

T.C.
GEBZE YÜKSEK TEKNOLOJİ ENSTİTÜSÜ
MÜHENDİSLİK VE FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ASKAM KAMYON KABİNİ SÜSPANSİYON
SİSTEMLERİ TASARIMI VE
OPTİMİZASYONU

Serhat TÜRKER
YÜKSEK LİSANS TEZİ
TASARIM VE İMALAT MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI

GEBZE

2007

T.C.
GEBZE YÜKSEK TEKNOLOJİ ENSTİTÜSÜ
MÜHENDİSLİK VE FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ASKAM KAMYON KABİNİ SÜSPANSİYON
SİSTEMLERİ TASARIMI VE
OPTİMİZASYONU

Serhat TÜRKER
YÜKSEK LİSANS TEZİ
TASARIM VE İMALAT MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI

TEZ DANIŞMANI
Doç. Dr. Fehmi ERZİNCANLI

GEBZE
2007

TEZİN BAŞLIĞI: Askam Kamyon Kabini Süspansiyon Sistemleri Tasarımı ve Optimizasyonu

YAZAR ADI : Serhat TÜRKER

ÖZET

Uzun yol taşımacılığında önemli bir ihtiyaç olan sürücü rahatlığı ve konforunu gerçekleştirmek üzere Askam Hi-Ex kamyon için önce yeni kabin süspansiyonu tasarımları ve optimizasyonları yapılmıştır. Bu amaçla mevcut kamyon kabin süspansiyon mekanizmaları ile birlikte farklı kabin süspansiyon sistemleri incelenmiş ve bu araştırmalar sonucu yeni tasarımlar geliştirilmiştir. Mevcut ilk örneğın (prototipin) ve rakip araçların kabin konfor seviyesini tespit etmek üzere testler yapılmıştır. Konfor seviyeleri standartlara uygun formatlarda karşılaştırılmıştır. Testlerde ayrıca konfor çalışmalarında kullanılan sanal kabin modeli için gerekli girdi verileri ve sanal modeli doğrulamak için kontrol verileri toplanmıştır. Mevcut kamyon ile yol ivme ve yer değıştirme dataları toplanmış, parça testleri yapılmış, CATIA ortamında kabin ve sistem modellemesi yapılmış ve datalar ile birlikte ADAMS modelleri oluşturulmuştur. Bilgisayar ortamında kabinin davranışları sanal bir model ile benzetimi (simülasyon) yapılmıştır. Öncelikle mevcut ilk örneğın sanal modeli kurulmuştur. Bunun amacı sanal modelde kullanılan süspansiyon parametrelerinin test verileriyle kontrol edilerek doğruluğunu teyit etmektir. Daha sonra değışik kabin süspansiyon alternatiflerinin modelleri hazırlanmıştır. Konfor çalışmaları sanal modeller üzerinde yapılmıştır.

Bu model kullanılarak süspansiyon sisteminde yapılan değışikliklerin kabinin konfor kalitesi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Son olarak, kabin konforunu arttıran çözümler üzerinde durularak optimum bir tasarıma ulaşılmıştır.

Çalışmalar sonucunda piyasada sınıfındaki en konforlu araç seviyesinde modeller üretilmiştir. Süspansiyon seçiminde kullanılacak parametreler belirlenmiştir.

SUMMARY

At this study, in order to realize driver convenience and comfort, which is an important need in long distance transportation, first new cabin suspension designs and optimizations were done for Aksam Hi-Ex trucks. For this aim, current truck cabin suspension mechanisms as well as different cabin suspension systems were investigated and new designs were developed as a result of such researches. Tests were conducted in order to determine the comfort level of prototype and rival vehicles. Comfort levels were compared at formats in accordance with standards. Moreover, necessary input data for virtual cabin model used at comfort studies and control data to confirm virtual model were collected in the tests. Current truck and road acceleration and replacement data were collected, part tests were conducted, cabin and system modeling in CATIA medium were made and ADAMS models were formed with data. Simulation of cabin behavior was made on computer medium with a virtual model. Firstly, first present sample's virtual model was formed. This is to control suspension parameters used at virtual models against test data and confirm their validity. Later, different cabin suspension alternatives' models were prepared. Comfort studies were performed on models.

Using this model, effects of changes made at suspension system over cabin's comfort quality was investigated. Lastly, an optimum design was achieved by considering solutions that improve cabin comfort.

At the end of studies, models at the level of the most comfortable vehicle of its class at the market were produced. Parameters to be used at suspension choice were determined.

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım sırasında ilgi ve yardımlarını esirgemeyen tez danışmanım Sayın Doç. Dr. Fehmi ERZİNCANLI'ya saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Lisans döneminde bilgilerini ve ilgisini eksik etmeyen eğitimim konusunda motive olmamı sağlayan Sayın Prof. Dr. Levon Çapan'a teşekkürü borç bilirim.

Çalışmalarım sırasında bilgi ve görüşleriyle yardımcı ve çalışmanın olgunlaşmasına yardımcı olan Aksam,çalışma arkadaşlarıma ve Aksam çalışma ortaklarına teşekkürlerimi sunarım.

Bu çalışma,desteklerini ve güvenlerini sürekli hissettiğim sevgili annem ve babama ithaf ediyorum.

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

	Sayfa
KABUL VE ONAY SAYFASI	iii
ÖZET	iv
SUMARRY	v
TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER DİZİNİ	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	ix
TABLO LİSTESİ	x
ŞEKİLLER DİZİNİ	xi
SEMBOLLER LİSTESİ	xv
1. GİRİŞ	1
2. İNSAN VÜCUDUNUN MEKANİK TİTREŞİMLERE CEVABI	3
2.1 ISO İnsan Titreşimleri Standartları Parametreleri ve Titreşim Seviyeleri	3
2.2. İnsan Vücudunun Frekans Cevabı	7
2.3. Konfor Kalitesi Değerlendirme Yöntem ve Kriterleri	8
2.4. Standartlar ve Kriterler	10
3. LİTERATÜR TARAMASI	12
3.1. Aktif, Yarı-Aktif ve Pasif Süspansiyon Sistemleri	13
3.1.1. Aktif süspansiyon sistemleri	13
3.1.2. Yarı-Aktif süspansiyon	14
3.1.3. Pasif süspansiyon sistemleri	14
3.1.4. Pasif Süspansiyon Sistemi Seçimi	14
3.2. Alternatif Pasif Süspansiyon Mekanizmaları	15
3.2.1. Tam Tandem Mekanizması	15
3.2.2. Yarı tandem Mekanizması	17
3.2.3. Tandem Mekanizma Uyarlamaları	18
3.2.3.1. Uyarlanmış Yarı Tandem	18
3.2.3.2. Uyarlanmış Tam Tandem	19
3.3. Hesaplamalı Kuvvet Kontrolcüsü ve Yarı Aktif Kontrol	20
3.3.1. Matematiksel Model ve Kontrol Kumanda Denklemleri	21

3.4. Ön Süspansiyon	21
3.4.1 Salıncak Kolu Kuvveti	24
3.4.2. Ön Sağ Parça	24
3.4.3 Ön Sol Parça	25
3.5. Arka Süspansiyon	25
3.5.1. Sağ Arka Parça	26
3.5.2. Sol Arka Parça	30
4.YOL TESTLERİ, PARÇA TESTLERİ VE TEST VERİLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI	32
4.1. Amaç	32
4.2. Ölçüm Alınan Noktalar ve Sebepleri	32
4.3. Yapılan Testler	33
4.3.1. Test Yapılan Parkurlar	34
4.4. Rakip Araç Kabinleriyle Yapılan Yol Testleri	34
4.5. Sanal İlk Örnek İçin Girdiler	35
4.6. Örnek Veriler	35
4.7. Test Verilerinin Karşılaştırılması	37
4.8.VDV Karşılaştırılması	41
4.9. Kullanılan Parçaların Mekanik Testleri	43
4.9.1. Statik basma	45
4.9.2. Sine Sweep Basma Çekme Testi	48
4.10. Test Verilerinin Karşılaştırılması	50
4.10.1. Hıza Bağlı Titreşim Seviyeleri	50
4.10.2. Uzun Yol ve Kısa Yol Testlerinin Karşılaştırılması	52
4.10.3. Yol Koşullarına Bağlı Titreşim Seviyeleri	53
4.10.4. En Yüksek Titreşim Durumu	53
4.10.5. Süspansiyonların Çalışma Aralığı	54
4.10.6. Askam İlk Örnek Kabininin ve Rakip Araç Kabinlerinin Konfor Açısından Karşılaştırılması ve Değerlendirilmesi	57
4.10.7. Rakip Araçlar Kabininin Koltuk İvme Değerlerinin Karşılaştırılması	

5. ANALİZLER VE TASARIM ÇALIŞMALARI	66
5.1. MSC. ADAMS Dinamik Benzetim Modeli	66
5.1.1. Modelin Amacı ve Özellikleri	66
5.1.2. Modelin Kabulleri ve Sınırları	66
5.1.3. Analiz ve Test Sonuçlarının Karşılaştırılması	68
5.2. Tasarım Çalışmaları	71
5.2.1. 6 Yaylı Süspansiyon Sistemi	71
5.2.2. Burulma Çubuklu Makas Mekanizmalı Süspansiyon Sistemi	74
5.3. Dört Noktadan Süspansiyon Sistemi Katılık ve Sönüm Değerleri İyileştirilmesi	77
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	84
KAYNAKLAR DİZİNİ	85
EKLER	
ÖZGEÇMİŞ	

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
ISO:	International Organization for Standardization
KOD:	Karesel Ortalama Değeri
SAE:	Society of Automotive Engineers
İTÜ:	İstanbul Teknik Üniversitesi
VDV:	Vibration Dose Value

TABLO LİSTESİ

Tablo	Sayfa
4.1 : VDV Test Ölçümleri	42
4.2: Koltuk Üstü İvme Değerleri Kıyaslanması	63

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil	Sayfa
2.1: Sinusoidal bir titreşim için konum değişimi, hız ve ivme arasında ki ilişki	4
2.2: Farklı titreşim büyüklükleri	6
2.3: İnsan vücudunun matematiksel modeli	7
2.4: Zaman Ekseninde İki Farklı Yol Testinin Karşılaştırılması	9
2.5: Frekans Ekseninde İki Farklı Yol Testinin Karşılaştırılması	6
2.6: ISO 2631 İnsan Vücudunu Maruz Olduğu Titreşime Göre Rahatsızlık Sınır Eğrisi	11
3.1: Kabin Matematiksel Modeli	12
3.2: Tam Tandem Süspansiyon Modeli	16
3.3: Yarı Tandem Süspansiyon Modeli	17
3.4: Kabine Uyarlanmış Yarı Tandem	18
3.5: Kabine Uyarlanmış Çubuksuz Tam Tandem	19
3.6: Kabine Uyarlanmış Çubuklu Tam Tandem (kabinin arka mekanizması)	20
3.7: Modellenen Kabinin Ön Süspansiyon Mekanizması	22
3.8: Şematik ön süspansiyon mekanizması.	22
3.9: Şematik ön süspansiyon mekanizması.	23
3.10: Şematik ön süspansiyon mekanizması.	23
3.11: Ön süspansiyon sağ parça	24
3.12: Ön süspansiyon sol parça	25
3.13:Kabinin Arka Süspansiyon Mekanizması	26
3.14: Sağ arka süspansiyon şematik görünüşü	27
3.15: Ara Parçanın şasi bağlantı noktası etrafında göre α kadar dönmüş hali	27
3.16: Ara parça cisim diagramı	28
3.17: Sol arka süspansiyon şematik görünüşü	30
4.1: Sensörlerin ve Veri Toplama Sistemlerinin Yerleştirildiği Aracın Önden Görünüşü	32

4.2: Sensörlerin ve Veri Toplama Sistemlerinin Yerleştirildiği	
Aracın Arkadan Görünüşü	33
4.3: Sanal İlk Örnek İçin Girdilerin Şematik Görünümü	35
4.4: Asfalt Yolda 55 km/saat Hızla Giderken Arka Sol	
Şasiden z Ekseninde Alınan İvme Verileri	36
4.5: Araç Sabit Çapta Dönerken Sağ Arka Yer Değiştirme Verileri	36
4.6: Araç Sabit Çapta Dönerken Ön Sağ Kabin Y eksen İvme Verileri	37
4.7: Araç Eksen Doğrultuları	38
4.8: Araç eksenlerinin titreşim seviyelerinin karşılaştırılması	38
4.9: En yüksek titreşim seviyesinin olduğu nokta	39
4.10: En kritik nokta için araç hızına bağlı z eksen titreşim seviyesi	39
4.11: En kritik nokta için yol koşullarına bağlı titreşim seviyesi	40
4.12: En kritik nokta için yük koşullarına bağlı titreşim seviyesi	40
4.13: Uzun yol testi ile kısa yol testi karşılaştırılması	41
4.14: VDV Test Ölçüm Kıyaslandırılması	42
4.15: Kabin Şasi Bağlantı Burçları	44
4.16: Kabin Semer Bağlantı Burcu	44
4.17: Kabin Yatak Burcu	45
4.18: Kabin Yatak Burcu Statik Basma Testi Sonucu	46
4.19: Kauçuk Burç Şasi Makas Bağlantısı	46
4.20: Kauçuk Burç Şasi Makas Bağlantısı Statik Basma Testi Sonucu	47
4.21: Semer Arka Takoza	47
4.22: Semer Arka Takoza Statik Basma Testi Sonucu	48
4.23: Kabin Yatak Burcu Katılığının Frekansa Bağlı Değişimi	49
4.24: Kauçuk Burç Şasi Makas Bağlantısı Katılığının Frekansa	
Bağlı Değişimi	49
4.25: Semer Arka Takoza Katılığının Frekansa Bağlı Değişimi	50
4.26: 25km/saat Hızla Giderken Kabinde Oluşan İvmeler	51
4.27: Farklı Hızlarda Giderken Kabin Sol Ön İvmesinin Karşılaştırılması	51
4.28: Uzun-Kısa Yol Testlerinin Konfor Açısından Karşılaştırılması	52
4.29: Kabin Sol Ön İvmesinin Asfalt ve Stabilize Yoldaki Titreşim Değerleri	53
4.30: Sağ Ön Yer Değiştirme Ölçerin Tekrar Sayısı- Yer Değiştirme Dağılımı	54
4.31: Sağ Arka Yer Değiştirme Ölçerin Tekrar Sayısı-Yer Değiştirme Dağılımı	55
4.32: Sol Arka Yer Değiştirme Ölçerin Tekrar Sayısı-Yer Değiştirme Dağılımı	55

4.33: Sağ Ön Yer Değiştirme Ölçerin Tekrar Sayısı-Hız Dağılımı	56
4.34: Sağ Arka Yer Değiştirme Ölçerin Tekrar Sayısı-Hız Dağılımı	56
4.35: Sol Arka Yer Değiştirme Ölçerin Tekrar Sayısı-Hız Dağılımı	57
4.36:Askam İlk Örnek ve Mercedes Kabinlerinin Stabilize Yolda Koltuk Üstü Düşey İvme Titreşim Değerleri	58
4.37:Askam İlk Örnek ve Mercedes Kabinlerinin F1 Yolunda Koltuk Üstü Düşey İvme Titreşim Değerleri	58
4.38: Askam İlk Örnek ve Mercedes Kabinlerinin Köyden Fabrikaya Dönüş Güzergahı Koltuk Üstü Düşey İvme Titreşim Değerleri	59
4.39:Askam İlk Örnek ve Mercedes Kabinlerinin Stabilize Yolda Koltuk Üstü Boylam İvme	60
4.40:Askam İlk Örnek ve Mercedes Kabinlerinin F1 Yolunda Koltuk Üstü Boylam İvme Titreşim Değerleri	60
4.41: Askam İlk Örnek ve Mercedes Kabinlerinin Köyden Fabrikaya Dönüş Güzergahı Koltuk Üstü Boylam İvme Titreşim Değerleri	61
4.42:Askam İlk Örnek ve Mercedes Kabinlerinin Stabilize Yolda Koltuk Üstü Yatay İvme Titreşim Değerleri	61
4.43:Askam İlk Örnek ve Mercedes Kabinlerinin F1 Yolunda Koltuk Üstü Yatay İvme Titreşim Değerleri	62
4.44:Askam İlk Örnek ve Mercedes Kabinlerinin Köyden Fabrikaya Dönüş Güzergahı Koltuk Üstü Yatay İvme Titreşim Değerleri	62
4.45:Askam İlk Örnek, Ford Cargo ve Mercedes Kabinlerinin Stabilize Yolda Koltuk Altı Düşey İvme Titreşim Değerleri	64
4.46:Askam İlk Örnek, Ford Cargo ve Mercedes Kabinlerinin F1 Yolunda Koltuk Altı Düşey İvme Titreşim Değerleri	64
4.47:Askam İlk Örnek, Ford Cargo ve Mercedes Kabinlerinin Köyden Fabrikaya Dönüş Güzergahında Koltuk Altı Düşey İvme Titreşim Değerleri	65
5.1: MSC. ADAMS Sanal İlk Örneğinin Görünüşü	67
5.2: F1 Yolu Koltuk Altı Düşey İvme Değeri Test-Analiz Karşılaştırması	68
5.3: F1 Yolu Sol Ön Kabin Düşey İvme Değeri Test-Analiz Karşılaştırması	69
5.4:Köyden Fabrika Dönüş Yolu Koltuk Altı Düşey İvme Değeri Test-Analiz Karşılaştırması	69

