



**BİNEK ARAÇLARDA KÜTLE DEĞİŞİMİNİN
KONFORA ETKİSİNİN ARAŞTIRILMASI**
YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tayfun DOĞANŞAH

Danışman

Prof. Dr. Abdurrahman KARABULUT

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI

Temmuz 2023

AFYON KOCATEPE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

BİNEK ARAÇLARDA KÜTLE DEĞİŞİMİNİN
KONFORA ETKİSİNİN ARAŞTIRILMASI

Tayfun DOĞANŞAH

Danışman

Prof. Dr. Abdurrahman KARABULUT

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Temmuz 2023

TEZ ONAY SAYFASI

Tayfun DOĞANŞAH tarafından hazırlanan “Binek Araçlarda Kütle Değişiminin Konfora Etkisinin Araştırılması” adlı tez çalışması lisansüstü eğitim ve öğretim yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca 06 / 07 / 2023 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından **oy birliği** ile Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü **Anabilim Dalı Adı Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. Abdurrahman KARABULUT

Başkan : Prof. Dr. Hüseyin Serdar YÜCESU
Gazi Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi

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

Üye : Prof. Dr. Hamit SOLMAZ
Gazi 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.

07 / 07 /2023

Tayfun DOĞANŞAH

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

BİNEK ARAÇLARDA KÜTLE DEĞİŞİMİNİN KONFORA ETKİSİNİN ARAŞTIRILMASI

Tayfun DOĞANŞAH

Afyon Kocatepe Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Abdurrahman KARUBULUT

Bu araştırmada, araçlardaki kütle değişimlerinin süspansiyon sistemleri vasıtasıyla sürüş konfor üzerindeki etkisi incelenmiştir. Binek araçların süspansiyon sistemi üzerine matematiksel modelleme yapılmıştır. Süspansiyon sistemi sönümleme değerlerine ilişkin deneysel bulgular, test çalışmaları ile birlikte elde edilmiş ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Araştırmada iki farklı binek araç kullanılmış olup ve iki farklı yol profilinde 50 km/h ve 80 km/h hız altında yapılan test çalışmalarında sürücü ve yolcu sayısı değişimi ile kütle artışı yapılarak test çalışmaları tamamlanmıştır. HVM 100 titreşim ölçüm cihazı ve ped ivmeölçer ile sürücü üzerinde oluşan ortalama ivme değerleri ölçülerek Blaze yazılım programında sayısal bulgu ve grafiklere dönüştürülerek analizleri yapılmıştır. Yapılan analizlere göre; binek araçlarda kütle artışı gerçekleşikçe süspansiyon sistemi sönümleme oranının arttığı buna bağılı olarak da sürücü üzerinde oluşan ortalama ivme değerlerinde azalma olduğu ve konfor hissinin arttığı görülmüştür. Sürüş konforunun artırılması üzerine yapılacak çalışmalardan bahsedilmiştir. Test çalışmaları incelendiğinde kütle artışının sürüş konforunu artırdığı, sürücü ve yolcu üzerinde farklı parametrelerin sebep olduğu titreşimlerin azaldığı gözlemlenmiştir.

2023, x + 85 sayfa

Anahtar Kelimeler: Araç, Kütle, Süspansiyon, Titreşim, Konfor

ABSTRACT

M.Sc. Thesis

INVESTIGATION OF THE EFFECT OF MASS CHANGE ON COMFORT IN PASSENGER CARS

Tayfun DOĞANŞAH

Afyon Kocatepe University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Abdurrahman KARABULUT

In this research, the effect of mass changes in vehicles on driving comfort through suspension systems was investigated. Mathematical modeling has been done on the suspension system of passenger cars. Experimental findings regarding the damping values of the suspension system were obtained together with the test studies and the results were compared. Two different passenger vehicles were used in the research, the test studies carried out under 50 km/h and 80 km/h on two different road profiles. Were completed by increasing the mass with the change in the number of drivers and passengers in the average acceleration values on the drive were measured with the HVM 100 vibration measuring device and the pad accelerometer, and analyzed by converting them into numerical findings and graphics in the Blaze software program. According to the analyzes made; It has been observed that as the mass increase in passenger cars increases, the damping ratio of the suspension system increases, and accordingly, there is a decrease in the average acceleration values on the driver and the feeling of comfort increases. Studies to be carried out to increase driving comfort are mentioned. When the test studies were examined, it was observed that the increase in mass increased the driving comfort and the vibrations caused by different parameters on the driver and passenger decreased.

2023, x + 85 pages

Keywords: Vehicle, Mass, Suspension, Vibration, Comfort

TEŐEKKÖR

Bu alıőmamda deneysel alıőmaların y nlendirilmesi, sonuçların değerlendirilmesi ve yazımı aşamasında yapmıő olduğu büyük katkılarından dolayı tez danıőmanım Sayın Prof. Dr. Abdurrahman KARABULUT’a, araştırma ve yazım süresince her konuda öneri ve eleőtirileriyle yardımlarını gördüğüm hocalarıma ve arkadaşlarıma teőekk r ederim.

Bu araştırma boyunca maddi ve manevi desteklerinden dolayı aileme teőekk r ederim.

Tayfun DOğANşAH
Afyonkarahisar 2023

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

	Sayfa
ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
İÇİNDEKİLER DİZİNİ.....	iv
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	x
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR BİLGİLERİ	10
3. MATERYAL ve METOT	24
3.1 Süspansiyon Sistemi Çeşitleri.....	24
3.1.1 Pasif Süspansiyon Sistemi	24
3.1.2 Aktif Süspansiyon Sistemi	25
3.1.3 Yarı Aktif Süspansiyon Sistemi	25
3.2 Süspansiyon Sistemi Elemanları.....	25
3.2.1 Yaylar.....	26
3.2.2 Amoritörler	27
3.2.3 Salıncak Kolları.....	28
3.3 Süspansiyon Sistemi Tipleri	29
3.3.1 Sabit Süspansiyonlar	29
3.3.2 Serbest Süspansiyonlar.....	29
3.3.2.1 MacPherson Süspansiyon Sistemi.....	30
3.3.2.2 Çift Salıncaklı Süspansiyon Sistemi.....	30
3.3.2.3 Havalı Süspansiyon	31
3.4 Test İçin Kullanılan Araçlar ve Deney Düzenekleri.....	31
3.4.1 Test Aracı B	31
3.4.2 Test Aracı A	33
3.4.3 HVM 100 Cihazı.....	34
3.4.4 İvme Ölçer.....	35
3.4.5 Blaze Yazılım Programı.....	36
3.5 Test Çalışmaları	38

4. BULGULAR	39
4.1 Matematiksel Modelleme	39
4.2 Deneysel Sonuçlar	48
4.2.1 Hız Kesici Set Bulunmayan Yol Profiline Test Sonuçları	48
4.2.1.1 Test Aracı A ile Binek Araç Kütle Değişimine Göre Veri Kayıtları ...	48
4.2.1.2 Test Aracı A ile Binek Araç Kütle Değişimine Göre İvme Grafikleri.	52
4.2.1.3 Test Aracı B ile Binek Araç Kütle Değişimine Göre Veri Kayıtları....	55
4.2.1.4 Test Aracı B ile Binek Araç Kütle Değişimine Göre İvme Grafikleri.	58
4.2.2 Hız Kesici Set Bulunan Yol Profiline Test Sonuçları.....	61
4.2.2.1 Test Aracı A ile Binek Araç Kütle Değişimine Göre Veri Kayıtları ...	62
4.2.2.2 Test Aracı A ile Binek Araç Kütle Değişimine Göre İvme Grafikleri.	65
4.2.2.3 Test Aracı B ile Binek Araç Kütle Değişimine Göre Veri Kayıtları....	68
4.2.2.4 Test Aracı B ile Binek Araç Kütle Değişimine Göre İvme Grafikleri.	71
5. SONUÇLAR.....	74
6. KAYNAKLAR.....	79
ÖZGEÇMİŞ.....	85

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

A_{eq}	Uzun dönem enerji ortalaması
A_{max}	Maksimum seviye
A_{mp}	Maksimum zirve seviyesi
A_{min}	Minimum seviye
A	Harmonik kuvvet
a	İvme
CF_{mp}	Uzun dönem tepe faktörü
VDV	Titreşim doz değeri
c	Sönüm katsayısı
dB	Desibel
f	Frekans
k	Yay sabiti
m	Kütle
r	Frekans oranı
t	Zaman
T_d	Yer değiştirme iletkenliği
τ	Periyod
ω	Temel uyarım frekansı
x	Genlik
φ	Faz açısı
ξ	Sönümleme oranı
v	Araç hızı
ω_n	Doğal frekans

Kısaltmalar

ANSI	American national standards institute
DSSA	Displacement-sensitive shock absorber
HVM	Human vibration mater
ISO	International organization for standardization
LMI	Linear matrix inequalities
LQI	Linear quadratic integral
LQR	Linear quadratic regulator
PID	Proportional integral derivative
RMS	Root mean square

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 1.1 Basit harmonik hareket.....	2
Şekil 1.2 Periyodik hareket.....	2
Şekil 1.3 Geçici hareket.....	2
Şekil 1.4 Uzun zamanlı periyodik hareket.....	3
Şekil 1.5 Tam, genel ve titreşim değışkinli gerilmeler.....	3
Şekil 1.6 Sürücü üzerinde oluyan titreşemlerin bölgeleri.....	4
Şekil 1.7 Sürücü üzerinde oluşan konforsuzluk eğrisi.....	5
Şekil 1.8 Bir araçta örnek süspansiyon sistemi.....	5
Şekil 1.9 (a) Amortisör test cihazı (b) Test sonuçlarının bilgisayar programı ile grafik ve dijital olarak elde edilmesi.....	6
Şekil 1.10 Örnek bir aracın süspansiyon sistemi verimlilik ölçümü.....	7
Şekil 1.11 Aktif süspansiyon sisteminin binek araç üzerindeki yeri.....	7
Şekil 1.12 Hareket halindeki araçta oluşan yer değıştirmeler.....	8
Şekil 3.1 Süspansiyonlu ve süspansiyonsuz kütle.....	24
Şekil 3.2 MR sönümleyici.....	25
Şekil 3.3 Süspansiyon sistemi ve hareket mekanizması.....	26
Şekil 3.4 (a) Sarmal yaylar..... (b) Yaprak yaylar.....	26 27
Şekil 3.5 Amortisörlü ve amortisörsüz salınımın zamana bağılı yer değıştirmesi.....	27
Şekil 3.6 (a) Süspansiyon sistemi ve aks bağlantısı (b) Amortisör içyapısının kesiti.....	28 28
Şekil 3.7 Alt ve üst salıncak kolları.....	28
Şekil 3.8 Sabit süspansiyon sistemi.....	29
Şekil 3.9 Serbest süspansiyon sistemi.....	29
Şekil 3.10 MacPherson süspansiyon sistemi.....	30
Şekil 3.11 Çift salıncaklı süspansiyon sistemi.....	30
Şekil 3.12 Havalı süspansiyon sistemi.....	31
Şekil 3.13 Test aracı B.....	31
Şekil 3.14 Test aracı B süspansiyon sistemi.....	32
Şekil 3.15 Test aracı A.....	33
Şekil 3.16 Test aracı A süspansiyon sistemi.....	33

Şekil 3.17 HVM 100 cihazı.....	35
Şekil 3.18 Ped ivmeölçer.....	36
Şekil 3.19 Blaze programı ara yüzü.....	37
Şekil 3.20 Binek araçlar ile test çalışması.....	38
Şekil 4.1 Kütlenin hareketi.....	39
Şekil 4.2 Kütlenin serbest cisim diyagramına göre Newton'un ikinci kanunun uygulanması.....	39
Şekil 4.3 (a) Farklı sönümlleme oranlarına göre yer değiştirme iletkenliğinin frekans oranına göre değişimi	41
(b) Faz açısının oranına göre farklı sönüm oran grafiği	41
Şekil 4.4 Engebeli yolda binek araç hareketi	42
Şekil 4.5 Kütle genlik değişim grafiği.....	47
Şekil 4.6 Test çalışmaları yapılan hız kesici set bulunmayan yol profili.....	48
Şekil 4.7 1419 kg kütleli test aracı A ile deneysel veriler.....	49
Şekil 4.8 1504 kg kütleli test aracı A ile deneysel veriler.....	50
Şekil 4.9 1594 kg kütleli test aracı A ile deneysel veriler.....	51
Şekil 4.10 Test aracı A ile kütle değişimlerine göre ortalama ivme değerleri... ..	52
Şekil 4.11 1419 kg kütleli test aracı A'ya ait ivme grafiği.....	52
Şekil 4.12 1504 kg kütleli test aracı A'ya ait ivme grafiği.....	53
Şekil 4.13 1594 kg kütleli test aracı A'ya ait ivme grafiği.....	54
Şekil 4.14 1535 kg kütleli test aracı B ile deneysel veriler.....	55
Şekil 4.15 1630 kg kütleli test aracı B ile deneysel veriler.....	56
Şekil 4.16 1720 kg kütleli test aracı B ile deneysel veriler.....	57
Şekil 4.17 Test aracı B ile kütle değişimlerine göre ortalama ivme değerleri	58
Şekil 4.18 1535 kg kütleli test aracı B'ye ait ivme grafiği.....	58
Şekil 4.19 1630 kg kütleli test aracı B'ye ait ivme grafiği.....	59
Şekil 4.20 1720 kg kütleli test aracı B'ye ait ivme grafiği.....	60
Şekil 4.21 Test çalışmaları yapılan hız kesici set bulunan yol profili.....	61
Şekil 4.22 1419 kg kütleli test aracı A ile deneysel veriler.....	62
Şekil 4.23 1504 kg kütleli test aracı A ile deneysel veriler.....	63
Şekil 4.24 1594 kg kütleli test aracı A ile deneysel veriler.....	64
Şekil 4.25 Test aracı A ile kütle değişimlerine göre ortalama ivme değerleri... ..	65
Şekil 4.26 1419 kg kütleli test aracı A'ya ait ivme grafiği.....	65
Şekil 4.27 1504 kg kütleli test aracı A'ya ait ivme grafiği.....	66

Şekil 4.28 1594 kg kütleli test aracı A'ya ait ivme grafiği.....	67
Şekil 4.29 1450 kg kütleli test aracı B ile deneysel veriler.....	68
Şekil 4.30 1535 kg kütleli test aracı B ile deneysel veriler.....	69
Şekil 4.31 1625 kg kütleli test aracı B ile deneysel veriler.....	70
Şekil 4.32 Test aracı B ile kütle değişimlerine göre ortalama ivme değerleri ...	71
Şekil 4.33 1535 kg kütleli test aracı B'ye ait ivme grafiği.....	71
Şekil 4.34 1630 kg kütleli test aracı B'ye ait ivme grafiği.....	72
Şekil 4.35 1720 kg kütleli test aracı B'ye ait ivme grafiği.....	73
Şekil 5.1 Ortalama ivme kabul ve sınır değerleri.....	75



ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 2.1 Tüketiciler açısından otomobilde konfor kriterinin önemi	10
Çizelge 2.2 Tüketiciler açısından otomobilde güvenlik ekipmanlarının önemi.....	10
Çizelge 3.1 Test aracı B teknik özellikler	32
Çizelge 3.2 Test aracı A teknik özellikler	33
Çizelge 3.3 HVM 100 teknik özellikler	35
Çizelge 3.4 Ped ivmeölçer teknik özellikler.....	36
Çizelge 3.5 Blaze programında semboller	37
Çizelge 5.1 Ortalama ivme değerlendirmesinde önerilen sınır değerleri.....	75
Çizelge 5.2 İki farklı binek araçta kütle değişimlerine göre ortalama ivme değerleri ...	76

1. GİRİŞ

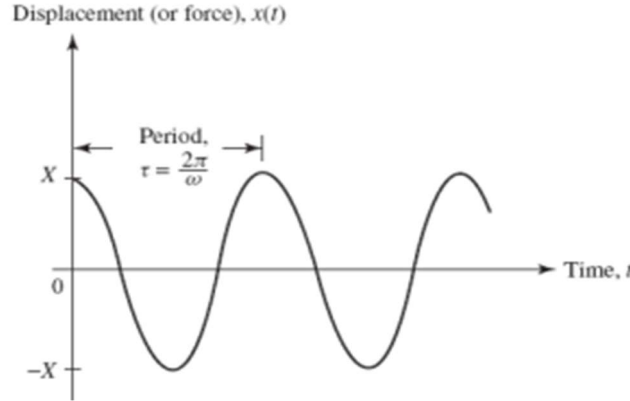
Binek araçlar geçmişten günümüze insanların ulaşım ihtiyaçlarını kolaylaştırmak amacıyla üretilmiştir. Her ne kadar 19. Yüzyıldan sonra tam olarak hayatımıza girmeye başlasa da tarihsel olarak 18. Yüzyıl sanayi devrimi itibariyle üretimine başlanmıştır.

Türkiye Cumhuriyeti Motorlu Taşıtlar Vergisi Kanununa göre 5035 sayılı Kanunla 01.01.2004 tarihinden itibaren geçerli olmak üzere yapılan tanımlamaya göre otomobil “Yapısı itibarıyla sürücüsü dâhil en çok sekiz oturma yeri olan ve insan taşımak için imal edilmiş bulunan motorlu araç” olarak tanımlanmaktadır. Türkiye Cumhuriyeti 6495 sayılı Karayolları Trafik Kanunu’nun tanımlamasına göre otomobil “Yapısı itibarıyla, sürücüsü dâhil en fazla dokuz oturma yeri olan ve insan taşımak için imal edilmiş bulunan motorlu taşıttır” ifadesiyle yer almaktadır. 2023 yılı itibariyle ülkemizde 2022 TÜİK verilerine göre otomobil sayısı 13 882 587 olup, araç üretim ve satış sayıları insanların daha güvenli ve daha konforlu araçlara sahip olma arzusunu ifade etmektedir. Binek araçların tercih edilme sebepleri arasında araç muayene sürelerinin ortalama 2 yıl, motorlu taşıtlar vergisinin diğer kara taşıtlarına göre düşük ve binek araçların yol tutuş özellikleri ve konforunun yüksek olması gibi etkenler belirleyici bir rol oynamaktadır.

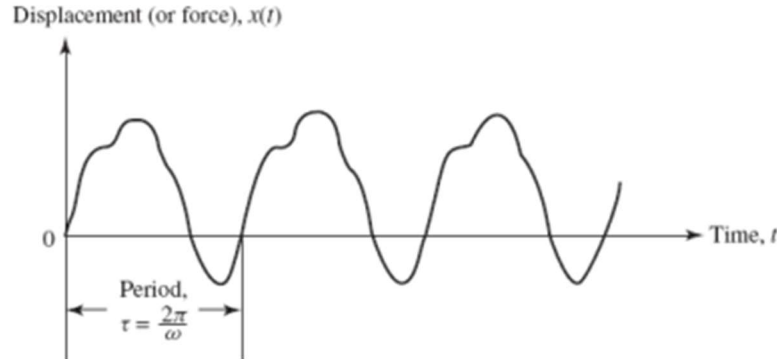
Bir binek araçta konfor, sürücü veya yolcunun en önemli kriterlerinden birisidir. Konfor hissinin yüksek seviyede tutulması üzerine birçok akademik çalışma bulunmaktadır. Bu çalışmalar matematiksel modelleme, fiziksel çalışmalar ve program üzerinden farklı hesaplar dikkate alınarak konfor hissi maksimum seviyeye çıkarılması için çalışmalar devam etmektedir. İlk üretilen otomobillerde konfor ve güvenlik yok denecek kadar azdır. Günümüz teknolojisinin hızlı gelişimi ile beraber minimum yakıt sarfiyatıyla maksimum verim elde etmenin yanında konfor ve güvenlik sistemlerinin geliştirilmesi üzerine çalışmalar da yapılmaktadır.

Bir aracın konfor hissi verebilmesi kişiden kişiye değişmekte olup, herkes için geçerli olabilecek belirli standartlar bulunmaktadır. Bunların bazıları araç direksiyonunun hafif ve rahat kullanılabilir olması, amortisör sisteminin yumuşak olması ve araç dışından gelebilecek sesler karşısında yalıtımlı olması söylenebilir. İnsanların otomobil tercihlerinde dikkat ettikleri özellikler üzerine 2014 yılında Hindistan da yapılan bir çalışmada para, emniyet ve sürüş konforunun dikkat edilen en çok üç özellik olduğu belirtilmiştir.

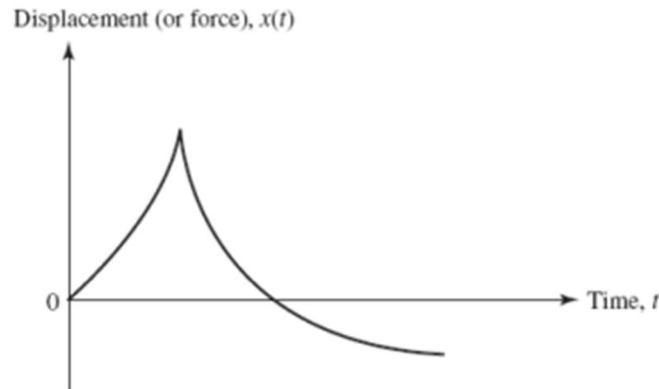
Titreşimlerin dinamik hareketin bir sonucu olup günümüzün her alanında karşımıza çıkmaktadır. Mekanik sistemlerde sorun olarak karşımıza çıkan titreşimin tamamen ortadan kaldırılması mümkün olmadığı için minimize edilmesi üzerine mühendislik çalışmalarına günümüz teknolojisi ile birlikte büyük bir ilgi gösterilmektedir. Titreşim cisimlerin denge konumlarına göre tekrarlama hareketi olarak ifade edilmektedir. Titreşimler Şekil 1.1’de basit harmonik hareket, Şekil 1.2’de periyodik hareket, Şekil 1.3’te geçici hareket ve Şekil 1.4’te uzun zamanlı periyodik hareket olarak görülebilmektedir.



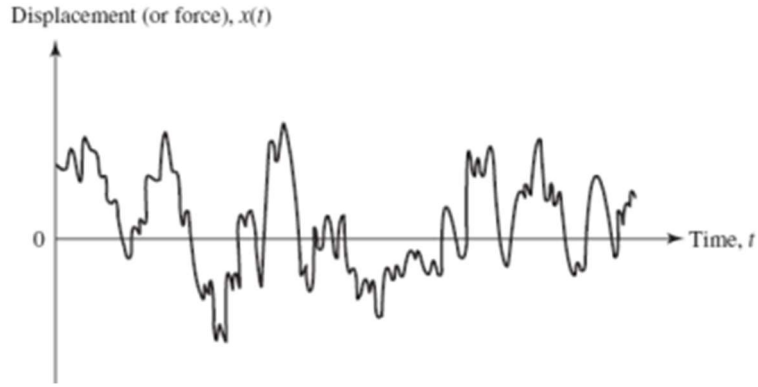
Şekil 1.1 Basit harmonik hareket.



Şekil 1.2 Periyodik hareket.



Şekil 1.3 Geçici hareket.



Şekil 1.4 Uzun zamanlı periyodik hareket (gelişigüzel).

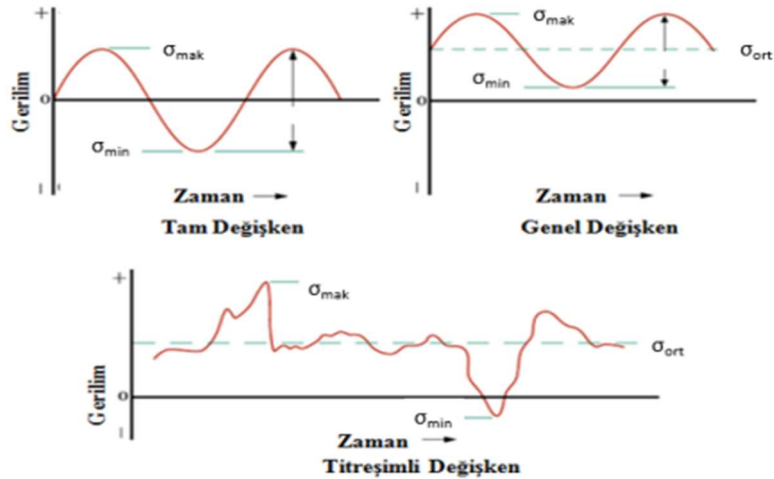
x : Bir periyodik harekette maksimum düzey genlik olarak tanımlanmaktadır.

f : Periyodik harekette birim zamanda içindeki titreşim sayısı olarak ifade edilmektedir.

ω : Hareketin birim zamandaki alınan yolun radyan cinsinden ifade edilmesidir.

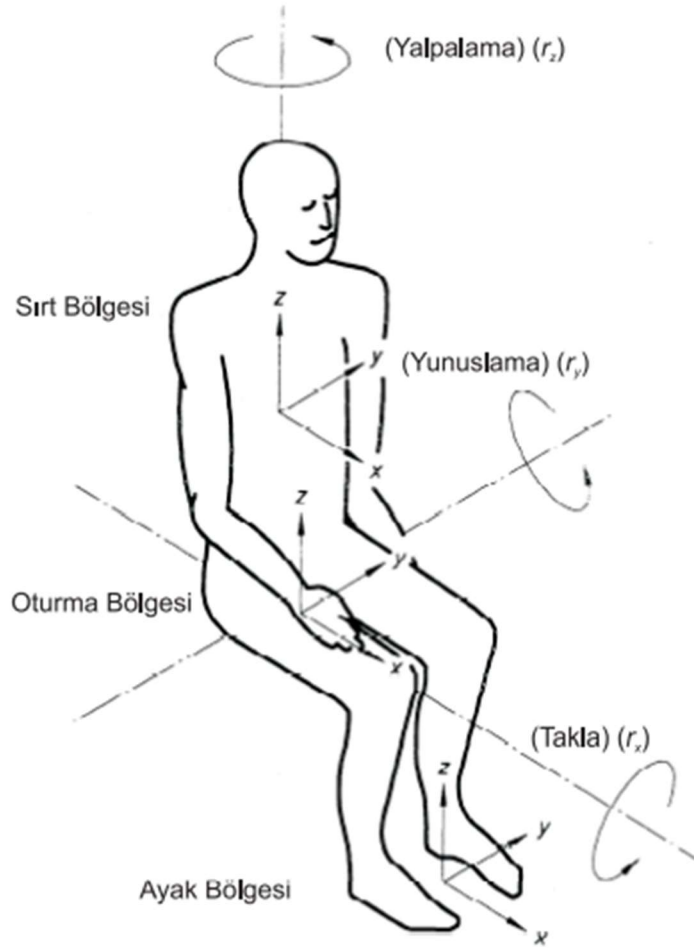
Mühendislik alanında titreşimlerin çözümü için sistem içerisinde bulunan parametrelere bağlı olarak analizler yapılmaktadır. Öncelikle titreşimin elemanları belirlenerek matematiksel model oluşturulmaktadır. Model ile birlikte titreşimi tanımlayan hareket denklemleri ve buna bağlı olarak deneysel ve programlar üzerinden cevaplar elde edilmektedir. Sisteme serbest cisim diyagramı, D'Alembert prensibi, Newton'un 2. yasası ve Langrange prensipleri uygulanarak hareket denklemleri oluşturulur. Bilgisayar destekli programlar ve fiziksel testler sonucunda genlik, hız, ivme vb. parametreler arasında bağlantılar ortaya konularak yorumlamalar yapılabilmektedir.

Binek araçta titreşime maruz kalan mekanik parçalarda titreşim süresi ile orantılı olarak gerilmeler altında yorulma olayı gerçekleşmektedir (Şekil 1.5).



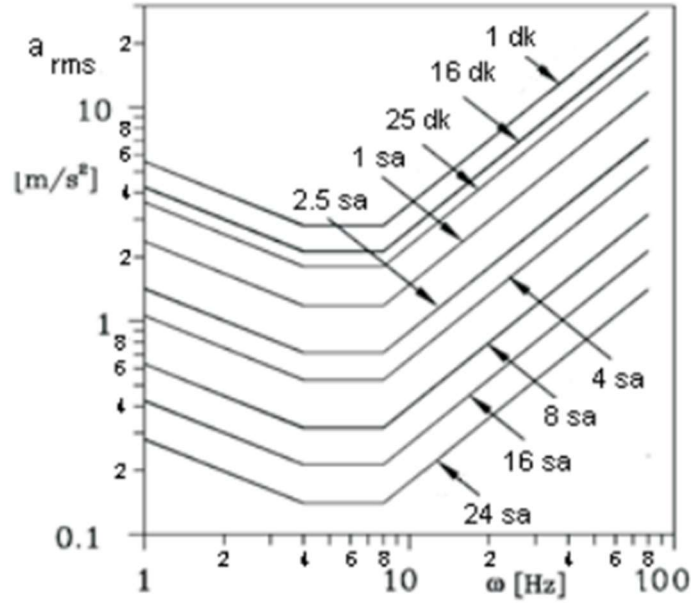
Şekil 1.5 Tam, genel ve titreşim değişkenli gerilmeler.

Araç sürüş esnasında sürücü direksiyon, koltukla temas eden sırt ve oturma bölgeleri ve ayak kısımlarından titreşime maruz kalmaktadır (Şekil 1.6). Oluşan titreşimlerin sürücü üzerinde az veya çok olması durumuna göre sürüş konforu kriteri değişebilmektedir. Uluslararası Standart Teşkilatı (ISO) tarağından sürüş konforu kriteri belirlenmiştir. Sürücü üzerine etki eden titreşimlerin 0.5 Hz – 80 Hz arasında olması durumunda konforsuzluk, 0.1 Hz – 0.5 Hz arasında olması durumunda ise yol tutmasına neden olacağı belirtilmiştir.



Şekil 1.6 Sürücü üzerinde oluşan titreşimlerin bölgeleri.

Seyir halindeki bir binek araçta yolcuların konforunu etkileyen birçok neden bulunmaktadır. Genel olarak yol yüzeyleri, araç yolcu kütlesi, araç hızı, süspansiyon sistemleri ve kullanılan malzemelerden kaynaklı titreşimler yolcunun hissetmiş olduğu konforu etkilemektedir. Meydana gelen titreşimler sürücüye taşıt gövdesinden ulaşır ve sürücüde ivme değerleri oluşturur. Sürüş indeksi hesabında sürücü üzerinde oluşan ivme değerlerinin ortalama karekök değeri (RMS) belirlenir. İvme değerlerinden grafik oluşturularak konforsuzluk hakkında yorumlama yapılmaktadır (Şekil 1.7).



Şekil 1.7 Sürücü üzerinde oluşan konforsuzluk eğrisi.

Titreşime farklı maruz kalma süreleri ile oluşan ivme değerleri üzerinden grafik elde edilerek yatay eksen frekansı, dikey eksen konforsuzluğu ifade etmektedir. 4-8 Hz frekans aralığında konforsuzluk rezonansın gerçekleşmesiyle rahatsız edici bir seviyede bulunmaktadır. Konforun artırılması için 15-20 Hz arası veya 4 Hz'den düşük titreşim frekans değerleri olması gerekmektedir.

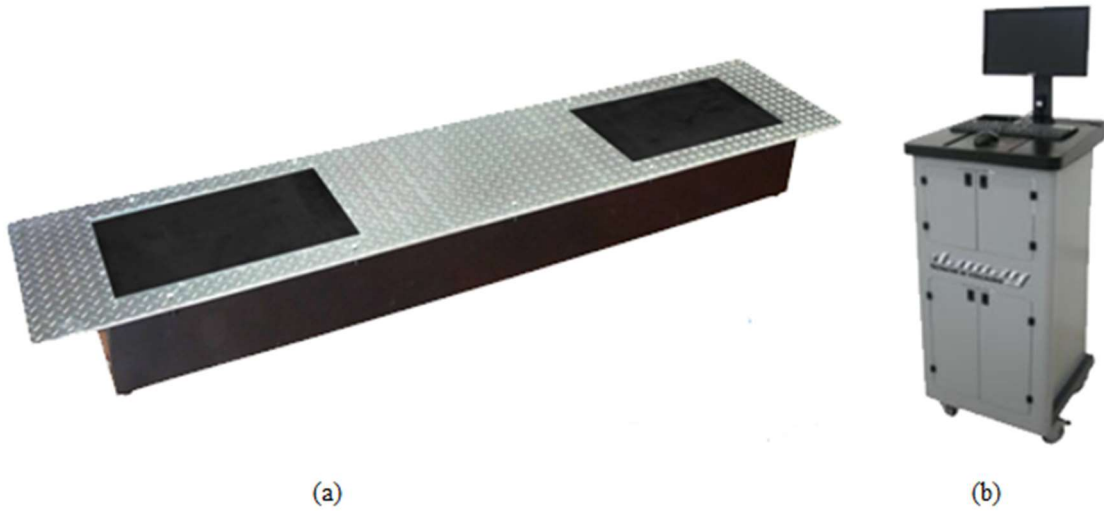
Araçlarda konforu etkileyen en önemli sistem süspansiyondur (Şekil 1.8). Binek araçlarda süspansiyon her aracın ayırt edici özelliklerini belirleyen yeterli yol tutuş davranışı ve konforu elde etmek için gerekli olan sistemdir. Günümüzde süspansiyon sisteminin maksimum performansa sahip olması ve yolcular tarafından algılanan konfor hissinin maksimum düzeyde sağlanması önem arz etmektedir.



Şekil 1.8 Bir araçta örnek süspansiyon sistemi.

Araçlardan ve yol durumundan kaynaklı titreşimleri en aza indirmek için farklı tasarımlarda süspansiyon sistemleri mevcuttur. Süspansiyon sistemi, bu titreşimlerin sebep olduğu gövdedeki gerilmeleri, ivmeleri, tekerlik yükü salınımlarını ve sürücü rahatsızlığını minimize ederek sürücü konfor seviyesini artırmaktadır. Her ne kadar aracın fiziksel özelliklerinde gelişim görülse de dış etkenlerden kaynaklı sorunlarında düzeltilmesi gerekmektedir. Yolların ve sürüş yüzeylerinin sağlam muhafaza edilmesi, yüzey titreşimlerinin etkisini azaltmak için sürücü üzerinde sürüş tekniği eğitiminin verilmesi ve kötü zeminler için uyarıcı işaretler konulması araçta titreşimleri azaltacak dış etkenler olarak görülmektedir.

