \quad (2.1)$$

Periyot T harfi ile gösterilir birim saniye (s)'dir.

Frekans, titreşimin bir saniye süresince kaç kez meydana geldiğini ifade eder.

$$f=1/T \quad (2.2)$$

Frekansın birimi Hz (Hertz)'dir.



Şekil 2.2. Harmonik titreşim grafiği (Turhan, 2014).

Şekil 2.2'de gösterilen harmonik titreşim bir tür periyodik titreşim türüdür (Turhan, 2014).

Harmonik titreşimi 2.3'de verilen Eşitlikle gösterilebilir;

$$x(t) = X\cos(\omega t - \psi) \quad (2.3)$$

Bu ifadedeki X sabiti genlik, ψ sabiti faz açısını gösterir. Bu harmonik titreşimin periyodu;

$$T = \frac{2\pi}{\omega} \quad (2.4)$$

olur. Bu ifadeye göre frekans ise;

$$f = \frac{1}{T} = \frac{\omega}{2\pi} \quad (2.5)$$

Frekansa orantılı ω [rad/s] sabiti, dairesel frekans ya da açısal frekans olarak adlandırılır (Rao, 2011).

Harmonik titreşim hareketi Eşitlik 2.6 ile gösterilebilir.

$$\cos(\alpha - \beta) = \cos\alpha\cos\beta + \sin\alpha\sin\beta \quad (2.6)$$

denklem (2.6) şu şekilde yazılabilir;

$$x(t) = (X\cos\psi)\cos\omega t + (X\sin\psi)\sin\omega t \quad (2.7)$$

Bu ifadede,

$$A = X\cos\psi, B = X\sin\psi \rightarrow X = \sqrt{A^2 + B^2}, \psi = \tan^{-1} \frac{B}{A} \quad (2.8)$$

sabitlerin tanımlanması ile

$$x(t) = A\cos(\omega t) + B\sin(\omega t) \quad (2.9)$$

ifadesi elde edilir. Eşitlik 2.6 ve Eşitlik 2.9 ifadeleri arasında, Eşitlik 3.8 yardımıyla geçiş yapılabilir.

Bir diğer taraftan $\cos(\alpha) = \frac{1}{2} \cdot (e^{i\alpha} + e^{-i\alpha})$; $i^2 = -1$ eşitliğinin anımsanmasıyla Eşitlik 2.6

$$x(t) = X/2 \cdot [e^{i(\omega t - \psi)} + e^{-i(\omega t - \psi)}] = (X/2 \cdot e^{-i\psi}) \cdot e^{i\omega t} + (X/2 \cdot e^{i\psi}) \cdot e^{i\omega t}$$

şeklinde yazılabilir. Burada birbirinin karmaşık eşleniği olan,

$$C = \frac{X}{2} e^{-i\psi} = \frac{X}{2} (\cos\psi - i\sin\psi) \quad X = 2\sqrt{C \cdot \bar{C}} \quad (2.10)$$

$$\bar{C} = \frac{X}{2} e^{i\psi} = \frac{X}{2} (\cos\psi + i\sin\psi) \quad \psi = \tan^{-1} \frac{(C - \bar{C})i}{C + \bar{C}} \quad (2.11)$$

karmaşık sabitleri tanımlanırsa

$$x(t) = C \cdot e^{i\omega t} + \bar{C} \cdot e^{-i\omega t} \quad (2.12)$$

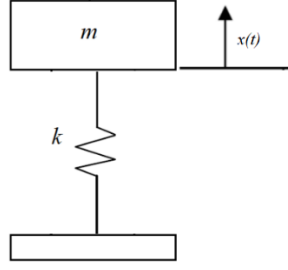
ifadesi elde edilir. Eşitlik 2.10 ve Eşitlik 2.11 kullanılarak, Eşitlik 2.6 ile Eşitlik 2.12 arasında geçiş yapılabilir.

Harmonik titreşimin ifade edilmesinde Eşitlik 2.6, Eşitlik 2.9 ve Eşitlik 2.12 amaca göre biri kullanılabilir.

Titreşim ölçülmesi işlemi genellikle algılayıcılar kullanılmasıyla yapılmaktadır. Bu algılayıcılarla genelde yer değiştirme, ivme ve hız gibi değişkenler ölçülmektedir. Ayrıca titreşim ölçümü sisteminde yükseltici, filtre, işlemci ve ölçüm cihazı gibi ekipmanlarda kullanılır. Ölçümde sinyaller algılayıcı tarafından sisteme alınır daha sonra sırasıyla yükseltici ve filtreden geçen sinyaller işlemciye gönderilir. İşlemci sinyalleri değerlendirip sistemde kullanılan cihazın ekranına gönderebilir (Silelli vd, 2003).

2.1.1. Sönümsüz Serbest Titreşim

Teorik olarak düşünüldüğü zaman bu titreşim sabit durumdan harekete başlayıp sistemde bir sönüm elemanı bulunmadığı için sürekli harekete devam eden bir titreşimdir. Ancak sistemde sönüm elemanı olmasa da hava direnci, sürtünme gibi faktörler hareketin etkisinin azalmasına ve az da olsa sönümlenmesini sağlar. Bu titreşim türü teorik olarak mümkündür (Rao, 2011). Şekil 2.3'de sönümsüz serbest titreşim gösterilmiştir.



Şekil 2.3. Sönümsüz serbest titreşim hareketi.

Şekil 2.3'deki serbest titreşim modelinden c viskoz sönüm elemanı ve $F(t)$ zorlayıcı kuvvetin olmadığını görülebilir. Buna karşılık olarak genel hareket denklemi şöyle yazılabilir,

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (2.13)$$

burada k ve m ifadeleri pozitif sabitler olduğundan yararlanılarak,

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.14)$$

doğal frekans tanımı yapılır, Eşitlik 2.13 yerine de Eşitlik 2.15'te verilen denklem yazılabilir.

$$\ddot{x} + \omega_n^2 x = 0 \quad (2.15)$$

Bu diferansiyel denklemi çözmek için,

$$x(t) = e^{\lambda t} \quad (2.16)$$

kabulü yapıp Eşitlik 2.15'de yerine konulursa;

$$\lambda^2 + \omega_n^2 = 0 \quad (2.17)$$

Eşitliği elde edilir. Buradan da,

$$\lambda_1 = i\omega_n, \lambda_2 = -i\omega_n; i^2 = -1 \quad i = \sqrt{-1} \quad (2.18)$$

Kökleri elde edilebilir. Eşitlik 2.16'ya bakılırsa Eşitlik 2.15'in farklı çözümleri bulunmuş olur. Bu denklemler lineer ve ikinci dereceden denklemlerdir. Genel çözümleri,

$$x(t) = C_1 e^{i\omega_n t} + C_2 e^{-i\omega_n t} \quad (2.19)$$

veya

$$x(t) = A \cos \omega_n t + B \sin \omega_n t \quad (2.20)$$

ya da

$$x(t) = X \cos(\omega_n t - \psi) \quad (2.21)$$

eşitlikleri şeklinde yazılabilir. Bu üç ifadenin benzer oldukları harmonik titreşim bölümünde belirtilmiştir. Dolayısıyla Şekil 2.3'deki sistemin doğal hareketin bir titreşimi olduğu doğrulanmıştır. Bu titreşimin dairesel frekansı ω_n Eşitlik 2.14'de görüleceği üzere sistemin parametrelerine bağlıdır. Yani sistemin mevcut sistemin karakteristik bir büyüklüğüdür. Buradan, sönümsüz serbest titreşimlerin dairesel frekansları sistemin doğal frekansına eşittir (Turhan,2014).

Elde edilen titreşim denklemleri genel haliyle sistemin yapacağı hareketlerin tamamını kapsamaktadır. Eşitliklerdeki sabitlerin bazılarını başlangıç koşulları verilerek şu şekilde özel çözümler elde edilmektedir;

Başlangıç koşulları $t=0$ için;

$$x(0) = x_0, \dot{x}(0) = v_0 \quad (2.22)$$

şeklinde kabul edilsin. Eşitlik 2.20 genel çözüm olarak alınır

$$x(t) = A\cos\omega_n t + B\sin\omega_n t \rightarrow x(0) = A \quad (2.23)$$

$$\dot{x}(t) = -A\omega_n\sin\omega_n t + B\omega_n\cos\omega_n t \rightarrow \dot{x}(0) = B\omega_n \quad (2.24)$$

Eşitlik 2.22 baz alınırsa

$$A = x_0, B = \frac{v_0}{\omega_n} \quad (2.25)$$

elde edilir. Buna istinaden Eşitlik 2.15'ün başlangıç koşullarına göre çözümü

$$x(t) = x_0\cos\omega_n t + \frac{v_0}{\omega_n}\sin\omega_n t \quad (2.26)$$

olur. Bu kısımdan Eşitlik 2.8 ile genlik ve faz açısı

$$X = \sqrt{x_0^2 + \left(\frac{v_0}{\omega_n}\right)^2}, \quad \psi = \tan^{-1} \frac{v_0}{x_0\omega_n} \quad (2.27)$$

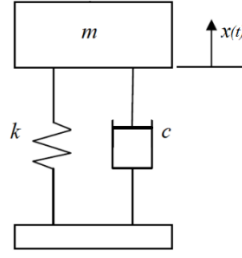
hesaplanabilir. Eşitlik 2.21'de

$$x(t) = \sqrt{x_0^2 + \left(\frac{v_0}{\omega_n}\right)^2} \cdot \cos\left(\omega_n t - \tan^{-1} \frac{v_0}{x_0\omega_n}\right) \quad (2.28)$$

olarak elde edilebilir.

2.1.2. Sönümlü Serbest Titreşim

Titreşim hareketi başladıktan belirli bir süre sonra sistem içerisindeki bir sönüm elemanı tarafından titreşim bitiriliyorsa bu titreşim hareketi sönümlü titreşimdir (Rao, 2011). Şekil 2.4'deki sönümlü serbest titreşim modelinden c viskoz sönüm elemanı, sistemde sönüm elemanı olduğunu gösterir ve F(t) zorlayıcı kuvvetin olmadığını görülebilir. Şekil 2.4'de sönümlü serbest titreşim gösterilmiştir.



Şekil 2.4. Sönümlü serbest titreşim hareketi.

Sönümlü serbest titreşimin genel denklemi şu şekildedir;

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 ; c[\text{kg/s}] \text{ sönüm katsayısı} \quad (2.29)$$

bu denklem gibi Eşitlik 2.30 ve Eşitlik 2.31’de kullanılabilir.

$$\ddot{x} + 2\delta\dot{x} + \omega_n^2x = 0 ; \delta = \frac{c}{2m} [1/\text{s}] \text{ sönüm sabiti} \quad (2.30)$$

$$\ddot{x} + 2\zeta\omega_n\dot{x} + \omega_n^2x = 0 ; \zeta = \frac{\delta}{\omega_n} = \frac{c}{2\sqrt{km}} [1] ; \text{viskoz sönüm faktör oranı} \quad (2.31)$$

Denklem sisteminin çözümü için Eşitlik 2.30 alınıp

$$x(t) = e^{\lambda t} \quad (2.31)$$

yerine konulduğu takdirde

$$\lambda^2 + 2\delta\lambda + \omega_n^2 = 0 \quad (2.32)$$

denklemini elde edilir. Denkleme göre λ çözümleriyle

$$\lambda_1 = -\delta - \sqrt{\delta^2 - \omega_n^2}, \lambda_2 = -\delta + \sqrt{\delta^2 - \omega_n^2} \quad (2.33)$$

Kökleri elde edilir. Burada kök içindeki eşitliğin pozitif, sıfır ve negatife olması durumlarına bağlı olarak üç farklı durum olur. Aşırı sönüm, kritik sönüm ve zayıf sönüm.

$$a) \text{ Aşırı Sönüm: } \delta^2 - \omega_n^2 > 0 \rightarrow \delta > \omega_n \rightarrow \zeta > 1 \rightarrow c > 2\sqrt{k \cdot m}$$

Bu durum için Eşitlik 2.33'den iki farklı kök gelir. Kökler Eşitlik 2.31'de yerine koyulursa elde edilen iki çözümün lineer kombinasyonu ve Eşitlik 2.34 yardımıyla. Genel çözüm denklemi Eşitlik 2.35 elde edilir.

$$\mu = \sqrt{\delta^2 - \omega_n^2} \quad (2.34)$$

Genel çözüm denklemi;

$$x(t) = C_1 e^{(-\delta+\mu)t} + C_2 e^{(-\delta-\mu)t} = e^{-\delta t} (C_1 e^{\mu t} + C_2 e^{-\mu t}) \quad (2.35)$$

bu denklemde $A = C_1 + C_2$, $B = C_1 - C_2$ tanımı yapılırsa

$$x(t) = e^{-\delta t} (A \cosh \mu t + B \sinh \mu t) \quad (2.36)$$

olarak elde edilebilir. Başlangıç koşulları olan $x(0) = x_0$, $\dot{x}(0) = v_0$ için çözüm

$$x(t) = e^{-\delta t} \left(x_0 \cosh \mu t + \frac{v_0 + \delta x_0}{\mu} \sinh \mu t \right) \quad (2.37)$$

olarak hesaplanabilir.

$$b) \text{ Kritik Sönüm: } \delta^2 - \omega_n^2 = 0 \rightarrow \delta = \omega_n \rightarrow \zeta = 1 \rightarrow c = c_{kr} = 2\sqrt{k \cdot m}$$

Bu durum için iki kök elde edilir $\lambda_1 = \lambda_2 = -\delta$ bu kökler eğer Eşitlik 2.31'de yerine konulursa Eşitlik 2.29'un çözümü

$$x(t) = (C_1 t + C_2) \cdot e^{-\delta t} \quad (2.38)$$

şeklinde olur. Başlangıç koşulları olan $x(0) = x_0, \dot{x}(0) = v_0$ için genel çözüm

$$x(t) = [(\delta x_0 + v_0)t + x_0] \cdot e^{-\delta t} \quad (2.39)$$

elde edilir.

$$c) \text{ Zayıf Sönüm: } \delta^2 - \omega_n^2 < 0 \rightarrow \delta < \omega_n \rightarrow \zeta < 1 \rightarrow c < 2\sqrt{k \cdot m}$$

Bu durum için iki kök elde edilir

$$\omega_d = \sqrt{\omega_n^2 - \delta^2} = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (2.40)$$

tanımına göre $\lambda_1 = -\delta - i\omega_d, \lambda_2 = -\delta + i\omega_d$; $i = \sqrt{-1}$ kökleri Eşitlik 2.31'de yerlerine konulduğu takdirde elde edilen genel çözüm

$$x(t) = C_1 e^{(-\delta + i\omega_d)t} + C_2 e^{(-\delta - i\omega_d)t} = e^{-\delta t} (C_1 e^{i\omega_d t} + C_2 e^{-i\omega_d t}) \quad (3.41)$$

elde edilir. Ayrıca genel denklem olarak Eşitlik 2.42 ve Eşitlik 2.43 de yazılabilir.

$$x(t) = e^{-\delta t} (A \cos \omega_d t + B \sin \omega_d t) \quad (2.42)$$

$$x(t) = X \cdot e^{-\delta t} \cos(\omega_d t - \psi) = X \cdot e^{-\zeta \omega_n t} \cos(\omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} \cdot t - \psi) \quad (2.43)$$

Başlangıç koşulları olan $x(0) = x_0, \dot{x}(0) = v_0$ için genel çözüm

$$A = x_0, B = \frac{\delta x_0 + v_0}{\omega_d}, \quad (2.44)$$

$$X = \sqrt{x_0^2 + \left(\frac{\delta x_0 + v_0}{\omega_d}\right)^2}, \psi = \tan^{-1} \frac{\delta x_0 + v_0}{x_0 + \omega_d} \quad (2.45)$$

olarak elde edilebilir.

Bu titreşimin frekansı ω_d sönümlü serbest titreşim frekansı olarak adlandırılır ve her zaman sistemin doğal frekansı olan ω_n 'den küçüktür. Bu sonuçlardan viskoz sönüm katsayısının Eşitlik 2.46'daki gibi olduğu sonucuna ulaşılmaktadır.

$$c_{kr} = 2\sqrt{km} = 2m\omega_n \quad (2.46)$$

Viskoz sönüm faktörü Eşitlik 2.47'deki gibi sistemin mevcut sönüm sabitinin sistemin eşik sönümü sabitine oranı olarak elde edilir ve viskoz sönüm oranı olarak da adlandırılabilir.

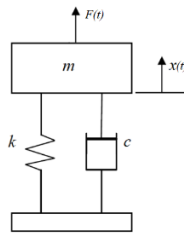
$$\zeta = \frac{c}{c_{kr}} \quad (2.47)$$

2.2. ZORLANMIŞ TİTREŞİM

Sistem nötr haldeyken dışarıdan bir kuvvet veya moment etki ederek titreşim hareketini başlatıyorsa bu hareket türüne zorlanmış titreşim denir (Rao, 2011). Bu titreşim türüne ve sönümsüz zorlanmış titreşim türüne örnek olarak raylı taşıtlar için araç sürüş sırasında raylar ile aks arasında oluşan titreşim söylenebilir (Kaya, 2008). Ayrıca ilerleyen bölümlerde analizi yapılacak olan ve taşıt titreşimleri bölümünde anlatılacak olan motor titreşimleri de bu türe ve sönümlü zorlanmış titreşim türüne örnek gösterilebilir.

2.2.1. Sönümlü Zorlanmış Titreşim

Şekil 2.5'de sönümlü zorlanmış titreşim gösterilmiştir.



Şekil 2.5. Sönümlü zorlanmış titreşim hareketi.

F(t) zorlayıcı kuvveti şu şekilde gösterilebilir

$$F(t)=F_0 \cos \omega t \quad (2.48)$$

Bu formülde F_0 harmonik kuvvet genliğini, ω zorlama frekansını ifade etmektedir.

Zorlanmış sönümlü titreşimin hareket denklemi

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \cos \omega t \quad (2.49)$$

olarak yazılabilir. Bu diferansiyel denklem homojen çözüm $x_h(t)$ ve özel çözüm $x_p(t)$ yöntemiyle gösterilecektir. Homojen çözüm için

$$c < 2\sqrt{km} \rightarrow \zeta < 1 \quad (2.50)$$

koşulları için özel durumda

$$x_h(t) = e^{-\delta t}(A \cos \omega_d t + B \sin \omega_d t) = X_0 e^{-\delta t} \cos(\omega_d t - \psi) \quad (2.51)$$

homojen denklem Eşitlik 2.51 sönümlü serbest titreşim bölümünde belirlenmiştir. Sağ taraf ω frekanslı bir fonksiyon olduğuna göre bu çözüm Eşitlik 2.52'deki gibi olması gerekir. Eşitlik 2.52 ve Eşitlik 2.49'da yerine konulduğu ve $\sin \omega t$ $\cos \omega t$ ifadelerinin katsayıları eşitlendiği taktide C_1 ve C_2 için Eşitlik 2.53 elde edilir.

$$x_p(t) = C_1 \cos \omega t + C_2 \sin \omega t \quad (2.52)$$

$$(k - m\omega^2).C_1 + r\omega.C_2 = F_0 \quad -r\omega.C_1 + (k - m\omega^2).C_2 = 0 \quad (2.53)$$

Eşitlik 2.53'ün çözülmesiyle Eşitlik 2.54 elde edilir.

$$C_1 = \frac{k - m\omega^2}{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2} F_0, C_2 = \frac{c\omega}{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2} F_0 \quad (2.54)$$

Elde edilen bu sabitler Eşitlik 2.52'de yerine konulursa özel çözüm bulunabilir. Bu çözümü Eşitlik 2.55 ve Eşitlik 2.56'daki sabitleri kullanılarak Eşitlik 2.57 şeklinde yazılabilir.

$$X = \sqrt{C_1^2 + C_2^2} = \frac{F}{\sqrt{(k-m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}} \quad (2.55)$$

$$\varphi = \tan^{-1} \frac{C_1}{C_2} = \tan^{-1} \frac{c\omega}{k-m\omega^2} \quad (2.56)$$

$$x_p = X \cos(\omega t - \varphi) = \frac{F_0}{\sqrt{(k-m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}} \cos(\omega t - \tan^{-1} \frac{c\omega}{k-m\omega^2}) \quad (2.57)$$

Bu aşamada genel çözüm olarak $x(t) = x_h(t) + x_p(t)$ dikkate alınırsa Eşitlik 2.58 veya Eşitlik 2.59 olacaktır.

$$x(t) = e^{-\delta t} (A \cos \omega_d t + B \sin \omega_d t) + C_1 \cos \omega t + C_2 \sin \omega t \quad (2.58)$$

$$x(t) = X_0 e^{-\delta t} \cos(\omega_d t - \psi) + X \cos(\omega t - \varphi) \quad (2.59)$$

Başlangıç koşulları $x(0) = x_0, \dot{x}(0) = v_0$ için genel çözüm hesaplanmak istenirse Eşitlik 2.60'daki A ve B sabitleri hesaplanır

$$A = x_0 - C_1, B = \frac{v_0 + \delta(x_0 - C_1) - C_2 \omega}{\omega_d} \quad (2.60)$$

buna bağlı olarak

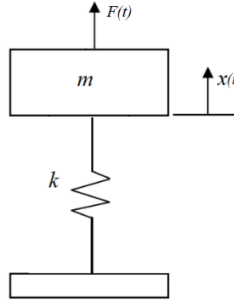
$$x(t) = X \cos(\omega t - \varphi) = \frac{F_0}{\sqrt{(k-m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}} \cos(\omega t - \tan^{-1} \frac{c\omega}{k-m\omega^2}) \quad (2.61)$$

şeklinde elde edilebilir.

2.2.2. Sönümsüz Zorlanmış Titreşim

Bundan önceki bölümde sönümlü zorlanmış titreşim gösterilmiştir. Sönümsüz zorlanmış titreşim Şekil 2.6 da görüldüğü gibi sistemde sönüm elamanının olmadığı, $F(t)$ kuvvetinin zorladığı titreşim sistemidir. $F(t)$ zorlayıcı kuvveti Eşitlik 2.62'deki gibi gösterilebilir. Şekil 2.6'da sönümsüz zorlanmış titreşim gösterilmiştir.

$$F(t)=F_0 \cos\omega_t \quad (2.62)$$



Şekil 2.6. Sönümsüz zorlanmış titreşim hareketi.