5.5:Köyden Fabrika Dönüş Yolu Sol Ön Kabin Düşey İvme Değeri Test-Analiz Karşılaştırması	70
5.6: Stabilize Yol Koltuk Altı Düşey İvme Değeri Test-Analiz Karşılaştırması	70
5.7: Stabilize Yol Sol Ön Kabin Düşey İvme Değeri Test-Analiz Karşılaştırması	71
5.8: Semere Yerleştirilen Damper Görünüşü	72
5.9: 6 Yaylı Süspansiyon Sistemi Damper Değeri Değişimine Karşılık Koltuk Altı Yatay İvme Değeri Değişimi	73
5.10: 6 Yaylı Süspansiyon Sistemi Damper Değeri Değişimine Karşılık Koltuk Altı Düşey İvme Değeri Değişimi	73
5.11: Torsiyon Çubuğunun Koltuk Altı Düşey İvmeye Etkisi	74
5.12: Makas Mekanizmasını Şasi Bağlantı Mesafesi Değişimi	75
5.13: Burulma Çubuklu Makas Mekanizmasında Şasi Bağlantısı Mesafesinin Koltuk Altı Düşey İvmesine Etkisi	75
5.14: Makas Mekanizmasında Makas Kol Boyu Değişimi	76
5.15: Burulma Çubuklu Makas Mekanizmasında Makas Boyunun Koltuk Altı Düşey İvmesine Etkisi	76
5.16: Süspansiyon Katılık Değerinin Koltuk Altı Düşey İvmeye Etkisi	77
5.17: Süspansiyon Sönüm Değerinin Koltuk Altı Düşey İvmeye Etkisi	78
5.18: Süspansiyon Katılık Değerinin Koltuk Üstü Düşey İvmeye Etkisi	78
5.19: Süspansiyon Sönüm Değerinin Koltuk Üstü Düşey İvmeye Etkisi	79
5.20: Süspansiyon Katılık ve Sönüm Değerinin Beraber Koltuk Altı Düşey İvmeye Etkisi	80
5.21: Tandem Mekanizmasının Kavramsal Çizimi	81
5.22: MSC. ADAMS Modelinde Kurulan Tandem Mekanizması	81
5.23: Tandem Mekanizmasındaki Tasarım Değişkeni	82
5.24:Koltuk Altı Düşey İvme Değeri İçin Tandem Mekanizması İdeal Kol Boyu Çalışması	82
5.25:Tandem Mekanizmalı Kabinde En Kritik Titreşim Durumu İçin Koltuk Üstü Düşey İvme Değerleri	83

SEMBOLLER LİSTESİ

Sembol	Açıklama
a_{eq}	:Eşdeğer ivme değeri
L_{eq}	:Eşdeğer ivme seviyesi
L_d	:Desibel olarak titreşim seviyesi
a_{ref}	:Referans seviyesi
z_A	:Sağ ön kabin – yay/damper bağlantı noktası düşey koordinatı
z_{A0}	:Sağ ön şasi – yay/damper bağlantı noktası düşey koordinatı
z_B	:Sol ön kabin – yay/damper bağlantı noktası düşey koordinatı
z_{B0}	:Sol ön şasi – yay/damper bağlantı noktası düşey koordinatı
z_C	:Sağ arka kabin – yay/damper bağlantı noktası düşey koordinatı
z_{C0}	:Sağ arka şasi – yay/damper bağlantı noktası düşey koordinatı
z_D	:Sol arka kabin – yay/damper bağlantı noktası düşey koordinatı
z_{D0}	:Sol arka şasi – yay/damper bağlantı noktası düşey koordinatı
l_1	:Ön kabin bağlantı noktalarının y eksenı boyunca kütle merkezine mesafesi
l_2	:Arka kabin bağlantı noktalarının y eksenı boyunca kütle merkezine mesafesi
n_1	:Sağ arka kabin bağlantı noktasının x eksenı boyunca kütle merkezine mesafesi
n_2	:Sol arka kabin bağlantı noktasının x eksenı boyunca kütle merkezine mesafesi
n_3	:Sol ön kabin bağlantı noktasının x eksenı boyunca kütle merkezine mesafesi
n_4	:Sağ ön kabin bağlantı noktasının x eksenı boyunca kütle merkezine mesafesi
G	:Kabin kütle merkezi
H_G	:Kabin kütle merkezi yüksekliği
z_G	:Kabin kütle merkezi düşey koordinatı
θ	:Kabin yunuslama (pitch) açısı
φ	:Kabin yalpalama (roll) açısı
T	:Kinetik enerji
U	:Potansiyel enerji
L	:Lagrange değişkeni

1 . GİRİŞ

Konfor arayışı günümüzde daha önce hiçbir zaman olmadığı kadar önem kazanmıştır. Daha hızlının, daha güçlünün yanında “daha konforlu ve rahat” sıfatı da müşteri için önemli bir seçim kriteri haline gelmiştir. Özellikle otomotiv sanayi bu konfor arayışının çok yoğunlaştığı bir sektördür. Firmalar performans yüksekliği, güç, hız ve maliyet kriterleri ile beraber konfor ve rahatlık içinde Ar-Ge çalışmaları yapmaktadırlar.

Yurdumuzda uzun mesafeli taşımacılığın ve ulaşımın büyük ölçüde karayolu ile gerçekleştirildiği düşünülecek olursa konforun araç performansından daha önemli bir kriter olduğu pekala söylenebilir. Hele uzun yol taşımacılığı yapan ağır vasıta sürücülerimizin kendilerini yormayacak rahat ve konforlu bir araç ihtiyacı inkar edilemez.

Bilindiği gibi yollarda meydana gelen trafik kazalarının çoğunluğu yolların bozukluğu ve yetersizliğinin yanında, uzun yolculuk sonucunda sürücülerin bedenen yorulmaları sonucunda dikkatlerinin dağılması ve uyuklamaları neticesinde meydana gelmektedir. Kazaların bir kısmı yetişmiş değerli insan gücümüzü yok etmekte yada özürlü bırakmaktadır. Diğer taraftan meydana gelen her türlü hasar milli servetimizden kayıp demektir.

Araba, kamyon ve benzeri araç kullananlarda yüksek vibrasyona maruz kalmanın kas aktivitelerini artırarak kas yorgunluğuna yol açtığı, disk beslenmesini bozarak disk defarmasyonuna ve bel fıtığı görülme oranının artmasına yol açtığı çeşitli araştırmalarda ispatlanmıştır. Otobüs şöförleri ve tamircilerde yapılan bir araştırmada bel ağrısı sıklığı ile yaşam boyu, toplam vücut vibrasyonu veya vibrasyona maruz kalma süresinin uzunluğu arasında ilişki bulunmuştur.

Uzun yol taşımacılığında önemli bir ihtiyaç olan sürücü rahatlığı ve konforu gerçekleştirmek üzere Askam Hi-Ex kamyon için alternatif pasif kabin süspansiyonu mekanizmaları ile yarı aktif kabin süspansiyonu tasarımı ve kontrolü projenin amacıdır. Proje değişen süspansiyon elemanlarıyla beraber araç dış aksamında da

modifikasyon gerektirmektedir. Bu çalışmada projenin süspansiyon kısmı incelenecektir. Kabin ve sistemlerin CAD tasarımları yapılarak, testler için prototip araçlar üretilmiştir. Bu çalışmada yazar CAD modellerinin oluşturulmasında, testlerin yapılabilmesi için uygun araç montajı, dataların toplanması için organizasyon ve toplanan dataların raporlandırılmasında görev aldı. Dataların toplanması ve danışmanlık hizmeti olarak BİAS firmasıyla çalışılmıştır.

Proje başlangıcı kararı aracın ne kadar donanımlı, piyasa şartlarının en iyi koltukları kullanılıyor olsa da müşteri şikayetleri ile gelen konfor sorunları ile alınmıştır. Başlangıç olarak durumun nasıl düzeltilebileceği hatta düzeltme ile yetinilemeyeceği günümüz şartlarındaki en konforlu aracın üretilmesi gerekliliği mantığı ile yola çıkılmıştır. Bundan sonra yapılması gereken bu işin ne şekilde kimlerle yapılmasının planlanması olmuştur. Yapılacak mühendislik çalışmalarının en iyi seviyede ve en son yazılımların yapılması gerektiği sonucuna ulaşılmıştır. Araştırmalar başlamış şirket içi görevi üstlenecek kişiler ve eksik olduğumuz konularda ise bizimle çalışacak şirket dışı ortaklar belirlenmiş ve çalışmalar başlatılmıştır.

İlk aşamada kabinin ağırlığı ve ağırlık merkezi hesaplanmıştır. Daha sonra prototip araç monte edilerek şasiden kabine gelen sürücü koltuk üstü ve altı ivme ve deplasman dataları toplanmıştır. Toplanan datalar ve modellenen kamyon simule edilmiştir.

Bu amaçla önce insan vücudunun titreşimlere duyarlılığı incelenecek, daha sonra sürücü konforunu sağlamak üzere tasarlanan pasif mekanizmalar, matematik modeller, yarı-aktif süspansiyon sistemi ve son olarak bu çalışma kapsamında inşaa edilen yarı aktif süspansiyonlu prototip kamyon sistemi anlatılacaktır.

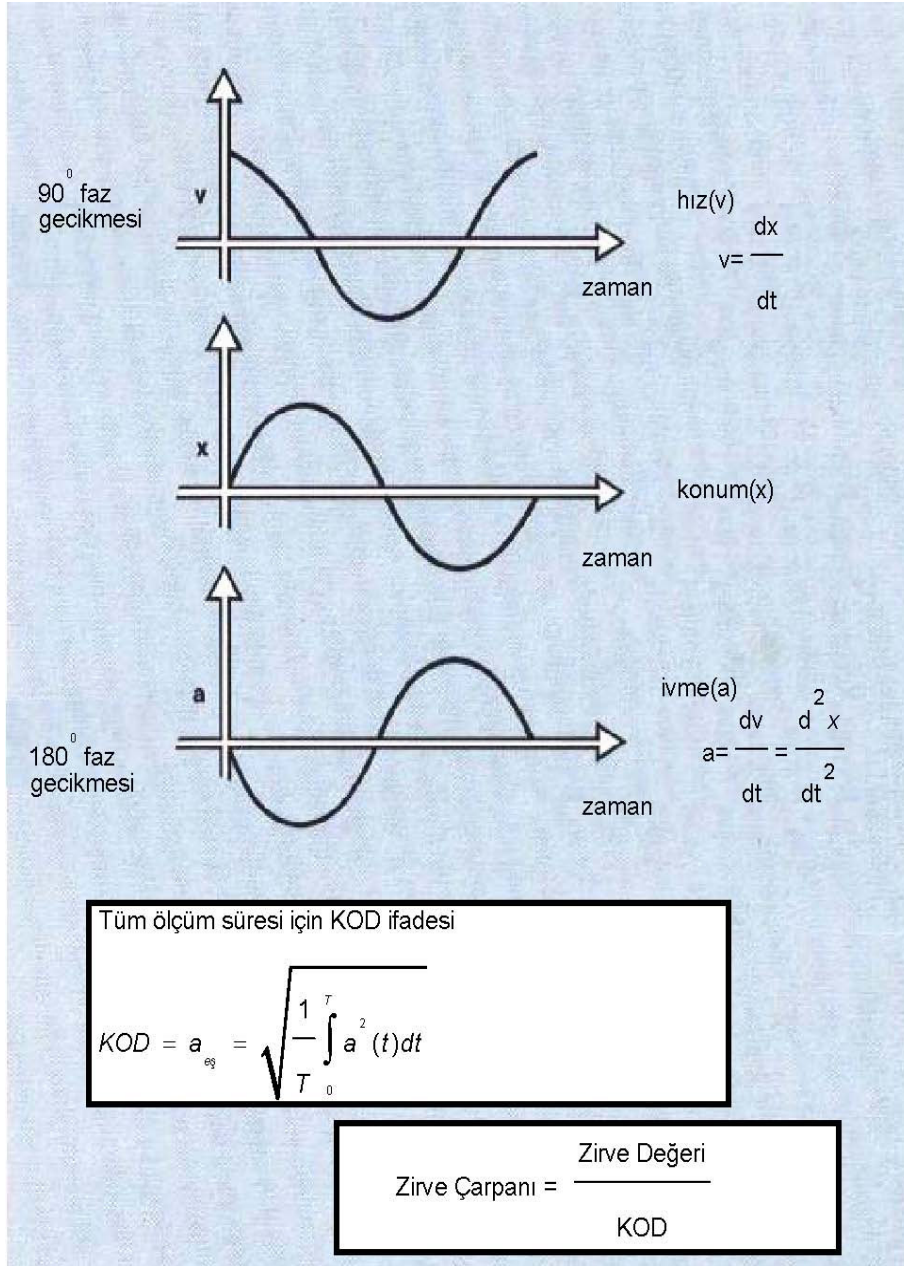
2. İNSAN VÜCUDUNUN MEKANİK TİTREŞİMLERE CEVABI

İnsan vücudu günlük hayatta uzun yada kısa süreli mekanik titreşimlere maruz kalır mesela otobüs, minibüs tren gibi taşıma araçlarında. Ayrıca birçok insan çalışma saatleri içerisinde el aletleri, makinalar ve ağır vasıtaların ürettiği mekanik titreşimlere maruz kalmaktadır. Tıpkı ses titreşimlerinin dinlemekten zevk duyulan müzik veya rahatsız edici gürültü olabileceği gibi mekanik titreşimlerde rahatlatıcı veya rahatsız edici olabilir. Devamlı surette kuvvetli ve uzun süreli mekanik titreşimler insan vücuduna kalıcı zararlar dahi verebilir [European Communities Directive,2002]. Bu sebeplerden dolayı insan vücudunun mekanik titreşimlere verdiği cevapların bilimsel olarak araştırılma ihtiyacı ortaya çıkmıştır. Bu amaçla yapılan çalışmalar neticesinde ISO (International Organization for Standardization) insan titreşimleri standartları geliştirilmiştir. [Bruel & Kjaer Company,1984]

2.1. ISO İnsan Titreşimleri Standartları Parametreleri ve Titreşim Seviyeleri

İnsan Vücudu titreşim üreten bir mekanik aletle temas ettiğinde sabit bir referansa göre titreşimin etkisiyle konumu değişir. Bu konum değişikliği titreşimin şiddetinin bir ölçüsü olarak kullanılabilir. Titreşimler ayrıca hız ve ivme parametreleriyle de tanımlanabilirler. Konum değişimi, hız ve ivme arasındaki ilişki sinusoidal bir titreşim için Şekil 2.1’de verilmiştir.

ISO standartlarının uygulanması için ivme değerleri titreşim mertebelerini belirleyici faktör olarak ölçülür. T ölçüm zamanı olmak üzere birkaç farklı büyüklük titreşimi tanımlamak için kullanılabilir. [Mabbott et al,2001]



Şekil 2.1: Sinusoidal bir titreşim için konum değişimi, hız ve ivme arasındaki ilişki [Bruel & Kjaer Company, 1984]

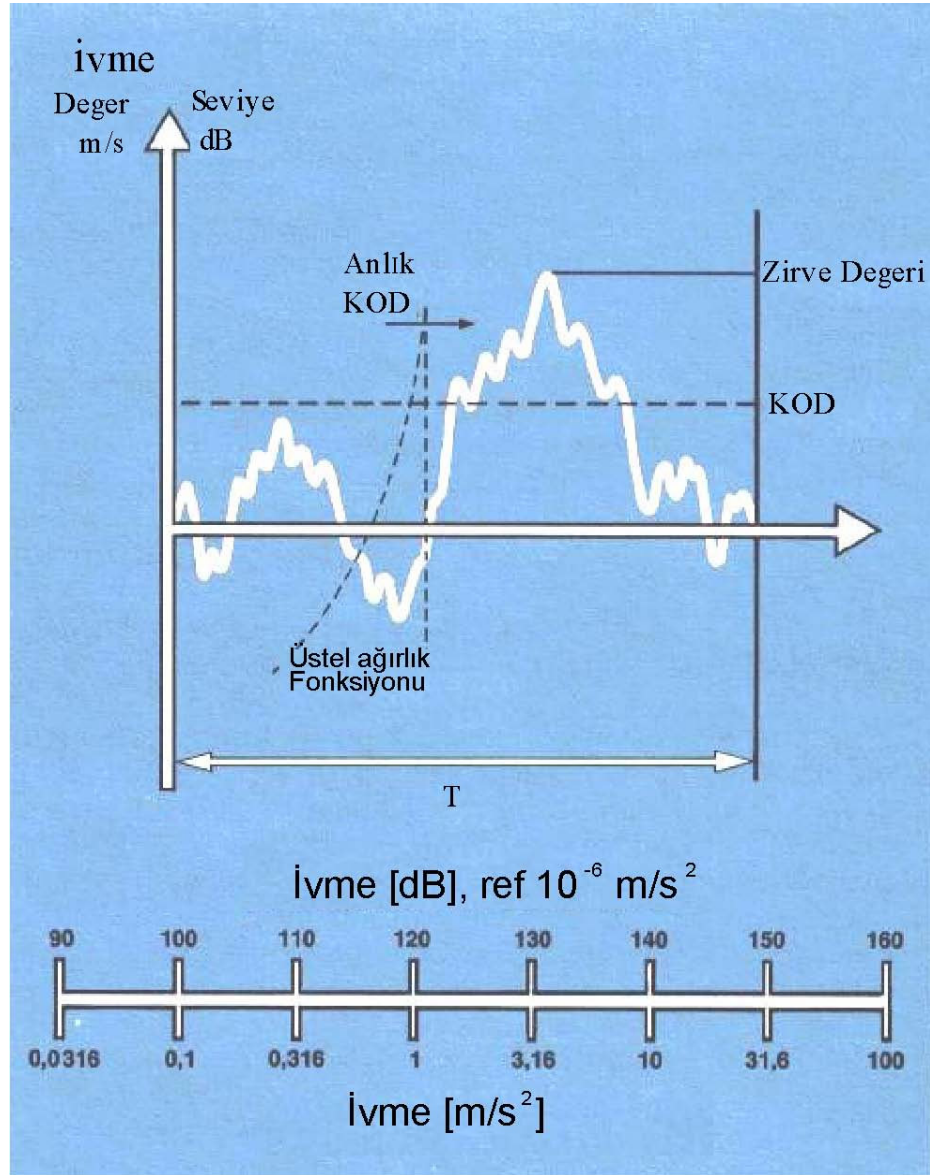
Zirve Değeri: İvmenin ölçüm zamanı T içindeki anlık maksimum değeridir. Özellikle ani şokların şiddetlerinin tanımlanmasında iyi bir ayrıçtır. [Çakır,2006]

