



**ARAÇ MOTORLARININ ŞASIYE
BAĞLANTI TAKOZLARININ TİTREŞİM
SÖNÜMLEME ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

İsa AKKUŞ

Danışman

Prof. Dr. Abdurrahman KARABULUT

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Haziran 2019

**AFYON KOCATEPE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**ARAÇ MOTORLARININ ŞASIYE BAĞLANTI TAKOZLARININ
TİTREŞİM SÖNÜMLEME ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

İsa AKKUŞ

**Danışman
Prof. Dr. Abdurrahman KARABULUT**

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI**

Haziran 2019

TEZ ONAY SAYFASI

İsa AKKUŞ tarafından hazırlanan “ARAÇ MOTORLARININ ŞASIYE BAĞLANTI TAKOZLARININ TİTREŞİM SÖNÜMLEME ETKİSİNİN İNCELENMESİ” adlı tez çalışması lisansüstü eğitim ve öğretim yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca 13/06/2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından **oy birliği** ile Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü **Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. Abdurrahman KARABULUT

İmza

Başkan : Dr. Öğr. Üyesi Lutfiye DAHİL
İstanbul Aydın Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi



Üye : Prof. Dr. Abdurrahman KARABULUT
Afyon Kocatepe Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi



Üye : Dr. Öğr. Üyesi Özgür VERİM
Afyon Kocatepe Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi



Afyon Kocatepe Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu’nun
...../...../..... tarih ve
..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

.....

Prof. Dr. İbrahim EROL
Enstitü Müdürü

BİLİMSEL ETİK BİLDİRİM SAYFASI
Afyon Kocatepe Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- Atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- Ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

09/07/2019



İsa AKKUŞ

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

ARAÇ MOTORLARININ ŞASIYE BAĞLANTI TAKOZLARININ TİTREŞİM SÖNÜMLEME ETKİSİNİN İNCELENMESİ

İsa AKKUŞ

Afyon Kocatepe Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Abdurrahman KARABULUT

Bu araştırmada, araç motorunun, aracın şasisine iletmış olduğu titreşimi engellemek için bağlantıda titreşim takozu kullanılarak şasiye titreşimin azaltılması incelenmiştir. Bu çalışmada deneysel olarak dört kanallı datalogger cihazı yardımıyla eş zamanlı olarak motor ve şasi üzerindeki yer değiştirme ve ivme değerleri ölçülmüştür. Elde edilen grafikler yorumlanmıştır. Araçlarda motor devri değiştikçe üretmiş olduğu titreşim büyüklüğü de değişmektedir. Bu da araç içerisindeki sürücü ve yolcuların ciddi rahatsızlığına sebep olmaktadır. Bunu engellemek için motor ve şasi arasındaki bağlantıda elastik malzeme kullanılarak motor titreşimi engellenmeye çalışılmaktadır. Elastik malzeme titreşim takozu olarak bilinir. Bu takozda yaylanma ve sönümleme yani süspansiyon sistemi birliktedir. Bu çalışmada yeni ve eski takozlar kullanılarak ikisi arasındaki yalıtım oranları karşılaştırılmıştır. Takoz kullanarak motor titreşiminin şasiye geçmesi %50 civarında titreşimin azaldığı görülmüştür. Yine eski ve yeni takoz karşılaştırıldığında eski takozların titreşim yalıtımının oldukça zayıfladığı görülmüştür, motorun kütlesi ve çalışma şartlarına göre uygun takozun seçilmesi gerektiği kanaatine varılmıştır.

2019, ix + 73 sayfa

Anahtar kelime: Titreşim, motor titreşimi, motor titreşim yalıtımı, motor titreşim takozları.

ABSTRACT

M.Sc. Thesis

INVESTIGATION OF THE VIBRATION DAMPING EFFECT OF FRAME CONNECTIONS SUPPORT OF CAR ENGINE

İsa AKKUŞ

Afyon Kocatepe University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Abdurrahman KARABULUT

In this research, to prevent vibrations that the vehicle engine has transmitted to the vehicle chassis, it has been investigated to reduce the transmission of vibration to the chassis using vibration damping in the connection. In this work experimentally displacement and acceleration values on the engine and chassis were measured simultaneously with the aid of a four-channel datalogger. The graphics had interpreted which is obtained. The magnitude of the vibration depends on the motor RPM (Revolution). It causes severe discomfort of drivers and passengers in the vehicle. In order to avoid this, it is tried to prevent vibration of the engine by using elastic material in the connection between the engine and chassis. The elastic material is known as a vibration damper. In the damper, springiness and damping are combined with the suspension system. For each motor, the appropriate damper must be selected taking into consideration the power, frequency, and strength of the engine. In this study, the insulation rates between the two are compared using new and old blocks. By using the damper, it was seen that the vibration of the engine was blocked by fifty percent of the transmission to the chassis. When the old and new dampers were compared again, the vibration isolation of the old dampers was seen to be considerably weakened and it was concluded that the appropriate dampers should be selected, take into account engine weight and work the effect of vibration isolation has increased.

2019, ix + 73 pages

Keywords: Vibration, motor vibration, motor vibration isolation, vibration dampers.

TEŞEKKÜR

Bu araştırmanın konusu, deneysel çalışmaların yönlendirilmesi, sonuçların değerlendirilmesi ve yazımı aşamasında yapmış olduğu büyük katkılarından dolayı tez danışmanım Sayın Prof. Dr. Abdurrahman KARABULUT, araştırma ve yazım süresince emeği geçen hocalarıma ve arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Bu araştırma boyunca maddi ve manevi desteklerinden dolayı aileme ve özellikle eşim Esra AKKUŞ' a teşekkür ederim.

İsa AKKUŞ
Afyonkarahisar, 2019



İÇİNDEKİLER DİZİNİ

	Sayfa
ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
İÇİNDEKİLER DİZİNİ.....	iv
SİMGELER ve KISALTMALAR.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	vii
TABLolar DİZİNİ.....	ix
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR BİLGİLERİ	4
2.1 Motor Titreşimleri.....	4
2.2 Motor Titreşim Takozları.....	6
2.3 Titreşim Takozu Ömrü.....	13
2.4 Titreşim ve İnsan Sağlığı	13
3. MATERYAL ve METOT	15
3.1 Motorların Genel Yapısı	15
3.2 Materyal	16
3.2.1 Ölçme Cihazı.....	17
3.2.2 Takoz.....	19
3.2.2.1 Kauçuk motor takozları	19
3.2.2.2 Pasif hidrolik motor takozları	23
3.2.2.3 Yarı aktif ve aktif motor takozları	28
a. Yarı aktif (adaptif) motor takozları	28
b. Aktif motor takozları	30
3.2 Metot.....	34

3.2.1 Titreşim Sisteminin Matematiksel Modeli	34
3.2.2 Motor Takoza Zarar Görmüş Bir Aracın Titreşimi.....	40
4. BULGULAR	42
4.1 Motor Takoza Zarar Görmüş Aracın Ölçümü	42
4.2.1 Takoz hasarlı iken yapılan ölçüm.....	42
4.2.2 Yeni Motor Takoza Takıldığındaki Ölçüm.....	46
4.2 Ölçümler	50
4.1.1 Mevcut Takozun Ölçümü.....	51
4.1.2 Yeni Belirlenen Takozun Titreşim Sönümlemedeki Etkisi.....	55
4.3 Matematiksel Hesaplamalar	60
5. SONUÇ	64
6. KAYNAKLAR.....	67
ÖZGEÇMİŞ.....	73

SİMGELER ve KISALTMALAR

Simgeler

Ft	Fit
Km	Kilometre
Hz	Hertz
Hp	Güç
s	Saniye
m	Metre
mm	Milimetre
cm	Santimetre
in	İnç
g	Yer çekimi ivmesi
k	Yay katsayısı
c	Sönüm oranı
d	Çap
l	Boy
Kd	Sönümlü yay katsayısı
M	Kütle
Ψ	Faz açısı
ω	Açısal hız
t	Zaman
x	Yer değiştirme
V	Hız
F	Kuvvet
M	Kütle matrisi
C	Sönüm matrisi
K	Rijitlik matrisi
Δ	Determinant
α	Doğal frekans
$\bar{X}$	Genliklerin üstel fonksiyonu

Kısaltmalar

PA	Piezo aktüatör
HEM	Hidrolik motor takozu
FSI	Akışkan yapı etkileşimi
NHV	Gürültü titreşim sertlik
HRV	Kalp hızı değişkenliği
LF	Düşük frekans
HF	Yüksek frekans
RPM	Motor devri
ER	Electro rheological fluids
MR	Magneto rheological fluids
LCD	Sıvı kristal ekran

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 3.1	Ön tarafa yerleştirilmek istenen bir motorun bağlantı şekilleri	16
Şekil 3.2	Ölçümü yapılan araç motoru	17
Şekil 3.3	Extech firmasının üretmiş olduğu VB500 dört kanallı ölçüm cihazı.....	18
Şekil 3.4	Takım tezgâhlarında ve benzer yerlerde kullanılan kauçuk takoz örnekleri.....	20
Şekil 3.5	Araçlarda kullanılan bazı kauçuk takoz örnekleri.....	21
Şekil 3.6	Elastomerik takozun titreşim modeli	22
Şekil 3.7	Kauçuk takozlarda yay katsayısının frekansa göre değişim grafiği (Naganathan and Dukkupati 2001).	23
Şekil 3.8	Araçlarda kullanılan hidrolik takoz örnekleri	24
Şekil 3.9	Basit delikli hidrolik takoz örneği (Naganathan et al. 2001).	24
Şekil 3.10	Ayırıcılı hidrolik takoz örneği (Naganathan et al. 2001).	25
Şekil 3.11	Basit delikli ve ayırıcılı tip hidrolik takoz.....	26
Şekil 3.12	(a)basit delikli , (b) ayırıcılı tip hidrolik motor takozlarının Kd kat sayısı ve frekansa göre değişimi (Ushijima et al. 1988).....	26
Şekil 3.13	Hidrolik Takoz Kesiti (Korkmaz 2007).	27
Şekil 3.14	Adaptif bir motor takozunun titreşim modeli	29
Şekil 3.15	ER sıvısı ile dolu adaptif bir takoz örneği (Ushijima et al. 1988).....	29
Şekil 3.16	Yarı aktif motor takozu örnekleri.....	30
Şekil 3.17	Elestomerik aktif motor takozunun titreşim modeli	31
Şekil 3.18	Hidrolik aktif motor takozunun titreşim modeli	31
Şekil 3.19	Elastomerik aktif takozun dinamik rijitliği (Swanson 1993).	32
Şekil 3.20	Hidrolik aktif takozun dinamik rijitliği (Swanson 1993).....	33
Şekil 3.21	Aktif bir motor takozu örneği	34
Şekil 3.22	Sistemin matematiksel modeli	35
Şekil 3.23	Motor Takozundaki Titreşimi Ölçümü ve Cihazın Bağlantı Şekli	40
Şekil 3.24	Takozun araç üzerindeki görünümü.....	41
Şekil 3.25	Deforme olmuş takozun görüntüsü	41
Şekil 4.1	Hasarlı takozun rölanti devrindeki ivme-zaman grafiği	42
Şekil 4.2	Hasarlı takozun 2500 devirdeki ivme-zaman grafiği	43

Şekil 4.3 Hasarlı takozun rölanti devrindeki yer değiştirme-zaman grafiği	44
Şekil 4.4 Hasarlı takozun 2500 devirdeki yer değiştirme-zaman grafiği	45
Şekil 4.5 Yeni takozun rölanti devrindeki ivme-zaman grafiği	46
Şekil 4.6 Yeni takozun 2500 devirdeki ivme-zaman grafiği	47
Şekil 4.7 Yeni takozun rölanti devrindeki yer değiştirme-zaman grafiği	48
Şekil 4.8 Yeni takozun 2500 devirdeki yer değiştirme-zaman grafiği	49
Şekil 4.9 Motor ve ölçüm cihazı	50
Şekil 4.10 Mevcut takozun rölanti devrindeki ivme-zaman grafiği	51
Şekil 4.11 Mevcut takozun 2500 devirdeki ivme-zaman grafiği	52
Şekil 4.12 Mevcut takozun rölanti devrindeki yer değiştirme-zaman grafiği	53
Şekil 4.13 Mevcut takozun 2500 devirdeki yer değiştirme-zaman grafiği	54
Şekil 4.14 Belirlenen hidrolik takozun araç üzerine montajı ve cihaz bağlantısı	55
Şekil 4.15 Yeni takozun rölanti devrindeki ivme-zaman grafiği	56
Şekil 4.16 Yeni takozun 2500 devirdeki ivme-zaman grafiği	57
Şekil 4.17 Yeni takozun rölanti devrindeki yer değiştirme-zaman grafiği	58
Şekil 4.18 Yeni takozun 2500 devirdeki yer değiştirme-zaman grafiği	59

TABLÖLAR DİZİNİ

Sayfa

Tablo 4.1 Yer değiştirme ve yay katsayısı değerleri.....	63
---	----



1. GİRİŞ

İlk otomobilin üretildiği 18. Yüzyıldan bu yana otomotiv alanında birçok gelişmeler ve yenilikler meydana gelmiştir. Otomotiv sektöründeki talep fazlalığı neticesinde birçok otomobil üreticisinin ortaya çıkmasına ve yüzlerce markanın oluşmasına sebep olmuştur. Günümüzde otomobil üreten ülkelerin en önemli ekonomik gelirlerinden biri otomobil satışlarıdır. Otomobil üreticileri müşterilerin ilgisini çekmek için araçlarında geliştirmeye ve kullanım kolaylığı sunmaya çalışmışlardır. Bu çalışmalar neticesinde otomobil teknolojisi alanda birçok gelişme kaydedilmiştir. Bilgi çağı ya da dijital çağ olarak adlandırılan 21. Yüzyılda teknolojik gelişmeler ve hızlı üretim sayesinde üretim maliyetleri düşmüştür. Bu nedenle hemen hemen her evde artık insanlar otomobil sahibi olmuş ve kullanmaya başlamışlardır.

Otomobillerin kullanımı artması neticesinde insanların dilek ve isteklerinde de artış olmuştur. Çok fazla araç üreticisi ve araç çeşidinin olması neticesinde kullanıcılar ihtiyaçlarına göre ve aracın konfor, performans özelliklerine bakarak tercihlerini yapmaya başlamışlardır.

Otomobil kullanımının artmasıyla birlikte, otomobillerin insan sağlığı üzerinde bazı olumsuz etkileri meydana getirdiğini söyleyebiliriz. Bu etkilerden birisi titreşimdir. Günümüzde kullanılan birçok araçta yüksek miktarda titreşim oluşmaktadır. Oluşan titreşimler aracı kullanan kişi veya kişilerin sürüş konforunu ve sağlığını etkilemekte ve ciddi sağlık problemlerine yol açmaktadır.

Araçlara da oluşan titreşimler zeminden ve motordan kaynaklanan titreşimler olmak üzere iki sebebi vardır. Yol pürüzlülüğünden kaynaklanan titreşimler düşük frekanslı ve yüksek genlikli titreşimlerdir. Motor titreşimleri ise nispeten daha yüksek frekanslı ve düşük genlikli titreşimlerdir (Korkmaz 2007). Titreşim, içten yanmalı motorlu araçlarda konforu etkileyen en önemli faktörlerden birisidir (Gültekin vd. 2017). Motordan kaynaklı titreşimleri oluşturan başlıca üç sebep vardır. Bu kaynaklardan ilki; motorda bulunan krank milinin yük dengesizliğinden kaynaklı gaz basınç kuvvetlerinin oluşturduğu ve krank üzerinde hareket eden parçaların atalet kuvvetlerinin etkisi sebebiyle, krank üzerinde bu kuvvetleri

engelleyecek gerekli miktarda ağırlık dengesinin ayarlanamamasından kaynaklı oluşan titreşimlerdir. Diğer titreşim oluşturan kuvvetlerden biri ise pistonun alt ölü nokta ile üst ölü nokta arası oluşturduğu atalet kuvvetlerinin krank mili üzerinden motor bloğu üzerine etkisinden kaynaklı titreşimlerdir. Bir diğer kuvvetler ise motorda bulunan akışkanlar, sürtünme kuvvetleri, kam mekanizmalarının hareketleri sonucu oluşan ve motordaki diğer hareketli parçalardan kaynaklı oluşan kuvvetler motor yüzeyinde titreşime sebep olmaktadır (Korkmaz 2007).

Üretilen dizel araçların, benzinli araca göre daha titreşimli çalıştığı bilinmektedir (Gültekin vd. 2017). Bunun sebebi ise dizel motorların iç basınç kuvvetlerinin fazla oluşundan kaynaklanmaktadır. Bir şasiye iletilen motor titreşiminin zayıflaması, sürücü ve yolcular için konforun artması, otomotiv camiasının odak noktası olmuştur (Turnip 2009). Bu sebeple otomobil üreticileri motor titreşimi notasında birçok çalışma yapmışlardır.

Yapılan çalışmalardan en önemlileri motor üzerinde oluşan kuvvetlerin azaltılmasıdır. Yeni araçlara da motor içerisindeki yanma daha verimli hale getirilerek gaz basınç kuvvetlerinden kaynaklı titreşimler azaltılmıştır. Yanmadaki bu verimlilik hem yakıt tasarrufu açısından hem de çevre kirliliğini azaltma açısından büyük önem arz etmektedir. Araçlardaki konforu sağlamak için oluşan titreşimleri sönmölemek gerekir. Zeminden gelen titreşimleri amortisör, helezon ve sönmölemede etkili bazı kauçuk bağlantılar gibi çeşitli sönmö elemanları kullanılarak titreşim yüksek oranda sönmölenmiş olur. Motorda oluşan titreşim ise motoru araç gövdesine bağlamakta kullanılan motor takozları sayesinde sönmölenmektedir. Kullanılan takozlar esneye bilen ve yüksek sönmö oranına sahip malzemelerden yapılmaktadır.

Kauçuk, 20. yüzyılda dünya genelinde en çok kullanılan endüstri maddelerinden biri olmuştur. Bir tür doğal lif olan kauçuk için “çok yönlü” bir madde de denebilir (Acıgöz 2014). Kauçuk istenilen sönmö oranı ayarlanabilen esnek bir maddedir. Bu özelliklerinden dolayı araçlarda sönmö elemanı olarak kullanılmaktadır. Kauçuk yapısal özelliği neticesinde sönmöleme elemanı olarak motor takozlarında kullanılan ana maddelerden bir tanesidir. Motor takozları sayesinde motordan gelen titreşimin bir miktarı yalıtır. Böylece motordan şaseye geçen titreşim miktarını azaltmış olur. Bu alanda kullanılan çok çeşitli ve farklı

tiplerde takozlar bulunmaktadır. Bu takoz tipleri aktif ve pasif tip olmak üzere iki bölümde incelenebilir.

Elektronik teknolojisi son yıllarda kayda değer bir gelişme kaydetmiştir ve otomobil gürültüsü ve titreşim kontrolü alanında, titreşim yalıtıcılarının aktif kontrolünde kullanım potansiyeli nedeniyle mühendislerin ilgisini çekmiştir (Ushijima and Kumakawa 1993). Pasif takoz tipleri ise aktif takozlar kadar sönümleme özellikleri başarılı olmamakla birlikte bazı avantajları da vardır. Bu takozlar yüksek genlik mesafesine sahiptir, istenilen genliğe ve sertliğe ayarlanabilirler.

Hemen hemen her otomobil üreticisi motor takozları üzerinde çalışmalar yapmakta ve farklı tiplerde ve farklı sönüm oranlarına sahip yeni takozlar yapılmakta ve kullanılmaktadır.

Tezimizde bir araçta oluşan motor titreşimini farklı tip motor takozu kullanarak motordan şaseye geçen titreşim miktarını azaltmak amaçlanmıştır. Bu kapsamda aynı anda motor ve şasenin titreşim hareketleri ölçülmüştür. İvme ve genlik değerlerine göre grafikleri çizilmiş kullanılan titreşim takozlarının titreşim izolasyonunu etkilediği ortaya çıkartılmıştır. Araçta bulunan kişilere motordan gelen titreşimlerin miktarını azaltarak konforu artırmaya ve daha sağlıklı sürüş keyfi yaşamaya yönelik çalışma yapılmıştır.

2. LİTERATÜR BİLGİLERİ

2.1 Motor Titreşimleri

Günümüzde tüm dünyada enerji ihtiyacı ve motorlu taşıt sayısı gün geçtikçe artarak devam etmektedir. Dünya genelinde özellikle ticari enerji ihtiyacının büyük kısmı petrol kullanımı ile sağlanmaktadır. Petrol çoğunlukla motorlu taşıtlarda yakıt olarak kullanılmaktadır. Ayrıca, dünya petrol rezervleri aşırı kullanıma bağlı olarak hızla tükenmektedir. Bu nedenlerle araştırmacılar motorlu taşıtlarda kullanılmak üzere önem kazanan alternatif yakıt arayışlarına gitmişlerdir. Bitkisel veya hayvansal yağlardan elde edilen biyodizel ile ilgili çok sayıda araştırma ve çalışma yapılmaktadır. Dizel yakıtlar geniş kullanım alanına sahip olmasından dolayı ülke ekonomisinde önemli bir yere sahiptir. Dizel motorlarında yanma patlamalı olduğundan dolayı, gürültülü ve titreşimli çalışırlar. Motor içindeki yanma süreci ile meydana gelen gürültü ve titreşim canlılar üzerinde uzun ve kısa süreli olumsuz etkiler oluşturmaktadır. Yakıtların özellikleri dizel motorlarda gürültü ve titreşime önemli derecede etki eder. Bu çalışmada, standart dizel yakıtı ve ayçiçek yağı metil esteri (Biyodizel) karışımlarının, tek silindirli bir dizel motorun gürültü ve titreşim emisyonlarına olan etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Deneyler standart dizel yakıtına hacimsel olarak % 15 ve % 30 oranlarında katılan ayçiçek yağı metil esteri yakıtları ile tam yük altında ve farklı motor devirlerinde yapılmıştır. Ayçiçek yağı metil esteri ve standart dizel yakıt karışım oranı arttıkça gürültü ve titreşim emisyonlarında düşüş görülmüştür (Erdal 2018).

Titreşim, içten yanmalı motorlu araçlarda konforu etkileyen en önemli faktörlerden birisidir. Doksanlı yıllarda üretilen dizel araçların, benzinli araca göre daha titreşimli çalıştığı bilinmektedir. Son teknoloji dizel araçlarda ise titreşim seviyesi azalmıştır. Bununla birlikte dizel araçların titreşim seviyesi benzinli araçlar seviyesine indirilememiştir. Bu çalışmada; benzinli ve dizel motorların farklı devir sayılarındaki titreşim ölçümleri ivme cinsinden (g) yapılmıştır. Her iki motorun maksimum ve ortalama titreşim değerleri kendi içinde ve karşılıklı olarak kıyaslanmıştır. Bu karşılaştırma sonucunda, ortalama ivme dikkate alındığında, dizel motorun benzinli motora göre rölanti devrinde (1000 dev/ dak) 42.2 kat daha titreşimli çalıştığı tespit edilmiştir. Her devir aralığındaki titreşim oranları

değerlendirildiğinde ise iki motorun da maksimum torkun ulaşıldığı devire kadar titreşim oranı azaldığı, bu devirden sonra arttığı tespit edilmiştir (Gültekin vd. 2017).

Bilindiği üzere karbüratörlü araçların çalışma prensibince en çok yakıt sarfiyatının olduğu zaman; motorun iç sürtünmeleri yenebilecek ve stop etmeden çalışmasına devam edebilecek kadar bir devirle çalıştığı rölanti zamanı ve yüksek hız zamanıdır. Rölanti aralığında gaz kelebeği kapalı olduğundan, motorun çalışmasını sürdürebilmesi için gerekli olan yakıt, rölanti kanalından gelmektedir. Bu kanaldan gelen yakıt ile çalışan motor, minimum verimle çalıştığından yakıt sarfiyatı oldukça yüksektir. Yüksek hız konumu ise, motorun güce ihtiyaç duyduğu, gaz kelebeğinin tam açıldığı ve maksimum hava sirkülasyonu ile yakıtın en çok emildiği zamandır. Bu çalışmada amaç; yakıt tasarrufu sağlamak üzere, rölanti çalışma zamanında bir motor üzerinde yapısal değişiklik ile silindir pasifleştirme işlemi yapılarak elde edilen deney motorunun, çalışması esnasında oluşabilecek mekanik titreşimleri deneysel olarak ölçmek ve değerlendirmektir. Bir motorun, tüm silindirleriyle uyumlu olacak şekilde çalışabilmesi gerekir. Ancak yapılan bu çalışmada iki silindirin devre dışı kalması durumunun bu durumu, sağlıklı olarak devam ettirip ettirmediğinin kontrol edilmesi gerekmiştir. Bu amaçla, geçiş durumlarında motorun sarsıntılı çalışıp çalışmadığına ilişkin titreşim ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar kabul edilebilir standartlarda çıkmış ve %29 yakıt ekonomisi elde edilmiştir (Koruvatan vd. 2013).