Zorlanmış sönümsüz titreşimin hareket denklemi

$$m\ddot{x} + kx = F_0 \cos\omega_t \quad (2.63)$$

olarak yazılabilir. Bu diferansiyel denklem homojen çözüm $x_h(t)$ ve özel çözüm $x_p(t)$ yöntemiyle gösterilecektir. Homojen çözüm

$$x_h(t) = A\cos\omega_n t + B\sin\omega_n t \quad (2.64)$$

özel çözüm

$$x_ö(t) = X\cos\omega t \quad (2.65)$$

Eşitlik 2.63 türevi alınıp Eşitlik 2.49 da yerine yazılarak maksimum genlik ifadesi

$$X = \frac{F_0}{k - m\omega^2} \quad (2.66)$$

elde edilebilir, genel çözüm ifadesi Eşitlik 2.67'deki haliyle bulunur.

$$x(t) = A \sin \omega_n t + B \cos \omega_n t + \frac{F_0}{k - m\omega^2} \cos \omega t \quad (2.67)$$

Başlangıç koşulları $x(0) = x_0$, $\dot{x}(0) = v_0$ için genel çözüm hesaplanmak istenirse

$$A = \frac{x_0}{\omega_n} \quad (2.68)$$

$$B = x_0 - \frac{F_0}{k - m\omega^2} \quad (2.69)$$

Eşitlik 2.68 ve Eşitlik 2.69'deki gibi A ve B sabitleri hesaplanır ve yerine yazılırsa

$$x(t) = \frac{x_0}{\omega_n} \sin(\omega_n t) + \left(x_0 - \frac{F_0}{\omega_n^2 - \omega^2}\right) \cos(\omega_n t) + \frac{F_0}{\omega_n^2 - \omega^2} \cos(\omega t) \quad (2.70)$$

olarak elde edilir.

2.3. LİNEER ve LİNEER OLMAYAN TİTREŞİM

Eğer titreşim hareketi meydana getiren sistemin tüm bileşenleri doğrusal (lineer) davranış sergiliyor ise meydana gelen titreşime lineer titreşim adı verilir (Rao, 2011).

Eğer sistem elemanlarından herhangi birisi doğrusal olmayan bir davranış gösteriyor ise bu titreşim türüne de lineer olmayan titreşim adı verilir (Rao, 2011).

Birçok titreşim sistemi, büyük titreşim genliği için lineer olmayan davranışa sahiptir.

2.4. ŞOK

Mekanik şok ivmede ve enerjideki ani ivme değişimi olarak tanımlanır. Patlama, darbe ve çarpışma gibi etkenler şok'a neden olabilir.

Şoklar analiz edilirken kısa periyotlara, yüksek genliklere sahip titreşimler olarak da nitelendirilebilir. Şoklar anlık olarak meydana gelip geçici etkilerdir, titreşim ise daha önce bahsedildiği gibi sürekli bir hareket türüdür. Şok ile titreşim arasındaki en önemli fark bu özelliktir.

Şok etkisi altındaki malzemelere anlık ve şiddetli etkiler uygular (Ertem, 2011). Genel olarak bu etkiden dolayı malzemeler üzerinde akma, yorulma ve gerilme gibi deformasyonlar görülür, bu deformasyonlar devam ederse malzemeler de kopmaya neden olur ve ömürlerini de olumsuz yönde etkiler (Ertem, 2011).

Şokun şiddet ve büyüklük gibi parametrelerinin ölçümü için yaygın olarak ivme ölçerler kullanılır. Ancak farklı tip teknolojik cihazlar da mevcuttur.

2.5. GÜRÜLTÜ

Titreşim sistemlerde mekanik dalgalar oluşmasına neden olur. Bu mekanik dalgalar ses olarak nitelendirilir (Becker and Yu, 1999). Sesin boşlukta yayılması ve hızı doğrudan ortam koşulları ile bağlantılıdır. Gürültü ise oluşan bu sestten meydana gelen rahatsızlığı ifade etmek için kullanılan bir terimdir, istenmeyen ses olarak düşünülür (Becker and Yu, 1999). Oluşan her ses gürültü olarak nitelendirilmez, bu durum doğrudan insanların sestten rahatsızlık duyması ile ilgilidir. Sesin şiddeti ve büyüklüğü desibel ile ifade edilir. Belirli desibellerin üzerindeki gürültüler insanlarda sağlık sorunlarına neden olabilir. Taşıtlardaki gürültü iki farklı başlıkta incelenebilir.

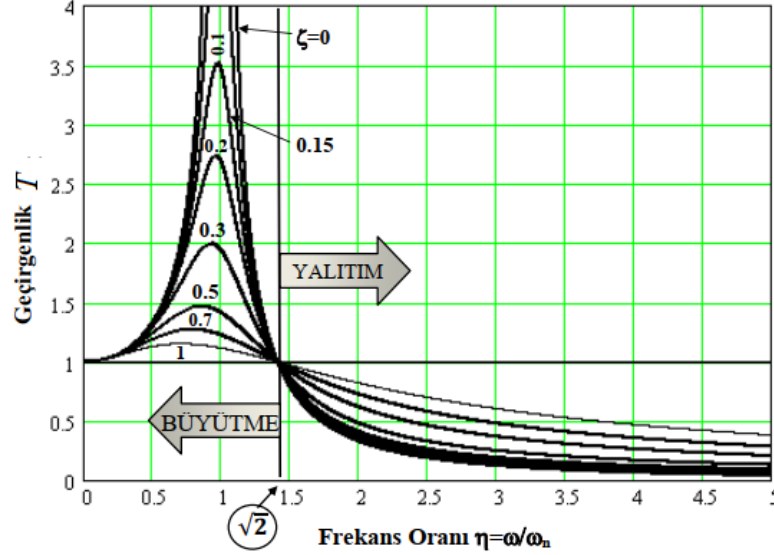
Havadan dolayı oluşan gürültüler ve yapıdan dolayı oluşan gürültüler. Hava kaynaklı gürültülere örnek verilirse: Taşıtlar seyir halinde giderken çeşitli dirençlere maruz kalırlar, bunlardan bazıları; hava direnci, ivme direnci ve yol direncidir. Hava direnci araçların, tekerlerin ve diğer ekipmanlar yüzeyinde enerji dalgalanmalarına neden olur bu da gürültüye yol açar (Güney, 1989).

Yapıdan dolayı oluşan gürültüler ise güç aktarma organlarının çalışması sırasında ortaya çıkan titreşimlerin neden olduğu gürültülerdir (Güney, 1989).

2.6. SÖNÜMLEME

Sistemlerde meydana gelen titreşimler ve şoklar çoğunlukla istenemeyen olaylardır, sisteme ve yakınında bulunan şeylere zarar verebilirler. Sürekli şok ve titreşime maruz kalan sistemlerde çeşitli deformasyonlar olur ve ömürlerini de azaltır (Kelly, 2012).

Bu yüzden sistemlerde sönümlenme yapılmasına ihtiyaç duyulmaktadır. Sönümlenme olayı titreşim hareketinin enerjisi azaltılmasına bağlı olarak hareketin durdurulmasıdır. Sönümlenmeyi yapmayı sağlayan elemanlara sönümleyici denir. Şekil 2.7’de titreşim geçirgenlik grafiği gösterilmiştir.



Şekil 2.7. Titreşim geçirgenlik grafiği (Turhan, 2014).

Titreşim sisteminde sönümlenmeden söz edilebilmesi için geçirgenlik değerinin 1’in altında tutulması gerekmektedir.

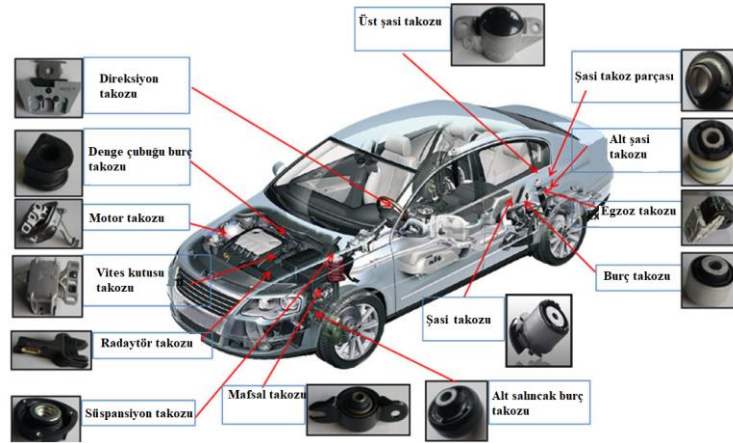
$$T = \frac{F_t}{F_0} = \sqrt{\frac{1 + (2\zeta\omega/\omega_n)^2}{(1 - \omega^2/\omega_n^2)^2 + (2\zeta\omega/\omega_n)^2}} \quad (2.71)$$

Geçirgenlik genellikle T ile gösterilir, formülü Eşitlik 2.71’de ki gibidir. F_t iletilen kuvvetin F_0 sistemin kütlelerini etkileyen kuvvete oranıdır. Grafikte görüldüğü üzere ζ sönüm oranından bağımsız olarak ele alınırsa, frekans oranının $\sqrt{2}$ ‘den küçük olduğu zaman geçirgenlik büyür bu istenmeyen durumdur. Frekans oranının $\sqrt{2}$ ‘den büyük olması durumunda geçirgenlik 1’den küçük olur ve sönümlenme gerçekleştirilir. İyi bir yalıtım için frekans oranının $\sqrt{2}$ ‘den büyük olması gerektiği anlaşılmaktadır. Çizelge 2.1’de farklı tipte malzemelerin sönüm oranları gösterilmiştir.

Çizelge 2.1. Farklı malzemeler için ζ değerleri (Turhan, 2014).

Elastomer Malzemeler	ζ	Diğer Malzemeler	ζ
Doğal Kauçuk	0.05	Çelik Yay	0.005
Neopren	0.05	Kuru Sürtünmeli Yay	0.30+
Bütül	0.15	Mantar-Keçe	0.06
Silikon	0.05-0.08		
Yüksek Sönümlü Silikon			

Sönümlenme titreşim hareketinin var olduğu ve istenmediği sistemlerde veya yapılarda titreşimin yıkıcı ve rahatsız edici etkilerinden minimum değerlere indirmek için tercih edilmektedir. İlk akla gelen araçlarda süspansiyon sisteminde yayların kullanımıyla veya motor askı sisteminde motor takozlarıyla bu işlemler yapılmaktadır. Ancak farklı noktalarda da sönümleyiciler kullanılır, yine taşıtlarda özellikle ticari ve büyük gövdeli araçlarda radyatör gövdeye kauçuk takozlarla bağlanarak şasi'den titreşimlere karşı sönümlenme işlemi yapılır (Gönençler, 2005). Taşıtlarda birçok noktada bu şekilde bağlantılar mevcuttur. Şekil 2.8'da araçlarda kullanılan sönümleyiciler gösterilmiştir.



Şekil 2.8. Araç bağlantısında kullanılan takozlar (Üçel Kauçuk şirket içi döküman, 2020).

Titreşimle çalışan büyük iş makinelerinde, köprülerde ve yapılarda farklı noktalara sönümleyici koyularak sönümlenme işlemi yapılabilir (Aydın ve Aldemir, 2005). Çamaşır makinelerinde kazan ile gövde arasında yine yay ve sönümleyicilere rastlamak mümkündür. Sönümlenme çok farklı noktalarda karşımıza çıkmaktadır farklı

bir örnek vermek gerekirse, işletmelerde genelde üretilen parçaların ölçümü ve kalite kontrol alanlarında kullanılan, mikron seviyelerinde ölçümler yapan ölçüm kolları ve cmm cihazları mevcuttur. Bu cihazlar mikron seviyelerinde çalışma aralıklarına sahip oldukları için çok hassas cihazlardır en küçük titreşimler ölçüm sonuçlarının doğrudan etkilemektedir bu yüzden bu cihazların özellikle cmm cihazlarının zeminle bağlantılarının çok iyi olması ve titreşim olmaması gerekmektedir. Cmm cihazlarının zeminle bağlantılarını kesmek için özel amaçlı takozlar ve sönümleyiciler kullanılmaktadır, buna ek olarak bazı yerlerde ölçüm odaları hazırlanırken o bölümün zemini titreşimi sıfıra indirmek için normal zeminlerden farklı olarak birkaç farklı katmandan özel olarak yapılmaktadır.

2.6.1. Titreşim Sönümleme Prensipleri

Titreşim sönümlemede farklı yöntemler vardır. Bu bölümde motor titreşimlerinin sönümlemede kullanılan sönümleme yönteminden bahsedilecektir. Aynı zamanda bu yöntem diğer sistemlerde de sönüm olayı için yaygın olarak tercih edilir. Motor titreşimleri ortaya çıktıktan sonra iki yolla yayılabilir; birincisi motor ve güç aktarma organları ile temas halinde bulunan elemanlara transfer olarak yayılır. İkincisi titreşimlerin yayılmasını engellendiği durumlarda belirli düzeylerde hala var olan titreşimler ses olarak yayılabilir. Titreşim sönümlemedeki amaç her zaman titreşimleri sıfırlamak, ses ve titreşim transferini engellemektir. Ancak her zaman titreşimleri sıfırlamak mümkün olmayabilir bu durumda mümkün olduğu kadar azaltılmaya çalışılmaktadır. Titreşim sönümleme prensibi, titreşime sebep olan kaynak ile titreşimin transfer olacağı sistem arasına sönümleyici koymaya dayanır. Böylece motor titreşimleri oluşmaya başladıktan sonra gövdeye ve güç aktarma organları ile araç kabininin içine gitmesi engellenir veya mümkün olduğu kadar azaltılır. Bir başka yöntem ise titreşim kaynağının analizleri ve tasarımı üzerinde doğru mühendislik çalışmaları ile iyileştirmeler yapıp hem titreşim sönümleme özelliğini geliştirmek hem de titreşim seviyelerini mümkün olduğu kadar azaltmaktır. Böylece başta titreşimin ana kaynağının sebep olduğu titreşimler azaltılacaktır sonrasında uygulanacak olan sönümleme işlemleri daha verimli hale gelecektir. Her iki yöntemde istenilen titreşimleri sönümlemek, sisteme zararını engellemek ve daha kaliteli ürünler ortaya çıkarmaktır.

2.6.2. Titreşim Sönümleyicilere Genel Bakış

Sönümlenme özelliğine sahip elemanlar titreşim izolasyonunda kullanılabilir. Genel olarak kullanılan tip sönümleyiciler; metal ve çelik yaylar, kauçuk yapılı sönümleyiciler, mantar yastıklar, ahşap yastıklar, neopren yastıklar ve pnömatik sönümleyicilerdir.

2.6.2.1. Metal ve Çelik Yaylar

Çelik veya metalden üretilen helisel şekildeki yaylar titreşim sönümlemede kullanılan iyi yöntemlerden birisidir. Sistemdeki titreşim yoğunluğu ve büyüklüğüne göre bir veya daha fazla yay kullanılabilir (Prakash and Puri, 1988). Yayı sönümleyicilerin sisteme de alttan veya askı şeklinde olmak üzere farklı bağlantı yöntemleri vardır. Bu bağlantı şekilleri sistemin fiziki ve titreşim analizlerine göre seçilir. Bu sönümleyicinin malzemesi çelik ve metal olduğu için korozyon riski vardır. Korozyon malzemenin deforme olmasına ve zamanla işlevini yitirmesine sebep olabilir.

2.6.2.2. Mantar Yastıklar

Mantar yastıklar titreşim ve şok optimizasyonunda tercih edilen iyi yöntemlerden biridir. Son yıllarda sistemlerin daha küçük ve hafif üretilme eğilimi vardır, bu yüzden sistemlerde eleman seçimleri yapılırken bu parametreye dikkat edilir. Mantar yastıklar kütlelerinin düşük olması itibariyle bir avantaja sahiptir. Bir diğer yandan yüksek kuvvetlere karşı direncini iyidir. Ancak mantar yastık tipi sönümleyicilerin yağ ve sudan etkilenmesi söz konusudur (Prakash and Puri, 1988).

2.6.2.3. Kauçuk Sönümleyiciler

Kauçuk takozlar ve yaylar özellikle motor titreşim sönümlemesinde yaygın olarak kullanılan önemli bir malzemedir. Yüksek elastik özelliğinin yanı sıra karakteristik özelliklerinin yararlanabilir olması ona avantaj sağlar. Kauçuk malzemesinin kendi içinde farklı türleri vardır.

Kauçuk Malzemesi

Doğal kauçuk ve yapay kauçuk olmak üzere iki tip kauçuk vardır. Kauçuk temelde bir ağaç reçinesidir. Anavatanı güney amerika olan ağaç türü doğal kauçuk yapımında kullanılır. Kauçuk maddesi bu ağacın öz suyundan elde edilir. Elde edilen bu özsu önce kurutulur daha sonra sertleştirilir ve birtakım işlemlerden geçerek kauçuk olur. Sentetik kauçuklar ise petrol ve doğal gazdan elde edilebilir. Bazı sentetik kauçuk türlerinden aşağıda bahsedilmiştir. Doğal kauçuğun çalışma sıcaklık aralığı 90°C - 60°C'dir (Snowdon, 2001). Ancak doğal kauçuğun yağ ve ozona karşı dayanımı çok iyi değildir. Ozon kauçukta zamanla çatlaklar oluşmasına neden olur (Snowdon, 2001). Kauçuk maddesi takozlarda çeşitli yöntemlerle etrafına, üstüne veya altına metallere yerleştirilerek kullanılır. Metal kısım gövdeye ve motora bağlanır. Kauçuğun çok iyi şekil alma özelliği vardır, bu özellik onun çok kullanılmasını sağlar. Doğal kauçuk ve sentetik kauçuklar arasında bazı farklar vardır. Çalışma sıcaklık aralıkları, sönüm oranları ve ozon dayanımları gibi özellikler her bir tür için farklı değerlere sahiptir. Kullanılacağı sisteme, ortama ve sıcaklık gibi parametrelere göre seçilebilirler.

Neopren

Neopren sönümleyiciler genelde levha şeklinde kullanılmakla birlikte takoz ve farklı şekillerle de kullanılırlar. Yüksek frekanslı titreşimleri sönümlemede daha çok kullanılır. Yüksek frekanstaki titreşimlerde performansları daha iyidir. Neopren sönümleyicilerin çalışma sıcaklıkları -30°C ile +120°C arasındadır. Neopren güneş ışınları ve deniz suyuna karşı dayanımları iyidir bu sebeple köprülerde de sıklıkla kullanılır. Petrol, yağ ve ultra viole ışınlarına karşı dayanıklıdır ayrıca alevlenme direnci yüksektir (Snowdon, 2001).

Sbr

Stiren Bütadien Kauçuk kauçuk türü içeriğindeki maddelerin değişimine göre özellikleri değişmektedir. Stiren oranının artırılmasına bağlı olarak sertlik değeri artar, bütadien oranının artışı ise esnekliğini artırır. Günümüzde üretilen sentetik

kauçuk türlerinin ayrısından fazlasını bu tür oluşturmaktadır. İçeriğinde %23 oranında stiren vardır. Çalışma sıcaklığı aralığı -50°C ile $+100^{\circ}\text{C}$ arasındadır. Doğal kauçuğa göre sıcaklık direnci ve dayanımı daha iyidir, esneklik olarak doğal kauçuk daha iyidir. Su ve fren yağlarına karşı kullanımı iyi olduğu için genelde hidrolik fren bölümlerinde kullanılmaktadır (Snowdon, 2001).

Vmq

Vinyl Methly Silicone içerik olarak metal ve vinil gruplarından oluşan kauçuk türüdür. Çalışma sıcaklık aralığı -60°C ile $+200^{\circ}\text{C}$ arasındadır. Ultraviole, ozon ışınları ve atmosferik durumlarda dayanımları iyidir. Yalıtkanlık özelliği ve aleve karşı dayanımı iyidir. Medikal alanlarda sık olarak kullanılır (Snowdon, 2001).

Spe I

Sentetik kauçuk türü olan Spe I'nin dayanımı doğal kauçuğa göre kıyaslandığı zaman daha iyi seviyelerdedir. Esneklik kabiliyeti düşük sıcaklıklarda bakıldığı taktirde daha iyidir. Sönümlenme özelliği iyi olan bir elastomerdir. Kullanım alanları daha çok gemilerdir. Maksimum form sıcaklıkları $+70^{\circ}\text{C}$ dereceler civarındadır -18°C 'lere yakın sıcaklıklarda kullanılabilir (Snowdon, 2001).

Btr

Broad Temperature Renge yapay kauçuk türü bir elementtir. Doğal kauçuğa göre kuvvet dayanımlarına bakıldığı taktirde daha düşüktür. Ancak Btr'nin çalışma sıcaklığı aralıkları daha geniştir -20°C seviyelerinden $+150^{\circ}\text{C}$ derecelerine kadar bir çalışma aralığına sahiptir. Sönüm özelliği performansları iyidir. Kullanım alanları incelendiğinde askeri sanayide kullanılmaktadır (Snowdon, 2001).

Btr II

Sönümlenme özelliği daha düşük olan bir kauçuk türüdür. Elastiklik özelliği iyidir. Sıcaklık performanslarına bakıldığı zaman iyi bir performansı vardır, -40°C

sıcaklıklara kadar çalışabilme özelliği vardır. Çalışma alanları daha çok uçak motorlarıdır (Snowdon, 2001).

Btr IV

Sönümlenme özelliği iyi olan sentetik bir kauçuk türüdür. Rezonans kontrolü performansları da iyidir. Ancak yüksek frekanstaki titreşimlerin sönümlenmesinde performansları çok iyi değildir. Bu sebeple diğer Btr türleri daha fazla kullanılır. Kullanım alanlarına bakıldığında, daha çok helikopterlerdir (Snowdon, 2001).

Mem

Bir tür sentetik silikon kauçuk türüdür. Sönümlenme performansları iyi değildir. Daha çok özel kullanım amacıyla belirli firmalar tarafından üretilir. Kullanım alanları yankı kontrolüdür (Snowdon, 2001).

Mea

Özel kullanım amacıyla üretilen başka bir silikon kauçuk türüdür. Sönümlenme özelliği çok geniş sıcaklık aralığında kararlılığını koruyabilmektedir. Kullanım alanları diğer silikon tür gibi yankı kontrolüdür (Snowdon, 2001).