Karesel Ortalama Değeri (KOD): Anlık ivme değerlerinin karelerinin ortalama değerinin karekökü alınarak bulunur. KOD nispeten uzun bir zaman aralığında hesaplanır ve titreşimin enerji içeriği ile ilintili bir ivme değeri verir. Bu yüzden çoğu zaman eşdeğer ivme değeri aeq (m/s²) veya eşdeğer ivme seviyesi **Leq** (desibel) olarak adlandırılır. [Çakır,2006]

Anlık Karesel Ortalama: Eğer KOD ölçüm süresine göre düşük bir zaman aralığında hesaplanırsa buna Anlık Karesel Ortalama denir. Bu değer hesaplanırken ivmeler üstel olarak ağırlıklandırılır. Bunun anlamı son ölçülen değerlere öncekilere göre daha fazla ağırlık verilmesidir. [Çakır,2006]

Zirve Çarpanı: Zirve değeri ile tüm ölçüm süresi içerisinde hesaplanan KOD arasındaki orandır. Bir titreşim ne kadar ani (impulsive) ise o kadar zirve çarpanı değeri yüksektir. Anlık titreşimler anlık olmayan titreşimlere nazaran daha tehlikeli kabul edilirler ve zirve çarpanı değeri bu zararlı titreşim içeriklerinin belirlenmesinde iyi bir ayrıçtır. [Çakır,2006]

Şekil 2.2’de tanımları yapılmış zirve değeri ve KOD ifadeleri *ivme- zaman* grafiğinde gösterilmiştir.



Şekil 2.2: Farklı titreşim büyüklükleri [Çakır ,2006]

İvme değeri m/s^2 -ki bu durumda **a** ile gösterilebilir veya ivme seviyesi (L_d ile gösterilebilir), desibel (dB) olarak ölçülebilir. Bu ikisi arasında $10^{-6} \text{ m/s}^2 = 0\text{dB}$ gibi bir referans düzeyi tanımlandığında bir *a* ivmesi aşağıdaki gibi bir L_d seviyesi olarak gösterilebilir:

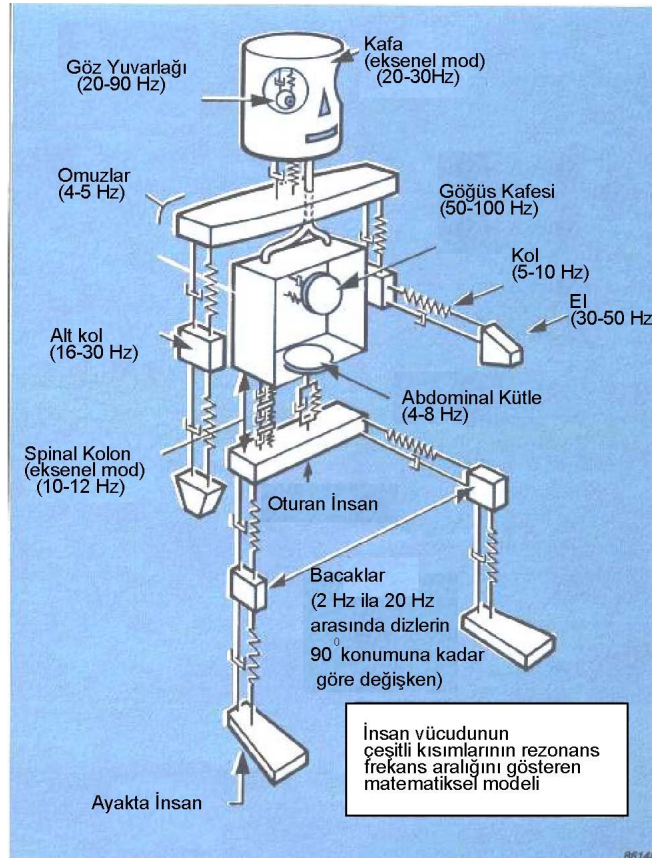
$$L_d \text{ (dB)} = 20 \log_{10} [a/a_{\text{ref}}] \quad (1.1)$$

Burada, L_d = Desibel olarak titreşim seviyesi $a = m/s^2$ cinsinden ölçülen ivme $a_{ref} = \text{referans seviyesi} = 10^{-6} m/s^2$ 'dir.

2.2. İnsan Vücudunun Frekans Cevabı

Bir makinanın mekanik titreşimi makinanın çalışan parçalarından kaynaklanır. Makinanın her parçasının hareketiyle ilişkili belli bir frekansı vardır ve insan vücuduna iletilen genel titreşim bunların bileşimidir. İnsan vücudu ise her frekanstaki titreşimlere eşit şekilde duyarlılık göstermediği için bu husus büyük önem arz etmektedir. [Paddan and Griffin,1997]

Şekil 2.3'de büyük ölçüde basitleştirilmiş, her bölümün ayrı ayrı kütle ve yay-damper ikilileri ile temsil edildiği insan vücudunun matematiksel modeli görülmüyor.



Şekil 2.3: İnsan vücudunun matematiksel modeli [Bruel & Kjaer Company,1984]

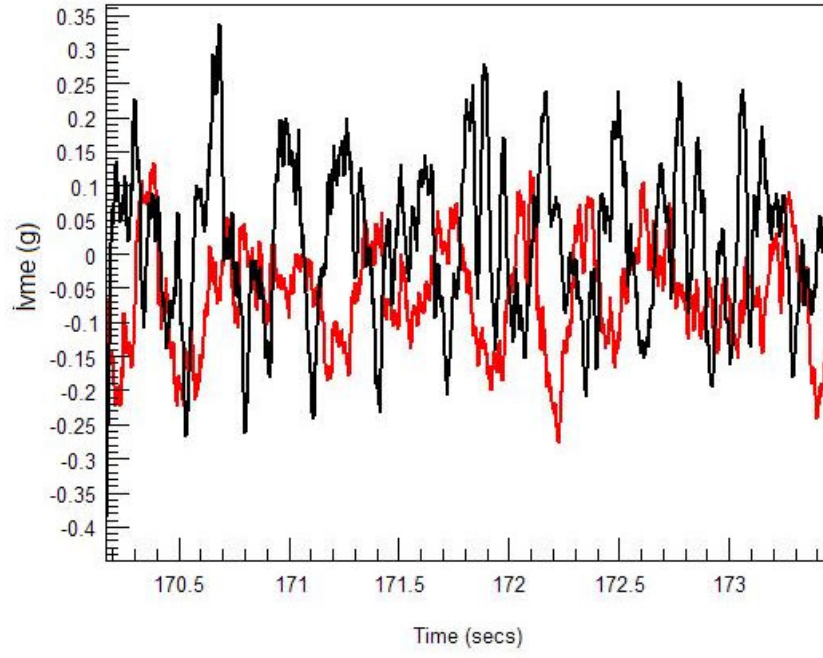
İnsanların niçin bazı frekanslara daha duyarlı olduğunu anlamak için insan vücudunu mekanik bir sistem gibi düşünülebilir. Aynen bir mekanizma gibi insan vücudunun da ayrı parçalarının ayrı frekanslara hassasiyeti vardır. Ayrıca insan vücudunun tümüyle simetrik olmaması işleri daha da karmaşıklştırmaktadır ve şunu da unutmamak gerekir ki aynı titreşime tamamen aynı tepkiyi gösteren iki insan yoktur. Buna rağmen insan vücudunun titreşim cevabını simule edebilen yeterli biomekanik modeller geliştirilmiştir.

2.3. Konfor Kalitesi Değerlendirme Yöntem ve Kriterleri

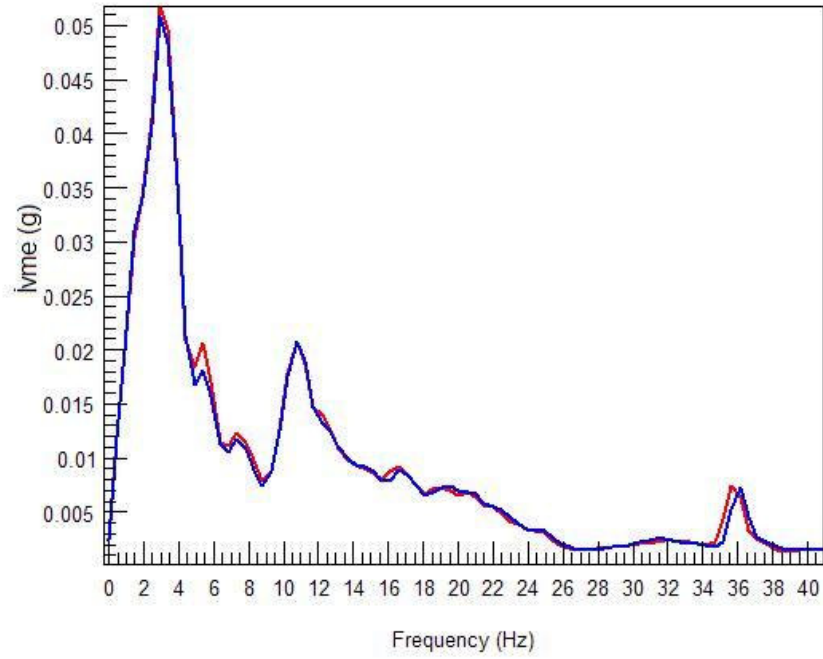
Konfor, genel bir kavram olup sıcaklık, nem, gürültü düzeyi, oturma yerlerinin ısı ve nem özellikleri, sürücüyü kavraması, titreşim özellikleri, fren ve eğrisel yörünge izlediği taktirde bunlara ait ivmeler ve bu ivmelerin zamana göre değişmesini (titreşimini) kapsar. Fakat bu çalışmada bunlardan sonuncusu, yani mekanik karakterde olanlar –*yer değiştirme ve ivme*- incelenmiştir.

Titreşimlerin Değerlendirilmesi zaman eksenini yerine frekans ekseninde değerlendirilecektir. Ölçümler zamana bağlı alınmış olsa da zaman eksenini titreşimlerin yorumlanması ve sistemin titreşim karakteristiğini tanımlanması için kullanışlı değildir. Zaman ekseninde verilere bakıldığında titreşim karakteristiği görmek çok zordur.

Örnek olarak aynı şartlarda, aynı araçla fakat farklı zamanda yapılan iki test incelendiğinde, zaman ekseninde ve frekans ekseninde karşılaştırılırsa; zaman ekseninde bakıldığında Şekil 2.4’de testlerin benzemediği, fakat frekans ekseninde bakıldığında Şekil 2.5’de testlerin birbirlerine çok yakın olduğu görülecektir. [BİAS ve Askam ,2006]



Şekil 2.4: Zaman Ekseninde İki Farklı Yol Testinin Karşılaştırılması



Şekil 2.5: Frekans Ekseninde İki Farklı Yol Testinin Karşılaştırılması

Ayrıca uluslararası konfor standartları frekans eksenine göre tanımlanmıştır ve sanal ilk örnek benzetimleri (simülasyonları) frekans alanında çözdürmek, sonuçları frekans alanında kıyaslamak ve yorumlamak; zaman alanında kıyaslamak ve yorumlamaktan çok daha kolay ve anlaşılırdır. Bu sebeple bu çalışma frekans alanında yapılmıştır.

2.4. Standartlar ve Kriterler

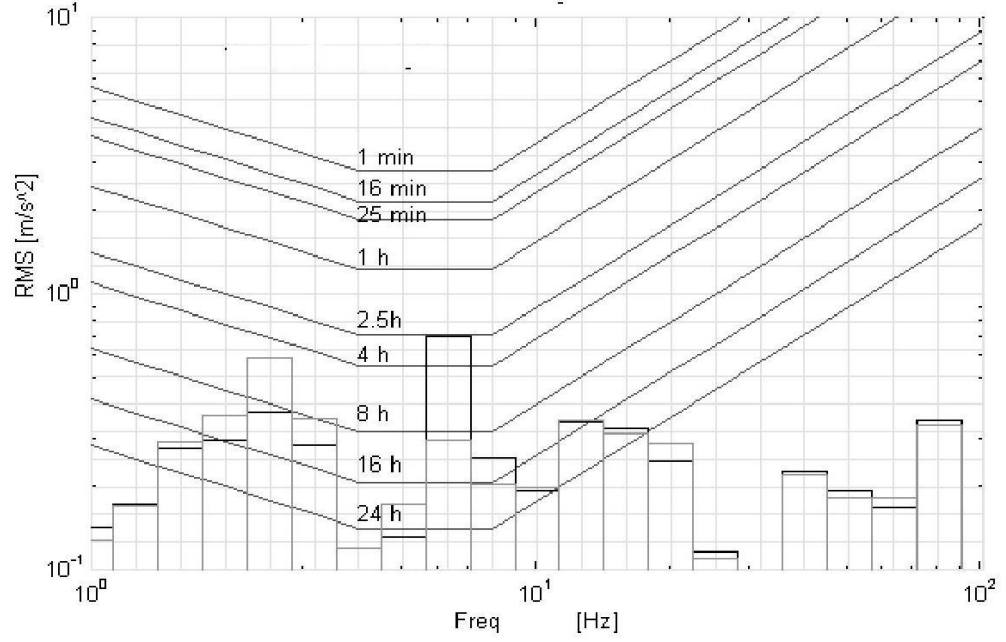
Konfor sorunun kişisel bir özellik olması nedeniyle değerlendirilmesi zordur. Bununla birlikte, istatistiksel olarak karşılaştırma yapılabilir. Konfor konusunda bazı yönetmelik ve öneriler mevcuttur. Bunlardan titreşim değerleri için ISO 2631 vardır.

ISO-2631 standardı insanın tüm vücut titreşimine maruz kalmasını değerlendirerek, *-maruz kaldığı titreşim büyüklüğüne göre-*, bu titreşime maruz kalabileceği saati sınırlamıştır. Janeway kriteri ise düşük frekanslarda insan tarafından hissedilen yer değiştirme için bir rahatsızlık sınır eğrileridir. Bu standart ve kriterlerin yanı sıra bazı teamüller de mevcuttur. Sürücüye gelen titreşimlerin baskın frekansının insanların ileri geri titreşimlerde en hassas olduğu 1-2 Hz aralığında olmaması istenir. Ayrıca 0.5 Hz altındaki frekanslarda gözlenen mide bulantısını önlemek amacıyla sürücü ve yolcuya bu frekanslarda titreşimin gelmemesi istenmektedir. [ISO,1997]

Şekil 2.6'da gösterilen ISO 2631 standardı 1985 yılında oluşturulmuş Avusturya standardıdır. Bu standart şu kriterleri kapsar [Mabbott et al,2001]:

- 1-Maruz kalma kriteri: Vücut sağlığı için ve vücutta ağrı başlangıcı limitlerini kapsar.
- 2-Sürüş emniyet sınırı: Sürücü emniyeti için ve sürüş verimliliği için olan kriterleri kapsar.
- 3-Konfor kalitesi: Uluslar arası nakliyat için taşıma kalitesini yükseltmek ile ilgilidir.