Bu çalışmada tek silindirli dört zamanlı bir dizel motorunun dinamik modellemesi yapılarak, motorun hızlanma sürecinde yüklü ve yüksüz koşullarda sergilediği davranışlar, motor bloğunun titreşimleri ve krank milinin açısal hızının değişimleri incelenmiştir. Dinamik model; piston, krank mili, motor bloğu ve biyelin hareket denklemlerinden oluşmaktadır. Bloğun ve diğer dinamik elemanların hareketleri krank eksenine dik bir düzlemde tanımlanmıştır. Motor bloğunun hareketi iki serbestlik derecesine sahiptir ve bunlardan birisi silindir eksenine doğrultusundaki öteleme hareketi, diğeri ise krank eksenine etrafındaki dönme hareketidir. Sunulan çalışmada sayısal analiz işlemleri, başlangıç koşulları altında zaman değişkenine göre yapılmıştır. Simülasyonda kullanılan gaz basıncı değişimi tek silindirli dört zamanlı bir dizel motorundan deneysel yöntemle elde edilmiştir. Farklı sertlik ve sönümleme sabitleri için bağlantı takozlarında oluşan kuvvetler ve motor parçalarının titreşim karakteristikleri grafik olarak sunulmuştur (Karabulut vd. 2011).

Günümüzde, taşıt gürültü ve titreşim performansı, sürüş kalitesi ve seyahat konforu açısından büyük önem taşımaktadır. Birçok parametreye bağlı olarak ortaya çıkan araç titreşim ve gürültüsünün konforlu bir sürüş sağlayacak şekilde optimize edilmesi gerekmektedir. Otomobil gibi birçok alt sistemden oluşan karmaşık yapılarda, gürültü ve titreşim çeşitli kaynaklardan yayılabilmektedir. Çeşitli kaynaklardan ortaya çıkan bu gürültü ve titreşimler yapısal yolla veya hava iletimi yolu ile kabin içerisine iletilir. Motor bağlantı noktaları, egzoz sistemi bağlantıları, süspansiyonlar ve hatta dolaylı olarak kam mili bile yolcu kabinine iletilen titreşim ve gürültünün sebebi olabilir. Aynı şekilde, egzozdan ve emme manifoldundan hava yolu iletimi sonucu yolcu kabinine titreşim ve gürültü iletilmektedir. Bazı iletim yolları belirli bir frekansta rahatsız edici titreşim ve gürültüye sebebiyet vermekte ve bu vibro-akustik hisler kullanıcılar tarafından rahatsızlık olarak nitelendirilmektedir. Bu nedenle, İletim Yolu Analizi metodu kullanılarak kaynaktan alıcıya aktarılan her bir enerji iletim yolunun aracın titreşim ve gürültüsüne ne kadar etki ettiğinin belirlenmesi büyük önem taşımaktadır. Bu yöntem ile kaynaklar ve iletim yolları belirlenerek hangi iletim yolunun iyileştirilmesi gerektiği açıkça ortaya çıkar ve istenilen araç karakteristiklerini sağlamak için tasarımlar optimize edilebilir. Bu çalışmada, gürültü ve titreşimin temelleri, araç gürültü kaynaklarının ve iletim yollarının belirlenmesi ve NVH ölçümlerinin yapılması gibi bazı önemli bilgilere yer verilmiş ve araç içerisindeki toplam gürültünün İletim Yolu Analizi metodu kullanılarak nasıl belirlenmesi gerektiği anlatılmıştır. Ayrıca bu çalışma ile İletim Yolu Analizinin bir araç üzerinde uygulanması da detaylı olarak aktarılmaktadır (Savran 2009).

2.2 Motor Titreşim Takozları

Bir şasiye iletilen motor titreşiminin zayıflaması, sürücü ve yolcular için konforun artması için otomotiv camiasının odak noktası olmuştur. Motor titreşiminin şasiye iletilmesini azaltmak için hidro-takoz sistemi tasarlanmıştır. Statik yükü bir motor ağırlığına göre desteklemek için de kullanılır. Doğrusal olmayan model yönleri, model yanıt özelliklerini doğrulamak için deneysel verilerle geliştirilmiş ve kullanılmıştır. Bu parametreler bir değişken vektör olarak modelleneyecek ve değeri doğrusallaştırılmış ve uzatılmış Kalman filtresiyle tahmin edilecektir. Bu yaklaşım, mühendislerin hidro-takoz içindeki çeşitli parametrelerin etkilerini kavrayarak tasarım süresini azaltmalarına yardımcı olabilir.

Tahmin edilen parametrelere dayanarak, simülasyon sonucu türetilmiş pasif modelin hidro-takoz sisteminin dinamik davranışını doğru olarak tanımladığını doğrulamıştır (Turnip 2009).

İdeal motor askı sisteminden beklenen motor düzgünsüzlüklerinden kaynaklanan titreşimlerin izole edilmesi ve şok tahriklerin sebep olduğu motorun aşırı salınımını engellemesidir.

Yol pürüzlülüğünden kaynaklanan titreşimler düşük frekanslı ve yüksek genlikli titreşimlerdir. Motor titreşimleri ise nispeten daha yüksek frekanslı ve düşük genlikli titreşimlerdir. Motor askı sisteminin frekansa bağlı olarak ayarlanabilir bir karakteristiği olması istenir. Motor titreşimleri yanma sırasındaki gaz basıncı değişimlerinden ve dönen parçaların balanssızlığından oluşturduğu kuvvet ve momentlerden kaynaklanır. Analitik yöntemler ile motoru tahrik eden kuvvet ve momentler krank açısının fonksiyonu olarak elde edilebilir.

Geleneksel kauçuk takozlar motor takozundan beklenen bütün gereksinimleri karşılayamazlar. Fakat ucuz maliyet, kolay üretilebilirlik, bakıma ihtiyacı olmaması ve güvenilirlik gibi özelliklerinden dolayı hala yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Pasif hidrolik takozlar hidrolik takozlara göre düşük frekanslarda daha iyi performans gösterirler. Yarı aktif hidrolik takozlar ise daha parametreleri daha kolay ayarlanabildiği için karakteristikleri daha iyidir. Aktif motor takozları düşük frekanslarda sert yüksek frekanslarda yumuşak yay sertliği göstererek titreşimleri izole ederler. Fakat karmaşık bir sisteme sahiptir, dolayısıyla daha pahalıdır ve sistem güvenilirliği daha azdır. Motor takozlarının dinamik karakteristiği motor askı sistemi tasarımı için en önemli parametrelerdendir. Dinamik karakteristiklerin ölçülmesi için çeşitli teknikler mevcuttur. Motor takozlarının doğru yerleşimi, dengeli bir motor askı sistemi için önemlidir. Ayrıca takozlara gelen yükler optimize edilerek takozların uzun ömürlü olması sağlanmalıdır. Motor askı sisteminin matematiksel modelinin oluşturulması tasarım aşamasında önemli bir kolaylık sağlamaktadır. Çeşitli takozlar ve yerleşimler denenerek optimum tasarım elde edilebilir. Bilgisayar destekli optimizasyon teknikleri motor askı sistemi dizaynını kolaylaştıracaktır (Korkmaz 2007).

Bu tez kapsamında, ROKETSAN A.Ş.'nin ürünlerinde kullanılan hassas donanımların titreşim yalıtımını sağlamak için kullanılacak elastomer titreşim takozlarının tasarımı için bir süreç geliştirilmiştir. Bu amaçla, ilk önce, piyasadaki benzer ticari takozlar incelenmiştir. Daha sonra, uygun elastomer malzemeler seçilmiş ve malzemelerin sıcaklık ve frekansa bağlı dinamik özellikleri testlerle elde edilmiştir. Elastomer malzemelerin özellikleri ve takozun kavramsal tasarımı kullanılarak, takozun parametrik sonlu elemanlar modeli ANSYS APDL'de oluşturulmuştur. Sonra, tasarım gereksinimlerine göre, tasarım iterasyonları sonrasında, titreşim takozunun nihai tasarımı belirlenmiştir. Bir sonraki aşamada, tasarlanan titreşim takozu, tasarım iterasyonu sonrasında belirlenen elastomer malzeme ile yerli bir kauçuk firmasında ürettirilmiştir. Son olarak analiz ve test sonuçları karşılaştırılarak tasarım süreci doğrulanmıştır (Ardıç 2013).

Pasif hidrolik bağlantı elemanları, uyarma frekansı varyantı ve sapma genliği duyarlı rijitlik ve sönümleme özellikleri sergiler. Bu tür doğrusal olmayan dinamik özellikler, hem cihaz seviyesinde hem de basitleştirilmiş bir araç modeli bağlamında analitik ve deneysel yöntemler kullanılarak incelenir. Hidrolik bağlantının doğrusal olmayan bir matematiksel modeli olan yeni bir kütük parametresi, ayırıştırıcı anahtar mekanizmasını ve eylemsizlik iz dinamiklerini simüle ederek geliştirilmiştir. Çeşitli pasif montajların düşük frekans performans özellikleri ve sınırlamaları, doğrusal olmayan araç modeli simülasyonu ve karşılaştırılabilir laboratuvar titreşim testleri ile açık bir şekilde yapılmaktadır. Pasif hidrolik takozun yüksek frekanslı performans problemleri yarı doğrusal analiz metodu kullanılarak belirlenir. Bu sonuçlara dayanarak, 250 Hz'ye kadar geniş bant genişliği performans özellikleri sergileyen yeni bir adaptif montaj sistemi geliştirildi. Motor emme manifoldu vakumu ve mikroişlemci tabanlı bir solenoid valf denetleyicisi kullanarak bir açma-kapama sönümleme kontrol modu uygular. Bir laboratuvar tezgahı, operasyonel fizibilitesini zaten göstermiştir. Analitik yöntemler sayesinde, adaptif montajın, motor montajı rezonans kontrolü, şok emilimi ve titreşim izolasyonu performans gereksinimleri göz önünde bulundurulduğunda, geniş bir frekans aralığı boyunca pasif motor montajlarına ve benzer performansa göre küçük bir aktif montaja üstün dinamik performans sağladığı görülmüştür. Önerilen uyarlanabilir sistemin teknik beklentileri ümit verici görünmesine rağmen, site içi performans değerlendirmesi yapılmalıdır (Kim and Singh 2002).

Elektronik teknolojisi son yıllarda kayda değer bir gelişme kaydetmiştir ve otomobil gürültüsü ve titreşim kontrolü alanında, titreşim yalıtıcılarının aktif kontrolünde kullanım potansiyeli nedeniyle mühendislerin ilgisini çekmiştir. Bu raporda, bir piezo aktüatör (PA) motor takozu kullanılarak motor patlamasının neden olduğu otomobil titreşiminin azaltılması ile ilgili bir araştırma açıklanmaktadır. Piezo aktüatörü çok hızlı bir tepkiye sahiptir, ancak yer değiştirme genellikle çok küçüktür. Bu nedenle, PA montajı bir genlik büyütme mekanizması gerektirir. Burada, bir genişleme mekanizmasının yer aldığı aktif bir montaj geliştirildi. Kontrol sistemi için, S. J. Elliott ve ark. Tarafından önerilen uyarlamalı kontrol algoritması bir temel olarak kullanılmış ve aktüatörün gücünde sınırlamaya karşı bir kontrol kuralı, bununla birlikte kullanılmıştır. Rölantide baskın harmonik düzen titreşiminde önemli bir zayıflaması sağlandı (Ushijima and Kumakawa 1993).

Genel bir hidrolik motor takozunun (HEM) doğrusal olmayan özellikleri, deney ve simülasyon yaklaşımları ile tanımlanır ve karakterize edilir. HEM'in statik ve dinamik performanslarını elde etmek için deneysel yöntemler sunulmaktadır. Aynı HEM'lerin iki konfigürasyonunun özellikleri (bir atalet pisti ve bir serbest dekuplaj ile diğeri bir atalet pistidir) ve lastik yayları incelenir. Bir HEM'nin statik sertliği ve kauçuk yayları arasındaki üç ortogonal doğrultudaki ilişkiler incelenmiştir. Bir HEM'nin dinamik sertliği üzerinde ön yük, uyarma genlikleri ve frekanslarının etkileri doğrulanmıştır. Serbest dekuplatörün HEM'in dinamik özellikleri üzerindeki etkileri, iki HEM'nin test sonuçlarının karşılaştırılması ile incelenmiştir. Dinamik sıvı basıncı ve bir HEM'nin üst bölmesindeki sıcaklık farklı uyarım koşulları altında ölçülür. Bu yazıda, HEM'lerin statik ve dinamik performanslarını sadece gerilme ve gerilme ilişkileri ile simüle etmek için kullanılabilen, tamamen eşleştirilmiş bir akışkan-yapı etkileşimi (FSI) ve HEM'lerin simülasyonu için sonlu elemanlar analizi (FEA) modeli geliştirilmiştir. kauçuk malzemeler, sıvı fiziksel parametreler ve HEMs boyutları. Önerilen modele sahip bir HEM'in simüle edilmiş sonuçları verilmiş ve sonuçlar ölçülen verilerle ya da HEM'lerin çalışma mekanizmalarıyla çakışma ile iyi uyum göstermektedir (Shangguan and Lu 2004).

İdeal motor montaj sistemi, motor devir sayısındaki motor titreşim kuvvetini motor devir aralığından izole etmeli ve motorun şoktan kaynaklanan sarsıntıdan korunmasını sağlamalıdır. Bu, motor bağlantısının dinamik rijitliği ve sönümlemesinin frekans ve genliğe

bağlı olması gerektiği anlamına gelir. Motor montaj sistemlerinin geliştirilmesi çoğunlukla frekans ve genliğe bağlı özelliklerin geliştirilmesine yoğunlaşmıştır. Geleneksel elastomerik bağlantılar, tüm gereksinimleri karşılamamaktadır ve sadece statik sapma ve titreşim yalıtımı arasında bir denge sağlar. Pasif hidrolik bağlantı elemanları, özellikle düşük frekans aralığında elastomerik bağlantılardan daha iyi bir performans sağlayabilir. Yarı aktif teknikler genellikle hidrolik bağlantıların performansını daha fazla ayarlanabilir hale getirerek daha da geliştirmek için kullanılır. Aktif motor montaj sistemi, düşük frekansta çok sert olabilir ve titreşimi izole etmek için daha yüksek frekans aralığında çok yumuşak olacak şekilde ayarlanabilir. Aktif motor bağlantıları, yeni nesil motor montajları olarak düşünülmüştür. Motor montaj sistemlerinin optimizasyonu oldukça caziptir. Motor montaj sistemlerinin optimizasyonu ile ilgili mevcut çalışma bazı sınırlamalar göstermektedir (Naganathan *et al.* 2000).

Motor destek takozlarının tasarım ve optimizasyonu çok sayıda etkileşim içeren karmaşık bir süreçtir. Bu çalışmada konuyla ilgili geniş bir kaynak taraması ve kaynak taramasından elde edilen bilgilerin ışığında motor ve araç sistemlerinin genel bir formülasyonu yapılmış ve bu formülasyon OpEnMoDe adlı yazılımın başlangıcını oluşturmuştur. Kaynaklarda bulunan veriler ve sonuçlar kullanılarak formülasyon doğrulanmıştır. OpEnMoDe yazılımı motor takozlarının çeşitli optimizasyon kriterlerine göre, çok parametreliliye doğru olmayan kısıtlı bir amaç fonksiyonunun minimum değerini verecek bir tasarım parametreleri vektörünün bulunmasını içeren optimizasyon sürecini de içermektedir. Yazılım motor destek takozlarının tasarım ve optimizasyonu için, değişik kriterler ve bakış açıları, uygulamaların vereceği sonuçların önceden görülmesi ve her durumdaki optimum seçeneklerin bulunmasında yararlı bir araç olacaktır (Ünlüsoy vd. 2010).

Kauçuk, 20. yüzyılda dünya genelinde en çok kullanılan endüstri maddelerinden biri olmuştur. Bir tür doğal lif olan kauçuk için “çok yönlü” bir madde de denebilir. Kauçuk geniş bir alanda kullanılmaktadır. Otomotiv sektöründe; araçların lastiklerinde, hidrolik fren hortumlarında, silecek lastiklerinde, amortisörlerde, uçak lastiklerinde, beyaz eşya sektöründe; çeşitli hortumların üretiminde ve sızdırmazlıklarında, inşaat sektöründe; ısı yalıtım ürünlerinde hatta spor ürünlerinde dahi kullanılmaktadır. Kauçuk, dünya genelinde en çok %42 oranında lastik ve iç lastik üretiminde tüketilmektedir. Bunu mekanik

malzemeler, anti-vibrasyon ürünleri, hortum ve kayışlar, sızdırmazlık conta ve keçeleri izlemektedir. Bu tez çalışmasında kauçuğun üretimi, tarihi, kullanım alanları incelenmiştir. Türkiye’de ve Dünya’da kauçuk sektörü detayları ile izlenmiş olup, önemli kauçuk firmaları ile görüşülmüştür. Çerkezköy OSB içindeki kauçuk firmaları da baz alınarak bir değerlendirme yapılmıştır. Yapılan değerlendirmede kauçuk sektörünün yaşadığı sıkıntılara da değinilmiş olup, en önemlileri üzerinde durulmuştur (Acıgöz 2014).

Titreşim izolasyonunu değerlendirmek için, motor montaj sistemi üzerinde deneysel bir çalışma ile, hidrolik ve lastik askı sistemi arasındaki titreşim izolasyonu performansları ayrı ayrı incelenmiştir. İki montaj sistemi objektif olarak değerlendirilmiş ve sonuçlar tatmin edicidir (Fengyan and Xie 2012).

Bu çalışma, performans şartlarını sağlamak için üç bölüme ayrılmıştır; çeşitli motor montajlarına genel bakış, geliştirme ve motor montaj sistemlerinin optimizasyonundan oluşmaktadır. İlk kısım, motor devrilme kuvvetinin çeşitli hız aralıklarında neden olduğu titreşimi izole etmesi ve motorun şoktan kaynaklanan sarsıntıdan korunmasını sağlayan ideal motor montaj sistemi hakkında bir fikir vermektedir. Bu, motor bağlantısının dinamik rijitliği ve sönümlemesinin frekans ve genliğe bağlı olması gerektiği anlamına gelir. Bu nedenle, motor montaj sistemlerinin geliştirilmesi çoğunlukla frekans ve genliğe bağlı özelliklerin iyileştirilmesi üzerinde yoğunlaşmıştır. İkinci kısım, statik sapma ve titreşim yalıtımı arasında bir denge sağlayan geleneksel elastomerik bağlantı parçaları üzerinde tartışmaya başlar. Bir sonraki seviye, pasif hidrolik bağlantı elemanları özellikle düşük frekans aralığında elastik bağlantılardan daha iyi bir performans sağlayabilir. Bunu takiben, yarı-aktif ve aktif teknikler, daha fazla ayarlanabilir hale getirerek hidrolik bağlantıların performansını arttırmak için kullanılır. Aktif motor montaj sistemi, düşük frekansta çok sert olabilir ve titreşimi izole etmek için daha yüksek frekans aralığında çok yumuşak olacak şekilde ayarlanabilir. Son kısım motor montaj sistemlerinin optimizasyonu ile ilgilidir. Bu optimizasyondaki mevcut çalışmalara genel bir bakış, bazı sınırlamalar göstermektedir. Farklı tipteki montaj sistemlerinin özelliklerinde doğrusal olmayan varlıkları ve varyasyonları dikkate almak için daha fazla çalışmaya ihtiyaç vardır (Naganathan and Dukkipati 2001).

Günümüzde, taşıt gürültü ve titreşim performansı, sürüş kalitesi ve seyahat konforu açısından büyük önem taşımaktadır. Birçok parametreye bağlı olarak ortaya çıkan araç titreşim ve gürültüsünün konforlu bir sürüş sağlayacak şekilde optimize edilmesi gerekmektedir. Otomobil gibi birçok alt sistemden oluşan karmaşık yapılarda, gürültü ve titreşim çeşitli kaynaklardan yayılabilmektedir. Çeşitli kaynaklardan ortaya çıkan bu gürültü ve titreşimler yapısal yolla veya hava iletimi yolu ile kabin içerisine iletilir. Motor bağlantı noktaları, egzoz sistemi bağlantıları, süspansiyonlar ve hatta dolaylı olarak kam mili bile yolcu kabinine iletilen titreşim ve gürültünün sebebi olabilir. Aynı şekilde, egzozdan ve emme manifoldundan hava yolu iletimi sonucu yolcu kabinine titreşim ve gürültü iletilmektedir. Bazı iletim yolları belirli bir frekansta rahatsız edici titreşim ve gürültüye sebebiyet vermekte ve bu vibro-akustik hisler kullanıcılar tarafından rahatsızlık olarak nitelendirilmektedir. Bu nedenle, İletim Yolu Analizi metodu kullanılarak kaynaktan alıcıya aktarılan her bir enerji iletim yolunun aracın titreşim ve gürültüsüne ne kadar etki ettiğinin belirlenmesi büyük önem taşımaktadır. Bu yöntem ile kaynaklar ve iletim yolları belirlenerek hangi iletim yolunun iyileştirilmesi gerektiği açıkça ortaya çıkar ve istenilen araç karakteristiklerini sağlamak için tasarımlar optimize edilebilir. Bu çalışmada, gürültü ve titreşimin temelleri, araç gürültü kaynaklarının ve iletim yollarının belirlenmesi ve NVH ölçümlerinin yapılması gibi bazı önemli bilgilere yer verilmiş ve araç içerisindeki toplam gürültünün İletim Yolu Analizi metodu kullanılarak nasıl belirlenmesi gerektiği anlatılmıştır. Ayrıca bu çalışma ile İletim Yolu Analizinin bir araç üzerinde uygulanması da detaylı olarak aktarılmaktadır (Savran 2009).

Kauçuk konstrüksiyon geliştirmede en büyük problem, kauçuğun doğrusal olmayan, zamana ve yük tekrar sayısına, pişme yöntem ve değişkenlerine bağlı mekanik özelliklerine ampirik ve analitik olarak hakim olmanın güçlüğüdür. Özellikle de ortada kesinleşmiş bir konstrüksiyon yokken. Bu çalışmada bitmiş konstrüksüyona ihtiyaç duyulmaksızın, sabit kalınlıktaki arı plakalardan standart ölçülerde kesilmiş denekler üzerinde yapılan mekanik test sonuçlarının, sonlu elemanlar yazılımına girilmesi, ve yazılımda bir defa doğru malzeme modeli elde edildikten sonra, bu malzemenin atandığı karmaşık konstrüksiyonların çeşitlilik arz eden testlerinde dahi, sanal ortamda tasarlananla, bu doğrultuda imal edilen bitmiş parçanın test sonuçlarının karşılaştırılmasını göstermektedir. Böylelikle, istenen mekanik davranış

çerçevesindeki nihai konstrüksiyon yazılım üzerinde oluşturulup, bitmiş parça için prototip kalıp bir defa üretilmiş olur (Coşkun 2004).

Hidrolik motor bağlantıları otomotiv endüstrisinde kullanılır, çünkü frekans ve genlik tepkisi sunarlar. Bu tür doğrusal olmayan dinamik özellikler, hem cihaz seviyesinde hem de basitleştirilmiş bir araç modeli bağlamında analitik ve deneysel yöntemler kullanılarak incelenir. Hidrolik bağlantının doğrusal olmayan matematiksel yeni bir modeli, dekuplör anahtarlama mekanizmasını ve atalet izi dinamiklerini simüle ederek geliştirilmiştir. Model, hidrolik montajların hem düşük hem de yüksek frekans davranışını yakalayabilmektedir. Burada ele alınan iki montaj, dekuplörün hidrolik montajın genlik bağımlı davranışını kontrol etmek için kullanıldığı araçlara göre farklılık gösterir. Bağların her ikisi de dekuplör eylemi, sisteme nonlineerite kazandırır; ancak, bir montaj parametrik tip davranışı gösterir (Pawaskar *et al.* 2015).

2.3 Titreşim Takozu Ömrü

Bu tezde ticari bir aracın arka motor takozları için hızlandırılmış ömür testleri önerilmiştir. Analiz zamanını kısaltmak için hızlandırılmış test prosedürleri uygulanmıştır. Aracın teknik özellikleri, motor takozlarının malzeme ve geometrik özellikleri firmanın mühendislerince sağlanmıştır. Yoldan toplanan uzama datası filtre edilip gruplandırılmıştır. Kauçuk takozları statik ve dinamik yükler ile test edebilmek için test düzeneği tasarlanmıştır. Toplanan uzama datası ile uygulanan yük arasında bağıntı kurabilmek için kalibrasyon testleri yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar kullanılarak yoldan gelen yükler laboratuvar ortamında simüle edilmiştir. Bir milyon km dört günde simüle edilmiştir ve testler sırasında takozlarda yorulma gözlenmemiştir. Bu çalışmanın sonuçları ile firma tarafından daha önce yapılan çalışmanın sonuçlarının uyduğu karar verilmiştir. Bu çalışmanın avantajı test süresinin beş kat azalmasıdır (Şengün 2005).