Mee

Bu tür silikon kauçuğun sönümlenme performansı çok iyi değildir. Ancak düşük sıcaklıklarda çalışma imkânı sağlar. Btr ve diğer silikon kauçuk türlerinden daha tutarlı bir yapıya sahiptir. Yüksek frekans aralığında sönümlenme performansları iyidir. Diğer sentetik silikonlar gibi özel amaçlı üretilir (Snowdon, 2001).

2.6.2.4. Ahşap Sönümleyiciler

Ahşap tip sönümleyiciler iyi bir sönümlenme performansına sahiptir. Teknoloji ve sanayide günden güne gelişmeler yaşanmaktadır. Sistemler sürekli olarak

iyileştirilmekte ve hafifletilmektedir. Bu gelişmelerden önceki tarihlerde sistemler daha büyük yapılarda ve kütlelerde imal edilirdi. Daha büyük yapılar demek daha az titreşimle çalışmak anlamına gelir. Ahşap yapıli sönümleyicilerde eski tarihlerde büyük sistem ve makinelerin titreşim sönümlemesinde daha fazla tercih edilmiştir.

2.7. TAŞITLARDA TİTREŞİM

Elek ve beton kırıcı gibi titreşimle çalışan makinelerde titreşim gereken bir parametredir. Ancak çalışma prensibi titreşime dayanmayan cihazların dışında titreşim istenmeyen bir olgudur. Titreşimle çalışan cihazlarda da bu durumun çok iyi ayarlanması gerekir. Çünkü titreşim makinelerde zarara neden olur sürekli olarak devam etmesi durumunda etkisi artar. Titreşim insan sağlığı üzerinde de olumsuz etkiye sahiptir. Sürekli titreşime maruz kalan insanlarda sağlık problemleri görülebilir.

Günden güne otomotiv sektöründe kullanıcı beklentileri artmaktadır. Bu beklenti otomotiv üretici firmalarını müşteri odaklı çalışmaya yönlendirmektedir. Kullanıcı odaklı çalışma durumu öncelikle binek araçlarda dikkate alınsa da devamında ticari, askeri ve hemen hemen her alanda geliştirilmeye çalışılmaktadır. Bu çalışmalar ışığında sürekli olarak araçlarının ağırlıkları azaltılmaya ve bir diğer yandan da konfor parametresi yükseltilmeye çalışılmaktadır. Fakat araçlarının ağırlıklarının azaltılma isteği titreşim kontrolünü ve NVH performansını kötü yönde etkilemektedir. Otomotiv üreticileri hem hafif taşıtlar üretip; emisyon değerlerin düşürmek, yakıt ve maliyet tasarrufu yapmak hem de titreşim izolasyon performansını en iyi derecelere getirmek istemektedir. Bu durum mühendislerin işin zorlaştırmaktadır. Çünkü hafif taşıtlar imal etmek için daha hafif malzemeler kullanmak gerekmektedir. Daha hafif malzemelerin kullanılması titreşim sönümlemeyi zorlaştırmaktadır. Çünkü ağır malzemelerin sönümlemesi daha iyidir.

Taşıtlarda titreşim kontrolünün amacı; sürüş konforunu arttırmak, titreşimin olumsuz etkilerinden korunmak, araç kabininde bulunan insanlar ve ekipmanlar üzerindeki olumsuz etkilerini azaltmaktır. Ayrıca titreşim sönümleyiciler sürücünün daha sessiz ve titreşimsiz olarak sürüş yapmasına imkân tanıdığından aktif güvenlik sistemleri içerisinde değerlendirilebilir.

Taşıtlardaki en önemli titreşim kaynakları; motor titreşimleri ve yol düzensizliklerinden kaynaklanan titreşimlerdir. Motor titreşimleri taşıtlardaki en önemli titreşim kaynağıdır. Motor titreşimleri gaz basıncı ve dengesiz kuvvetlerin neden olduğu titreşimlerdir (Lichty, 1967). Yanma sonucu basıncının oluşturduğu kuvvete gaz basıncı denir. Gaz basıncı piston üzerine maksimum iş zamanında uygulanır çünkü basınç iş zamanında en yüksek değere çıkar. Taşıtlarda kullanılan motor askı sistemleri titreşim izolasyonu konusunda iyi performanslar gösterir. Fakat otomotiv sektöründeki sürekli değişim ve iyileştirme bu konuda da sürekli iyileştirmeyi gerekli hale getirmektedir. Motorlardaki dönen mekanizmaların sebep olduğu balans kuvvetleri ve momentlerde titreşime önemli etkide bulunurlar (Lichty, 1967). Yanma çevrimi ve yanma işlemi sonucu patlamadan dolayı kütlelerin hareketiyle blok içinde meydana gelen kuvvetler ve momentler titreşime neden olur ve araç gövdesinde hareket eder (Schmitt and Charles, 1976). Motor titreşimlerini üç başlıkta incelemek mümkündür; yakıt hava karışımının yanma sonu patlamasından doğan yanma kuvvetleri, bu kuvvetler krank mili eksenine paralel momente neden olurlar (Doughty, 1988). Piston ve biyel kolu gibi vargel hareketi yapan elemanların neden olduğu atalet kuvvetleri ve momentleri oluşturur. Piston ÜÖN ve AÖN arasında hareket yapar (Doughty, 1988). Bu hareketi yaparken ölü noktalarda yön değiştirirken ağırlığından kaynaklı kuvvetle hareketin devamlılığını sağlar, bu atalet kuvvetidir. Atalet kuvvetleri ve momentleri krank mili eksenine dik piston eksenine paralel etki ederler. Bir diğer titreşim kaynağı ise sistemlerin sürtünmesi ve pompalaması sonucu olan titreşimlerdir. Bu titreşimler diğer motor titreşimlerine göre çok az olduğu için ihmal edilebilir.

2.8. MOTOR TAKOZLARI

Taşıtlarda motorların çalışması sırasında oluşan titreşimlerin izolasyonunu sağlamak için veya mümkün olduğu kadar azalmak için kullanılan sönümleyicilere motor takozu denir. Araçlarda genellikle üç veya dört tane motor takozu kullanılır, takozlar motor ile gövde arasına braket kullanılarak bağlanır. Motorun neden olduğu titreşimlerin araç gövdesine geçmesini engellemek için gövde ile motor arasına bağlanır (Engel, 2013). Motorlarda oluşan titreşimler genellikle vites, koltuklar ve pedallardan kabin içine geçebilir. Takozların birincil görevi motor titreşimlerinin gövdeye iletilmeden

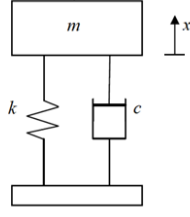
sönümlemek veya en aza indirmektedir. Aynı zamanda motorun statik yükünü taşıması ve destek olması da beklenir (Engel, 2013). Yoldan motora gelen kuvvetlere karşı koruma sağlamalıdır. Ayrıca aracın aniden hızlanması, frenlemesi ve viraja girmesi durumunda oluşan kuvvetleri kontrol altına almalıdır, özellikle çarpışma ve kaza gibi durumlarda motor ve güç aktarma organları yerinden çıkma ve fırlama gibi durumlara maruz kalabilir böyle durumlarda bu elemanların yerinde kalmasına destek olması beklenir.

2.8.1. Motor Takozu Çeşitleri

Dört çeşit motor takozu vardır. Kauçuk takozlar, hidrolik takozlar, yarı aktif takozlar ve aktif takozlar. Günümüzde otomotiv endüstrisi tarafından en çok kauçuk ve hidrolik motor takozları kullanılmaktadır. İlerleyen bölümlerde motor takoz çeşitleri ile ilgili bilgiler verilecektir.

2.8.1.1. Kauçuk Takozlar

Bir diğer adıyla elastomerik takozlar, araçlardaki kullanılmaya başlanan takozlardan birisidir. 1930 yılı itibariyle motor titreşimlerini izole etmesi için kullanılmaya ve geliştirilmeye başlanan kauçuk motor takozları çok kompleks bir yapıya sahip değildir. Basit bir yapısı ve çalışma prensibi vardır bu yüzden üretimi kolaydır, herhangi bir bakım ihtiyacı yoktur ve uygun maliyetlidir (Alkhatib, 2013). Kauçuk takozlar basit yapısı nedeniyle güvenilirdir ve yukarıda bahsedilen sebeplerden dolayı hidrolik takozlar ile birlikte en yaygın olarak kullanılan motor takozlarıdır. Şekil 2.9'da motor takoz modeli basit model gösterilmiştir. Şekil 2.10'da motor takozları gösterilmiştir.



Şekil 2.9. Motor takoz sisteminin modeli.



Şekil 2.10. Farklı tip kauçuk takozlar.

Bu tip takozlar, yay sertliği ve sönüm karakteristiği özellikleri bakımından isteğe göre belirlenen aralıklarda üretilebilme imkânı sağlar (Alkhatib, 2013). Yüksek frekans değerlerinde düşük frekanslara göre kauçuk takozların dinamik yay sertliği daha büyüktür. Bu özellik yüzünden kauçuk takozların sönümlenme performansları istenilen değerlerde elde etmeyi biraz zorlaştırır. Sönümlenme oranı ve yay katsayıları düşüktür, yüksek frekans değerlerinde düşük gürültü seviyeleri elde edilebilir ve titreşim sönümlenme özellikleri iyidir. Fakat düşük frekans aralıklarında ve şoklarda performansı iyi değildir bu yüzden motor salınımları artacaktır (Alkhatib, 2013). Bu iki parametre değerlendirilip optimum yay katsayısı ve sönümlenme oranı seçilmelidir. Ancak uygun maliyetli ve güvenilir olması yaygın olarak kullanılmasını sağlamaktadır. Şekil 2.11’de kauçuk takozlar gösterilmiştir.

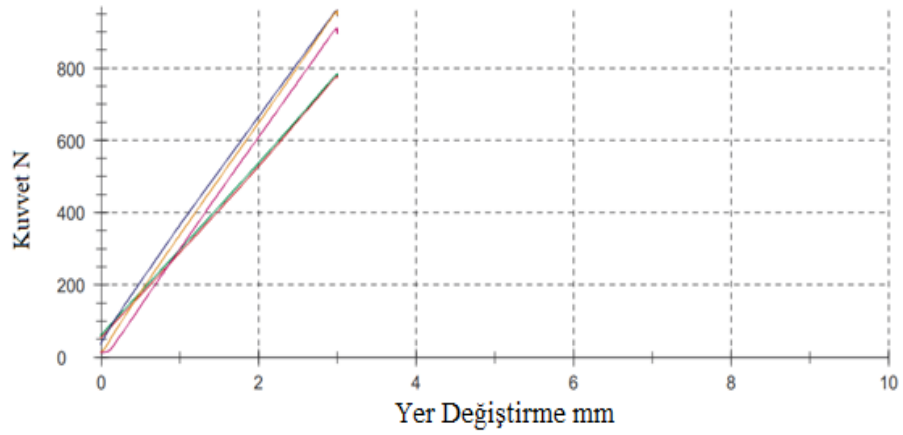


Şekil 2.11. Kauçuk takoz.

Çizelge 2.2. Test parametreleri.

No	$F_{max}(N)$	Yer Değişirme (mm)	Sertlik
1	778	3.0	243 N/mm
2	784	3.0	242 N/mm
3	960	3.0	300 N/mm
4	958	3.0	308 N/mm

Şekil 2.11’de ki kauçuk takozun Çizelge 2.2’deki kuvvetler ve takoz sertliklerine göre yer değiştirme miktarı Şekil 2.12’de gösterilmiştir.



Şekil 2.12. Kauçuk takoz basma grafiği.

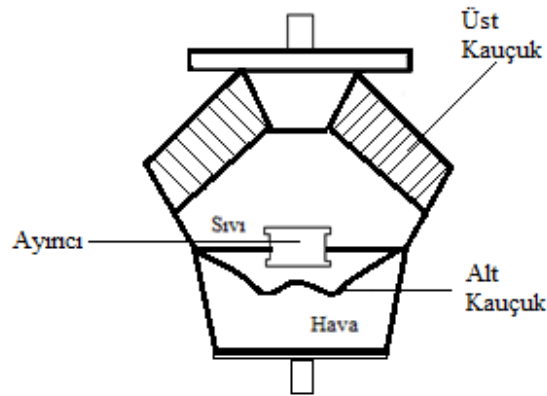
2.8.1.2. Hidrolik Takozlar

İlk hidrolik motor takozunun patenti 1962 yılında Richard Rasmussen tarafından alınmıştır (Alkhatib, 2013). Son zamanlarda daha fazla kullanılmaya başlamasının sebebi kolay ayarlanabilir olmasıdır. Şok kuvvetleri karşısında iyi bir performans gösterir fakat pahalı sistemlerdir (Matthew and Haddow, 1993). Birkaç çeşit hidrolik takoz mevcuttur. Bunlardan en yaygınları basit delikli hidrolik takozlar ve ayırıcılı hidrolik takozlardır. Şekil 2.13’de hidrolik takoz gösterilmiştir.



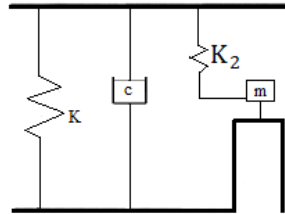
Şekil 2.13. Hidrolik motor takozu.

Dinamik yay katsayıları kauçuk takozun dinamik yay katsayısından daha büyüktür bu yüzden kauçuk takozlara göre şoklarda daha iyi performans gösterirler (Mansour, 2010). Düşük frekans değerlerinde yüksek frekanslara göre daha iyi titreşim izolasyonu sağlarlar.



Şekil 2.14. Ayırıcılı hidrolik motor takozu.

Şekil 2.14’de görüldüğü gibi hidrolik takoz iki odadan oluşur ve arasında ayırıcı genlik vardır, hidrolik takozlarda oda içinde etilen glikol ve su karışımı bir sıvı kullanılır. Hidrolik takozlardaki genlik sınırı takozun bir piston gibi çalışmasını sağlar. Üst veya yüksek basınç odası bir kauçuk yapı ile motora bağlanır bu kauçuk yapının görevleri motorun statik yükünü taşımasının yanı sıra motor titreşimlerinin sönümlenmesi için gereken sertlik ve sönümlenmenin bir kısmını sağlaması aynı zamanda titreşim hareketi esnasında oda içinde bulunan sıvının pompalanmasını sağlar. Alt oda bir çelik saç ile sınırlandırılmıştır bu saç ile araç gövdesine bağlanır. Hidrolik takozların çoğunda üst odada takozu civatalanmış çan şeklinde bir plaka olur, bu plakanın görevi yüksek basınç odasında rezonansı önlemektir. Alt oda ile gövdeye bağlı saç arasında kauçuk yapıları bir zar vardır. Motor titreşimleri sırasında üst odanın sıvı pompalaması ile alt odaya sıvı girişi olur ve bu zar sayesinde haznenin genişlemesi sağlanır. Bu olay üst oda ile alt oda arasında sıvı transferini sınırlandırır ve üst odadaki basıncı azaltır. Bu sıvının bu şekilde alt odaya giderek düşük genlikli türdeki titreşimlerde, düşük sönümlenme ve sertlik sağlar. Yüksek genlikli türdeki titreşimlerde ise yüksek sönümlenme ve sertlik sağlar. Şekil 2.15’de hidrolik takoz modeli gösterilmiştir.

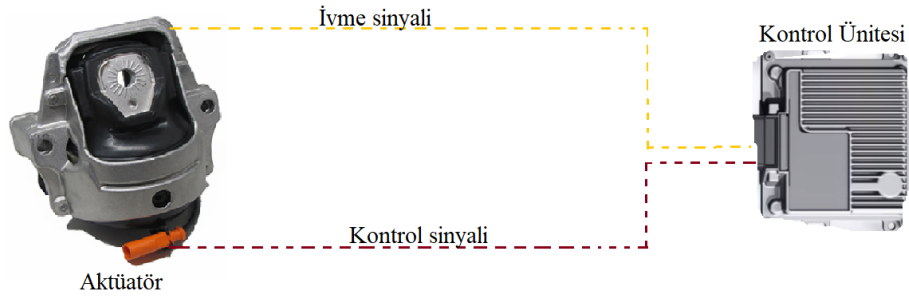


Şekil 2.15. Hidrolik takozun sisteminin modeli.

2.8.1.3. Yarı Aktif Motor Takozları

Yarı aktif motor takozu sistemleri pasif bir takoz ve kontrol elemanından meydana gelir. Yaygın olarak bu sistemlerde hidrolik motor takozu tercih edilmektedir (Graf et al, 1987). Yarı aktif takozlarda genellikle sıvı olarak ER (elektro-rheological) adı verilen sıvı kullanılır. Fakat son yıllarda bazı türlerinde MR (manyeto-reolojik)

sıvılarda kullanılmaktadır (Pell et al, 1996). Bu sıvılar özellik olarak, elektrik alanına maruz kaldıklarında viskoziteleri çok hızlı bir şekilde değişir, sıvı içindeki metaller kendilerini elektrik alanına göre hizalar ve zincirler oluşturur bu da karışımın viskozitesini önemli miktarda artırır (Pell et al, 1996). Bu özellikleri ile titreşimlere karşı sönümlenme sağlamaktadır. ER sıvıları, bir dielektrik taşıyıcı sıvı içindeki yarı iletken parçaların oluşturduğu bir karışımdır. ER sıvısının kesme gerilimi 8 kv/mm aralığında yüksek bir elektrik alanına maruz kaldığında artmaktadır (Pell et al, 1996). ER sıvısı literatürde köklü bir geçmişe sahip olmasına rağmen uygulamalarda çok fazla dikkat çekmemektedir (Choi, 2003). Bunun sebebi yüksek voltaj ihtiyacı, düşük kesme mukavemeti ve sınırlı çalışma sıcaklığıdır. MR sıvısı ise ER'ye göre daha güvenilir sıvılardır ve tasarımda daha esnek kontrol özelliği sunar. MR sıvısı manyetik olarak polarize edilebilir parçacıklardan oluşur. Şekil 2.16'da yarı aktif ve aktif takozların çalışma çevrimi gösterilmiştir.



Şekil 2.16. Yarı aktif ve aktif takozun çalışma çevrimi.

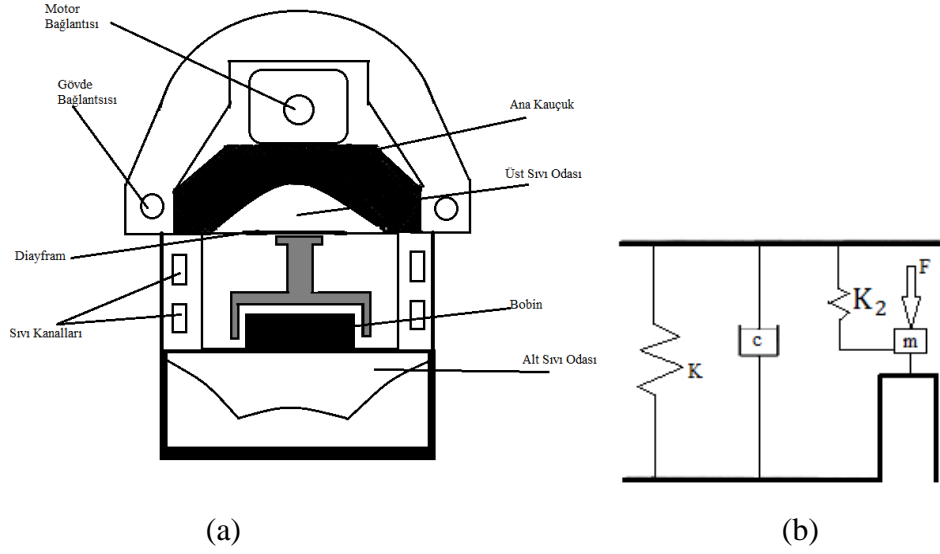
Yarı aktif motor takozu sistemleri düşük titreşim frekanslarında gelişim sağlar. Yüksek titreşim frekansları için aktif sistemler daha fazla kullanılır. Yarı aktif askı sistemlerinde kontrol edilebilir sistem parametrelerine göre sistemin dinamik cevapları değiştirilir, bu proses açık döngü kontrolüyle aktüatörle uygulanabilir (Mansour, 2010). Bu parametreler yaygın olarak takozlar için yay katsayıları ve sönüm oranlarıdır, bu parametreler ayarlanarak titreşimi etkileyici şekilde sönümlüyor. Yarı aktif takozlar sönümlenme probleminde hem basit hem de kontrol edilebilir olarak bir çözüm sunmaktadır. Dahası yarı aktif sistemler aktif sistemlere göre daha az kontrol çabası gerektirir. Yarı aktif sistemin ana avantajı, aktif sisteme göre takozların harekete geçirici kuvveti olmamasıdır, bu sebeple yarı aktif takozların kararsızlık riski çok daha düşüktür ve daha güvenilirdir (Muler, 1996).

2.8.1.4. Aktif Motor Takozları

Otomotiv endüstrisinde motorları güçlendirirken araçların ağırlıklarını azaltmaya yönelik bir eğilim vardır (Mansour, 2010). Araçların daha hafif olması sonucunda araçların gövdesinde titreşim iletilebilirlik artmaktadır ve NVH konusunda da birtakım sorunlara yol açmaktadır (Mansour, 2010). Yeni nesil motorlarda karmaşık titreşim problemleri daha kompleks hale gelmektedir. Pasif motor takozlarının bu problemleri gidererek modern motorların gerekli izolasyon değerlerini karşılayamadığı durumlarda aktif motor takozlarına ihtiyaç duyulmaktadır (Mansour, 2010). Şekil 2.17 ve Şekil 2.18'de (a) aktif takoz sisteminde kullanılan hidrolik takozu (b) aktif takozun modeli gösterilmiştir.



Şekil 2.17. Aktif motor takoz.



Şekil 2.18. Aktif motor takozu sisteminde kullanılan hidrolik takoz (a) ve aktif hidrolik takozunun modeli (b).