Farklı insan ağırlıkları ile oluşturulmuş standartta, dikey ve yatay titreşimler ile alakalı konfor ivme frekans aralıkları verilmiştir. Buna göre dikey titreşim değerleri 4-8 Hz, yatay titreşim değerleri 1-2 Hz aralığında önemlidir. [Mabbott et al,2001]

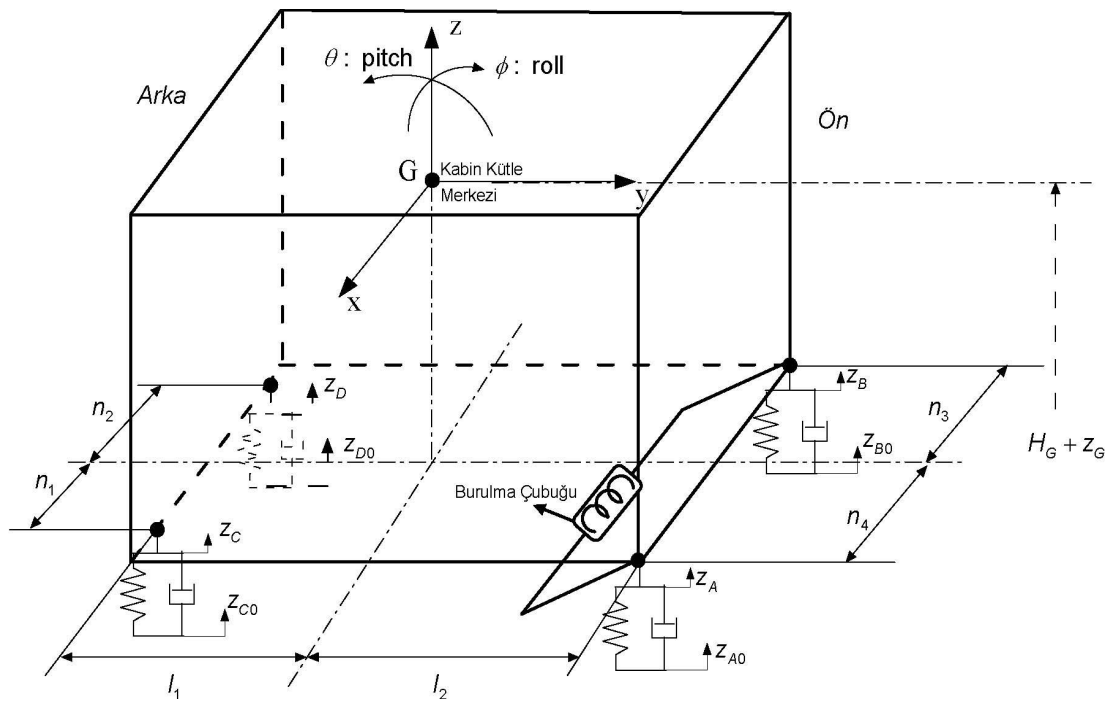


Şekil 2.6: ISO 2631 İnsan Vücudunu Maruz Olduğu Titreşime Göre Rahatsızlık Sınır Eğrisi [Mabbott et al,2001]

3. LİTERATÜR TARAMASI

Üzerinde çalışılan kamyon kabini için detaylı bir matematiksel modele ihtiyaç olduğu düşünülerek Lagrange enerji yöntemi ile kabin için doğrusal olmayan hareket denklemleri çıkarıldı.

Şekil 3.1’de kabinin matematiksel modeli gösterilmektedir. Modelde şematik olarak süspansiyon elemanları, burulma çubuğu, ağırlık merkezi ve gelen yükler gösterilmektedir.



Şekil 3.1: Kabin Matematiksel Modeli [Çakır ,2006]

Kabinin hareket denklemlerini çıkarmak için Lagrange yöntemini kullanabilir [Mokhtar et. al, 2000]:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \lambda_{\gamma}^I}\right)-\left(\frac{\partial L}{\partial \lambda_{\gamma}}\right)=F_{\gamma} \quad (3.1)$$

Burada $L=T-U$, sistemin kinetik ve potansiyel enerjileri arasındaki fark, λ sistem değişkenleri ve F_i genelleştirilmiş kuvvettir [Mokhtar et. al, 2000]:

Kinetik enerji denklemi:

$$T = \frac{1}{2}m \left(\dot{X}_G^2 + \dot{Y}_G^2 + \dot{Z}_G^2 \right) + \frac{1}{2}I_x \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2}I_y \dot{\phi}^2 \quad (3.2)$$

Potansiyel enerji denklemi:

$$U = mg(H_G + Z_G) + \frac{1}{2}k_0(Z_A - Z_{A0})^2 + \frac{1}{2}k_0(Z_B - Z_{B0})^2 + \frac{1}{2}k_b \left(\frac{\delta_{kot}}{l_b} \right)^2 + \frac{1}{2}k_A [(Z_C - Z_{C0})^2 + (Z_D - Z_{D0})^2] \quad (3.3)$$

Burada ifadeler aşağıdaki gibidir:

$$Z_A = Z_G + l_2 \sin \theta + n_4 \sin \phi \quad (3.4)$$

$$Z_B = Z_G + l_2 \sin \theta - n_3 \sin \phi \quad (3.5)$$

$$Z_C = Z_G - l_1 \sin \theta + n_1 \sin \phi \quad (3.6)$$

$$Z_D = Z_G - l_1 \sin \theta + n_2 \sin \phi \quad (3.7)$$

$$\delta_{kot} = [(Z_A - Z_{AG}) - (Z_B - Z_{BO})] \quad (3.8)$$

3.1. Aktif, Yarı-Aktif ve Pasif Süspansiyon Sistemleri

Bu bölümde aktif, yarı aktif ve pasif süspansiyon sistemleri, aralarındaki benzerlikler ve farklar anlatılacaktır.

3.1.1. Aktif süspansiyon sistemleri

Aktif süspansiyon sistemleri etki tepki prensibine göre çalışır. Yani titreşimi ve dolayısıyla ivmeyi meydana getiren yoldan gelen kuvvete karşı onunla eş zaman ve şiddette kuvvet uygulayabilirse titreşimi önlenabilir. Bunun için aktif sistemler, hidrolik veya elektriksel aktüatörler kullanılır. Bu sistemlerde bir sensör altyapısı ve bir kontrol mekanizması bulunması zorunludur [Mokhtar et. al, 2000].

3.1.2. Yarı Aktif süspansiyon

Yarı-Aktif süspansiyon sistemleri aktif sistemlere benzer şekilde çalışır. Ancak burada uygulanması gereken kuvvet bir aktüatör ile sağlanmaz. Bunun yerine süspansiyonun mekanik sistemindeki damperin sönüm katsayısı değiştirilerek, damperin hızı ile orantılı bir tepki kuvveti meydana getirilir ve titreşim bu kuvvet yardımı ile yenilmeye çalışılır. Yine bu sistemde de bir sensör altyapısı ve bir kontrolcü bulunması zorunludur. Ayrıca sistemde kullanılacak damperlerin özel olacağı da açıktır. Bu çerçevede, böyle bir sistem için kullanılabilinecek, ana çalışma prensibine göre iki damper çeşidi vardır. Bunlar sönüm parametresi elektrik ile değişen elektrolojik damperler ve manyetik alan ile değişen magneterolojik damperlerdir [Mokhtar et. al, 2000].

3.1.3. Pasif süspansiyon sistemleri

Pasif süspansiyon sistemleri klasik yay ve damperlerden oluşan mekanizmalardır. Titreşim sönümlemesi bu pasif elemanların ve mekanizmanın karakteristiğine bağlıdır [Mokhtar et. al, 2000].

3.1.4. Pasif Süspansiyon Sistemi Seçimi

Performans açısından düşünüldüğünde aktif süspansiyon sistemleri en iyi sistemlerdir. Ancak ilk yatırım maliyeti kadar işletme maliyetini de (yakıt tüketimi) arttırdıkları için ancak lüks taşıtlarda kullanım alanı bulmaktadır.

Yarı-Aktif süspansiyon sistemleri performans açısından aktif sistemler kadar iyi olmasalar da yinede iyi bir tasarımla büyük farklar meydana getirebilirler. Bunu yaparken de aktif sistemlerde olduğu gibi yakıt tüketimini çok arttırmazlar. Sistem bu özellikleri ile ileride daha geniş kullanım alanları ve yoğunluğu vaad etmektedir.

Pasif sistemler bu aktif ve yarı aktif sistemlere göre performans açısından daha kötü olmakla beraber maliyet ve çalışma prensibi bakımından her ikisinden de ucuz ve basittir. Bunun yanında iyi tasarlanan bir pasif sistem aktif ve yarı aktif sistemleri

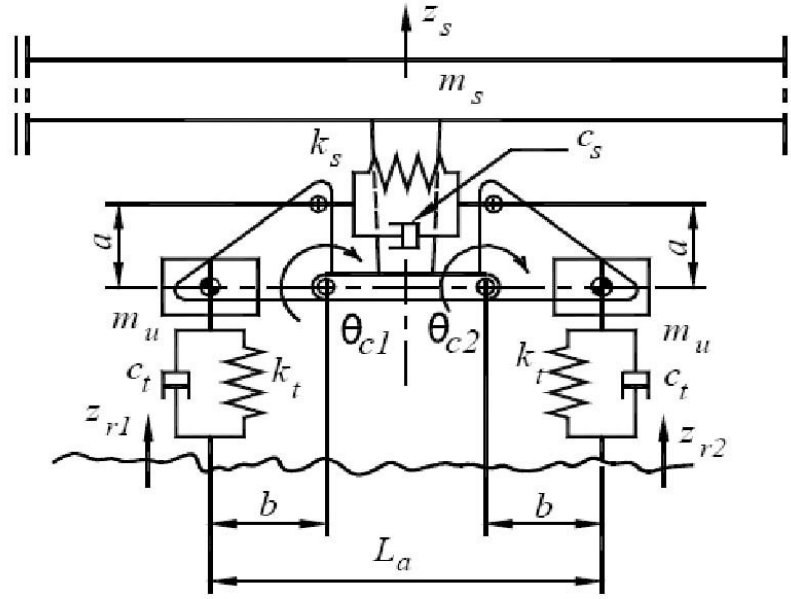
aratmayacak kadar ihtiyaca cevap verebilir[Mokhtar et. al, 2000].

3.2. Alternatif Pasif Süspansiyon Mekanizmaları

İlk düşünülen alternatif mekanizmalar temelde iki ana mekanizmaya dayanmaktadır. Bunlar tam tandem ve yarı tandem denilen ve ilk kez Mokhtar ve ark. makalesinde [Mokhtar et al,2000] ağır yük kamyonları tekerlek süspansiyonu için önerilen mekanizmalardır. Bu makaleden hareketle bu mekanizmalar ilk defa kabin süspansiyonuna uyarlanmış ve optimize edilerek ADAMS modelleri üzerinden performans karşılaştırmaları yapılmıştır [Çakır,2006]. Ayrıca bu mekanizmalara ilaveten 4 noktadan bağımsız salıncak kollu mekanizma (mevcut kabin mekanizması) ve 6 yaylı diğer bir kabin mekanizması da denenmiş ve performans karşılaştırmaları yapılmıştır.

3.2.1. Tam Tandem Mekanizması

Şekil 3.2’de tam tandem mekanizmasının çalışma prensibi gösterilmiştir. Burada yoldan gelen bozucular şasiye göre dönebilen ve birbirlerine bir yay-damper çifti ile bağlı iki ara parçadan müteşekkildir. Aslında mekanizma bir bakıma yoldan gelen yer değiştirmesinin yönünü ve şiddetini değiştirmektedir. Çalışma prensibini anlamak bakımından, şayet şasiyi yere göre hareketsiz varsayılarak ara parçaya gelen yer değiştirmesinin yönü tam yatayda şiddeti b/a olacak şekilde değişmektedir diye kabul edilebilir. Ancak gerçek durum böyle değildir. Şaside yola göre hareketlidir ve mekanizmanın en iyi cevabı için b , a değerleri ile yay-damper karakteristikleri optimize edilmelidir. [Mokhtar et al,2000]



Şekil 3.2: Tam Tandem Süspansiyon Modeli [Mokhtar et. al, 2000]

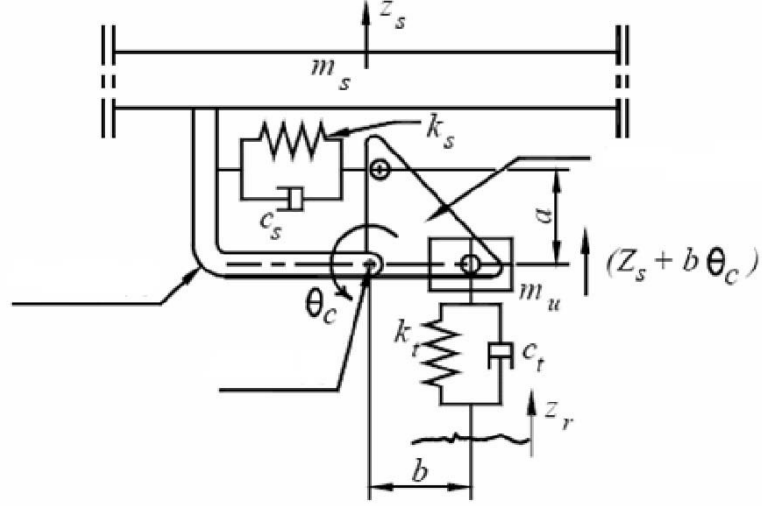
Sistemin hareket denklemlerini aşağıda ifade edilen Lagrange eşitliğini kullanarak çıkarılabilir [Mokhtar et. al, 2000]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial KE}{\partial \dot{z}_j} \right) + \frac{\partial DF}{\partial \dot{z}_j} + \frac{\partial PE}{\partial z_j} = F_j \quad (3.9)$$

Burada KE ve PE kinetik ve potansiyel enerjiler, DF sönüm fonksiyonu z_j genelleştirilmiş koordinat ve F_j genelleştirilmiş kuvveti göstermektedir.

3.2.2. Yarı tandem Mekanizması

Şekil 3.3’de tam tandem mekanizmasının çalışma prensibi gösterilmiştir.



Şekil 3.3: Yarı Tandem Süspansiyon Modeli [Mokhtar et. al, 2000]

Sistemin hareket denklemlerinin eldesi için yine Lagrange enerji denklemi kullanılır:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial KE}{\partial \dot{z}_j} \right) + \frac{\partial DF}{\partial \dot{z}_j} + \frac{\partial PE}{\partial z_j} = F_j \quad (3.9)$$

Sistem için potansiyel, kinetik ve sönüm fonksiyonları aşağıdaki gibi ifade edilirler [Mokhtar et. al, 2000]:

$$KE = \frac{1}{2} m_s \dot{z}_s^2 + \frac{1}{2} I_c \dot{\theta}_c^2 + \frac{1}{2} m_u \left(\dot{z}_s + b \dot{\theta}_c \right)^2 \quad (3.10)$$

$$PE = \frac{1}{2} k_t [z_r - (z_s + b \theta_c)]^2 + \frac{1}{2} k_s (a \theta_c)^2 \quad (3.11)$$

$$DF = \frac{1}{2} c_t \left[\dot{z}_r - \left(\dot{z}_s + b \dot{\theta}_c \right) \right]^2 + \frac{1}{2} c_s \left(a \dot{\theta}_c \right)^2 \quad (3.12)$$

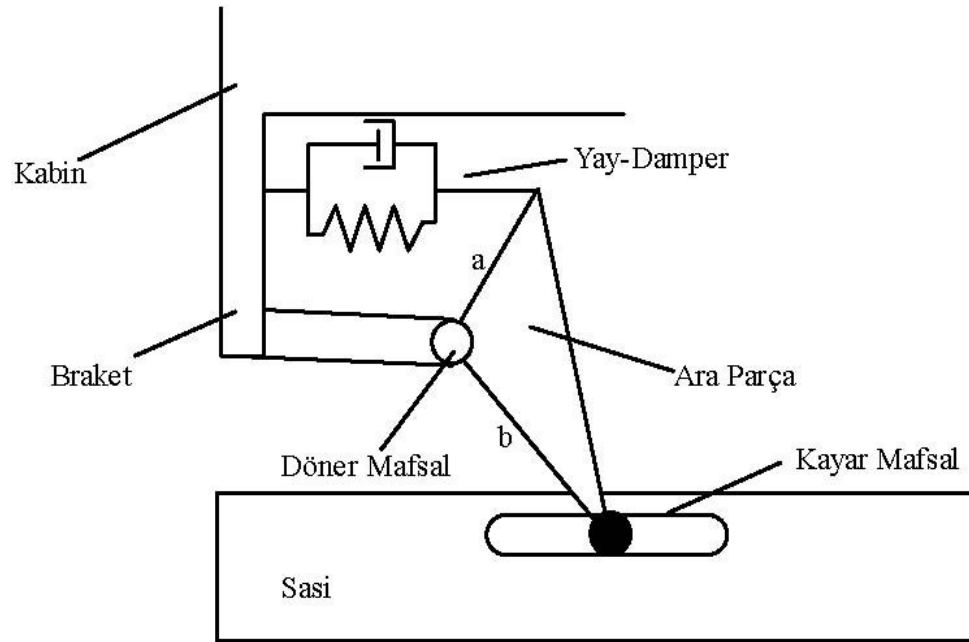
3.2.3. Tandem Mekanizma Uyarlamaları

Burada şasiden gelen bozucular kabine göre dönebilen ve birbirlerine bir yay-damper çifti ile bağlı iki ara parçadan müteşekkildir. Aslında mekanizma bir bakıma şasiden gelen yer değiştirmesinin yönünü ve şiddetini değiştirmeye çalışmaktadır.

Mekanizmanın en iyi cevabı için yine ara parçalar üzerindeki şasi ve yay-damper bağlantılarının kabine göre dönme noktasına olan uzaklıkları (b ve a) ile yay-damper karakteristikleri optimize edilmelidir.