2.4 Titreşim ve İnsan Sağlığı

Bu araştırma, simüle edilen sürüş sırasında, güç spektrumu analizi ve subjektif değerlendirme kullanılarak, farklı titreşim frekanslarının kalp hızı değişkenliği (HRV) ve

sağlıklı bireylerde sürüş yorgunluğu üzerindeki etkisini değerlendirmekti. Altmış sağlıklı birey (29.6 ± 3.3 yıl) A, B ve C olmak üzere üç gruba ayrıldı ve her grubun denekleri 90 dakika dikey sinüzoidal titreşim (hızlanma 0.05 g) 1.8 Hz ile simüle edildi Sırasıyla (grup A), 6 Hz (grup B) ve titreşim yok (grup C). Sempatik ve parasempatik aktiviteleri yansıtan düşük frekanslı (YF) ve yüksek frekanslı (HF) komponentler ve sempahovagal dengeyi gösteren LF: HF oranı tüm dönemlerde ölçüldü. HRV'nin tüm indeksleri deney öncesi, orta-deney dönemi ve son-deney periyodunda hesaplanmış ve tekrarlanan ölçüm varyans analizi ile analiz edilmiştir. Bir ankete subjektif cevaplar, üç grup için simüle edilen görevden sonra elde edildi. Farklı deney periyotları arasında ve iki grup arasında, HRV'nin tüm endekslerinde anlamlı farklılıklar gözlenmiştir. Subjektif yorgunluk dereceleri iki grup arasında anlamlı farklılıklar gösterdi. Sürücülerin yorgunluk dereceleri simüle sürüşte titreşim frekanslarıyla ilişkilendirildi. Çalışma, otonomik sinir aktiviteleri üzerindeki farklı etkilerin farklı titreşim frekansları tarafından indüklendiğini nicel olarak göstermiştir (Jiao *et al.* 2004).

İnsan vücudunun dış titreşimlere maruz kalan fiziksel, psikolojik ve fizyolojik reaksiyonları arasındaki ilişkileri yeniden üreten bir sentetik titreşim modeli geliştirmeyi amaçladık. Sentetik titreşim modeli, insan vücudunun fiziksel davranışını simüle eden mekanik titreşim modelinden ve yukarıdaki üç ilişkiyi açıklayan çoklu regresyon denklemlerinden oluşuyordu. Lagrange'un hareket denkleminde göre biçimlendirilen mekanik titreşim modelleri kullanıldı. Deney, beş kişinin çeşitli frekanslarda dikey olarak titreşen dış titreşime maruz kaldığı koşullar altında gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak, 2–11 Hz frekans aralığında baş, göğüs ve karın titremesini gösteren rezonans noktaları olduğu açıkta. Ayrıca, fiziksel reaksiyonlar ile ortaya çıkan psikolojik ve fizyolojik reaksiyonlar arasındaki ilişkilerin çoklu regresyon analizi açısından ifade edilebileceği belirtilmiştir. Son olarak, otomobil süren bir kişinin basit titreşim modeli, insan vücudunun fiziksel tepkilerini yeniden üretmek için sayısal olarak inşa edildi ve daha sonra psikolojik ve fizyolojik reaksiyonlar tahmin edildi. Endüstri ile ilişki; Sentetik titreşim modeli, genel olarak endüstriyel tasarım alanında ve özellikle otomotiv endüstrisinde konfor tasarımını kolaylaştırabilir. Endüstriyel alanlardaki titreşim modelinin kullanılması, tasarımı insan konforunu dikkate alacak çeşitli ürünleri verimli bir şekilde geliştirmemizi sağlayacaktır (Kubo *et al.* 2001).

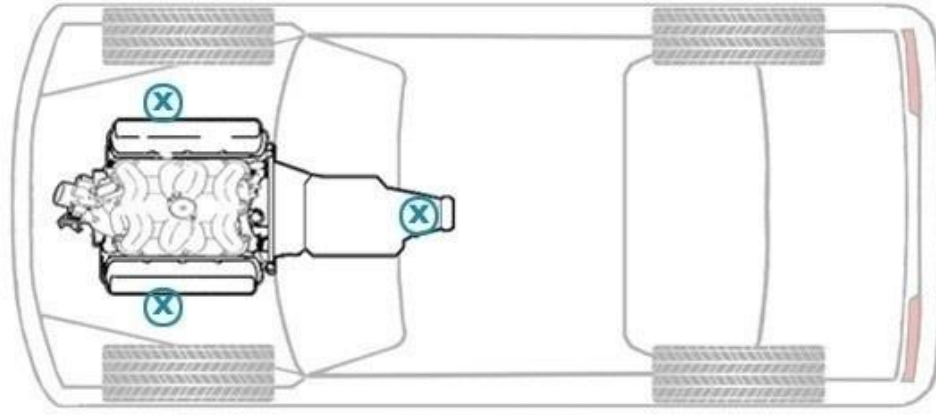
3. MATERYAL ve METOT

Otomobiller üretilmeye başlandığından bu yana motor konumları üreticilerine göre çeşitlilik göstermiştir. Motorlar kimi zaman ortada, kimi zaman arkada ve önde olmuştur. Motorun konumunu belirleyen en önemli faktörlerden biride aracın önden veya arkadan itişli, olmasıdır. Günümüzde üretilen çoğu otomobilde motorlar artık önde ve enine konumlandırılmaya başlamıştır. Bunun nedeni günümüz şartlarından dolayı daha fazla yakıt tasarrufu elde etmektir. Önden itiş ve önden enine motorlu araçta diğer motor konumlarına nazaran ağırlık tasarrufu vardır. Motor ve şanzıman enine yerleştirildiği için iki adet aks yardımıyla güç ön tekerlere verilmekte ve aracın hareketi sağlanmaktadır. Bu sayede arkadan itişli araçlara göre daha az aktarma organı kullanılmakta, ağırlıktan ve malzemedan tasarruf edilmektedir. Ağırlıktan tasarruf edildiği için yakıt yönünden de tasarruf sağlanmaktadır.

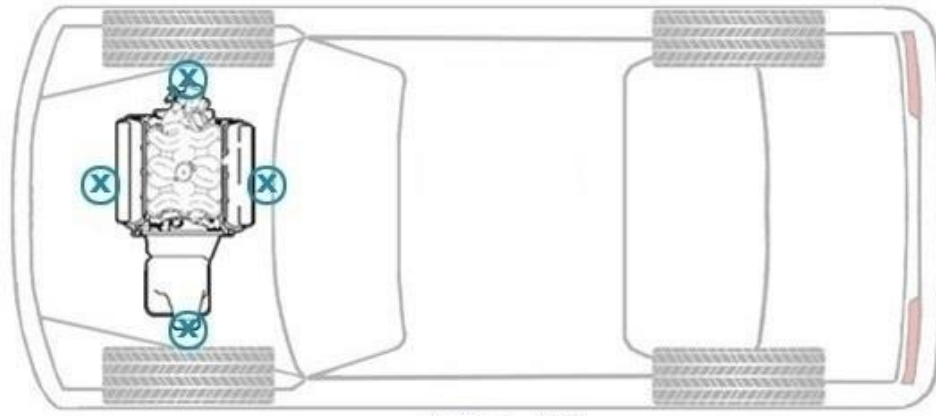
3.1 Motorların Genel Yapısı

Motorlar pistonların dizilişlerine göre ve çalışma devirlerine göre farklı salınımlar oluşturabilecek şekilde tasarlanmıştır. Motorların yapısını hangi konuma getirirsen getir mutlaka belli oranda salınım oluşmaktadır. Bu salınımları minimize etmek için takozlar en ideal elemanlardır.

Motorlar şasiye takozlar yardımıyla bağlanmaktadır. Bu bağlantı motorun ağırlık merkezi ve motorun oluşturmuş olduğu kuvvetler, aktarma organlarından gelen atalet kuvvetleri ve motorun içyapısında oluşan titreşim göz önüne alınarak yapılmalıdır. Takozun montajlanma konumu kadar önemli olan takozun araca uygunluğu da göz önünde bulundurulmalı ve araç için en uygun takoz tipide belirlenmelidir. Sürücü ve yolcuların konforunu ve sağlığını en iyi düzeyde sağlayacak motor takozu seçilmelidir. Motor takozlarına gelen kuvvetler bütün takozlarda eşit olmalıdır. Takozların konumu motor ağırlık merkezine göre homojen olarak montajı yapılmalıdır. Şekil 3.1' de ön kısma bağlanılan motorların bağlantı şekilleri ve motorun itiş durumuna göre motorun duruş yönü gösterilmiştir.



(a) Arkadan İtişli



(b) Önden İtişli

Şekil 3.1 Ön tarafa yerleştirilmek istenen bir motorun bağlantı şekilleri

3.2 Materyal

Çalışmamızda kullanılmak üzere 1998 model 1372 cm^3 silindir hacmine ve 71 HP güce sahip 8 valfli, benzinli ve tek noktadan enjeksiyonlu bir araç kullanılmıştır. Bu araçtaki motor titreşimlerini ölçebilecek bir titreşim ölçere ihtiyaç duyulmuş ve araştırmalar sonucu temin edilmiştir. Bu araç ile ilgili motor görüntüsü Şekil 3.2 'de gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi aracın motoru yatay olarak monte edilmiş önden itişli bir araçtır. Motorun ağırlık merkezi göz önüne alınarak şasiye 3 ayrı noktadan motor takozları yardımıyla bağlanmıştır. Motor ağırlığı yaklaşık 127 kg'dır.



Şekil 3.2 Ölçümü yapılan araç motoru

3.2.1 Ölçme Cihazı

Titreşim ölçümü, tüm endüstriyel uygulamalarda, özellikle bakım çalışmaları kapsamında ele alınan bir konudur. Motorlar, mil yatakları, fanlar, pompalar, dönen makineler vb. birçok kritik noktada titreşim kavramı öne çıkar. Gerekli araştırmalar sonucu aracımız için uygun ölçüm aralığına sahip olduğunu düşündüğümüz, Şekil 3.3’de görülen Extech Instruments firmasının üretmiş olduğu titreşim ölçer temin edilmiştir. Temin edilen titreşim ölçer 4 ayrı noktadan ayrı ayrı hız, ivme ve yer değiştirme değerlerini ölçebilmektedir. Değerler istenilen zaman aralıklarında ölçülebilmektedir. Ölçmüş olduğu değerleri kendi bünyesindeki Excel tablosuna gün, ay, yıl, saat, saniye cinsinden ölçüm aralığı aralığı, ölçüm değeri ve ölçmüş olduğu değerin birimi şeklinde kaydetmektedir. Her ölçülen değer oluşturmuş olduğu Excel tablosunda alt alta gelecek şekilde sıralanmaktadır. ISO normlarına ve kalite standartlarına uygun bir titreşim ölçeridir.



Şekil 3.3 Extech firmasının üretmiş olduğu VB500 dört kanallı ölçüm cihazı

Özellikleri;

İvme	656ft/s ² , 200m/s ² , 20.39g
Hız	7.87in/s, 200mm/s, 19.99cm/s
Kaydırım	0.087in, 2mm
Çözünürlük	1ft/s ² , 0.1m/s ² , 0.01g, ; 0.01in/s, 0.1mm/s, 0.01cm/s, 0.001in, 0.001mm
Temel Hassasiyet	±(5%+2 Dijit)
Hafıza	2GB SD Kart
Ebatlar	203 x 76 x 38mm
Ağırlık	515g

- Yüzeydeki 4 ayrı noktanın titreşimini eş zamanlı olarak ölçüp kaydedebilme
- Seçilebilir veri örnekleme aralıkları (5-10-30-60-120-300-600 s)
- Geniş ve aydınlatmalı LCD ekran

- 1 metre kablolu ve magnetik başlıklı vibrasyon problemleri
- 10 Hz ... 1kHz geniş frekans aralığı
- Etkin ve pik değeri ölçüm modları
- Yazılım gerektirmeyen kayıt uygulaması (Veriler cihazdaki SD karta direkt Excel formatında kaydedilir.)
- Otomatik kapanma fonksiyonu
- ISO 2954 normlarına uygun
- 200m/s² ivme, 200mm/s hız, 2mm yer değiştirme ölçüm aralıkları
- 4x sensör, 8x pil, 220 VAC adaptör, 2 GB SD kart ve sağlam taşıma çantası ile komple set.

Yukarıdaki anlatılan özellikleri taşıyan cihazla titreşim büyüklükleri ölçülebilmektedir. Titreşimle alakalı en önemli birim ivmedir. Yukarıdaki özellikler görüldüğü gibi ivmeyi m/s² cinsinden ölçtüğü gibi “g” olarak da ivme değerini ölçmektedir. “g” olarak ölçülen ivme değerleri diğer ivmenin onda birine tekabül eder. Dolayısıyla cihazın hassasiyetini on kat artırmaktadır.

3.2.2 Takoz

Günümüzde birçok motor takozu çeşidi vardır. Bunların her biri farklı sönümleme özelliklerine sahiptir. Bu takozlardan en çok kullanılanları aşağıda verilmiştir.

3.2.2.1 Kauçuk motor takozları

Elastomerik yani kauçuk takozların kullanım alanları çok fazladır. Titreşimin olduğu her yerde hemen hemen bu takozların varlığından söz etmek mümkündür. Çoğu sektörde bu takozlar sönümleme elemanı olarak kullanılmaktadır. Otomotiv sektöründe ise 1930’lu yıllardan bu yana motor ile şasi arasındaki titreşim geçişini engellemek için kullanılmış malzemelerdir (Lord 1930). Şekil 3.4’de ve Şekil 3.5’de bazı kauçuk takoz örnekleri verilmiştir.



Şekil 3.4 Takım tezgâhlarında ve benzer yerlerde kullanılan kauçuk takoz örnekleri.

Şekil 3.4’de gösterilen takozlar çalışma esnasında yüksek titreşim ve gürültü üreten makinalarda kullanılır. Bu makinalar çoğunlukla zemine bağlandığı için zemine verdikleri titreşimi altlarına yerleştirilmiş bu takozlarla zemine aktarmaları engellenmeye çalışılır. Genelde üretim alanında talaşlı üretim tezgâhlarının operasyonu sırasında kesici takımların üretmiş olduğu düşey ve yatay kuvvetler sayesinde tezgâhın salınımına sebep olacaktırlar. Bu da üretimi olumsuz yönde etkiler. Bunun azaltılması için zemini ve tezgah ayağı arasında titreşim takozları kullanılmaktadır. Şekil 3.4’de a, b, c, d, f’de görülen takozlar duvar yüzeyinde çalışan titreşimli makine ve benzeri ürünler için duvar yüzeyine vida veya somun ile bağlantı yapmak için kullanılan takozlardır. Ayrıca bu takozlar ve d’ de görülen takoz iki yatay yüzey arasında kullanılmak için tasarlanmış takozlardır. Şekil 3.4 g’de görülen takoz

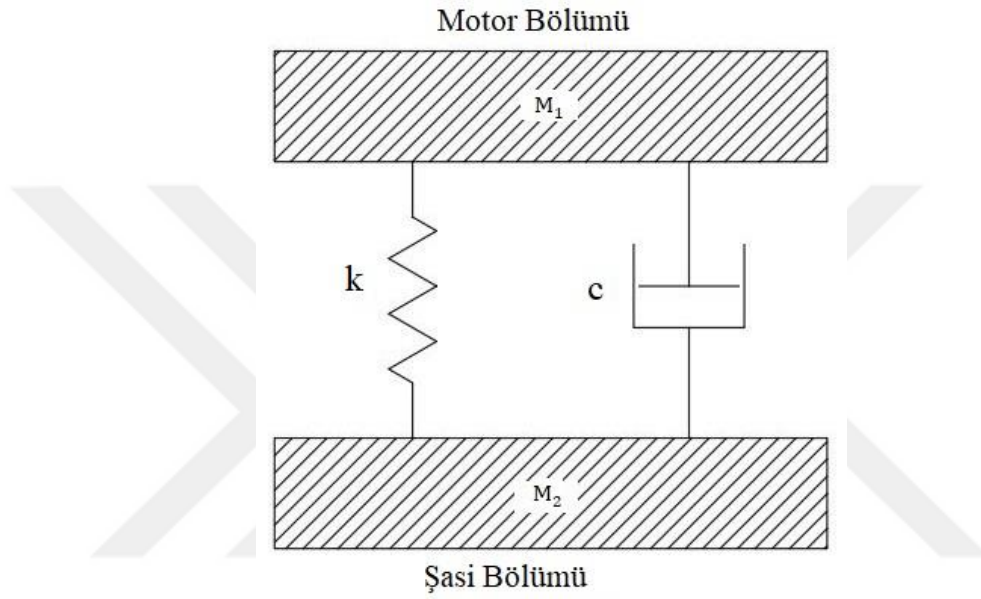
tipi ise dairesel takozların bağlanamadığı dar aralıklara bağlanan takoz tipidir. Şekil 3.4 h ve ı'da görülen takozlar ise gövde ağırlığı çok fazla olan makinalarda, zemin ile titreşen yüzey arasına bağlanan takoz tipidir.



Şekil 3.5 Araçlarda kullanılan bazı kauçuk takoz örnekleri

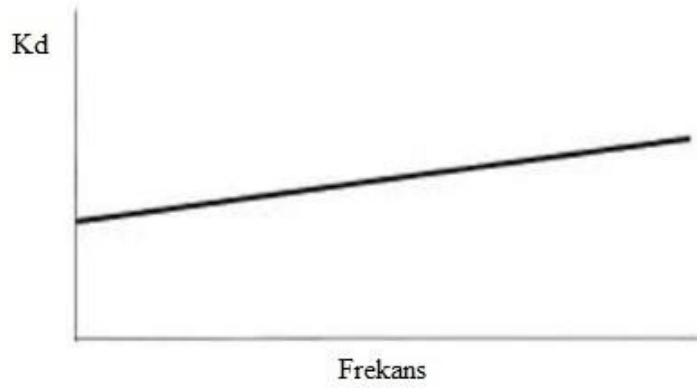
Şekil 3.5’de görünen takozlar, dayanımı ve titreşim sönümleme özelliklerinden dolayı motorların şasi ile bağlantı noktalarında ve zeminle şasi arasındaki bazı bölgelerde titreşimi sönümlemek amacıyla günümüzde dahi yaygın olarak kullanılmaktadır. Kompakt yapıda olmaları, maliyetlerinin düşüklüğü ve bakım gerektirmeyişleri bu malzemelerin tercih edilmesinde büyük rol oynamaktadır. Uzun ömürlü olmaları ve tutarlı performans sergilemeleri bir başka tercih sebebidir. Şekil 3.5’de görünen takozlar araçların çeşitli bölgelerinde kullanılan takoz tiplerinden bazılarıdır. a ve f’de görünen takozlar aracın

motorunun şasi ile bağlantısını sağlayan takoz tipidir. c ve e'deki takozlar ise yatay montajlı motor tiplerinde şanzıman ile şasiyi birbirine bağlayan takozlardır. b ve d'de ise yine yatayda montaj yapılmış motorun hareket etmesi esnasında yatay ekseninde hareketini kısıtlayan takozlardır. e'de görünen takoz ise motorun hareket esnasında düşey yönde hareketini kısıtlamak için tasarlanmış takozdur. Bu takozları istenilen sertlikte ve sönüm oranında üretilebilmek mümkündür. Elastomerik takozların titreşim modeli Şekil 3.6'de verilmiştir.



Şekil 3.6 Elastomerik takozun titreşim modeli

Dinamik yay sertlikleri yüksek frekanslarda, düşük frekanslara nazaran daha yüksektir (Şekil 3.7) (Naganathan et al. 2001, Korkmaz 2007, Naganathan and Dukkupati 2001). Motor bölümü M_1 kütlesiyle gösterilmiştir. Aracın gövdesi kütlesiyle M_1 gösterilmiştir. Her iki kütle arasındaki bağlantıyı sağlayan malzemenin yalıtım özelliğini k ve c sönüm parametreleri göstermektedir. c 'nin sistemin kütlesini M_1 'in hareketini yavaşlatarak salınımı durdurması istenmektedir. c değerinin seçimi k ve M değerine bağlıdır.



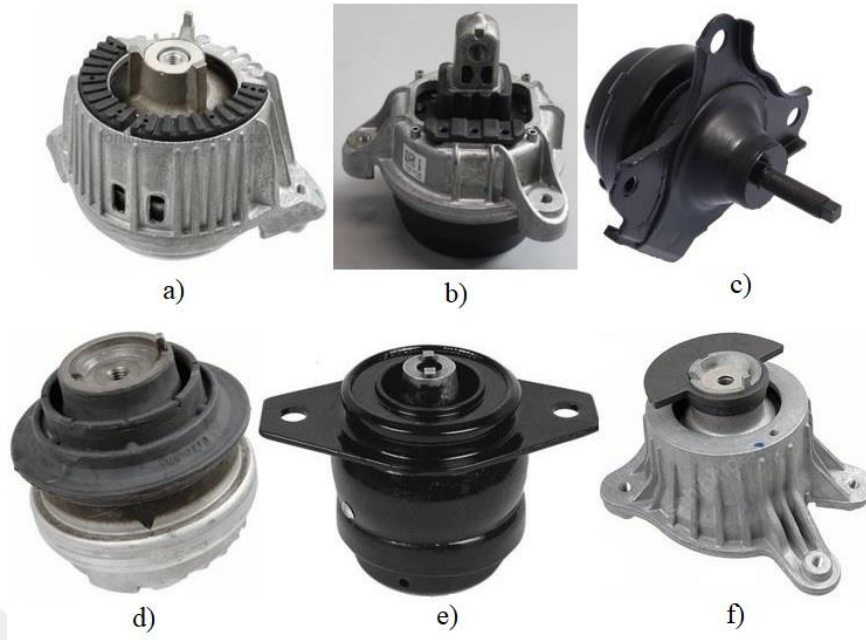
Şekil 3.7 Kauçuk takozlarda yay katsayısının frekansa göre değişim grafiği (Naganathan and Dukkipati 2001).

Şekil 3.7'deki grafiğe göre frekans arttıkça takozdaki yay katsayısı arttığı için sönümleme özelliği azalacaktır. Yani motor devri yükseldikçe şasiye iletilen titreşim miktarında artış meydana gelecektir. Yüksek devirde oluşan yüksek frekans sonucu takozda sertleşme neden olacaktır. Buda sürücüye ve yolculara gelen titreşimin artmasına ve araç içerisinde gürültü artışına sebebiyet verir. Düşük motor devirlerinde ise yay katsayısı düşeceğinden şasiye iletilen titreşim miktarında azalma meydana gelecektir. Buda sürücü ve yolculara iletilen titreşim miktarında azalmaya sebep olacaktır.

Bu takoz türleri kullanımında uygun bir yay katsayısı belirlenmeli ve o yay katsayısına göre üretimleri yapılmalıdır.

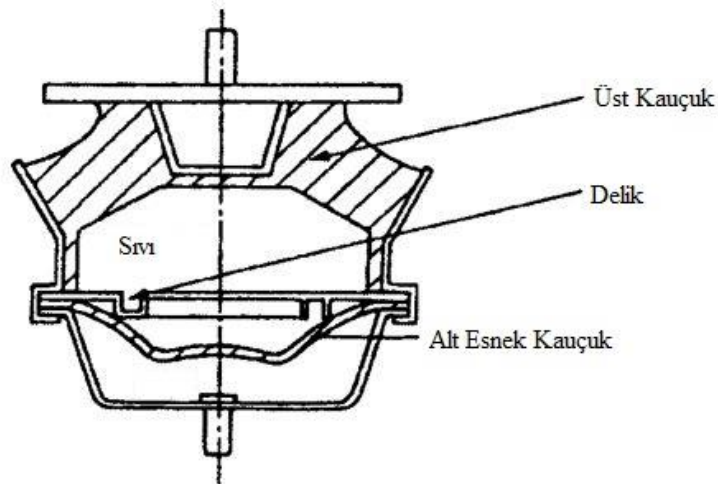
3.2.2.2 Pasif hidrolik motor takozları

Hidrolik takoz patenti 1962 yılında Richard Rasmussen tarafından alınmıştır. Hidrolik takozların titreşim sönümlemede giderek daha çok tercih edilmesinin sebebi yüksek derecede ayarlanabilir cihazlara dönüştürülebilir olmasından kaynaklıdır (Naganathan et al. 2001). Hidrolik motor takozları yüksek sürüş konforuna ve düşük gürültü seviyesine sahiptir (Bemuchon 1984, Kodamatsu 1989). Literatürde çok çeşitli tipte hidrolik takoz örnekleri vardır (Kodamatsu 1989, Corcoran and Ticks 1984, Marjoram 1985, Muzechuk 1985). Bu takozlar kavramsal olarak aynı tasarım ve şekil bakımından farklılıklar göstermektedir. Bazı araçlarda kullanılan pasif hidrolik takoz örnekleri Şekil 3.8'de gösterilmiştir.