Aktif motor takozu sistemi bileşenleri, kauçuk veya hidrolik bir takoz, aktüatörler, titreşim sensörleri ve kontroller (elektrik kontrol ünitesi) 'den oluşur (Muller et al, 1994). Titreşim sensörü kontrollere oluşan titreşimler ile ilgili bilgileri verir. Kontrol ünitesinden alınan sinyalleri değerlendirerek aktüatörün nasıl bir karşı dinamik kuvvet oluşturacağını hesaplar. Aktüatörün görevi titreşimlere karşı ters dinamik kuvvetler oluşturarak titreşimleri sönmektir (Muller et al, 1994). Literatürde elektromanyetik ve piezoelektrik türlerde aktüatörler vardır (Yoshiharu et al, 1993). Piezoelektrik aktüatörler yüksek frekanslı titreşimler için daha uygundur çünkü çok hızlı yanıt sistemi vardır, ancak yüksek genlikte titreşimlere karşı iyi değildir (Yu et al, 2001). Bu sistemlerde bir veya daha fazla aktüatör olabilir bu sayede değişik frekanslardaki hareketler için dinamik özellikler oluşturulabilir. Aktif sistemler sürekli bir güç kaynağına ihtiyaç duyarlar. Aktif takoz sistemi açık döngü ve kapalı döngü sistemleri ile kontrol edilir. Kapalı döngü sistemi daha iyi bir performans sağlar (Mansour, 2010). Aktif motor takozu sistemleri titreşim sönmeye performanslarına rağmen, bu sistemlerin kontrolü zor bir alandır çünkü dengesiz olma eğilimi gösterirler (Muller et al, 1996). Maliyet, boyut ve enerji tüketimini arttırmaları ve düşük güven özelliklerinden dolayı çok fazla tercih edilmemektedir.

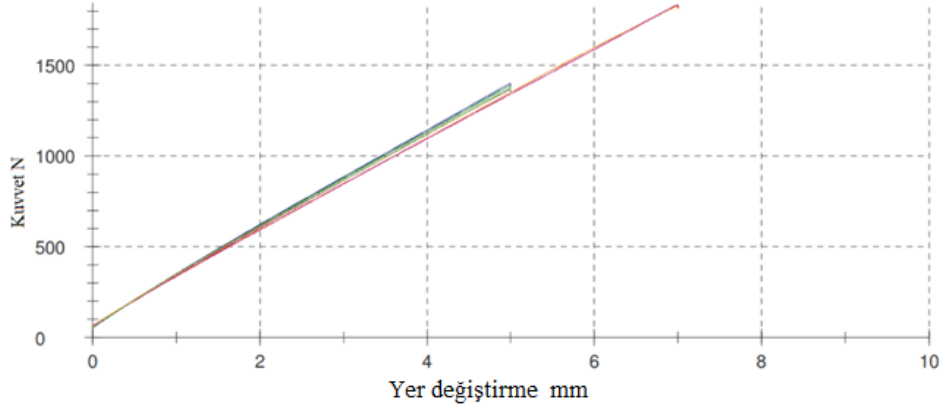
Çizelge 2.3. Test parametreleri.

No	$F_{max}(N)$	Yer Değişirme (mm)	Sertlik	Numune Durumu
1	1370	5.0	259 N/mm	Elektrik yok
2	1390	5.0	264 N/mm	Elektrik var
3	1400	5.0	266 N/mm	Elektrik var
4	1830	7.0	250 N/mm	Elektrik var
5	1840	7.0	252 N/mm	Elektrik yok
6	1370	5.0	259 N/mm	Elektrik yok Sıvı yok
7	1370	5.0	259 N/mm	Elektrik var Sıvı yok

Şekil 2.19'da ki aktif takozun Çizelge 2.3'deki kuvvetler ve takoz sertliklerine göre yer değişirme miktarı Şekil 2.20'de gösterilmiştir.



Şekil 2.19. Aktif motor test görünümü.



şekil 2.20. Aktif motor basma grafiği.

BÖLÜM 3

MOTOR TAKOZ SİSTEMİ TİTREŞİM ANALİZİ

Motor askı sistemi karakteristiği yalnızca motor takozlarının performansına bağlı olmayıp, tüm motor askı sisteminin performansına bağlı olarak şekillenir. Bu yüzden motor sistemi dizaynı yapılırken motor askı sistemi ile birlikte ele alınmaktadır. Motor askı sistemi dizaynı takozların sertlik değerleri, sönüm oranları ve konumlandırılmasını içermektedir. Yapılan bu çalışmanın amacı motor takoz sisteminin titreşim analizlerinin yapılarak, kullanılacak sistemin ihtiyaçlarına göre, tasarlanacak ve üretilecek olan motor takozlar için optimum sönüm oranı, sertlik değeri ve konumu elde etmektir. Bu bölüm sırasıyla motor takozlarının yerleştirilmesi, sistemin modellenmesi, titreşim analizleri ve optimizasyon bölümlerinden oluşmaktadır.

Bu bölümde sırasıyla yapılacak olan titreşim analizleri, modal analiz ve sönümlü zorlanmış titreşim analizidir.

Modal analiz; tasarımı yapılan sistemin 6 moddaki doğal frekans ve kinetik enerji dağılımı gibi değerlerini görmeye yarayan analizdir.

Doğal frekans analizi; takoz sertlik değerlerine göre sistemin altı modu için doğal frekanslarının hesaplamasını kapsamaktadır ve belirli aralıklarda tutulmaya çalışılmaktadır. Altıncı mod yani dikey ekseninde insan vücudunun en hassas olduğu frekans aralığı 4-8 Hz arasındadır, birinci ve ikinci mod için bu değer 1-2 Hz arasındadır. Bu yüzden bahsedilen modlar da bu değerlerden farklı frekanslar elde edilmeye çalışılmaktadır.

Konum analizi; motor takozlarının lokasyonlarına bağlı olarak sistemin altı modunda eksenlerde oluşan kinetik enerji dağılımını kapsamaktadır. Motor takozlarının doğru lokasyonlara konumlandırılması motor takozlarının ömürleri, eksenlerde ulaşan kinetik enerji dağılımı, buna bağlı olarak eksenlerde oluşan kuvvet ve momentlerin

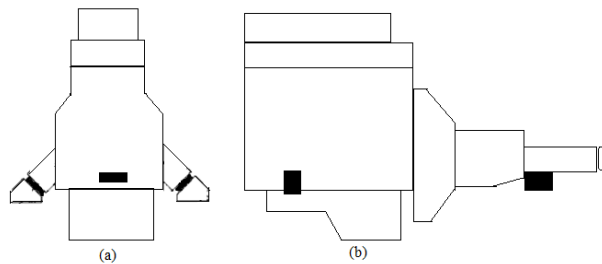
istenilen seviyelerde tutulması açısından önemli bir parametredir. Şekil 3.3’de görüldüğü gibi sistemin altı modu, altı modda her eksende ileri geri (zıplama) ve bu eksenler etrafında dönme hareketi vardır. İyi bir konum optimizasyonu sağlayabilmek için, sistemin hangi modunun hangi harekete ait olduğu belirlenir daha sonra ilgili hareket yönünde hedef kinetik enerji değeri belirlenir, genellikle kinetik enerji %80 ve üzeri istenilmektedir, ilgili moddaki diğer hareketlerin kinetik enerji değeri mümkün olduğunca sifıra yaklaştırılıp birbirinden uzaklaştırılmaya (ayrıklaştırılmaya) çalışılmaktadır. Bunun anlamı her mod için ilgili yönde hareket olmasıdır. Diğer yönlerde hareket olması engelleyip motorun sarsıntısını engellemektir. Kinetik enerji değeri ilgili modun ilgili hareketinde yüzde yüze ne kadar yakın olursa, diğer hareketler yönlerinde sifıra o kadar yaklaşır. Bu çalışmada hedef kinetik enerji yüzde 85 ve üzeri olarak belirlenmiştir.

Giriş kanalları ve çıkış kanalları oluşturularak, belirli frekans değerleri arasında farklı sönüm oranları ve sertlik katsayıları ile sistemin sönümlü zorlanmış titreşim analizleri yapılarak tasarımı yapılan sistemin sönümlenme performansı, geçirgenlik değerleri, doğal frekans ve rezonans analizleri yapılmıştır.

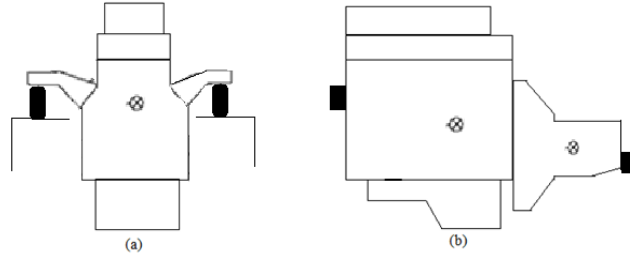
3.1. Motor Takoz Sisteminin Yerleştirilmesi

Hafif ve benzin motorlu araçlarda motoru gövdeye bağlamak için genelde üç tane takoz, ağır ve dizel motorlu araçlarda motoru gövdeye bağlamak için ise genelde dört tane takoz kullanılır (Heisler, 2002).

Motor takozlarının çeşitli bağlantı yöntemleri vardır sistemin gereklerine göre nasıl bir bağlantı yapılacağına karar verilmektedir.



Şekil 3.1. Bir motorun üç takoz ile bağlantısı (a) önden, (b) yandan görünüş.

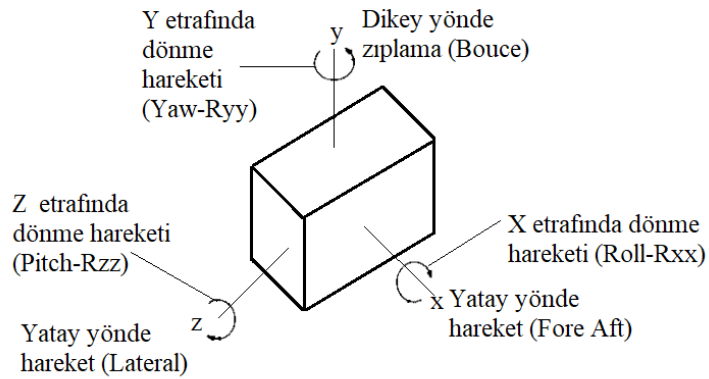


Şekil 3.2. Motor takozlarının farklı motorun ağırlık merkezlerine yakın noktalardan bağlantısı (a) önden, (b) yandan görünüş.

Aracın çeşitli hareket durumunda motor takozların bağlantı noktasında moment kuvvetleri meydana gelir ve bunun önlenmesi istenir. Bu yüzden motor takozları genelde iki şekilde bağlanmaktadır; birinci Şekil 3.1’de gösterildiği gibi motorun alt kısmından açılı şekilde, ikincisi ise Şekil 3.2’de gösterildiği gibi dik olarak motorun ağırlık merkezine olabildiğince yakın bir eksene bağlanmaktadır (Heisler, 2002).

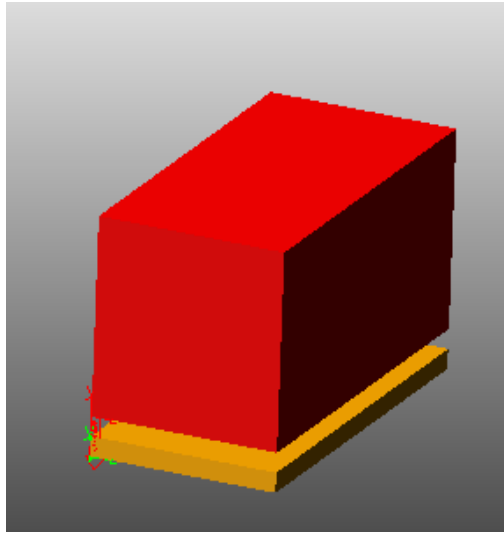
3.2. Motor Takoz Sisteminin Modellenmesi

Motor ve takoz sistemi MSC.Adams yazılımında dört tane takoz kullanılarak modellenmiştir. Motor altı serbestlik derecesine sahip katı model olarak kabul edilmiştir. Geometrik yapının orta noktası motorun ağırlık merkezi olarak kabul edilmiştir.

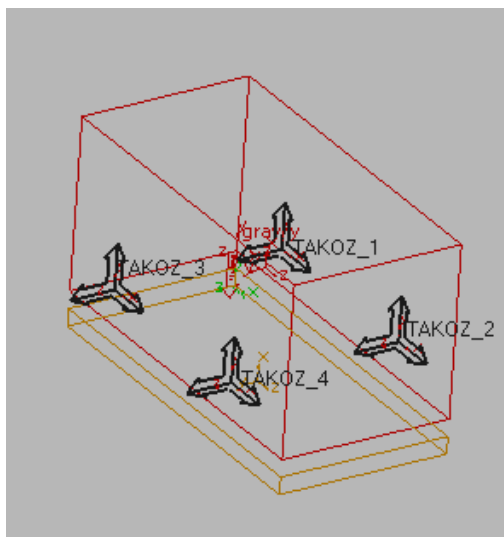


Şekil 3.3. Altı motor serbestliğinin gösterimi.

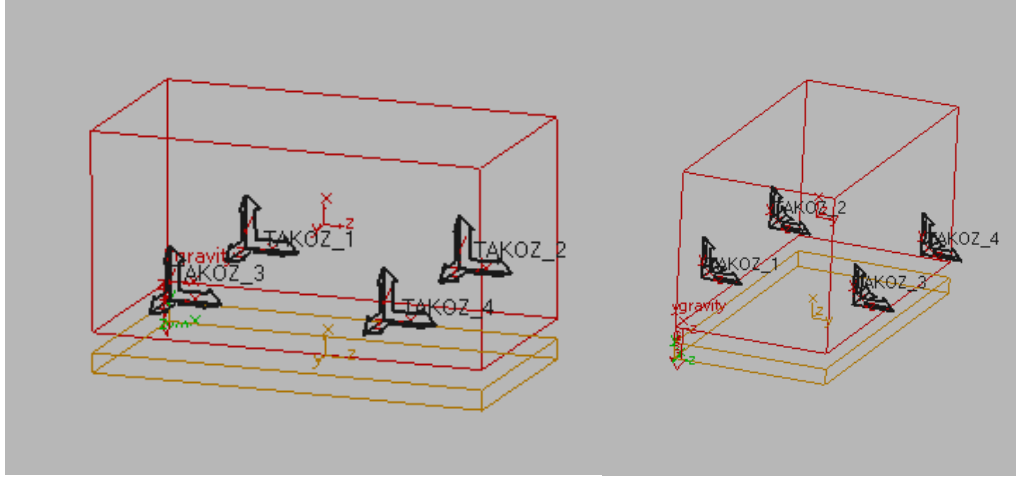
Sistem Şekil 3.3’de gösterildiği gibi her üç eksen doğrultusunda öteleme ve bu eksenler etrafında dönme hareketi yapacak şekilde serbestliğe sahiptir. Altı farklı moddan dikey yönde oluşan hareket ileri geri (zıplama) motorlarda oluşan titreşim analizi bakımından daha çok ön plana çıkmaktadır. Motor takozları üç yönlü rijitliğe sahip yay katsayısı ve sönüm katsayısı olan üç yönlü kuvvet ile modellenmiştir. Şekil 3.4, Şekil 3.5 ve Şekil 3.6’da motor şasi modelleri gösterilmiştir. Şekil 3.7 ve Şekil 3.8’de motor takoz ve motor bilgileri gösterilmiştir.



Şekil 3.4. MSC.Adams’da oluşturulan motor ve şasi modeli.



Şekil 3.5. MSC.Adams’da oluşturulan motor takoz sistemi modeli.



Şekil 3.6. Motor takoz sistemi modeli.

Name	TAKOZ_1	Name	TAKOZ_2
Location	200.0, 100.0, 0.0	Location	750.0, 100.0, 0.0
Location Relative To		Location Relative To	
Name	TAKOZ_3	Name	TAKOZ_4
Location	200.0, 100.0, 500.0	Location	750.0, 100.0, 500.0
Location Relative To		Location Relative To	

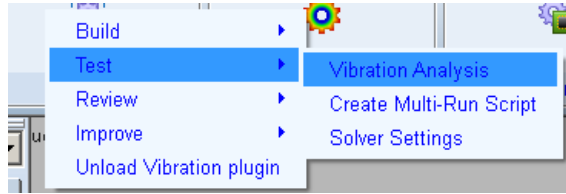
Şekil 3.7. Motor takoz lokasyonlarının gösterimi.

Ad Modify Body	
Body	motor
Category	Mass Properties
Define Mass By	User Input
Mass	300
Ixx	2.0315104167E
Iyy	2.0315104167E
Izz	8.1260416667E
Center of Mass Marker	motor.cm
Inertia Reference Marker	
<input type="checkbox"/> Off-Diagonal Terms	
<input type="button" value="OK"/> <input type="button" value="Apply"/> <input type="button" value="Cancel"/>	

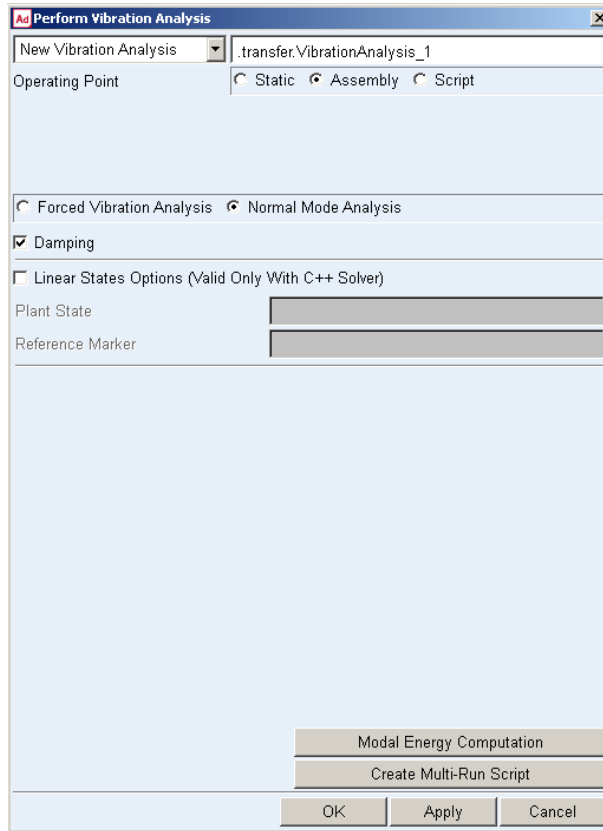
Şekil 3.8. Motor modelinin ağırlık ve atalet momentlerinin gösterimi.

3.3. Titreşim Analiz ve Optimizasyon Yapılışı

Adams programında yukarıda bahsedilen aşamalar ve kabullerden sonra, motor takoz sistemi modal analize hazır duruma gelmektedir. Şekil 3.9’da görüldüğü gibi sırasıyla Vibration, test ve analysis seçilerek Şekil 3.10’daki gibi titreşim analizi penceresi açılmıştır.



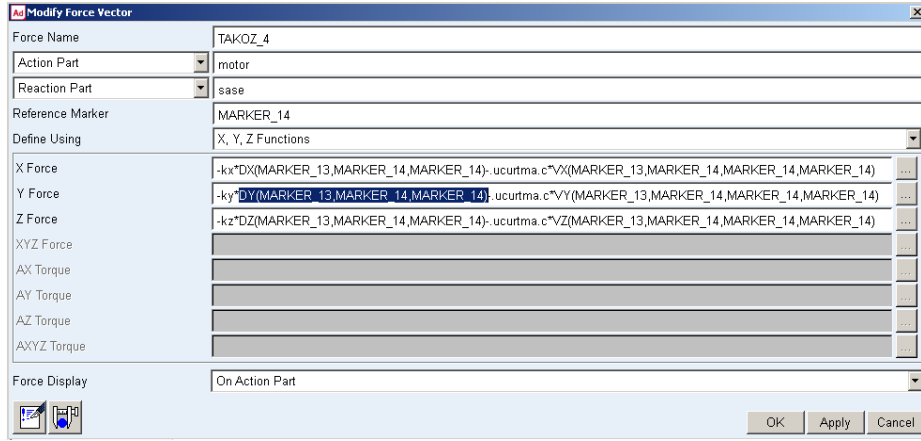
Şekil 3.9. Titreşim analizi açılışı.



Şekil 3.10. Modal analiz penceresi.

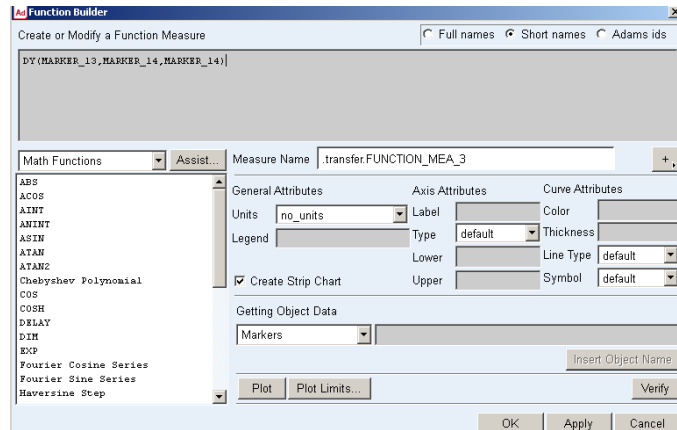
Şekil 3.10'daki titreşim analizi penceresinde 'Assembly' ve 'Normal Mode Analysis' seçilip doğal frekans ve modal analiz yapılmıştır. Çizelge 3.2 ve Çizelge 3.3' de görüldüğü gibi değerler elde edilmiştir.

Takozların yay sertliği belirlenip modellendikten ve bağlandıktan sonra kullanılan takoz sertliğine bağlı olarak statik çökme gerçekleşir. Statik çökme dikey yönde takozların bağlandıktan sonra yer değiştirmesini gösterir.



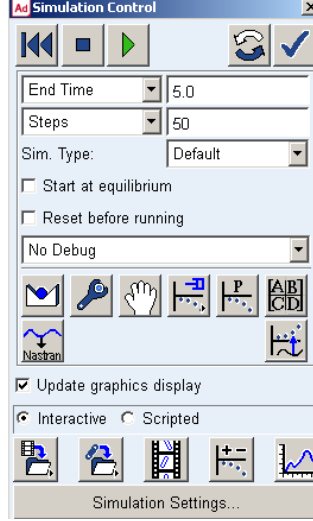
Şekil 3.11. Takozların katsayı giriş ekranı.

Statik çökme değerini görmek için Şekil 3.11'de görüldüğü gibi dikey eksendeki yay sertliği bölümünde bulunan denklem alınır ve sırasıyla Şekil 3.12'deki boşluğa yapıştırılır, ardından apply ve okay tuşuna basılır.