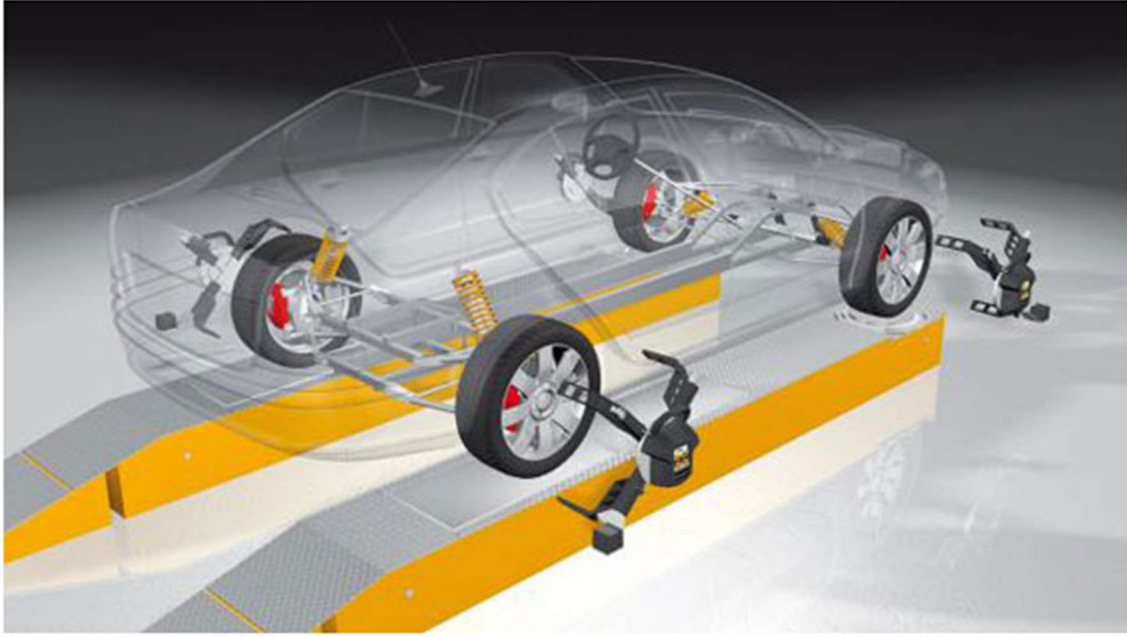
Araçların süspansiyon sisteminde kullanılan malzemeler maruz kaldıkları mekanik ve fiziksel etkiler sonucunda deformasyona uğramaktadır. Ayrıca süspansiyon sisteminin belirli bir süre kullanımı sonucunda yay ve amortisörlerin özelliklerini kaybetmesiyle araçta konfor hissinde azalma yaşanmaktadır. Süspansiyon sisteminin çalışma performansı ve araçta bulunan 4 süspansiyon sistemine süspansiyon test cihazı ile ölçüm yapılarak kullanım ömürleri belirlenmektedir. Amortisör test cihazı ile tekerlekler test plakaları üzerinde yürütülerek amortisörlerin darbe emme verimliliği incelenmektedir (Şekil 1.9a). Test işlemi süresince sol ve sağ tekerleklere vibrasyon şeklinde darbeler uygulanarak saniyelik işlemler kayıt altına alınmaktadır (Şekil 1.9b).



Şekil 1.9 (a) Amortisör test cihazı.

(b) Test sonuçlarının bilgisayar programı ile grafik ve dijital olarak elde edilmesi.

Test sonuçlarına göre emme derecesinin yüksekliği amortisörün verimliliğini göstermektedir. Bir binek aracın süspansiyon sisteminin verimliliği ayrı ayrı ölçülebildiği gibi 4 amortisör birden de verimlilik ölçümü yapılmaktadır (Şekil 1.10).



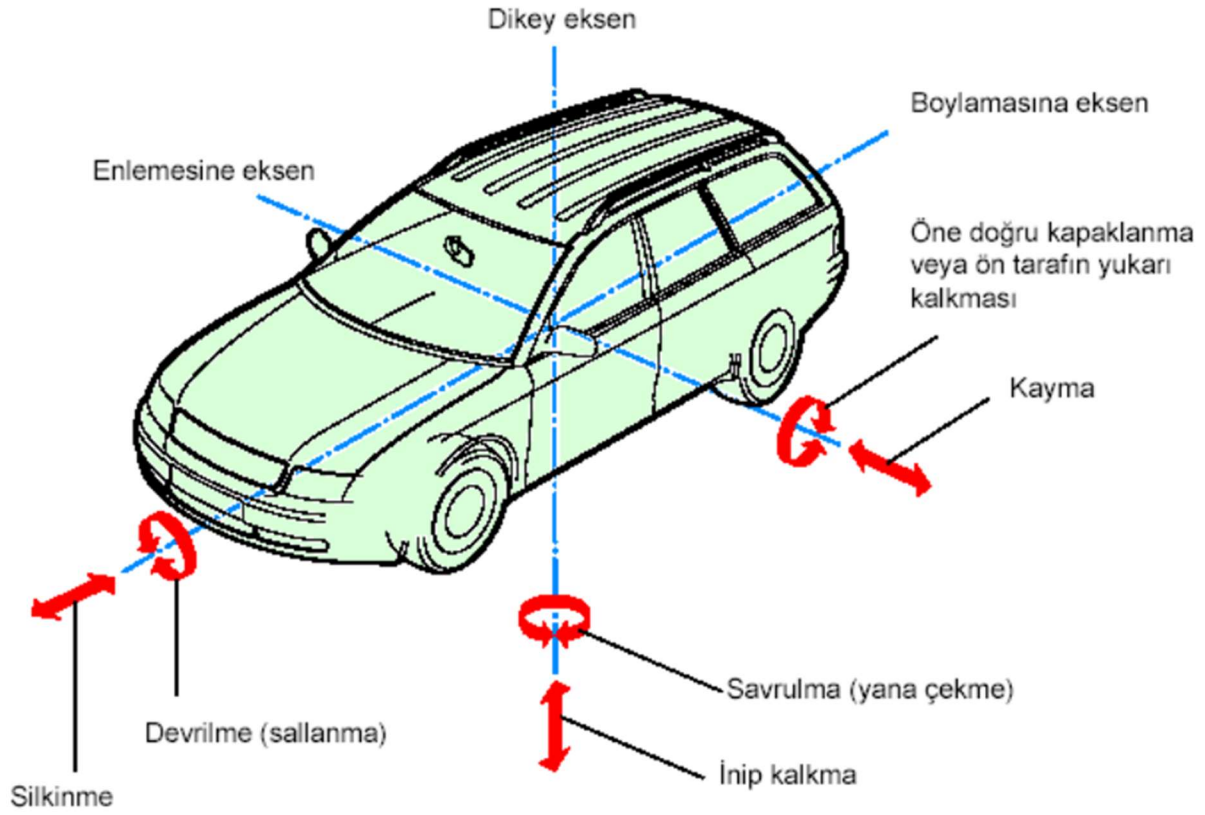
Şekil 1.10 Örnek bir aracın süspansiyon sistemi verimlilik ölçümü.

Araçlarda kullanılan süspansiyon sisteminin ilk örnekleri 17. yüzyılda metal yayların kullanılmasıyla başladığı söylemek mümkündür. Teknolojinin gelişmesiyle birlikte farklı tasarımlar karşımıza çıkarak aktif süspansiyon sistemini ortaya çıkarmıştır. Aktif süspansiyon sistemi ilk olarak 1983 yılında Formula 1 araçlarında kullanılmıştır. Bu süreçte üretim maliyeti nedeniyle ilk başlarda her araçta karşımıza çıkmasa da üretim maliyetlerinin azalması ve kullanıcı talepleri doğrultusunda günümüzde binek araçlarda kullanılmaya başlanmıştır (Şekil 1.11).



Şekil 1.11 Aktif süspansiyon sisteminin binek araç üzerindeki yeri (MEB 2013).

Araçlar statik ve dinamik hareket halinde iken sürekli yer değiştirmelere maruz kalmaktadır (Şekil 1.12). Süspansiyon sistemi araç ile yol arasında teması sağlayan tekerleklere bağlı olarak görevini yapmaktadır. Araçlarda oluşan titreşimler konforun azalmasına ve insanlar üzerinde kol, bacak, baş, omurilik vb. bölümlerinde ağrılar meydana getirmektedir. Hareket halindeki araçta yolun çukuru, tümsekleri ve pürüzlülüğü karşısında oluşan titreşimler süspansiyon sistemi tarafından sönmülenererek aracın mekanik parçalarının korunması ve sürüş konforu sağlanmaktadır. Günümüzde araçlar üzerine hem deneysel hem de bilgisayar analiz programları ile modelleme yapılarak insanların sürüş güvenliği ve konforunu artıracak sistemler için çalışılmaktadır.



Şekil 1.12 Hareket halinde araçta oluşan yer değiştirmeler (Oyder 2015).

Nozaki vd. (1999), süspansiyon sistemi elemanlarından amortisör ve yaylar için araçtan söküm işlemi olmadan sönmülleme oranlarını ve yay sabitini belirleyebilen cihaz geliştirerek yay ve amortisör seçimini kolaylaştırıcı bir çalışma gerçekleştirmişlerdir.

Eaton (2003), çalışmasında otobüslerde dümenleme sistemi üzerinde üç eksenli ivmeölçer ile el, kol ve vücut titreşim ölçümleri yapılmış ve değerlendirilmiştir.

Lee ve Moon (2004), araçlarda amortisör performansını analizi üzerine dinamik model kullanarak sert ve yumuşak sönümlleme durumlarına göre oluşturulan DSSA (displacement-sensitive shock absorber) modeli sonuçlarına göre sürüş konforunun değişimini irdelenmiştir.

Sezgin (2009), otomobillerin belirli hız altında yol profilinden kaynaklı sürücü ve yolcularda oluşan titreşimleri ISO ile karşılaştırıp sürüş titreşimlerinin insana olan etkisini araştırmıştır.

Kim M.S. vd. (2011), farklı iki binek araç için çeşitli yol yüzeylerinde ve farklı hızlar altında araç sürüş konforunun değerlendirilmesi üzerine yaptığı çalışmada sürücü üzerinde oluşan ivme değerleri ISO'ya göre karşılaştırılarak yorumlanmıştır.

Mitra vd. (2016), Sürüş konforunun artırılması için 4 serbestlik dereceli çeyrek bir araç modeli oluşturarak matematiksel model ile modal analizini yapmıştır. Sürüş konforunu etkileyen parametreleri belirlemiştir.

Maioh (2007), uzun süreli titreşime maruz kalan kişilerde eklem ağrıları, bel ağrıları gibi rahatsızlıklar görüldüğünü ve buna bağlı olarak da psikolojik ve sosyolojik rahatsızlıklarında başlayabileceği belirtilmiştir.

Anandan ve Kandavel (2020), 14 serbestlik dereceli yarım araç modeli önermiş ve sürüş konforunun artırılması için aktif süspansiyon sistemi üzerin çalışma yapılarak sürüş güvenliği ve sürüş konforunda artış olduğunu göstermişlerdir.

Bu tez çalışmasında binek araçlarda kütle değişiminin süspansiyon sistemi vasıtasıyla sürücü ve yolcular üzerindeki konfor etkisi üzerinde durulmuştur. İlk kısımda tezin kapsamı hakkında ön bilgi ve konu ile ilgili literatür çalışmalarından bahsedilmiştir. İkinci kısımda süspansiyon sistemine değinilmiş ve araç için matematiksel model oluşturulmuştur. Son kısımda ise farklı marka modele ait 2 araç için aynı test şartlarında kütle değişimleri yapılarak titreşim ölçüm cihazı ile toplamda 12 adet deneysel bulgular elde edilmiş olup sonuçlar üzerinden ortalama ivme değerleri karşılaştırılmıştır.

2. LİTERATÜR BİLGİLERİ

Binek araçların konforunu artırmaya dair çok sayıda yayın yapılmıştır. Genel olarak süspansiyon sistemi ve sürücüye iletilen titreşimlerin sönümlemesi üzerine çalışmalar yapılmıştır. Otomotiv sektörü sürekli gelişime açık olduğundan bu tarz çalışmalar araç konforu ve güvenilirlik açısından devam edecektir. 2018 yılında tüketicilerin otomobil satın alırken konfor kriterinin kendileri açısından ne kadar önem arz ettiğini gösterir araştırma Çizelge 2.1’de gösterilmiştir.

Çizelge 2.1 Tüketiciler açısından otomobilde konfor kriterinin önemi.

Konfor özellikleri benim için önemlidir	Sayı	Yüzde (%)
Kesinlikle katılmıyorum	20	5,0
Katılmıyorum	46	11,5
Kararsızım	55	13,8
Katılıyorum	189	47,3
Kesinlikle katılıyorum	90	22,5
Toplam	400	100,0

Araştırma sonuçları incelendiğinde ankete katılanların % 69,8’lik kısmının otomobilin konfor özelliklere dikkat edildiği görülmektedir. Ayrıca otomobillerde konforun yanı sıra sürüş güvenliği ve araç güvenliği gibi özelliklere de dikkat edilmektedir. Otomobillerde güvenlik üzerine yapılan bir diğer araştırma ise Çizelge 2.2’de gösterilmiştir.

Çizelge 2.2 Tüketiciler açısından otomobilde güvenlik ekipmanlarının önemi.

Güvenlik ekipmanları benim için önemlidir	Sayı	Yüzde (%)
Kesinlikle katılmıyorum	14	3,5
Katılmıyorum	36	9,0
Kararsızım	42	10,5
Katılıyorum	175	43,8
Kesinlikle katılıyorum	133	33,3
Toplam	400	100,0

Yapılar araştırma sonucunda insanların % 77,1’lik kısmının araçta güvenliğe dikkat ettiğini

göstermektedir. İki araştırma birlikte incelendiğinde ise insanların % 69,8-77,1 oranı bir otomobilde güvenlik ve konfor hissini ne kadar önem arz ettiğini gösterdiğini söylemek mümkündür.

Günümüzde binek araçların üretim aşamasında araca ait birçok özellikte gelişim yaşanmaktadır. Bu özelliklerin başında araç konforu ve aracın sürüş güvenirliliği gelmektedir. Süspansiyon aracın konforu belirleyen en önemli sistemdir. Bir binek aracın süspansiyon sistemi üzerinde deneysel ve matematiksel analizi yapılmıştır. Analiz için binek ve hafif ticari araçların ön süspansiyon sisteminde kullanılan bağımsız süspansiyon çeşidi olan MacPherson tip süspansiyon sistemi üzerinden MATLAB/simulink programı ile bir mekanik problemin çözümünde kullanılan yasalar ile modelleme üzerinden aracın yol yüzey durumlarına göre verilen tepkiler karşılaştırılarak sonuçlar elde edilmiştir. Fiziksel ve modelleme yöntemleri kullanılarak yapılan analiz sonucu binek aracın süspansiyon sisteminde yay ve sönümleme katsayı bulguları karşılaştırılmıştır (Okuturlar 2018).

Bir aracın süspansiyon sistemi, ön tekerlekler ve direksiyon sistemi arasındaki bağlantıların karakteristik özellikleri arasında inceleme yapılmıştır. Aracın hareket halinde sürücü konforunu ve güvenirliliği dikkate alındığında optimum bir sürüş için farklı süspansiyon sistemleri arasında karşılaştırma yapılmış ve birden çok süspansiyon sistemi için hangi karayolu taşıtlarına uygun olabileceği sonucuna ulaşılmıştır (Putgül 2016).

Karayolları taşıtlarının insan hayatında ulaşım ve yük taşıma konusunda seyahat sürelerini kısalttığı olumlu yanları olurken trafik kazaları, sürüş konforundaki olumsuzluklar ve insan sağlığına olumsuz etkileri de görülmektedir. Yol yüzeyi (kasis, çukur vb.) ve süspansiyon sistemi malzeme kalitesi ve bakımı gibi durumların araçtaki sürücüye ve yolculara olumlu/olumsuz etkileri olmaktadır. Bilgisayar programları üzerinden yapılan modelleme de yol yüzeylerinin araçta meydana getirmiş olduğu titreşimlerin araç sürücü ve yolcu üzerinde sonuçları incelenmiştir. Yapılan modellemeye ek olarak sürücü koltuk sistemi de analiz edilerek karşılaştırma yapılmıştır. Çalışmalarda araç hareket ve yol yüzey durumlarına göre fiziki kurallar sonucu oluşan genlik ve sürücü üzerinde meydana gelen ivme değerleri karşılaştırılarak araç konforunda gelişimin olabileceği sonucuna ulaşılmıştır (Türkkan 2014).

Taşıtların hareket halinde maruz kaldıkları titreşim sonucu sürücü ve taşıt üzerinde etkileri görülmektedir. Titreşimlerin sürücüye minimum düzeyde iletilmesini sağlayan süspansiyon

sistemi çeşitlerinden bir tanesi üzerinde modelleme yapılarak farklı şartlar altında sonuçlar elde edilmiştir (Kılıç 2012).

Süspansiyon sistemleri günümüz teknoloji ile gelişmeye devam etmektedir. Öncelikle matematiksel model ve sonrasında fiziksel modeller oluşturularak daha net sonuçlar elde edilmektedir. Yapılan bu çalışmada öncelik olarak süspansiyon sistemi elemanlarının daha iyi bir sönümler yapabilmesi üzerinde çalışma yapılmıştır. Aynı şartlar altında bilgisayar programları ile simülasyon yapıp fiziksel model üzerinden elde edilen değerler ile karşılaştırma yapılarak sonuçlar elde edilmiştir. Sonuçların yol yüzeyinden kaynaklanan etkisi ve araç konforunda meydana gelen değişimi dikkate alınarak bir değerlendirme yapılmıştır (Emekli 2008).

Bir binek araçta süspansiyon sistemindeki sönümler belirli şartlar altında analizi yapılabilmektedir. Yapılan çalışmada yol yüzeyleri aynı kalarak araç hızında değişim yapıp sönümler etkisinin değişimi belirlenmeye çalışılmıştır. Sürücü üzerinde süspansiyon sistemi elemanlarından amortisörün vermiş olduğu tepkiler HVM 100 titreşim ölçüm cihazı kullanılarak sayısal veriler ve grafik olarak elde edilmiştir. Araç hızı artırılarak sönümlerinin sürücü üzerindeki etkisi ivme değeri olarak ölçülüp yorumlanması yapılmıştır. Titreşimin sönümlenmesine araç hız değişimi, yol yüzeyleri ve iki farklı aracın değerlerinde benzerlik olmadığı sonucuna ulaşılmıştır (Akdemir 2014).

Bir araçta konfor hissinin değeri günümüzde araç satışlarında yaşanan talep ile görülmektedir. Araçların tercih edilme sebeplerinin en başında sürüş güvenliği ve sürüş konforu gelmektedir. Araçlarda süspansiyon çeşitlerinin tasarımının farklı olmasında araçların kullanım alanları, taşıdıkları yük miktarları ve yol pürüzlülüğü gibi kriterler belirleyici rol oynamaktadır. Yapılan bu çalışmada bir yük taşıyıcı karayolu taşıtında yol durumundan kaynaklı titreşimlerin etkisi analiz edilmiştir. Bilgisayar tasarım programları ile farklı modellemeler yapılarak sönümler sistemlerinin titreşimi absorbe etme dereceleri incelenmiştir. Elde edilen veriler karşılaştırılarak yapılan modellemeler hakkında bir sonuca ulaşılmıştır (Güneşer 2016).

İnsanların araçlardan performans ve konfor beklentisi gün geçtikçe artmaktadır. Günümüzde otomotiv sektörü talepleri karşılamak için çalışmalarına devam etmektedir. Konfor, insanların araç seçiminde belirleyici en önemli parametrelerden birisi olarak gösterilmektedir. Sürüş

güvenliği, süspansiyon sistem performansının yüksek olması ve motor çalışma sesinin düşük olması insanların araç üzerinde dikkat ettiği hususlardan bazılarıdır. Karayolu taşıtlarında araç içi sesler üzerine yapılan bu çalışmada sesin kaynaklarının belirlenmesi ve minimize edilmesi üzerinde durulmuştur. Sesi oluşmasında birçok etken olduğu ve bu etkenlerin geçmişten günümüze doğru bir gelişim içinde olduğu görülmektedir. Ses üzerine deneysel olarak bir karayolu taşıtında veriler elde edilmiş olup bu verilerin yorumlanması yapılmıştır (Ertuğrul 2013).

Gelişen teknoloji ile beraber otomotiv firmaları araç iç ve dış tasarımları, hybrid sistemli motorlar, düşük yakıt tüketimi, konfor ve güvenlik açısından geliştirmişlerdir. Özellikle titreşim konusunda yapılan çalışmalar artırılmış ve konfor seviyesinin yükseltilmesi amaçlanmıştır. Araç ağırlık ve hız artışlarında sürücüye gelen etkileri azaltmak için süspansiyon sistemleri çalışmalar devam etmektedir. Yapılan bu çalışmada, yol yüzeylerinden kaynaklı titreşimlerin araç üzerindeki etkisinden bahsedilmiştir. Otomatik kontrol sistemleri ile yapılan bu araştırmada sürüş konforunun artırılması ve araç titreşiminin azaltılması üzerinde elde edilen sonuçlar incelenmiş ve yorumlanmıştır (Karaman vd. 2017).

Bir şehir içi taşıtı hareket halinde titreşimlere maruz kalmaktadır. Süspansiyon sistemindeki farklılıklar araç konforunu etkilemektedir. Taşıta kütle artışı yapılarak konfor durumundaki değişiklik takip edilmektedir. Bu çalışmada kütle değişimleri için modelleme yapılarak süspansiyon sistemindeki etkileri analiz edilmiştir. Kütle artışında verilerin karşılaştırması yapılarak ideal sönümlemenin yapıldığı model belirlenmiştir (Palermo 2009).

Teknolojinin gelişmesiyle beraber araçlarda yaşanan sorunlar için modelleme, bilgisayar destekli programlar ve nümerik analizler ile çözümler üretilmektedir. Karayolunda araçtan ve yol yüzeyinden kaynaklı sorunlar sürücüde ve araçta mekanik titreşim olarak yansımaktadır. Dinamik hareketin etkisiyle titreşim araçta dikkate alınması gereken en önemli problemlerden biridir. Yapılan araştırmada araçtaki titreşim analizi farklı türlerde modellemeler yapılarak sonuçlar elde edilmiştir. Sayısal veriler ve grafik analizleri ile titreşimin sebepleri ve sonuçları irdelenmiştir (Bayrakdar 2010).

Dinamik hareketin etkisi altında bulunan bir karayolu taşıtının konforunu etkileyen yol yüzeyinin durumunun araçta oluşturduğu titreşimin incelenmesinin gerekliliğinden bahsedilmiştir. Bir çeyrek araç ve iki serbestlik dereceli sistem tasarlanarak fiziki yasalar ve

matematiksel hesaplamalar kullanılarak modelleme oluşturulmuştur. Altı farklı yol durumu üzerinden yapılan araştırmada frekans, kök şer eğrisi ve routh dizini elde edilmiştir. Bilgisayar programı kullanılarak modelleme sonuçları irdelenmiştir (Çakan 2013).

Karayolunda uzun süreli seyahatler sonucu sürücü ve yolcularda rahatsızlık meydana gelmektedir. Yol yüzeylerinden ve aracın hareket halinde oluşan titreşimlerin etkisiyle günümüzde otomotiv sektörü bu sorunların çözümü üzerine ağırlık vermiştir. Süspansiyon sistemi bu titreşimlerin sönümlemesini uygun bir şekilde yapması için en olumsuz yol şartları dikkate alınarak tasarlanmaktadır. Matematiksel modelin oluşturulmasıyla bilgisayar programında analiz yapılmıştır. Yapılan analiz sonucunda tümsek ve çukur yol durumlarında sönümlemenin aynı derecede yapıldığı sonucu elde edilmiştir. Sönümlemenin artırılmasındaki maliyet sorunun çözüldüğü durumlarda konfor şartlarının ideal görülmektedir (Er vd. 2006).

Taşıtlarda motor sesi ve motorun oluşturduğu titreşimler sürücü konforunu etkilemektedir. Titreşimlerin sönümlemesi için motor sisteminde sönümleyici elemanlar görev almaktadır. Yapılan çalışmada motor titreşimlerinin sönümleyici için modal analiz ve sonlu elemanlar metodu kullanılmıştır. Modal analiz ile sönümleyicilerin doğal frekansı belirlenmiş ve sönümleyici elemanların geçirgenlik değerleri ile karşılaştırma yapılmıştır. Bir askeri araç üzerinde yapılan testler sonucunda meydana gelen titreşimin kaynağının şanzıman çıkışta olduğu tespit edilmiştir. Çalışmada titreşim için çözüm önerileri sunulmuştur (Şenveli 2018).

Karayolunda seyir halindeki bir araçta motor ve diğer mekanik sistemlerin çalışmalarından kaynaklı titreşimler oluşmakta ve bunlara ek olarak da yol yüzeyinin neden olduğu titreşimler meydana gelmektedir. Uzun süreli seyahatlerde oluşan bu titreşimlerin sönümlemesi otomotiv sektöründe mühendislerin konfor ve güvenlik sorunlarının çözümünü hızlandırıcı noktaya taşınmaktadır. Bu çalışmada aktif süspansiyon sisteminin çeyrek araç modeli üzerinde şasi ve aks arasına elektrohidrolik aktuatörün üreteceği kontrol kuvvetin simülasyonu yapılmıştır. Kontrolcüsüz sistemin sönümleme etkisini normal süreden daha uzun olduğu görülmüştür. Durum geri beslemeli kontrol uygulandığında yol bozucu girişi karşı sistem genliğini azaltarak hızlı bir şekilde cevap verdiği ve gözleyici optimal kontrol durumunda ise yol bozucuya karşı aşım az ve sönümlemenin hızlı gerçekleştiği görülmektedir (Özdemir vd 2013).

Hareket halinde bir araçta oluşan titreşimler araçta mekanik yorulma sebep olmaktadır.

Süspansiyon sistemin titreşimlerin sönümlenmesinde görev yaparak araç konforunun artırılmasında görev almaktadır. Süspansiyon sisteminin yol yüzeyinde bulunan kasislerden geçiş durumunda sönümlemenin analizi üzerine test çalışmaları yapılmıştır. HVM 100 cihazı ile araçta meydana gelen titreşimin genlik ve ivme değer ölçümleri üç farklı hız altında yapılmıştır. Yapılan araştırmada hız değerlerinin değişiminde sönümlemenin değiştiği ve sürücüde oluşan etkileri tespit edilmiştir. Sayısal verilerin elde edilmesi ve grafik yöntemiyle yapılan analizler sonucunda aracın kasisten geçerken hızını artırdıkça genliğinin düştüğü gözlemlenmiştir. Aracın hız değişimleri, küte değişimleri ve süspansiyon sistemiyle ölçülen ivme ve genlik değerleri ile bağlayıcı olduğu görülmüştür (Dahil 2017).

Süspansiyon sisteminin geliştirilmesi ve araç konforunun artırılmasına yönelik çalışmalar devam etmektedir. Bu tezde süspansiyon sisteminin bilgisayar tasarım programında modellenmesi yapılmıştır. Modelleme içerisinde süspansiyon sistemine yük artışı, darbe ve ani duruş üzerinde analizler uygulanmıştır. CATIA ve ANSYS programları ile yapılan hareketlendirmeler ile ulaşılan sonuçlar karşılaştırılmıştır. Çalışma sonucunda yapılan tasarımın uyumlu olduğu görülmüştür (Baysal 2019).

Araçlar hareket halinde yol yüzey durumlarından gelen davranışlar karşısında süspansiyon sisteminde yapılacak tasarımlar ile ideal bir sönümlmeye ulaşacaktır. Bu çalışmada süspansiyon sistemi üzerine araştırma yapılmıştır. Sonlu elemanlar metodu kullanılarak araçta oluşan titreşimlerin analizi üzerinde durulmuştur. Süspansiyon sisteminin sönümleme elemanlarını etkileyen parametreler belirlenmiştir. Optimum sönümleme yapılabilmesi için parametre değerlerinde değişim yapılarak test aşamaları tekrarlanmıştır. Verilerden süspansiyon sisteminin performans artırımının yapılabileceği sonucuna ulaşılmıştır. Yapılan araştırmada süspansiyon sistem elemanlarının titreşimi absorbe etme özelliğinin artırılması ve araçta konfor hissinin yükseltilmesi üzerine yapılmış ve belirtilen kriterlerin geliştirilmesinin mümkün olduğu sonucuna ulaşılmıştır (Ölçeroğlu 2011).

Taşıtlarda dinamik hareketin etkisiyle oluşan titreşimlerin insan vücudunda yansımaları görülmektedir. Uzun seyahatler sürecinde el, kol ve vücut ağrıları yaşanmaktadır. Bu sebeple araçta konforu etkileyen titreşimlerin incelenmesi ve titreşimlerin insanüstünde etkilerini gösteren çalışmada bir araç ve sürücü modeli oluşturulmuştur. Hız değişimleri ve yol kasis geçişleri için araçta oluşan titreşimler ve etkileri incelenmiştir. Fiziksel ve matematiksel model oluşturularak Bilgisayar programları yardımıyla çözümler elde edilmiştir. Yapılan

çalışmada hız değerinin arttığı durumlarda oluşan titreşimin sürücü üzerinde etkisinin azaldığı ve konfor hissinin arttığı sonucuna ulaşılmıştır. Araç hızı artırıldığında süspansiyon sistemi elemanlarının titreşimleri absorbe etme derecesinin arttığı ve sürücüde meydana gelen ivme değerinde azalma olduğu gözlemlenmiştir. Yol kasislerden geçişte ise titreşim değerinin arttığı buna bağlı genliğin arttığı görülmüştür (Yanıkören vd. 2020).

Süspansiyon sistemi araçların hareket halinde yol tutuşunu ve konfor düzeyini belirlemektedir. Araçta oluşan titreşimleri yutan ve rahat bir yolculuk yapılmasını sağlayan süspansiyon sistemi için günümüz otomotiv sektörü tarafından geliştirme çalışmaları devam etmektedir. Yapılan çalışmada süspansiyon sisteminde sürücü konforunun artırılması ve optimum sönümlemenin belirlenmesi üzerine yaylı ve yaysız kütleler ile modelleme yapılarak MATLAB programında sonuçlar incelenmiştir. Özellikle yol yüzeyinden kaynaklı titreşimlerin konforu etkileyen en olumsuz parametre olduğu belirtilmiştir. İki serbestlik dereceli araba modeli ile MATLAB programında ivme değerlerine ulaşılmıştır. Yaylı kütlelerin her bir artışında optimum sönümleme değerinin arttığı ve sürücüde ivme değerlerinde değişim olmadığı gözlemlenmiştir. Yaysız kütle artışlarında ise optimum sönümleme değerinin değişmediği ve sürücü ivme değerleri değiştiği sonucuna ulaşılmıştır. Yapılan bu çalışma tam serbestlik dereceli model için analiz yapılabileceği görüşü belirtilmiştir (Yudianto at all 2018).

Araçlarda titreşim sürekli karşılaşılan bir problemdir. Araçtan ve yol durumundan kaynaklı oluşan titreşimlerin sönümlemesinde süspansiyon sistemi üzerinde bu çalışmada araçta titreşim sönümlemesi üzerinde durulmuştur. Aracın ön ve arka süspansiyon sisteminin analizi için yarım taşıt modeli oluşturulmuştur. Dört serbestlik derecesi ile oluşturulan sistemin hesaplamaları için Modal analiz yöntemi kullanılarak matematiksel ifadeler ile titreşimlerin çözümlenmesi yapılmıştır. Modelleme üzerinde kütle artışları yapılarak sonuçlar irdelenmiştir. Kütle değişimlerinin araçta oluşturduğu genlik ve ivme değerlerinin değişimi sayısal ve grafik metodu ile açıklanmıştır. Bu çalışmada araçta kütle değişiminin titreşim genliklerinde ve ivme değerinde de azalmaya neden olduğu grafiklerden gözlemlenmiştir (Karabulut 2009).

Araçlarda karşılaşılan sorunların çözümü için modellemeler ve tasarım programları kullanılarak analizler yapılabilmektedir. Yapılan bu çalışmada öncelikle çeyrek taşıt modeli oluşturularak çıkan sonuçlar irdelenmiş ve deneysel düzenek ile beraber iki aşamalı bir

Çalışma yapılmıştır. Dört farklı kontrol sisteme altında oluşturulan modele yapılan analiz sonucu ivme ve genlik değerlerinin kontrol sistemlerinde nasıl sonuçlar verdiği gözlenmiştir. Araçta konforun, sürüş güvenliğinin ve aracın yol tutuşu hakkında kontrol sistemlerinde ideal sonuçlar çıkartılarak otomotiv sektörü için öneri olarak sunulabileceği kanısına ulaşılmıştır (Delen 2014).

Otomotiv sektörü süspansiyon sisteminde karşılaşılan sorunlara çözüm aramaya devam etmektedir. Bir araçta tüm özellikleri kusursuz yapmak pek mümkün değildir. Sistemler ve mekanizmalar birbirleriyle uyum içinde olduklarından birbirlerine karşı olumlu olumsuz farklılıklar olmaktadır. Bugüne kadar sürüş konforu ve süspansiyon sistemi konforu arasında uyumlu bir gelişimin olduğu görülmektedir. Bu çalışmada iki farklı süspansiyon sistemleri arasına matematiksel modelleme ve tasarım programları ile karşılaştırma yapılmıştır. Sönümleme elemanlarının performansları incelenmiştir (Bykrdek 2011).

Sönüm elemanlarından amortisör araçlarda darbe ve titreşimlerin şiddetini azaltan süspansiyon sisteminin en önemli parçalarından biridir. Amortisörlerin verimli çalışması araçta konfor seviyesini etkilemektedir. Bu çalışmada farklı türlerde amortisörlerin sönümleme etkisi deneysel olarak incelenmiştir. MATLAB/Simulink programı ile yapılan analizlerde farklı kullanım ömürleri kalan amortisörler karşılaştırılmıştır. Çalışmada amortisörlerinin kullanım mrlерinin azalmasıyla birlikte sönümlemenin yapılamaması sonucu genlik değerlerinde artışlar gözlenmiştir. Genlik değerinde artışlar incelendiğinde amortisörlerde aşınma ve içinde kullanılan akışkanda azalma olduğu görülmüştür. Simülasyon ile deneysel veriler arasında farklılar olduğu da çalışma da görülmektedir (Ergin 2006).