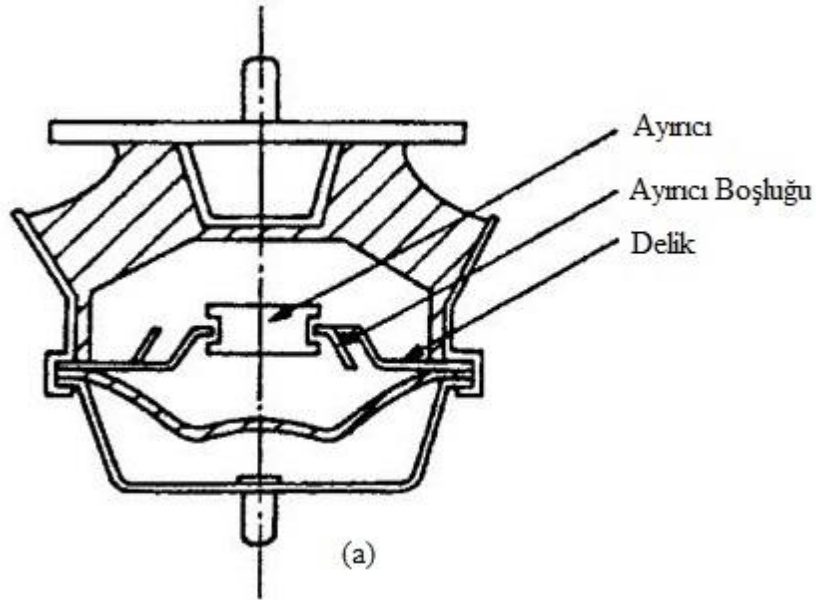
Şekil 3.8 Araçlarda kullanılan hidrolik takoz örnekleri

Bu takozlarda yapısal olarak üç tip takoz çeşidi örnek olarak verilmiştir. Basit delikli hidrolik takozlar, ayrılmalı hidrolik takozlara ait yapısal özellikler aşağıdaki şekillerde verilmiştir (Naganathan et al. 2001). Diğer bir takoz tipide basit delik ve ayrılmalı tip hidrolik takozlardır. Bu tip takoz şekli, Şekil 3.11’de gösterilmiştir.



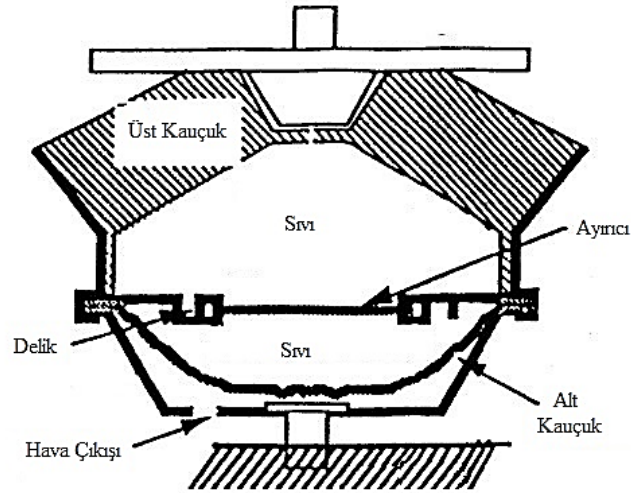
Şekil 3.9 Basit delikli hidrolik takoz örneği (Naganathan et al. 2001).

Şekil 3.8 'de gösterilen c ve d'deki takoz şekillerinin kesiti Şekil 3.9'da verilmiştir. Bu takoz tiplerinde üst haznede bulunan sıvı delik yardımıyla esnek kauçuğun bulunduğu alt hazneye geçer. Sıvı geçişi takozun üzerine gelen kuvvet miktarına göre değişir. Takozun üzerindeki kuvvet azaldıkça, sıvı esnek kauçuk sayesinde alt hazneden delik vasıtasıyla tekrar üst hazneye geçer. Takozun üzerine gelen titreşim yükü düşük frekanslarda üst haznedeki sıvının alt haneye daha rahat geçmesini sağlar. Buda düşük frekanslarda takozun daha yumuşak olmasına sebep olur. Frekans arttıkça sıvının delikten geçmesi daha zordur. Bu sebeple takoz yüksek frekanslarda daha sert bir hal alacaktır. Yani bu tip takozlar düşük frekanslarda yumuşak, yüksek frekanslarda daha sert bir yapıya bürünmektedir. Bu aralığın ayarlanması ise delik çapına bağlıdır. Basit delikli takoz tiplerinde takoz delik çapı değiştirilerek istenilen sertlik değerlerine ayarlanabilir.



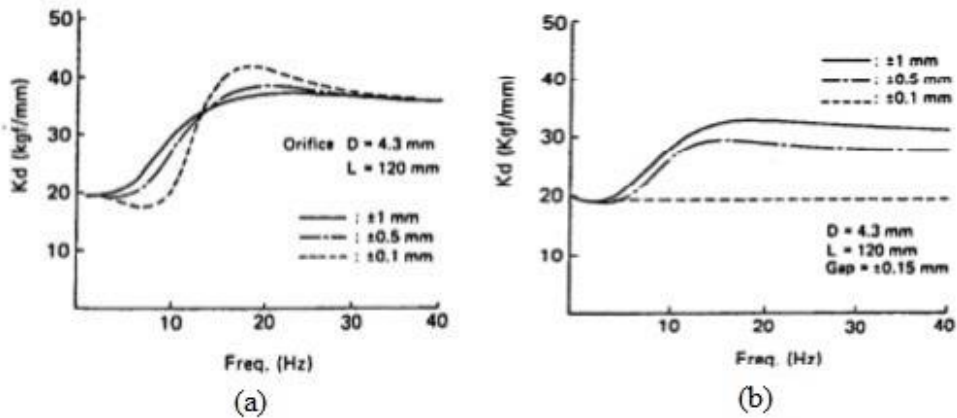
Şekil 3.10 Ayrılcılı hidrolik takoz örneği (Naganathan et al. 2001).

Şekil 3.8 'de gösterilen a ve f'deki takoz şekillerinin örnek bir kesiti Şekil 3.10'da verilmiştir. Bu takoz tiplerinde üst haznede bulunan sıvı ayrılcı sayesinde gelen titreşim kuvvetlerine göre alt hazneye geçer. Alt hazneye geçen sıvı kauçuk zarın genişlemesine neden olur. Titreşim kuvvetinin azalmasıyla zar sıvıyı tekrardan üst hazneye geçmesine yardımcı olur. Bu takozların tip yüksek frekanslardaki sönüm özelliği daha iyidir.



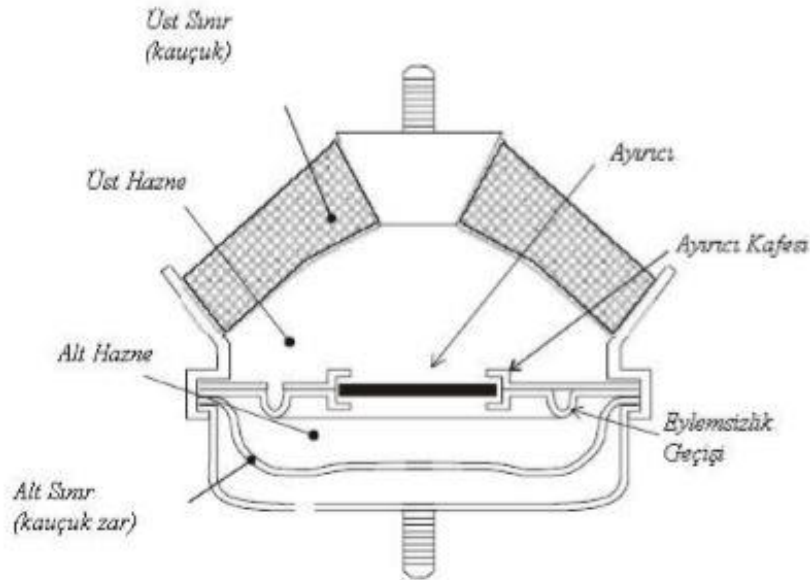
Şekil 3.11 Basit delikli ve ayırıcılı tip hidrolik takoz

Şekil 3.8’de gösterilen b ve e’deki takoz şekillerinin örnek bir kesiti Şekil 3.11’da verilmiştir. Şekil 3.11’de gösterilen bu takoz tiplerinde içerisinde bulunan sıvı motordan gelen frekansa göre üst hazneden alt hazneye geçerek ek sönümleme oluşturmuş olur. Basit delikli takozlar düşük frekanslarda ayırıcılı tip takozlar ise yüksek frekanslarda sönümleme özellikleri daha iyidir. Bu sebeple iki takozun birleştirilmesiyle oluşturulmuş takozlardır. Amaç hem yüksek hem de düşük frekanslarda en iyi sönüm oranını elde edebilmektir. Şekil 3.12’de görüldüğü gibi hidrolik takozun dinamik tepkisi frekansa ve genliğe bağlıdır.



Şekil 3.12 (a) basit delikli, (b) ayırıcılı tip hidrolik motor takozlarının Kd kat sayısı ve frekansa göre değişimi (Ushijima *et al.* 1988).

Pasif hidrolik motor takozları ayırıcı ve eylemsizlik geçişi ile birbirinden ayrılan sıvı dolu iki hazneden oluşur. Takozlar içinde genelde etilen glikol ve su karışımı kullanılır (Korkmaz 2007). Şekil 3.13’de görüldüğü üzere üst kısımda yükü taşıyan ve aşağı yukarı esneyebilen kauçuk takoz. Alt kısımda iki hazne ve bunları çevreleyen saç gövdeden oluşmaktadır. Alt gövdede sıvı geçişi sırasında haznenin genişlemesini sağlayan kauçuk zar bulunur. Alt hazneye geçen sıvı, takoz normal konumuna geldiğinde zar sayesinde üst hazneye yeniden dolmasını gerçekleştirir. Ayırıcı tabaka kendi içerisinde sınırlı hareket kabiliyetine sahiptir. Bu tabaka alt hazne ile üst hazne arasındaki sıvı geçişini sınırlandırır. Saç gövde yani alt kısım şasiye bağlanmakta üst kısım ise motora bağlanmaktadır. Motor çalışmaya başladığından itibaren iki hazne arasında sıvı geçişi olur. Motordan gelen frekanslar düşük ise üst hazneden alt hazneye sıvı geçişi rahat şekilde olur. Bu düşük sönüm ve sertlik karakteristiği oluşturur. Yüksek frekanslarda ise sıvı ayırıcı tabaka sayesinde alt hazneye zorlanarak sıvı geçişine izin verir. Bu durumda takozu yüksek sönüm ve sertlik özelliği kazandırır. Basit delikli takozlar düşük frekanslarda iyi sönüm oranına ve düşük gürültü seviyelerine sahiptir. Ayırıcılı tip takozlar ise yüksek frekanslarda daha iyi performans gösterirler. Bu nedenle basit delikli ve ayırıcılı tip hidrolik motor takozları geliştirilmiştir.



Şekil 3.13 Hidrolik Takoz Kesiti (Korkmaz 2007).

3.2.2.3 Yarı aktif ve aktif motor takozları

Pasif motor takozları araç işleminde tüm sorunları çözememiştir (Su 1999). Bu nedenle daha farklı yöntemler aranmıştır. Ushijima ve Takano dekuplörlü konvansiyonel hidrolik takozların basit sinüzoidal girişlere maruz kaldığında mükemmel özellikler gösterdiğini söylemişlerdir (Ushijima *et al.* 1988). Bu takoz tipi dekuplöre gelen doğrusal olmayan üst üste binmiş frekansların sönümlemesinde yeterince başarılı olamamıştır (Naganathan and Dukkipati 2001).

Yarı aktif motor takozları (veya adaptif motor takozları), pasif hidrolik takozların bazı sorunlarını çözmek ve performansını iyileştirmek için aktif titreşim kontrol sistemi uygulanmıştır. Yarı aktif kontrol durumunda, sistemden gelen dinamik cevabı ayarlayabilmek için birden fazla sistem parametresi kontrol edilebilmektedir.

Öte yandan, aktif kontrol sisteminde, sistemden gelen dengesiz kuvvetlere karşı aktüatörlerle ters kuvvetler oluşturarak oluşan titreşimin sönümlenmesi ve rahatsız edici kuvvetlerin sürücü ve yolculara geçmesi engellenmiş olur.

a. Yarı aktif (adaptif) motor takozları

Adaptif motor takozları, sistemin parametrelerini kontrol ederek, sistemdeki dinamik yapıyı değiştirebilir. Bu değişim elastik sertlik ve sönümlemeyle gerçekleştirilir. Yarı aktif motor takozlarının içerisinde bulunan ER (Electro-Rheological fluids) sıvısı, elektriksel uyarılar neticesinde yoğunluğundaki ani değişimlerden faydalanarak ayırıcıdan geçişinin azaltılması veya artırılması sağlanarak optimum sönümleme elde edilmektedir. ER sıvısının bu özelliği sayesinde, sistemden gelen frekansa göre ER sıvısı üzerinde oluşturulan elektrik alanın değişimi kolaylıkla gerçekleştirilmekte ve takozun sönümleme özelliği anlık olarak ayarlanabilmektedir.

Yarı aktif motor takozunun titreşim modeli Şekil 3.14’de gösterilmiştir.

Bu sistem, içerisinde ER sıvısının olması, üzerine yüksek elektriksel yükler gönderilen elektrotların olması haricinde, pasif bir hidrolik motor takozuna benzer.

ER sıvısının yüksek sıcaklıklarda bozulma eğilimindedir (Ahmedian *et al.* 1993). Bu sebeple yine elektrik alana karşı tepki verebilen bir başka sıvı MR (Magneto-Reolojik) sıvısı kullanılmaktadır (Carlson and Jolly 2000).



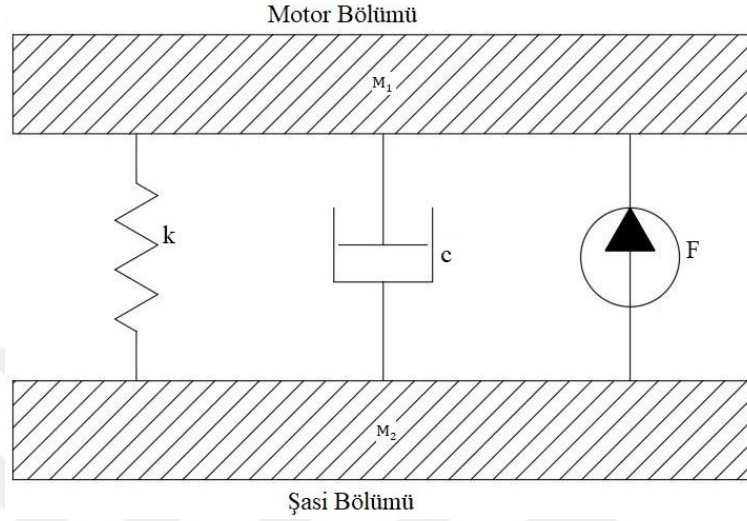
Şekil 3.16 Yarı aktif motor takozu örnekleri

Şekil 3.16’da örnekleri gösterilen yarı aktif motor takozları neredeyse tüm araştırmalarda düşük frekans aralığında sistemin performansını iyileştirmek için kullanıldığı göstermektedir. Yüksek frekans aralığındaki titreşimi iyileştirmek için aktif motor takoz teknikleri kullanılmaktadır (Naganathan and Dukkipati 2001).

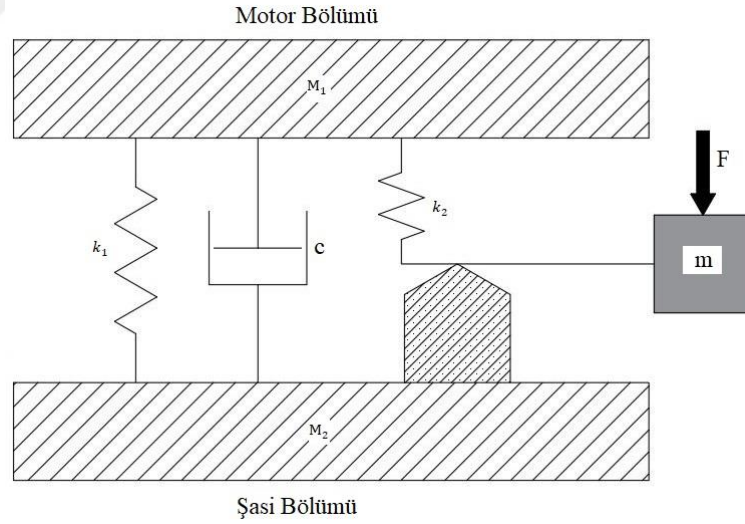
b. Aktif motor takozları

Aktif motor takozları sistemden gelen titreşim kuvvetlerinin iletimini bastırmak için gelen kuvvetlere karşı bir veya daha fazla aktüvatör kullanılarak karşı dinamik kuvvet oluşturulur. Bir başka deyişle sürekli üretilen bir enerji kaynağına, aktif olarak karşı enerji üretilme işlemidir. Aktif motor takozu pasif takoz sistemlerinden farkı, aktif kuvvet üreten bir aktüvatörden, sistemden gelen titreşimleri ölçmek için yapısal bir titreşim sensöründen ve bir elektronik kontrolörden oluşur. Bu takozlardaki pasif bağlantılar beklenmedik bir aktüvatör arızası durumunda sisteme destek vermek içindir. Aktüvatör sistemden gelen kuvvetlere aynı oranda ve hızlı bir şekilde tepki verebilecek özellikte olmalıdır. Titreşim ölçer ise sistemden gelen frekansları algılayarak aktüvatörün gelen frekansa göre karşı

dinamik cevabı vermesini sağlayan denetleyicidir. Elektronik kontrolörde bu iki cihazı birbirine bağlayan ve birbirleriyle iletişimi sağlayan cihazdır. Elestomerik ve hidrolik aktif takozların titreşim modeli sırasıyla Şekil 3.17 ve Şekil 3.18’de verilmiştir.



Şekil 3.17 Elestomerik aktif motor takozunun titreşim modeli



Şekil 3.18 Hidrolik aktif motor takozunun titreşim modeli

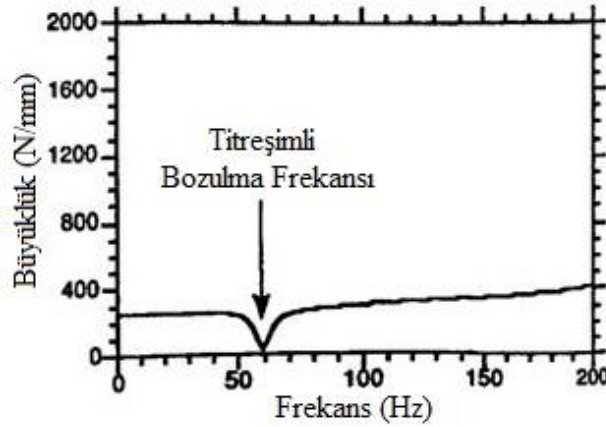
Şekil 3.17 ve Şekil 3.18’de gösterilen sistemlerde, F aktüvatörün üretmiş olduğu kuvveti temsil eder. Bu modellerdeki görünüşe göre motorun üretmiş olduğu dinamik ve dengesiz oluşan kuvvetlere karşı aktüvatörün üretmiş olduğu kuvvetler sistemden gelen kuvvetin

gövdeye geçişine engel oluşturur. Yani gelen kuvvetler takozda nötrlenmiş olur. Diğer bir değişle şasi titreşimi azaltılır.

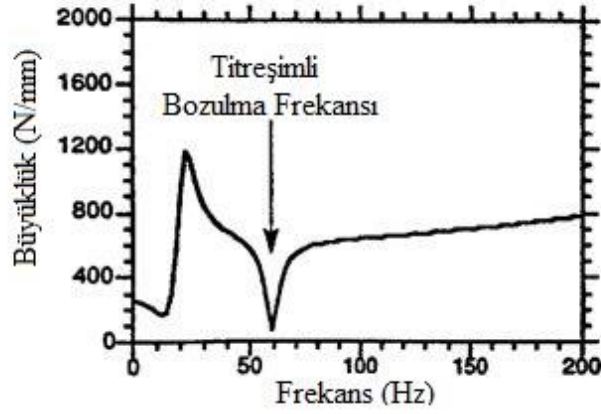
Muller klasik bir hidrolik motor takozunun ve yüksek frekanslı titreşimi izole etmek için elektromanyetik çalıştırıcıyla birlikte kombinasyonlayarak başka bir aktif takoz önermiştir (Muller *et al.* 1994). Bu takoz tipine servo-hidrolik aktüatörlü aktif takozlar denir (Hodgson 1991).

Yakın zamanda titreşimi izole etmek için kullanılmak üzere piezoseramik aktüatörlere sahip aktif motor takozları geliştirilmiştir (Shibayama *et al.* 1995). Bu aktüatörler çok hızlı tepkiye sahiptirler (Peelamedu 2000). Ancak yer değiştirme aralığı çok küçüktür (Peelamedu 1999). Bu nedenle genliği artırmak için uygun mekanizma gerekmektedir.

Elastomerik ve hidrolik aktif takozların dinamik rijitliği Şekil 3.19 ve Şekil 3.20’de verilmiştir (Swanson 1993).



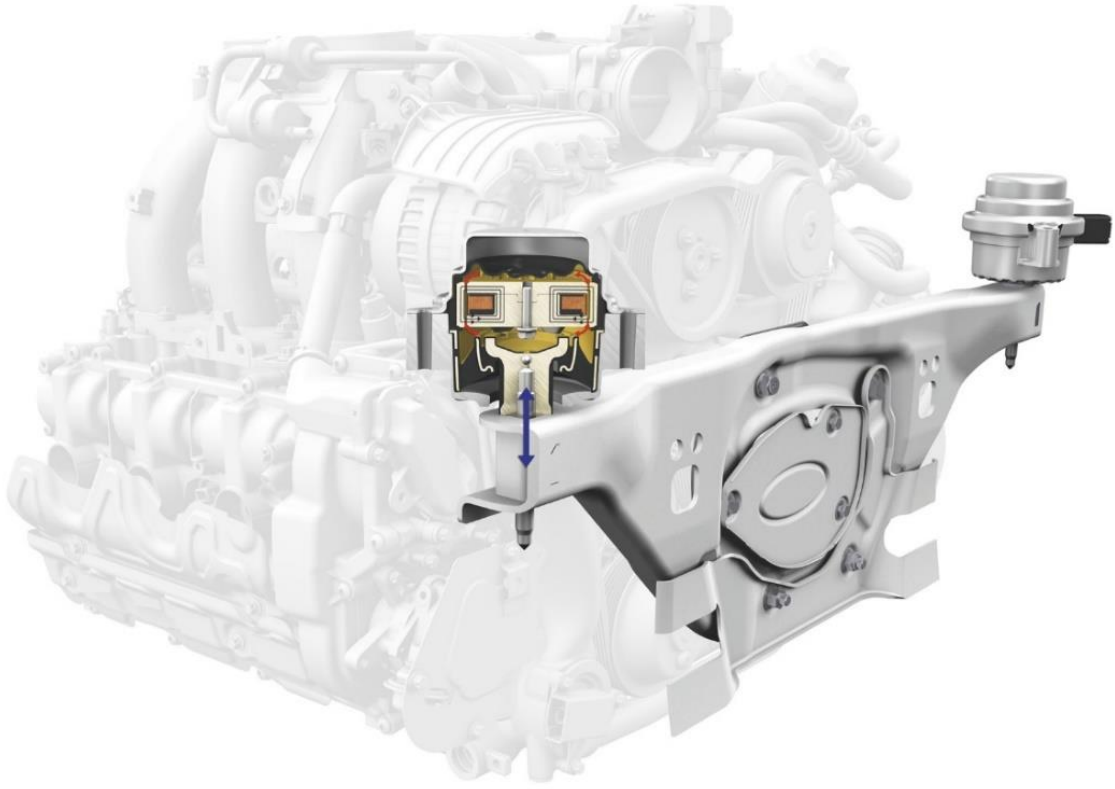
Şekil 3.19 Elastomerik aktif takozun dinamik rijitliği (Swanson 1993).



Şekil 3.20 Hidrolik aktif takozun dinamik rijitliği (Swanson 1993).

Aktif takozlar, pasif takozlara göre daha geniş sınırlara sahiptir. Pasif takozların sınırları daha azdır. Çok yüksek genliklerde pasif takozların performansı düşüktür. Yani aktif Elastomerik takozlar düşük frekanslarda (1-50 Hz) çok sert, yüksek frekanslarda (50 -150 Hz) çok yumuşak olabilirler (Kim and Singh 1995). Aktif takozlar Motorun sıçrama frekansında gerekli sönümlemeyi sağlamak ve çok yüksek frekanslarda çok düşük dinamik sertliğe elde etmek için uygun seçim olabilir (Naganathan and Dukkupati 2001).

Şekil 3.21’de aktif bir motor takozunun montajlanmış şekli ve iç yapısı gösterilmiştir. Şekle göre takozun iç kısmına yerleştirilen bir aktivatör yardımıyla gelen kuvvete, karşı tepki oluşturacak şekilde tasarlanmıştır.