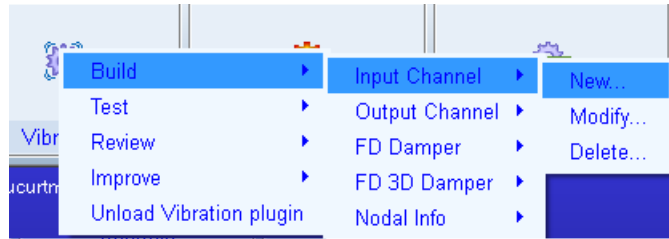
Şekil 3.12. Fonksiyon bölümü.

Simulation menüsünden Şekil 3.13'deki kontrol menüsü açılmıştır. Ardından statik çökme butonuna basılıp proses gerçekleştirilir.



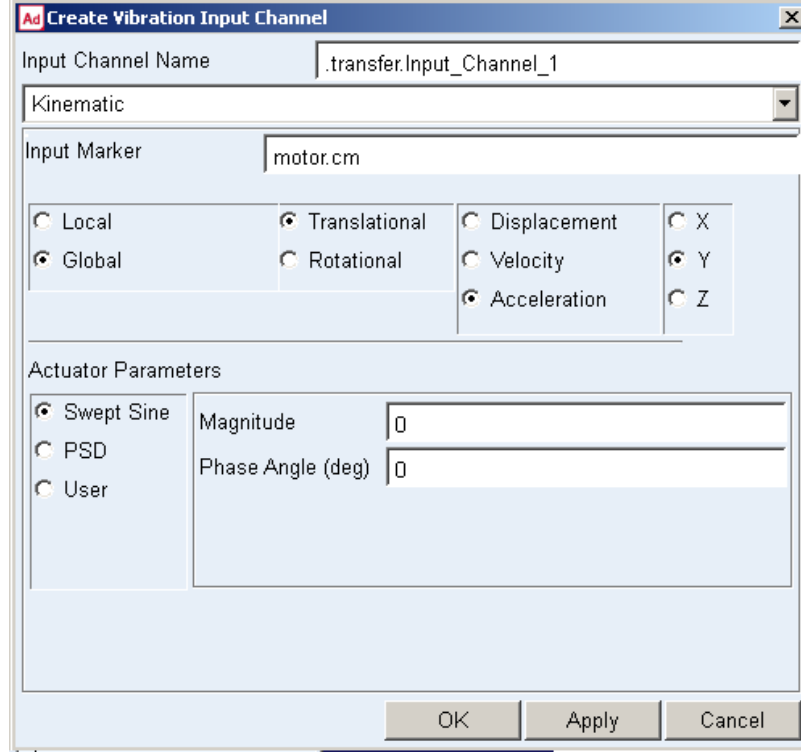
Şekil 3.13. Kontrol menüsü.

Sistemin sönümlü zorlanmış titreşim, geçirgenlik ve sönümleme analizleri yapılması için sisteme giriş ve çıkış kanallarının oluşturulması gerekmektedir. Bunun için Vibration bölümüne tıklayıp Şekil 3.14'de görüldüğü gibi sırasıyla Build, Input Channel ve New seçilmiştir.



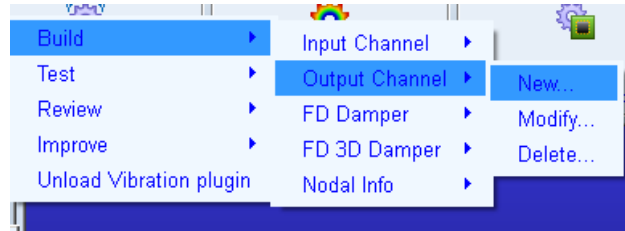
Şekil 3.14. Titreşim analizi girişlerin oluşturulması.

Ardından Şekil 3.15'de görüldüğü gibi Input penceresi içerisinde seçenekler ayarlanmıştır. Kinematik, acceleration ve input girişi seçildikten sonra istenilen eksen seçilmiştir.



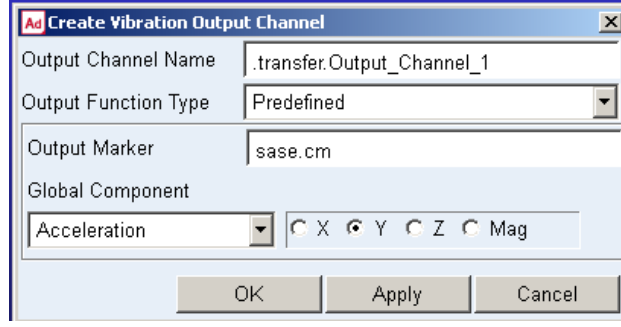
Şekil 3.15. Titreşim analizi giriş oluşturma ekranı.

Output girişi için tekrar vibration bölümünden Şekil 3.16'deki gibi sırasıyla Build, Output Channel ve New tıklanarak Output giriş penceresi açılmıştır.



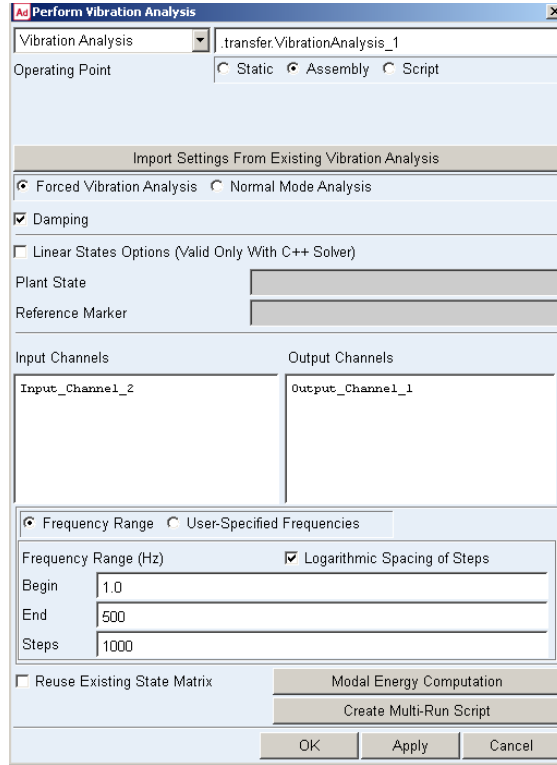
Şekil 3.16. Titreşim analizi çıkışların oluşturulması.

Şekil 3.17'de görüldüğü gibi Output girişi penceresinden seçenekler ayarlanmıştır.



Şekil 3.17. Titreşim analizi çıkış oluşturma ekranı.

Gerekli ayarlamalar yapıldıktan sonra Vibration bölümünden Test ve Vibration Analysis tıklanarak Şekil 3.18'deki titreşim analizi ekranı açılmıştır.



Şekil 3.18. Sönümlü zorlanmış titreşim analizi ekranı.

Açılan ekrandan 'Assembly' ve 'Forced Vibration Analysis' seçilerek oluşturulan giriş kanalları ve çıkış kanalları gerekli bölümlere getirilmiş ardından analiz yapılması istenilen frekans aralığı girilip gerekli ayarlamalar yapıldıktan sonra analiz koşturulmuştur.

Optimizasyon Şu aŐamalardan oluşmaktadır;

- Konum optimizasyonu:

Önceki modal analiz bölümünde elde edilen kinetik enerji değerlerinin istenilen hedeflere yükseltilmesi ve ayrıştırma için konum optimizasyonu yapılacaktır. Konum optimizasyonunda motor takozları için ideal bağlantı lokasyonları elde edilmek ve istenilen enerji seviyelerine ulaşmak istenmektedir.

- Doğal frekans optimizasyonu:

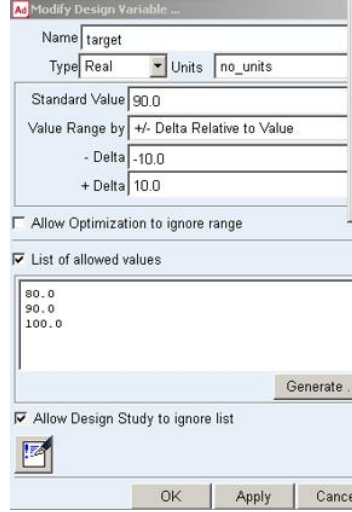
Doğal frekans değerlerini istenilen seviyelere yükseltmek için optimizasyon gerekmektedir. Motor kütlesi, atalet momentler ve takoz sertlik katsayıları deęiŐtirilmesiyle doğal frekans optimizasyonu yapılabilir. Motor kütlesi ve atalet momentleri çok fazla deęiŐtirilmesi istenilen parametreler değildir bu yüzden doğal frekans optimizasyonu için takoz sertlikleri deęiŐtirilebilir. Bir sonraki analizde daha yüksek sertlik değerleri alınarak analiz yapılmıştır.

- Geçirgenlik optimizasyonu:

Geçirgenlik optimizasyonu sönüm katsayısının deęiŐtirilmesiyle yapılmaktadır. Sönüm katsayısının yükseltilerek gövdeye iletilen moment ve kuvvetler azaltılabilir. Hedeflenen geçirgenlik oranı yakalanabilir buna bağlı olarak sönümleme performansı arttırılabilir.

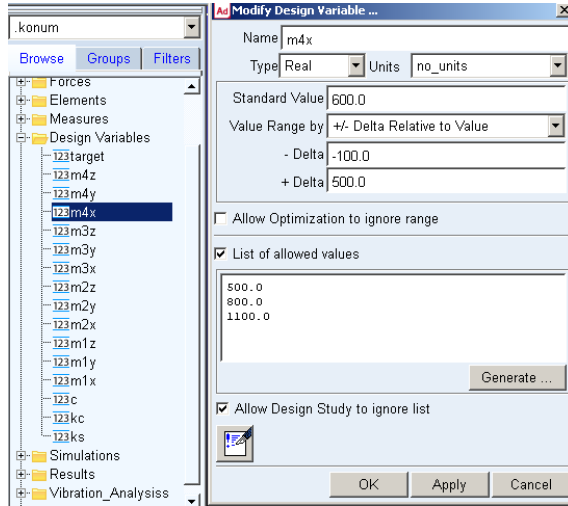
Adams'da optimizasyonun nasıl yapıldığı aşağıdaki adımlarla gösterilmiştir.

Şekil 3.19'da görüldüğü gibi bir önceki bölümde hedef olarak istenilen, yüzde 85 ve üzeri kinetik enerji dağılımı değeri oluşturulmuştur.



Şekil 3.19. Target oluşturma ekranı.

Şekil 3.19 ve Şekil 20'deki gibi Design Variable bölümünden hedeflenen kinetik enerjiyi yakalamak için her takozun x, y ve z lokasyonları için ayrı ayrı hedef lokasyonlar oluşturulmuştur. Standart Value bölümüne takozun ilgili yönünün mevcut lokasyon değeri ve tolerans aralıkları tanımlanmıştır.



Şekil 3.20. Tasarım parametleri oluşturma ekranı.

Oluşturulan hedef lokasyonlar daha sonra takozların mevcut lokasyon merkezlerindeki yerlerine yazılmıştır.

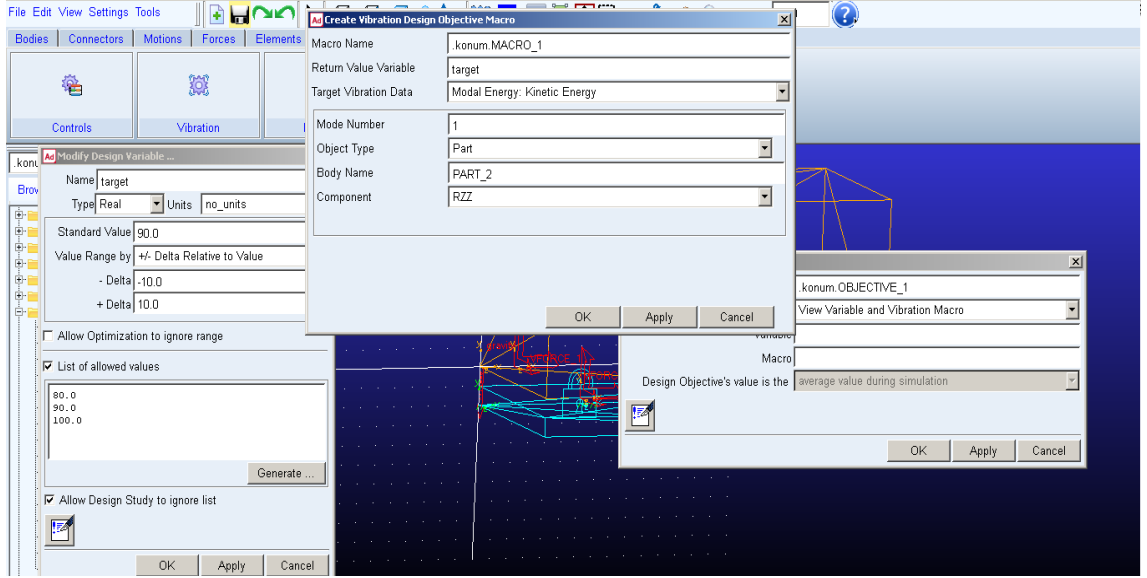
	Adams_Id	Loc_X	Loc_Y	Loc_Z
PART_2.MARKER_1	1	0.0	0.0	0.0
PART_2.cm	18	500.0	250.0	250.0
ground.MARKER_2	2	0.0	-100.0	0.0
PART_3.MARKER_3	3	0.0	-100.0	0.0
PART_3.cm	19	500.0	-75.0	250.0
PART_3.MARKER_4	4	300.0	-100.0	0.0
ground.MARKER_5	5	300.0	-100.0	0.0
PART_2.MARKER_6	6	(LOC_RELATIVE_TO({0,...	0.0	0.0
PART_3.MARKER_7	7	{konum.m1x}	{konum.m1y}	{konum.m1z}
PART_2.MARKER_9	9	(LOC_RELATIVE_TO({0,...	0.0	0.0
PART_3.MARKER_10	10	{konum.m2x}	{konum.m2y}	{konum.m2z}
PART_2.MARKER_12	12	(LOC_RELATIVE_TO({0,...	0.0	500.0
PART_3.MARKER_13	13	{konum.m3x}	{konum.m3y}	{konum.m3z}
PART_2.MARKER_15	15	(LOC_RELATIVE_TO({0,...	0.0	500.0
PART_3.MARKER_16	16	{konum.m4x}	{konum.m4y}	{konum.m4z}

Şekil 3.21. Takoz konum giriş ekranı.

Şekil 3.21’de hedef lokasyon girişleri tamamlandıktan sonra, her mod için ayrı ayrı Şekil 3.22’deki gibi Design Objective oluşturulmuştur. Return Value ve Target Vibration bölümüne sırasıyla hedeflenen kinetik enerji ve analiz tanımı, Modea Number ve Component bölümüne ise ilgili mod ve hareket tanımlanmıştır.

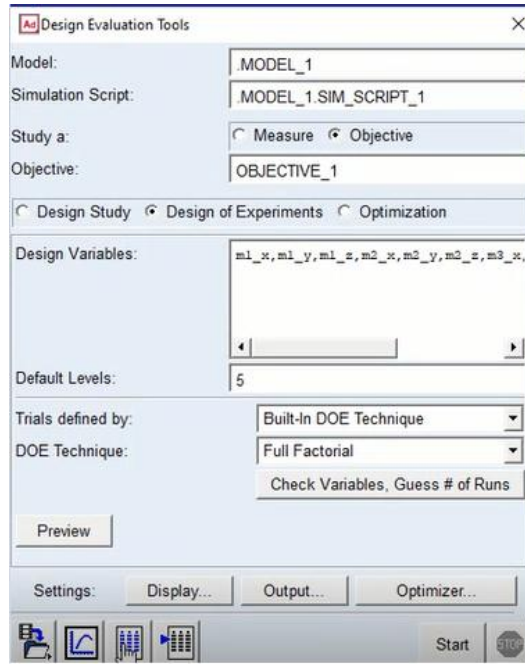
Create Vibration Design Objective Macro	
Macro Name	.konum.MACRO_1
Return Value Variable	target
Target Vibration Data	Modal Energy: Kinetic Energy
Mode Number	1
Object Type	Part
Body Name	PART_2
Component	RZZ
<input type="button" value="OK"/> <input type="button" value="Apply"/> <input type="button" value="Cancel"/>	

Şekil 3.22. Tasarım parametleri oluşturma ekranı.



Şekil 3.23. Tasarım parametleri oluşturma ekranı.

Gerekli tüm tanımlamalar yapıldıktan sonra hedeflenen konumları bulmak için Design Evulation bölümünden Şekil 3.23'de görüldüğü gibi analiz penceresi açılmıştır. Oluşturulan hedefler gerekli bölümlere girildikten ve gerekli ayarlamalar yapıldıktan sonra analiz koşturulmuştur.



Şekil 3.24. Analiz ekranı.

Analiz sonuçlarını görmek için sonuç penceresi açılmıştır. Şekil 3.24’da görüldüğü gibi yapılan analizler sonucu hedeflenen değerlerin yakalandığı deneyler ve değerler görülmektedir. Şekil 3.25 ve Şekil 3. 26’da ilgili analiz numarasına gidilerek gerekli lokasyonlar elde edilmiştir.

Information

Apply Parent Children Modify Verbose Levels Clear Read from File Save to File Close

Design of Experiments Summary

Model Name : konum
Date Run : 2020-05-20 17:25:56

Objectives

01) OBJECTIVE_1
Units : NO UNITS
Maximum Value: 88.4693 (trial 34765)
Minimum Value: 23.8959 (trial 12337)

02) OBJECTIVE_2
Units : NO UNITS
Maximum Value: 99.9769 (trial 29748)
Minimum Value: 57.91 (trial 37857)

03) OBJECTIVE_3
Units : NO UNITS
Maximum Value: 99.9771 (trial 47101)
Minimum Value: 89.6103 (trial 1)

04) OBJECTIVE_4
Units : NO UNITS
Maximum Value: 92.4183 (trial 42957)
Minimum Value: 72.8359 (trial 12340)

Design Variables

V1) mix

Şekil 3.25. Analiz sonuçları tablo ekranı.

Information

Apply Parent Children Modify Verbose Levels Clear Read from File Save to File Close

ID	Parent	Children	Modify	Verbose	Levels	Value 1	Value 2	Value 3	Value 4
49979	41.157	98.897	24.107	77.227	57.870	96.770	100.00		
49980	44.865	98.990	24.875	76.596	54.321	97.376	100.00		
49981	32.699	98.657	20.730	79.105	65.049	95.582	100.00		
49982	37.527	98.824	22.978	78.333	61.785	96.221	100.00		
49983	41.726	98.921	24.445	77.610	58.329	96.838	100.00		
49984	45.378	98.961	25.197	76.956	54.718	97.432	100.00		
49985	66.079	90.464	69.333	90.838	64.806	90.910	100.00		
49986	86.198	90.505	68.201	91.137	63.758	91.373	100.00		
49987	86.216	90.513	66.765	91.348	62.453	91.778	100.00		
49988	86.169	90.486	65.042	91.481	60.887	92.112	100.00		
49989	86.412	90.765	70.020	91.099	65.327	91.000	100.00		
49990	86.547	90.799	68.881	91.405	64.284	91.453	100.00		
49991	86.569	90.795	67.435	91.623	62.978	91.849	100.00		
49992	86.517	90.750	65.699	91.761	61.407	92.176	100.00		
49993	86.586	90.884	70.685	91.353	65.835	91.085	100.00		
49994	86.734	90.912	69.541	91.668	64.796	91.529	100.00		
49995	86.764	90.901	68.087	91.892	63.491	91.917	100.00		
49996	86.715	90.850	66.339	92.034	61.916	92.236	100.00		
49997	86.597	90.817	71.328	91.600	66.329	91.165	100.00		
49998	86.756	90.840	70.181	91.924	65.296	91.601	100.00		
49999	86.797	90.830	68.720	92.155	63.992	91.981	100.00		
50000	86.761	90.783	66.962	92.302	62.412	92.293	100.00		
50001	78.375	87.312	66.071	89.619	66.095	92.932	100.00		
50002	80.539	90.220	64.074	89.795	64.744	93.466	100.00		
50003	81.352	91.595	61.954	89.864	63.086	93.956	100.00		
50004	81.648	92.296	59.706	89.844	61.129	94.392	100.00		
50005	82.150	90.892	66.786	89.922	66.629	93.024	100.00		
50006	82.932	92.378	64.757	90.105	65.281	93.547	100.00		
50007	82.007	93.013	62.609	90.179	63.619	94.026	100.00		
50008	82.872	93.294	60.395	90.161	61.651	94.452	100.00		
50009	84.885	93.265	67.469	90.218	67.148	93.110	100.00		
50010	84.576	93.676	65.414	90.409	65.803	93.623	100.00		
50011	84.119	93.612	63.244	90.488	64.137	94.091	100.00		
50012	83.690	93.830	60.947	90.473	62.158	94.508	100.00		

Şekil 3.26. Analiz sonuçları tablo ekranı.

3.4. Motor Takoz Sisteminin Titreşim Analizleri

Bu bölümde sırasıyla yapılacak olan titreşim analizleri, modal analiz ve sönümlü zorlanmış titreşim analizidir.

Modal analiz; tasarımı yapılan sistemin 6 moddaki doğal frekans ve kinetik enerji gibi değerlerini görmeye yarayan analizdir.

Doğal frekans analizi; takoz sertlik değerlerine göre sistemin altı modu için doğal frekanslarının hesaplamasını kapsamaktadır.

Konum analizi; motor takozlarının lokasyonlarına bağlı olarak sistemin altı modunda eksenlerde oluşan kinetik enerji dağılımını kapsamaktadır.

Çizelge 3.1’de birinci takoz parametreleri, Çizelge 3.2. Sistemin doğal frekans değerleri verilmiştir.

Çizelge 3.1. Birinci takoz parametreleri.

	Tasarım değişkenleri	Konum (x, y, z) Sertlik (kx, ky, kz)
Takoz konumu [mm]	Motor takozu1	(-50 ,0, 0)
	Motor takozu2	(1050, 0, 0)
	Motor takozu3	(-50, 0, 600)
	Motor takozu4	(1100, 0, 600)
Takoz sertliği [N/mm]	Motor takozu1	(80, 120, 80)
	Motor takozu2	(80, 120, 80)
	Motor takozu3	(80, 120, 80)
	Motor takozu4	(80, 120, 80)

Çizelge 3.2’de görüldüğü gibi birinci modal analiz sonuçları görülmektedir. Birinci modal analiz sonuçlarına göre doğal frekanslar biraz düşük seviyede çıkmıştır. Ayrıca altıncı mod, insan vücudunun hassas olduğu 4-8Hz aralığının tepe noktası civarında çıkmıştır. Analiz sonuçlarına göre optimizasyon yapılarak doğal frekans değerlerinin yükseltilmesi gerekmektedir. Doğal frekans değerleri doğrudan takoz sertlikleriyle ilgilidir.