Araçlar hareket halinde bulundukları yol yüzeyinden, aracın lastik ve diğer özelliklerin etkisiyle titreşime uğrarlar. Titreşimin süspansiyon sistemi üzerinden insanlara etkisinin azaltılması mühendisliğin ve teknolojinin gelişmesiyle önemli ilerleme kaydettiği bilinmektedir. Bu çalışmada pasif ve yarı aktif süspansiyon sisteminin modellemesi yapılarak MATLAB programı üzerinden analizleri çıkarılmıştır. eyrek taşıt modeli oluşturulup bir matematiksel formül elde edilerek MATLAB programına aktarılmıştır. Yarı aktif süspansiyon sistemi sayısal verileri ve grafikleri incelendiğinde sürüş konforunda artışın olduğu ayrıca sürüş güvenliğinde düşüşün olmadığı bir performans görülmüştür. Çalışmada ivme ve genlik değerlerinde azalma olmaktadır (şengirgin vd.2000).

Süspansiyon sistemi hareket halinde bir taşıtta yol yüzeyinin tepkileri, ani frenlenme ve viraj da araç savrulmalarında oluşan titreşimler karşısında sönümleme yapmaktadır. Araçlarda oluşan titreşimlerin analizleri için çok sayıda serbestlik dereceli modelleme yapılarak sorunların çözümü için çalışmalar yapılmaktadır. Sistem elemanlarından amortisörler araçta oluşan ani darbe ve titreşimleri absorbe ederek konforlu bir sürüş imkânı sağlamaktadır. Teknoloji ile beraber araç üretimlerinde son yıllarda dinamik hareket halinde iken süspansiyon sisteminin iyileştirilmesine önem verilmiştir. Bu çalışmada titreşimin süspansiyon sisteminde sönümleme analizi üzerinde durulmuştur. Çalışmada taşıtların farklı hareket durumlarında yaylı ve yaysız kütlesi ile oluşan salınımlar yedi serbestlik derecesi ile modellenmesi yapılarak MATLAB/Simulink programı ile analizi yapılmıştır. Süspansiyon sisteminin sönümleme değeri artırıldığında titreşimlerin de aynı oranda absorbe edildiği gözlemlenmiştir. Sert bir süspansiyon sistemi kullanılması durumunda taşıtın hareket halinde yolda daha uyumlu bir davranış gösterdiği, sürücü konforunda ise azalmaya sebep olduğu tespit edilmiştir. Yumuşak bir süspansiyon sisteminde ise araç sürüş konforunun arttığı, aracın yoldaki davranışında ise olumsuzluklar yaşandığı görülmüştür. Çalışmada sönüm parametrelerinin karşılaştırması yapılmıştır (Sehoviç at all 2015).

Otomotiv sektörü son yıllarda sürüş konforu ve araç güvenliği de kapsayan süspansiyon sistemlerinin geliştirilmesi üzerine ağırlık verdikleri görülmektedir. Malzemelerin kullanım ömürleri dikkate alınarak yük altında çalışan süspansiyon sisteminde zamanla yorulma meydana gelmektedir. Dinamik yük ve sürekli oluşan titreşimler altında süspansiyon sistemi görevini tam yapamaz hale gelir ve bu durumda araçta konfor seviyesini etkilemektedir. Yapılan bu çalışmada BDM/CAE programları kullanılarak süspansiyon ve direksiyon sistemleri elemanlarının gerilmeler altında dayanma ömürleri analizi yapılmıştır. Oluşan titreşimler altında süspansiyon sisteminde konfor için sönümlemelerde azalma ve malzeme ömründe yorulmaya bağlı kırılmalar görüldüğü belirtilmiştir. Çalışmada analiz ile yapılan sistem elemanlarının malzeme ömürleri, Yorulma testleri ile karşılaştırıldığında sonuçların birbirleriyle uyumlu olduğu ve bilgisayar tasarım programları ile de değerlendirme yapılabileceği görülmüştür (Güvenç 2015).

Araçlarda süspansiyon sisteminde sürücü konforu ve sürüş güvenliği üzerinde olumlu gelişmeler devam etmektedir. Süspansiyon sistemli elemanlarının geliştirilmesi için analiz çalışmaları yapılmaktadır. Bu çalışmada pasif süspansiyon sistemi ve yarı aktif süspansiyon sistemleri parçaları ve görevleri bakımından modelleme oluşturulmuştur. Süspansiyon

sistemlerinin çeyrek araç matematiksel modellemesi ile birlikte Lineer Quadratic Regulator (LQR) ve Sky-Hook kontrol yöntemleri ile kütle ivmelenmesi ve süspansiyon sapma değeri performansları incelenmiştir. İki sistem arasında farklılıklar ve birbirlerine göre üstünlükleri açıklanmıştır. Aktif süspansiyon sisteminin analizinde çıkan olumlu sonuçlar dikkate alındığında benzer çalışmalara emsal teşkil edeceği görülmektedir (Gündüz 2010).

Karayolu taşıtlarında görülen titreşimlerin yolculara minimize edilmesinde süspansiyon sistemi görev almaktadır. Sürücü konforunun artırılması için günümüzde titreşimin detaylı analizleri yapılmaktadır. Süspansiyon sisteminin yapısı, yolun yapısı, araçların hızı ve kütlesi titreşimin genliğini değiştirmektedir. Yapılan çalışmada iki serbestlik dereceli çeyrek araba modeli oluşturulmuş ve hareket denklemleri dönüştürülerek MATLAB programı ile analizleri yapılarak kütle artışı olduğu durumlarda doğal frekans, ivme ve genlik değerlerinde azalışı LMS Amesim programı ile görülmüştür. Hız artışında ise genlik değeri yine düşmektedir. Yol yüzeyinde bulunan kasislerden geçiş durumlarında hızlı geçişlerde süspansiyon sistemine gelen tepkinin arttığı belirtilmiştir. Sonuçlar irdelendiğinde kütle, sönüm sabiti ve yay katsayısı arasında ilişki bulunmaktadır. Sönümlemenin aracın kütlesine göre belirlenmesi gerektiği görülmüştür (Can 2019).

Gelişen teknoloji ile birlikte otomotiv alanında araçların özelliklerinin geliştirilmesi kaçınılmazdır. Son yıllarda araç konforunun artırılmasına yönelik tasarımlar yapılmaktadır. Çalışma süspansiyon sisteminin konfora olan etkisinin analizi üzerine yapılmıştır. Adams/Car programı kullanılarak iki farklı araç üzerinde çalışılmıştır. Program üzerinden iki farklı araç seçilip üzerine süspansiyon sistemi modeli oluşturularak araç sollama yapılırken araçta oluşan değişimler, ivmelenme değerleri ve sürüş konfor analizleri karşılaştırılmıştır. Binek araç ve Formula SAE aracı ile yapılan sonuçlar irdelendiğinde genel sürüş konfor indeksleri fark olduğu ve bu durumun sebebinin de araçların kullanım alanlarının farklı olmasından gelmektedir. Süspansiyon yay katsayıları artırıldığında sürüş konforu iki araç içinde azalmaktadır. ISO sürüş konforu tespiti için iki araca program analizi yapıldığı durumda ise ön süspansiyon sistemindeki değişikliğin arka süspansiyon sistemine göre fazla olduğu belirtilmiştir. Sürüş konfor endeksleri irdelendiğinde yay katsayı değerlerinin düşürülmesi ve damper sönümleme katsayı değerinin artırılması durumunda sürüş konforunu artırdığı görülmüştür (Albak 2014).

Araçlarda konfor hissi titreşimden kaynaklı ivme değerinin azaltılmasıyla artırılabilir. Bu

Çalışma yol kasislerinin sürüş konforunu etkisi incelenmiştir. Langrange metodu kullanılarak iki serbestlik dereceli çeyrek araç modeli oluşturulmuştur. Türk Standartları Enstitüsüne uygun olarak yol kasis profili üzerinden belirle hızlarda MATLAB/Simulink programı ile aracın konfor seviyesi analiz edilmiştir. Ulaşılan RMS ivme değeri ile konforsuz, biraz konforlu, az konforlu ve konforlu dereceleri arasında değerlendirme yapılmıştır. Araç hızının artırılmasıyla ivme değeri artığı için sürüş konforu olumsuz etkilenir. Kasis uzunluklarında yapılan değişimlere göre kasis uzunluğunun azaltıldığı durumda sürüş konforunun da azaldığı belirtilmiştir (Clcloğlu vd 2022).

Sürüş konforunun tasarım yöntemiyle artırılma çalışması hem zaman hem maliyet düşünüldüğünde en çok tercih edilen metottur. Konfor analizi için lastik yapısı ve süspansiyon sistemi önemli iki etkendir. Yapılan çalışmada araç sürüş konforunu etkileyen parametreler ve sürüş konforunun geliştirilmesi üzerine testler yapılmıştır. Sürücüye etkileyen titreşimlerin 0.5-0.8 Hz arasında olduğu durumlarda sağlık sorunlarına yol açtığı grlmştir. Dört farklı araç ve altı farklı yol türlerinde test çalışmaları yapılmıştır. Araçlarda ivmeölçer ile ulaşılan veriler MATLAB programında Fourier dönüşümüyle kullanılmıştır. Sürüş indeksine modelleme ile ulaşım hedeflenmiştir. Fiziksel ve modelleme yöntemiyle yapılan analizler incelendiğinde en konforlu araç srşnn otoyol olduğu, binek araçların ticari araçlara göre otoyolda ve Arnavut kaldırımly yolda daha konforlu olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Otoyolda araç hızı artırıldığında sürüş konforunun olumsuz etkilendiği grlmştir (Karen vd. 2021).

Güneş enerjisi ile çalışan araçlara yakıt tasarrufu, doğaya uygunluğu gibi nedenlerden dolayı ilgi gün geçtikçe artmaktadır. Bu çalışmada güneş enerji ile çalışan bir aracın n süspansiyon sisteminin analizi üzerinde durulmuştur. Sonlu elemanlar metodu kullanılarak çift salıncaklı n süspansiyon sistemine uygulanan titreşimlerin oluşturduğu etkiler incelenmiştir. Süspansiyon sistemi malzemeleri ve tasarımında yapılacak değişiklikler ile dayanımı ve titreşim karşındaki davranışın açısından gelişim olabileceği sonucuna ulaşılmıştır (Korkut vd. 2021).

şehir içi trafiğinde hem yayaların güvenliği hem de araçların hız yapmaması için yol yüzeylerinde hız tümsekleri kullanılmaktadır. Tmseklerden yüksek hızlarda geçiş durumunda süspansiyon sisteminde ve araç sürüş konforunda olumsuzluklar yaşanmaktadır. Tmseklerden geçerken araç hızının düşürülmesi araçta oluşan titreşimleri süspansiyon sistemi ile azaltarak sürüş konforunu artıracaktır. Yapılan çalışmada farklı araçlar ile

tümseklerden geçiş anında sürücü konforundaki etkisi incelenmiştir. MSC Adams/Car simülasyon programı ile tümsek ve araçlar belirlenerek hız değişimleri ile konfor değişimleri karşılaştırılmıştır. Titreşimin sonucu oluşan ivme değerleri SesimoSignal yazılımı ile frekans aralıklarına eş olacak şekilde RMS'ye dönüştürülerek araç sürüş konforu belirlenmiştir. Çalışmada tümsek yüksekliğinin artması konforsuzluğu artırdığı, tümsek genişliğinin artması durumunda ise sürüş konforunu artırdığı gözlenmiştir. Araç hız değişiminin ise konforsuzluğu artırdığı belirtilmiştir (Arslan vd. 2020).

Çalışmada çeyrek araba modeli oluşturularak titreşimlerin etkisini analiz etmek üzere kasıli bir yol üzerinde dinamik hareket matematiksel modele dönüştürülerek MATLAB programı ile verilere ulaşılmıştır. Testler araç hızı 5-25 km/s arasında 5 farklı hız ve 4 farklı sönümleme katsayısı üzerinden yapılmıştır. Sönümleme katsayısı 15 kNs/m iken 5 km/s hızdan 25 km/s hıza gelindiğinde ivme değerinin 0,43 m/s² den 8,5 m/s² yükseldiği görülmüştür (Hassan 2014).

Araçlarda uzun süreli seyahat halinde sürüş konforunda olumsuzluklar ve yolcularda yorgunluk yaşanmaktadır. Günümüz teknoloji ile beraber bu sorunların minimize edilme çalışmaları devam etmektedir. Araçların süspansiyon tasarımları ve yol yüzey çeşitliliği insanlarda hissedilen konfor değerinde değişiklik gösterebilmektedir. Araçta oluşan titreşimlerin sürücünün koltuğa temas ettiği noktalarda, ayaklara ve direksiyon kısmından ellere gelmektedir. Bu çalışmada bir araç üzerinde oluşan titreşimlerin MATLAB programı ile sürücü konforuna etkisi analiz edilmiştir. Üç kütleli bir araç modellemesi yapılarak farklı yol üzerinde 15-35 m/s hız ile hareket sırasında sürücü koltuğunda oluşturduğu ivme değeri belirlenmiş ve RMS ivme değeri dönüşümü elde edilerek konfor sayısı hesaplanmıştır. Sonuçlar irdelendiği zaman sönüm elemanları sönüm oranının 0.25 olduğu ve bu oranın doğrusal olarak koltuk konfor sayısını etkilediği görülmüştür. Konfor kalitesi düşünüldüğünde düşük sönüm oranı tercih edilmelidir. Özgül frekansın artması ise konforsuzluğa neden olduğu belirtilmektedir. İnsanların seyahat halinde koltuk konforsuzluğuna ne zaman ulaşacağını belirlenmesi açıklanmıştır (Yavuz 2017).

Hareket halindeki araçlar genellikle 0-25 Hz frekans aralığında titreşime uğramaktadır. Süspansiyon sistemlerinin temel görevi titreşimlerin sürücüye ve araca olan etkisini azaltmaktır. Çalışmada tek izli taşıt modeli oluşturularak titreşimi etkileyen tüm faktörlerin araç konfor sayısı ve dinamik teker yükü değişimleri değerlendirilmiştir. Yol durumu

bozuldukça ve amortisör sönüm katsayısı artırıldığında konfor azalmaktadır. Aracın gövde kütlesi ve araç koltuk sönüm katsayı artığında konforun arttığı görülmektedir (Uçar 2001).

Araçlarda yol yüzeyinin etkisiyle oluşan titreşimlerin araç şasisine iletimini düşüren ve sürüş güvenliğini artıran süspansiyon sistemidir. Titreşim sönümlemesini amortisör ve yay sağlamaktadır. Amortisörlerin sert veya yumuşak tasarlanması araçta sürüş konforunu ve malzeme ömürlerini etkilemektedir. Yapılan çalışmada toplam 8 adet konfor kanallı ve kanalsız amortisörün sönümleme kuvvet değerleri incelenmiştir. Testler 25 kN servo hidrolik test makinası ile yapılmıştır. Farklı hızlarda yapılan test sonuçlarına göre konfor kanallarının düşük amortisör hızlarında sönümleme kuvvetinin azaltıcı etkide bulunduğu, konfor alanı kesitinin arttığı durumda ise sönümleme kuvvetinde aynı şekilde azalma olduğu belirtilmiştir. Amortisör hız artışının konfor kanallarının sönümleme kuvveti üzerinde herhangi bir etkisi olmadığı tespit edilmiştir. Konforlu araç sürüş ihtimalinin konfor kanallarının düşük amortisör hızlarında yol pürüzlüğünü 15 mm toleransında sağlandığı görülmüştür (Kocabıçak vd. 2023).

Süspansiyon sistemlerinin performansının artırılması sürücü güvenliğini ve araç seyahat konforunu olumlu olarak etkilemektedir. Günümüzde süspansiyon sisteminin geliştirilmesinde aracın yol tutuşu, sürücü konforu ve araç yük değişimi karşısındaki etkisi dikkate alınmaktadır. Bu çalışmada aktif süspansiyon sistemine sahip bir karayolu taşıtının yol tutuşu ve yolcu konforu analizleri incelenmiştir. Çeyrek araç modeli oluşturularak LMI, LQR ve LQI kontrol tasarımları yapılmıştır. Yol bozucular üzerinde yapılan testler sonucunda LQI kontrolün, LQR kontrolüne göre yolcu konforu ve sürüş güvenliği kriterlerinin daha başarılı olduğu görülmektedir (Altun 2017).

Yol bozukluklarından kaynaklı araçta oluşan titreşimler sönüm sistemi elemanların etkisiyle sürücüye kadar iletilir. Oluşan etkinin minimize edilmesiyle beraber araç sürüş güvenliği artırılmaktadır. Son yıllarda bilimsel ve uygulama alanlarında yarı aktif süspansiyon sistemleri üzerinde çalışmalar artmıştır. Yapılan çalışmada çeyrek ve yarım taşıt modeli yarı aktif süspansiyon sistemine Sky-Hook Kontrol, Ground-Hook Kontrol, Bulanık Mantık Kontrolü (Mamdani) ve Sistemin Lineer Geri Beslemeli Olarak Optimal Kontrolü uygulanarak sonuçlar karşılaştırılmıştır. Sonuçlar incelendiğinde sürüş konforunda artış sağlanırken sürüş güvenliğinde azalma görülmeği ve bu saptamaların yarı aktif süspansiyon sisteminin en önemli avantajı olduğu görülmüştür. Yarı aktif süspansiyon sistemine bulanık mantık kontrolü uygulandığında sonuçların pasif süspansiyon sistemine göre daha konforlu ve

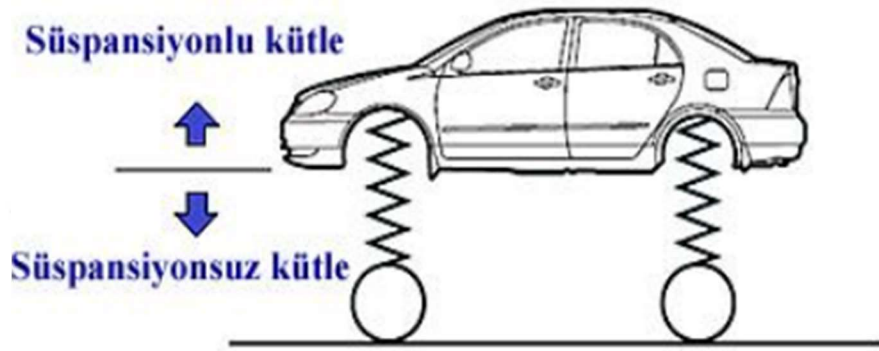
daha güvenli bir sürüş imkânı tanıdığı görülmektedir (Göksel 2007).

Taşıtlarda oluşan titreşimler mekanik parçalı etkilemekte ve kullanım ömrünü azaltmaktadır. Yol yüzeyinin süspansiyon sistemi üzerinde oluşturduğu etki sürücüye ve yolculara konfor hisse olarak yansımaktadır. Titreşimlerin sönümlenmesinde sönüm süresinin hızlı olması seyir konforu açısından en önemli nokta olarak öne çıkmaktadır. Yapılan çalışmada bir aracın yol profilinde dinamik hareketi çeyrek taşıt modeli oluşturularak incelenmiştir. Adaptif kontrol yöntemi ile araçta yük değişimleri kontrol mekanizması ile istenen taşıt kontrolü sağlanmaktadır. Çalışmada çeyrek taşıt süspansiyon sistemine model erişimli adaptif kontrol yasası uygulanarak sonuçlar elde edilmiştir. Kontrol sistemi ile yol düzensizliklerinde yapılan analizler yüksek seviyede takip edildiği için sonuçların daha sağlıklı olduğu görülmüştür. Çalışma sonucunda adaptif kontrol yönteminin taşıt sürüş güvenliği ve sürüş konforu açısından başarılı sonuçlar verdiği görülmekte olup yarı aktif süspansiyon sistemlerinde uygulanabilirliği önerilmiştir (Özbek 2013).

Teknolojinin gelişmesiyle birlikte otomotiv sektörü süspansiyon sistemleri üzerinde değişim üzerinde çalışmalarına devam etmektedir. Bilgisayar tasarım programları ile simülasyon yapılarak analizler üzerinden konfor kalitesinin artırılması hedeflenmektedir. Bu çalışmada aktif süspansiyon sistemlerinin kontrolü için iki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli üzerinden PID ve LQR kontrol sistemleri kullanılmıştır. Kontrol sistemleri hız kesici yol kasisi, harmonik yol girdisi ve periyodik yol girdisi üzerinde uygulanarak sonuçlar elde edilmiştir. Sonuçlar karşılaştırıldığında LQR kontrolünün titreşimlerin sönümlenmesinde optimum çözüm sağladığı ve PID kontrolüne göre daha tercih edilebilir olduğu söylenebilmektedir. Yeni çalışmalara yön vermesi açısından karmaşık sistemler için kontrol mekanizmaları ve fiziksel testler ile birlikte uyumlu çalışmaların yapılabileceği söylenmiştir (Yunus 2016).

3. MATERYAL ve METOT

Bir otomobilde süspansiyon sisteminin görevi yoldan kaynaklanan titreşimleri sönmölemek ve hareket halinde dönuş manevralarında aracın savrulmasını önlemektir. Hareket halindeki bir araç kütleinin, hızın, yol ve hava koşullarının etkisi altındadır. Süspansiyon sisteminin ISO 2631 standardında belirtilen titreşime maruz kalması sürüş konforu ve insan sağlığına etki anlamında uygun olduğu bilinmektedir. Süspansiyon sisteminin tarihine baktığımızda ilk olarak 17. yüzyılda yayların üretimiyle karşımıza çıktığı görölmektedir. Günümüzde teknolojinin gelişmesiyle beraber farklı yay tasarımları ve farklı süspansiyon sistemleri karşımıza çıkmaktadır. Süspansiyon sistemi aracın hem ağırlığını taşıyacak hem de görevini yapacak şekilde tasarlanmalıdır. Binek araçlarda kütleler süspansiyonlu ve süspansiyonsuz kütleler olarak ayrılmaktadır (Şekil 3.1). Araç tasarımlarında süspansiyonsuz kütlelerin az olmasını süspansiyonlu kütlelere etkisi ile beraber sürüş konforunda artış sağlamaktadır.



Şekil 3.1 Süspansiyonlu ve süspansiyonsuz kütle.

3.1 Süspansiyon Sistemi Çeşitleri

Süspansiyon sistemleri pasif, aktif ve yarı aktif süspansiyon sistemleri olarak üçe ayrılmaktadır.

3.1.1 Pasif Süspansiyon Sistemi

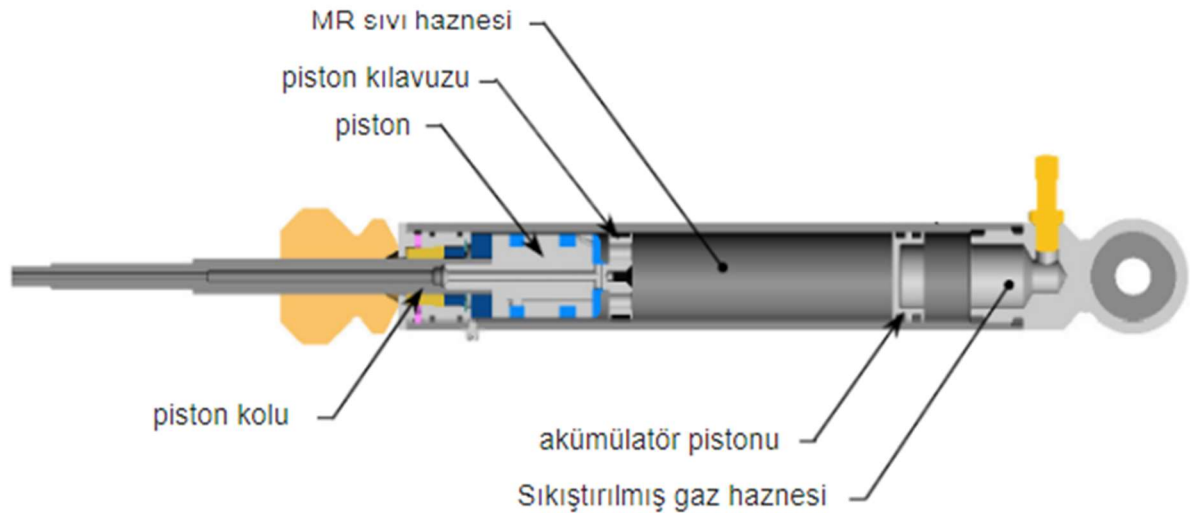
Araçlarda en çok tercih edilen süspansiyon sistemidir. Yolun profili ve araç parametrelerine uygun süspansiyon sistemi elemanlarından oluşmaktadır. Otomotiv sektörü ve teknolojinin gelişimi ile yarı aktif ve aktif süspansiyon sistemleri tercih edilmeye başlanmıştır.

3.1.2 Aktif Süspansiyon Sistemi

Aktif süspansiyon sistemlerinde sensörler tarafından yolun profili ve araç ağırlık değişkenleri gibi fonksiyonları tanımlayarak aracın süspansiyon sistemi ona göre konumlanmaktadır. Araç manevralarında pasif süspansiyon sistemine göre avantaj sağlamaktadır. Düşük frekanslı yol ve düşük hızlarda diğer sistemlere göre avantajlı olmasına karşın düzgün yol ve ortalama hızlarda avantajının çok yüksek olmadığı görülmektedir. Aktif süspansiyon sisteminin dezavantajı ise yüksek maliyeti ve yüksek güç tüketimi olmaktadır.

3.1.3 Yarı Aktif Süspansiyon Sistemi

Hareket halinde bir araçta sürücünün süspansiyon sistemini kontrol edebildiği, pasif ve aktif süspansiyon sistemlerine göre performans ve maliyet açısından avantaj sağlayan sistem olarak öne çıkmaktadır. Yol tutuşu ve araçta konfor hissi bakımından konum olarak pasif ve aktif süspansiyon sistemleri arasındadır. Sistem içerisinde sönümleyici içerisindeki sıvının (MR sönümleyici) manyetik alanın etkisiyle viskozitesi değişerek sürüş konforunun artırılması sağlanmaktadır (Şekil 3.2).

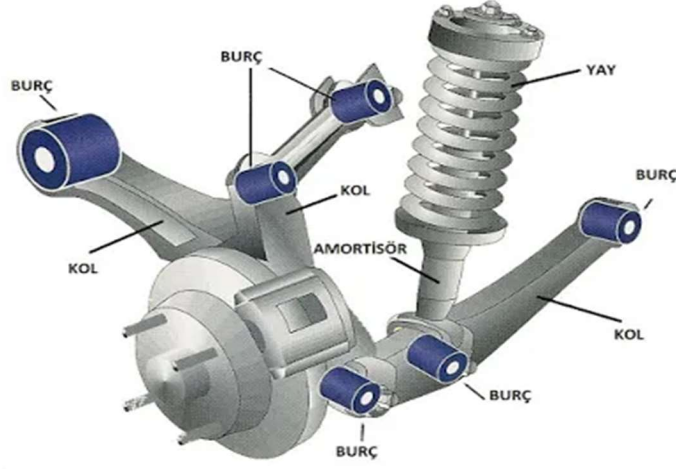


Şekil 3.2 MR sönümleyici.

3.2 Süspansiyon Sistemi Elemanları

Süspansiyon sistemleri araca etkiyen titreşimlerin sönümlemek, yeterli sürüş mesafesini ayarlamak ve lastiklerin yol ile temasını sağlamakla görevlidir. Süspansiyon sistemi

amortisör, yay, salıncak kolları, rotil, denge çubuğu ve burçlardan oluşmaktadır. Örnek bir araçta süspansiyon sisteminin temel elemanları Şekil 3.3'te gösterilmiştir.



Şekil 3.3 Süspansiyon sistemi ve hareket mekanizması.

3.2.1 Yaylar

Yol yüzeyinden alınan darbeleri sönümleyerek aracın sürüş yüksekliğini koruyan sistem elemanıdır. Yaylar araca iletilen titreşimleri azaltarak mekanik parçaların korunmasını da sağlamaktadır. Yaprak yaylar, sarmal yaylar ve havalı yaylar olarak çeşitleri bulunmaktadır. Sarmal yaylar binek araçlarda en çok tercih edilen yay çeşididir (Şekil 3.4a).



Şekil 3.4 (a) Sarmal yaylar.

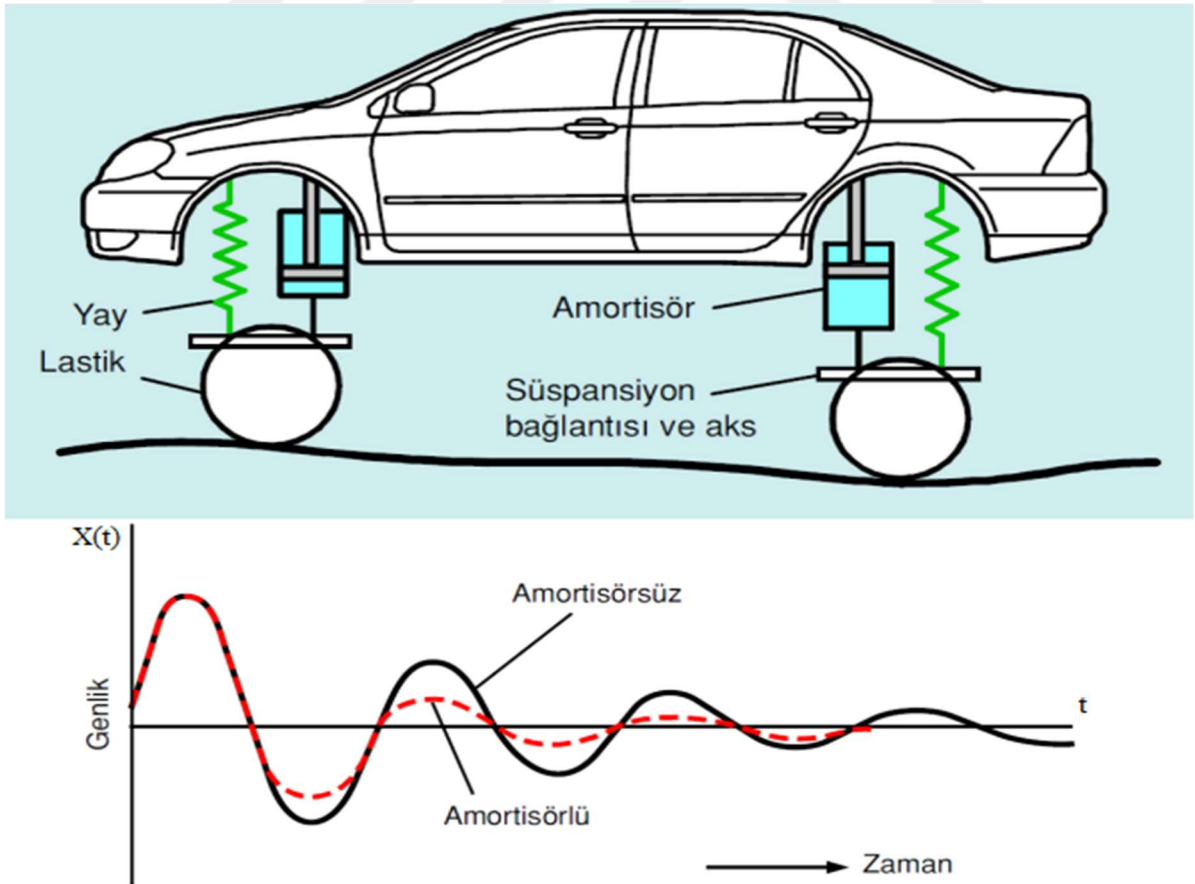
Ağır yük taşıyan araçlarda ise yaprak yay çeşidi tercih edilmektedir (Şekil 3.4b). Havalı yaylar yüksek konfor sağlayan binek araçlar ve ağır yük taşıyan araçlarda kullanılmaktadır.



Şekil 3.4 (b) Yaprak yay.

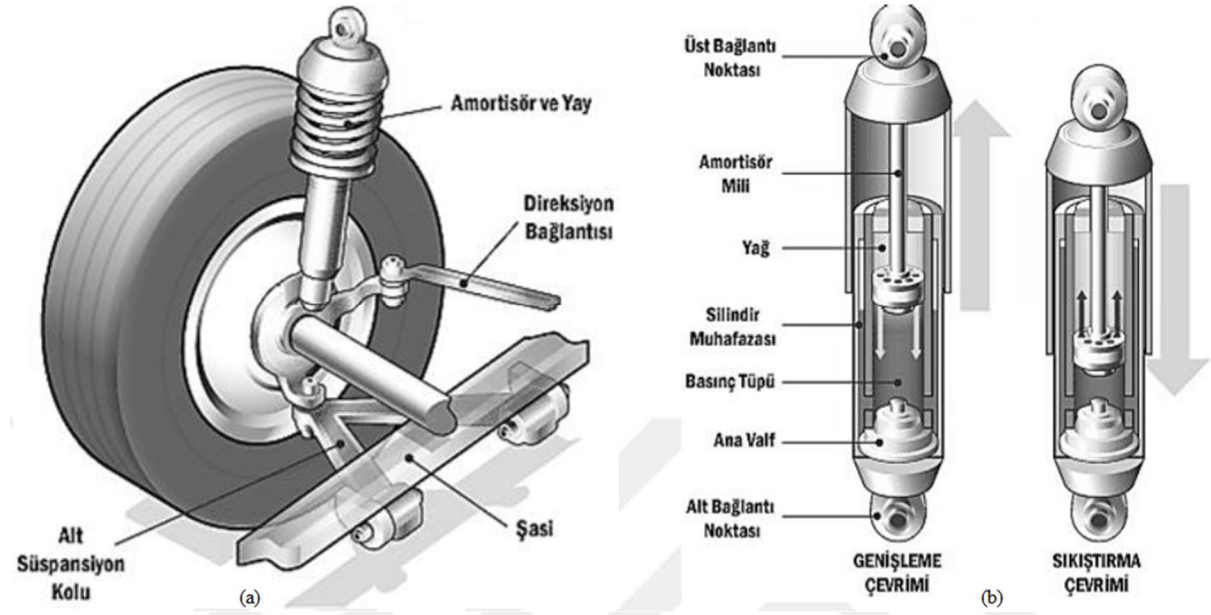
3.2.2 Amortisörler (Sönümleyiciler)

Araçların yol yüzeylerinde uğramış oldukları titreşimler süspansiyon sistemi içerisinde yaylar tarafından uzama ve kısalma sonucu salının hareketi yaparak üzerlerinde oluşan enerji amortisörler tarafından sönümlenmektedir. Amortisörüz yay salınımları daha yüksek, amortisörlü yay salınımları daha düşük olacağından amortisörlü araçta konfor hissi artmaktadır (Şekil 3.5).