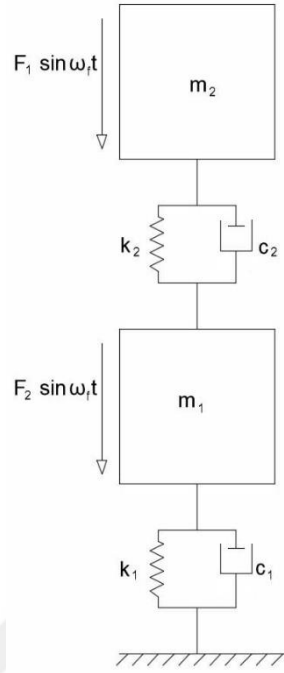
Şekil 3.21 Aktif bir motor takozu örneği

3.2 Metot

Motorlar araç gövdesine motor takozları ile bağlanmaktadır. Böylece araç hareket halinde iken motorun şasiden ayrılması ve dengede durması sağlanmaktadır. Bu sistemin amacı motordan kaynaklanan gürültü ve titreşimin izole edilmesini sağlamaktır. Kullanılan takozlarda oluşabilecek herhangi bir hasar veya kopması durumunda gövdedeki titreşim miktarı çoğalmakta ve gövde içindeki gürültü miktarında artma meydana gelmektedir. Buda titreşim artışına neden olmakta ve araç üzerinde bulunan plastik aksamaların bozulmasına, gevşemesine ve ses oluşturmaya neden olmaktadır. Yani aracın kullanım ömründen çalmaktadır.

3.2.1 Titreşim Sisteminin Matematiksel Modeli

Titreşim problemlerinin çözümünde fiziksel şekilleri matematiksel modele dönüştürerek titreşim elemanları olan yay ve sönüm elemanın yanında kütle değeri de gösterilir.



Şekil 3.22 Sistemin matematiksel modeli

Şekil 3.22’de gösterilen matematiksel modelde sırasıyla $x_2 > x_1$ ve $\dot{x}_2 > \dot{x}_1$ ’nin bu şekilde gösterilen iki serbestlik dereceli sistemin diferansiyel hareket denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$m_1 \ddot{x}_1 = F_1 \sin \omega_f t + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - c_1 \dot{x}_1 + k_2(x_2 - x_1) - k_1 x_1 \quad 3.1$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = F_2 \sin \omega_f t + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - k_2(x_2 - x_1) \quad 3.2$$

Olarak yazılabilir.

$$m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2)\dot{x}_1 - c_2 \dot{x}_2 + (k_1 + k_2)x_1 - k_2 x_2 = F_1 \sin \omega_f t \quad 3.3$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 - c_2 \dot{x}_1 + k_2 x_2 - k_2 x_1 = F_2 \sin \omega_f t \quad 3.4$$

Matris formu şeklinde yazımı ise aşağıdaki gibi olabilir.

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix} \sin \omega_f t \quad 3.5$$

Genel olarak aşağıda verilen denklem harmonik salınıma tabi tutulan iki dereceli bir serbestlik denklemidir.

$$f(t) = F e^{i\omega_f t} = F(\cos \omega_f t + i \sin \omega_f t) \quad 3.6$$

$$F = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix}, \quad 3.7$$

Bu sistemin titreşimini yöneten matris diferansiyel denklemi şöyle yazılabilir:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{F}e^{i\omega_f t} \quad 3.8$$

$\mathbf{M}$, $\mathbf{C}$ ve $\mathbf{K}$ sırasıyla, aşağıda genel formda verilen kütle, sönüm ve rijitlik matrisleridir.

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_{11} & m_{12} \\ m_{21} & m_{22} \end{bmatrix} \quad \mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} \\ c_{21} & c_{22} \end{bmatrix} \quad \mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix} \quad 3.9$$

Vektörler ise $\mathbf{x}$ ve $\ddot{\mathbf{x}}$ dir. Genel formu ise aşağıdaki gibidir.

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} \quad \ddot{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} \quad 3.10$$

Harmonik uyarım nedeniyle iki derecelik serbestlik sisteminin kararlı hal tepkisini elde etmek için, aşağıda kompleks formda bir çözüm varsayıyoruz.

$$\mathbf{x} = \bar{\mathbf{X}} e^{i\omega_f t} \quad 3.11$$

Denklem 3.11'i denklem 3.8'de yerine yazdığımızda aşağıdaki denklem elde edilir.

$$[-\omega_f^2 \mathbf{M} + i\omega_f \mathbf{C} + \mathbf{K}] \bar{\mathbf{X}} e^{i\omega_f t} = \mathbf{F} e^{i\omega_f t} \quad 3.12$$

Matris denklemini veren

$$[\mathbf{K} - \omega_f^2 \mathbf{M} + i\omega_f \mathbf{C}] \bar{\mathbf{X}} = \mathbf{F} \quad 3.13$$

Kütle, rijitlik ve sönümleme matrislerini tanımını kullanarak bu denklemde daha açık bir şekilde yazıldığında;

$$\begin{bmatrix} k_{11} - \omega_f^2 m_{11} + i\omega_f c_{11} & k_{12} - \omega_f^2 m_{12} + i\omega_f c_{12} \\ k_{21} - \omega_f^2 m_{21} + i\omega_f c_{21} & k_{22} - \omega_f^2 m_{22} + i\omega_f c_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{X}_1 \\ \bar{X}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix} \quad 3.14$$

Bu denklem, $\bar{X}_1$ ve $\bar{X}_2$ gibi sabit durum yanıtını belirlemek için kullanılabilir.

$$\bar{X} = \frac{1}{\Delta} \begin{bmatrix} k_{22} - \omega_f^2 m_{22} + i\omega_f c_{22} & k_{12} - \omega_f^2 m_{12} + i\omega_f c_{12} \\ k_{21} - \omega_f^2 m_{21} + i\omega_f c_{21} & k_{11} - \omega_f^2 m_{11} + i\omega_f c_{11} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix} \quad 3.15$$

Sonuç olarak

$$\bar{X}_1 = [F_1(k_{22} - \omega_f^2 m_{22} + i\omega_f c_{22}) \quad F_2(\omega_f^2 m_{12} - k_{12} - i\omega_f c_{12})] \quad 3.16$$

$$\bar{X}_2 = [F_1(k_{21} - \omega_f^2 m_{21} + i\omega_f c_{21}) \quad F_2(\omega_f^2 m_{11} - k_{11} - i\omega_f c_{11})] \quad 3.17$$

Burada Δ , denklem katsayısı matrisinin determinantıdır. Denklem (3.14)

$$\begin{aligned} \Delta = & (k_{11} - \omega_f^2 m_{11} + i\omega_f c_{11})(k_{22} - \omega_f^2 m_{22} + i\omega_f c_{22}) - (k_{12} - \omega_f^2 m_{12} \\ & + i\omega_f c_{12})(k_{21} - \omega_f^2 m_{21} + i\omega_f c_{21}) \end{aligned} \quad 3.18$$

Açıkçası, sönüm katsayılarının hepsi sıfırsa, bu belirleyici (Bölüm 3.4) 'e indirgenir.

$$\Delta = (k_{11} - \omega_f^2 m_{11})(k_{22} - \omega_f^2 m_{22}) - (k_{12} - \omega_f^2 m_{12})(k_{21} - \omega_f^2 m_{21}) = \alpha(\omega_f^2 - \omega_1^2)(\omega_f^2 - \omega_2^2) \quad 3.19$$

Burada $\alpha = m_{11}m_{22} - m_{12}m_{21}$, ω_1 ve ω_2 sistemin doğal frekanslarıdır. Bu doğal frekanslar denklem 3.18 deki gibi yazılabilir.

$$\Delta = d_1 + id_2 \quad 3.20$$

d_1 ve d_2 Sabitleri kütle, sönüm ve rijitlik katsayıları cinsinden tanımlandığı yerlerdir.

$$d_1 = \alpha(\omega_f^2 - \omega_1^2)(\omega_f^2 - \omega_2^2) - \omega_f^2(c_{11}c_{22} - c_{12}c_{21}) \quad 3.21$$

$$d_1 = \omega_f[c_{11}(k_{22} - \omega_f^2 m_{22}) + c_{22}(k_{11} - \omega_f^2 m_{11}) - c_{12}(k_{21} - \omega_f^2 m_{21})c_{21}(k_{12} - \omega_f^2 m_{12})] \quad 3.22$$

Bu nedenle $\bar{X}_1$ ve $\bar{X}_2$ nin kararlı hal denklemleri 3.16 ve 3.17 deki gibi yazılabilir.

$$\bar{X}_1 = \frac{b_1 + ib_2}{d_1 + id_2} = \frac{(b_1 d_1 + b_2 d_2) + i(d_1 b_2 + d_2 b_1)}{d_1^2 + d_2^2} \quad 3.23$$

$$\bar{X}_2 = \frac{\bar{c}_1 + i\bar{c}_2}{d_1 + id_2} = \frac{(\bar{c}_1 d_1 + \bar{c}_2 d_2) + i(d_1 \bar{c}_2 + d_2 \bar{c}_1)}{d_1^2 + d_2^2} \quad 3.24$$

Burada b_1 , b_2 , $\bar{c}_1$ ve $\bar{c}_2$ değerleri aşağıdaki gibidir.

$$b_1 = F_1(k_{22} - \omega_f^2 m_{22}) - F_2(k_{12} - \omega_f^2 m_{12}) \quad 3.25$$

$$b_2 = F_1 \omega_f c_{22} - F_2 \omega_f c_{12} \quad 3.26$$

$$\bar{c}_1 = F_2(k_{11} - \omega_f^2 m_{11}) - F_1(k_{21} - \omega_f^2 m_{21}) \quad 3.27$$

$$\bar{c}_2 = F_2 \omega_f c_{11} - F_1 \omega_f c_{21} \quad 3.28$$

$\bar{X}_1$ ve $\bar{X}_2$ genlikleri üstel fonksiyon şeklinde ifade edilebilir.

$$\bar{X}_1 = A_1 e^{i\psi_1} \quad 3.29$$

$$\bar{X}_2 = A_2 e^{i\psi_2} \quad 3.30$$

Burada A_1 , A_2 , ψ_1 ve ψ_2 değerleri aşağıdaki gibidir.

$$A_1 = \frac{1}{d_1^2 + d_2^2} \sqrt{(b_1 d_1 + b_2 d_2)^2 + (b_1 d_1 - b_2 d_2)^2} \quad 3.31$$

$$A_2 = \frac{1}{d_1^2 + d_2^2} \sqrt{(\bar{c}_1 d_1 + \bar{c}_2 d_2)^2 + (d_1 \bar{c}_2 - d_2 \bar{c}_1)^2} \quad 3.32$$

Eşdeğer olarak

$$A_1 = \frac{\sqrt{b_1^2 + b_2^2}}{\sqrt{d_1^2 + d_2^2}} \quad 3.33$$

$$A_2 = \frac{\sqrt{\bar{c}_1^2 + \bar{c}_2^2}}{\sqrt{d_1^2 + d_2^2}} \quad 3.34$$

$$\psi_1 = \tan^{-1}\left(\frac{d_1 b_2 - d_2 b_1}{b_1 d_1 + b_2 d_2}\right) \quad 3.35$$

$$\psi_2 = \tan^{-1}\left(\frac{d_1 \bar{c}_2 - d_2 \bar{c}_1}{\bar{c}_1 d_1 + \bar{c}_2 d_2}\right) \quad 3.36$$

3.12, 3.29 ve 3.30 denklemlerini kullanarak kararlı durum denklemini şu şekilde yazılabilir.

$$X(t) = \begin{bmatrix} \bar{X}_1 \\ \bar{X}_2 \end{bmatrix} e^{i\omega_f t} = \begin{bmatrix} A_1 e^{i\psi_1} \\ A_2 e^{i\psi_2} \end{bmatrix} e^{i\omega_f t} \quad 3.37$$

Yani

$$x_1(t) = A_1 e^{i(\omega_f t + \psi_1)} \quad 3.38$$

$$x_2(t) = A_2 e^{i(\omega_f t + \psi_2)} \quad 3.39$$

Denklikleri elde edilir. Burada;

$x_1(t)$ birinci kütlenin yer değiştirmesi, $x_2(t)$ ikinci kütlenin yer değiştirmesi, A_1 ve A_2 genlik değerleri ve ω_f sistemin doğal frekansdır. ψ_1 faz açısıdır.

3.2.2 Motor Takoðu Zarar Görmüş Bir Aracın Titreşimi

Motor takozu zarar görmüş 2004 model 1998 cm³ silindir hacmine ve 147 Hp güce sahip dört noktadan benzinli direkt enjeksiyonlu önden motorlu ve itifli bir aracın rölanti ve 2500 devirdeki titreşim ölçümleri aşağıda verilmiştir.

Motor takozunun hasarlı olduğunun belirlenme şekli ise araçta gaza basıldığında ve rölanti durumunda araç içindeki yoğun gürültü ve titreőimden kaynaklı saç motor takozunun hasarlı olduğu kanaatine varılmıştır.

Bu lmler takoz hasarlıyken ve hasarlı takozun deėiőtirilip yeni takozun takıldığında oluşan farklılıklar elde edilmek için yapılmıştır. Bu ölçümlerin amacı hasarlı ve yeni takoz arasındaki şasiye iletilen titreşim farkının belirlenmesi içindir. Yapılan bu iőlem tezimiz için yapacağımız farkı takoz denemelerimiz için elde edebileceğimiz sonuçlara öncülük etmesi için yapılmıştır.



Şekil 3.23 Motor takozundaki titreşimi ölçümü ve cihazın bağlantı şekli

Şekil 3.23’de araç üzerinde bulunan hasar almış ve işlevini kaybetmiş motor takozunun ölçümü için titreşim ölçerin takoz üzerine bağlantı şekli ve ölçümü gösterilmiştir.



Şekil 3.24 Takozun araç üzerindeki görünümü



Şekil 3.25 Deforme olmuş takozun görüntüsü

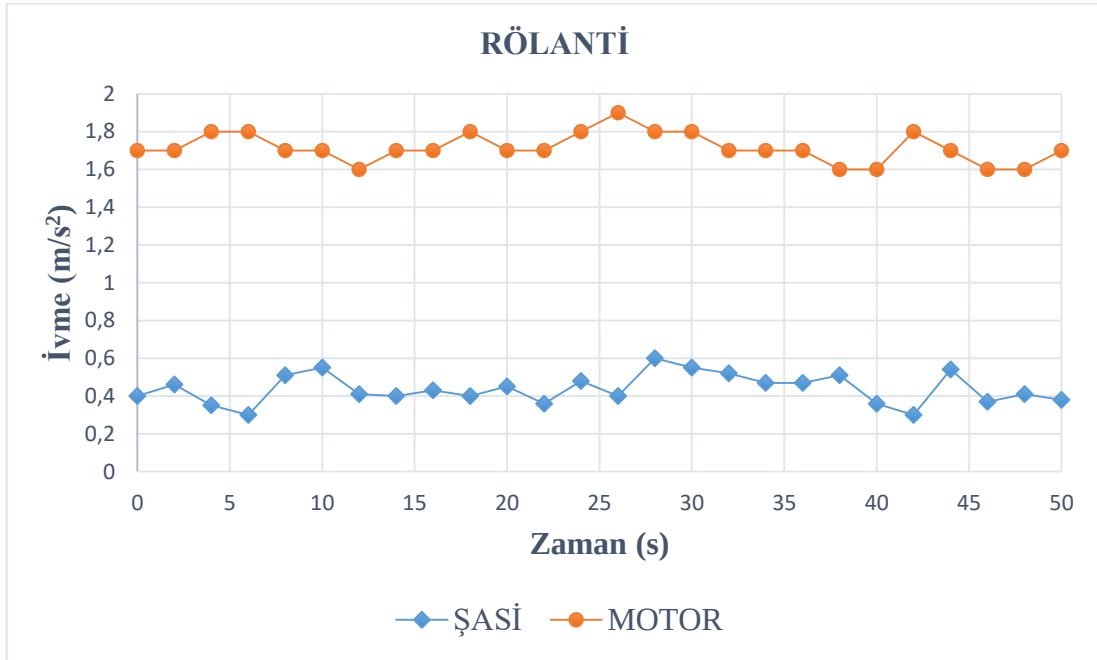
Şekil 3.24 ve şekil 3.25’da hasarlı takozun araç üzerinden söküm işlemi gösterilmiştir. Motor takozları kullanıldıktan sonra yapısal bozulmalara sebep olur. Buda istenen yalıtımı yapmadığı için araçlarda motor salınımı daha bariz şekilde hissedilmesine sebep olur.

4. BULGULAR

4.1 Motor Takozu Zarar Görmüş Aracın Ölçümü

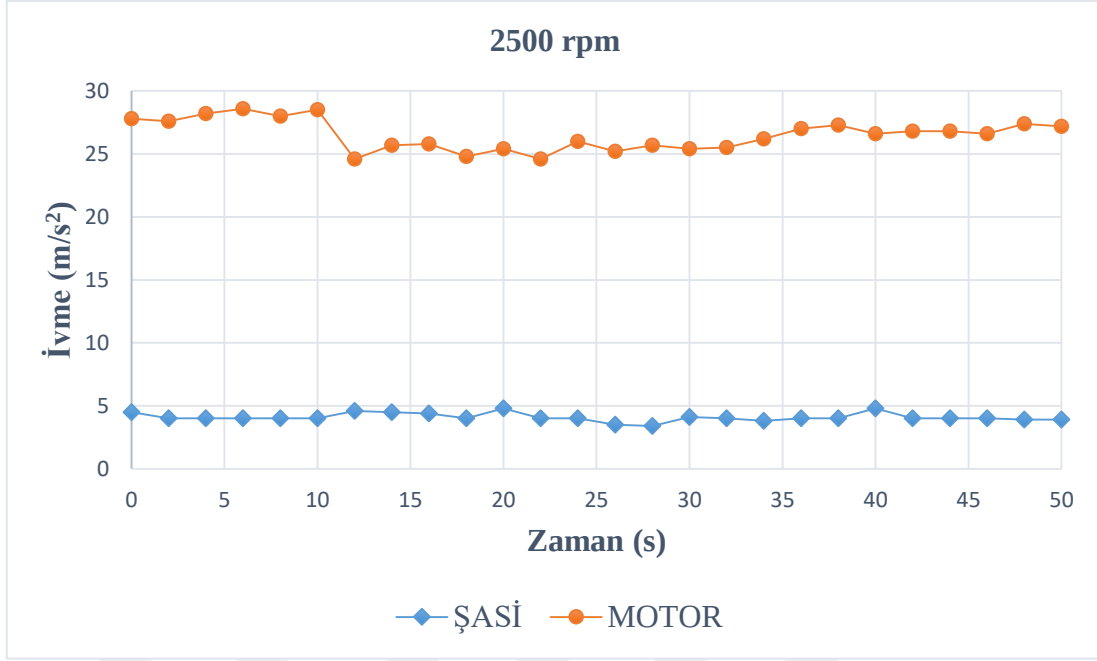
4.2.1 Takoz hasarlı iken yapılan ölçüm

Hasarlı takozdan kasıt, uzun süre kullanılan titreşim takozu kastedilmektedir. Kullanım sırasında bazı kısımlarda yıpranma, yaylanmadaki özelliğini yitirmesi gibi yalıtım özelliği olmayan takozları deneysel çalışmada kullanılması kastedilmiştir.



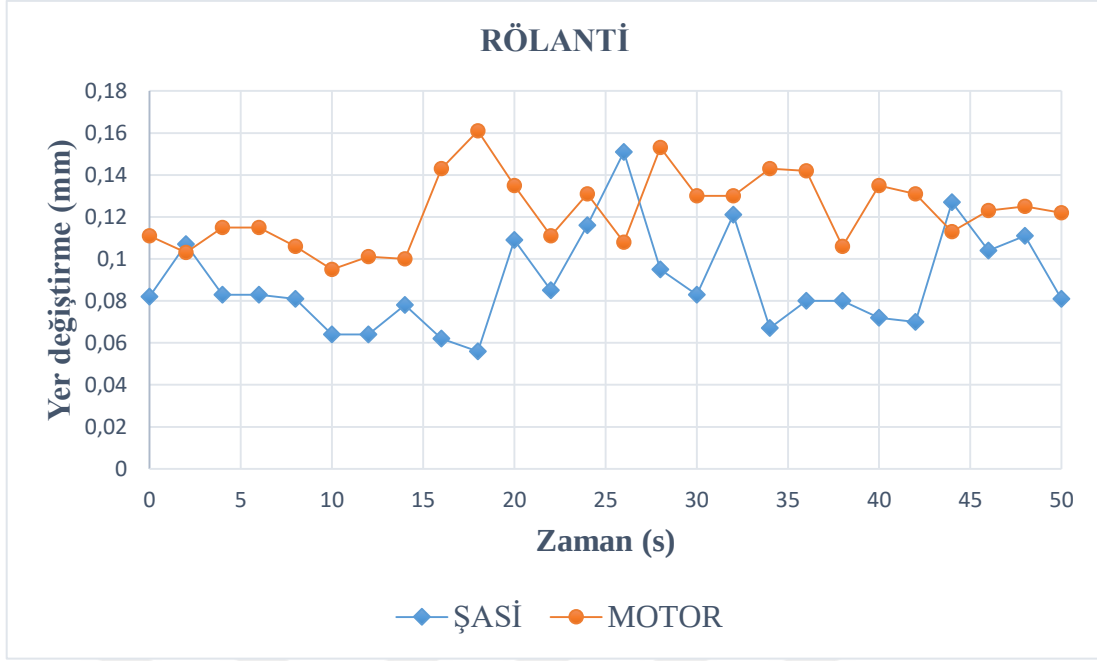
Şekil 4.1 Hasarlı takozun rölanti devrindeki ivme-zaman grafiği

Şekil 4.1’de gösterilen eski bir takozu ait ivme değerlerinin grafiği gösterilmiştir. Takozun eski olmasından dolayı motorun rölanti değerinde motor ve şasiye ait ivme değerleri arasında $1,3 \text{ m/s}^2$ ivme değeri oluşmuştur. Takozun yalıtkanlığını kaybetmesinden dolayı motorun hareketini büyük oranda şasiye iletmiştir.



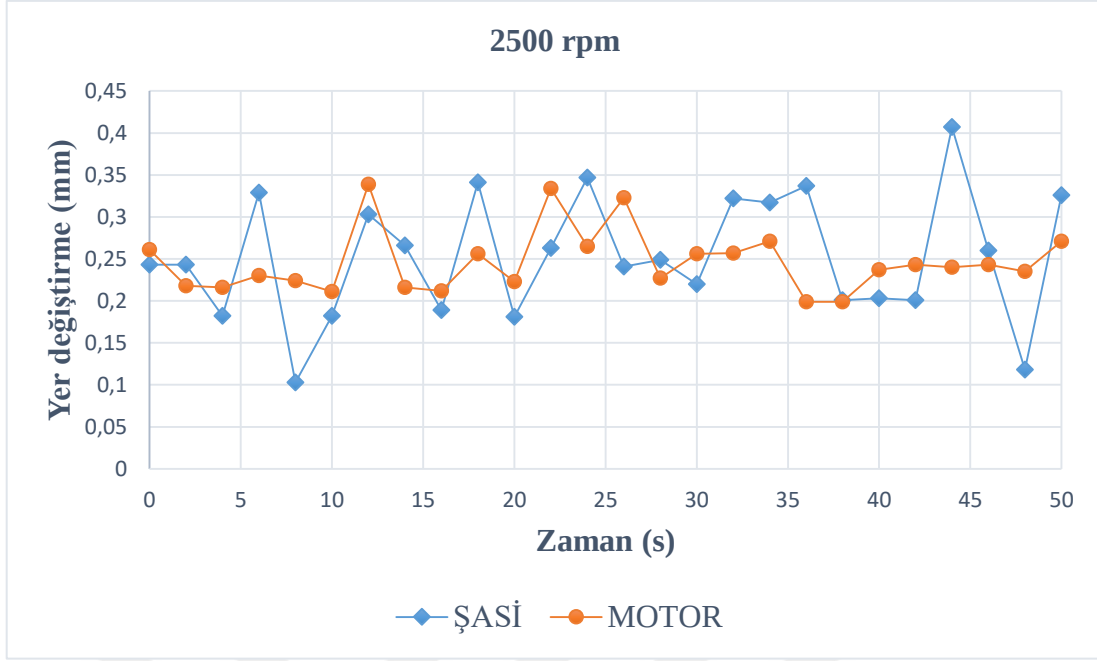
Şekil 4.2 Hasarlı takozun 2500 devirdeki ivme-zaman grafiği

Şekilde 4.2’de görülen ivme grafiğinde motorun 2500 rpm devirdeki ivme değerleri ölçülmüştür. Motorun ivme değerlerinde küçük değişimler olmuştur. Şaside ise ivme değeri sabit olduğu görülmektedir. Titreşim takozunun motorun hareketinin önemli bir kısmını yalıtıldığını söyleyebiliriz. İvme değerleri titreşimde önemli parametrelerdir. Araçlardaki hasarın en büyük etkisi ivme değerleriyle ortaya çıkar. Grafiğe göre ivme değerinin 4.5 m/s^2 civarlarında olması mevcut takozun motordan gelen titreşimin şasi üzerine geçişinde yeterli oranda sönüm sağlayamadığını göstermektedir. Ancak şasi üzerindeki ivme değerlerinin sabit olması sevindiricidir. Nedeni ise sabit olan ivmenin yüksekliğinin yolcu tarafından yeteri kadar hissedilmemesini sağlamaktadır. Sürekli değişken bir ivme olsaydı yolcunun veya sürücünün bu titreşimleri fark etmesine ve rahatsız olmasına sebep olacaktı. Yani ivmenin sabit oluşu kısmen de olsa yolcu ve sürücü konforu için olumlu bir etkidir. Ancak yüksek ivme değerleri araçta bulunan bağlantı elemanları üzerinde olumsuz etki göstermektedir. Bu parçaların üzerinde oluşan kuvvetler nedeniyle, parçalar üzerindeki bağlantı elemanlarının gevşemesine, hatta ve hatta bu parçaların zarar görmesine bile sebep olmaktadır.