3.2.3.1. Uyarlanmış Yarı Tandem

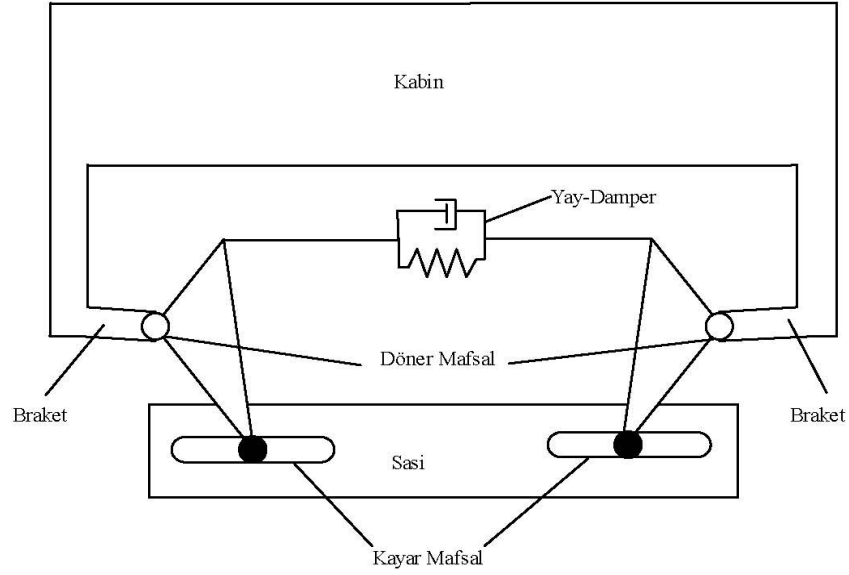
Kabin süspansiyonu olarak uyarlanan yarı tandem mekanizmasında ara parça Şekil 3.4’de görüldüğü üzere bir döner mafsalla kabine ve bir kayar mafsalla şasiye ve bir yay-damper ikilisi ile yine kabine bağlanmıştır.



Şekil 3.4: Kabin Uyarlanmış Yarı Tandem [Çakır,2006]

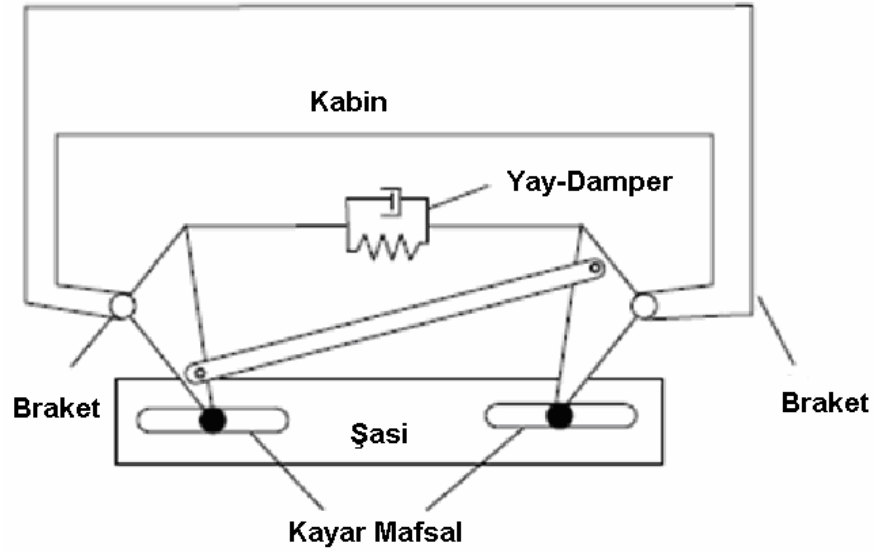
3.2.3.2. Uyarlanmış Tam Tandem

Kabin süspansiyonu olarak uyarlanan tam tandem mekanizmasında ara parçalar Şekil 3.5’de görüldüğü üzere bir döner mafsalla kabine, bir kayar mafsalla şasiye ve bir yay-damper ikilisi ile birbirlerine bağlanmışlardır.



Şekil 3.5: Kabine Uyarlanmış Çubuksuz Tam Tandem [Çakır,2006]

Tam tandem mekanizmasının diğer bir uyarlaması ise çapraz çubuklu sistemdir. Şekil 3.6’da görüldüğü üzere ara parçaları çaprazlama birbirlerine bağlayan bir çubuk tasarıma ilave edilmiştir. Bunun amacı kamyon hızla bir viraja girdiğinde yanal savrulmayı engellemektir. Yani merkezkaç kuvveti etkisiyle kabin bir yana yatarken aradaki bağlantı sayesinde kabin bir yana savrulmak yerine öteki süspansiyon parçası da harekete geçerek, kabinin şasi üzerine çökmesini sağlamaktır.



Şekil 3.6: Kabine Uyarlanmış Çubuklu Tam Tandem (kabinin arka mekanizması) [Çakır,2006]

3.3. Hesaplamalı Kuvvet Kontrolcüsü ve Yarı Aktif Kontrol

Hesaplamalı kuvvet kontrolcüsü özellikle robotik uygulamalarda sıkça kullanılan hesaplamalı moment yönteminin bir benzeridir. Sistem üzerine etkiyen kuvvetler (biliniyorsa bozucular da dahil) hesaplanıp, sistemin istenilen referansa ulaşması için gerekli kumanda değerinin bulunması esasına dayanır.

Sistemde istenilen referans değeri sıfır ivmedir ($a=0$) ve bu referansı sağlamak için elimizde bulunan yegane kumanda aracı (aktüatör) yarı-aktif (magnetorolojik veya elektrolojik) damperdir. Bu damperin sönüm katsayısının değişimi ile kontrol sağlanmaktadır. Ancak dikkat edilmesi gereken bir husus bu katsayının asla negatif olamayacağı ve ortaya çıkan sistem üzerinde etkili olan kumanda kuvvetinin aynı zamanda sistemin hızına da bağlı olacağıdır [Bouazara et al,2001]. Zaten yarı-aktif kontrolü aktiften ayıran özellik sistem üzerine uygulanması gerekli kumanda kuvvetini doğrudan uygulamak yerine bu kumanda kuvvetini oluşturan etmenleri kontrol edip genel kontrolü sağlayabilmektir.

Bir yarı aktif sistemde kontrol kumanda değeri aşağıdaki eşitlikle sağlanır.

$$F_k = cV \quad (3.13)$$

$$0 < c_{min} < c < c_{maks}$$

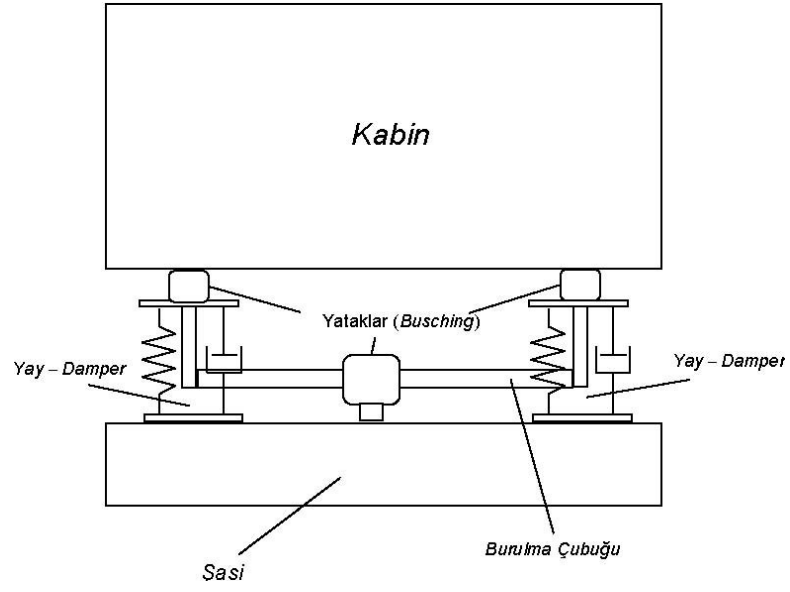
Burada F_k kumanda kuvveti, c sönüm katsayısı ve V sistem hızıdır.

3.3.1. Matematiksel Model ve Kontrol Kumanda Denklemleri

Öncelikle sistemin uygulanmak istendiği mekanizmanın burulma çubuklu dört noktadan bağımsız süspansiyon mekanizmasıdır. Kontrolcü tasarımında mekanizma için bir matematiksel modele ihtiyaç duyulur ve bu modelin sistemin çalışmasını yeterince temsil etmesi gerekir. Ancak doğrusal olmayan modeller oldukça karmaşık denklemler ihtiva etmektedir ve bir kontrolcü tasarımında kullanılması hayli zordur. Bu amaçla kabin mekanizması için genelde uygulandığı üzere nispeten basit doğrusal bir modelleme yapılacak ve kontrolcü bu modelleme üzerine kurulacaktır. [Çakır,2006]

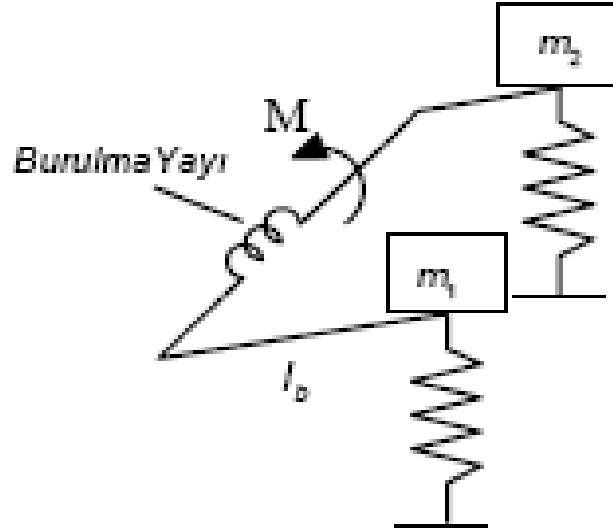
3.4. Ön Süspansiyon

Şekil 3.7’de kabinin ön süspansiyon mekanizması gösterilmektedir. Amortisörler (yay ve damper) makas kolu yardımı ile kolun bir noktasından şasiye bir noktasından da kabine bağlıdır. Sistem kolun yukarı aşağı hareket etmesiyle z yönündeki titreşimler yok edilmeye çalışır. Burulma çubuğu yardımıyla da kabinin sağa sola yalpalama denilen hareketi sınırlar.



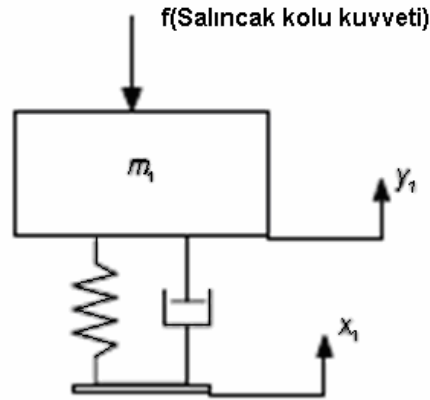
Şekil 3.7: Modellenen Kabinin Ön Süspansiyon Mekanizması [Çakır,2006]

Kabinin ön süspansiyon mekanizması Şekil 3.8’de,Şekil 3.9’da ve Şekil 3.10’da görüldüğü gibi daha basit bir hale getirilebilir.

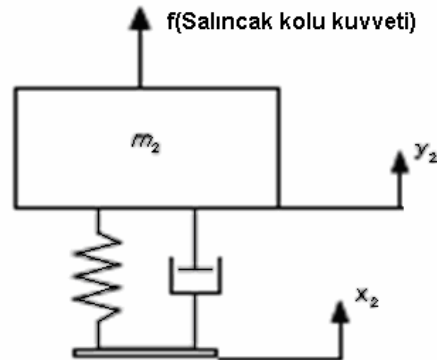


Şekil 3.8: Şematik ön süspansiyon mekanizması. [Çakır,2006]

Şekil 3.9 ve Şekil 3.10'da kabin ön amortisörünün sağ ve sol tarafının burulma çubuğundan bağımsız gelen yüklerin ve yay damper ikilisin şematik resimleri gösterilmektedir. Damper ani yüklerin (çukura girme, ani fren...) süspansiyon elemanlarının ani olarak birbirine çarpmasını engeller. Yay ve damper ikilisi kabine gelen yükleri sıkıştırarak emer ve arastın yol şartlarına uyumunu sağlar. Bu basit çizimler günümüz sistemlerine bağdaşmıyor olsa da basit bir şekilde ifade etmektedir. [Causemann,1999]



Şekil 3.9: Şematik ön süspansiyon mekanizması. [Causemann,1999]



Şekil 3.10: Şematik ön süspansiyon mekanizması. [Causemann,1999]

Ön süspansiyon mekanizmasının taşıdığı kabin kütlesi iki parça olarak düşünülüp, burulma çubuğunun da etkisi göz önüne alınırsa aşağıdaki denklemlere ulaşılır.

3.4.1. Salıncak Kolu Kuvveti

Burulma çubuğundan dolayı salıncak kolları kabine kuvvet uygularlar.

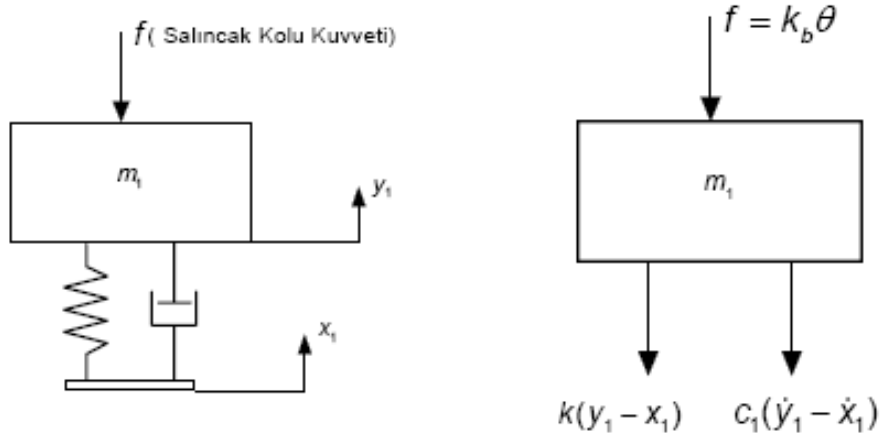
$$\theta = \frac{y_1 - y_2}{l_b} \quad (3.14)$$

$$f = k_b \theta \quad (3.15)$$

Burada θ burulma açısı, k_b burulma çubuğunun yay katsayısı, l_b salıncak kolu uzunluğu, f ise salıncak kolu kuvvetidir.

3.4.2. Ön Sağ Parça

Şekil 3.11’de dört nokta süspansiyona ait aracın ön tarafının sağ kısmı gösterilmektedir. Buna göre hareket denklemleri belirtilmektedir.



Şekil 3.11: Ön süspansiyon sağ parça

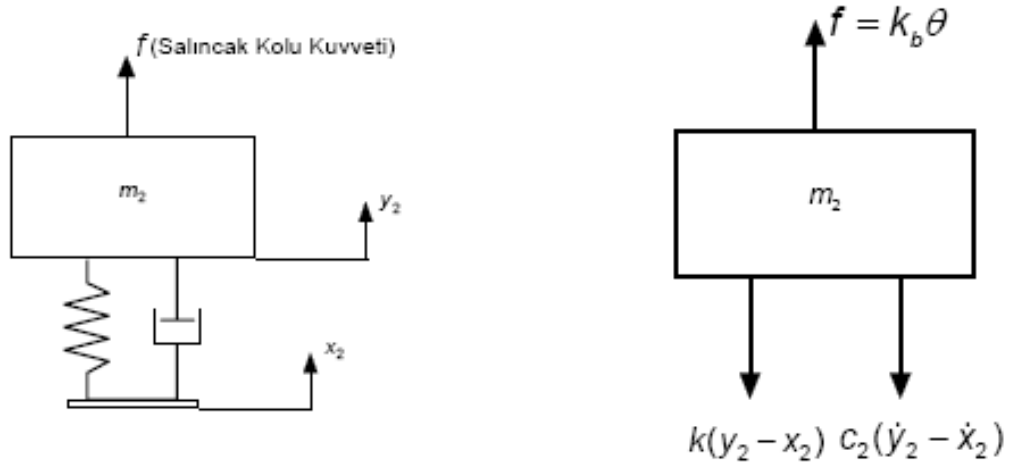
Sistemin hareket denklemi:

$$m_1\ddot{y} = -f - k_1(y_1 - x_1) - c_1(\dot{y}_1 - \dot{x}_1) \quad (3.16)$$

Burada x_i şasi, y_i çeyrek kabin yer değiştirmeleri, $\dot{x}_i$ şasi ve $\dot{y}_i$ çeyrek kabin hızları, k_i yay katsayısı ve c_i kumanda edilen sönüm katsayısıdır.

3.4.3. Ön Sol Parça

Şekil 3.12’de dört nokta süspansiyona ait aracın ön tarafının sağ kısmı gösterilmektedir. Ön sağ kısım ile aynı özellikleri göstermektedir.