Şekil 3.5 Amortisörlü ve amortisörsüz salınımın zamana bağlı yer değiştirmesi.

Amortisörler, yayların salınım hareketlerini pistonun içerisinde kanallarda bulunan özel yağ kullanarak sürtünme kuvvetinin etkisiyle sönümleme yapmaktadır. Sönümleyiciler Gaz şarjlı sönümleyici, PSD sönümleyici ve Tek tüplü sönümleyiciler olarak 3 farklı çeşidi bulunmaktadır. Amortisörlerin kontrolü göz ile yapılabildiği gibi bilgisayarlı test cihazları ile tekerleklere uygulanan hareket sonucunda da yapılmaktadır. Bir amortisörün şekli ve çalışma prensibi Şekil 3.6’da gösterilmiştir.



Şekil 3.6 (a) Süspansiyon sistemi ve aks bağlantısı.
(b) Amortisör içyapısının kesiti.

3.2.3 Salıncak Kolları

Süspansiyon sisteminin parçalarından biri olan ve farklı yönlerden gelen kuvvetleri alarak dikey ekseninde bulunan yaylara aktarmaktadır. Salıncak kolları bir tane olabildiği gibi araç tasarımlarına göre birden fazla da olmaktadır (Şekil 3.7).

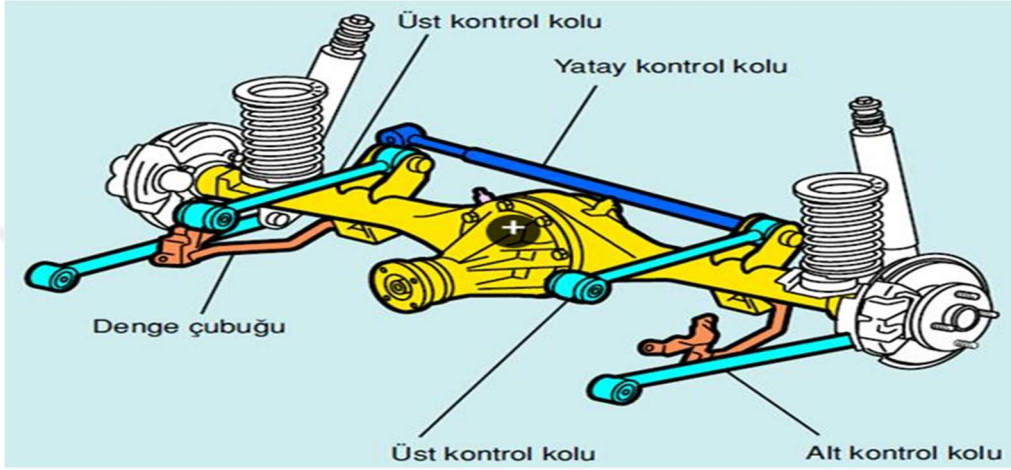


Şekil 3.7 Alt ve üst salıncak kolları.

3.3 Süspansiyon Sistemi Tipleri

3.3.1 Sabit Süspansiyonlar

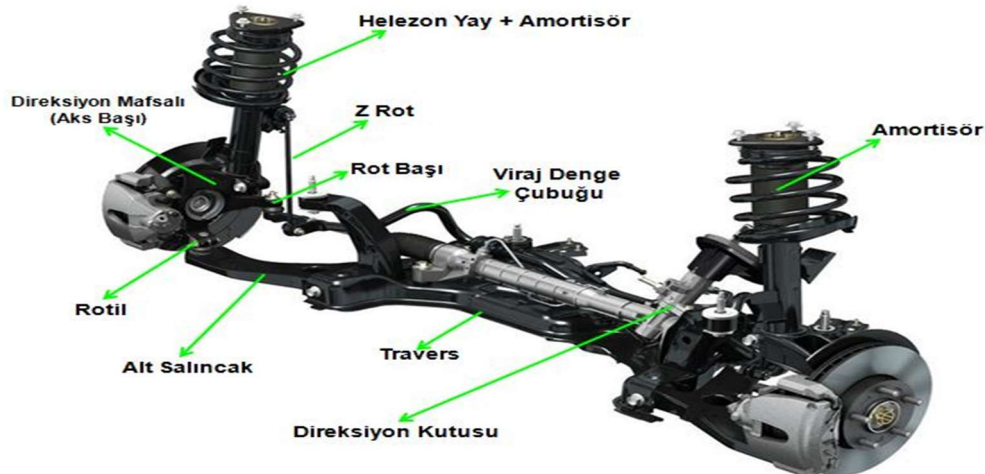
Aracın sağ ve sol tekerleklerinin aynı aks üzerinde birlikte dikey hareket ettiği sistemdir. Otobüs, kamyon veya kamyonetlerde kullanılmaktadır (Şekil 3.8). Konfor açısından binek araçlarda tercih edilmemektedir.



Şekil 3.8 Sabit süspansiyon sistemi (www.sertackemiksiz.com 2021).

3.3.2 Serbest (Bağımsız) Süspansiyonlar

Araçta tekerleklerin birbirinden bağımsız hareket ettiği sistemdir. Yol yüzeyinden kaynaklı titreşimlere yüksek sönümleme yaparak, sürüş konforu açısından ideal bir sürüş sağlamaktadır. Sistem içerisinde parça sayısının fazla olması maliyetin artmasına neden olmaktadır (Şekil 3.9).



Şekil 3.9 Serbest süspansiyon sistemi (www.sertackemiksiz.com 2021).

3.3.2.1 MacPherson Süspansiyon Sistemi

Genellikle önden çekiçli araçlarda ön süspansiyon sistemlerinde kullanılmaktadır. Sistem içerisinde parça sayısı az olduğundan daha sade ve basit bir görüntüye sahiptir. Orta ve at segment araçlarda tercih edilmektedir (Şekil 3.10).



Şekil 3.10 MacPherson süspansiyon sistemi (Putgül ve Altıparmak 2016).

3.3.2.2 Çift Salıncaklı Süspansiyon Sistemi

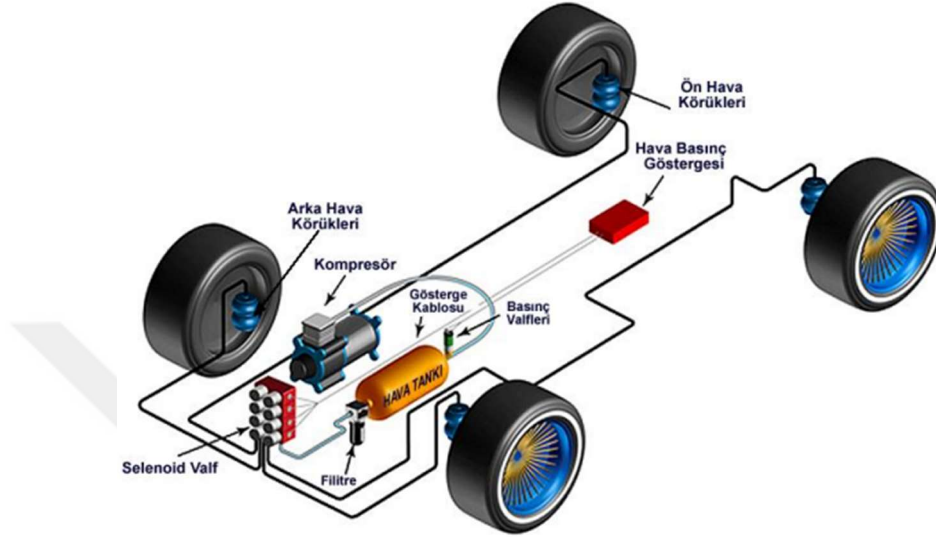
Binek ve küçük ticari araçlarda ön ve arka süspansiyon sistemi olarak kullanılmaktadır. Karışık mekanizması olmasına rağmen araçta yüksek sürüş dengesi ve konforu sağlamaktadır (Şekil 3.11).



Şekil 3.11 Çift salıncaklı süspansiyon sistemi (Putgül ve Altıparmak 2016).

3.3.2.3 Havalı Süspansiyon

Süspansiyon sistemlerinde kullanılan yay yerine hava körüklerinin kullanıldığı sistemdir. Genellikle lüks binek araç, kamyon ve otobüslerde kullanılmaktadır. Aracın yüklü ve yüksüz durumlarına göre ideal sürüş konforu imkânı tanımaktadır (Şekil 3.12).



Şekil 3.12 Havalı süspansiyon sistemi (MEB 2013).

3.4 Test için Kullanılan Araçlar ve Deney Düzenekleri

Aynı yol şartlarında 2 farklı binek araç içerisinde yolcu sayılarındaki değişimler ile beraber kütle artışları yapılarak sürüş konforu testi yapılmıştır.

3.4.1 Test Aracı B

Test araçlarından birincisi Şekil 3.13'te gösterilen araç tercih edilmiştir.



Şekil 3.13 Test aracı B.

Araca ait teknik özellikler Çizelge 3.1’de belirtilmiştir.

Çizelge 3.1 Test aracı B’ye ait teknik özellikler.

Özellikler	
Silindir hacmi	1598 cc
Beygir gücü	132 HP
Maksimum tork	160 Nm
Vites tipi	6 İleri Düz
Yakıt türü	Benzin/LPG
Net ağırlık	1375 kg
Azami yük ağırlık	1775 kg
Koltuk sayısı	5
Uzunluk	4620 mm
Genişlik	1775 mm
Yükseklik	1465 mm
Lastik ebatları	205/55/R16

Test aracına ait süspansiyon sistemi Şekil 3.14’te gösterilmiştir. Süspansiyon sistemi Macpherson sistemi olup yay ve amortisör elemanlarından oluşmaktadır.



Şekil 3.14 Test aracı B süspansiyon sistemi.

3.4.2 Test Aracı A

Test araçlarından ikincisi binek araç modellerinden 5 yolcu kapasitesine sahip araç tercih edilmiştir (Şekil 3.15).



Şekil 3.15 Test aracı A.

Araca ait teknik özellikler Çizelge 3.2’de belirtilmiştir.

Çizelge 3.2 Test aracı A’ya ait teknik özellikler.

Özellikler	
Silindir hacmi	1596 cc
Beygir gücü	115 HP
Maksimum tork	150 Nm
Vites tipi	5 İleri Düz
Yakıt türü	Benzin/LPG
Net ağırlık	1344 kg
Azami yük ağırlık	1825 kg
Koltuk sayısı	5
Uzunluk	4481 mm
Genişlik	1839 mm
Yükseklik	1497 mm
Lastik ebatları	205/55/R16

Test aracına ait süspansiyon sistemi Şekil 3.16’da gösterilmiştir. Süspansiyon sistemi Macpherson sistemi olup yay ve amortisör elemanlarından oluşmaktadır.



Şekil 3.16 Test aracı A süspansiyon sistemi.

3.4.3 HVM 100 Cihazı

Binek otomobilde insan vücuduna gelen titreşimler HVM 100 cihazı ile 3 eksen üzerinden hem sayısal veriler hem de grafik metodu ile belirlenmektedir. HVM 100 cihazı PCB firması tarafından üretilmiştir. HVM 100 cihazı insan vücudunun maruz kaldığı El-Kol (Hand-Arm), Tüm Vücut (Whole Body) ve Genel Titreşim (General Vibration) modlarında ölçüm yapmaktadır. Cihaz titreşim değerlerini hassas düzeyde toplam 100 ölçüm yapacak şekilde kayıt altına almaktadır. Cihaz tarafından ivmeölçer ile 3 eksen den gelen veriler sayısal datalara bilgisayar programı ile dönüştürülmektedir. HVM 100 cihazına ait görsel Şekil 3.17’de gösterilmiştir.

HVM 100 cihazı ile

- İnsan tüm vücut ve el-kol titreşim ölçümü
- El araçlarının titreşim ölçümü
- Çalışanların maruz kaldığı titreşimler
- Endüstriyel sağlık alanında oluşan titreşim ölçümleri yapılmaktadır.



Şekil 3.17 HVM 100 cihazı.

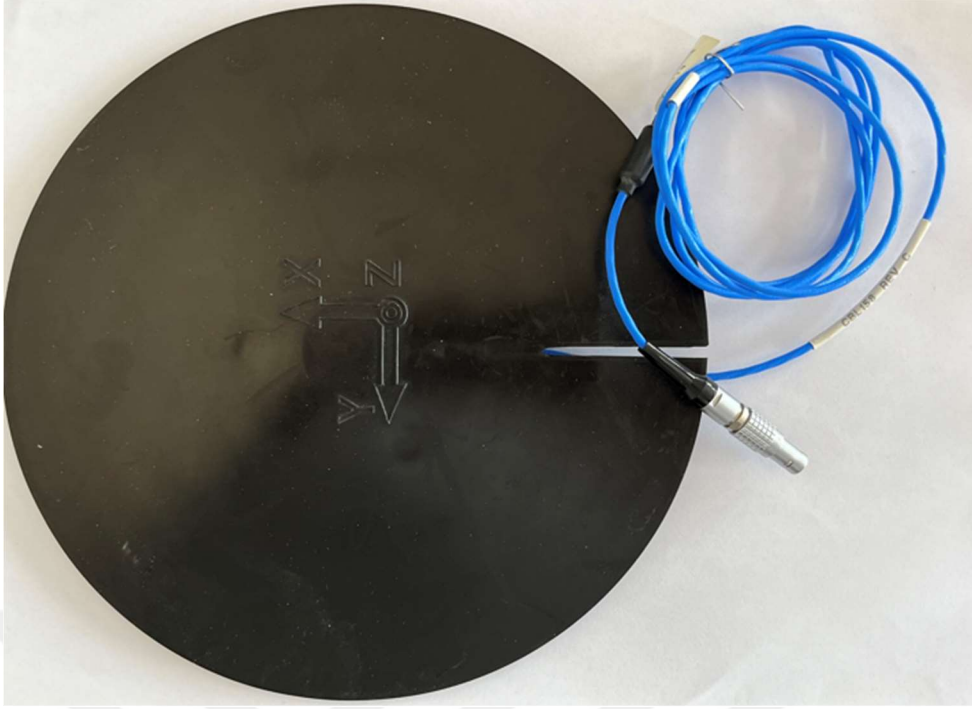
HVM 100 cihazına ait teknik özellikler Çizelge 3.3'te belirtilmiştir.

Çizelge 3.3 HVM 100 teknik özellikler.

Özellikler	
Giriş aralığı	> 100 dB
Hassaslık	± 0.5 dB
Dosya kapasitesi	100
Frekans aralıkları	Fa (0.4 Hz-100 Hz) Fb (0.4 Hz-1260 Hz) Fc (6.3 Hz-1260 Hz)
Birimler	m/s ² , cm/s ² , ft/s ² , in/s ² , g, dB

3.4.4 İvme Ölçer

Ped ivme ölçer PCB firması tarafından üretilmiş SEN027 seri numarasına sahip model olup, araç sürücü koltuğu üzerinde titreşim ölçüm cihazı ile bağlantılı olarak test çalışmalarında kullanılmıştır. ISO ve ANSI standardına göre HVM 100 cihazı ile bağlantılı olarak 3 eksenli ölçüm yapmaktadır. Deney düzeneğinde kullanılan ped ivmeölçer Şekil 3.18'de görülmektedir.



Şekil 3.18 Ped ivmeölçer.

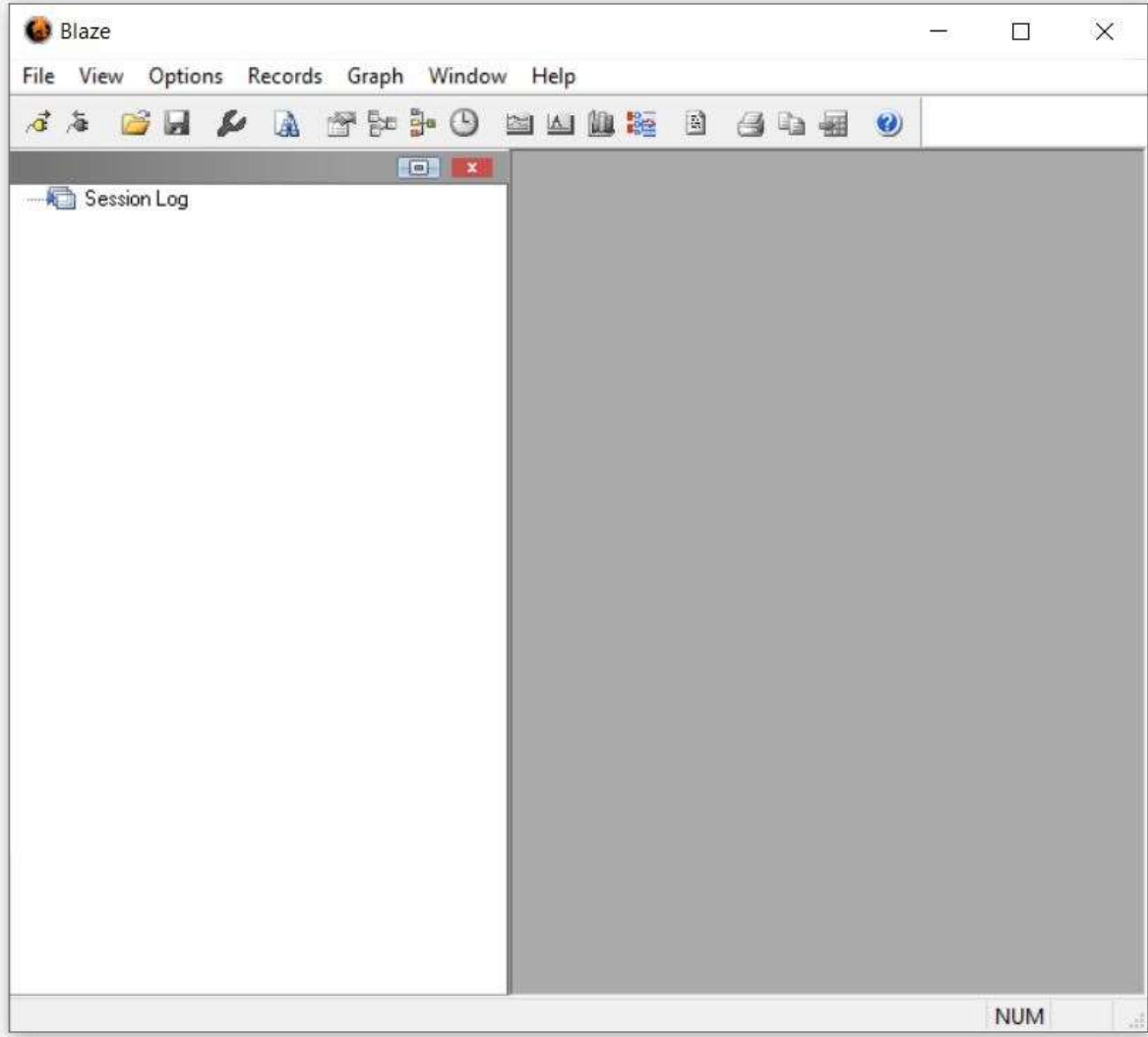
Ped ivmeölçere ait teknik özellikler Çizelge 3.4’te görülmektedir.

Çizelge 3.4 Ped ivmeölçer teknik özellikler.

Özellikler	
Frekans aralığı	0.5-1000 Hz
Voltaj duyarlılığı	100 mV/g
Ağırlık	272 gram
İvmeölçer boyutları	Çap 200 mm
	Yükseklik 12 mm

3.4.5 Blaze Yazılım Programı

Titreşim ölçüm cihazı ile araçta sürücüye iletilen ivme değerleri Blaze programına aktarılarak test süresi boyunca anlık veriler program vasıtasıyla listelenmektedir. Ayrıca elde edilen veriler x,y ve z eksenleri ayrı ayrı grafiklere aktarılabildiği gibi ortalama olarak tek bir grafikte elde edilmektedir. Deneysel testler ile Blaze programı aracılığıyla yapılan analizler sonucu elde edilen grafikler mühendislik açısından yorumlanarak yeni çalışmalara yol göstermektedir. Blaze programının görseli Şekil 3.19’da gösterilmiştir.



Şekil 3.19 Blaze programı ara yüzü.

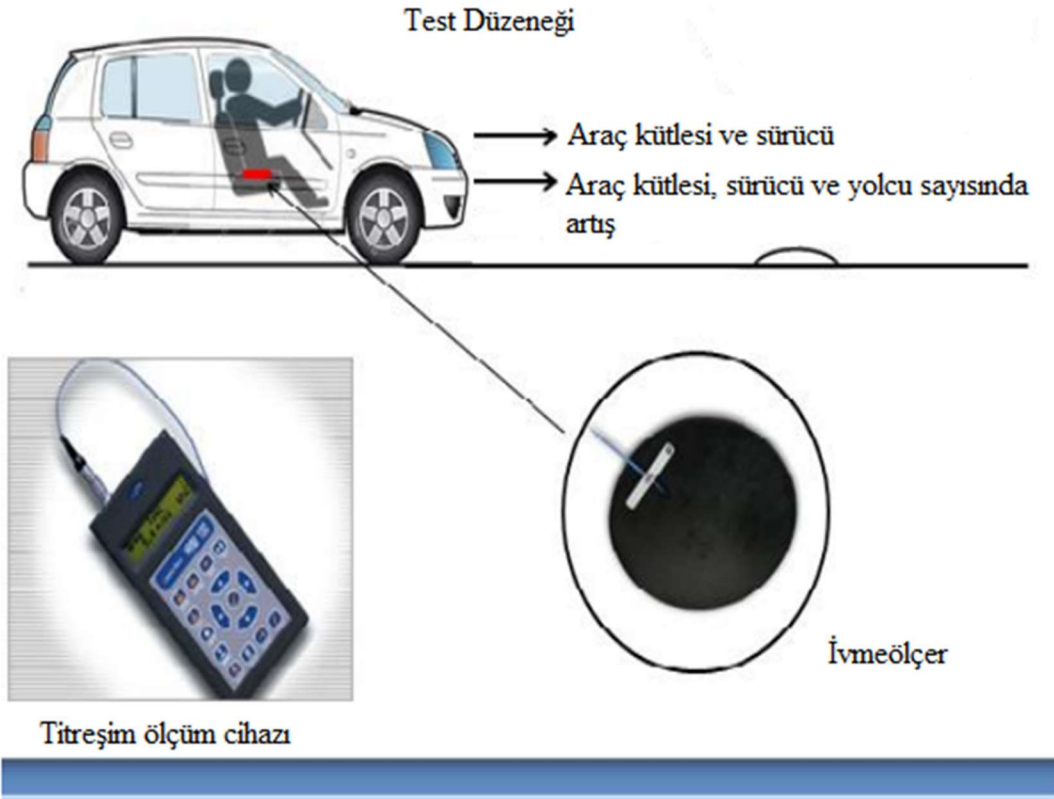
Titreşim ölçüm cihazı ile yapılan ölçümler blaze programında Çizelge 3.5'te gösterilen semboller ile ifade edilmektedir.

Çizelge 3.5 Blaze programında semboller.

Özellikler	
A_{eq}	Uzun dönem enerji ortalaması
A_{max}	Maksimum seviye
A_{mp}	Maksimum zirve seviyesi
A_{min}	Minimum seviye
VDV	Titreşim doz değeri (dB)
CF_{mp}	Uzun dönem tepe faktörü

3.5 Test Çalışmaları

İki farklı binek araç kullanılarak sürücü koltuğunda titreşim ölçüm cihazı ve ped ivmeölçer ile birlikte Şekil 3.20’de gösterildiği gibi hız kesici set bulunan yol profilinde 50 km/h sabit hız ve hız kesici set bulunmayan yol profillerinde 80 km/h sabit hız altında yolcu sayıları ile araç kütlelerinde artış yapılarak test çalışmaları yapılmıştır.



Şekil 3.20 Binek araçlar ile test çalışması.

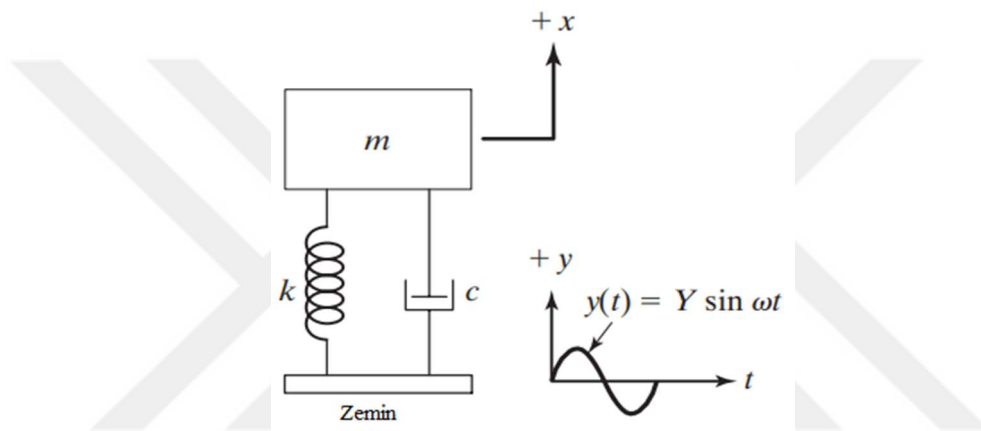
Zamana bağlı yer değiştirme ve ivme değerleri ölçülmektedir. Sayısal veriler bilgisayarda tablo halinde verilmektedir. Bu tablolar kullanılarak araştırmada arzu edilen grafikler oluşturulmaktadır. Grafikler incelendiğinde karşılaştırma yapılarak birbirleri arasındaki farklar ortaya konmaktadır. Deneysel veriler bize yapılan araştırmanın mahiyeti hakkında daha açık ve kesin sonuçlar vermektedir. Bu çalışmada binek bir araçta kütle artırımına gidilerek elde edilen sonuçların değişimi araştırılmaktadır. Bu duruma bağlı olarak deneysel bulgulara kütle miktarının her artırımında grafiklerdeki değişim izlenmiştir. Araştırmada kütlenin sönümlleme ile orantılı değiştiği görülmektedir.

4. BULGULAR

Titreşimlerin etkisiyle süspansiyon sistemlerinde fiziksel etkileri matematiksel modele dönüştürerek ivme, yer değişimleri, kütle, hız, yay ve sönümleme sabitleri arasında bağlantılar ortaya konulmaktadır.

4.1 Matematiksel Modelleme

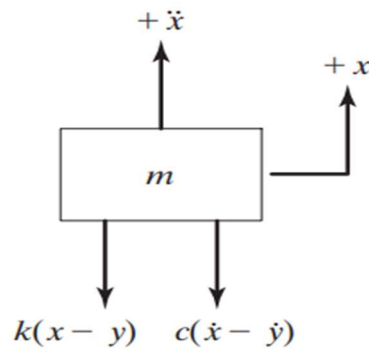
Yay, kütle ve sönümleyici sistemleri Şekil 4.1’de gösterildiği gibi harmonik hareket yapmaktadır.



Şekil 4.1 Kütlenin hareketi.

Modelleme üzerinde $y(t)$ aracın yer değiştirmesini ve $x(t)$ kütlenin t anında denge konumundan yer değiştirmesini göstermektedir. Yayın net uzaması $x-y$ ve sönümleyicinin iki ucu arasındaki $\dot{x}-\dot{y}$ bağıl hız olarak ifade edilmektedir. Şekil 4.2’den hareket denklemi;

$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{y}) + k(x - y) = 0 \quad (4.1)$$



Şekil 4.2 Kütlenin serbest cisim diyagramına Newton’un ikinci kanunun uygulanması.

$y(t) = Y \sin \omega t$, denklem 4.1'e yerine konulduğunda;

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + c\dot{x} + kx &= ky + c\dot{y} = kY \sin \omega t + c\omega Y \cos \omega t \\ &= A \sin(\omega t - \alpha) \end{aligned} \quad (4.2)$$

$A = Y\sqrt{k^2 + (c\omega)^2}$ ve $\alpha = \tan^{-1}[-\frac{c\omega}{k}]$ ifadeleri ile kütleye A büyüklüğünde bir harmonik kuvvet uygulamayı ifade etmektedir.

$$x_p(t) = \frac{F_0}{[(k-m\omega^2)^2 + (c\omega)^2]^{1/2}} \sin(\omega t - \varphi) \quad (4.3)$$

Denklemini kullanarak kütlenin kararlı durumu şu şekilde ifade edilir;

$$x_p(t) = \frac{Y\sqrt{k^2 + (c\omega)^2}}{[(k-m\omega^2)^2 + (c\omega)^2]^{1/2}} \sin(\omega t - \varphi_1 - \alpha) \quad (4.4)$$

$$\varphi_1 = \tan^{-1}\left(\frac{c\omega}{k - m\omega^2}\right)$$

Trigonometrik özdeşlikler kullanılarak $X_p(t)$ denklemi daha uygun bir biçimde yazılır.

$$x_p(t) = X \sin(\omega t - \varphi) \quad (4.5)$$

$$\frac{X}{Y} = \left[\frac{k^2 + (c\omega)^2}{(k-m\omega^2)^2 + (c\omega)^2} \right]^{1/2} = \left[\frac{1 + (2\xi r)^2}{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2} \right]^{1/2} \quad (4.6)$$

$$\varphi = \tan^{-1} \left[\frac{mc\omega^3}{k(k-m\omega^2) + (\omega c)^2} \right] = \tan^{-1} \left[\frac{2\xi r^3}{1 + (4\xi^2 - 1)r^2} \right] \quad (4.7)$$

$X_p(t)$ 'nin genliğinin $y(t)$ taban hareketinin genliğine oranı $\frac{X}{Y}$, yer değiştirme iletkenliği denilir.

Bazı harmonik uyarımlar $y(t) = \text{Re}(Y e^{i\omega t})$ olarak ifade edilebilir ve sistemin tepkisi;

$$x_p(t) = \text{Re} \left[\left(\frac{1 + i2\xi r}{1 - r^2 + i2\xi r} \right) Y e^{i\omega t} \right] \quad (4.8)$$

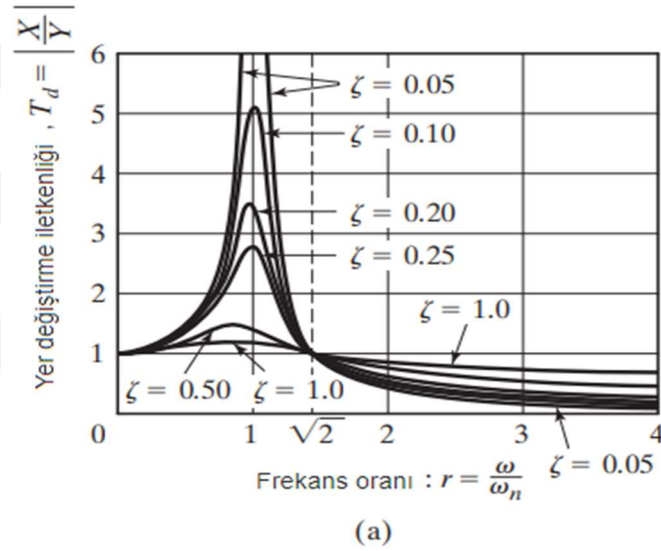
Yer değiştirme iletkenliği olarak ise;

$$\frac{X}{Y} = T_d = [1 + (2\xi r)^2]^{1/2} |H(i\omega)| \quad (4.9)$$

$|H(i\omega)|$ değerini;

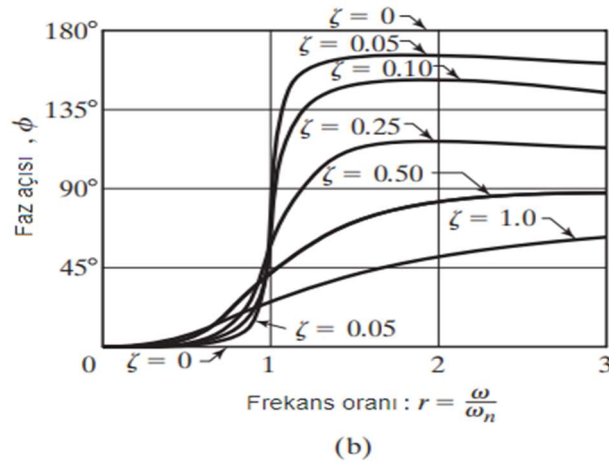
$$[H(i\omega)] = \left[\frac{kX}{F_0} \right] = \frac{1}{[(1 - r^2)^2 + (2\xi r)^2]^{1/2}}$$

şekil 4.3a'da yer değiştirme iletkenliğin frekans oranına göre farklı sönüm oranlarındaki grafiği gösterilmiştir



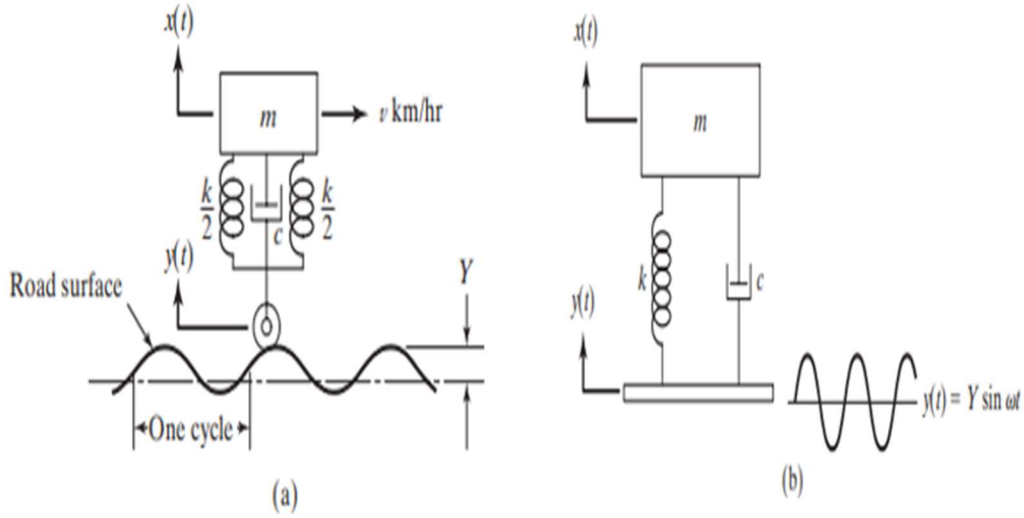
şekil 4.3 (a) Farklı sönümleme oranlarına göre yer değiştirme iletkenliğinin frekans oranına göre değişimi.