Şekil 4.3 Hasarlı takozun rölanti devrindeki yer değiştirme-zaman grafiği

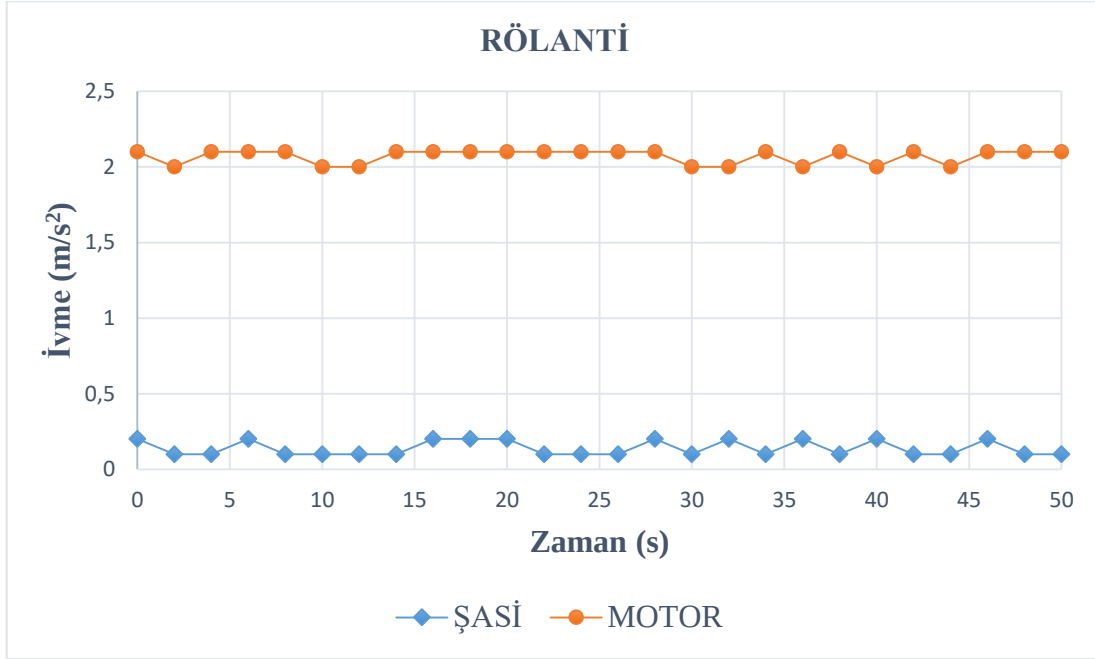
Şekil 4.3’de zamana bağlı olarak yer değiştirme grafiğinde, motorun hareketinin büyük bir kısmı şasiye iletilmiştir. Mevcut takoz tarafından az bir kısmı yalıtılmış olduğunu görmekteyiz. Şekil 4.1’de ki ivme-zaman grafiğinde, ivme değerlerinin değişiminin bir yansıması yer değiştirme- zaman grafiğinde de görülmektedir. Şekil 4.3’de görüldüğü üzere takozun yalıtkanlığının zayıf olduğu söylenebilir. Grafikte oluşan değerlere bakıldığında şasideki yer değiştirme neredeyse motorla aynı miktarda olmuştur. Yani mevcut takoz sönümleme görevini yeterince yerine getirememiştir. Motor şasiye direkt bağlantı yapılmış gibi görüntü sergilemiştir. Bu da takozun aşırı derecede yıpranmış ve eskimiş bir takoz olduğu söylenebilir. Grafikteki değerler göre motordan gelen titreşim araç içersin de takozun sönümleyememesinden dolayı gürültü ve yüksek oranda sarsıntıya sebep olduğu söylenebilir.



Şekil 4.4 Hasarlı takozun 2500 devirdeki yer değistirme-zaman grafiği

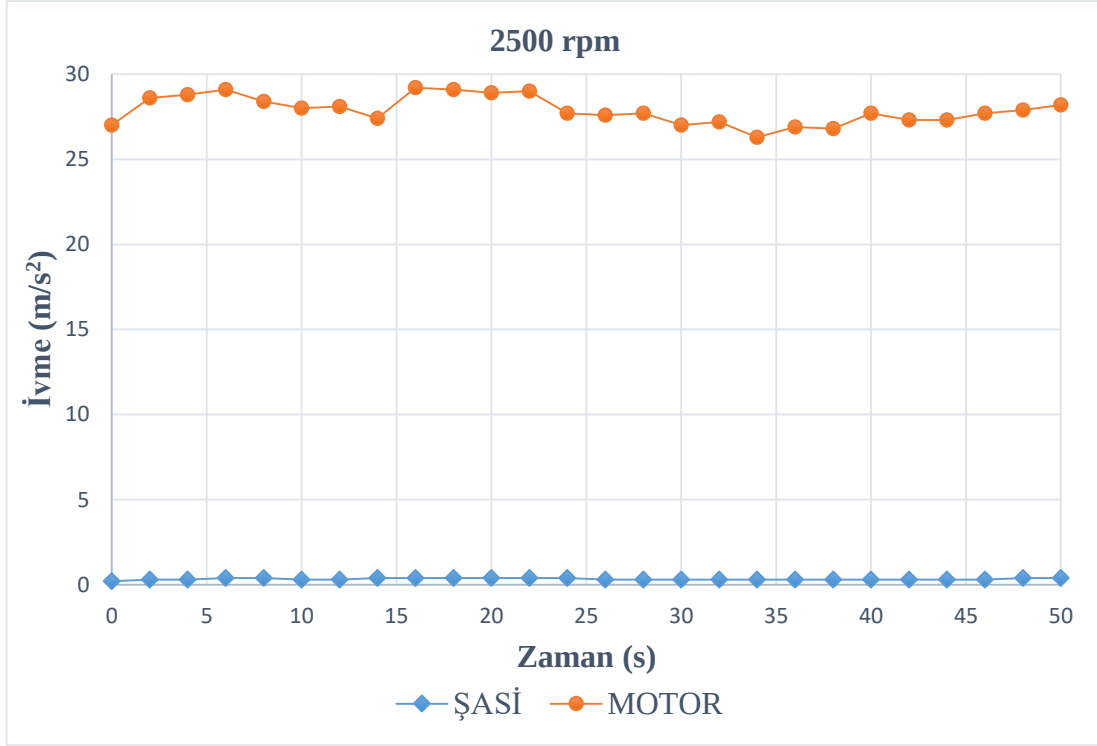
Şekil 4.4’de görölen yer değistirme-zaman grafiğinde, yüksek devirde motor ile şasinin grafiği birbirine çok yakındır. Neredeyse titreşim takozun yalıtma işleminin tamamen ortadan kalktığını, yapması gereken işlevi yerine getirmiyor olduğunu söyleyebiliriz. Yada takozun titreşim özelliğinin kaybolduğunu görmekteyiz. Bu takozun araçlarda kullanılmaması gerektiği kanaati hasıl olmuştur. Bu takozun araçta bulunan bütün parçalara zarar verdi söylenebilir. Araç içerisinde bulunan sürücü ve yolcuların 2500 devir ve civarlarında motordan gelen titreşimlere yüksek oranda maruz kaldıkları görölmektedir. Aynı zamanda motorda oluşan titreşim ve gürültünün takoz üzerinden araç içersine de geçtiği tahmin edilmektedir.

4.2.2 Yeni Motor Takoza Takıldığındaki Ölçüm



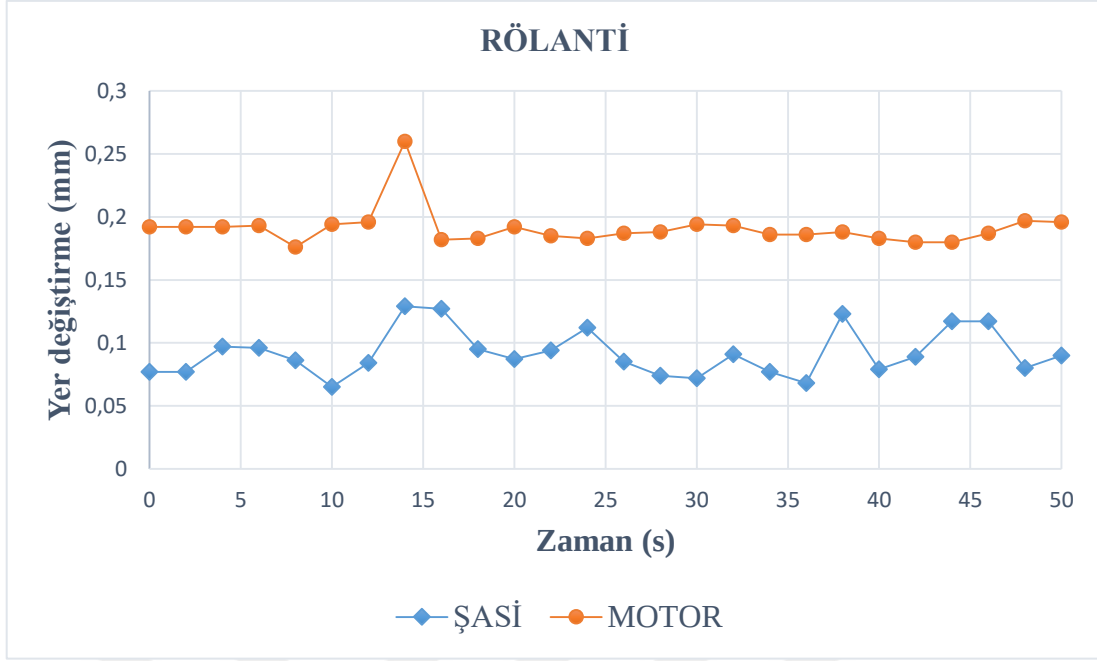
Şekil 4.5 Yeni takozun rölanti devrindeki ivme-zaman grafiği

Şekil 4.5’de görüldüğü üzere, yeni takozdaki İvme değerinin motor ve şaside farklı aralıkta çıktığını görmekteyiz. Bir önceki takozla göre aralarındaki fark bu grafikte görülmektedir. Şasiye gelen ivme değerinin düştüğü ve sabitleştiği görülmektedir. Yani kullanılan titreşim takozu iyi bir yalıtkan görünümündedir. Takozun iyi bir yalıtım sağlaması araca ve araç içerisindeki sürücü ve yolculara pozitif anlamda kazanç sağlamıştır. Yani araç üzerindeki parçalara gelen dengesiz kuvvetlerin engellenmesi araç ömrünün uzamasına sebep olmaktadır. Sürücü ve yolcularda ise araç içerisine gelen ve gürültü ve titreşimlerin azalmasına neden olduğu için konfora artma ve insan sağlığını olumsuz etkileyen kuvvetlerin azalması sonucu, insan üzerinde oluşabilecek sağlık sorunlarının önüne geçilmesine sebep olmuştur. Yeni takoz aynı zamanda motor ivmesinin periyodik olarak küçük genlikler oluşturacak değerlere ulaştırdığını görmekteyiz. Şasinin ise sabit bir ivmede olduğunu görmekteyiz.



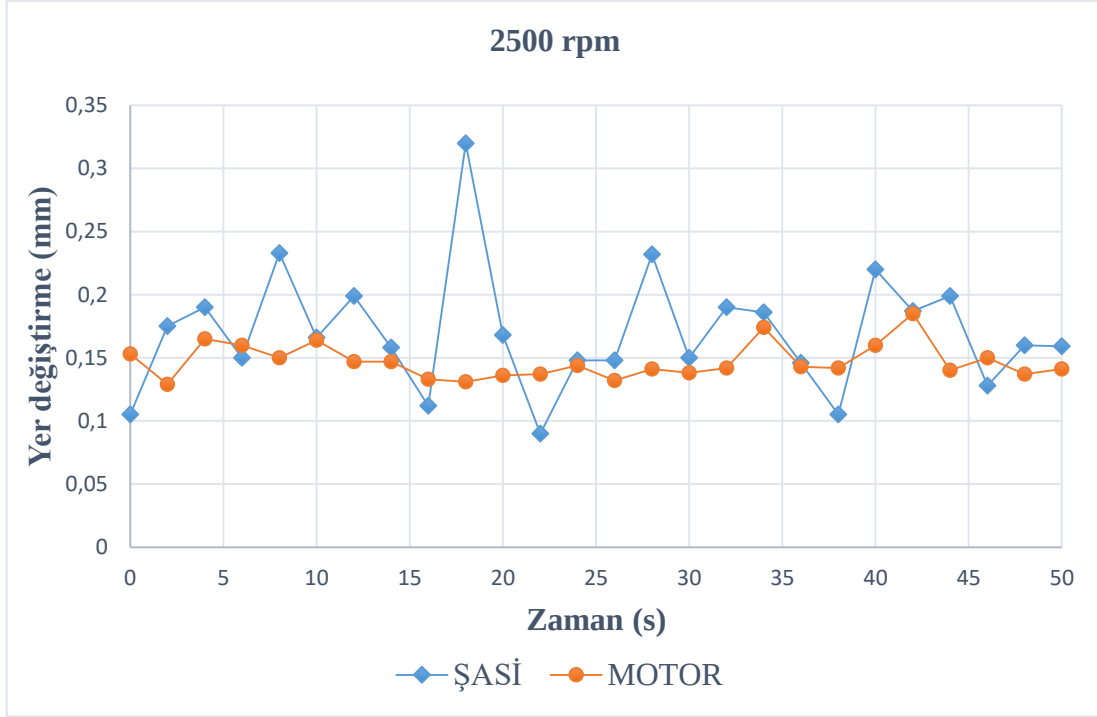
Şekil 4.6 Yeni takozun 2500 devirdeki ivme-zaman grafiği

Şekil 4.6’da görüldüğü gibi yalıtım özelliği iyi olan takoz kullanıldığında şasinin ivme değerinde kayda değer bir düşme görülmüştür. Yıpranmış takozla karşılaştırdığımızda çok büyük oranda ikisi arasında farkın olduğu görülmektedir. Yıpranmış olan takozun ivme değerleri Şekil 4.2’ye baktığımızda motorda oluşan ivme değerleri yeni takozdaki yani Şekil 4.6’daki ölçüm değerleri ile karşılaştırdığımızda yaklaşık aynı iken, şaside oluşan ivme değerinde yeni takozda büyük bir oranda düşme meydana geldiği görülmüştür. Yani yeni takoz şaside oluşan ivme değerlerini düşürmüştür. Bu düşüş şaside oluşan titreşim miktarının da düştüğünü göstermektedir. Sayısal olarak grafikler ele alınırsa yıpranmış takozun şasideki titreşim ivmesi yeni takozla göre aşağı yukarı yirmi kat fazladır. Bu da yeni bir takozun ve eski bir takozun kullanılmasıyla şasideki titreşim salınımlarının nedenli farklı olduğunu görmekteyiz. Bu sonuçlara bakarak sürücü, yolcu ve aracın yıpranmaması açısından, araçlarda yıpranmış takozların kullanılmaması gerektiği kanaatine varılmıştır.



Şekil 4.7 Yeni takozun rölanti devrindeki yer değiştirme-zaman grafiği

Şekil 4.7’de görüldüğü üzere araçta kullanılan rölanti devrinde yalıtım özelliği iyi olan bir takozun yer değiştirme genliği görülmektedir. Takoz tarafından yalıtılan titreşim hareketi sayesinde motor ve şasi arasındaki yer değiştirme değerleri görülmektedir. İki yer değiştirme arasındaki farkın büyümesi veya artması takozun yalıtım özelliğinin iyi olduğunu göstermektedir. Ancak Şekil 4.3 ‘de ki hasarlı takozun rölanti konumundaki yer değiştirme grafiğiyle karşılaştırdığımızda şasideki yer değiştirme değerinin çok az bir fark olduğunu görmekteyiz. Buradan su sonuç çıkarılabilir. Kullanılan bu yeni takozun eski takozla göre daha iyi performans sergilediği ama daha da geliştirilmesi gerektiği söylenebilir. Bu araç üzerinde farklı takoz tiplerinin kullanılması gerekebilir. Sürücü ve yolcu performansının artması için hem de aracın gövdesindeki aksamaların zarar görmemesi açısından şasiye iletilen kuvvetlerin azaltılması daha uygun olacaktır.



şekil 4.8 Yeni takozun 2500 devirdeki yer değiştirme-zaman grafiği

şekil 4.8’deki yer değiştirme grafiğine bakıldığında motor ve şasinin hareketlerinin bir birine yakın olduğunu görmekteyiz. Yüksek devirlerde şasinin pik yaptığını görmekteyiz. Bu lm değerleri böyle göstermiştir. Motorun alışma şeklide bu değerleri etkilediğini söyleyebiliriz. Motorun lm esnasında sıcaklık veya motorda o andaki yakıtın yanmasında ki düzensizlik böyle bir grafiğin oluşmasına neden olmuş olabilir. Elde edilen grafik değerlerini göz önünde bulundurulduğunda grafikten çıkarılan diğer bir sonuç yeni montajlanan motor takozunun yüksek devirde iyi performans sergileyemediğidir. Bu istenilmeyen bir durumdur. şekil 4.4’deki hasarlı takozun yüksek devirdeki değerler ile kıyasladığımızda, şasiye iletilen yer değiştirme değerlerinde düşme meydana gelmiştir. Hasarlı takozu göre yeni montajlanan takozun daha iyi performans sergilediği söyleyebiliriz. Ancak sergilenen bu performans sürücü, yolcu ve araç için yeterli oranda olmadığı kanaatine varılmıştır. Elde edilen değerler göz önüne alındığında bu araç için yüksek devirlerde daha iyi performans sağlayan farklı tip takozlar kullanılması daha uygundur.

4.2 Ölçümler

Bu bölümde tezimizde kullanılmak üzere 1998 model 1372 cm^3 silindir hacmine ve 71 Hp güce sahip benzinli, bir noktadan enjeksiyonlu aracımızda oluşan titreşimler ölçülecektir. Cihazın araca bağlantısı Şekil 4.9'da gösterilmiştir. Aracımızın motorunda meydana gelen titreşimlerin araç gövdesine geçmesini engelleyecek olan motor takozudur. Öncelikle araç üzerinde bulunan kauçuk takozun titreşim sönümlemedeki performansı belirlenecektir. Daha sonra ölçüm değerlerine bakılarak daha iyi performans sergileyebilecek bir takoz seçimi yapılmaya çalışılacaktır.

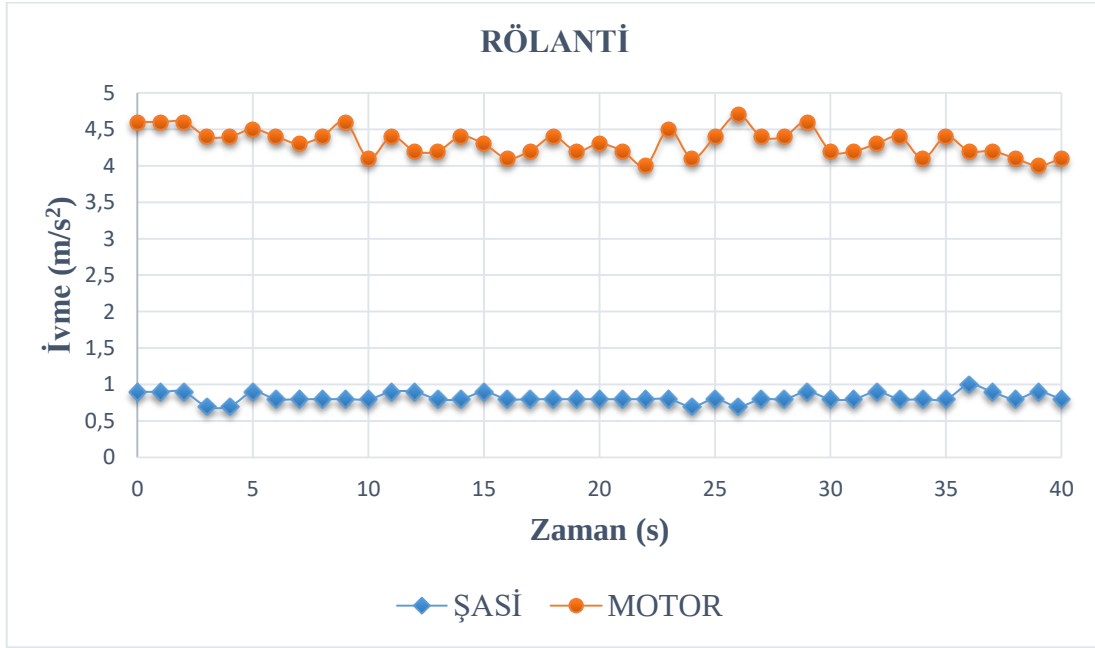


Şekil 4.9 Motor ve ölçüm cihazı

Şekil 4.9' da ölçüm cihazının araç üzerine bağlantı şekli gösterilmiştir. Cihaz aracın bir sensörü şaseye diğer sensör ise motora gelecek şekilde sensörlerdeki mıknatıs sayesinde gerekli yerlere sabitlenmiştir ve ölçümler bu şekilde yapılmıştır.

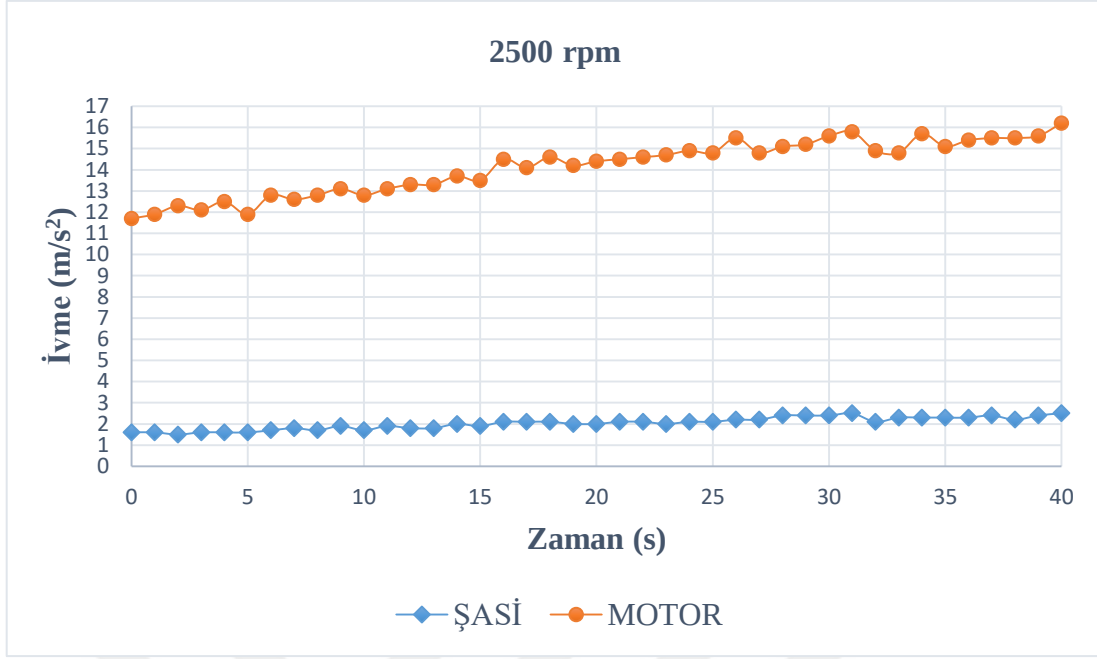
4.1.1 Mevcut Takozun Ölçümü

Araç üzerinde bulunan motor takozunun rölanti ve 2500 devirdeki titreşim sönümlemedeki etkisinin belirlenmesi için ivme ve yere değiştirme değerlerinin ölçümü yapılmıştır. Elde edilen değerlerin zamana bağlı olarak ivme ve yer değiştirme grafikleri aşağıda verilmiştir.