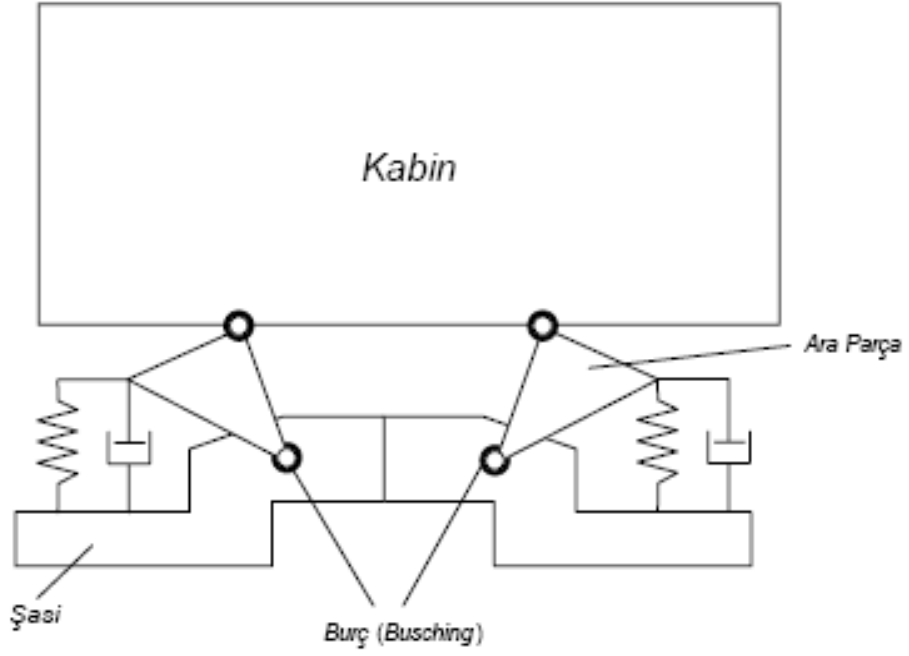


Şekil 3.12: Ön süspansiyon sol parça

3.5. Arka Süspansiyon

Kurulan süspansiyon sisteminin birbirinden bağımsızlığı en ufak derecede sağlanabilmesi durumunda bile vibrasyonun önlenmesi için önemlidir. Bu durumda arka süspansiyon sistemi önden bağımsız olarak önem teşkil etmektedir [Anthonis,2000].

Şekil 3.13’de kabinin arka süspansiyon mekanizması gösterilmektedir.Şekilden de görülebileceği gibi amortisör açılı bir kol yardımıyla kabine bağlanmıştır.Bu yolla sağa sola kabinin hareketini sağlayarak yanal titreşimleri azaltmaktadır.

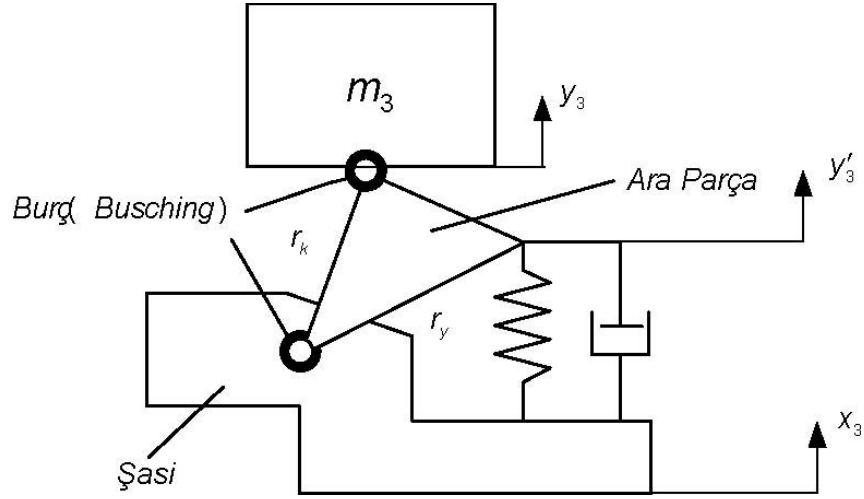


Şekil 3.13:Kabinin Arka Süspansiyon Mekanizması [Mokhtar et. al, 2000]

Kabin arka süspansiyonu da iki kısma ayrılarak modellenenebilir.

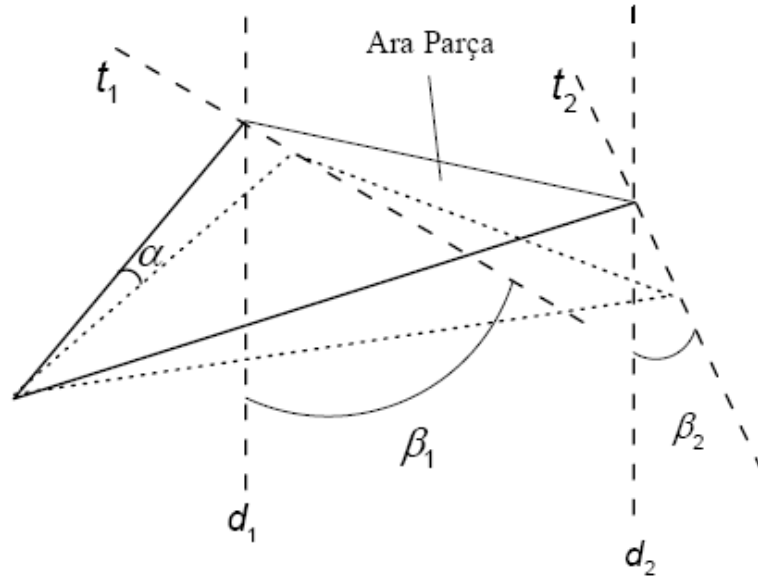
3.5.1. Sağ Arka Parça

Şekil 3.14’de dört nokta süspansiyona ait aracın arka tarafının sağ kısmı gösterilmektedir.Sistemin çalışma prensibi daha net bir şekilde görülebilmektedir.



Şekil 3.14: Sağ arka süspansiyon şematik görünüşü [Çakır,2006]

Burada dikkat edilmesi gerekli husus şasi ve kabine burçlarla bağlı olan ara parçanın şekli dolayısı ile y_3 ve y_3' gibi iki farklı düşey yer değiştirme değerinin çıkmasıdır. y_3' yay damper ikilisinin yaklaşık yer değiştirmesini karakterize ederken, y_3 yaklaşık çeyrek kabin yer değiştirmesidir. Öncelikli olarak bunlar arasındaki ilişki bulunmalıdır. [Çakır,2006]



Şekil 3.15: Ara Parçanın şasi bağlantı noktası etrafında göre α kadar dönmüş hali [Çakır,2006]

Burada d_1 ve d_2 düşey dikmeler, t_1 ve t_1 ara parça kenar dikmeler, β_1 , d_1 ile t_1 , β_2 , d_2 ile t_2 arasındaki açılardır. Burada ara parça uç noktalarının diferansiyel yer değişimi t_1 ve t_2 dikmeleri üzerinde olmaktadır. Gerekli olan yer değiştirmeler ise düşey eksen üzerinde olan (y_3 ve y'_3) yer değiştirmeleridir ve şu şekilde ifade edilebilirler [Mokhtar et. al, 2000]:

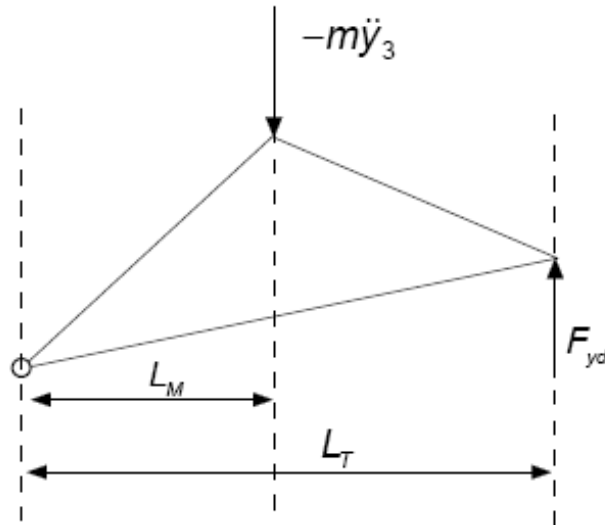
$$y_3 = r_k \alpha \cos \beta_1 \quad (3.17)$$

$$y'_3 = r_y \alpha \cos \beta_2 \quad (3.18)$$

Buradan hareketle arka parça üzerinde y_3 ve y'_3 arasında küçük yer değiştirmeler için şu denklem yazılır:

$$\frac{y_3}{y'_3} = \frac{r_k \alpha \cos \beta_1}{r_y \alpha \cos \beta_2} = \frac{r_k \cos \beta_1}{r_y \cos \beta_2} = a = y'_3 = a y_3 \quad (3.19)$$

Burada r_y ara parça üzerindeki şasi bağlantısı ile yay-damper ikilisinin bağlantı noktası arasındaki, r_k yine ara parça üzerindeki kabin ve şasi bağlantı noktaları arasındaki doğrusal mesafelerdir.



Şekil 3.16: Ara parça cisim diagramı [Çakır,2006]

Küçük yer değiştirmeler için genel hareket denklemi:

$$-I_P \ddot{\alpha} - m \ddot{y}_3 L_M = L_T [k_3 (y'_3 - x_3) + c(\dot{y}'_3 - \dot{x}_3)] \quad (3.20)$$

Burada I_P ara parçanın eylemsizliği, L_M ve L_T sırasıyla kütle kuvveti ve yay-damper kuvveti tesir noktalarının şasi bağlantı noktasına uzaklığıdır. Kabin eylemsizliği yanında ara parçanın eylemsizliğini ihmal edilirse [Mokhtar et. al, 2000],

$$-m \ddot{y}_3 L_M = L_T [k_3 (y'_3 - x_3) + c(\dot{y}'_3 - \dot{x}_3)] \quad (3.21)$$

Burada yukarıda bulunan $y_3' = ay_3$ eşitliğini kullanılırsa:

$$-m \ddot{y}_3 L_M = L_T [k_3 (ay_3 - x_3) + c(a\dot{y}_3 - \dot{x}_3)] \quad (3.22)$$

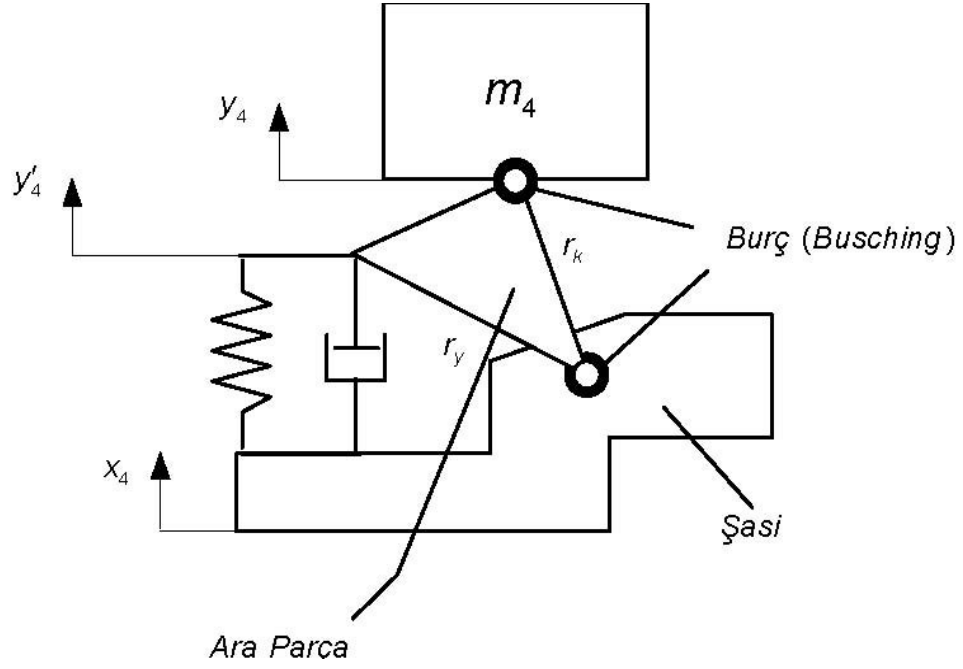
Hareket denkleminde ivmenin sıfır değeri için hesaplanan sönüm katsayısı şu şekilde gibi hesaplanabilir:

$$\ddot{y} = 0 \Rightarrow c_3 = -\frac{k_3 (ay_3 - x_3)}{(\dot{y}_3 - \dot{x}_3)} \quad (3.23)$$

Denklem $a = \frac{r_k \cos \beta_1}{r_y \cos \beta_2}$ değeri yerine konularak daha genel yazılabilir:

$$c_3 = -\frac{k_3 (y_3 r_k \cos \beta_1 - x_3 r_y \cos \beta_2)}{r_y \cos \beta_2 (\dot{y}_3 - \dot{x}_3)} \quad (3.24)$$

3.5.2 Sol Arka Parça



Şekil 3.17: Sol arka süspansiyon şematik görünüşü [Çakır,2006]

Sağ arka süspansiyon mekanizması ile aynı şekilde denklemler çıkarılabilir.

Mekanizma için genel hareket denklemi:

$$-I_P \ddot{\alpha} - m \ddot{y}_4 L_M = L_T [k_4 (y_4' - x_4) + c(\dot{y}_4' - \dot{x}_4)] \quad (3.25)$$

Parça eylemsizliğinin ihmal edilirse:

$$-m \ddot{y}_4 L_M = L_T [k_4 (y_4' - x_4) + c(\dot{y}_4' - \dot{x}_4)] \quad (3.26)$$

Hareket denkleminin ivmenin sıfır değeri için hesaplanan sönüm katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanabilir [Mokhtar et. al, 2000]:

$$\ddot{y} = 0 \Rightarrow c_4 = -\frac{k_4 (a y_4 - x_4)}{(\dot{y}_4 - \dot{x}_4)} \quad (3.27)$$

Denklem, $a = \frac{r_k \cos \beta_1}{r_y \cos \beta_2}$ değeri yerine konularak daha genel yazılabilir:

$$c_4 = -\frac{k_4(y_4 r_k \cos \beta_1 - x_4 r_y \cos \beta_2)}{r_y \cos \beta_2 (\dot{y}_4 - \dot{x}_4)} \quad (3.28)$$

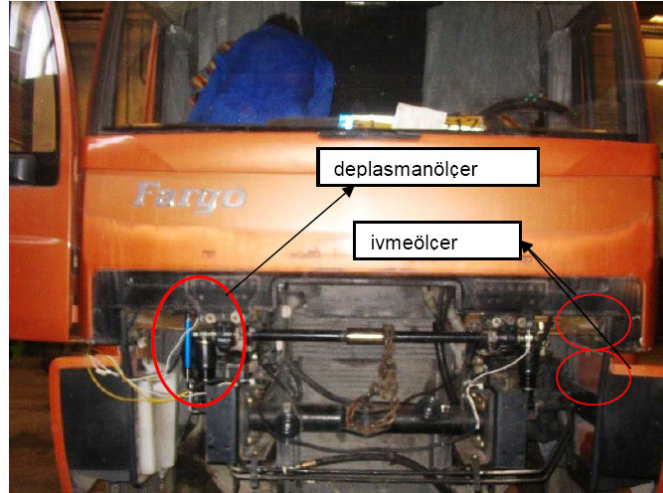
4. TEST VERİLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI

4.1. Amaç

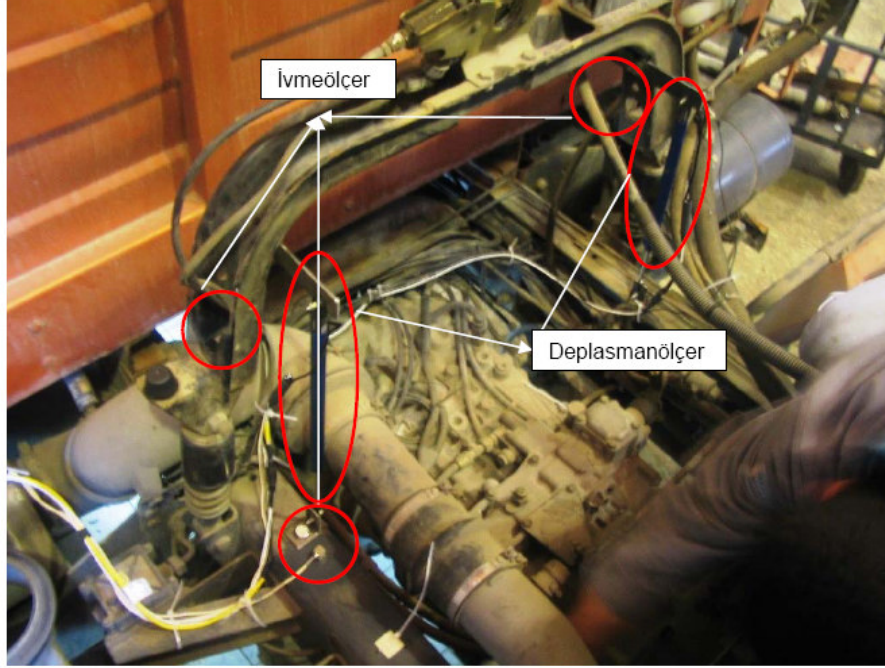
Kabin süspansiyonu iyileştirme projesi kapsamında hem mevcut titreşim seviyelerini ölçmek, hem de sanal ilk örnek için gereken tahrik girdilerini elde etmek amacıyla dört noktadan süspansiyonlu ilk örnek araç üzerinden ivme ve yer değiştirme ölçümleri yapılmıştır. Ayrıca bu testler sayesinde farklı yol şartlarının, farklı hızların ve aracın yükleme durumunun kabin titreşimi üzerindeki etkileri incelenmiştir.

4.2. Ölçüm Alınan Noktalar ve Sebepleri

Prototip araç üzerinden dokuz noktadan ivme ölçümü yapılmıştır. Bu noktaların üçü şasi üstünde, üçü kabin üstünde ve üçü de sürücü koltuğunun altındadır. Şasi ve kabin noktalarından tek eksenden ve koltuk altındaki noktadan ise üç eksenden ivme ölçümü yapılmıştır. Ayrıca kabin hareketi görmek amacıyla üç mesafeden yer değiştirme ölçümü alınmıştır. Aşağıdaki Şekil 4.1 ve Şekil 4.2’de ölçüm alınan noktalar gösterilmiştir.