Faz açısının frekans oranlarına göre farklı sönüm oranın değişimi şekil 4.3b'de gösterilmiştir.



şekil 4.3 (b) Faz açısının frekans oranına göre farklı sönüm oran grafiği.

Bir binek araçta Şekil 4.4'te görüldüğü gibi engebele bir yol profilinde hareket halinde dikey yönde oluşan titreşimin modeli gösterilmiştir. Sürücü kütlesi 80 kg olmak üzere toplam aracın kütlesi 1320 kilogramdır. Süspansiyon sisteminin yay katsayı sabiti 500 kN/m ve sönümlleme oranı $\xi=0.5$ olarak belirlenmiştir. Yol yüzeyi set yüksekliği 6 cm ve 40 km/h sabit hızda aracın kütlesinde artış yapılarak yer değiştirme genliklerini karşılaştıralım;



Şekil 4.4 Engeli yolda binek araç hareketi.

- Binek araçta sadece sürücü olduğu durumda kütle 1320 kg olarak;

Frekans ω ;

$$\omega = 2\pi f \quad (4.10)$$

$$\omega = 2\pi f = 2\pi \left(\frac{vx1000}{3600} \right) \frac{1}{6} = 11.629 \text{ rad/s}$$

Frekans hesabı araç kütlesinden bağımsız olduğu için ω değeri tüm hesaplamalarda 11.629 rad/s olarak alınmıştır.

Aracın doğal frekansı ω_n ;

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (4.11)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{500 \times 10^3}{1320}} = 19.462 \text{ rad/s}$$

Frekans oranı r ;

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (4.12)$$

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} = \frac{11.629}{18.463} = 0.5975$$

Genlik oranı; (4.6) eşitliği kullanılarak bulunur.

$$\begin{aligned} \frac{X}{Y} &= \left[\frac{1 + (2\xi r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\xi r)^2} \right]^{1/2} = \left[\frac{1 + (2 \times 0.5 \times 0.5975)^2}{(1 - 0.5975^2)^2 + (2 \times 0.5 \times 0.5975)^2} \right]^{1/2} \\ &= 1.327 \end{aligned}$$

Aracın yer değiştirme genliği;

$$X = 1.327Y = 1.327(0.06) = 0.0796$$

40 km/h sabit hız ile 1320 kg araç kütlesi 6 cm'lik set yüksekliği aracın şasisine ve sürücüye 7.96 cm olarak iletilmektedir.

- Binek araçta sürücü ve ilave bir yolcu olduğu durumda kütle 1400 kg olarak;

Frekansı ω ;

$$\omega = 11.629 \text{ rad/s}$$

Aracın doğal frekansı ω_n ; (4.11) eşitliği kullanılarak bulunur.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{500 \times 10^3}{1400}} = 18.898 \text{ rad/s}$$

Frekans oranı r ; (4.12) eşitliği kullanılarak bulunur.

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} = \frac{11.629}{18.898} = 0.6153$$

Genlik oranı; (4.6) eşitliği kullanılarak bulunur.

$$\begin{aligned} \frac{X}{Y} &= \left[\frac{1 + (2\xi r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\xi r)^2} \right]^{1/2} = \left[\frac{1 + (2 \times 0.5 \times 0.6153)^2}{(1 - 0.6153^2)^2 + (2 \times 0.5 \times 0.6153)^2} \right]^{1/2} \\ &= 1.342 \end{aligned}$$

Aracın yer değiştirme genliği;

$$X = 1.342Y = 1.342(0.06) = 0.0805$$

40 km/h sabit hız ile 1400 kg araç kütlesi 6 cm'lik set yüksekliği aracın şasisine ve yolculara 8.05 cm olarak iletilmektedir.

- Binek araçta sürücü ve ilave iki yolcu olduğu durumda kütle 1495 kg olarak;

Frekansı ω ;

$$\omega = 11.629 \text{ rad/s}$$

Aracın doğal frekansı ω_n ; (4.11) eşitliği kullanılarak bulunur.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{500 \times 10^3}{1495}} = 18.287 \text{ rad/s}$$

Frekans oranı r ; (4.12) eşitliği kullanılarak bulunur.

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} = \frac{11.629}{17.349} = 0.6359$$

Genlik oranı; (4.6) eşitliği kullanılarak bulunur.

$$\frac{X}{Y} = \left[\frac{1 + (2\xi r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\xi r)^2} \right]^{1/2} = \left[\frac{1 + (2 \times 0.5 \times 0.6359)^2}{(1 - 0.6359^2)^2 + (2 \times 0.5 \times 0.6359)^2} \right]^{1/2} \\ = 1.360$$

Aracın yer değiştirme genliği;

$$X = 1.360Y = 1.360(0.06) = 0.0816$$

40 km/h sabit hız ile 1495 kg araç kütlesi 6 cm'lik set yüksekliği aracın şasisine ve yolculara 8.16 cm olarak iletilmektedir.

➤ Binek araçta sürücü ve ilave 3 yolcu olduğu durumda kütle 1580 kg olarak;

Frekans ω ;

$$\omega = 11.629 \text{ rad/s}$$

Aracın doğal frekansı ω_n ; (4.11) eşitliği kullanılarak bulunur.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{5000 \times 10^3}{1570}} = 17.845 \text{ rad/s}$$

Frekans oranı r ; (4.12) eşitliği kullanılarak bulunur.

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} = \frac{11.629}{17.845} = 0.6516$$

Genlik oranı; (4.6) eşitliği kullanılarak bulunur.

$$\frac{X}{Y} = \left[\frac{1 + (2\xi r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\xi r)^2} \right]^{1/2} = \left[\frac{1 + (2 \times 0.5 \times 0.6516)^2}{(1 - 0.6516^2)^2 + (2 \times 0.5 \times 0.6516)^2} \right]^{1/2} \\ = 1.373$$

Aracın yer değiştirme genliği;

$$X = 1.373Y = 1.373(0.06) = 0.0823$$

40 km/h sabit hız ile 1495 kg araç kütlesi 6 cm'lik set yüksekliği aracın şasisine ve yolculara 8.23 cm olarak iletilmektedir.

➤ Binek araçta sürücü ve ilave 4 yolcu olduğu durumda kütle 1700 kg olarak;

Frekans ω ;

$$\omega = 11.629 \text{ rad/s}$$

Aracın doğal frekansı ω_n ; (4.11) eşitliği kullanılarak bulunur.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{500 \times 10^3}{1700}} = 17.14 \text{ rad/s}$$

Frekans oranı r ; (4.12) eşitliği kullanılarak bulunur.

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} = \frac{11.629}{17.14} = 0.678$$

Genlik oranı; (4.6) eşitliği kullanılarak bulunur.

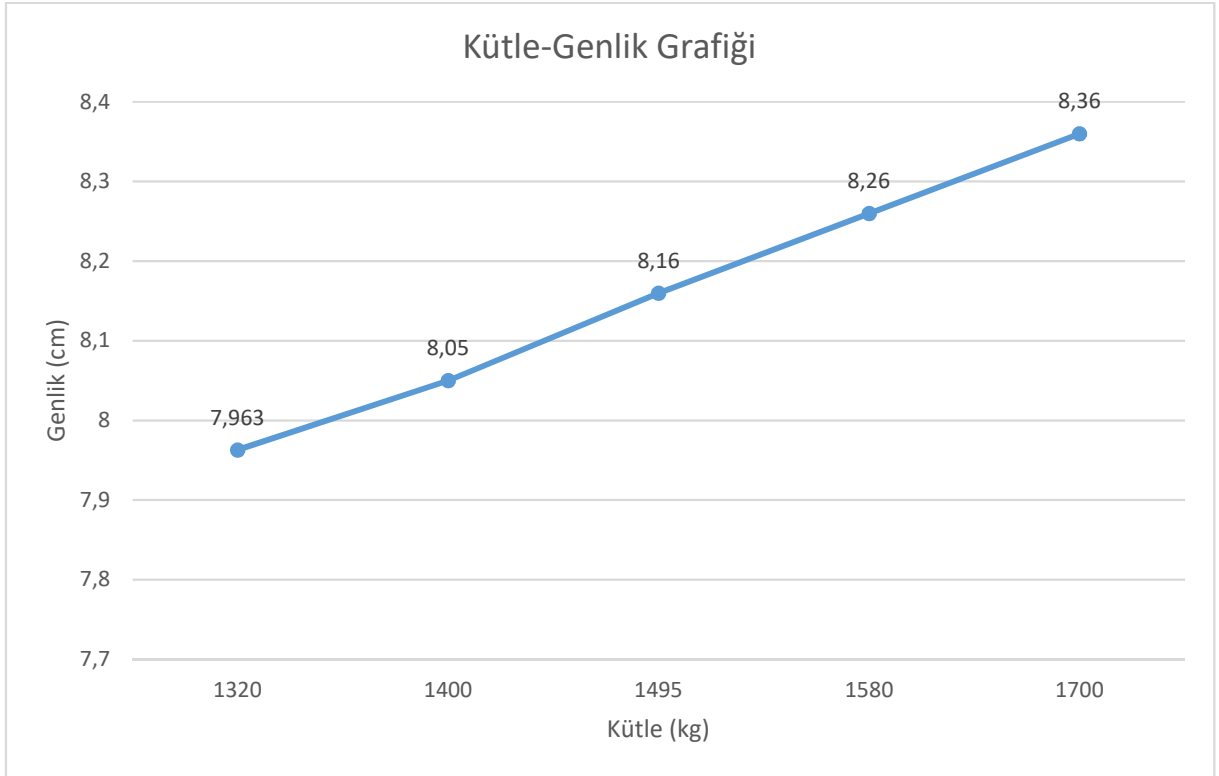
$$\begin{aligned} \frac{X}{Y} &= \left[\frac{1 + (2\xi r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\xi r)^2} \right]^{1/2} = \left[\frac{1 + (2 \times 0.5 \times 0.678)^2}{(1 - 0.678^2)^2 + (2 \times 0.5 \times 0.678)^2} \right]^{1/2} \\ &= 1.3936 \end{aligned}$$

Aracın yer değiştirme genliği;

$$X = 1.3936Y = 1.3936(0.06) = 0.0836$$

40 km/h sabit hız ile 1495 kg araç kütlesi 6 cm'lik set yüksekliği aracın şasisine ve yolculara 8.36 cm olarak iletilmektedir.

Matematiksel modelleme ile 40 km/h sabit hız altında yol yüzeyinde bulunan 6 cm'lik kasislerden geçiş sırasında aracın kütlesinin sürücü ve yolcular ile artırılması durumunda sürücü ve yolculara iletilen genlik değerlerinde artış olduğu sonucuna ulaşılmış olup grafik olarak Şekil 4.5'te gösterilmiştir.



Şekil 4.5 Kütle-Genlik değişim grafiği.

Süspansiyon sisteminin analizini için oluşturulan matematiksel model sonucunda araç kütlesinde artış yapılarak sürücü üzerinde oluşan genlik değerlerine bakılarak konfor etkisinden bahsedilebiliriz. Sürücü üzerinde 6 cm'lik hız kesici set yüksekliğinin kütle artışı ile paralel olarak arttığı ve bununla birlikte konforda azalma olduğu görülmektedir. Hız kesici setlerin kullanım amacı araç hızının düşürülerek geçiş yapmasını sağlamaktır. Bu duruma bağlı olarak hız kesici setler hem süspansiyon sistemini koruyacaktır hem de sürücü üzerinde genlik değerinde azalma sağlayacağı için konforlu bir sürüş imkânı tanıyacaktır.

4.2 Deneysel Sonuçlar

4.2.1 Hız Kesici Set Bulunmayan Yol Profilinde Test Sonuçları

2 farklı binek araç ile 80 km/h sabit hız altında yolcu sayısının artışı ile kütle değişimleri yapılarak sürücüye iletilen ivme değerleri karşılaştırılmıştır. Test çalışmalarının birincisi Konya ili Akşehir ilçesi Akşehir-Isparta yolu üzerinde hız kesici set bulunmayan yüzey üzerinde yapılmıştır (Şekil 4.6).



Şekil 4.6 Test çalışmaları yapılan hız kesici set bulunmayan yol profili.

4.2.1.1 Test Aracı A ile Binek Araç Kütle Değişimine Göre Veri Kayıtları

- Test aracı A 1419 kg kütle;

Titreşim ölçüm cihazı ile araç kütlesi 1344 kg ve sürücü kütlesi 75 kg olmak üzere toplam da 1419 kg ağırlık ile 80 km/h sabit hız altında 2 dakika 32 saniye test süresi boyunca veriler Şekil 4.7’de gösterildiği gibi kayıt altına alınmıştır.

HVM General Information
HVM File Registers 63
Serial Number 01614
Model LARSON DAVIS HVM100
Firmware Version 1.33
HVM File Name AJ
User
Job Description
Location

Note

Setup
Operating Mode Whole Body Autostore Autostop
Averaging Slow Store Time (hh:mm) 17:27
Accelerometer ICP Integration None

Weighting X: Wm Buildings Y: Wm Buildings Z: Wm Buildings
Sum Factor X: 1.00 Y: 1.00 Z: 1.00
Gain (dB) X: 0 Y: 0 Z: 0
Sensitivity X: 100.0 mV/g Y: 100.0 mV/g Z: 100.0 mV/g
AC/DC Output X: AC: Weighted Y: AC: Weighted Z: AC: Weighted

Overall Data

Run Time (hh:mm:ss) 00:02:32

	X: Axis	Y: Axis	Z: Axis	Sum	Units
Aeq	.24200	.11600	.28500	.39100	m/s ²
Amax	.74600	.38700	.83900	1.1300	m/s ²
Amp	1.5600	1.0300	2.1600	2.5800	m/s ²
Amin	.07250	.04110	.08970	.13000	m/s ²
Aeq(k)	.24200	.11600	.28500		m/s ²
VDV	1.4200	.67100	1.7000	2.2300	
CFmp	16.200	19.000	17.600	16.400	dB
A(8)				.02460	m/s ²

Time History File Name AJ Register 63

Measurement Time 13 May 2023 18:10:33

Units m/s²

TIME	X RMS	Y RMS	Z RMS	S RMS
18:10:34	.36600	.38500	.39700	.66100
18:10:35	.28600	.30100	.31700	.52100
18:10:36	.19900	.22800	.23600	.38200
18:10:37	.18700	.16200	.16400	.29500
18:10:38	.16100	.15600	.19600	.29700
18:10:39	.14300	.14900	.19300	.28100
18:10:40	.24500	.13600	.16800	.32500
18:10:41	.19300	.11700	.14100	.26400
18:10:42	.14500	.09820	.12900	.21600
18:10:43	.13700	.10100	.17600	.24300
18:10:44	.11200	.10400	.14400	.20800
18:10:45	.11000	.11900	.13700	.21000

Şekil 4.7 1419 kg kütleli test aracı A ile deneysel veriler.

Veri tablosunda anlık ölçülen maksimum ivme ($A_{\max}$) değerinin $0,839 \text{ m/s}^2$, minimum ivme değerinin ($A_{\min}$) $0,0897 \text{ m/s}^2$ olduğu görülmektedir. Minimum ve maksimum ivme değerlerinin her ne kadar aynı yol profillerinde test çalışmaları yapılsa da sürüş açısı ve yolda çıkabilecek bir engel dolayısıyla dikkate almamak daha doğru olacaktır. Analizlerin doğru yapılabilmesi için test süreleri boyunca maksimum ve minimum ivme değerleri yerine ortalama ivme değeri (A_{eq}) dikkate alınmıştır. Grafik incelendiğinde 80 km/h hız ve 1419 kg kütle ile yapılan test çalışmasında ortalama ivme değeri (A_{eq}) $0,285 \text{ m/s}^2$ 'dir.

- Test aracı A 1504 kg kütle;

Titreşim ölçüm cihazı ile 1419 kg kütleyle ilave olarak 85 kg kütleli bir yolcu ile birlikte toplam da 1504 kg ağırlık ile 80 km/h sabit hız altında 2 dakika 44 saniye test süresi boyunca veriler Şekil 4.8’de gösterildiği gibi kayıt altına alınmıştır.

HVM General Information					65
HVM File Registers					01614
Serial Number					LARSON DAVIS HVM100
Model					1.33
Firmware Version					
HVM File Name					AJ
User					
Job Description					
Location					
Note					
Setup					
Operating Mode	Whole Body	Autostore	Autostop		
Averaging	Slow	Store Time (hh:mm)	17:27		
Accelerometer	ICP	Integration	None		
Weighting	X: Wm Buildings	Y: Wm Buildings	Z: Wm Buildings		
Sum Factor	X: 1.00	Y: 1.00	Z: 1.00		
Gain (dB)	X: 0	Y: 0	Z: 0		
Sensitivity	X: 100.0 mV/g	Y: 100.0 mV/g	Z: 100.0 mV/g		
AC/DC Output	X: AC: Weighted	Y: AC: Weighted	Z: AC: Weighted		
Overall Data					
Run Time (hh:mm:ss)	00:02:44				
	X: Axis	Y: Axis	Z: Axis	Sum	Units
Aeq	.21600	.10500	.25800	.35200	m/s ²
Amax	.68500	.37200	.81200	1.0700	m/s ²
Amp	1.5600	.84500	1.9700	2.3900	m/s ²
Amin	.07220	.04150	.08240	.11900	m/s ²
Aeq(k)	.21600	.10500	.25800		m/s ²
VDV	1.3200	.61800	1.5900	2.0800	
CFmp	17.200	18.100	17.600	16.700	dB
A(8)				.02280	m/s ²
Time History File Name					
	AJ	Register	65		
Measurement Time	13 May 2023 18:20:00				
Units	m/s ²				
TIME	X RMS	Y RMS	Z RMS	S RMS	
18:20:01	.20800	.21700	.28000	.41000	
18:20:02	.19500	.18600	.23700	.35800	
18:20:03	.14200	.13300	.18200	.26500	
18:20:04	.27700	.13500	.26400	.40400	
18:20:05	.40300	.19800	.20500	.49200	
18:20:06	.27300	.14100	.19200	.36100	
18:20:07	.18300	.09890	.14500	.25200	
18:20:08	.12900	.07900	.11500	.18800	
18:20:09	.12300	.06990	.13200	.19200	
18:20:10	.13500	.07140	.16100	.22000	
18:20:11	.10600	.07380	.14100	.18900	

Şekil 4.8 1504 kg kütleli test aracı A ile deneysel veriler.

Veri tablosunda anlık ölçülen maksimum ivme değerinin (A_{max}) 0,812 m/s², minimum ivme değerinin (A_{min}) 0.0824 m/s² olduğu görülmektedir. Grafik incelendiğinde 80 km/h hız ve 1504 kg kütle ile yapılan test çalışmasında ortalama ivme değeri (A_{eq}) 0,258 m/s²’dir. 1504 kg kütlede ortalama ivme değerinin 1419 kg kütle ivme değerine göre azaldığı görülmektedir.

- Test aracı A 1594 kg kütle;

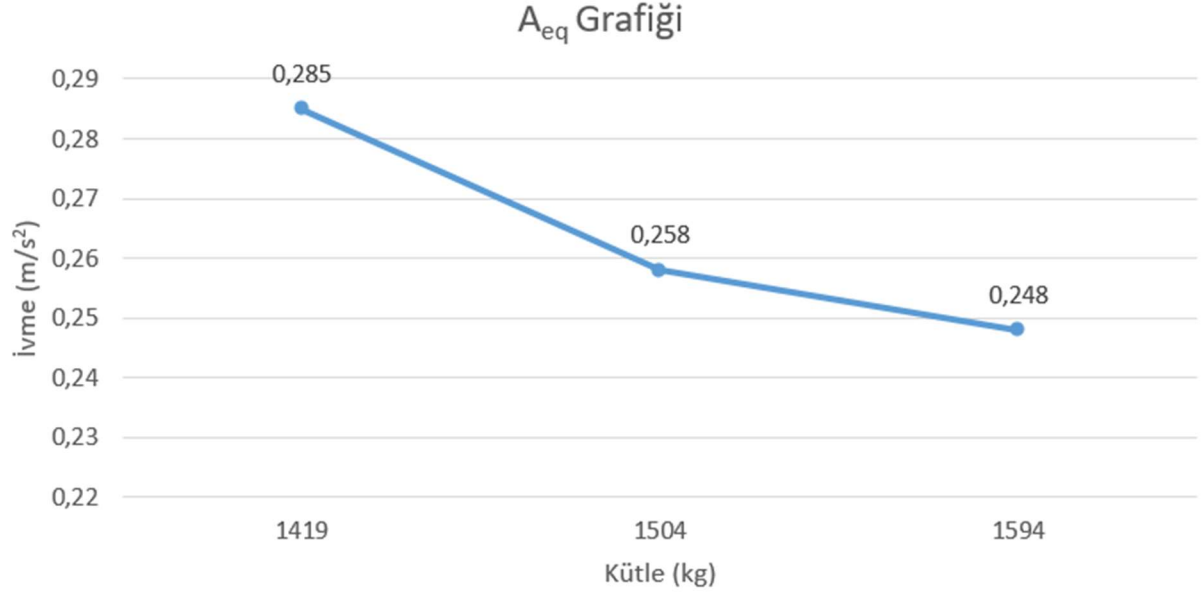
Titreşim ölçüm cihazı ile 1504 kg kütleyle ilave olarak 90 kg kütleli ikinci yolcu ile birlikte toplam da 1594 kg ağırlık ile 80 km/h sabit hız altında 2 dakika 43 saniye test süresi boyunca veriler Şekil 4.9’da gösterildiği gibi kayıt altına alınmıştır.

HVM General Information					
HVM File Registers					67
Serial Number					01614
Model				LARSON DAVIS	HVM100
Firmware Version					1.33
HVM File Name				AJ	
User					
Job Description					
Location					
Note					
Setup					
Operating Mode	Whole Body	Autostore	Autostop		
Averaging	Slow	Store Time (hh:mm)	17:27		
Accelerometer	ICP	Integration	None		
Weighting	X: Wm Buildings	Y: Wm Buildings	Z: Wm Buildings		
Sum Factor	X: 1.00	Y: 1.00	Z: 1.00		
Gain (dB)	X: 0	Y: 0	Z: 0		
Sensitivity	X: 100.0 mV/g	Y: 100.0 mV/g	Z: 100.0 mV/g		
AC/DC Output	X: AC: Weighted	Y: AC: Weighted	Z: AC: Weighted		
Overall Data					
Run Time (hh:mm:ss)	00:02:43				
	X: Axis	Y: Axis	Z: Axis	Sum	Units
Aeq	.21400	.08900	.24800	.33900	m/s ²
Amax	.71500	.23600	.81300	1.0900	m/s ²
Amp	1.8900	.79700	2.1100	2.7800	m/s ²
Amin	.06900	.03810	.08220	.11900	m/s ²
Aeq(k)	.21400	.08900	.24800		m/s ²
VDV	1.3700	.49900	1.6000	2.1100	
CFmp	18.900	19.000	18.600	18.300	dB
A(8)				.02250	m/s ²
Time History File Name					
Measurement Time	AJ	Register	67		
Units	13 May 2023 18:30:34				
	m/s ²				
TIME	X RMS	Y RMS	Z RMS	S RMS	
18:30:35	.18200	.09960	.18700	.27800	
18:30:36	.15700	.17300	.15400	.27900	
18:30:37	.18600	.12700	.22500	.31700	
18:30:38	.14300	.08940	.16300	.23300	
18:30:39	.12200	.08370	.13100	.19600	
18:30:40	.10600	.06720	.11200	.16600	
18:30:41	.10000	.05700	.10900	.15700	
18:30:42	.14500	.05810	.18100	.23700	
18:30:43	.11600	.05530	.14100	.18900	
18:30:44	.10800	.06480	.12300	.17500	
18:30:45	.09070	.06340	.09820	.14600	

Şekil 4.9 1594 kg kütleli test aracı A ile deneysel veriler.

Veri tablosunda anlık ölçülen maksimum ivme (A_{max}) 0,813 m/s², minimum ivme değerinin (A_{min}) 0.0822 m/s² olduğu görülmektedir. Grafik incelendiğinde 80 km/h hız ve 1594 kg kütle ile yapılan test çalışmasında ortalama ivme değeri (A_{eq}) 0,248 m/s²’dir. Whole body modunda 1594 kg kütlede ortalama ivme değerinin 1419 kg ve 1504 kg kütlede ki ivme değerine göre azaldığı görülmektedir.

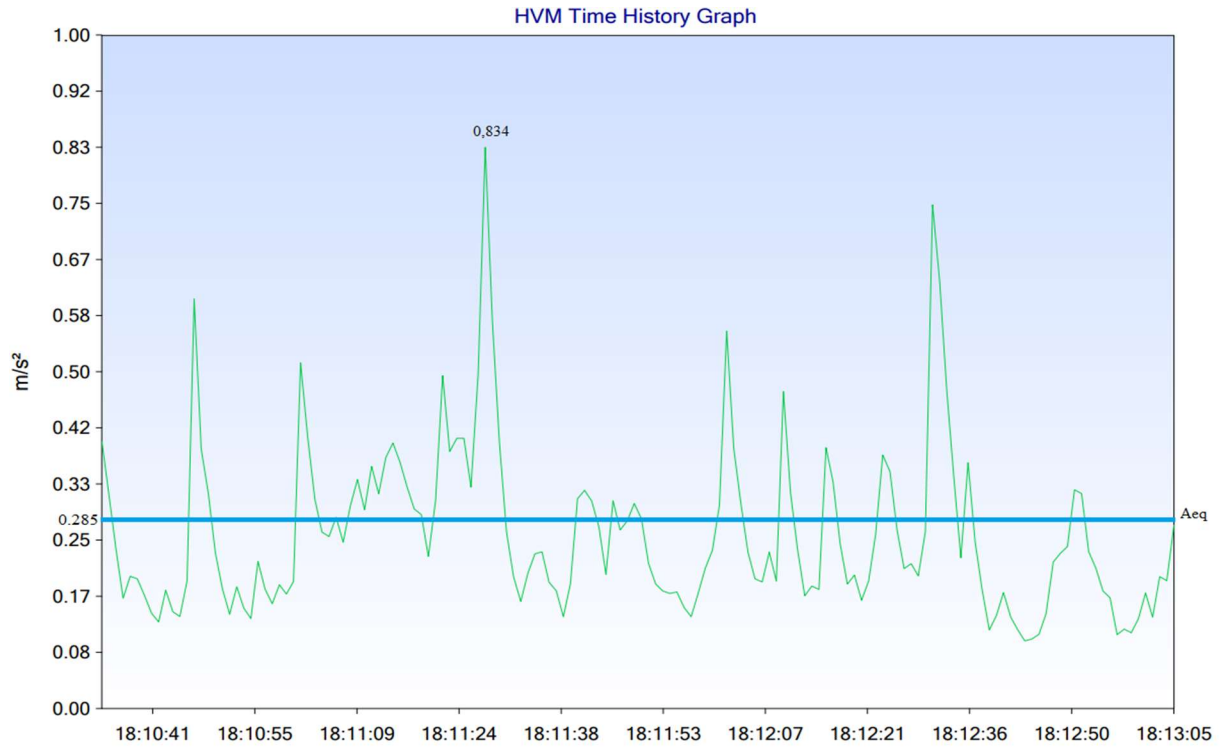
Şekil 4.10’da test süreleri boyunca titreşim ölçüm cihazın ölçüm yaptığı ortalama ivme (A_{eq}) değerleri grafik halinde verilmiştir.



Şekil 4.10 Test aracı A ile kütle değişimlerine göre ortalama ivme değerleri.

4.2.1.2 Test Aracı A ile Binek Araç Kütle Değişimine Göre İvme Grafikleri

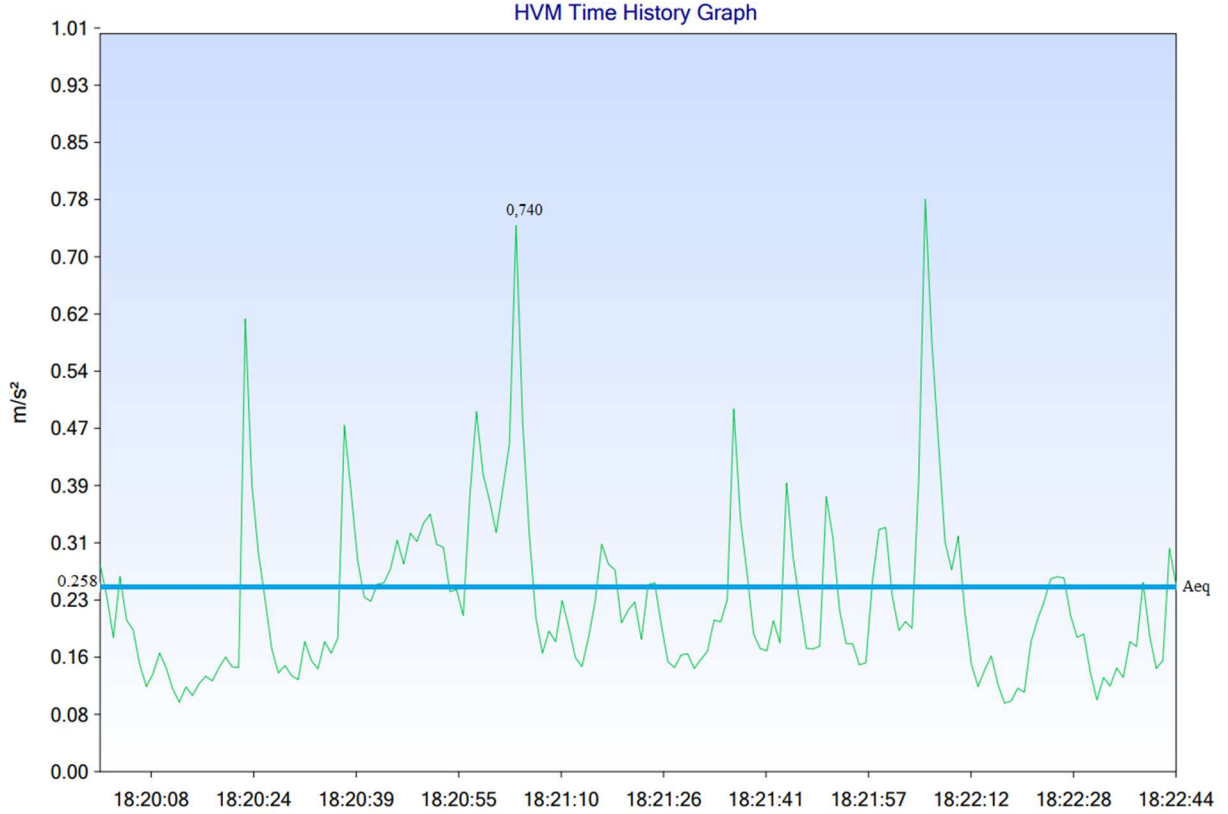
- 1419 kg kütleli araç için ivme değişim grafiği Şekil 4.11’de gösterilmiştir.



Şekil 4.11 1419 kg kütleli test aracı A’ya ait ivme grafiği.

2 dakika 32 saniye test süresi boyunca titreşim ölçüm cihazı ile ölçülen ivme değerleri bilgisayar programına aktarılarak ivme değişim grafiği elde edilmiştir. 1419 kg için veri tablosu ve ivme grafiği incelendiğinde zirve değeri aynı yol profilinde $0,834 \text{ m/s}^2$, ortalama ivme değerinin (A_{eq}) ise Şekil 4.7’den $0,285 \text{ m/s}^2$ olduğu görülmektedir.

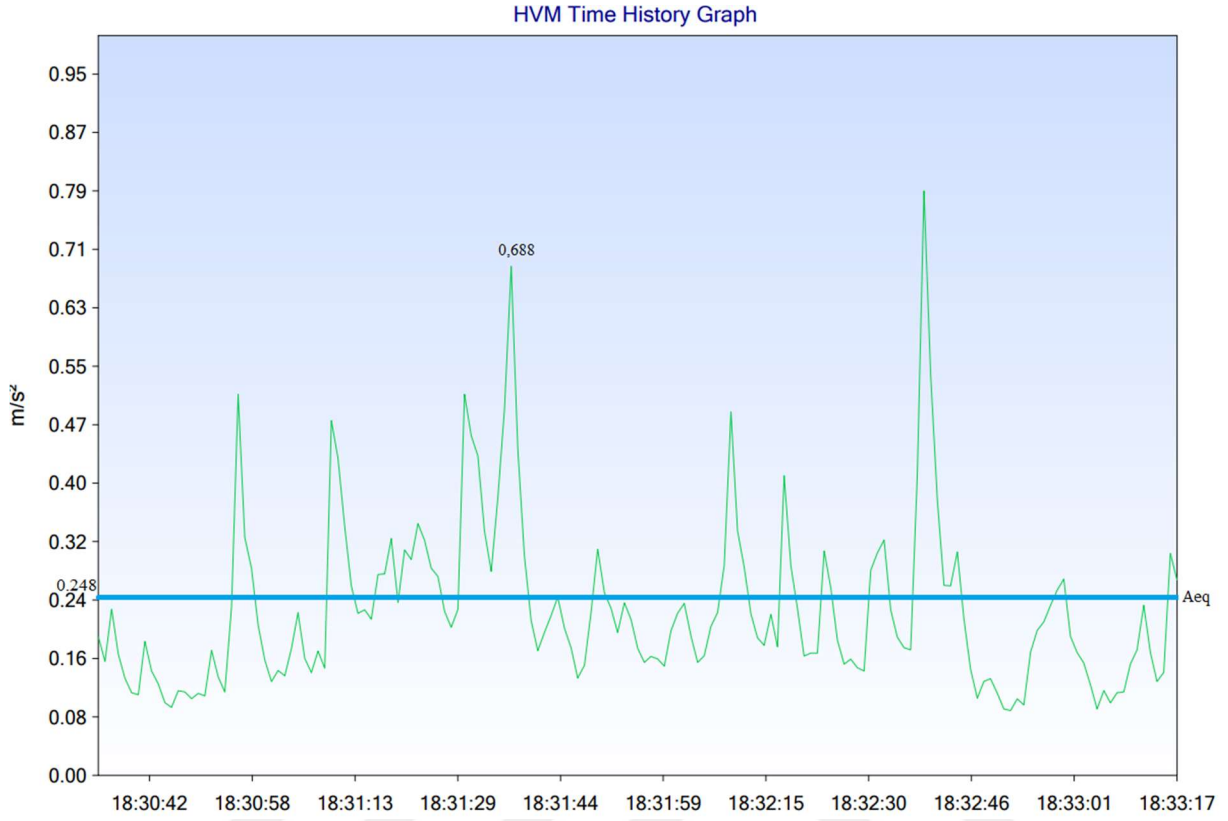
➤ 1504 kg kütleli araç için ivme değişim grafiği Şekil 4.12’de gösterilmiştir.