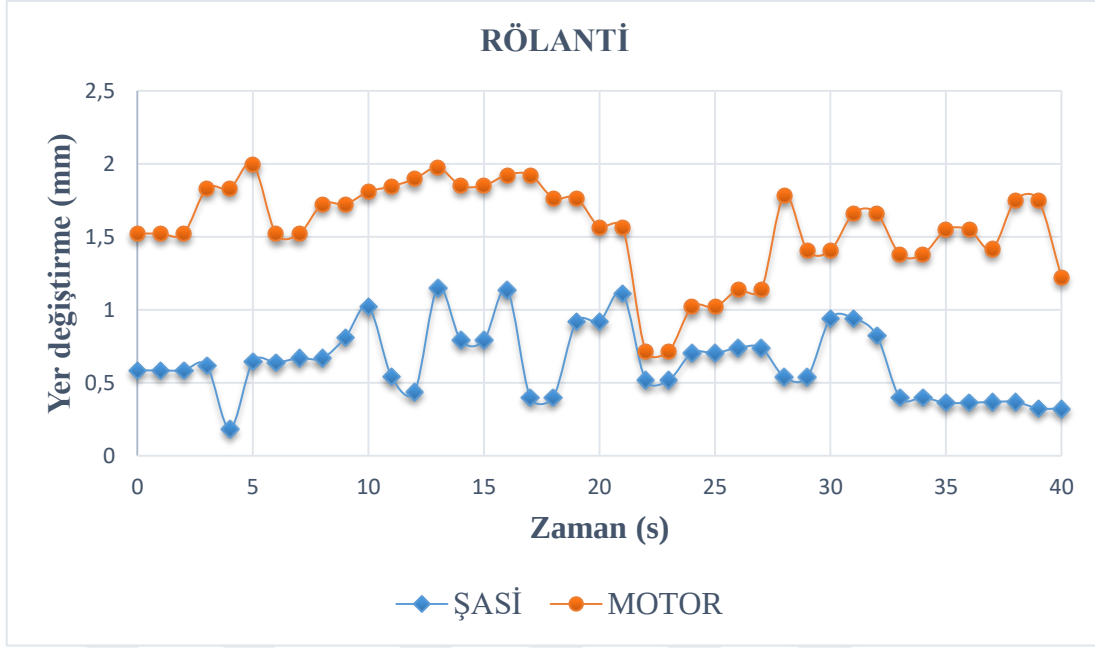
Şekil 4.10 Mevcut takozun rölanti devrindeki ivme-zaman grafiği

Araba üzerinde kullanılan orijinal takozun ivme değerleri Şekil 4.10'da gösterilmiştir. Takoz uzun süre kullanılmış. Grafik incelendiğinde motorun ivme değerleri 4,5 mm/sn² civarında motorun ivme değeri ölçülmüştür. Motor düzgün bir ivmelenme yaptığından yüksek pik değerleri yoktur. Bu ivme değerleri karşısında araba şasisinin ivme değeri 1mm/sn² civarındadır. Grafiğe bakıldığında grafiğin düzgün bir ivmelenme gösterdiği görülmektedir. Motor ve şasi arasında titreşim takozu kullanılmasından dolayı iyi bir izolasyon yapıldığında şasisinin düşük bir titreşime sahip olduğu görülmektedir. Eğer motor şasiye rijit bağlansaydı. Motorun titreşimine yakın şaside ivme olacaktı. Titreşim takozu sayesinde, şasisinin titreşim ivmesi çok küçük bir değere düşmüştür. Motorun rölanti durumunda bu değerler ölçülmüştür. Bundan şunu görmekteyiz, motor yüksek bir ivmeyle titreşirken aracın içinde oturan sürücü, bu ivmeden etkilenmeyeceği araç içinde konforun korunduğu rahatsız edici bir durumun olmadığı görülmektedir.



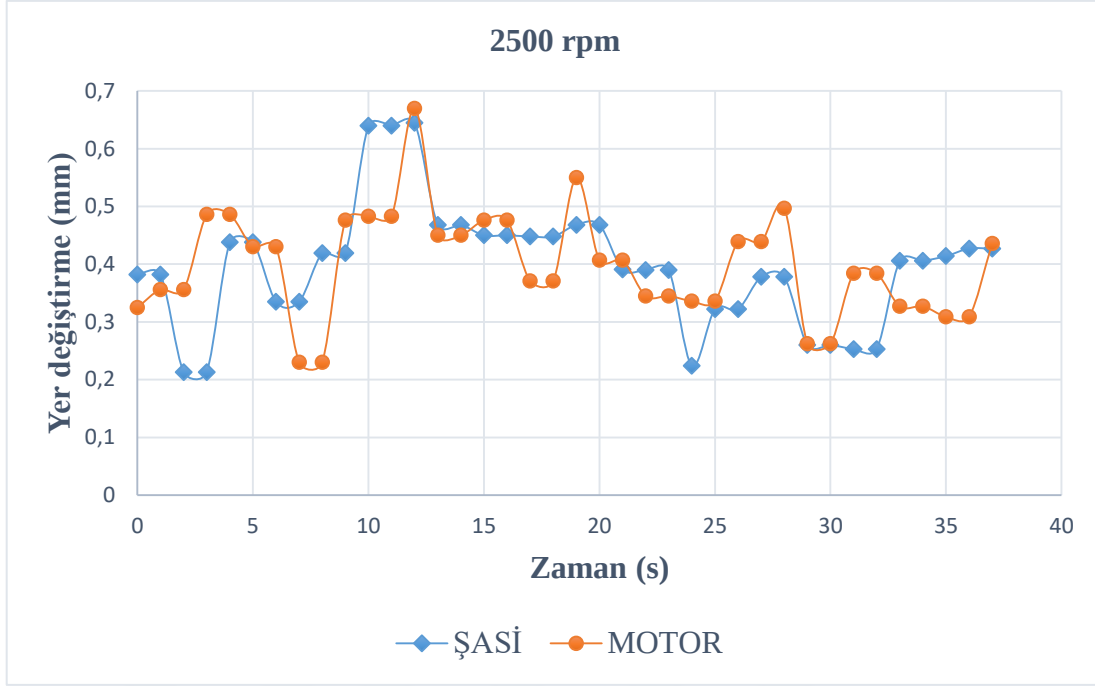
Şekil 4.11 Mevcut takozun 2500 devirdeki ivme-zaman grafiği

Şekil 4.11 incelendiğinde 2500 devirdeki motor ve şasinin ivme grafiği görülmektedir. Devir yükseldiğinde ivme değerleri yükselmektedir. Şekil 4.10'daki rölanti değerleri ile karşılaştırıldığında Şekil 4.11 grafiğindeki ivme değerleri 2.5 kat daha fazladır. Bunun sebebi bu ivme değerleri olduğu pozisyonda genlikte düşüktür. Yani yer değiştirme düşüktür. Düşük yer değiştirme yüksek ivme değerlerini ortaya çıkarmaktadır. Bir önceki Şekil 4.10'daki genlik değerleri yüksek ivme değerleri ise düşüktür. Bu grafikte ise ivme değerleri yüksek genlik değerleri düşüktür. Grafik incelendiğinde ivme değerlerinin düzgün doğrusal olarak arttığını görmekteyiz. Aynı şekilde şasinin ivme değeri zamana bağlı olarak düzgün ve doğrusal artmaktadır.



Şekil 4.12 Mevcut takozun rölanti devrindeki yer değiştirme-zaman grafiği

Titreşimin belirlenmesinde yer değiştirme, hız ve ivme büyüklükleri dikkate alınmaktadır. Şekil 4.12’de motor ve şasinin zamana bağlı yer değiştirme grafiği görülmektedir. Grafikte görüldüğü gibi motorun yer değiştirmesi şasiden büyüktür. Aşağı yukarı şasinin üç katı büyüklükte motorun yer değiştirme değerleri vardır. Motorun yer değiştirme grafiği doğrusal değildir. Zaman bağılı olarak bazı yerde minimum değere düşmüştür. Bu şasinin hareketiyle ilgili olabilir. Veya motorun içyapısındaki bir özelliğe bağlı olarak motordaki yer değiştirme bu şekilde görülebilir. Şasinin yer değiştirmesi ise lineer harekete sahiptir. Şaside zamana bağlı yer değişimi motorunkinden küçüktür. Şasinin bazı zaman aralıklarında pik yaptığı görülmektedir. Muhtemelen buda motorun yer değiştirme hareketinin şasiyi olumsuz yönde etkilediği rezonans değerine yaklaştığı söylenebilir. Bu grafikte motor ve şasi arasında kullanılan titreşim takozunun zayıf olduğu görülmektedir. Bu takoz uzun süre kullanılmış takozun titreşim özelliği zayıflamıştır. Yerine montajlanacak olan dahi iyi bir performans sergileyeceği düşünülen hidrolik bir yeni takozla karşılaştırması yapılacaktır. Bu araçta kullanılan kauçuk bir takozdur. Kauçuk takozla karşılaştırması yapıldığı bilinen hidrolik takoz kullanılacaktır.



şekil 4.13 Mevcut takozun 2500 devirdeki yer değiştirme-zaman grafiği

Yüksek devirde genlik değerlerinin büyük oranda düştüğünü şekil 4.13’de görmekteyiz. şekil 4.13 incelendiğinde motor ve şasi genlik ve yer değiştirme değerleri birbirine çok yakındır. Bundan şunu anlıyoruz yüksek devirde motor ve şasinin yer değiştirme değerleri rölanti değerine göre çok düşüktür. O yüzden konfor rölantiye göre biraz daha iyidir. Araç içindeki sürücünün aracın titreşiminden daha az etkilenmektedir. Yüksek ivme değerleri insanı daha az etkilediğinden dolayı araç içindeki konforu olumsuz yönde etkilemez. İnsan vücudu düşük frekanstaki titreşimden daha çok etkilenir. Yüksek frekansta titreşim insanı olumsuz yönde etkilemez. Rölanti değeri ile yüksek devirdeki değerler karşılaştırılırsa rölanti değerinde yer değiştirmenin büyük olduğu görülür. Bu grafikte yer değiştirme değerleri rölantiden düşüktür. Motor ve şasi arasındaki yer değiştirme farkı da çok küçüktür. Hemen hemen iki değerin yer değiştirmesi aynı değerdedir. Bu değerlerin birbirine yakın olması mevcut kauçuk takozun yüksek devirdeki performansının düşük olmasından kaynaklanmaktadır. Bu verilere göre yüksek devirde şasi yer değişim değerlerinin düşmesi gerekmektedir. Yer değiştirme değerlerinin düşmesi araç ve kullanıcı sağlığı açısından büyük önem taşımaktadır.

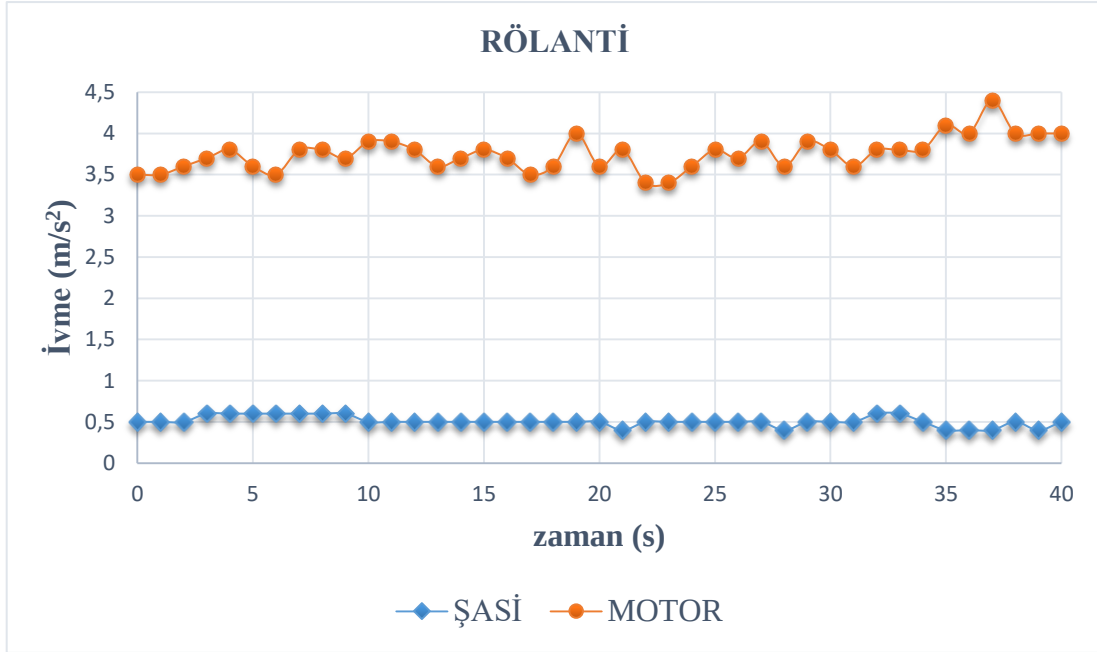
4.1.2 Yeni Belirlenen Takozun Titreşim Sönümlemedeki Etkisi

Araç üzerinde bulunan kauçuk takozun titreşim sönümleme özelliği yüksek devirlerde çok düşük performans sergilemiştir. Daha önce bahsettiğimiz gibi kauçuk takozların yüksek frekanslarda sönümleme özellikleri diğer takozlara göre çok alt seviyelerdedir. Bu ölçümle birlikte tekrardan kauçuk takozların yüksek frekanslara çıkıldıkça sönümleme özelliklerinin azaldığını görmüş olduk. Bu sebepten aracımızda kullanmak için daha önceki araştırmalara binaen, hem maliyet hem de performans bakımından hidrolik motor takozu tercih edilmiştir. Takoz Şekil 4.14’de görüldüğü gibi araç üzerine montajlanmıştır.



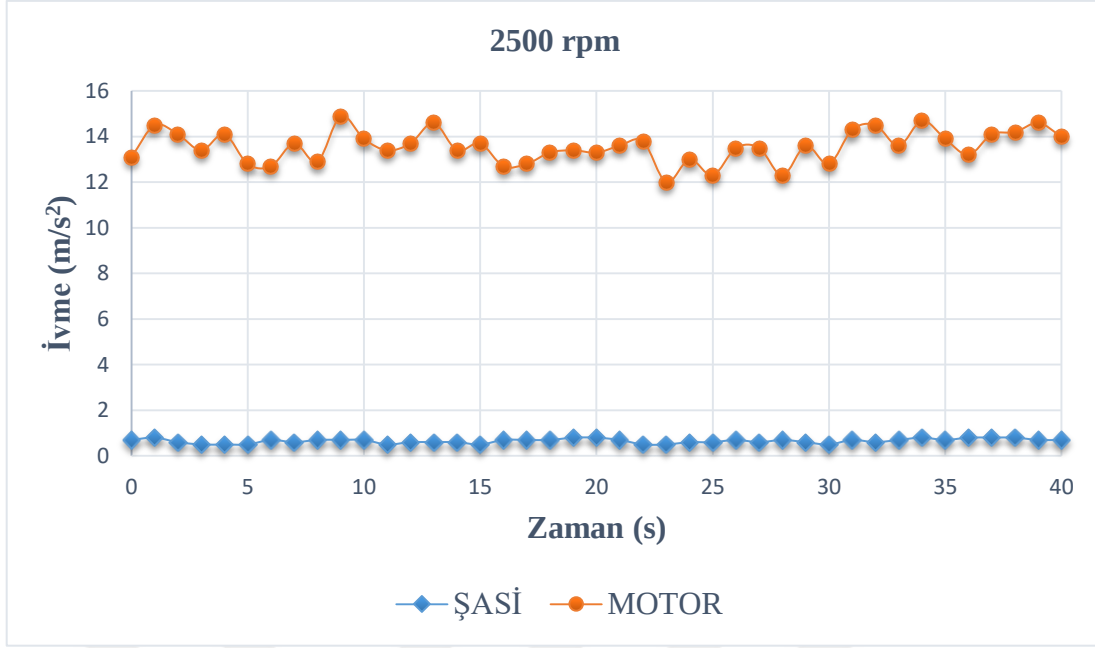
Şekil 4.14 Belirlenen hidrolik takozun araç üzerine montajı ve cihaz bağlantısı

Montajlanan bu takozun sergilemiş olduğu performans ölçümü yapılmıştır. Rölanti ve 2500 devirdeki elde edilen değerler ivme ve yer değiştirme grafikleri aşağıda verilmiştir.



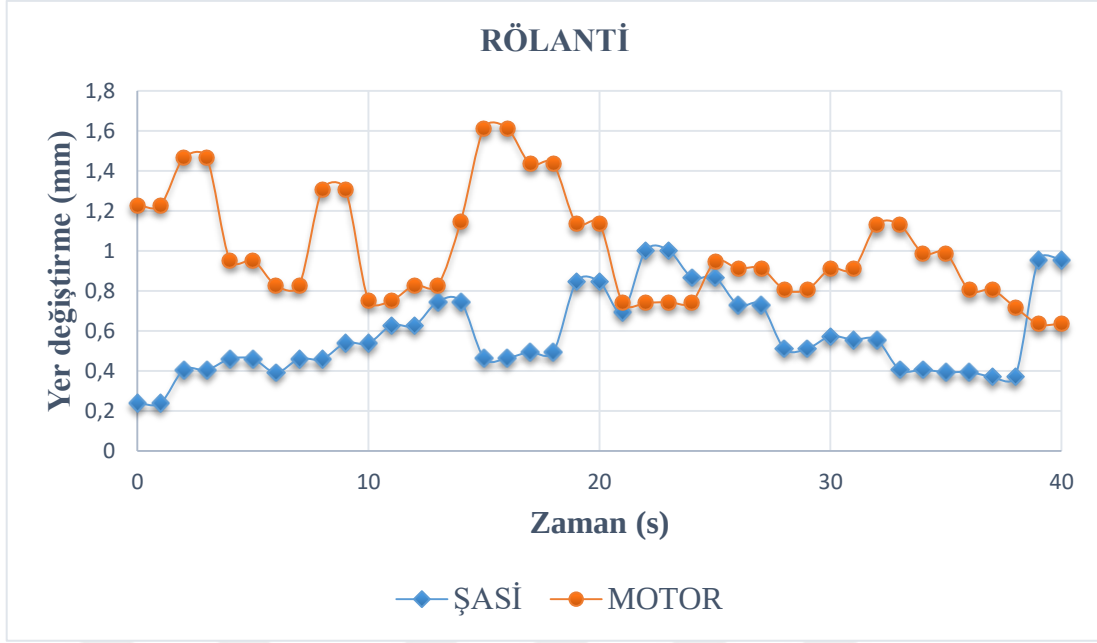
Şekil 4.15 Yeni takozun rölanti devrindeki ivme-zaman grafiği

Şekil 4.15'deki grafikte motor takozu değiştirilerek yerine yeni hidrolik bir takoz takılmış ve rölanti devrinde ivme değerleri ölçümü yapılmıştır. Eski takozla yeni hidrolik takozu karşılaştırdığımızda karşımıza şöyle bir tablo çıkar. Motorun ivmesi aynı devirde olmasına rağmen düşmüştür. Normalde takoz şasi ivmesini etkilemesi beklenirken takoz hem motoru hem de şasiyi olumlu yönde etkilemiştir. Şasinin ivmesini de düşürmüştür. Bu da şunu göstermektedir. Takozun uygun seçimi ile izolasyon miktarı artırılmıştır. Buna göre belli süre sonra takozların değiştirilmesi doğru bir karar olacaktır. Motorda kullanılan takozun seçimi doğru olmalıdır. Motor ve araç kütlesine göre seçim yapılmalıdır. Araçlara kullanılan takozlar zamanla yıprandığı için belli bir süre sonra mutlaka yenisi ile değiştirilmelidir. Bu grafikte önceki sonuçlarla karşılaştırıldığında yeni ve eski takoz arasındaki fark açıkça görülmektedir.



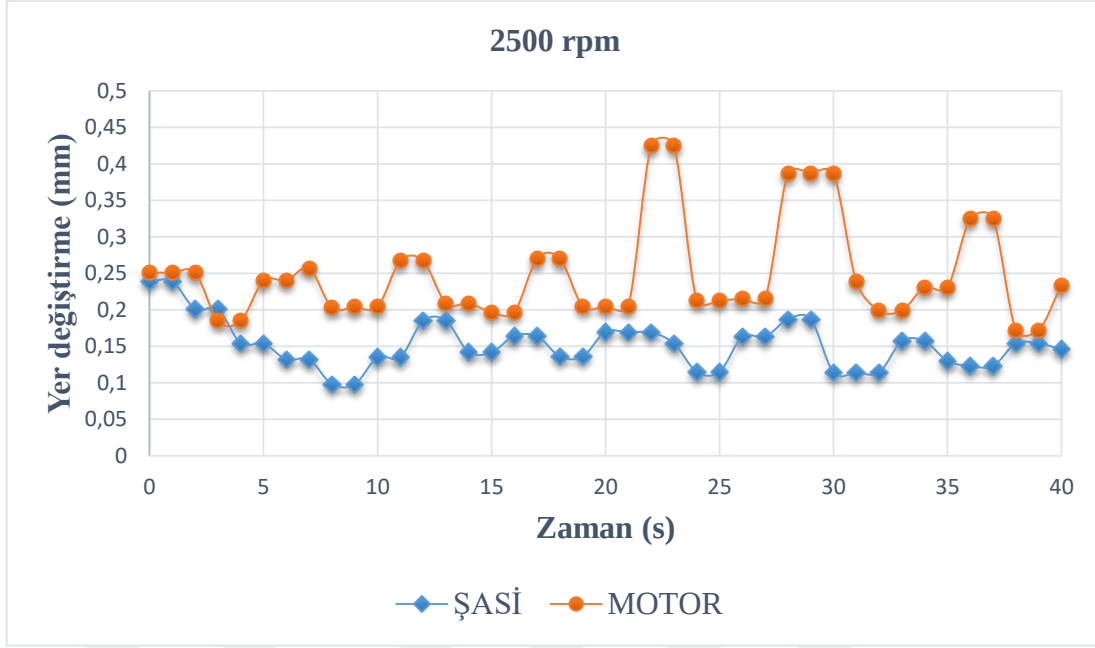
Şekil 4.16 Yeni takozun 2500 devirdeki ivme-zaman grafiği

Yeni takozun ivme değerleri Şekil 4.16'da gösterilmiştir. Aşağı yukarı yeni takoz ve eski takoz arasındaki motordaki ivme değerleri Şekil 4.11'e bakıldığında birbirine yakındır. Fakat şasideki ivme değeri ise düşüktür. Ölçme cihazının tolerans değerlerinin kalması ölçülen ivme değerlerini algılamadığı görülmektedir. O zaman ivme değeri çok küçük bir değer olması gerekir. O zaman şasinin ivme değeri sıfıra yakın denebilir. Yeni montajlanan hidrolik motor takozunun eski kauçuk takozla göre Şekil 4.16'da görüldüğü gibi daha iyi performans göstermiştir. Yüksek devirde hidrolik takozların daha iyi performans sergilediğinden önceki bölümlerde bahsetmiştik. Buradaki değerlere bakarak hidrolik takozun göstermiş olduğu performans görülmektedir. Değişmeyen motor ivme değerine karşılık yüksek devirlerdeki şasideki ivme değerlerinde düşüş meydana gelmiştir. Yani sürücü ve yolcuların maruz kaldıkları titreşim miktarı azalmıştır. Araç da, motordan gelen titreşimlerin şasiye geçen miktarının azalması sonucu daha uzun ömürlü hale gelmiştir. Araç üzerindeki bağlantı elemanlarında ve plastik aksamda da gevşeme veya hasar oluşması azalmıştır. Elde edilen veriler göz önüne alındığında takozun araç için ne kadar önemli bir parça olduğu görülmektedir.



Şekil 4.17 Yeni takozun rölanti devrindeki yer değiştirme-zaman grafiği

Şekil 4.17' ye bakıldığında yer değiştirme değerleri Şekil 4.12'deki mevcut takozun yer değiştirme değerleri ile beraber incelendiğinde rölanti değerinde büyük oranda düşüş göstermiştir. Şasinin yer değişimi çok düşük değerlere inmiştir. Eski takozda ortalama 0.5 mm olan yer değişme bu takozda 0.25 mm ye düşmüştür. Bu değer, İvmeyi de etkileyecektir. Demek ki yeni takozun eski takozla göre hem ivmede hem yer değiştirmede bariz fark oluşturduğu görülmektedir. Bundan şunu çıkarabiliriz belli süre kullanılan takozlar mutlaka yenisi ile değiştirilmeli veya daha iyi performans sağlayan takoz kullanılmalıdır. Bizim kullanmış olduğumuz hidrolik takoz, kauçuk takozla göre daha iyi bir performans sergilediği görülmektedir. Bu şekilde aracın konforu artırılmış olacaktır. Şekil 4.17'de şasi değerlerini bazı yerlerde pik yaptığı görülmektedir. Oluşan bu piklerin araç motorunun bazı zamanlarda düzensiz çalışmasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Genel duruma bakıldığında yeni takılan takozun iyi bir performans sağladığı görülmektedir.



şekil 4.18 Yeni takozun 2500 devirdeki yer değiştirme-zaman grafiği

şekil 4.18'e bakıldığında 2500 devirdeki yer değiştirme değeri incelenirse motorun yer değiştirmesi 0.25 civarındadır. şasininki biraz daha dūřüktür. Yüksek devirde genlik değerinin de dūřtüęünü görüyoruz. Zaten ivme yükselince genlik değeri dūřerse aracın konforu artar sürücüyü rahatsız eden ergonomik ortam oluşmaz. Eski takoz ve yeni takoz karşılaştırılırsa yeni takozun daha kullanışlı olduğu görülmektedir. Grafikte řasi ve motor arasındaki yer değiştirme farkı vardır. Motorun bazı zaman aralıklarında pik yaptığı görülmektedir. Bu pik değerleri sönüm sistemi sayesinde dūřürülmüřtür.