Şekil 4.1: Sensörlerin ve Veri Toplama Sistemlerinin Yerleştirildiği Aracın Önden Görünüşü



Şekil 4.2: Sensörlerin ve Veri Toplama Sistemlerinin Yerleştirildiği Aracın Arkadan Görünüşü

Aracın sanal ilk örnek modeli oluşturulurken şasiden gelen titreşimler kabin süspansiyon sistemi için “girdi” kabul edilecek ve koltukaltı ve kabinden ölçülen ivmeler ise kabin süspansiyon sistemi için “çıkı” kabul edilecektir.

4.3. Yapılan Testler

ASKAM Hi-Ex ilk örnek aracından değişik yollar ve değişik hızlarda yukarıda bahsedilen ölçüm noktalarından ivme ve yer değiştirme ölçülmüştür. Testler sırasında kabin ve şasi davranışının yol ve yükleme şartlarına bağlı olarak tespit edilmiştir. Ölçümlerin değerlendirilmesi ve yorumlanması ise bir sonraki bölümde yapılmıştır. Yapılan yol testleri ise sıralanmıştır:

- Kısa Mesafe testleri
- Farklı hızlar
 - 25 km/saat
 - 30 km/saat
 - 35 km/saat
 - 40 km/saat
 - 45 km/saat
 - 50 km/saat
- Farklı Yol Koşulları
 - Stabilize
 - Asfalt
- Farklı Durumlar
 - Düz yol
 - Viraj Alma
- Farklı eksenler
 - x eksen
 - y eksen
 - z eksen
- Farklı Yükler
 - Tam yüklü
 - Yüksüz
- Uzun Mesafe Testi

4.3.1. Test Yapılan Parkurlar

İlk örnek aracında; F1 (düz asfalt hafif virajlı) pistine giden asfalt yolda, Tuzla F1 pistinden Balçık köyü merkezine kadar giden kötü asfalt ve stabilize zeminde, ayrıca Balçık köy merkezinden Askam üretim tesislerine kadarki karışık zeminde olmak üzere üç farklı yoldan veri toplanmıştır [BİAS ve Askam ,2006].

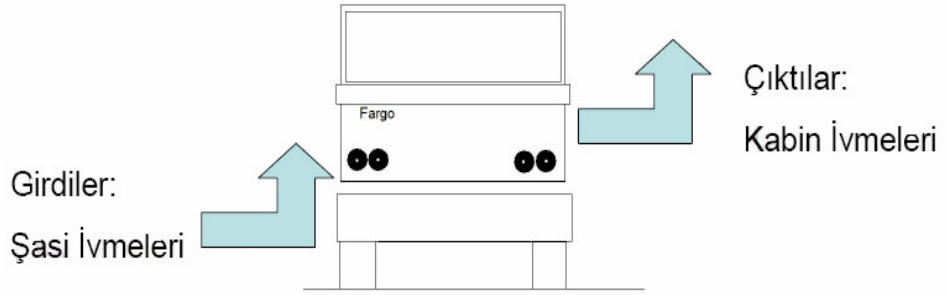
4.4. Rakip Araç Kabinleriyle Yapılan Yol Testleri

Askam Hi-Ex ilk örnek kabininin yanı sıra, Mercedes Axor ve Ford Cargo kabinleri gibi rakip ürünlerin konfor seviyelerini ölçmektir. Bu kabinlerin konfor seviyelerini belirlemek amacıyla üç farklı yol şartında ölçüm alınmış ve bu yol testleri sırasında şoför koltuğunun üstü ve bu koltuğun altındaki kabin bağlantı noktasından üç eksenle ivme verisi toplanmıştır. Koltuk üstü toplanan üç yönde ivme verisi ile, ISO-2631 standartlarında belirtilen konfor tanımına uygun şekilde, şoföre gelen titreşim seviyesi belirlenmiş ve buna bağlı olarak konfor seviyesi bulunmuştur. Şoför koltuğu altından ölçülen ivmeler ise rakip ürünlerin kabin

dinamiğini incelemek ve karşılaştırmak amacıyla kullanılmıştır. Bu bölümde anlatılan yol testlerinin sonuçları ve bunların yorumlanması Bölüm 8.6’da yapılmıştır.

4.5 Sanal İlk Örnek İçin Girdiler

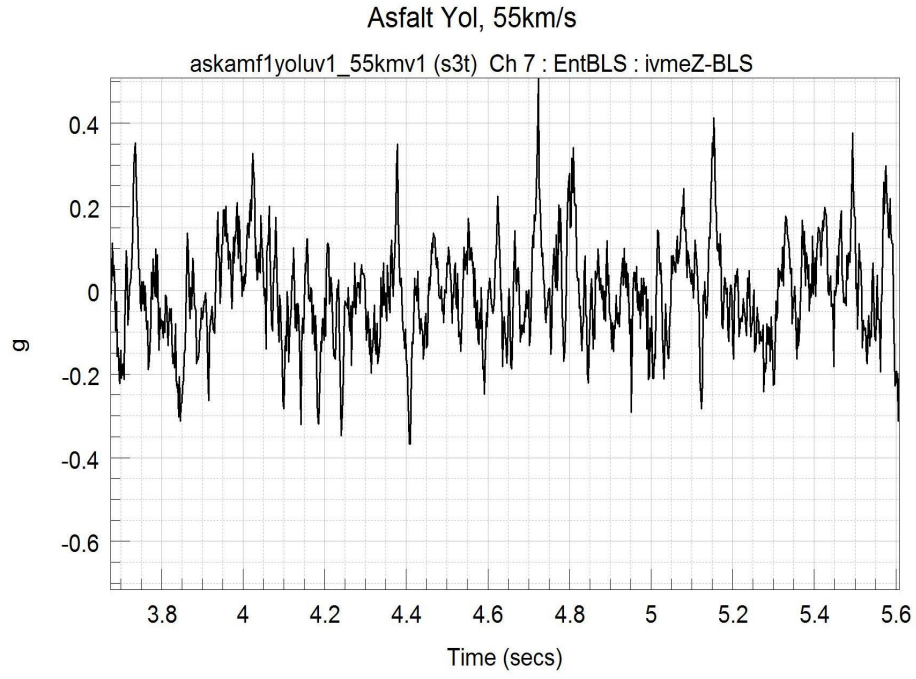
Aşağıdaki Şekil 4.3’de toplanan şasi ivmelerinin simule edilen aracın aktarımı şematik olarak gösterilmiştir.



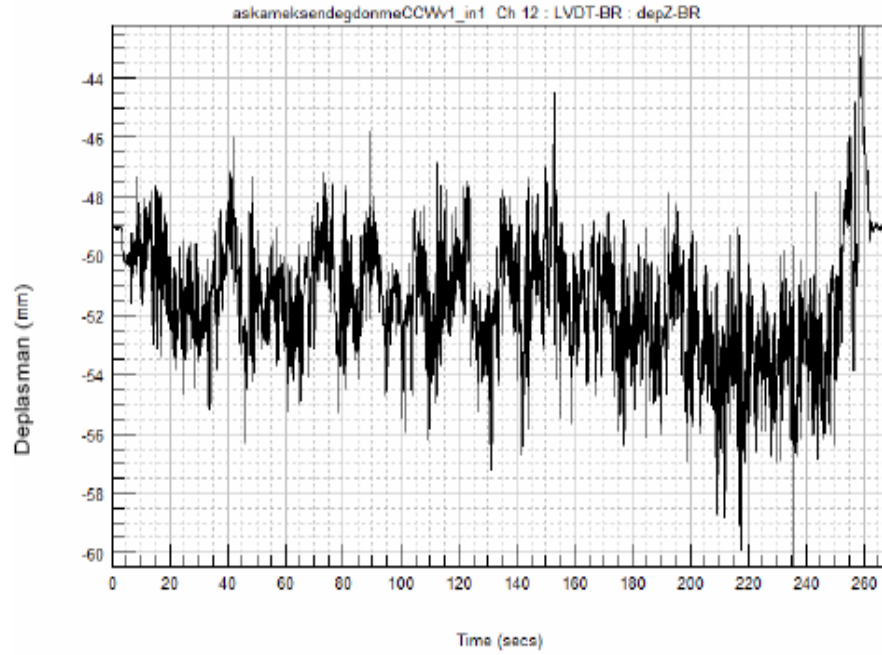
Şekil 4.3: Sanal İlk Örnek İçin Girdilerin Şematik Görünümü

4.6. Örnek Veriler

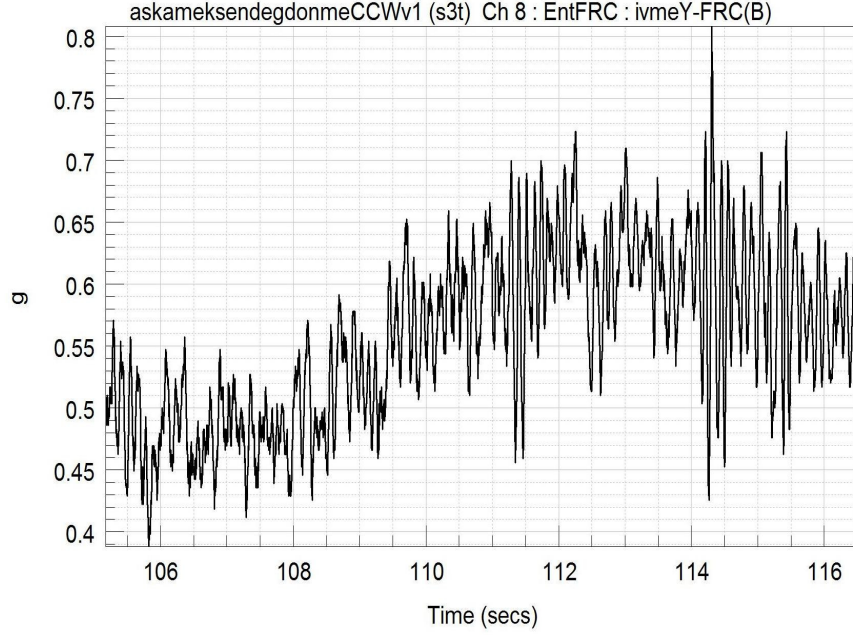
Şekil 4.4, Şekil 4.5 ve Şekil 4.6’da prototip araç üzerine yerleştirilen ivme ölçer ve deplasman ölçerlerden elde edilen data örnekleri gösterilmektedir. Elde edilen yer değiştirme dataları isteğe uygun özelliklerdeki amortisörün üretiminde kullanılacaktır.



Şekil 4.4: Asfalt Yolda 55 km/saat Hızla Giderken Arka Sol Şasiden z Ekseninde Alınan İvme Verileri [BİAS ve Askam - 2006]



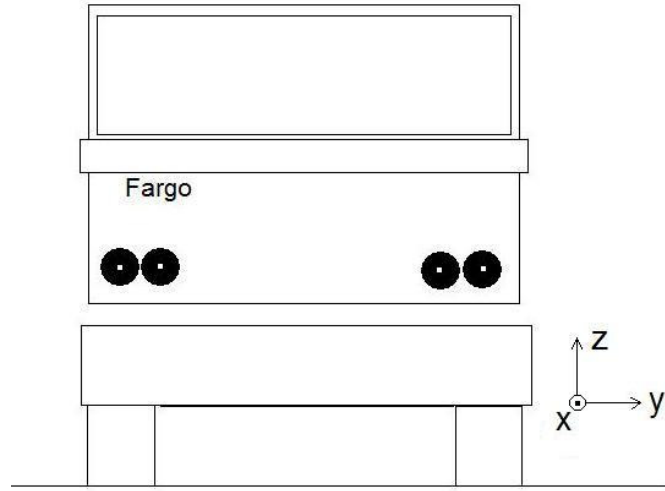
Şekil 4.5: Araç Sabit Çapta Dönerken Sağ Arka Yer Değiştirme Verileri [BİAS ve Askam - 2006]



Şekil 4.6: Araç Sabit Çapta Dönerken Ön Sağ Kabin Y eksenı İvme
Verileri [BİAS ve Askam,2006]

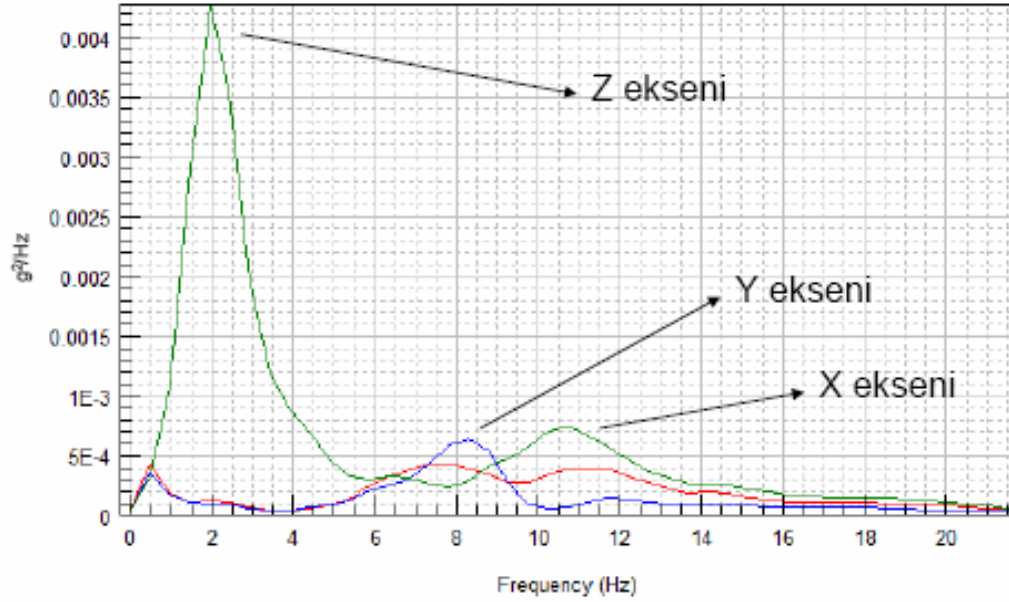
4.7. Test Verilerinin Karşılaştırılması

Bu bölümde araç farklı eksenlerinden, kabinin farklı bölgelerinden, farklı hızlarda, değişik yol şartlarında, aracın yüklü ve yüksüz durumunda ve yol uzunluğuna göre toplanan dataların karşılaştırılması yapılmaktadır.Öncelikle Şekil 4.7’de kabul edilen araç eksenleri gösterilmektedir.



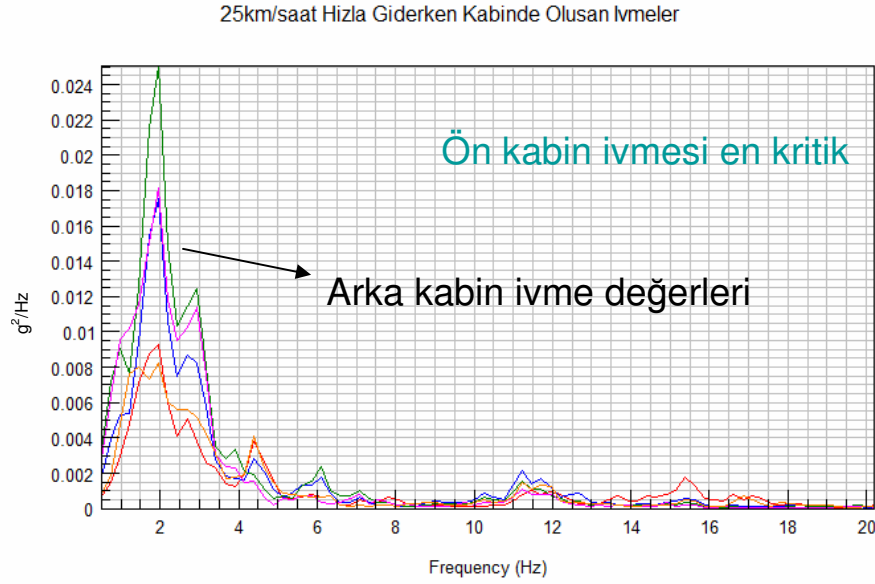
Şekil 4.7: Araç Eksen Doğrultuları

Şekil 4.8’de aracın farklı eksenlerinden alınan titreşim seviyeleri gösterilmek istenmiştir. Görüldüğü üzere Z eksen en yüksek titreşim seviyesine sahiptir. Bunun yanında Y ve X eksen yönünde oluşan titreşim miktarının yok denecek kadar az olduğu görülmektedir.



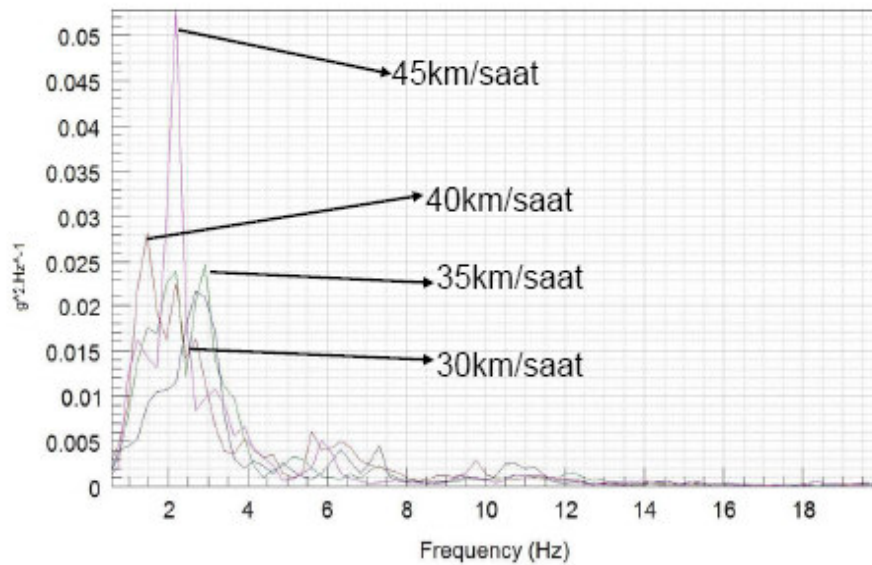
Şekil 4.8: Araç eksenlerinin titreşim seviyelerinin karşılaştırılması

Şekil 4.9’da ise titreşim seviyesinin en yüksek ve en kritik olduğu nokta gözlenebilmektedir.