Şekil 4.12 1504 kg kütleli test aracı A’ya ait ivme grafiği.

2 dakika 44 saniye test süresi boyunca titreşim ölçüm cihazı ile ölçülen ivme değerleri bilgisayar programına aktarılarak ivme değişim grafiği elde edilmiştir. 1504 kg için veri tablosu ve ivme grafiği incelendiğinde zirve değeri aynı yol profilinde $0,740 \text{ m/s}^2$, ortalama ivme değerinin (A_{eq}) ise Şekil 4.8’den $0,258 \text{ m/s}^2$ olduğu görülmektedir. Kütle artışı ile hem grafikte aynı noktalarda zirve değerinin $0,834 \text{ m/s}^2$ ’den $0,740 \text{ m/s}^2$ ’ye düştüğü hem de ortalama ivme değerinin $0,285 \text{ m/s}^2$ ’den $0,258 \text{ m/s}^2$ ’ye düştüğü gözlemlenmiştir.

➤ 1594 kg kütleli araç için ivme değişim grafiği Şekil 4.13'te gösterilmiştir.



Şekil 4.13 1594 kg kütleli test aracı A'ya ait ivme grafiği.

2 dakika 43 saniye test süresi boyunca titreşim ölçüm cihazı ile ölçülen ivme değerleri bilgisayar programına aktarılarak ivme değişim grafiği elde edilmiştir. 1594 kg için veri tablosu ve ivme grafiği incelendiğinde zirve değeri aynı yol profilinde 0,688 m/s², ortalama ivme değerinin (A_{eq}) ise Şekil 4.9'dan 0,248 m/s² olduğu görülmektedir. Kütle artışı ile grafikte aynı noktalarda zirve değerinin 0,834 m/s²'den sırasıyla önce 0,740 m/s²'ye sonrasında 0,688 m/s²'ye düştüğü ayrıca ortalama ivme değerinin 0,285 m/s²'den 0,258 m/s²'ye ve en son kütlede 0,248 m/s²'ye düştüğü gözlemlenmiştir.

Test aracı A ile binek araç için 80 km/h hız altında aynı yol şartlarında kütle artışı yapıldığı durumda sürücü ve yolcular üzerinde Şekil 4.10'dan da görüldüğü gibi ortalama ivme değerinin genel olarak düşüş eğilimi gösterdiği grafiklerden ve sayısal bulgulardan anlaşılmaktadır. Bu test aracı için kütle artışı ile titreşim ve ivme değerinin azaldığı buna bağlı olarak ise sürüş konforunun arttığı söylenebilir.

4.2.1.3 Test Aracı B ile Araç Kütle Değişimine Göre Veri Kayıtları

- Test Aracı B 1535 kg kütle;

Titreşim ölçüm cihazı ile araç kütlesi 1375 kg, sürücü kütlesi 75 kg ve 85 kg kütleli bir yolcu ile birlikte toplam 1535 kg ağırlık ile 80 km/h sabit hız altında 2 dakika 41 saniye test süresi boyunca veriler Şekil 4.14'te gösterildiği gibi kayıt altına alınmıştır.

HVM General Information				
HVM File Registers				72
Serial Number				01614
Model			LARSON DAVIS	HVM100
Firmware Version				1.33
HVM File Name			AJ	
User				
Job Description				
Location				
Note				
Setup				
Operating Mode	Whole Body	Autostore	Autostop	
Averaging	Slow	Store Time (hh:mm)	17:27	
Accelerometer	ICP	Integration	None	
Weighting	X: Wm Buildings	Y: Wm Buildings	Z: Wm Buildings	
Sum Factor	X: 1.00	Y: 1.00	Z: 1.00	
Gain (dB)	X: 0	Y: 0	Z: 0	
Sensitivity	X: 100.0 mV/g	Y: 100.0 mV/g	Z: 100.0 mV/g	
AC/DC Output	X: AC: Weighted	Y: AC: Weighted	Z: AC: Weighted	
Overall Data				
Run Time (hh:mm:ss)	00:02:41			
	X: Axis	Y: Axis	Z: Axis	Sum
Aeq	.20100	.10700	.31200	.38500
Amax	.63100	.35900	.99600	1.2000
Amp	2.0400	.89000	2.6900	3.3500
Amin	.07550	.04010	.11800	.14900
Aeq(k)	.20100	.10700	.31200	
VDV	1.2300	.62200	1.8900	2.2500
CFmp	20.100	18.400	18.700	18.800
A(8)				.02330
Time History File Name	AJ	Register	72	
Measurement Time	13 May 2023 18:59:30			
Units	m/s ²			
TIME	X RMS	Y RMS	Z RMS	S RMS
18:59:31	.16000	.09260	.25000	.31000
18:59:32	.18800	.18400	.32700	.41900
18:59:33	.17300	.13500	.28000	.35500
18:59:34	.14800	.11700	.22600	.29300
18:59:35	.17600	.10100	.28500	.34800
18:59:36	.15000	.08090	.22800	.28300
18:59:37	.13200	.07530	.19400	.24500
18:59:38	.12800	.07380	.17600	.22800
18:59:39	.11500	.07850	.16200	.21200
18:59:40	.11600	.07780	.17000	.21900
18:59:41	.14700	.07900	.20400	.26200

Şekil 4.14 1535 kg kütleli test aracı B ile deneysel veriler.

Veri tablosunda anlık ölçülen maksimum ivme (A_{max}) değerinin $0,996 \text{ m/s}^2$, minimum ivme değerinin (A_{min}) $0,118 \text{ m/s}^2$ olduğu görülmektedir. Analizlerin doğru yapılabilmesi için test süreleri boyunca maksimum ve minimum ivme değerleri yerine ortalama ivme değeri (A_{eq})

dikkate alınmıştır. Grafik incelendiğinde 80 km/h hız ve 1419 kg kütle ile yapılan test çalışmasında ortalama ivme değeri (A_{eq}) 0,312 m/s²'dir.

➤ Test Aracı B 1630 kg kütle;

Titreşim ölçüm cihazı ile 1535 kg kütleyle ilave olarak 95 kg kütleli ikinci yolcu ile birlikte toplam da 1630 kg ağırlık ile 80 km/s sabit hız altında 2 dakika 44 saniye test süresi boyunca veriler Şekil 4.15'te gösterildiği gibi kayıt altına alınmıştır.

HVM General Information					
HVM File Registers					74
Serial Number					01614
Model			LARSON DAVIS	HVM100	
Firmware Version					1.33
HVM File Name					AJ
User					
Job Description					
Location					
Note					
Setup					
Operating Mode	Whole Body	Autostore		Autostop	
Averaging	Slow	Store Time (hh:mm)		17:27	
Accelerometer	ICP	Integration		None	
Weighting	X: Wm Buildings	Y: Wm Buildings		Z: Wm Buildings	
Sum Factor	X: 1.00	Y: 1.00		Z: 1.00	
Gain (dB)	X: 0	Y: 0		Z: 0	
Sensitivity	X: 100.0 mV/g	Y: 100.0 mV/g		Z: 100.0 mV/g	
AC/DC Output	X: AC: Weighted	Y: AC: Weighted		Z: AC: Weighted	
Overall Data					
Run Time (hh:mm:ss)	00:02:44				
	X: Axis	Y: Axis	Z: Axis	Sum	Units
Aeq	.17600	.09900	.30800	.36700	m/s ²
Amx	.55700	.26700	.97600	1.1400	m/s ²
Amp	2.1300	.75100	2.6400	3.3500	m/s ²
Amin	.05970	.03560	.12500	.14300	m/s ²
Aeq(k)	.17600	.09900	.30800		m/s ²
VDV	1.0800	.54500	1.8500	2.1300	
CFmp	21.700	17.600	18.600	19.200	dB
A(8)				.02320	m/s ²
Time History File Name AJ Register 74					
Measurement Time	13 May 2023 19:09:19				
Units	m/s ²				
TIME	X RMS	Y RMS	Z RMS	S RMS	
19:09:20	.13900	.09040	.21400	.27000	
19:09:21	.20300	.18000	.32200	.41900	
19:09:22	.18400	.15100	.31300	.39200	
19:09:23	.15000	.11300	.26100	.32100	
19:09:24	.16100	.11300	.27300	.33500	
19:09:25	.15300	.11100	.23700	.30100	
19:09:26	.15400	.10400	.26800	.32500	
19:09:27	.16200	.09260	.23200	.29600	
19:09:28	.14500	.09330	.20900	.26900	
19:09:29	.14400	.10800	.19400	.26400	
19:09:30	.15800	.10600	.19400	.27000	

Şekil 4.15 1630 kg kütleli test aracı B ile deneysel veriler.

Veri tablosunda anlık ölçülen maksimum ivme değerinin (A_{max}) 0,976 m/s², minimum ivme değerinin (A_{min}) 0.125 m/s² olduğu görülmektedir. Grafik incelendiğinde 80 km/h hız ve 1630

kg kütle ile yapılan test çalışmasında ortalama ivme değeri (A_{eq}) 0,308 m/s²'dir. 1630 kg kütlede ortalama ivme değerinin 1535 kg kütle ivme değerine göre azaldığı görülmektedir.

➤ Test Aracı B 1720 kg kütle;

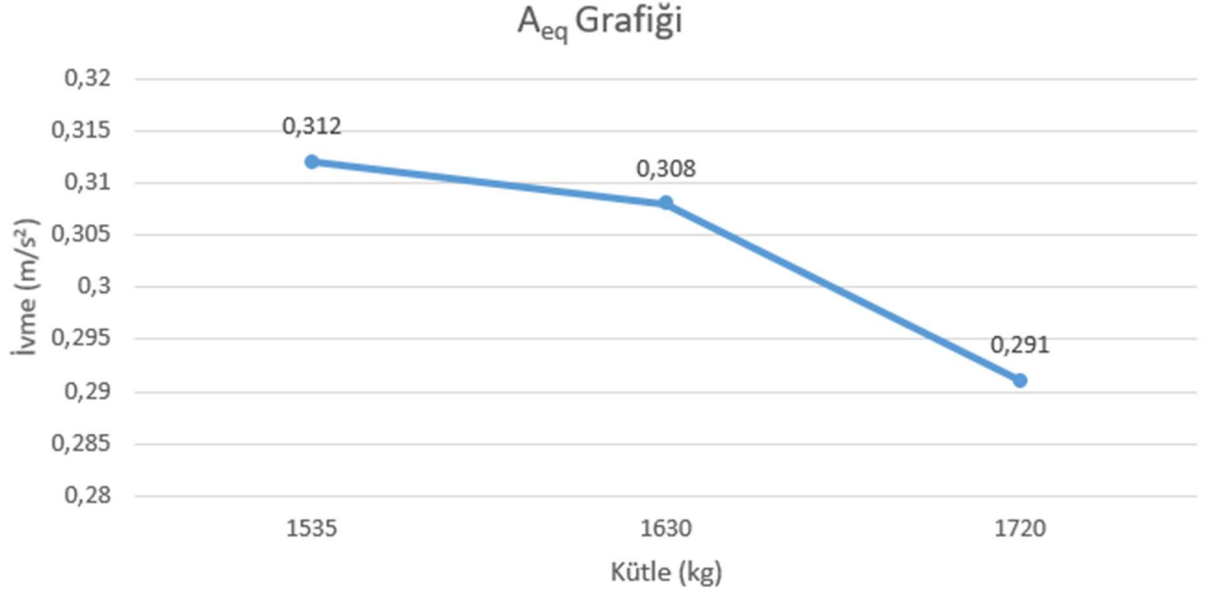
Titreşim ölçüm cihazı ile 1630 kg kütleyle ilave olarak 90 kg kütleli üçüncü yolcu ile birlikte toplam da 1720 kg ağırlık ile 80 km/s sabit hız altında 2 dakika 43 saniye test süresi boyunca veriler Şekil 4.16'da gösterildiği gibi kayıt altına alınmıştır.

HVM General Information					
HVM File Registers				76	
Serial Number				01614	
Model		LARSON DAVIS	HVM100		
Firmware Version				1.33	
HVM File Name			AJ		
User					
Job Description					
Location					
Note					
Setup					
Operating Mode	Whole Body	Autostore	Autostop		
Averaging	Slow	Store Time (hh:mm)	17:27		
Accelerometer	ICP	Integration	None		
Weighting	X: Wm Buildings	Y: Wm Buildings	Z: Wm Buildings		
Sum Factor	X: 1.00	Y: 1.00	Z: 1.00		
Gain (dB)	X: 0	Y: 0	Z: 0		
Sensitivity	X: 100.0 mV/g	Y: 100.0 mV/g	Z: 100.0 mV/g		
AC/DC Output	X: AC: Weighted	Y: AC: Weighted	Z: AC: Weighted		
Overall Data					
Run Time (hh:mm:ss)	00:02:43				
	X: Axis	Y: Axis	Z: Axis	Sum	Units
Aeq	.25300	.10500	.29100	.39800	m/s ²
Amax	.75800	.24000	.91000	1.2000	m/s ²
Amp	1.9500	.70300	2.2000	2.7800	m/s ²
Amin	.10600	.04240	.12600	.17000	m/s ²
Aeq(k)	.25300	.10500	.29100		m/s ²
VDV	1.5300	.56300	1.7400	2.3200	
CFmp	17.700	16.500	17.600	16.900	dB
A(8)				.02670	m/s ²
Time History File Name					
File Name	AJ	Register	76		
Measurement Time	13 May 2023 19:19:30				
Units	m/s ²				
TIME	X RMS	Y RMS	Z RMS	S RMS	
19:19:31	.20900	.12500	.23300	.33600	
19:19:32	.21200	.10600	.23300	.33000	
19:19:33	.18700	.09170	.20400	.29000	
19:19:34	.22500	.09180	.25700	.35200	
19:19:35	.19900	.08650	.22500	.31100	
19:19:36	.16800	.07550	.19600	.26800	
19:19:37	.16300	.08500	.17900	.25500	
19:19:38	.15600	.09640	.17500	.25200	
19:19:39	.20400	.09380	.21600	.31000	
19:19:40	.17700	.08400	.19300	.27400	

Şekil 4.16 1720 kg kütleli test aracı B ile deneysel veriler.

Veri tablosunda anlık ölçülen maksimum ivme (A_{max}) 0,910 m/s², minimum ivme değerinin (A_{min}) 0.126 m/s² olduğu görülmektedir. Grafik incelendiğinde 80 km/h hız ve 1720 kg kütle

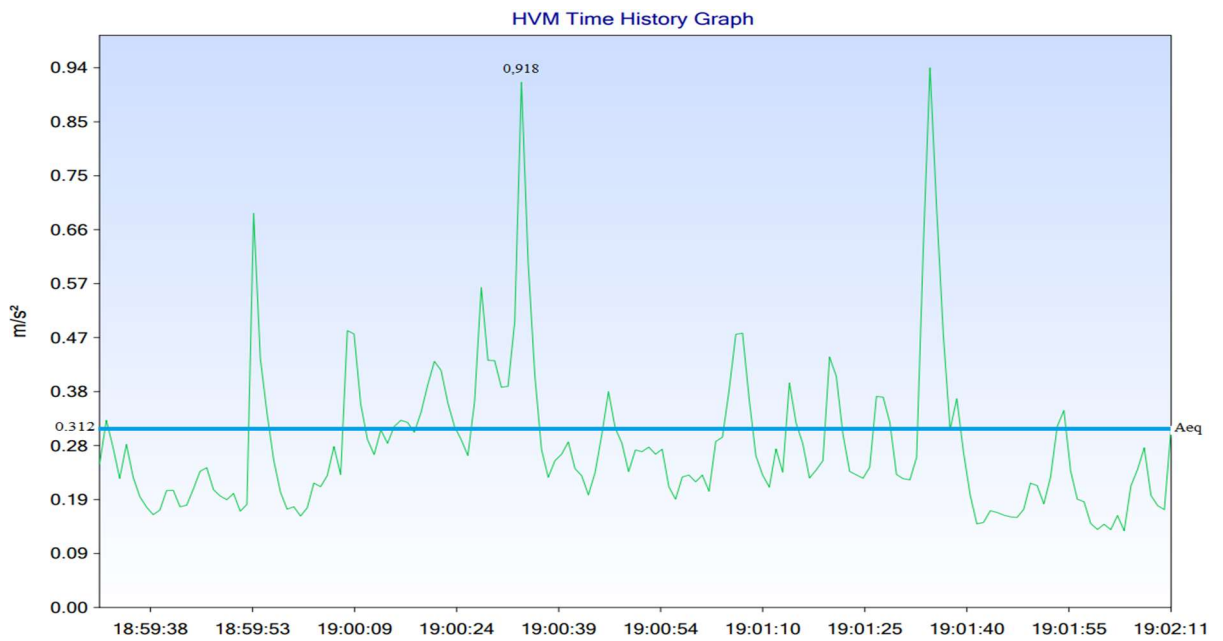
ile yapılan test çalışmasında ortalama ivme değeri (A_{eq}) 0,291 m/s²'dir. 1720 kg kütlede ortalama ivme değerinin 1630 kg ve 1535 kg kütlede ki ivme değerine göre azaldığı görülmektedir. Şekil 4.17'de test süreleri boyunca titreşim ölçüm cihazın ölçüm yaptığı ortalama ivme (A_{eq}) değerleri grafik halinde verilmiştir.



Şekil 4.17 Test aracı B ile kütle değişimlerine göre ortalama ivme değerleri.

4.2.1.4 Test Aracı B ile Binek Araç Kütle Değişimine Göre İvme Grafikleri

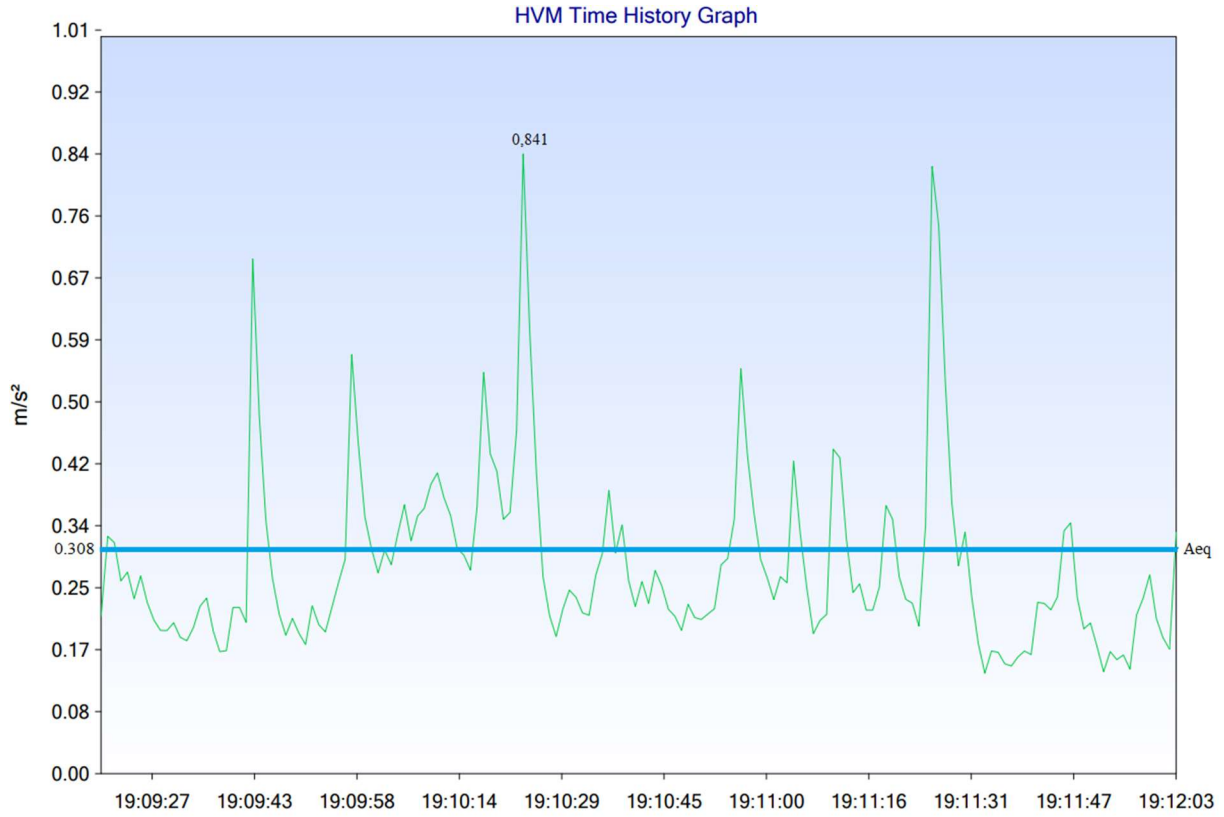
- 1535 kg kütleli araç için ivme değişim grafiği Şekil 4.18'de gösterilmiştir.



Şekil 4.18 1535 kg kütleli test aracı B'ye ait ivme grafiği.

2 dakika 41 saniye test süresi boyunca titreşim ölçüm cihazı ile ölçülen ivme değerleri bilgisayar programına aktarılarak ivme değişim grafiği elde edilmiştir. 1535 kg için veri tablosu ve ivme grafiği incelendiğinde zirve değeri aynı yol profilinde $0,918 \text{ m/s}^2$, ortalama ivme değerinin (A_{eq}) ise Şekil 4.14 ‘den $0,312 \text{ m/s}^2$ olduğu görülmektedir.

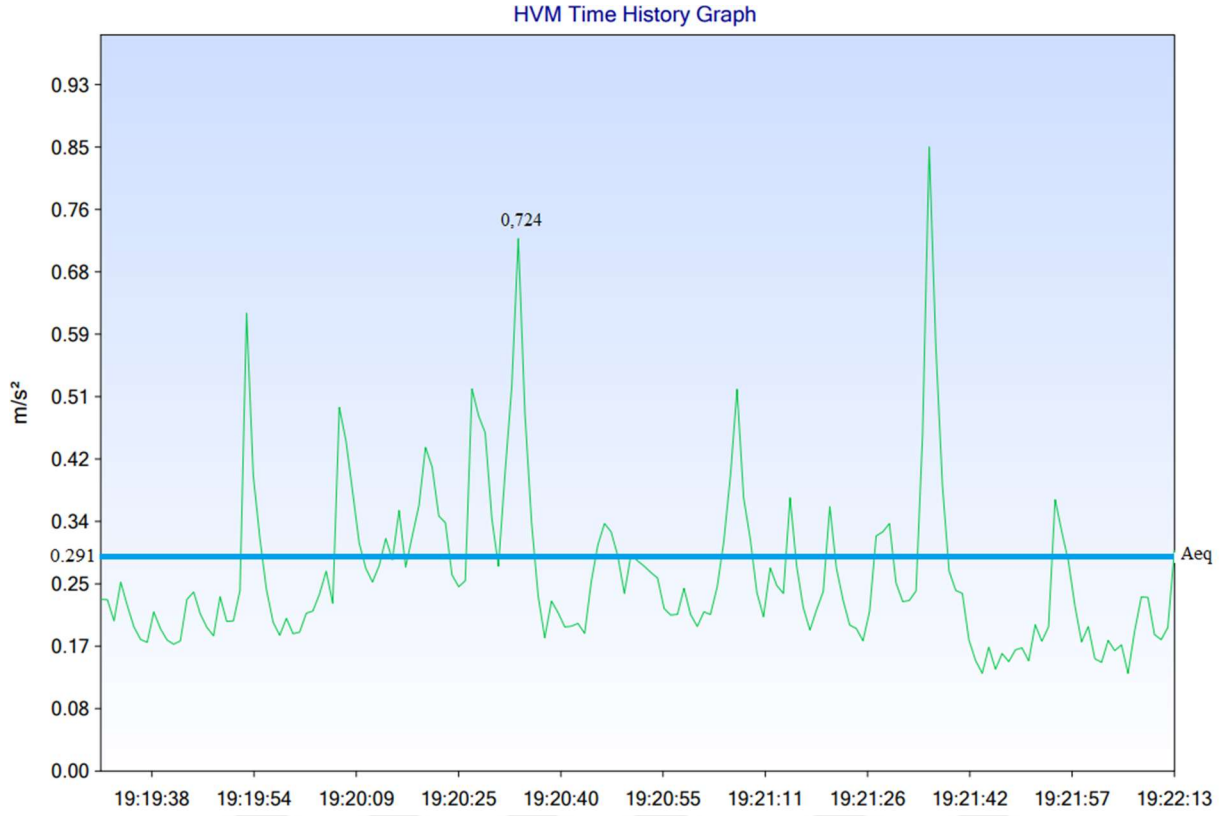
➤ 1630 kg kütleli araç için ivme değişim grafiği Şekil 4.19’da gösterilmiştir.



Şekil 4.19 1630 kg kütleli test aracı B’ye ait ivme grafiği.

2 dakika 44 saniye test süresi boyunca titreşim ölçüm cihazı ile ölçülen ivme değerleri bilgisayar programına aktarılarak ivme değişim grafiği elde edilmiştir. 1630 kg için veri tablosu ve ivme grafiği incelendiğinde zirve değeri aynı yol profilinde $0,841 \text{ m/s}^2$, ortalama ivme değerinin (A_{eq}) ise Şekil 4.15’den $0,308 \text{ m/s}^2$ olduğu görülmektedir. Kütle artışı ile hem grafikte aynı noktalarda zirve değerinin $0,918 \text{ m/s}^2$ ’den $0,841 \text{ m/s}^2$ ’ye düştüğü hem de ortalama ivme değerinin $0,312 \text{ m/s}^2$ ’den $0,308 \text{ m/s}^2$ ’ye düştüğü gözlemlenmiştir.

➤ 1720 kg kütleli araç için ivme değişim grafiği Şekil 4.20’de gösterilmiştir.



Şekil 4.20 1720 kg kütleli test aracı B’ye ait ivme grafiği.

2 dakika 43 saniye test süresi boyunca titreşim ölçüm cihazı ile ölçülen ivme değerleri bilgisayar programına aktarılarak ivme değişim grafiği elde edilmiştir. 1720 kg için veri tablosu ve ivme grafiği incelendiğinde zirve değeri aynı yol profilinde 0,724 m/s², ortalama ivme değerinin (A_{eq}) ise Şekil 4.16’dan 0,291 m/s² olduğu görülmektedir. Kütle artışı ile grafikte aynı noktalarda zirve değerinin 0,918 m/s²’den sırasıyla önce 0,841 m/s²’ye sonrasında 0,724 m/s²’ye düştüğü ayrıca ortalama ivme değerinin 0,312 m/s²’den 0,308 m/s²’ye ve en son kütlede 0,291 m/s²’ye düştüğü gözlemlenmiştir.

Test aracı B ile binek araç için 80 km/h hız altında aynı yol şartlarında kütle artışı yapıldığı durumda sürücü ve yolcular üzerinde ortalama ivme değerinin genel olarak düşüş eğilimi gösterdiği grafiklerden ve sayısal bulgulardan anlaşılmaktadır. Bu test aracı için kütle artışı ile titreşim ve ivme değerinin azaldığı buna bağlı olarak ise sürüş konforunun arttığı söylenebilir.

4.2.2 Hız Kesici Set Bulunan Yol Profiline Test Sonuçları

2 farklı binek araç ile 50 km/s sabit hız altında yolcu sayısının artışı ile kütle değişimleri yapılarak sürücüye iletilen ivme değerleri karşılaştırılmıştır. Test çalışmalarının ikincisi Konya ili Akşehir ilçesi sanayi bulvarı yolu üzerinde bulunan hız kesici set yol yüzeyinde yapılmıştır (Şekil 4.21).



Şekil 4.21 Test çalışmaları yapılan hız kesici set bulunan yol profili.

Hız kesiciler kauçuk, plastik, asfalt ve beton malzemeler ile belirli ölçüler altında yapılmaktadır. Genellikle kauçuk malzemeler kullanılmakta olup kullanım amaçları araç trafiğini yavaşlatmak, yaya ve araç güvenliğini sağlamaktır.

Araçların hız sabitleyici özellikleri kullanılarak titreşim ölçüm cihazı ile Whole body modunda sürücü üzerinde tüm vücuda gelen titreşim değerleri kayıt altına alınmıştır. Sürücüye z ekseninde iletilen titreşimler referans ivme değeri olarak baz alınıp yorumlanmıştır.

4.2.2.1 Test Aracı A ile Binek Araç Kütle Değişimine Göre Veri Kayıtları

- Test aracı A 1419 kg kütle;

Titreşim ölçüm cihazı ile araç kütlesi 1344 kg ve sürücü kütlesi 75 kg olmak üzere toplam da 1419 kg ağırlık ile 50 km/s sabit hız altında 1 dakika 18 saniye test süresi boyunca veriler Şekil 4.22’de gösterildiği gibi kayıt altına alınmıştır.

HVM General Information					
HVM File Registers					14
Serial Number					01614
Model				LARSON DAVIS	HVM100
Firmware Version					1.33
HVM File Name				AJ	
User					
Job Description					
Location					
Note					
Setup					
Operating Mode	Whole Body	Autostore		Autostop	
Averaging	Slow	Store Time (hh:mm)		17:27	
Accelerometer	ICP	Integration		None	
Weighting	X: Wm Buildings	Y: Wm Buildings		Z: Wm Buildings	
Sum Factor	X: 1.00	Y: 1.00		Z: 1.00	
Gain (dB)	X: 0	Y: 0		Z: 0	
Sensitivity	X: 100.0 mV/g	Y: 100.0 mV/g		Z: 100.0 mV/g	
AC/DC Output	X: AC: Weighted	Y: AC: Weighted		Z: AC: Weighted	
Overall Data					
Run Time (hh:mm:ss)	00:01:18				
	X: Axis	Y: Axis	Z: Axis	Sum	Units
Aeq	.19000	.11000	.22900	.31600	m/s ²
Amax	.53000	.28000	.74000	.94500	m/s ²
Amp	2.0400	1.0300	2.1600	2.5800	m/s ²
Amin	.05050	.03960	.06160	.08660	m/s ²
Aeq(k)	.19000	.11000	.22900		m/s ²
VDV	1.0500	.58400	1.3000	1.6500	
CFmp	20.600	19.500	19.500	18.200	dB
A(8)				.01380	m/s ²
Time History File Name					
File Name	AJ	Register	14		
Measurement Time	4 Jun 2023 23:52:04				
Units	m/s ²				
TIME	X RMS	Y RMS	Z RMS	S RMS	
23:52:05	.08270	.04140	.11500	.14700	
23:52:06	.09850	.04860	.11800	.16000	
23:52:07	.08400	.04770	.09560	.13300	
23:52:08	.09420	.05820	.10500	.15100	
23:52:09	.12400	.07610	.12200	.18800	
23:52:10	.10500	.06980	.10600	.16300	
23:52:11	.09190	.05900	.13100	.16800	
23:52:12	.17300	.06480	.20800	.27700	
23:52:13	.18100	.05360	.21800	.28700	
23:52:14	.18900	.06260	.21700	.29300	
23:52:15	.27300	.06880	.34000	.44000	

Şekil 4.22 1419 kg kütleli test aracı A ile deneysel veriler.

Veri tablosunda anlık ölçülen maksimum ivme (A_{max}) değerinin $0,740 \text{ m/s}^2$, minimum ivme değerinin (A_{min}) 0.0616 m/s^2 olduğu görülmektedir. Analizlerin doğru yapılabilmesi için test süreleri boyunca maksimum ve minimum ivme değerleri yerine ortalama ivme değeri (A_{eq})

dikkate alınmıştır. Grafik incelendiğinde 50 km/h hız ve 1419 kg kütle ile yapılan test çalışmasında ortalama ivme değeri (A_{eq}) 0,229 m/s^2 'dir.

➤ Test aracı A 1504 kg kütle;

Titreşim ölçüm cihazı ile 1419 kg kütleyle ilave olarak 85 kg kütleli bir yolcu ile birlikte toplam da 1504 kg ağırlık ile 50 km/h sabit hız altında 1 dakika 23 saniye test süresi boyunca veriler Şekil 4.23'te gösterildiği gibi kayıt altına alınmıştır.