Araç konforunda genlikte önemli bir parametredir. Yüksek genlikte yani yer değiştirmede uzun süre kalan kiři rahatsız olacaktır. Bu yüzden yer değiştirme miktarını minimize edilmesi gerekir. Buradan řu sonucu çıkarabiliriz. Titreřim yapan elemanlar mutlaka yalıtım elemanlarıyla kontrol altına alınmalıdır. Motor řasi arasında yalıtım elemanı olarak takozlar kullanılmıştır. Motor şasiye rijit bağlansa idi şasının titreşim hareketi de motorun aynısı olacağından sürücü ve yolcuları çok rahatsız edici bir ortamla karşı karşıya kalınırdı. Yalıtım elemanı olarak, takozlar önemli bir eleman ve konforu artırıcı aracın titreşim Salınımını dūřürücü hatta sürücü ve yolcuyu yaralanmadan koruyucu önemli bir makine elemanıdır.

4.3 Matematiksel Hesaplamalar

Bir önceki bölümde elde etmiş olduğumuz ve grafiğini çizdiğimiz değerler gösterilmiştir. Bu bölümde yeni belirleyip montajını yapmış olduğumuz takozun rölanti ve 2500 devirdeki yer değiştirme değerlerinin ortalaması alınarak takozumuza ait ortalama yay sabiti değerleri hesaplanacaktır. Bu değerlere göre takozumuzun titreşime etki performansı belirlenecektir. Bu hesaplamayı yapmak için titreşim hesaplamalarında kullandığımız yer değiştirme denklemini elde etmemiz gerekmektedir.

Öncelikle araç motorunda oluşan zaman bağlı kuvvet denklemi;

$$F(t) = F_0 \cos \omega t \quad 4.1$$

Bu denkleme bağlı olarak sistemin hareket denklemi;

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad 4.2$$

4.2 deki denklemde F(t) yerine 4.1 deki denklemi yerine yazdığımızda;

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \cos \omega t \quad 4.3$$

Zamana bağlı harmonik yer değiştirme denklemi 4.4 deki gibidir. Bu denklemde X yer değiştirme $\emptyset$ faz açısıdır.

$$x_p(t) = X \cos(\omega t - \emptyset) \quad 4.4$$

4.4 deki denklemi 4.3 denklemine uyarlayarak yazdığımızda 4.5 denklemi elde edilmiş olur.

$$X[(k - m\omega^2) \cos(\omega t - \emptyset) - c\omega \sin(\omega t - \emptyset)] = F_0 \cos \omega t \quad 4.5$$

Trigonometrik ilişkilerden faydalanırsak

$$\cos(\omega t - \emptyset) = \cos \omega t \cos \emptyset + \sin \omega t \sin \emptyset \quad 4.6$$

$$\sin(\omega t - \phi) = \sin \omega t \cos \phi - \cos \omega t \sin \phi \quad 4.7$$

Denklem 4.5’de $\cos \omega t$ ve $\sin \omega t$ değerlerinin iki tarafta da eşitlersek denklem 4.8 ve 4.9 denklemleri elde edilir.

$$X[(k - m\omega^2) \cos \phi + c\omega \sin \phi] = F_0 \quad 4.8$$

$$X[(k - m\omega^2) \sin \phi - c\omega \cos \phi] = 0 \quad 4.9$$

4.8 ve 4.9’deki denklemler çözüldüğünde 4.10’daki yer değiştirme denklemi elde edilmiş olur.

$$X = \frac{F_0}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + c^2\omega^2}} \quad 4.10$$

4.10 nolu denklem sayesinde motorumuzun 900 devir ve 2500 devirdeki takmış olduğumuz takozun yay katsayısı hesaplanacaktır. Motorumuzun öncelikle 900 d/d’deki rölanti değerine göre yay katsayısı hesabı yapılacaktır. Motor ağırlığımız 127 kg’dır. Rölanti devrindeki ölçüm sonuçlarına göre ortalama yer değiştirme değeri 0.669 mm’dir. Sönüm sabiti ise bu takozlar için verilen genel bir ortalama değer olarak 464 N.s/m alınmıştır.

4.10’nolu denklemde kullanmak üzere bazı değerlerin çevrimi gerekmektedir. Bu dönüşümü sağlayan denklemler 4.11 ve 4.12’de verilmiştir.

$$\omega = n \frac{2\pi}{3600} \quad 4.11$$

$$F_0 = mg \quad 4.12$$

4.11 nolu denklemde n motorun devrini simgelemektedir. Bu sayede açısal hız elde edilecektir.

$$\omega = 900 \frac{2\pi}{3600} \quad 4.13$$

$$\omega = 1,57 \text{ rad/s} \quad 4.14$$

4.12 nolu denklemde ise m motor ağırlığını, g ise yer çekimi ivmesini simgelemektedir. Yer çekimi ivmesi 9,81 N/kg kabul edilmiştir. Bu sayede motorun ağırlığından dolayı takoza uyguladığı kuvvet elde edilecektir.

$$F_0 = 127 \times 9,81 \quad 4.15$$

$$F_0 = 1245,87 \text{ N} \quad 4.16$$

4.14 ve 4.16’de elde edilen değerler rölanti devrindeki açısal hız ve kuvvet değerleridir.

$$Rpm = 900 \text{ d/d} \quad 4.17$$

$$X_{900} = 6,69 \times 10^{-4} \text{ m} \quad 4.18$$

$$c = 464 \text{ N} \cdot \frac{s}{m} \quad 4.19$$

$$m = 127 \text{ kg} \quad 4.20$$

4.14, 4.16, 4.17, 4.18, 4.19, 4.20’deki elde edilen değerler denklem 4.10’da yerine yazıldığında rölanti devrindeki yay katsayısını elde edilecektir.

$$6,64 \times 10^{-4} \text{ m} = \frac{1245,87 \text{ N}}{\sqrt{(k_{900} - 127 \text{ kg} \times 1,57 \frac{\text{rad}}{\text{s}})^2 + (464 \frac{\text{Ns}}{\text{m}})^2 (1,57 \frac{\text{rad}}{\text{s}})^2}} \quad 4.21$$

$$k_{900} = 1.86 \times 10^6 \text{ N/m} \quad 4.22$$

Aynı işlemler 2500 devir içinde yapılacaktır. Bu devirde rölanti devrinden farkı açısal hız ve bu devirdeki ortalama yer değiştirme miktarıdır. Açısal hız denklem 4.11’den yararlanılarak yapılacaktır. 2500 devirdeki yer değiştirme miktarı ise 0,107 mm’dir. Sönüm sabiti değişmemiş olarak kabul edilmiştir.

$$\omega = 2500 \frac{2\pi}{3600} \quad 4.23$$

$$\omega = 4,36 \text{ rad/s} \quad 4.24$$

$$X_{2500} = 1,07 \times 10^{-4} \text{ m} \quad 4.25$$

Elde edilen bu değerler denklem 4.10'da yerine yazıldığında 2500 devirdeki yay katsayısı elde edilecektir.

$$1,07 \times 10^{-4} \text{ m} = \frac{1245,87 \text{ N}}{\sqrt{(k_{2500} - 127 \text{ kg} \times 4,36 \frac{\text{rad}}{\text{s}})^2 + (464 \frac{\text{Ns}}{\text{m}})^2 (4,36 \frac{\text{rad}}{\text{s}})^2}} \quad 4.26$$

$$k_{2500} = 1.16 \times 10^7 \text{ N/m} \quad 4.27$$

Tablo 4.1 Yer değiştirme ve yay katsayısı değerleri

	900 rpm	2500 rpm
Kütle	127 kg	127kg
Etki kuvveti	1245,87 N	1245,87 N
Sönüm sabiti	464 N.s/m	464 N.s/m
İvme	1,57 rad/s	4,36 rad/s
Yer değiştirme	$6,69 \times 10^{-4} \text{ m}$	$1,07 \times 10^{-4} \text{ m}$
Yay katsayısı	$1.86 \times 10^6 \text{ N/m}$	$1.16 \times 10^7 \text{ N/m}$

Elde edilen sonuçlar yukarıda tabloda gösterilmiş ve karşılaştırılmıştır. Ortalama değerlere bakarak şu sonuç elde edilmiştir. Görüldüğü üzere yay sabiti düşük devirde daha düşük, yüksek devirde ise daha büyüktür. Bu sonuçtan şu elde edilmektedir. Kullanmış olduğumuz hidrolik takoz düşük devirlerde daha yumuşak ve esnek, devir sayısı arttıkça daha sert ve esneme miktarının daha az olduğu görülmüştür. Bu durum takozun yüksek devirlerde daha tok olduğunu göstermektedir. Tablo 4.1' de görüldüğü gibi motor devrine bağlı olarak yay katsayısının ve yer değiştirmenin değiştiğini görmekteyiz. Bu sonuca kütle miktarı da etki eder. Çünkü kütlenin artmasıyla doğal frekans azalacağından, doğal frekans da yer değiştirme ile orantılı olarak değişecektir. Buradan doğal frekansın bir cismin salınımında önemli etkisinin olduğu görülmektedir. Doğal frekansın sistemin sönümlemede etkisi vardır. Titreşimli sistemlerde problem çözümünde ilk bulunacak parametrelerden birisinin doğal frekans olduğunu görmekteyiz.

5. SONUÇ

Araçların titreşimleri sürücü ve yolcular için oldukça önemlidir. Aracın konforu titreşim yalıtımı ile ilgilidir. Yani titreşim minimize edilince aracın konforu artmaktadır. İnsan sağlığını titreşim olumsuz yönde etkiler. Titreşim hareketi insanı yorar. Kaslarda oluşturduğu laktik asit sayesinde insanda yorgunluk yapar. Bununla beraber titreşimler araçlarda da birtakım olumsuzluklara sebep olacaktır. Titreşim hareketi sonucunda oluşan kuvvetler araç üzerindeki dönen elemanları ve bağlantıları olumsuz yönde etkiler. Titreşim hareketi ileri boyutlara ulaştığında araçlarda hasara veya arızaya sebep olacaktır. Bu olumsuzluklardan kurtulmak için titreşimin minimize edilmesi yani azaltılması gerekir. Bilindiği gibi araçlara da kullanılan süspansiyon sistemi bu amaç içindir. Seyir halindeki aracın yol pürüzlülüğünden gelen kuvvetleri araç tekerleği ve süspansiyon sistemi engellemektedir. Araç süspansiyon sistemi aracın kütlesine göre dizayn edilir. Bunların dışında, araç motorunun rölantide ve yüksek devirde çalışırken aracın kasasını sarstığı yani hareketlendirdiğini söyleyebiliriz.

Bu yüzden araç motoru ile aracın şasisi arasındaki bağlantı rijit elemanlardan oluşmaz. Esnek elemanlardan oluşması gerekir. Esnek elemanlar, enerji değişimine uğradığı için motorun hareketinin bir kısmını yutacaktır. Motor ile şasi arasında titreşim takozları bu amaca hizmet edecektir. Titreşim takozları elastik bir malzemeye sahiptir. Malzemenin yaylanma katsayısı motorun kütlesi ve ürettiği kuvvetin şiddetine bağlı olarak değişmektedir. Bu çalışmada motor ve şasi arasında kullanılacak titreşim takozlarının önemi vurgulanmaya çalışılmıştır. Bağlantı elemanı olarak mutlaka bir takoz kullanılması gerekir. Takozlarında zamanla yıprandığını görmekteyiz. Bir çalışma ömrünün olduğunu görmekteyiz. Belli bir süre sonra takozların değişmesi gerektiğini söyleyebiliriz. Çalışmamızda yıpranmış ve kullanılmamış iki takozlar arasındaki yer değiştirme ve ivme değerleri ölçülerek grafiklere çizilmiş iki takoz arasındaki oluşan farklar görülmüştür.

Bunun için gerçek araç üzerinde çalışama yapılmış. Seçilen araç üzerinde her iki takoz kullanılarak rölanti ve 2500 rpm durumları için nominal değerler elde edilmiştir. Deneysel çalışmada dört kanallı bir datalogger kullanılarak eş zamanlı olarak iki sensörle aynı anda iki noktanın yer değiştirme ve ivme değerleri ölçülmüştür. Sensörün birisi motor üzerinde

bağlı iken diğer sensör şasi üzerine bağlanmıştır. Sensörlerin alt tarafı mıknatıslı olduğu için herhangi bir bağlama elemanı kullanmadan metal üzerine mıknatıslı olduğu için yapışmıştır. Bağlantı yüzeyi çok düzgün ve temiz olması gerekir. Sensör ve yüzey arasında kırıntılar ve parçacıklar olmamalıdır. Sensör ile datalogger arasındaki kablo 1,5 m'dir. Daha fazla uzun kablo kullanmak olumsuz sonuçlara sebep olur. Deney sırasında aracın düzgün bir yüzey üzerinde bulunması gerekir. Eğimli yüzey çalışama sonuçlarını olumsuz etkiler. Araç motorunun aracın şasisine iletmış olduğu titreşimi engellemek için bağlantıda titreşim takozu kullanılarak şasiye titreşimin azaltılması incelenmiştir. Bu çalışmada deneysel olarak dört kanallı datalogger cihazı yardımıyla eş zamanlı olarak motor ve şasi üzerindeki yer değiştirme ve ivme değerleri ölçülmüştür. Elde edilen grafikler yorumlanmıştır. Araçlarda motorun ürettiği titreşimler rahatsız edici boyuttadır. Motor ve şasi arasında bağlantı elemanı olarak titreşim takozu kullanılır. Titreşim takozu sayesinde motorun titreşimi şasiye geçmesi engellenir. Motor devri değiştikçe üretmiş olduğu titreşim büyüklüğünde değişmektedir. Motorun içyapısındaki dönen elemanların dengesizliği motorun salınım hareketini oluşturur. Bu titreşim aracı sallayacak kuvvettedir.

Araç içerisindeki sürücü ve yolcuların ciddi rahatsızlığına sebep olur. Bunu engellemek için motor ve şasi arasındaki bağlantıda elastik malzeme kullanılarak motor titreşimi engellenmeye çalışılır. Elastik malzeme titreşim takozu olarktan bilinir. Bu takozda yaylanma ve sönümleme yani süspansiyon sistemi birliktedir. Her motora göre motorun gücüne, frekansa ve ürettiği kuvvete göre uygun takozların seçilmesi gerekir. Takozlar belli süre içerisinde yıpranır. Özelliğini kaybeder. İstenen yalıtımı yapamazlar. Takozların belli bir süre sonra değiştirilmesi gerekir. Bu çalışmada yeni ve eski takozlar kullanılarak ikisi arasındaki yalıtım oranları karşılaştırılmıştır. Takoz kullanarak motor titreşiminin şasiye geçmesi yüzde elli civarında titreşimin azaldığı görülmüştür. Yine eski ve yeni takoz karşılaştırıldığında eski takozların titreşim yalıtımının oldukça zayıfladığı görülmüştür ve motor durumuna göre uygun takozun seçilmesi gerektiği kanaatine varılmıştır.

Elde edilen yer değiştirme ve ivme değerleri grafikleri çizilmiş ve bir biri ile karşılaştırılmıştır. Bu sonuçlar göz önüne alındığında motor hareketi ile şasi arasında hem yer değiştirmede hem de ivmede farkın olduğu görülmüştür. Yani şasideki değerler motordaki değerden daha düşük olduğu gözlemlenmiştir. Hidrolik takozlara da motor

devrine göre titreşim genliğinin değiştiği gözlemlenmiştir. Hidrolik takozların yapısında bulunan sıvıdan dolayı yaylanma katsayıları motorun devri ile orantılı olarak artmış olduğu görülmektedir. Düşük devirlerde de yaylanma katsayısının düştüğü görülmüştür. Ayrıca motorun düşük devirlerinde titreşim genliğinin arttığı yüksek devirlerde titreşim genliğinin düştüğü gözlemlenmiştir. Çalışmada kullanılan yeni ve yıpranmış titreşim takozları sayısal değerleri göz önüne alındığında yeni titreşim takozunun yıpranmış takozla göre daha iyi bir yalıtkan malzeme olduğu görülmüştür. Böylece yıpranmış titreşim takozların kullanılmaması gerektiği kanaatine varılmıştır. Titreşim takozları uzun zaman kullanılmamalıdır. Zamanla titreşim özelliğini kaybetmektedir. Takozun rijitliği yani elastikiyet özelliği zamanla zayıflayarak kaybolmaktadır. Bu yüzden titreşim takozlarının yıpranmadan değiştirilmesi önemli olduğu kanaatine varılmıştır. Yeni titreşim takozları motor hareketinin büyük bir kısmının şasiye geçmesine mani olmaktadır. Bu sayede sürücü ve yolcunun yanında motor aksamınızda koruduğu görülmüştür.

6. KAYNAKLAR

- Ahmadian, M., Miller, L. R., Southward, S. C. and Roemer, M. J. (1993). Performance Analysis of Active Mounts for Structural Vibration Reduction. 2nd Conference on Recent Advances in Active Control of Sound and Vibration, Virginia Polytechnic Institute.
- Ardıç, H. (2013). Elastomer titreşim takozlarının sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak tasarlanması ve modellenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Ankara.
- Bemuchon, M. (1984). A New Generation of Engine Mounts. SAE Paper, 840259.
- Carlson, J. D. and Jolly, M. R. (2000). MR Fluid, Foam and Elastomer Devices. Mechatronics, Elsevier Science Limited, **10**: 555–569.
- Corcoran, P. E. and Ticks, G. H. (1984). Hydraulic Engine Mount Characteristics. SAE Paper, 840407.
- Coşkun, G. (2004). Kauçuk Gövdeli Motor Takozunun Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Modelleme, Simülasyon ve Testleri. Yüksek Lisans Tezi. İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Erdal, E. (2018). Ayçiçeği Metil Esterinin Motor Titreşimine Ve Gürültüsüne Olan Etkilerinin Deneysel Analizi. Yüksek Lisans Tezi. Düzce Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İmalat Mühendisliği Anabilim Dalı, Düzce.
- Gültekin, G., Mayda, M. ve Milit, M. (2017). Benzin ve Dizel Motorlarda Devir Sayısının Titreşime Olan Etkisinin İncelenmesi. *Journal of Science*, **6**: 39-43.

- Hodgson, D. A. (1991). Frequency-Shaped Control of Active Isolators. AHS-RAES Technical Specialist Meeting on Rotocraft Acoustics and Rotor Fluid Dynamics, October 15–17, pp. 1–18., Philadelphia.
- Kadomatsu, K. (1989). Hydraulic Engine Mount for Shock Isolation at Acceleration on the FWD Cars. SAE Paper, 891138.
- Kalman filter, Arjon Turnip, Keum-Shik Hong (2008). Modeling of a hydraulic engine mount for active pneumatic engine vibration control using the extended. Journal of Mechanical Science and Technology, **23**: 229-236.
- Karabulut, H., Öztürk, E. ve Çınar, C. (2011). Tek Silindirli Dört Zamanlı Bir Dizel Motorunun Dinamik Modeli Ve Titreşimlerinin İncelenmesi. *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, **3**: 491-500.
- Kim, G., and Singh, R. (1995). Study of Passive and Adaptive Hydraulic Engine Mount Systems with Emphasis on Non-Linear Characteristics. J. Sound Vib., **179**: 427-453.
- Kun, J., Zengyong, L., Chen, M., Wang, C. and Qi, S. (2004). Effect of different vibration frequencies on heart rate variability and driving fatigue in healthy drivers. International Archives of Occupational and Environmental Health, **77**: 205-212.
- Korkmaz, İ. (2007). Araçlarda Motor Askı Sistemlerinin İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi. İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul.
- Koruvatan, T., Değirmenci, E. ve Aytaç A. (2013). Karbüratörlü Bir Motorda Yapılan Silindir Pasifleştirme Çalışmasında, Motor Titreşimlerinin Deneysel Olarak İncelenmesi. *Politeknik Dergisi*, **1**: 1-7.
- Mitsunori, K., Fumio, T., Hiroyuki, A. and Yoshiyuki, M. (2001). An investigation into a synthetic vibration model for humans: An investigation into a mechanical vibration human model constructed according to the relations between the physical,

psychological and physiological reactions of humans exposed to vibration. International Journal of Industrial Ergonomics, **27**: 219-232.

Lord, H. C. (1930). Vibration Dampening Mounting. US Patent 1,778,503, Oct. 14.

Marjoram, R. H. (1985) Pressurized Hydraulic Mounts for Improved Isolation of Vehicle Cabs. SAE Paper, 852349.

Miller, L. R., and Ahmadian, M. (1992). Active Mounts- A Discussion of Future Technological Trends. Inter-noise Conference, Toronto, Canada, July 20–22, pp. 1–6.

Muller, M., Weltin, U., *et al.* (1994). (The Effect of Engine Mounts on the Noise and Vibration Behavior of Vehicles) SAE Paper, 940607.

Muzechuk, R. A. (1984). Hydraulic Mounts-Improved Engine Isolation. SAE Paper, 840410.

Naganathan, N. G., Dukkipati, R. V. (2001). Automotive Vehicle Engine Mounting Systems: A Survey. Journal of Dynamic Systems Measurement and Control 123(2) ·with 273 Reads DOI: 10.1115/1.1369361.

Naganathan, N. G., Yu, Y. and Dukkipati, R.V. (2001). A Literature Review of Automotive Vehicle Engine Mounting Systems. Mechanism and Machine Theory, **36**: 123-142.

Peelamedu, S. M., Kosaraju, C. B., Naganathan, N. G., Dukkipati, R. V. (2000). Numerical Approach for Axisymmetric Piezoceramic Geometries Towards Fluid Control Applications. Journal of Systems and Control Engineering, Part I, **214**: 87–97.

Peelamedu, S. M., Yu, Y., Naganathan, N. G., Dukkipati, R. V. (1999). Active Strain Transfer Analysis in a Piezoceramic System Using Finite Element Method and Experimental Investigation. Journal of Smart Materials and Structures, 8, 5: 654–662.

- Priyanka, P., Pawaskar, Pranit, M. P. and Shrikant, B. G. (2015). Hydraulic Engine Mount - In Automotive Application. International Journal of scientific research and management, **3**: 2652-2655.
- Savran, B. (2009). İletim Yolu Analizi Metodunun Bir Araç Üzerinde Uygulanması. Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, İstanbul.
- Shangguan, W. B. and Lu, Z. H. (2004). Experimental study and simulation of a hydraulic engine mount with fully coupled fluid–structure interaction finite element analysis model. Journal of Sound and Vibration, **275**: 193-221.
- Shibayama, T., Ito, K., Gami, T., Oku, T., Nakajima, Z. and Ichikawa, A. (1995). Active Engine Mount for a Large Amplitude of Idling Vibration. SAE Paper, 951298.
- Su, J. H., (1999) Robust Passive-Active Mounts for Vibration Isolation. Proceedings of SPIE, The International Society for Optical Engineering, **3672**: 144–155.
- Swanson, D. A. (1993). Active Engine Mounts for Vehicles. SAE Paper, 932432.
- Şengün, G. (2005). Kauçuk Motor Takozlarının Yorulma Ömürleri. Yüksek Lisans Tezi, Boğaziçi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul.
- Ushijima, T. and Kumakawa, S. (1993). Active Engine Mount with Piezo- Actuator for Vibration Control. SAE Paper, 930201.
- Ushijima, T., Takano, K. and Kojima, H. (1988). High Performance Hydraulic Mount for Improving Vehicle Noise and Vibration. SAE Paper, 880073.
- Ünlüsoy Y. S., Bilal, H. ve Çalışkan, K. (2010). Motor Destek Takozlarının Optimizasyonu. Bursa 5. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa.

Yi, F. and Xie, M. (2012). Objective evaluation of engine mounting isolation, AASRI Procedia, **3**: 49-53.

İnternet Kaynakları

- 1) <http://www.google.com.tr>, 01.05.2016
- 2) <http://www.agcoauto.com>, 04.06.2016
- 3) <https://www.sciencedirect.com>, 11.01.2018
- 4) <https://tr.wikipedia.org>, 11.01.2018
- 5) <http://titresim.nedir.com>, 25.01.2018
- 6) <http://www.partinfo.co.uk>, 16.02.2018
- 7) <https://www.avproductsinc.com>, 17.02.2018
- 8) <http://www.pentaotomasyon.com.tr>, 28.05.2018
- 9) <http://www.guvenlas.com.tr>, 07.10.2018



ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : İsa AKKUŞ
Doğum Yeri ve Tarihi : AFYONKARAHİSAR/1991
Yabancı Dili : İngilizce
İletişim (Telefon/e-posta) : 0539 797 58 40 / isaakkuss@gmail.com

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Afyon Lisesi (Anadolu Bölümü), (2005-2010)
Lisans : Uşak Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü,
(2011-2015)

Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl : 1. Akkuş Otogaz ve Tamir Afyonkarahisar,
Makine Mühendisi
2. Aksa Magnet Sakarya, Arge Mühendisi
3. Danet Et ve Gıda San. Tic. A.Ş. Afyonkarahisar,
Makine Mühendisi