Çizelge 3.2. Birinci sistemin doğal frekans değerleri.

	Frekans (Hz)
1.Mod	2.08552
2.Mod	2.45493
3.Mod	3.16255
4.Mod	5.29956
5.Mod	5.53253
6.Mod	6.36977

Çizelge 3.3’de birinci modal analiz sonuçları görülmektedir. Birinci konum analiz sonuçlarına göre kinetik enerji dağılımı hedeflenenden çok düşük seviyede çıkmıştır. Bazı modlarda ki hareket değerleri çok yakın çıkmıştır ve hareketler arasında oluşan değerlerde tam bir ayrışma durumu söz konusu değildir. Analiz sonuçlarına göre optimizasyon yapılarak kinetik enerji değerlerinin hedeflenen değerlere yükseltilmesi ve hareketler arasındaki değerlerin ayrıştırılması gerekmektedir. Kinetik enerji değerleri doğrudan motor takozlarının konumu ile ilgilidir. Optimizasyon işlemi yapılarak hedeflenen aralıklar için ideal takoz konumları bulunmuştur.

Çizelge 3.3. Birinci sistemin modal analiz değerleri.

	1.Mod	2.Mod	3.Mod	4.Mod	5.Mod	6.Mod
Fore Aft	0.03	27.70	5.58	69.19	0.04	0.05
Bounce	1.03	0.05	0.01	0.22	17.45	81.38
Lateral	35.89	0.05	0.02	0.01	56.51	7.99
Roll	62.92	0.12	0.04	0.00	25.92	10.40
Yaw	0.01	29.59	72.49	0.88	0.06	0.00
Pitch	0.12	42.49	21.86	32.70	0.03	0.18
Toplam	100	100	100	100	100	100

Çizelge 3.4. İkinci takoz parametreleri.

	Tasarım değişkenleri	Konum (x, y, z) Sertlik (kx, ky, kz)
Takoz konumu [mm]	Motor takozu1	(0 ,50, 0)
	Motor takozu2	(1000, 0, 0)
	Motor takozu3	(50, 0, 550)
	Motor takozu4	(1050, 0, 550)
Takoz sertliği [N/mm]	Motor takozu1	(220, 260, 220)
	Motor takozu2	(220, 260, 220)
	Motor takozu3	(220, 260, 220)
	Motor takozu4	(220, 260, 220)

Yapılan ikinci analiz sonucunda Çizelge 3.5’de sistemin en düşük frekans değeri 3Hz seviyesine çıkmıştır. Altıncı moddaki insan vücudu için kritik olan değerlerden uzaklaşmıştır.

Doğal frekans değerleri kabul edilebilir seviyelere gelmiştir. Optimizasyon sonrası daha iyi seviyeleri elde etmek için bir analiz daha yapılacaktır.

Çizelge 3.5. İkinci sistemin doğal frekans değerleri.

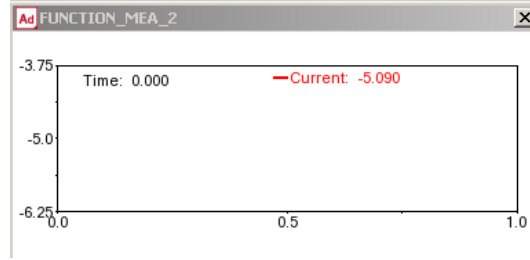
	Frekans (Hz)
1.Mod	3.07208
2.Mod	4.07069
3.Mod	4.68441
4.Mod	8.78104
5.Mod	9.11816
6.Mod	9.37689

Analiz sonucunda Çizelge 3.6’e bakıldığı zaman bazı modlarda kinetik enerji seviyeleri istenilen değerlere çıkmıştır. Ancak hepsi için bunu söylemek mümkün değildir. Bir diğer yandan bazı modlar için tam olarak ayrıklaştırma yapılamamıştır. Konum optimizasyonu yapılarak hedeflenen değerlere ulaşabilmek için gerekli elastik merkez lokasyon değerleri elde edilmeye çalışılacaktır.

Çizelge 3.6. İkinci sistemin modal analiz değerleri.

	1.Mod	2.Mod	3.Mod	4.Mod	5.Mod	6.Mod
Fore Aft	0.16	1.65	21.86	76.34	0.01	0.14
Bounce	0.22	0.01	0.19	0.40	3.72	95.43
Lateral	30.32	0.44	0.49	0.03	67.01	1.76
Roll	68.13	0.04	0.58	0.00	29.01	2.20
Yaw	0.21	93.47	5.78	0.25	0.24	0.00
Pitch	0.97	4.39	71.15	22.97	0.01	0.46
Toplam	100	100	100	100	100	100

Şekil 3.27'deki gibi dikey yönde oluşan statik çökme değerleri 5.090mm olarak bulunmuştur.

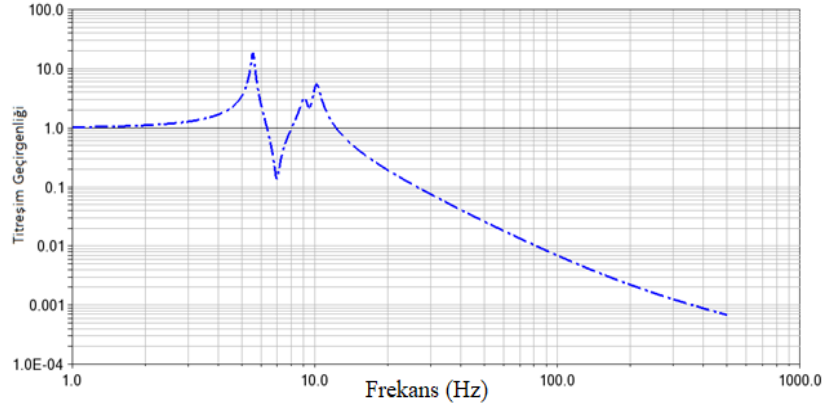


Şekil 3.27. Statik çökme değeri.

Çizelge 3.7. Tasarım parametreleri.

Takoz sertliği [N/mm]	(80, 120, 80)
Sönüm katsayısı [kg/s]	0.1

Şekil 3.28'deki grafikte görüldüğü gibi motor takozlarının sönümlemesi 12Hz itibariyle başlamaktadır. Birinci pikte doğal frekans değeri 5Hz'de geçirgenlik oranı 17 bulunmuştur. Sırasıyla ikinci pikte frekans 9Hz ve geçirgenlik oranı 3 olmuştur. Üçüncü pikte ise frekans değeri 10Hz, geçirgenlik oranı ise 5.5 olmuştur.

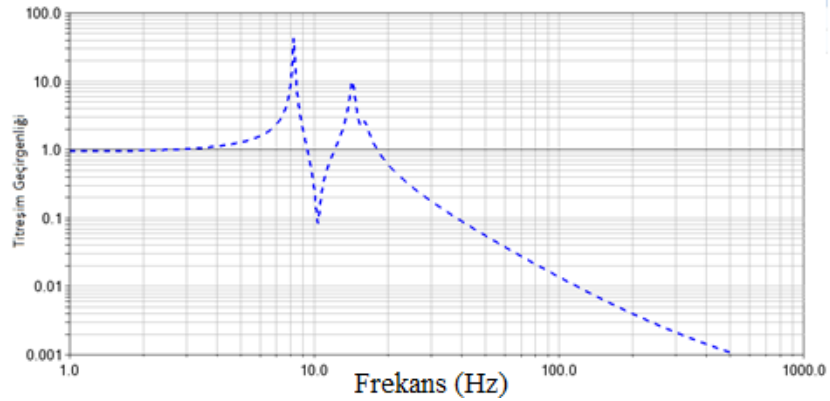


Şekil 3.28. Dikey yöndeki titreşim geçirgenliği grafiği $\zeta=0.01$.

Çizelge 3.8. Tasarım parametreleri.

Takoz sertliği [N/mm]	(220, 260, 220)
Sönüm katsayısı [kg/s]	0.15

Şekil 3.29'daki grafiğe göre ise motor takozlarının sönümlemesi 18Hz itibariyle başlamaktadır. Birinci pikte doğal frekans 8Hz geçirgenlik oranının 36.4 bulunmuştur. Sırasıyla ikinci pikte frekans 14Hz geçirgenlik oranı 9.49 olmuştur. Üçüncü pikte ise frekans değeri 16Hz geçirgenlik oranı ise 2.47 olmuştur.

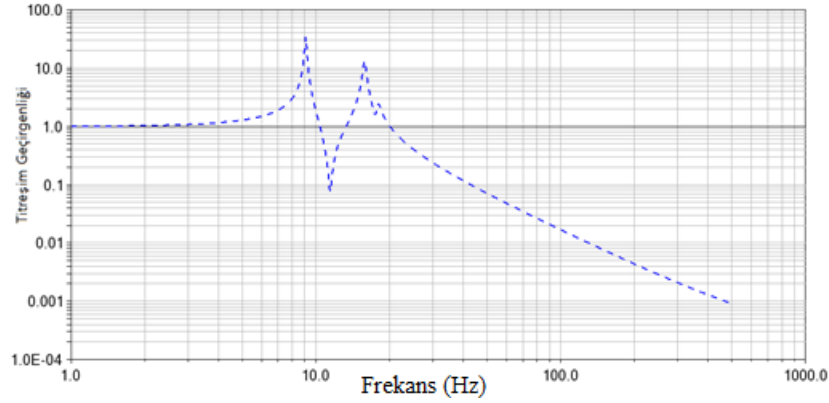


Şekil 3.29. Dikey yöndeki titreşim geçirgenliği grafiği $\zeta=0.01$.

Çizelge 3.9. Tasarım parametreleri.

Takoz sertliği [N/mm]	(280, 320, 280)
Sönüm katsayısı [kg/s]	0.1

Şekil 3.30'daki üçüncü grafiğe göre ise motor takozlarının sönümlemesi 20Hz civarında başlamaktadır. Birinci pikte doğal frekans 9Hz geçirgenlik oranının 27 bulunmuştur. Sırasıyla ikinci pikte frekans 17Hz geçirgenlik oranı 12 olmuştur. Üçüncü pikte ise frekans değeri 17Hz geçirgenlik oranı ise 2.3 olmuştur.



Şekil 3.30. Dikey yöndeki titreşim geçirgenliği grafiği $\zeta=0.01$.

Titreşim analizi sonucunda elde edilen grafiklere göre araç gövdesine iletilen kuvvet ve moment değerleri görülen bir iki frekans değerinde pik yapmaktadır. Bu pik noktalarının görüldüğü değerler sistemin ilgili yöndeki doğal frekanslarıdır. Doğal frekans noktalarında geçirgenlik değerleri yükselmektedir. Grafiklerdeki pik değerlerin görüldüğü frekans aralıkları rezonans bölgeleridir. Geçirgenlik oranının düşürülmesi, rezonans bölgelerinin azaltılması ve sönümleme performansının artırılması için optimizasyon yapılmalıdır.

Çizelge 3.10'da optimizasyon sonucu elde edilen tasarım parametreleri gösterilmiştir. Normalden farklı olarak takozlar ağırlık merkezine yakın konumlandırılmak istenmiş ve bu hedeflere göre ideal konumlar elde edilmiştir. Sistemin ideal takoz konumlarına

göre, hedeflenen doğal frekans değerleri için ideal sertlik değerleri Çizelge 3.10'daki gibi elde edilmiştir.

Çizelge 3.10. Üçüncü tasarım parametreleri.

	Tasarım değişkenleri	Konum (x, y, z) Sertlik (kx, ky, kz)
Takoz konumu [mm]	Motor takozu1	(200, 100, 0)
	Motor takozu2	(750, 100, 0)
	Motor takozu3	(200, 100, 500)
	Motor takozu4	(750, 100, 500)
Takoz sertliği [N/mm]	Motor takozu1	(280, 320, 280)
	Motor takozu2	(280, 320, 280)
	Motor takozu3	(280, 320, 280)
	Motor takozu4	(280, 320, 280)

Çizelge 3.11'de optimizasyon sonrası modal analiz sonuçları görülmektedir. Optimizasyon sonrası modal analiz sonuçlarına göre doğal frekanslar hedeflenen değerlere yükselmiştir ve altıncı mod, insan vücudunun hassas olduğu 4-8Hz aralığından uzaklaşmıştır. Optimizasyon sonrası analiz sonuçları kabul edilebilir seviyelerdedir.

Çizelge 3.11. Üçüncü sistemin doğal frekans değerleri.

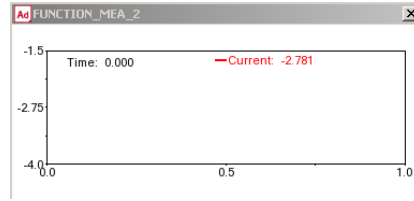
	Frekans (Hz)
1.Mod	3.40846
2.Mod	4.59224
3.Mod	5.20060
4.Mod	9.90501
5.Mod	10.2796
6.Mod	10.4032

Çizelge 3.12'de optimizasyon sonrası modal analiz sonuçları görülmektedir. Optimizasyon sonrası konum analiz sonuçlarına göre kinetik enerji değerleri her mod için hedeflenen değerlerde çıkmış ve hareket değerleri arasında ayrışma durumu yakalanmıştır. Optimizasyon sonrası analiz sonuçları kabul edilebilir seviyelerdedir.

Çizelge 3.12. Üçüncü sistemin modal analiz değerleri.

	1.Mod	2.Mod	3.Mod	4.Mod	5.Mod	6.Mod
Fore Aft	4.50	0.00	0.00	95.48	0.00	0.02
Bounce	0.11	0.00	0.00	0.04	0.00	99.85
Lateral	0.00	0.20	14.69	0.00	85.13	0.00
Roll	0.00	0.03	85.19	0.00	14.75	0.00
Yaw	0.00	99.77	0.12	0.00	0.12	0.00
Pitch	95.39	0.00	0.00	4.47	0.00	0.00
Toplam	100	100	100	100	100	100

Optimizasyon sonrası statik çökme değeri 2.781mm olarak bulunmuştur.

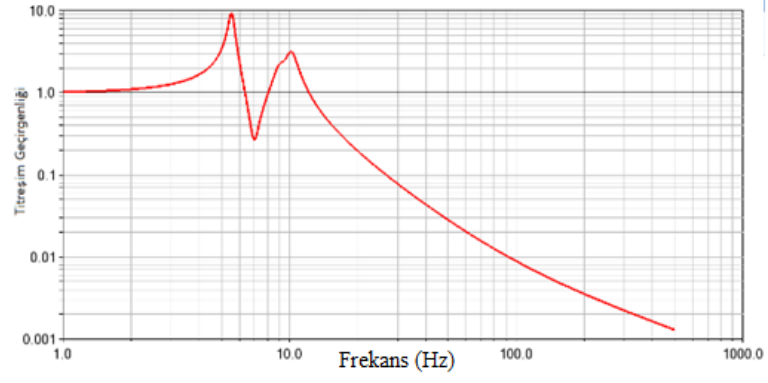


Şekil 3.31. Statik çökme değeri.

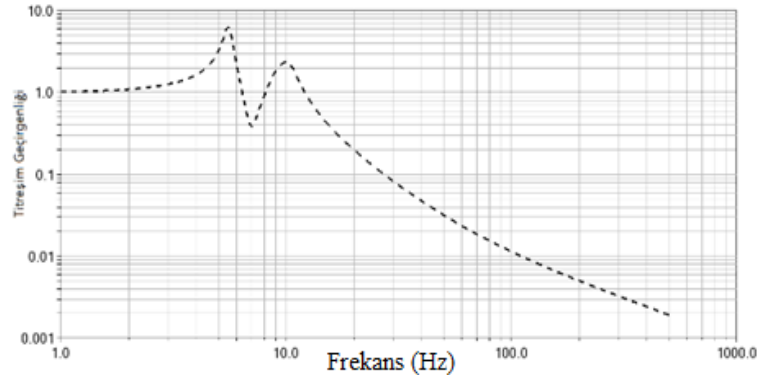
Çizelge 3.13. Tasarım parametreleri.

Takoz sertliği [N/mm]	(80, 120, 80)
Sönüm katsayısı [kg/s]	0.2/0.3/0.45

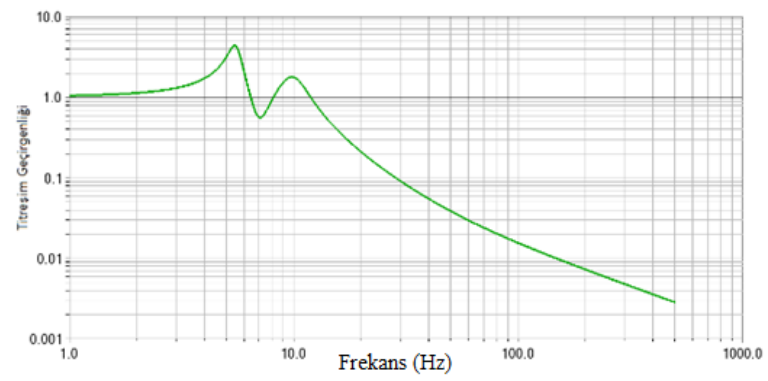
Şekil 3.32, Şekil 3.33 ve Şekil 3.34' de optimizasyon sonrası alınan Sönüm katsayılarına bağlı olarak geçirgenlik grafiklerindeki değişiklikler görülmektedir.



Şekil 3.32. Dikey yöndeki titreşim geçirgenliği grafiği $\zeta=0.03$.



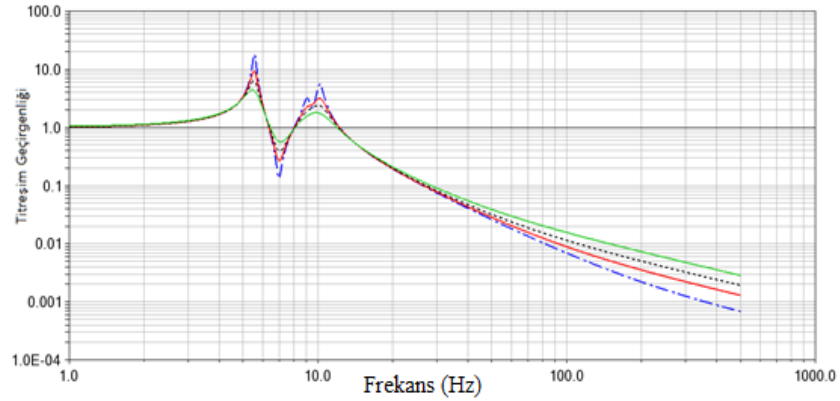
Şekil 3.33. Dikey yöndeki titreşim geçirgenliği grafiği $\zeta=0.05$.



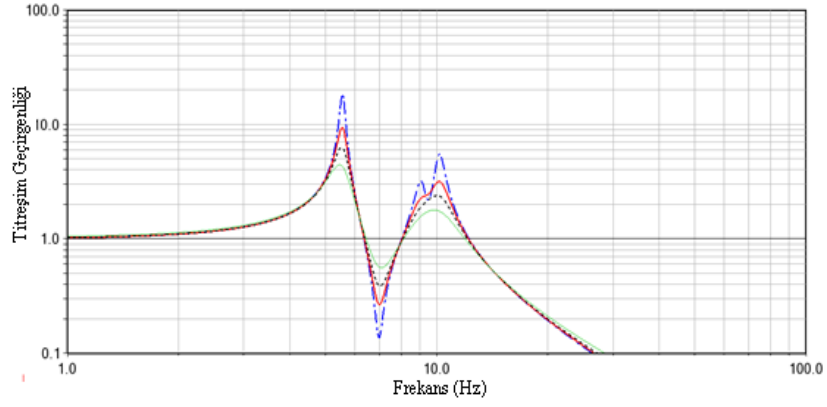
Şekil 3.34. Dikey yöndeki titreşim geçirgenliği grafiği $\zeta=0.07$.

Şekil 3.35 ve Şekil 3.36’ da optimizasyon öncesi ve sonrası geçirgenlik grafiklerindeki değişiklikler görülmektedir. Bu analizdeki sönüm katsayılarının denk geldiği sönüm

oranları sırasıyla $\zeta=0.01/0.03/0.05/0.07$ 'dir. Optimizasyon öncesi mavi renkli grafikte görüldüğü gibi motor takozlarının sönümlenmesi 12Hz itibariyle başlamaktadır. Birinci pikte doğal frekans 5Hz geçirgenlik oranı 17 bulunmuştur. Sırasıyla ikinci pikte doğal frekans 9Hz ve geçirgenlik oranı 3 olmuştur. Üçüncü pikte ise frekans değeri 10Hz geçirgenlik oranı ise 5.5 olmuştur. Şekil 3.35'de kırmızı renkli grafikte Sönüm katsayısı 0.2 alındığı zaman birinci pik noktasındaki geçirgenlik oranı 9 olmuştur, ikinci pik noktasındaki değer 2 ve üçüncü pik noktasındaki değer ise 3'e kadar düşürülmüştür. Şekil 3.35'de siyah renkli grafikte Sönüm katsayısı 0.3 alındığı zaman sırasıyla geçirgenlik oranları birinci pik noktasında 6, ikinci pik noktasında 1.8 ve üçüncü pik noktasında ise 2.3'e kadar düşürülmüştür. Şekil 3.35'de yeşil renkli grafikte Sönüm katsayısı 0.45 olduğunda geçirgenlik oranı birinci pik noktasında 4, ikinci pik noktasında 1.5 ve üçüncü pik noktasında 1.7 olarak elde edilmiştir. Sönüm katsayısının değiştirilmesine bağlı olarak geçirgenlik değerlerinde düşüş, daha iyi sönümleme ve rezonans bölgelerinde azalma görülmüştür. Sönüm oranındaki değişime bağlı olarak takozların sönümlenmeye başladığı frekans değerinde bir değişiklik görülmemiştir. Grafiklerin yana doğru hareketi yani sönümlenmeye başladığı frekans değerleri takoz sertlik değerlerine göre değişmektedir.