HVM General Information					
HVM File Registers				3	
Serial Number				01614	
Model		LARSON DAVIS	HVM100		
Firmware Version				1.33	
HVM File Name			AJ		
User					
Job Description					
Location					
Note					
Setup					
Operating Mode	Whole Body	Autostore	Autostop		
Averaging	Slow	Store Time (hh:mm)	17:27		
Accelerometer	ICP	Integration	None		
Weighting	X: Wm Buildings	Y: Wm Buildings	Z: Wm Buildings		
Sum Factor	X: 1.00	Y: 1.00	Z: 1.00		
Gain (dB)	X: 0	Y: 0	Z: 0		
Sensitivity	X: 100.0 mV/g	Y: 100.0 mV/g	Z: 100.0 mV/g		
AC/DC Output	X: AC: Weighted	Y: AC: Weighted	Z: AC: Weighted		
Overall Data					
Run Time (hh:mm:ss)	00:01:23				
	X: Axis	Y: Axis	Z: Axis	Sum	Units
Aeq	.19200	.09850	.21100	.30100	m/s ²
Amax	.68000	.27300	.75500	1.0300	m/s ²
Amp	2.3700	.89000	2.1600	3.0600	m/s ²
Amin	.04800	.03720	.05670	.08220	m/s ²
Aeq(k)	.19200	.09850	.21100		m/s ²
VDV	1.1500	.55900	1.2600	1.6800	
CFmp	21.800	19.100	20.200	20.200	dB
A(8)				.01440	m/s ²
Time History File Name					
Time History File Name	AJ	Register	3		
Measurement Time	20 May 2023 22:40:59				
Units	m/s ²				
TIME	X RMS	Y RMS	Z RMS	S RMS	
22:41:00	.08970	.04020	.10100	.14100	
22:41:01	.08890	.04210	.09130	.13200	
22:41:02	.11800	.06310	.10000	.16600	
22:41:03	.11100	.05300	.11100	.16300	
22:41:04	.09480	.04810	.11200	.15300	
22:41:05	.13400	.04580	.16600	.21600	
22:41:06	.15000	.05560	.17200	.23300	
22:41:07	.20200	.05010	.21900	.30100	
22:41:08	.19900	.06620	.23300	.31200	
22:41:09	.34400	.07090	.40600	.53400	
22:41:10	.29400	.06250	.31100	.43100	

Şekil 4.23 1504 kg kütleli test aracı A ile deneysel veriler.

Veri tablosunda anlık ölçülen maksimum ivme değerinin (A_{max}) 0,755 m/s^2 , minimum ivme değerinin (A_{min}) 0.0567 m/s^2 olduğu görülmektedir. Grafik incelendiğinde 50 km/h hız ve

1504 kg kütle ile yapılan test çalışmasında ortalama ivme değeri (A_{eq}) 0,211 m/s^2 'dir. 1504 kg kütlede ortalama ivme değerinin 1419 kg kütle ivme değerine göre azaldığı görülmektedir.

➤ Test aracı A 1594 kg kütle;

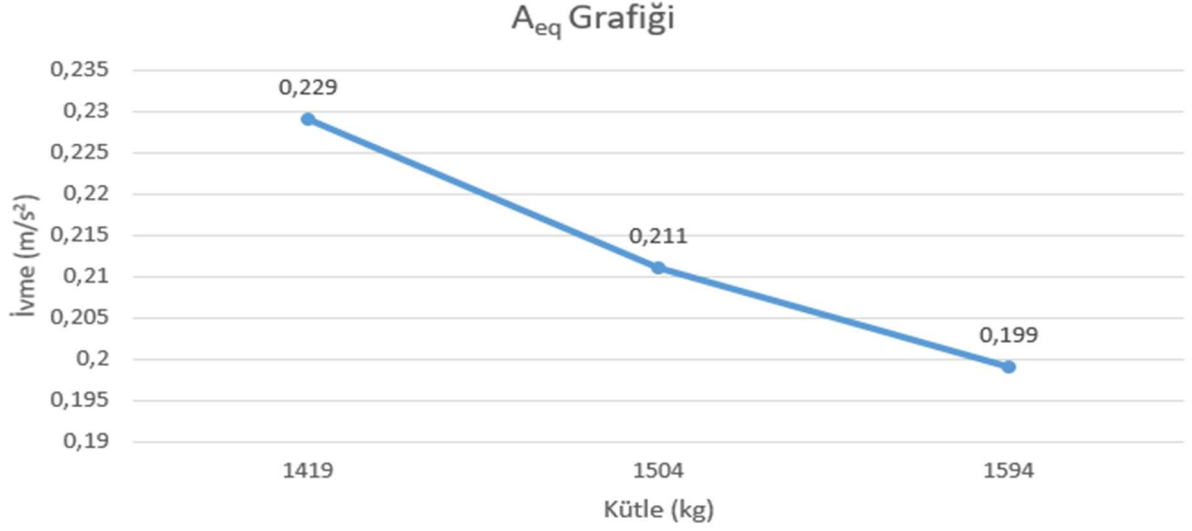
Titreşim ölçüm cihazı ile 1504 kg kütleyle ilave olarak 90 kg kütleli ikinci yolcu ile birlikte toplam da 1594 kg ağırlık ile 50 km/h sabit hız altında 1 dakika 26 saniye test süresi boyunca veriler Şekil 4.24'te gösterildiği gibi kayıt altına alınmıştır.

HVM General Information					
HVM File Registers				4	
Serial Number				01614	
Model		LARSON DAVIS	HVM100		
Firmware Version				1.33	
HVM File Name					
User			AJ		
Job Description					
Location					
Note					
Setup					
Operating Mode	Whole Body	Autostore	Autostop		
Averaging	Slow	Store Time (hh:mm)	17:27		
Accelerometer	ICP	Integration	None		
Weighting	X: Wm Buildings	Y: Wm Buildings	Z: Wm Buildings		
Sum Factor	X: 1.00	Y: 1.00	Z: 1.00		
Gain (dB)	X: 0	Y: 0	Z: 0		
Sensitivity	X: 100.0 mV/g	Y: 100.0 mV/g	Z: 100.0 mV/g		
AC/DC Output	X: AC: Weighted	Y: AC: Weighted	Z: AC: Weighted		
Overall Data					
Run Time (hh:mm:ss)	00:01:26				
	X: Axis	Y: Axis	Z: Axis	Sum	Units
Aeq	.18200	.09180	.19900	.28400	m/s ²
Amax	.67400	.24600	.71000	.99300	m/s ²
Amp	2.4600	.93700	2.1600	3.1500	m/s ²
Amin	.05280	.03280	.05590	.08020	m/s ²
Aeq(k)	.18200	.09180	.19900		m/s ²
VDV	1.1600	.52000	1.2300	1.6700	
CFmp	22.600	20.200	20.700	20.900	dB
A(8)				.01390	m/s ²
Time History File Name					
	AJ	Register	4		
Measurement Time	20 May 2023 22:46:15				
Units	m/s ²				
TIME	X RMS	Y RMS	Z RMS	S RMS	
22:46:16	.10700	.06280	.09660	.15700	
22:46:17	.08370	.05140	.07770	.12300	
22:46:18	.07890	.05370	.09850	.13500	
22:46:19	.11700	.06020	.11700	.17400	
22:46:20	.11700	.07810	.12200	.18500	
22:46:21	.11300	.09160	.09560	.17200	
22:46:22	.18500	.07250	.17300	.26100	
22:46:23	.18500	.05550	.16700	.25400	
22:46:24	.21800	.06180	.22700	.31900	
22:46:25	.18900	.06780	.21100	.28900	
22:46:26	.25500	.07650	.29400	.39500	

Şekil 4.24 1594 kg kütleli test aracı A ile deneysel veriler.

Veri tablosunda anlık ölçülen maksimum ivme (A_{max}) 0,710 m/s^2 , minimum ivme değerinin (A_{min}) 0.0559 m/s^2 olduğu görülmektedir. Grafik incelendiğinde 50 km/h hız ve 1594 kg kütle

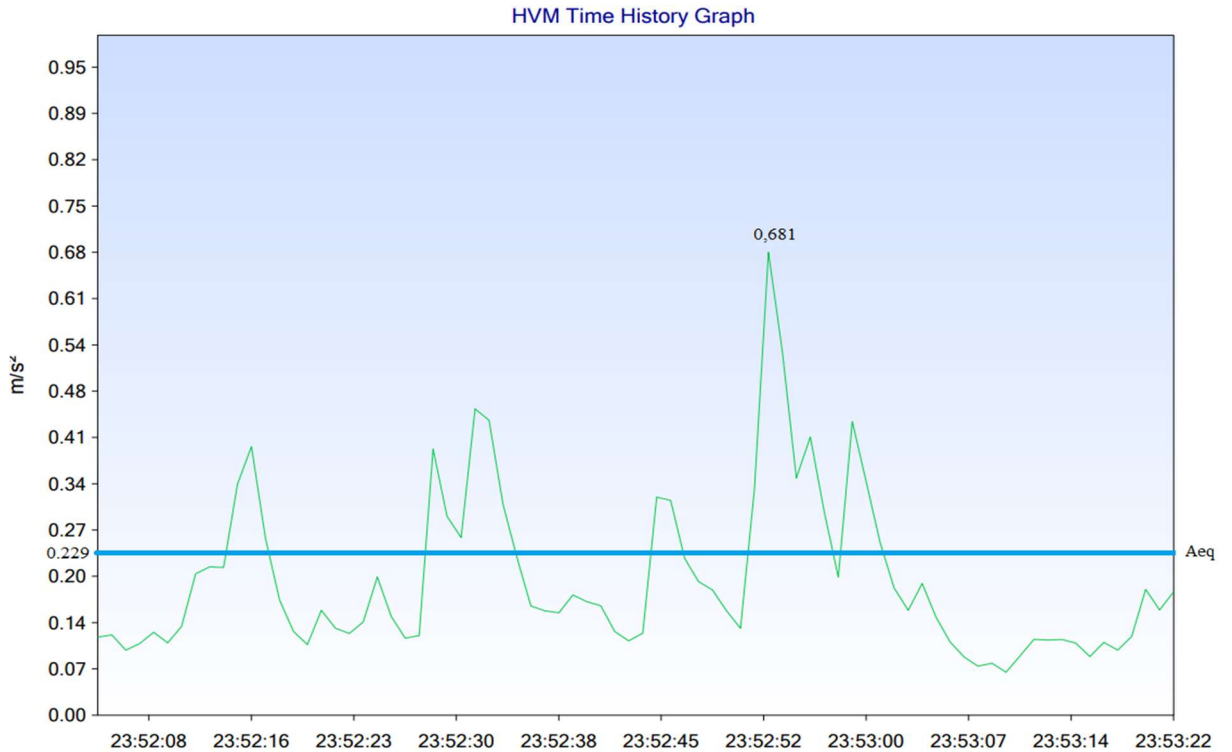
ile yapılan test çalışmasında ortalama ivme değeri (A_{eq}) 0,199 m/s²'dir. 1594 kg kütlede ortalama ivme değerinin 1419 kg ve 1504 kg kütlede ki ivme değerine göre azaldığı görülmektedir. Şekil 4.25'te test süreleri boyunca titreşim ölçüm cihazın ölçüm yaptığı ortalama ivme (A_{eq}) değerleri grafik halinde verilmiştir.



Şekil 4.25 Test aracı A ile kütle değişimlerine göre ortalama ivme değerleri.

4.2.2.2 Test Aracı A ile Binek Araç Kütle Değişimine Göre İvme Grafikleri

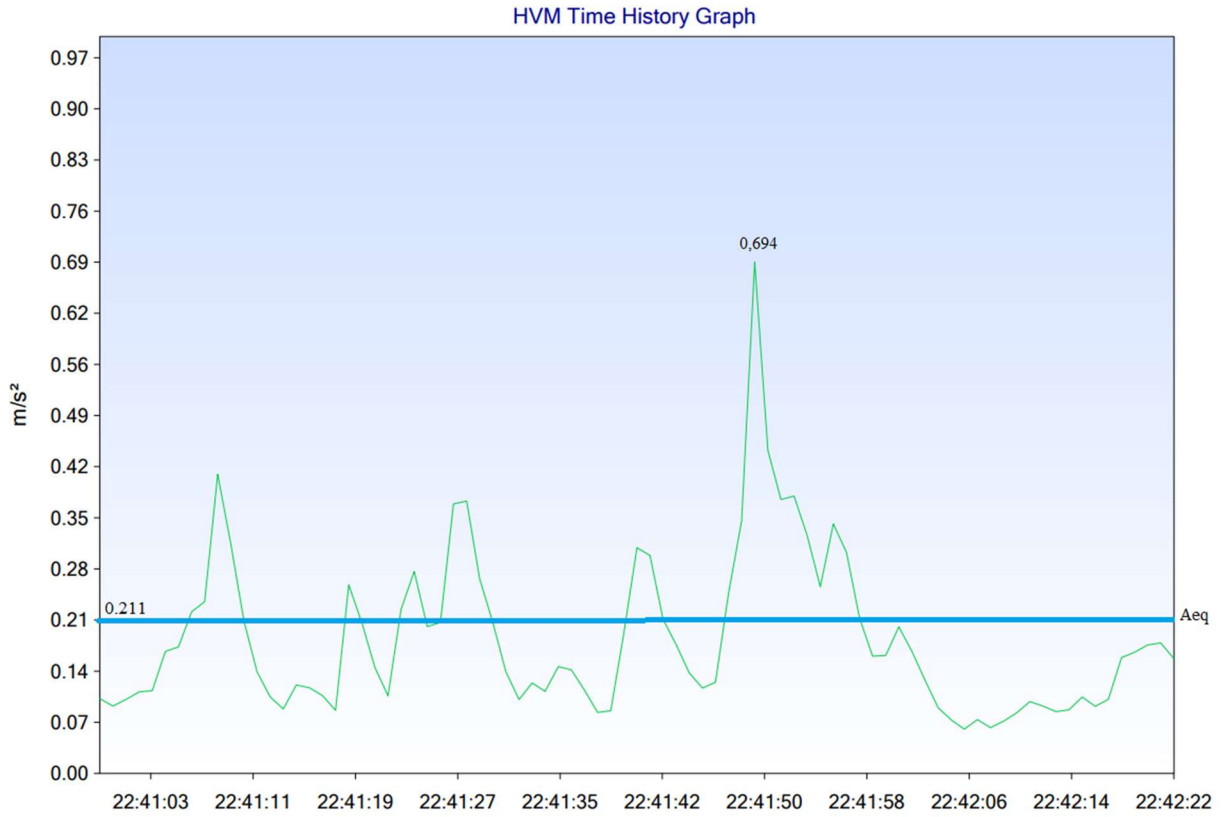
- 1419 kg kütleli araç için ivme değişim grafiği Şekil 4.26'da gösterilmiştir.



Şekil 4.26 1419 kg kütleli test aracı A'ya ait ivme grafiği.

1 dakika 24 saniye test süresi boyunca titreşim ölçüm cihazı ile ölçülen ivme değerleri bilgisayar programına aktarılarak ivme değişim grafiği elde edilmiştir. 1419 kg için veri tablosu ve ivme grafiği incelendiğinde zirve değeri aynı yol profilinde $0,681 \text{ m/s}^2$, ortalama ivme değerinin (A_{eq}) ise Şekil 4.22'den $0,229 \text{ m/s}^2$ olduğu görülmektedir.

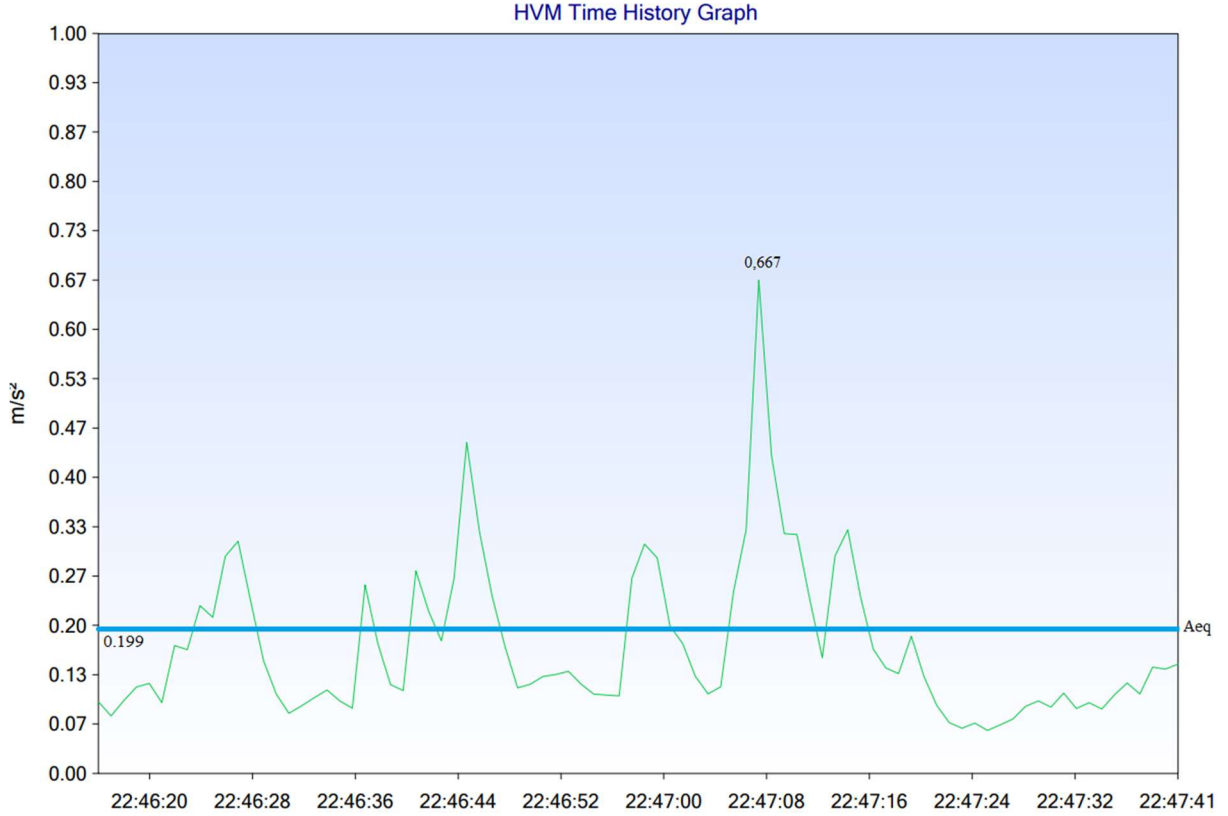
➤ 1504 kg kütleli araç için ivme değişim grafiği Şekil 4.27'de gösterilmiştir.



Şekil 4.27 1504 kg kütleli test aracı A'ya ait ivme grafiği.

1 dakika 23 saniye test süresi boyunca titreşim ölçüm cihazı ile ölçülen ivme değerleri bilgisayar programına aktarılarak ivme değişim grafiği elde edilmiştir. 1504 kg için veri tablosu ve ivme grafiği incelendiğinde zirve değeri aynı yol profilinde $0,694 \text{ m/s}^2$, ortalama ivme değerinin (A_{eq}) ise Şekil 4.23'ten $0,211 \text{ m/s}^2$ olduğu görülmektedir. Kütle artışı ile ortalama ivme değerinin $0,229 \text{ m/s}^2$ 'den $0,211 \text{ m/s}^2$ 'ye düştüğü gözlemlenmiştir.

➤ 1594 kg kütleli araç için ivme değişim grafiği Şekil 4.28’de gösterilmiştir.



Şekil 4.28 1594 kg kütleli test aracı A’ya ait ivme grafiği.

1 dakika 26 saniye test süresi boyunca titreşim ölçüm cihazı ile ölçülen ivme değerleri bilgisayar programına aktarılarak ivme değişim grafiği elde edilmiştir. 1594 kg için veri tablosu ve ivme grafiği incelendiğinde zirve değeri aynı yol profilinde 0,667 m/s², ortalama ivme değerinin (A_{eq}) ise Şekil 4.24’ten 0,199 m/s² olduğu görülmektedir. Kütle artışı ile grafikte ortalama ivme değerinin 0,229 m/s²’den 0,211 m/s²’ye ve en son kütlede 0,199 m/s²’ye düştüğü gözlemlenmiştir.

Test aracı A ile binek araç için 50 km/h hız altında hız kesici set bulunan yol profilinde kütle artışı yapıldığı durumda sürücü ve yolcular üzerinde ortalama ivme değerinin genel olarak düşüş eğilimi gösterdiği grafiklerden ve sayısal bulgulardan anlaşılmaktadır. Bu test aracı için kütle artışı ile titreşim ve ivme değerinin azaldığı buna bağlı olarak ise sürüş konforunun arttığı söylenebilir.

4.2.2.3 Test Aracı B ile Araç Kütle Değişimine Göre Veri Kayıtları

- Test aracı B 1450 kg kütle;

Titreşim ölçüm cihazı ile araç kütlesi 1375 kg ve sürücü kütlesi 75 kg olmak üzere toplam da 1450 kg ağırlık ile 50 km/h sabit hız altında 1 dakika 21 saniye test süresi boyunca veriler Şekil 4.29’da gösterildiği gibi kayıt altına alınmıştır.

HVM General Information					
HVM File Registers					7
Serial Number					01614
Model				LARSON DAVIS	HVM100
Firmware Version					1.33
HVM File Name				AJ	
User					
Job Description					
Location					
Note					
Setup					
Operating Mode	Whole Body	Autostore		Autostop	
Averaging	Slow	Store Time (hh:mm)		17:27	
Accelerometer	ICP	Integration		None	
Weighting	X: Wm Buildings	Y: Wm Buildings		Z: Wm Buildings	
Sum Factor	X: 1.00	Y: 1.00		Z: 1.00	
Gain (dB)	X: 0	Y: 0		Z: 0	
Sensitivity	X: 100.0 mV/g	Y: 100.0 mV/g		Z: 100.0 mV/g	
AC/DC Output	X: AC: Weighted	Y: AC: Weighted		Z: AC: Weighted	
Overall Data					
Run Time (hh:mm:ss)	00:01:21				
	X: Axis	Y: Axis	Z: Axis	Sum	Units
Aeq	.19600	.10600	.26000	.34200	m/s ²
Amax	.64200	.32000	.90100	1.1200	m/s ²
Amp	2.3200	1.0800	2.4400	3.2500	m/s ²
Amin	.08780	.04240	.11500	.16600	m/s ²
Aeq(k)	.19600	.10600	.26000		m/s ²
VDV	1.1000	.58700	1.4700	1.8000	
CFmp	21.500	20.100	19.400	19.600	dB
A(8)				.01450	m/s ²
Time History File Name					
Measurement Time	20 May 2023 22:59:25				
Units	m/s ²				
TIME	X RMS	Y RMS	Z RMS	S RMS	
22:59:26	.08980	.07030	.14000	.18000	
22:59:27	.10200	.06870	.11800	.16900	
22:59:28	.13700	.07740	.17200	.23100	
22:59:29	.14500	.08010	.17800	.24200	
22:59:30	.15300	.08740	.17700	.24800	
22:59:31	.13000	.07600	.16200	.22000	
22:59:32	.16000	.06220	.22700	.28400	
22:59:33	.17500	.05720	.26100	.31800	
22:59:34	.17300	.07710	.23800	.30300	
22:59:35	.17600	.09570	.29300	.35300	
22:59:36	.23800	.08000	.35200	.43000	

Şekil 4.29 1450 kg kütleli test aracı B ile deneysel veriler.

Veri tablosunda anlık ölçülen maksimum ivme (A_{max}) değerinin $0,901 \text{ m/s}^2$, minimum ivme değerinin (A_{min}) 0.115 m/s^2 olduğu görülmektedir. Analizlerin doğru yapılabilmesi için test süreleri boyunca maksimum ve minimum ivme değerleri yerine ortalama ivme değeri (A_{eq}) dikkate alınmıştır. Grafik incelendiğinde 50 km/h hız ve 1450 kg kütle ile yapılan test

çalışmasında ortalama ivme değeri (A_{eq}) 0,260 m/s²'dir.

- Test aracı B 1535 kg kütle;

Titreşim ölçüm cihazı ile 1450 kg kütleyle ilave olarak 85 kg kütleli ikinci yolcu ile birlikte toplam da 1535 kg ağırlık ile 50 km/h sabit hız altında 1 dakika 25 saniye test süresi boyunca veriler Şekil 4.30'da gösterildiği gibi kayıt altına alınmıştır.

HVM General Information					
HVM File Registers					8
Serial Number					01614
Model				LARSON DAVIS	HVM100
Firmware Version					1.33
HVM File Name				AJ	
User					
Job Description					
Location					
Note					
Setup					
Operating Mode	Whole Body	Autostore		Autostop	
Averaging	Slow	Store Time (hh:mm)		17:27	
Accelerometer	ICP	Integration		None	
Weighting	X: Wm Buildings	Y: Wm Buildings		Z: Wm Buildings	
Sum Factor	X: 1.00	Y: 1.00		Z: 1.00	
Gain (dB)	X: 0	Y: 0		Z: 0	
Sensitivity	X: 100.0 mV/g	Y: 100.0 mV/g		Z: 100.0 mV/g	
AC/DC Output	X: AC: Weighted	Y: AC: Weighted		Z: AC: Weighted	
Overall Data					
Run Time (hh:mm:ss)	00:01:25				
	X: Axis	Y: Axis	Z: Axis	Sum	Units
Aeq	.16700	.11100	.23600	.30900	m/s ²
Amax	.55700	.38500	.78100	.97200	m/s ²
Amp	2.2300	1.0800	2.4400	2.9600	m/s ²
Amin	.08450	.04290	.11300	.15400	m/s ²
Aeq(k)	.16700	.11100	.23600		m/s ²
VDV	1.0100	.63800	1.3400	1.6200	
CFmp	22.500	19.800	20.300	19.600	dB
A(8)				.01280	m/s ²
Time History File Name AJ Register 8					
Measurement Time	20 May 2023 23:04:02				
Units	m/s ²				
TIME	X RMS	Y RMS	Z RMS	S RMS	
23:04:03	.10000	.06180	.14200	.18400	
23:04:04	.09550	.05790	.13400	.17300	
23:04:05	.09610	.06180	.17200	.20500	
23:04:06	.12100	.06500	.21000	.24900	
23:04:07	.14000	.06790	.20300	.25400	
23:04:08	.15400	.06400	.19100	.25200	
23:04:09	.14500	.06760	.21900	.27000	
23:04:10	.17300	.08630	.23700	.30400	
23:04:11	.17700	.07430	.26500	.32600	
23:04:12	.17200	.10400	.27500	.33900	
23:04:13	.24500	.10400	.36700	.45200	

Şekil 4.30 1535 kg kütleli test aracı B ile deneysel veriler.

Veri tablosunda anlık ölçülen maksimum ivme değerinin (A_{max}) 0,781 m/s², minimum ivme değerinin (A_{min}) 0.113 m/s² olduğu görülmektedir. Grafik incelendiğinde 50 km/h hız ve 1630 kg kütle ile yapılan test çalışmasında ortalama ivme değeri (A_{eq}) 0,236 m/s²'dir. 1535 kg kütlede ortalama ivme değerinin 1450 kg kütle ivme değerine göre azaldığı görülmektedir.

- Test aracı B 1625 kg kütle;

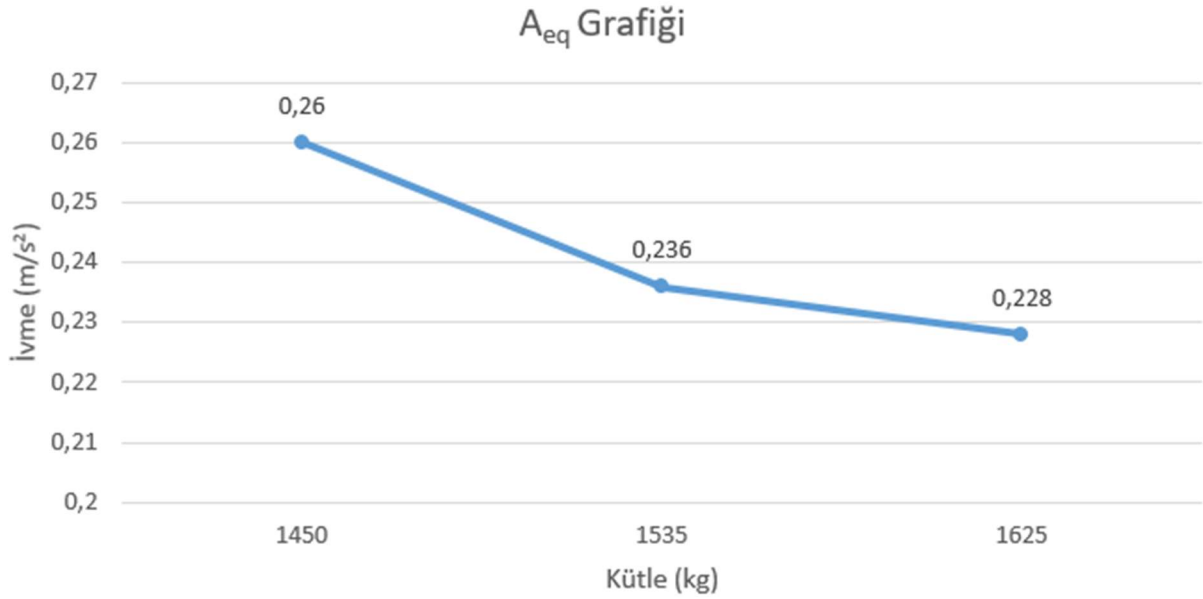
Titreşim ölçüm cihazı ile 1535 kg kütleyle ilave olarak 90 kg kütleli üçüncü yolcu ile birlikte toplam da 1625 kg ağırlık ile 50 km/h sabit hız altında 1 dakika 27 saniye test süresi boyunca veriler Şekil 4.31’de gösterildiği gibi kayıt altına alınmıştır.

HVM General Information					9
HVM File Registers				01614	
Serial Number				LARSON DAVIS HVM100	
Model				1.33	
Firmware Version				AJ	
HVM File Name					
User					
Job Description					
Location					
Note					
Setup					
Operating Mode	Whole Body	Autostore	Autostop		
Averaging	Slow	Store Time (hh:mm)	17:27		
Accelerometer	ICP	Integration	None		
Weighting	X: Wm Buildings	Y: Wm Buildings	Z: Wm Buildings		
Sum Factor	X: 1.00	Y: 1.00	Z: 1.00		
Gain (dB)	X: 0	Y: 0	Z: 0		
Sensitivity	X: 100.0 mV/g	Y: 100.0 mV/g	Z: 100.0 mV/g		
AC/DC Output	X: AC: Weighted	Y: AC: Weighted	Z: AC: Weighted		
Overall Data					
Run Time (hh:mm:ss)	00:01:27				
	X: Axis	Y: Axis	Z: Axis	Sum	Units
Aeq	.20900	.11700	.22800	.33000	m/s ²
Amax	.61300	.32400	.73100	.99700	m/s ²
Amp	2.0400	1.1300	2.0100	3.0600	m/s ²
Amin	.09600	.04840	.12100	.16600	m/s ²
Aeq(k)	.20900	.11700	.22800		m/s ²
VDV	1.1400	.64800	1.2600	1.7100	
CFmp	19.800	19.700	18.900	19.400	dB
A(8)				.01610	m/s ²
Time History File Name					Register 9
Measurement Time	20 May 2023 23:09:32				
Units	m/s ²				
TIME	X RMS	Y RMS	Z RMS	S RMS	
23:09:33	.11200	.06930	.13400	.18700	
23:09:34	.13100	.07420	.13600	.20200	
23:09:35	.14300	.05820	.15200	.21500	
23:09:36	.16400	.05310	.17700	.24600	
23:09:37	.18100	.06010	.20400	.27800	
23:09:38	.14500	.06250	.17100	.23100	
23:09:39	.18900	.06860	.21000	.28900	
23:09:40	.22400	.06620	.24100	.33400	
23:09:41	.25600	.08000	.26000	.37200	
23:09:42	.25200	.12200	.26700	.38500	
23:09:43	.24000	.12700	.27700	.38600	

Şekil 4.31 1625 kg kütleli test aracı B ile deneysel veriler.

Veri tablosunda anlık ölçülen maksimum ivme (A_{max}) 0,731 m/s², minimum ivme değerinin (A_{min}) 0.121 m/s² olduğu görülmektedir. Grafik incelendiğinde 50 km/h hız ve 1625 kg kütle ile yapılan test çalışmasında ortalama ivme değeri (A_{eq}) 0,228 m/s²’dir. 1625 kg kütlede ortalama ivme değerinin 1535 kg ve 1450 kg kütlede ki ivme değerine göre azaldığı görülmektedir. Şekil 4.32’de test süreleri boyunca titreşim ölçüm cihazın ölçüm yaptığı

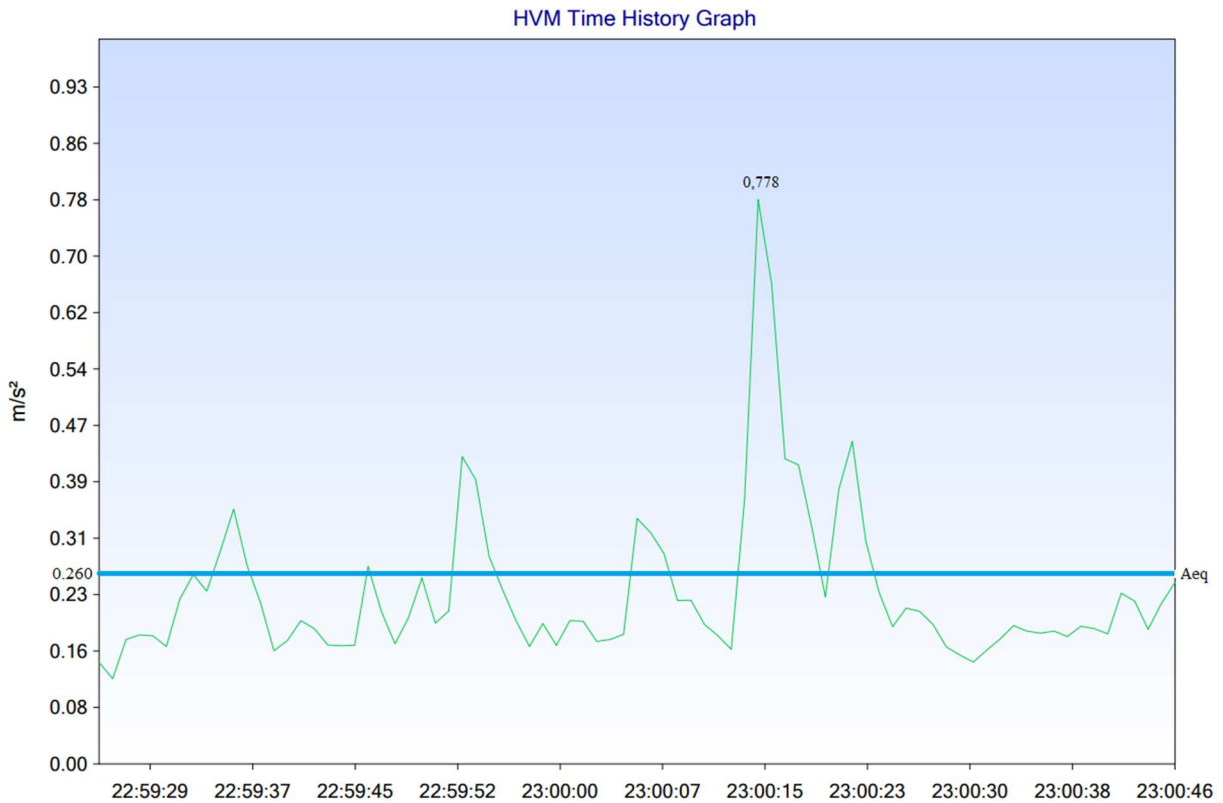
ortalama ivme (A_{eq}) değerleri grafik halinde verilmiştir.