Şekil 3.35. Dikey yöndeki titreşim geçirgenliği grafikleri.

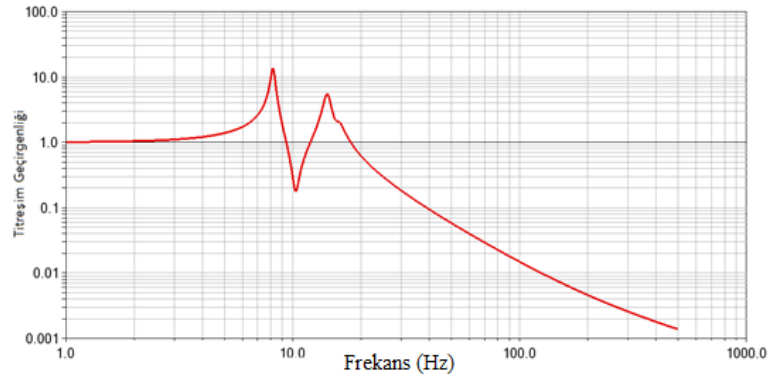


Şekil 3.36. Dikey yöndeki titreşim geçirgenliği grafikleri.

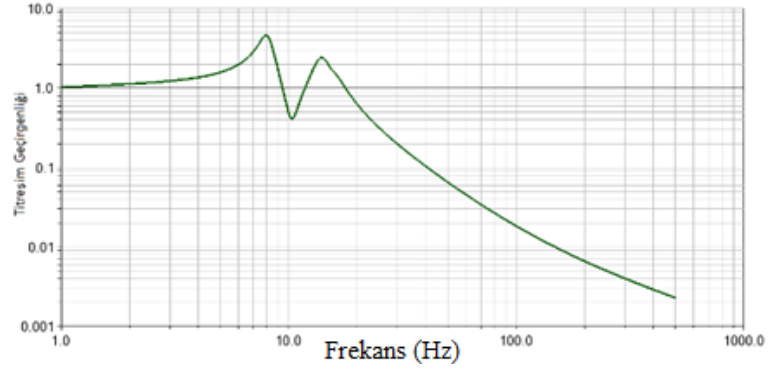
Çizelge 3.14. Tasarım parametreleri.

Takoz sertliği [N/mm]	(220, 260, 220)
Sönüm katsayısı [kg/s]	0.2/0.35/0.46

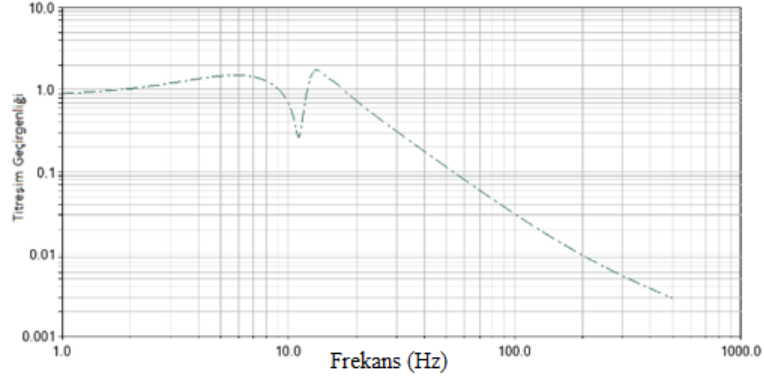
Şekil 3.37, Şekil 3.38 ve Şekil 3.39' da optimizasyon sonrası alınan Sönüm katsayılarına bağlı olarak geçirgenlik grafiklerindeki değişiklikler görülmektedir.



Şekil 3.37. Dikey yöndeki titreşim geçirgenliği grafiği $\zeta=0.03$.



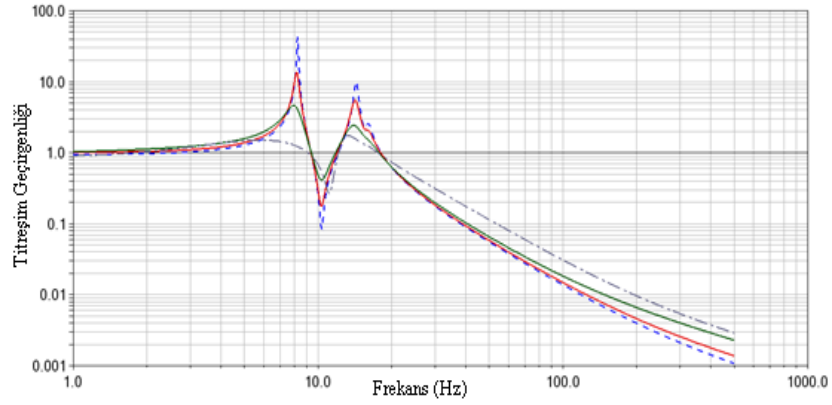
Şekil 3.38. Dikey yöndeki titreşim geçirgenliği grafiği $\zeta=0.04$.



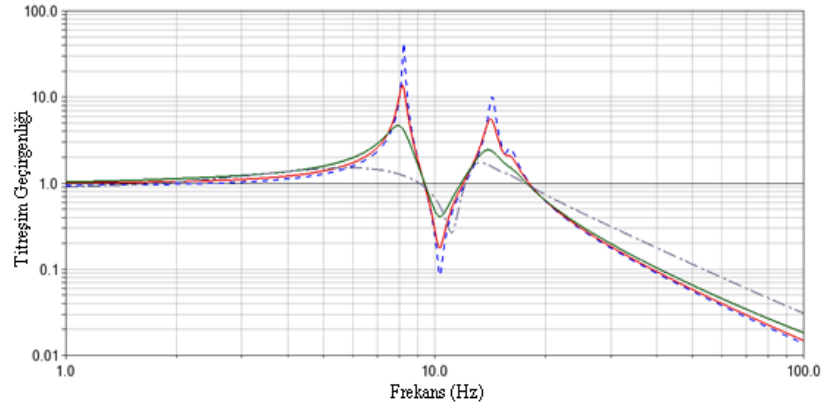
Şekil 3.39. Dikey yöndeki titreşim geçirgenliği grafiği $\zeta=0.05$.

Şekil 3.40 ve Şekil 3.41' de optimizasyon öncesi ve sonrası geçirgenlik grafiklerindeki değişiklikler görülmektedir. Bu analizdeki Sönüm katsayılarının denk geldiği Sönüm oranları sırasıyla $\zeta=0.01/0.03/0.04/0.05$ ' dir. Optimizasyon öncesi mavi renkli grafikte görüldüğü gibi motor takozlarının sönümlemesi 18Hz itibariyle başlamaktadır. Birinci pikte doğal frekans 8Hz geçirgenlik oranının 36.4 bulunmuştur. Sırasıyla ikinci pikte frekans 14Hz, geçirgenlik oranı ise 9.49 olmuştur. Üçüncü pikte ise frekans değeri 16Hz, geçirgenlik oranı ise 2.47 olmuştur. Şekil 3.40'de kırmızı renkli grafikte Sönüm katsayısı 0.2 alındığı zaman birinci pik noktasındaki geçirgenlik oranı 11.8 olmuştur, ikinci pik noktasındaki değer 5 ve üçüncü pik noktasındaki değer ise 2'ye kadar düşürülmüştür. Şekil 3.40'da yeşil renkli grafikte Sönüm katsayısı 0.35 alındığı zaman sırasıyla geçirgenlik oranları birinci pik noktasında 4, ikinci pik noktasında 2.4'e kadar düşürülmüştür. Şekil 3.40'da gri renkli kesikli grafikte Sönüm katsayısı 0.46 alındığı zaman sırasıyla geçirgenlik oranları birinci pik noktasında 1.5, ikinci pik noktasında

1.7'ye kadar düşürülmüştür. Sönüm katsayısının değiştirilmesine bağlı olarak geçirgenlik değerlerinde düşüş, daha iyi sönümleme ve rezonans bölgelerinde ise azalma görülmüştür. Sönüm oranındaki değişime bağlı olarak takozların sönümlemeye başladığı frekans değerinde bir değişiklik görülmemiştir. Grafiklerin yana doğru hareketi yani sönümlemeye başladığı frekans değerleri takoz sertlik değerlerine göre değişmektedir.



Şekil 3.40. Dikey yöndeki titreşim geçirgenliği grafikleri.

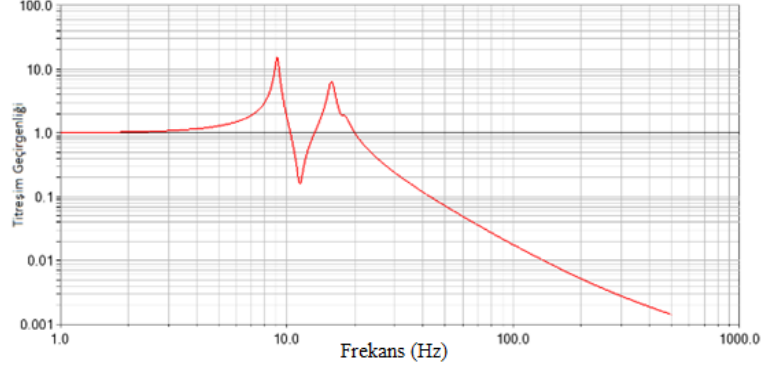


Şekil 3.41. Dikey yöndeki titreşim geçirgenliği grafikleri.

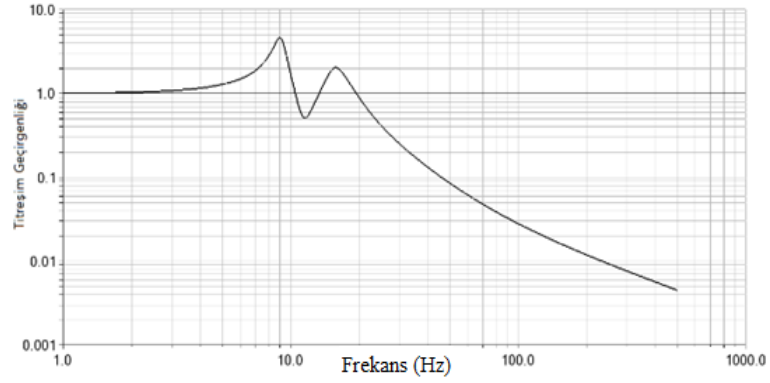
Çizelge 3.15. Tasarım parametreleri.

Takoz sertliği [N/mm]	(280, 320, 280)
Sönüm katsayısı [kg/s]	0.1/0.2/0.7

Şekil 3.42 ve Şekil 3.43’ de optimizasyon sonrası alınan Sönüm katsayılarına bağlı olarak geçirenlik grafiklerindeki değişiklikler görülmektedir.



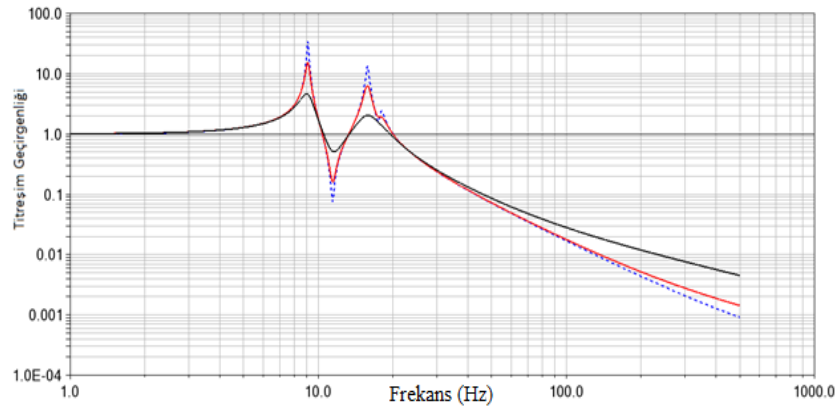
Şekil 3.42. Dikey yöndeki titreşim geçirenliği grafiği $\zeta=0.02$.



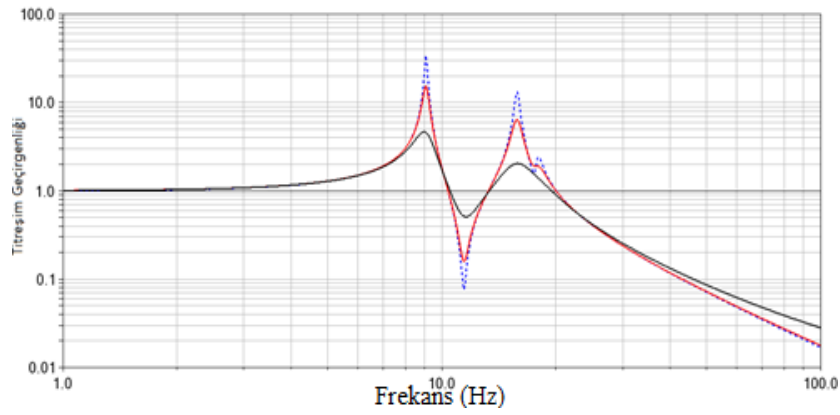
Şekil 3.43. Dikey yöndeki titreşim geçirenliği grafiği $\zeta=0.03$.

Şekil 3.44 ve Şekil 3.45’ de optimizasyon öncesi ve sonrası geçirenlik grafiklerindeki değişiklikler görülmektedir. Bu analizdeki Sönüm katsayılarının denk geldiği Sönüm oranları sırasıyla $\zeta=0.01/0.02/0.03$ ’dir. Optimizasyon öncesi mavi renkli grafikte görüldüğü gibi motor takozlarının Sönümlemesi 20Hz civarında başlamaktadır. Birinci pikte doğal frekans 9Hz geçirenlik oranı ise 27 bulunmuştur. Sırasıyla ikinci pikte frekans 17Hz, geçirenlik oranı ise 12 olmuştur. Üçüncü pikte ise frekans değeri 17Hz geçirenlik oranı ise 2.3 olmuştur. Şekil 3.44’de kırmızı renkli grafikte Sönüm katsayısı 0.2 alındığı zaman birinci pik noktasındaki geçirenlik oranı 13 olmuştur. İkinci pik noktasındaki değer 6 ve üçüncü pik noktasındaki değer ise 1.9’a kadar düşürülmüştür. Şekil 3.44’de siyah renkli grafikte sönüm katsayısı 0.7 alındığı zaman

sırasıyla geçirgenlik oranları birinci pik noktasında 4, ikinci pik noktasında 2'ye kadar düşürülmüştür. Sönüm katsayısının değiştirilmesine bağlı olarak geçirgenlik değerlerinde düşüş, daha iyi sönümleme ve rezonans bölgelerinde azalma görülmüştür. Sönüm oranındaki değişime bağlı olarak takozların sönümlemeye başladığı frekans değerinde bir değişiklik görülmemiştir. Grafiklerin yana doğru hareketi yani sönümlemeye başladığı frekans değerleri takoz sertlik değerlerine göre değişmektedir.



Şekil 3.44. Dikey yöndeki titreşim geçirgenliği grafikleri.



Şekil 3.45. Dikey yöndeki titreşim geçirgenliği grafikleri.

BÖLÜM 4

SONUÇLAR

Motor takoz sisteminden beklenen özellikler; motor titreşimlerinin sönümlenmesi, sürücü kabinine ses ve gürültü gitmesini engellemesi, motorun statik olarak desteklenmesi ve çeşitli sürüş durumlarında motor ve güç organlarını yerinde tutmasıdır. Titreşimin azaltılması sürüş konforu açısından önemli bir parametredir. Çünkü otomotivde titreşim ve gürültünün azaltılması, sürücünün yola odağının artırılması ve kolaylaştırması sayesinde olası kazaları önlemeye yardımcı olur. Otomotivde titreşim ve gürültünün azaltılması aktif güvenlik sistemlerinde güvenlik artırma çabasıdır ve dolaylı olarak ek bir güvenlik sistemidir.

Bu çalışmada yatay yönde yay sabitleri 80/220/280 N/mm, dikey yay sabitleri 120/260/320 N/mm takoz sertliği değerleri arasında 3 farklı modal analiz ve buna bağlı olarak 3 farklı doğal frekans analizi testi yapılmıştır. Farklı konumlar arasında 3 farklı modal analiz ve buna bağlı olarak konum analizi yapılmıştır. 1Hz ve 500Hz frekans aralıklarında, giriş ve çıkış kanalları oluşturularak, sönümlü zorlanmış titreşim analizi yapılarak, geçirgenlik ve sönümlenme analiz edilmiştir. Analiz sonuçlarına göre aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

Doğal frekans analizinde, birinci mod için 1-2Hz, altıncı mod için ise 4-8Hz aralığından farklı değerler hedeflenmiştir. Birinci doğal frekans analizinde yatay yönde 80 N/mm, dikey yönde 120 N/mm kabul edilen takoz sertlik değerlerine göre en düşük doğal frekans birinci modda 2Hz, en büyük doğal frekans dikey yönde 6.3Hz olarak elde edilmiştir. Elde edilen doğal frekanslar, birinci mod ve dikey yön için hedeflenen doğal frekanslardan uzakta değerler çıkmıştır, özellikle dikey yönde insan vücudu için en hassas frekans aralığı olan 4-8Hz'in en üst noktasında çıkmıştır. İkinci doğal frekans analizinde takoz sertlik değerleri yatay yönde 220 N/mm, dikey yönde 260 N/mm'ye yükseltilmiştir. Bu değerlere göre en düşük doğal frekans 3Hz civarına gelmiş ve dikey yöndeki en önemli doğal frekans değeri 9.3Hz civarına yükselmiştir. Optimizasyon sonrası takoz sertlikleri yatay yönde 280 N/mm, dikey yönde 320N/mm

olarak alınmış, en küçük doğal frekans değeri 3.4Hz' e yükselmiştir. Dikey yöndeki en önemli doğal frekans değeri ise 10.4Hz civarına yükselmiştir. Doğal frekans değerleri birinci mod için 1-2Hz aralığından uzak dikey yön için ise 4-8Hz aralığından uzak olan kabul edilebilir değerlere yükseltmiştir ve özellikle dikey yönde iyileştirme sağlamıştır.

Motor takozlarının bağlantıları için ideal konumlarının elde edilmesi için optimizasyon öncesi 2 ve sonrasında 1 olmak üzere toplam 3 konum analizi yapılmıştır. Birinci konum analizinde kabul edilen takoz lokasyonlarına göre; modlardaki en düşük kinetik enerji dağılımı yüzde 42.49 dikey hareket yönündeki kinetik enerji dağılımı yüzde 81 civarında, diğer modlarda yüzde 60-70 aralığında çıkmıştır. İkinci konum analizinde en düşük kinetik enerji dağılımı yüzde 67.01, dikey hareket yönünde yüzde 95.43, diğer modlarda yüzde 70 çıkmıştır. Optimizasyon sonrası konum analizinde en düşük kinetik enerji dağılımı hedeflenen değer olan yüzde 85'in üzerinde, dikey hareket yönünde yüzde 99.85 seviyesinde, diğer modlarda yüzde 95 seviyelerinde çıkmıştır. 6 moddaki kinetik enerjilerin hedef kinetik enerji dağılımı değeri olan yüzde 85 oranı yakalamıştır ve her moddaki hareketler arasında ayrışma olması sağlanarak tek bir hareket yönünde enerji yoğunluğu yakalanmıştır.

Sönümlü zorlanmış titreşim analizine göre birinci analiz de takoz sertlikleri yatayda 80N/mm ve dikey yönde 120N/mm olduğunda, sürekli sönümleme 12Hz itibariyle başlamaktadır. Sönüm katsayısı 0.1 alındığında geçirgenlik oranı en yüksek 17, en düşük ise 5.5 olmuştur. Sönüm katsayısı 0.45'e kadar yükseltildiğinde en yüksek geçirgenlik 4'e kadar en düşük ise 1.7 seviyesine kadar düşmüştür. Takoz sertlikleri yatayda 220 N/mm, dikey yönde 260N/mm olduğunda sürekli sönümleme 18 Hz itibariyle başlamaktadır. Sönüm katsayısı 0.15 alındığında en yüksek geçirgenlik oranı 34.4, en düşük ise 2.47 olmuştur. Sönüm katsayısı 0.46'e kadar yükseltildiğinde en yüksek geçirgenlik 1.7'e kadar en düşük ise 1.5 seviyesine kadar düşmüştür. Üçüncü analiz de takoz sertlikleri yatayda 280N/mm dikey yönde 320N/mm olduğunda, sürekli sönümleme 20Hz itibariyle başlamaktadır. Sönüm katsayısı 0.1 alındığında geçirgenlik oranı en yüksek 27, en düşük ise 2.3 olmuştur. Sönüm katsayısı 0.7'e kadar yükseltildiğinde en yüksek geçirgenlik 4'e kadar en düşük ise 2 seviyesine kadar düşmüştür. İlk ve son analiz arasında, geçirgenlik oranlarında benzer oranlar elde edilmiştir. Takoz sertliklerindeki farklılığa göre 8Hz'lik bir sönümleme farklı

oluşmuştur. Ancak doğal frekans ve sistemin rijitliği için yüksek olan takoz sertlik değerleri idealdir. Takoz sertlik değerleri olabildiğince düşük alınarak optimum doğal frekans ve sönümlenme değerlerine ulaşılmaya çalışılmıştır. Sertlik değeri yükselttilip doğal frekans değeri arttırılabilir ancak takoz sertlik değeri keyfi değerlere çıkarılamaz. 'k' değerini yükseltmek sönümlenmeye başlanan frekans değerinin yükselmesine neden olur.

Kauçuk motor takozları beklentilerin tümünü karşılayamazlar. Ancak diğer takoz modellerine göre düşük maliyetleri, üretim kolaylıkları ve bakım gerektirmeme gibi üstün yönleri yüzünden yaygın olarak kullanılmaktadır. Hidrolik takozların düşük frekans aralığında performansları iyidir. Yarı aktif motor takozları sistem parametreleri daha kolay ayarlanabildiği için aktif takozlara göre daha güvenilirdir. Aktif motor takozları ayarlanabilir sertlik değerleri sayesinde iyi izolasyon sağlarlar. Ancak karmaşık yapısı, pahalı olması ve güvenilirliği az olması dezavantaj sağlar. Motor takozlarının optimum konumlara bağlanması motor takozlarının ömrü ve sönümlenme parametrelerinin desteklenmesi açısından önemlidir. Motor takozlarının sönüm ve sertlik karakteristikleri tasarım ve üretim için en önemli parametrelerdir.