Şekil 4.32 Test aracı B ile kütle değişimlerine göre ortalama ivme değerleri.

4.2.2.4 Test Aracı B ile Binek Araç Kütle Değişimine Göre İvme Grafikleri

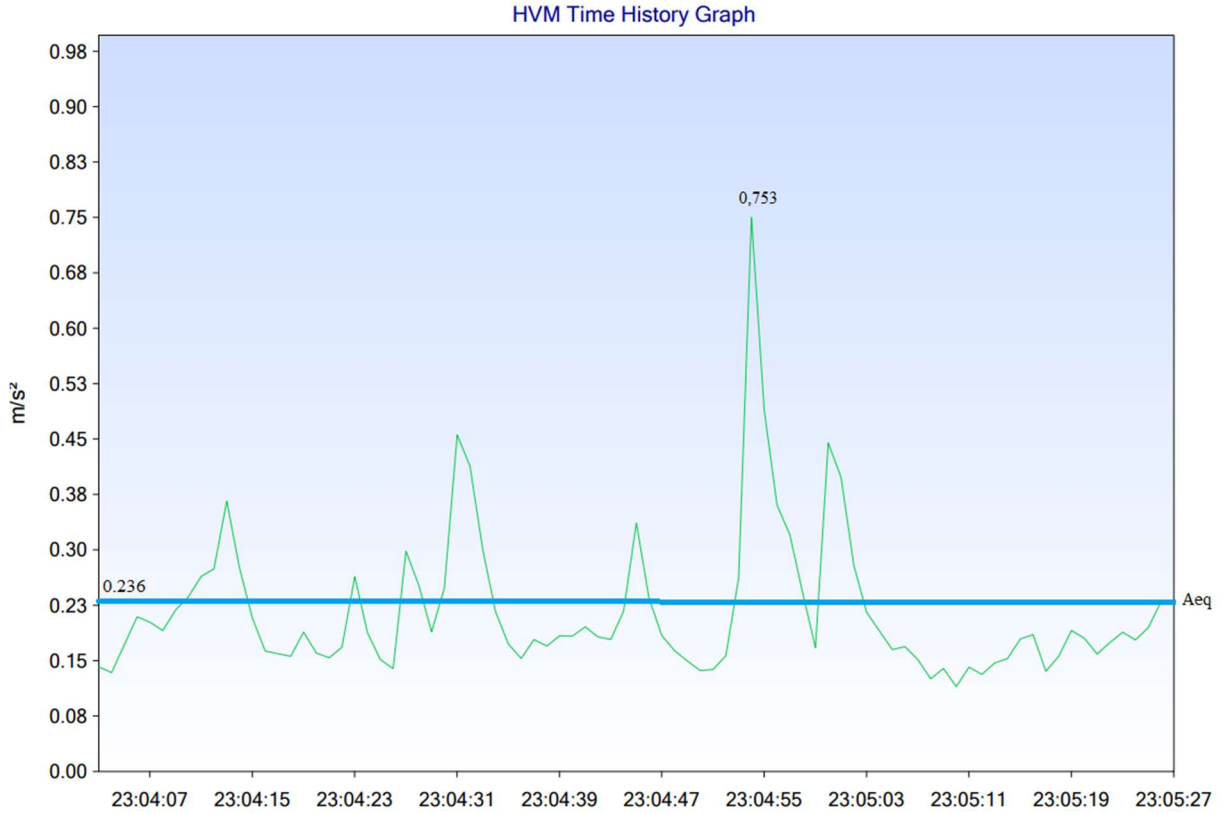
- 1450 kg kütleli araç için ivme değişim grafiği Şekil 4.33'te gösterilmiştir.



Şekil 4.33 1450 kg kütleli test aracı B'ye ait ivme grafiği.

1 dakika 21 saniye test süresi boyunca titreşim ölçüm cihazı ile ölçülen ivme değerleri bilgisayar programına aktararak ivme değişim grafiği elde edilmiştir. 1450 kg için veri tablosu ve ivme grafiği incelendiğinde zirve değeri aynı yol profilinde $0,778 \text{ m/s}^2$, ortalama ivme değerinin (A_{eq}) ise Şekil 4.29'dan $0,260 \text{ m/s}^2$ olduğu görülmektedir.

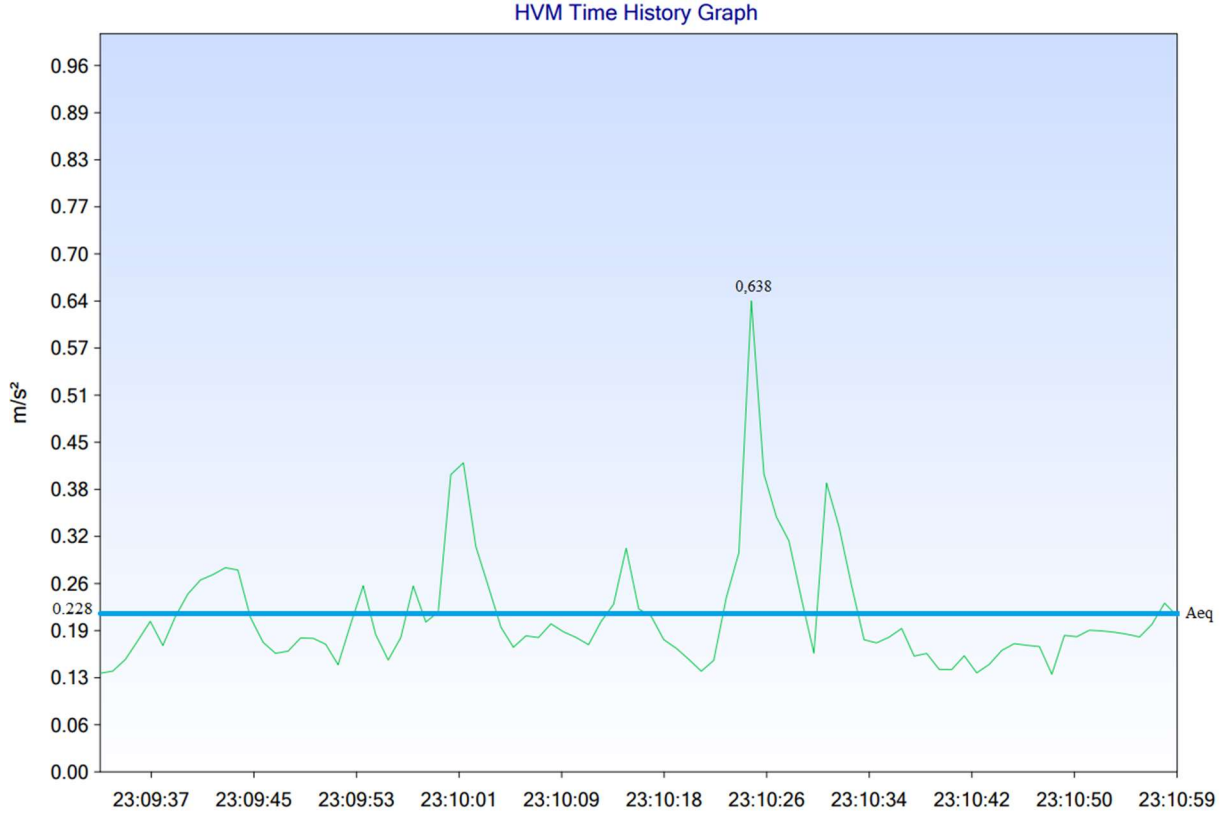
➤ 1535 kg kütleli araç için ivme değişim grafiği Şekil 4.34'te gösterilmiştir.



Şekil 4.34 1535 kg kütleli test aracı B'ye ait ivme grafiği.

1 dakika 25 saniye test süresi boyunca titreşim ölçüm cihazı ile ölçülen ivme değerleri bilgisayar programına aktararak ivme değişim grafiği elde edilmiştir. 1535 kg için veri tablosu ve ivme grafiği incelendiğinde zirve değeri aynı yol profilinde $0,753 \text{ m/s}^2$, ortalama ivme değerinin (A_{eq}) ise Şekil 4.30'den $0,236 \text{ m/s}^2$ olduğu görülmektedir. Kütle artışı ile hem grafikte aynı noktalarda zirve değerinin $0,778 \text{ m/s}^2$ 'den $0,753 \text{ m/s}^2$ 'ye düştüğü hem de ortalama ivme değerinin $0,260 \text{ m/s}^2$ 'den $0,236 \text{ m/s}^2$ 'ye düştüğü gözlemlenmiştir.

➤ 1625 kg kütleli araç için ivme değişim grafiği Şekil 4.35'te gösterilmiştir.



Şekil 4.35 1625 kg kütleli test aracı B'ye ait ivme grafiği.

1 dakika 27 saniye test süresi boyunca titreşim ölçüm cihazı ile ölçülen ivme değerleri bilgisayar programına aktarılarak ivme değişim grafiği elde edilmiştir. 1625 kg için veri tablosu ve ivme grafiği incelendiğinde zirve değeri aynı yol profilinde 0,638 m/s², ortalama ivme değerinin (A_{eq}) ise Şekil 4.31'den 0,228 m/s² olduğu görülmektedir. Kütle artışı ile grafikte aynı noktalarda zirve değerinin 0,778 m/s²'den sırasıyla önce 0,753 m/s²'ye sonrasında 0,638 m/s²'ye düştüğü ayrıca ortalama ivme değerinin 0,260 m/s²'den 0,236 m/s²'ye ve en son küttele 0,228 m/s²'ye düştüğü gözlemlenmiştir.

Test aracı B ile binek araç için 50 km/h hız altında aynı yol şartlarında kütle artışı yapıldığı durumda sürücü ve yolcular üzerinde ortalama ivme değerinin genel olarak düşüş eğilimi gösterdiği grafiklerden ve sayısal bulgulardan anlaşılmaktadır. Bu test aracı için kütle artışı ile titreşim ve ivme değerinin azaldığı buna bağlı olarak ise sürüş konforunun arttığı söylenebilir.

5. SONUÇLAR

Bu araştırmada, genel olarak binek araçlarda süspansiyon sisteminin elemanları, özellikleri ve sönümleme etkileri üzerinde durulmuştur. Çalışmada matematiksel modelleme ve deneysel testler ile kütle artışı yapılarak sürüş konforu analizi için elde edilen veriler karşılaştırılmıştır. MacPherson süspansiyon sistemine sahip iki binek araç iki farklı yol yüzeyinde 50 km/h ve 80 km/h hız altında kütle artışları yapılarak test süreleri boyunca ölçümler kayıt altına alınıp deneysel test süreçleri tamamlanmıştır.

Macpherson süspansiyon sistemine sahip iki test aracında yol profilinden kaynaklı darbeler yay ve amortisör sayesinde sönümlenmektedir. Yaygın olarak kullanılan MacPherson süspansiyon sistemi sade dizaynı, hafif olması ve maliyetin az olması nedeniyle günümüzde birçok araçta kullanılmaktadır. Süspansiyon sistemi az yer kapladığından motorun yerleşimi ve tasarımın geliştirilmesi açısından avantaj sağlamaktadır. MacPherson süspansiyon tasarımı hem güvenli sürüş imkânı hem de sürüş konforu açısından beklentileri karşılamaktadır.

Araçlarda kütle değişimlerinin konfora etkisi incelenirken kütle artışları sürücü ve yolcu sayılarının değişimi ile yapılarak test aşamaları aynı kütleli insanlar tarafından gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmalarda sürücü koltuğu üzerinde ped ivmeölçer ve titreşim ölçüm cihazı birlikte kullanılarak ölçümler kayıt altına alınmıştır. Kütle değişimlerinin sürücü üzerinde oluşturduğu ivme değerleri bilgisayar yazılım programı ile sayısal veriler halinde sunulurken grafikler elde edilmiştir. Grafikler incelendiğinde araçlarda kütle artışlarının oluşturduğu ivme değerlerinin değişimi ve bununla birlikte sürüş konforunun nasıl etkilendiği irdelenmiştir.

Hız kesici set bulunmayan yol profilinde test aracı A ve test aracı B araçlar 80 km/h hız altında yolcu artışı ile kütle değişimleri gerçekleştirilerek her araç için veriler titreşim ölçüm cihazında kayıt altına alınmıştır. İki araç için toplam 6 deneysel test yapılarak her araç ayrı ayrı kütle değişimlerine göre karşılaştırılmıştır. Hız kesici set bulunan yol profilinde ise aynı araçlar kullanılarak 50 km/h hız altında kütle artışlarına göre toplam 6 deneysel bulgu elde edilmiştir. İki farklı yol yüzeyinde yapılan 12 adet test çalışması sadece kütle artışlarına göre incelenerek sürücüde oluşan ortalama ivme değerleri üzerinden konfor etkisinin değişimi yorumlanmıştır.

ISO 2631-1 standardında ivme bileşenin, insan vücuduna aktarılan titreşim ortalaması sayısal bir değer ile açıklanmıştır. Standartta, insan vücudunun hissettiği titreşim değeri Çizelge 5.1’de gösterilen sınır aralıklarının kullanılması tavsiye edilmektedir.

Çizelge 5.1 Ortalama ivme değerlendirmesinde önerilen sınır değerleri.

Ortalama ivme (m/s^2)	Konfor seviyeleri
$< 0.315 m/s^2$	Konforlu
$0.315-0.63 m/s^2$	Az konforlu
$0.5-1 m/s^2$	Biraz konforsuz
$0.8-1.6 m/s^2$	Konforsuz
$1.25-2.5 m/s^2$	Çok Konforsuz
$>2 m/s^2$	Aşırı Konforsuz

Sürücü ve yolcuların ISO 2631-1 standardına göre konfor alt sınır değerleri Şekil 5.1’de gösterilmiştir.

aşırı konforsuz	2.5	çok konforsuz	aşırı konforsuz $> 2.25 m/sn^2$
	2.0		çok konforsuz $1.425 - 2.25 m/sn^2$
	1.6		
konforsuz	1.25	biraz konforsuz	konforsuz $0.9 - 1.425 m/sn^2$
	1.0		biraz konforsuz $0.565 - 0.9 m/sn^2$
	0.8		az konforsuz $0.315 - 0.565 m/sn^2$
az konforsuz	0.63	konforlu	konforlu $< 0.315 m/sn^2$
	0.5		
	0.315		

Şekil 5.1 Ortalama ivme kabul ve sınır değerleri.

Yapılan çalışmalar bize gösteriyor ki binek araçta konfor hassas bir parametredir. İdeal bir konfor değer aralığı belirleme sürecinde aracın özellikleri, hızı, kütlesi ve yol yüzeyinin durumu vb. şartlar etkili olup, kişiden kişiye göre de değişiklik göstermektedir. Araştırma araçlarda aynı şartlar altında kütle değişimleri yapılarak ivme değerlerinin azalma artma

eğilimlerine göre yorum yapılmıştır. Testlerde kullanılan araçların net ağırlıkların birbirinden farklı olması ve süspansiyon sistemlerinin kullanım ömürlerinin değişken olması sebebiyle araçların sönümle oranı ve konfor kriterleri karşılaştırmak doğru olmayacaktır. Konfor hissi araçta yolculara etkileyen ivme ile ters orantılı olarak tanımlanabilir. Araştırmada kullanılan test araçlarının kütle değişimlerine göre ortalama ivme değerlerinin değişimleri Çizelge 5.2’de 12 adet veri halinde gösterilmiştir.

Çizelge 5.2 İki farklı binek araçta kütle değişimlerine göre ortalama ivme değerleri.

Test aracı	Araç hızı (km/h)	Kütle değişimleri (kg)	Ortalama ivme (A_{eq-m/s^2})
Test aracı A	80	1419	0,285
	80	1504	0,258
	80	1594	0,248
Test aracı B	80	1535	0,312
	80	1630	0,308
	80	1720	0,291
Test aracı A	50	1419	0,229
	50	1504	0,211
	50	1594	0,199
Test aracı B	50	1450	0,260
	50	1535	0,236
	50	1625	0,228

Çizelge 5.2’de test araçlarına ait ortalama ivme değerleri Şekil 5.1’de gösterilen konfor alt sınır değerleri ile karşılaştırıldığında sonuçların 0.315 m/s^2 değerinden az olduğu görülmektedir. Bu durum test araçlarında çıkan sonuçların konforlu sürüş imkânı tanıdığını bize göstermektedir.

Hız kesici set bulunmayan yol yüzeyinde test aracı A ile 80 km/h hız altında 1419 kg kütle ile sürücü üzerinde oluşan ortalama ivme değerleri $0,285 \text{ m/s}^2$, 1504 kg kütlede $0,258 \text{ m/s}^2$ ve 1594 kg kütlede ise $0,248 \text{ m/s}^2$ olarak ölçülmüştür. Bu değerler göstermektedir ki kullanılan test aracında kütle artırımını yapıldığı durumlarda sürücüye etkileyen ortalama ivme değerlerinin azalma eğilimi gösterdiği ve bununla paralel olarak konfor hissinin artış eğiliminde olduğu görülmektedir.

İkinci test aracı B ile hız kesici set bulunmayan yol yüzeyinde 80 km/h hız altında 1535 kg kütle ile sürücü üzerinde oluşan ortalama ivme değerleri $0,312 \text{ m/s}^2$, 1630 kg kütlede $0,308 \text{ m/s}^2$ ve 1720 kg kütlede ise $0,291 \text{ m/s}^2$ olarak titreşim cihazı tarafından kayıt altına alınmıştır. Veriler incelendiğinde kütle artışının yapıldığı her test aşamasında ortalama ivme değerinin azaldığı ve bununla birlikte sürücü ve yolcuların konfor hissinde artış görülmektedir. 80 km/h sabit hız altında iki test aracının sonuçlarını karşılaştırdığımız durumda ise kütle artışı yapıldıkça ortalama ivme değerinin düştüğü gözlemlenmiştir. Ayrıca ortalama ivme değerlerinin düşmesi araçların süspansiyon sisteminde sönümleme oranlarının artmasının sonucu olarak karşımıza çıkmaktadır. Amortisörlerin sönümle oranının artması konfor hissini iki araç içinde artırmıştır.

Hız kesici set bulunan yol profilinde test aracı A ile 50 km/h hız altında 1419 kg kütle ile sürücü üzerinde oluşan ortalama ivme değeri $0,229 \text{ m/s}^2$, 1504 kg kütlede $0,211 \text{ m/s}^2$ ve 1594 kg kütlede ise $0,199 \text{ m/s}^2$ olarak ölçülmüştür. Hız sabit tutularak yapılan deneysel bulgularda kütle artışı yapıldıkça ortalama ivme değeri azalmaktadır. Bununla birlikte sürücüye iletilen ortalama ivme değere azaldıkça konfor hissinde artış yaşanmaktadır. Kütle artışı yapıldıkça süspansiyon sisteminin sönümleme oranının artması yolculara daha konforlu bir seyahat imkânı tanımaktadır.

İkinci test aracı B ile hız kesici set bulunan yol profilinde 50 km/h hız altında 1450 kg kütle ile sürücü üzerinde oluşan ortalama ivme değeri $0,260 \text{ m/s}^2$, 1535 kg kütlede $0,236 \text{ m/s}^2$ ve 1625 kg kütlede ise $0,228 \text{ m/s}^2$ olarak ölçülmüştür. Sonuçlar incelendiğinde binek araç için kütle artışı yapıldığı 3 farklı test düzeneğinde ortalama ivme değerinin azalma gösterdiği görülmektedir. Ortalama ivme değeri azalırken araçta bulunan yolcuların konfor hissi artmaktadır.

4 farklı test modeli ve 12 adet test çalışma sonuçları incelendiğinde, binek araçlarda kütle değişiminin süspansiyon sisteminin sönümleme derecesinde, sürücü üzerinde oluşan ivme değerlerinde ve sürüş konforunda ne kadar etkilediği görülmektedir. Ayrıca konforu aracın hızı, kütlesi, süspansiyon sistemi ve ekipmanları ve yol yüzeyi profilleri gibi birçok parametrenin etkilediği de sonuçlardan anlaşılmaktadır. Yapılan çalışmadan da görüleceği üzere binek araçlarda kütle değişimlerinin konfora etkisi sonuçlar ile açıklanmıştır. Kütle artışının konforu olumlu yönde etkilediği ayrıca süspansiyon sisteminin sönümleme etkisini de artırdığı görülmüştür. Süspansiyon sistemlerinde sönümleme etkisinin artırılması üzerine

yapılacak ilerleyen çalışmalarda aynı kütleler ile yeni deneysel metotlar uygulanması durumunda konfor hissinin daha da artırılacağı söylenebilir.

Yapılan analizlere göre; binek araçlarda kütle artışı gerçekleştikçe süspansiyon sistemi sönümleme oranının arttığı buna bağlı olarak da sürücü üzerinde oluşan ortalama ivme değerlerinde azalma olduğu ve konfor hissinin arttığı görülmüştür. Sürüş konforunun artırılması üzerine yapılacak çalışmalardan bahsedilmiştir. Test çalışmaları incelendiğinde kütle artışının sürüş konforunu artırdığı, sürücü ve yolcu üzerinde farklı parametrelerin sebep olduğu titreşimlerin azaldığı gözlemlenmiştir.



6. KAYNAKLAR

- Akdemir E, 2014, Araçlardaki Amortisörlerin Sönüm Etkisinin İncelenmesi, Afyon Kocatepe Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 92s, Afyonkarahisar.
- Akkaya O, 2018, Tüketicinin Otomobil Satın Alma Davranışını Etkileyen Faktörler ve Mardin İlinde Bir Araştırma, Hasan Kalyoncu Üniversitesi, Sosyal Bilimler Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 87s, Gaziantep.
- Albak İ E, 2014, Araç Konfor ve Yol Tutuş Özelliklerinin İyileştirilmesi İçin Süspansiyon Parametrelerinin İncelenmesi, Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 74s, Bursa.
- Altun Y, 2017, Çeyrek Taşıt Aktif Süspansiyon Sistemi İçin LQR ve LQI Denetleyicilerinin Karşılaştırılması, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi, 5, 61-70.
- Arslan K, 2003, Otomobil Alımında Tüketici Davranışlarını Etkileyen Faktörler, İstanbul Ticaret Üniversitesi Dergisi, 2, 83-103.
- Arslan T, Hossainy M M, 2020, Hız Tümseklerinin Araç ve Sürücüler/Yolcular Üzerindeki Etkilerinin Simülasyon Yöntemi ile Araştırılması, Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, 3, 11-16.
- Bayrakdar Ö, 2010, Random Vibration of A Road Vehicle, İzmir Institute of Technology, Graduate School of Engineering and Sciences, A Thesis, 42s, İzmir.
- Baysal B Ç, 2019, A Compliant Suspension Application to A Small Scale Car, Hacettepe University, Graduate School of Science and Engineering, Degree of Master of Science, 65s, Ankara.
- Bazı Kanunlarda Değişiklik Yapılması Hakkında Kanun, 2004, Resmi Gazete, 02 Ocak 2004, 25334.
- Bazı Kanun ve Kanun Hükmünde Kararnamelerde Değişiklik Yapılmasına Dair Kanun, 2013, Resmi Gazete, 02 Ağustos 2013, 28726.
- Biricik K, 2015, Temel Araç Bilgisi, Otomotiv Yetkili Satıcıları Derneği, Oyder Yayınları, 3.
- Büyükkördek C, 2011, Modelling and Analysis of A Hydropneumatic Suspension System, Istanbul Technical University, Institute of Science and Technology, M.Sc. Thesis, 71s, İstanbul.

- Can Ü, 2019, Araç Hızı ve Kütlesinin Süspansiyon Sistemindeki Yerdeğiştirme İletgenliğinin Araştırılması, Afyon Kocatepe Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 90s, Afyonkarahisar.
- Cülcüloğlu B C, Daş T M, 2022, Kasis Profilinin Pasif Süspansiyon Sistemli Çeyrek Araba Modeli Kullanılarak Sürüş Konforuna Etkisi, Uluslararası Mühendislik Araştırma ve Geliştirme Dergisi, 14, 24-30.
- Çakan A, 2013, Karayolları Taşıtları Süspansiyon Sisteminde Aktif Titreşim Kontrolü, Selçuk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 92s, Konya.
- Dahl L, 2017, Effect on the Vibration of the Suspension System, Metalurgija 56, 375-378.
- Delen G, 2014, İki Serbestlik Dereceli Aktif Süspansiyon Sisteminin Kontrolü, İstanbul Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 103s, İstanbul.
- Demir A, Süspansiyon Sistemi, Marmara Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, 121s.
- Eaton, S, 2003, Bus Drivers & Human Vibration. Workers Compensation Board of BC Engineering Section Report, Project Number: 7.24-03257, 10 p, Vancouver.
- Emekli E M, 2008, Hafif Ticari Bir Araç İçin Yarı Aktif Süspansiyon Sistemi Tasarımı, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 133s, İstanbul.
- Er Ü, Orak S, Par B, 2006, Taşıt Titreşimlerinin Teorik Analizi ve Bir Bilgisayar Modellemesi, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, 19, 132-144.
- Ergin T, 2006, Otomotiv Amortisörlerinin Etkinlik ve Sönümleme Kabiliyetlerinin İncelenmesi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 104s, Ankara.
- Ertuğrul M, 2013, Taşıtlarda İç Gürültü Değerlendirmesi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 141s, İstanbul.
- Göksel M, 2007, Çeyrek Araba Modeli İçin Yarı Aktif Süspansiyon Sisteminin Kontrolü, Sakarya Üniversitesi Electronic Letters on Science & Engineering, 3, 1-14.
- Gündüz S, 2010, Taşıtlarda Aktif Süspansiyon Sistemi Kontrolü, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 127s, İstanbul.

- Güneşer B, 2016, Ağır Ticari Taşıtlarda Yarı Aktif Süspansiyon Sistemleri Yardımıyla Titreşim Kontrolü, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 80s, İstanbul.
- Güvenç A M, 2015, Dayanıklılık ve Ömür Kriterlerine Göre Optimum Tasarıma Sahip Süspansiyon ve Direksiyon Sistemi Bileşenleri Geliştirilmesi, Selçuk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 87s, Konya.
- Hassan G A, 2014, Car Dynamics Using Quarter Model and Passive Suspension, Part I: Effect of Suspension Damping and Car Speed, International Journal of Computer Techniques, 1, 1-9.
- Karabulut A, 2009, Kütlenin Taşıt Titreşimine Etkisinin Modal Analizi Kullanılarak Belirlenmesi, Makina Teknolojileri Elektronik Dergisi, 6, 17-23.
- Karaman V, Kayisli K, 2017, Sliding Mode Control of Vehicle Suspension System Under Different Road Conditions, International Journal of Engineering Science and Application, 1, 72-77.
- Karen İ, Kaya N, Öztürk F, Korkmaz İ, 2011, Taşıt Sürüş Konfor Özelliklerinin Fiziksel Testler ile Belirlenmesi ve Analizi, Mühendis ve Makina Dergisi, 52, 69-74.
- Kılıç E M, 2012, Örnek Bir Taşıt İçin Havalı Süspansiyon Sistemi Tasarımı, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 64s, İstanbul.
- Kıral Z, Mekanik Titreşim, Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, 179s.
- Kırbaş U, 2018, Konforlu Sürüş için Uluslararası Düzgünsüzlük İndeksi Sınır Değerlerinin Belirlenmesi, Mühendislik Bilimleri ve Tasarım Dergisi, 6, 301-309.
- Kim K S, Kim J, Kim K, 2011, Dynamic Modeling of Seated Human Body Based on Measurements of Apparent İnertia Matrix for Fore and Aft/Vertical/Pitch Motion. Journal of Sound and Vibration 330, 5716–5735.
- Kocabıçak Z, Anaç H, 2023, Konfor Kanallarının Amortisör Performansına Etkisinin Deneyisel Olarak İncelenmesi, Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi, 11, 1-9.
- Korkut B T, Pasinli Z, Gören A, 2021, Front Suspension System Design of the Lightweight Solar-Powered Vehicle, Journal of Materials and Mechatronics, 2, 60-71.

- Kökden D, 2015, Taşıtlarda Titreşim ve Gürültü Problemlerinin Tespiti İçin Kullanılan Teknikler ve Taşıt Yakıt Tankı Tasarım Doğrulaması, Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 120s, Bursa.
- Lee C T, Moon B Y, 2004, Simulation and Experimental Validation of Vehicle Dynamic Characteristics For Displacement-Sensitive Shock Absorber Using Fluidflow Modelling, Mechanical Systems and Signal Processing, 40, 1-16.
- Maioh B G, 2007, Noise and Vibration, Principles of Occupational Health & Hygiene An Introduction, Sidney.
- Milli Eğitim Bakanlığı, 2013 Motorlu Araçlar Teknolojisi Süspansiyon Sistemleri, Ankara.
- Mitra A C, Desai G J, Patwardhan S R, Shirke P H, Kurne W M H, Banerjee N, 2016, Optimization of Passive Vehicle Suspension System by Genetic Algorithm. Procedia Engineering., International Conference on Vibration Problems 2015 144, 1158-1166.
- Neşeli S, Terzioğlu H, Aras S, Ağaçayak C A, Yalçın G, Başar B, Coşar E, Akbayır E, Değer H H, Taşçı B H, Bozkır M, Gülgün T, Kaya Y, Erol Y, 2020, Elektrikli Araçlara Genel Bakış 1, İksad Yayınevi, Ankara.
- Nozaki H, Inagaki Y, 1999, Technology for Measuring and Diagnosing the Damping Force of Shock Absorbers and the Constant of Coil Springs When Mounted on A Vehicle, Sae of Japan, 20, 413-419.
- Okuturlar H, 2018, Bir Binek Araç Süspansiyon Sisteminin Nümerik ve Deneysel Dinamik Analizi, Necmettin Erbakan Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 57s, Konya.
- Ölçeroğlu E, 2011, Dynamic Analysis and Design Optimization of A Vehicle Suspension System, Koç University, Graduate School of Science and Engineering, M.Sc. Thesis, 96s, İstanbul.
- Özbek C, 2013, Taşıt Süspansiyon Sistemlerinin Uyarlamalı Kontrolü, İstanbul Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 102s, İstanbul.
- Özdemir A, Maden D, 2013, Aktif Süspansiyon Sistemli Çeyrek Araç Modelinin Gözlemciyle Optimal Kontrolü, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi, 17, 181-187.

- Palermo M, 2009, Effects of A Large Unsprung Mass on the Ride Comfort of A Lightweight Fuel-cell Urban Vehicle, University of Pisa, Faculty of Engineering, Doctoral Thesis, 91s, Pisa.
- Putgöl Y, 2016, Binek Taşıtlarda Ön Düzen Geometrisi ve Süspansiyon Sistemlerinin Yapısal Özelliklerinin İncelenmesi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 84s, Ankara.
- Putgöl Y, Altıparmak D, 2016, Taşıt Süspansiyon Sistemi Çeşitleri ve Ön Düzen Geometrisine Etkileri, Politeknik Dergisi, 19, 195-202.
- Sehovic J, Pikula B, 2015, Analysis of Effects of Vehicle Suspension System Stiffness and Damping on Oscillatory Comfort, International Journal of Engineering Scientific Research, 3, 46-60.
- Sezgin A, 2009, Bir Taşıtın Sürücüsü İle Modellenmesi ve Simulasyonu, İstanbul Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 123s, İstanbul.
- Singiresu S R, 2011, Mechanical Vibrations, Pearson, Chapter 3, 281-283.
- Şengirgin M, Yüksel İ, Erzan E, Şefkat G, Şiren N M, 2000, Pasif ve Yarı aktif Süspansiyon Sistemlerinin Titreşim Yalıtım Performansının İncelenmesi, 9. Uluslararası Makina Tasarım ve İmalat Kongresi, ODTÜ, 13-15 Eylül 2000, Ankara.
- Şenveli E, 2018, Taşıt Titreşim Kaynağı Tespit Yöntemleri ve Uygulaması, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 73s, İstanbul.
- Türkkan A Y, 2014, Sürüş Konforu İçin Taşıt Koltuk Titreşimlerinin Modellenmesi ve Analizi, Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 93s, Bursa.
- Uçar T, 2001, Taşıtlarda Kullanılan Süspansiyon Sistemlerinin Seyir Emniyeti ve Konfor Açısından Analizi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 107s, İstanbul.
- Ulukapı M, 2005, Aktif ve Yarı Aktif Süspansiyon Sistemlerinin Simulasyon Ortamında İncelenmesi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 121s, İstanbul.
- Yanıkören M, Tezgel S, Usanmaz B, Gündoğdu Ö, 2020, Taşıt Titreşimlerinin Sürücü Konforuna Etkisi, Gümüşhane Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, 10, 796-803.

- Yavuz A, 2017, Taşıt Koltuklarının Titreşim Konforu Açısından Değerlendirilmesi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 120s, İstanbul.
- Yunus İ, 2016, Araç Süspansiyon Parametrelerinin Kontrolü İçin Model Geliştirilmesi, Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 49s, Bursa.
- Yudianto U, Kurniadi N, Adiyasa W, Arifin Z, 2019, The Effect of Masses in the Determination of Optimal Suspension Damping Coefficient, Journal of Physics, 1273.

İnternet Kaynakları

- 1-<http://www.arabalar.com.tr/toyota/corolla/2018/1-6-life>, 01.06.2023
- 2-[https://oto.net/ford/focus/focus-titanium-4k-1-6i-\(115\)/bilgi](https://oto.net/ford/focus/focus-titanium-4k-1-6i-(115)/bilgi), 01.06.2023
- 3-<https://www.sertackemiksiz.com/haberler/otomobil-teknolojileri>, 01.06.2023
- 4-<https://www.larsondavis.com>, 01.06.2023
- 5-<https://www.tuik.gov.tr>, 01.06.2023