Bu çalışmada optimum motor takozu parametrelerinin belirlenebilmesi için modelleme, analizler ve optimizasyon çalışmaları yapılmıştır. Yapılan analizler sonucunda doğal frekanslar hedeflenen değerlerde elde edilmiştir. Konum optimizasyonu sonrasında her moddaki hareketler için ayrı ayrı hedeflenen değerlere ulaşılmıştır. Ayrıca modlardaki hareketler arasında kabul edilir ayrıştırılmalar yapılmıştır. Sönüm ve sertlik katsayılarında yapılan optimizasyona bağlı olarak bağlı olarak geçirgenlik ve sönümlenme oranlarında iyileştirme rezonan bölgelerinde azalma sağlanmıştır.

Bu parametreler ışığında gerekli değerlendirmeler yapılarak kullanılacak olan sistem özelliklerine karar verilebilir.

KAYNAKLAR

Alkhatib, F., “Techniques for engine mount modelling and optimizasyon”, Doktora Tezi, *The University of Wisconsin Makine Mühendisliği*, Milwaukee, 2-12 (2013).

Aydın, E., Aldemir, Ü., “Depreme dayanıklı yapı tasarımında yeni yaklaşımlar” *Türkiye Mühendislik Haberleri*, 435: 85-86 (2005).

Becker, S., Yu, S., “New Venture Gear”, *Objective Noise Rating of gear whine. SAE* 1720 (01), 20-25 (1999).

Choi, S.B., Song, H.J., Lee, H.H., Lim, S.C., Kim, J.H., Choi, H.J., 2003, “Vibration control of a passenger vehicle featuring magnetorheological engine mounts”, *International Journal of Vehicle Design*, 33 (3): 2 -16 (2003).

Doughty, S., “Fundamentals of IC engine torsional vibration” *Energy Sources Technology Conference and Exhibition*, New Orleans, 10-14 (1988).

Engel, E., “Predicting the design relevant loads in the engine mount system at an early stage of the development process” Yüksek Lisans Tezi, *The University of Stockholm*, Sweden, 6-11 (2013).

Ertem, V., “Pasif titreşim ve şok yalıtıcılarının optimum tasarımı”, Yüksek Lisans Tezi, *İ.T.Ü Makina Fakültesi*, İstanbul, 2-5 (2010).

Gönençler, A., “Araç radyatör asılışlarının titreşim analizi ve optimizasyonu”, Yüksek Lisans Tezi, *İ.T.Ü Makine Fakültesi*, İstanbul, 29-32 (2005).

Graf, P., Shoureshi, R., Stevens, R., Houston, T., “On implementation of adaptive hydraulic mounts”, *SAE Technical Paper Series*, 870634: 15-20 (1987).

Güney, A., “Taşıt Titreşimleri ve İrdelenmesi”, *İ.T.Ü Makina Fakültesi*, İstanbul, 5-10 (1989).

Heisler, H., “Advanced vehicle technology 2ed” *Butterworth Heinemann*, London, 15-17 (2002).

Kaya, Ö., “Titreşim ve dinamik davranışlar dikakte alınarak vagon dinamik parametrelerinin incelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *İ.T.Ü Makine Fakültesi*, İstanbul, 21 (2008).

Kelly, G., “Mechanical vibrations theory and applications SI ed.”. **Randall Adams**, U.S.A, 1-6 (2011).

Lichty, L. “Comustion engine process 6ed”, **McGraw Hill**, London, 20-30 (1967).

Mansour, H., “Design and development of active and semi-active engine mounts”, Yüksek Lisans Tezi, **Simon Fraser University Mekatronik Sistem Mühendisliği**, Kanada, 9-13 (2010).

Matthew, R., And Haddow, A., “On the dynamic response of hydraulic engine mounts”, **SAE Technical Paper Series**, 931321: 20-26 (1993).

Muller, M., Eckel, H., Leibach, M., Bors, W., “Reduction of noise and vibrations by approximate engine mount systems and active absorbers”, **SAE Paper Series**, 960184: 50-54 (1996).

Muller, M., Weltin, U., Law, D., Roberts, M., “The effect of engine mountson the noise and vibration behavior of vehicles”, **SAE Paper Series**, 940607: 140-144 (1994).

Pell, D., Stanway, R., Bullough, W.A., “Dynamic modelling of an ER vibration damper for vehicle suspension applications”, **Journal of Smart Meterials and Structures**, 5: 597-606 (1996).

Prakash, S., Puri, V.K., “Foundations for machines: analysis and design” **Wiley**, New York, 313-320 (1988).

Rao, S.S., “Mechanical vibrations 5nd ed”, **Prentice Hall**, Miami, 1-15 (2011).

Schmitt, R.V., Charles, J.L., “Design of elastomeric vibration isolation mounting system of internal combustion engines” **SAE Technical Paper Series**, 760431: 10-14 (1976).

Silelli, H.H., Tasbaş, H., Aygöl, A., Çay, C.İ., “Tekerlekli tarım veya orman traktörlerinin sürücü koltuğu test yöntemi”, **Tarımsal Mekanizasyon 21. Ulusal Kongresi**, Konya, 147-156 (2003).

Snowdon, J., “Vibration and shock in damped mechanical system”, **John Wiley**, New York, 20-40 (1968).

Turhan, Ö., “Mekanik titreşimler”, **Nevzat Ergun**, İstanbul, 3-5, 21-24, 60-64, 90-93, 140-145 (2014).

Üçel Kauçuk şirket içi döküman (<http://www.ucekkaucuk.com/>, 2020).

Yoshiharu, N., Shigeki, S., Takeshi, K., Tsutomu, H., Akatsu, Y., Yousuke, A., Hiroshi, K., “Development of an active control engine mount system” *Vehicle System Dynamics*, 32-2: 185-198 (1999).

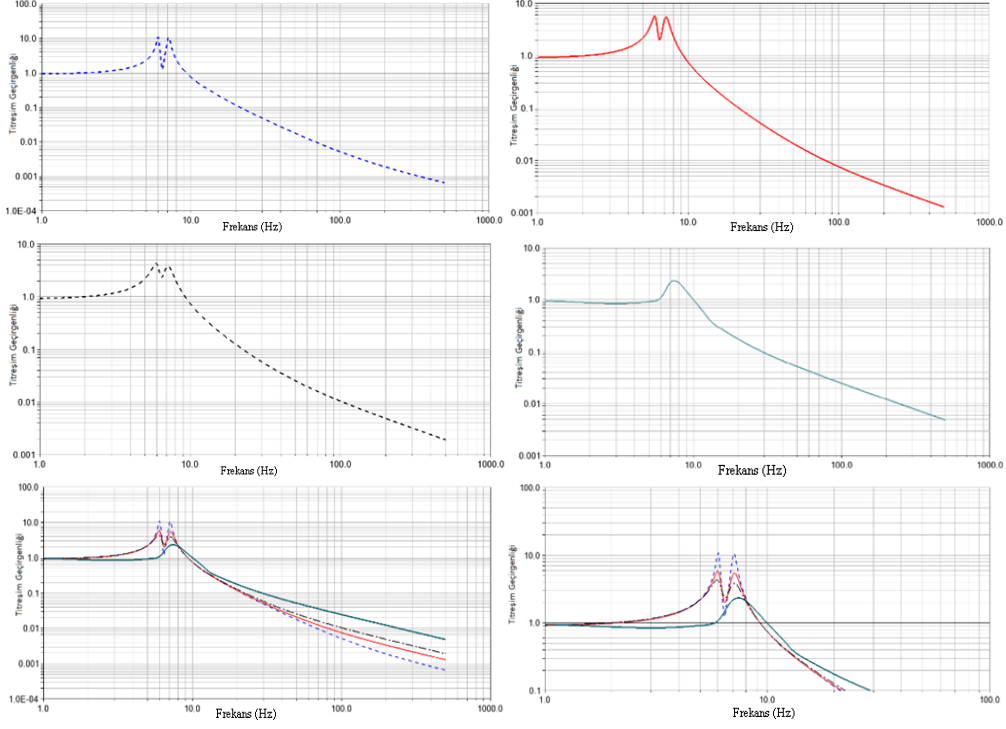
Yu, Y., Naganathan, N.G., Dukkipati, R.V., “A literature review of automotive vehicle engine mounting systems” *Mechanism and Machine Theory*, 123-142 (2001).

EK AÇIKLAMALAR A.

GEÇİRGENLİK GRAFİKLERİ

Çizelge Ek A.1. Tasarım parametreleri.

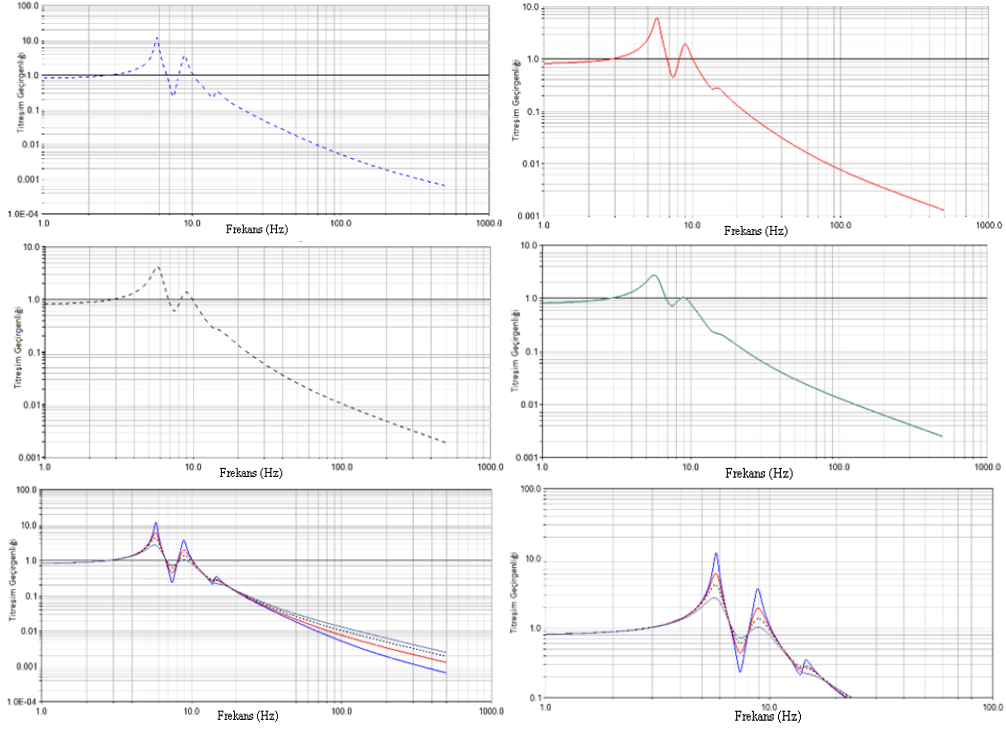
Takoz sertliği [N/mm]	(80, 120, 80)
Sönüm katsayısı [kg/s]	0.1/0.2/0.3/0.45



Şekil Ek A.1. X yönünde geçirgenlik grafikleri.

Çizelge Ek A.2. Tasarım parametreleri.

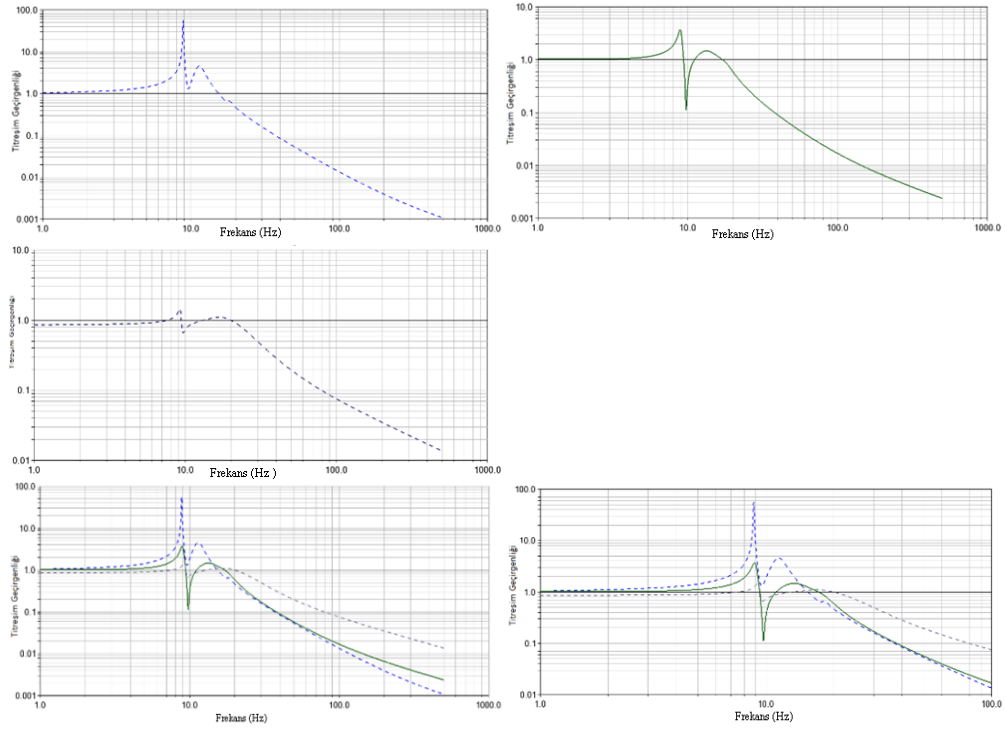
Takoz sertliği [N/mm]	(80, 120, 80)
Sönüm katsayısı [kg/s]	0.1/0.2/0.3/0.45



Şekil Ek A.2. Z yönünde geçirgenlik grafikleri.

Çizelge Ek A.3. Tasarım parametreleri.

Takoz sertliği [N/mm]	(220, 260, 220)
Sönüm katsayısı [kg/s]	0.15/0.2/0.35/0.46

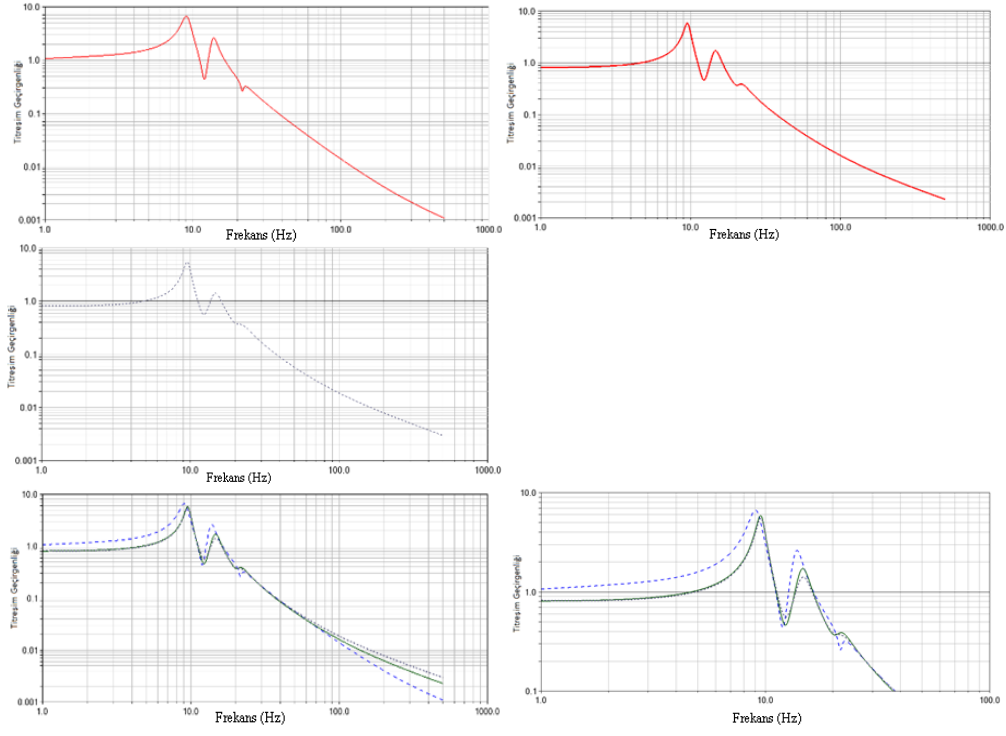


Şekil Ek A.3. X yönünde geçirgenlik grafikleri.

Çizelge Ek A.4. Tasarım parametreleri.

Takoz sertliği [N/mm] (220, 260, 220)

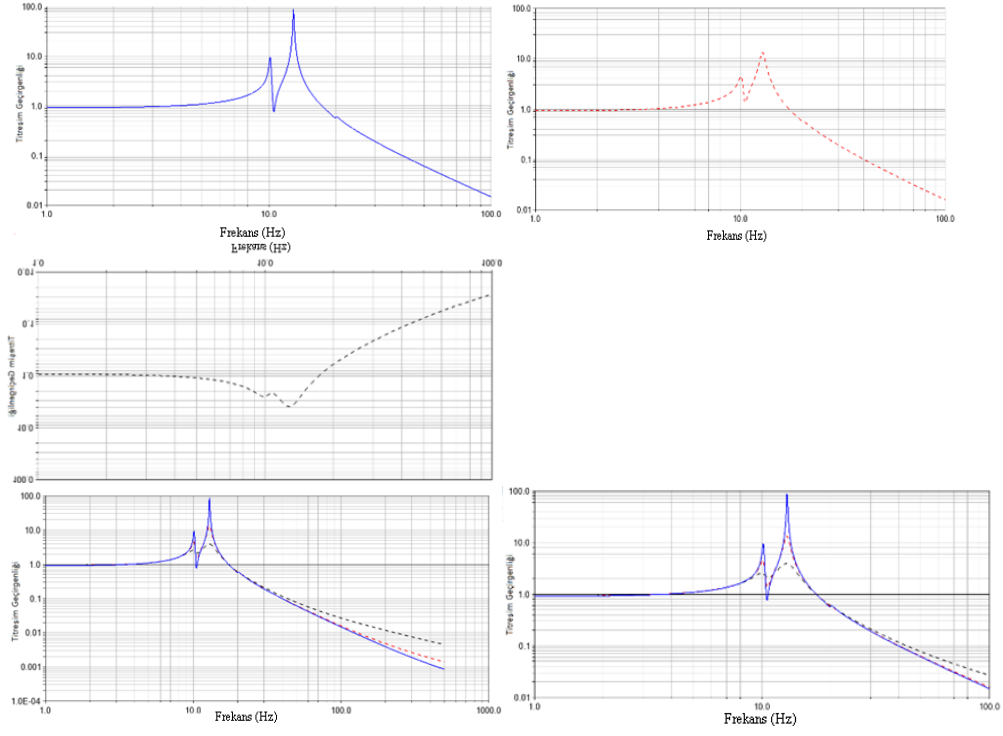
Sönüm katsayısı [kg/s] 0.15/0.2/0.35/0.46



Şekil Ek A.4. Z yönünde geçirgenlik grafikleri.

Çizelge Ek A.5. Tasarım parametreleri.

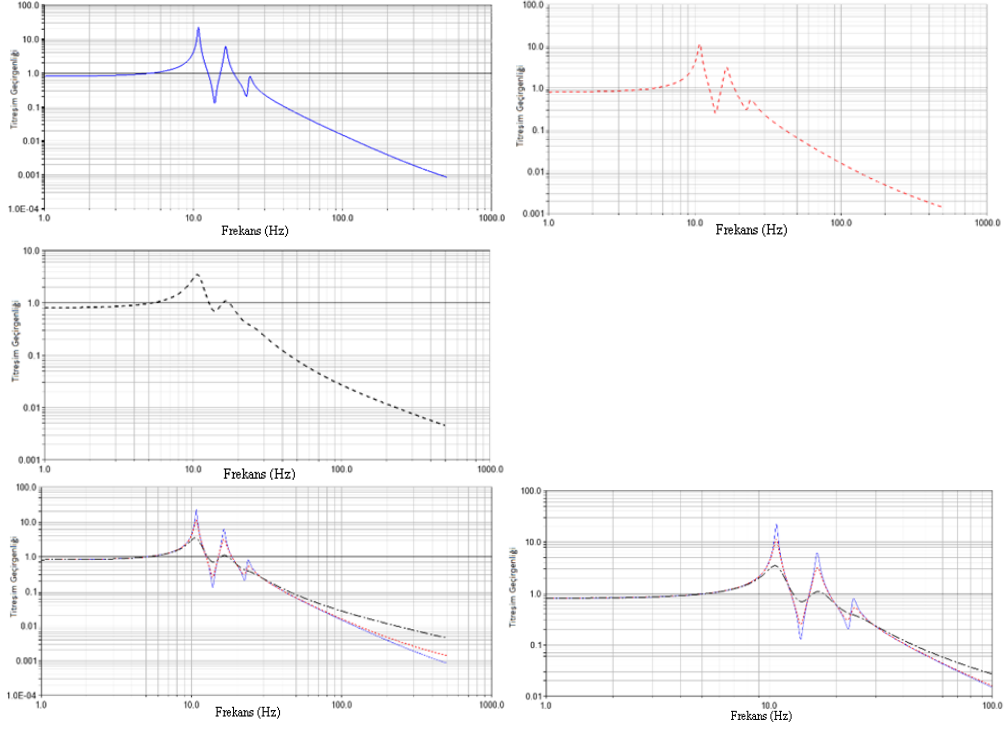
Takoz sertliği [N/mm]	(280, 320, 280)
Sönüm katsayısı [kg/s]	0.1/0.2/0.7



Şekil Ek A.5. X yönünde geçirgenlik grafikleri.

Çizelge Ek A.6. Tasarım parametreleri.

Takoz sertliği [N/mm]	(280, 320, 280)
Sönüm katsayısı [kg/s]	0.1/0.2/0.7



Şekil Ek A.6. Z yönünde geçirgenlik grafikleri.

ÖZGEÇMİŞ

Biran TUNCAY 1993 yılında Erzurum’da doğdu. İlk öğrenim, orta öğrenim ve lise öğrenimimi İstanbul’da tamamladı. 2012 yılında Karabük Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünde öğrenime başladı ve 2018 Haziran ayında mezun oldu. 2019 yılı itibariyle özel sektörde makine mühendisi olarak görev yapmaktadır.

ADRES BİLGİLERİ

Adres : Velibaba mah. Yakacık cad. No:9/5 Pendik/İSTANBUL

Tel : 0 (536) 7799707

E-posta : birantuncay@gmail.com