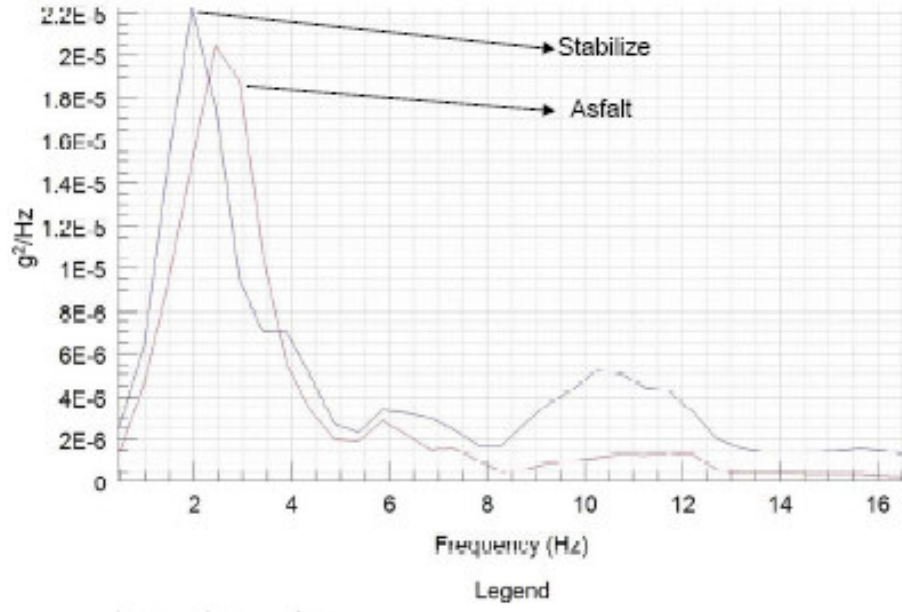
Şekil 4.9: En yüksek titreşim seviyesinin olduğu nokta

Şekil 4.10’da aynı noktadan alınan titreşim seviyelerinin hıza bağlı değişimi gösterilmektedir. Görüldüğü üzere hızla titreşim doğru orantılıdır. Rakip araçların test ölçümlerinde ve mukayese edildiğinde titreşim değerlerinde fazla fark olmadığı gözlenmektedir.



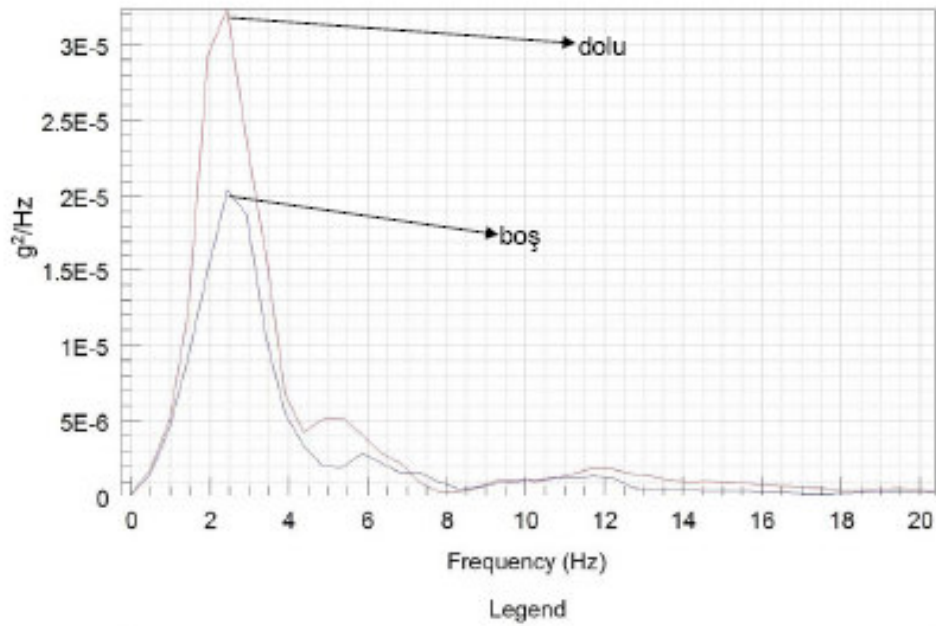
Şekil 4.10: En kritik nokta için araç hızına bağlı z ekseni titreşim seviyesi

Şekil 4.11’de asfalt yol ile stabilize yol arasındaki fark gösterilmek istenmektedir.



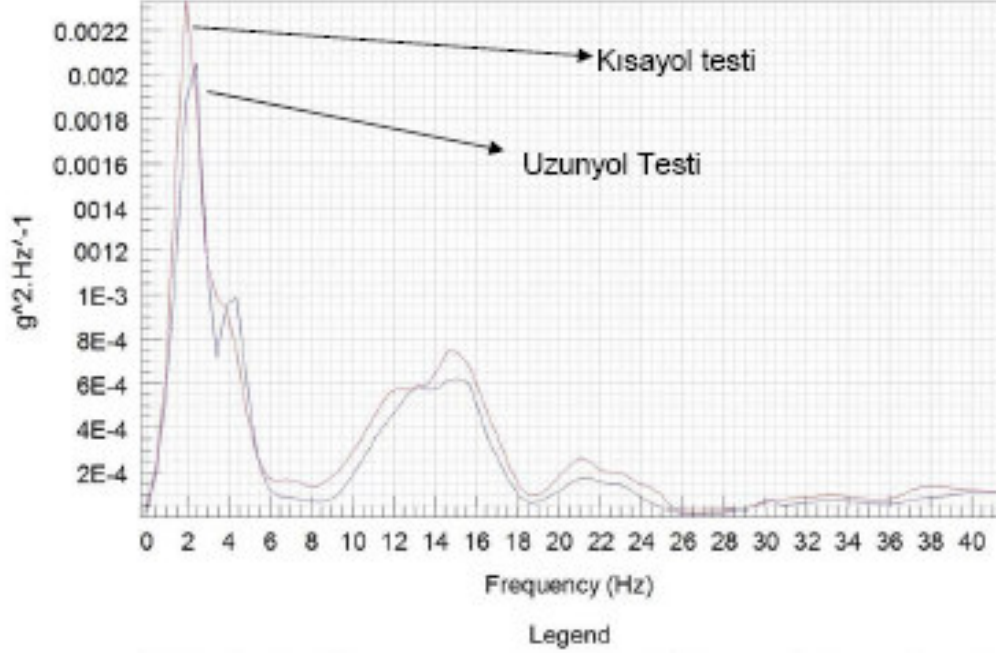
Şekil 4.11: En kritik nokta için yol koşullarına bağlı titreşim seviyesi

Şekil 4.12’de aracın boş veya yüklü olması durumunda ortaya çıkacak fark gözlemlenmektedir.



Şekil 4.12:En kritik nokta için yük koşullarına bağlı titreşim seviyesi

Şekil 4.13’de kısa yol ile uzun yol dataları arasındaki fark gösterilmektedir. Kısa yol ile uzun yol arasında fark olmadığı gözlenebilmektedir.



Şekil 4.13: Uzun yol testi ile kısa yol testi karşılaştırılması

Olası en yüksek titreşim seviyesi stabilize zeminde yüksek hızda giderken gerçekleşmektedir. Ayrıca hızlandıkça titreşim seviyelerinin arttığı stabilize zeminin daha yüksek titreşimlere sebep olduğu görülmektedir.

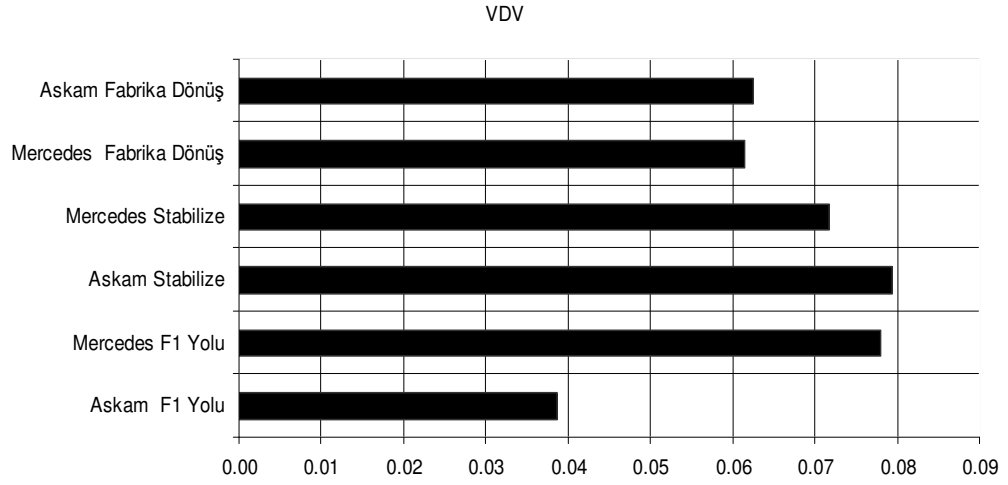
4.8. VDV Karşılaştırılması

VDV: Vibration Dose Value AB tarafından belirlenmiş bir kişiye 8 saat içerisinde gelmesi gereken titreşim limitidir. Günlük limit: $9.1\text{m/s}^{1.75}$ [Paddan and Griffin, 1997]

$$\text{VDV} = \left[\frac{T_s}{N} \sum_{n=1}^{n=N} a^4 \right]^{1/4} \quad (4.1)$$

Tablo 4.1: VDV Test Ölçümleri [BİAS ve Askam,2006]

	VDV/saat	Limite ulaşmak için gereken zaman (saat)
Askam Kamyon F1 Yolu	0.0386	235.7513
Askam Kamyon Fabrika Dönüş	0.0624	145.7293
Askam Kamyon Stabilize	0.0794	114.6138
Mercedes Kamyon F1 Yolu	0.0780	116.6208
Mercedes Kamyon Fabrika Dönüş	0.0615	148.0408
Mercedes Kamyon Stabilize	0.0718	126.7566

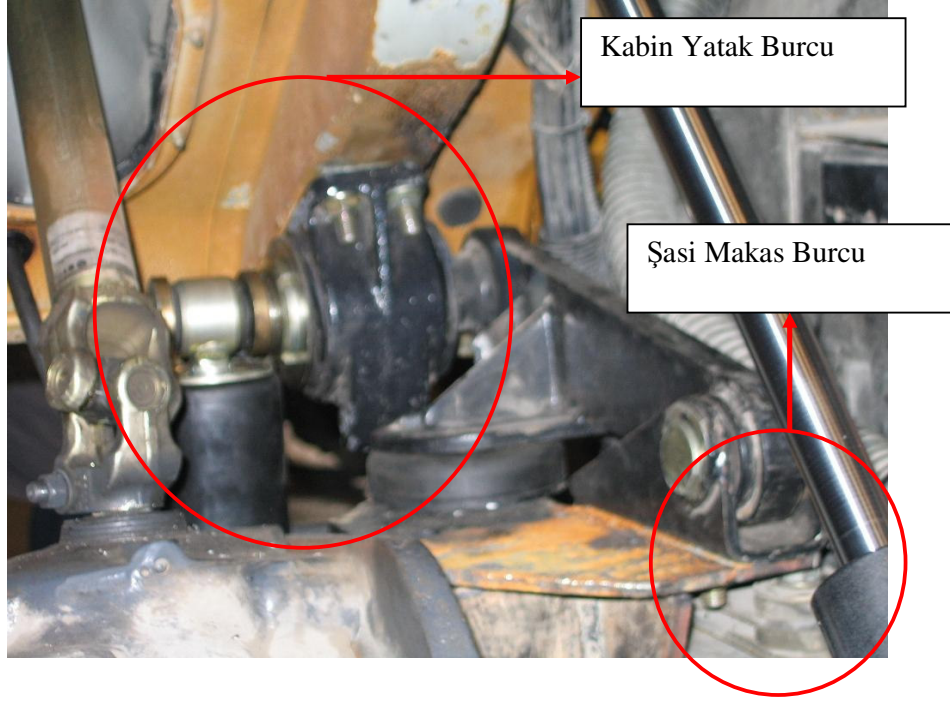


Şekil 4.14: VDV Test Ölçüm Kıyaslandırılması [BİAS ve Askam,2006]

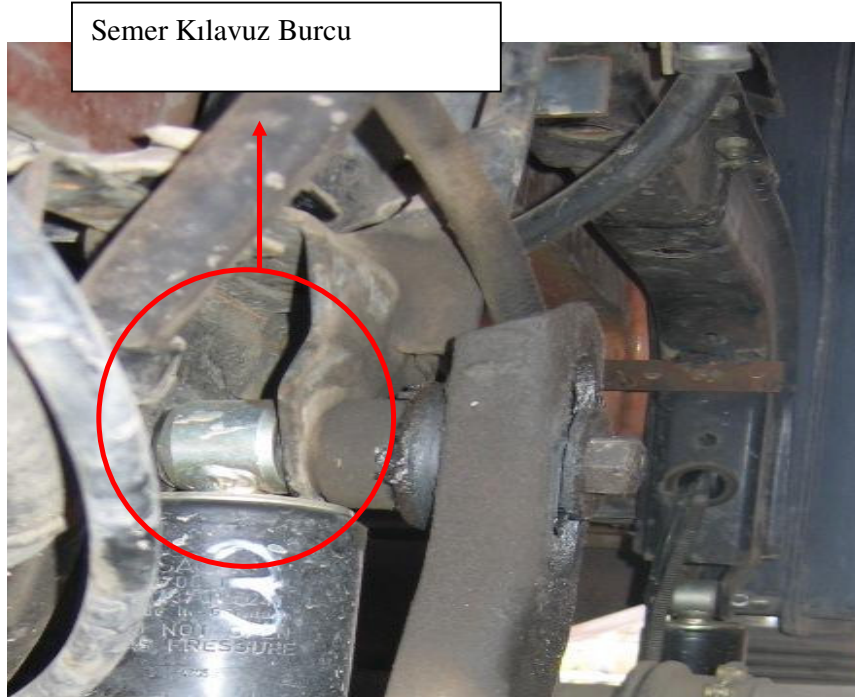
4.9. Kullanılan Parçaların Mekanik Testleri

Sanal ilk örnek benzetim modelinin doğru olabilmesi için modelde kullanılacak kauçuk parçaların (burçların ve yatakların) mekanik özelliklerinin doğru bir şekilde tanımlanması gerekmektedir. Bu değerler gerekirse sıcaklığa ve frekansa bağlı olarak girilmelidir. Özellikle kauçuk burçların katılık ve sönüm değerleri titreşim karakteristiğini belirlemede çok etkilidir. Bu değerlerin tespit edilebilmesi için İstanbul Teknik Üniversitesi'nde (İTÜ) Makina Fakültesi Mukavemet Kürsüsü'nde yapılan çekme-basma testleriyle belirlenmiştir. Bu testler sayesinde, kabin şasi bağlantı noktalarında bulunan kauçuk burçların, ön yük altında, farklı frekanslarda, kuvvet-yer değiştirme eğrileri elde edilmiştir. Buna ilaveten, statik olarak –kuvvet deplasman eğrileri elde edilmiştir. Süspansiyonlara ait katılık ve sönüm değerleri ise Maysan- Mando firmasında yapılan testlerle elde edilmiştir. Maysan-Mando ağırlıklı otomotiv ana sanayi üretimi için istenilen özelliklerde (amortisör çapı, yay katsayısı ve damper katsayısı) üretim ve testlerini yapabilen bir firmadır.

Şekil 4.15'de gösterilen kabin şasi bağlantı noktalarında bulunan kabin yatak burcu ve şasi makas burçları ve Şekil 4.16'de gösterilen kabin semer kılavuz burçlarının hem statik hem de frekansa bağlı katılıklarını ve sönüm katsayılarını bulmak amacıyla, statik basma testi ve 1-30 Hz arasında 2 Hz aralıklarla basma çekme testi yapılmıştır. İTÜ tarafından verilen datalar MSC. ADAMS programına aktarılmıştır.



Şekil 4.15: Kabin Şasi Bağlantı Burçları



Şekil 4.16: Kabin Semer Bağlantı Burcu

4.9.1. Statik basma

Statik basma testinde test aparatına yerleştirilen kauçuk esaslı parçaya yükleme (Newton) yapılır.Yapılan statik yükleme sonucu olarak parçanın ezilme miktarı incelenerek parçanın sertliği (K) hesaplanır [Burtscher and Dorfmann,2004].Sertlik aşağıdaki formül yardımı ile hesaplanır:

$$K_c = 6.73S^2G\left(\frac{A}{h}\right) \quad (4.2)$$

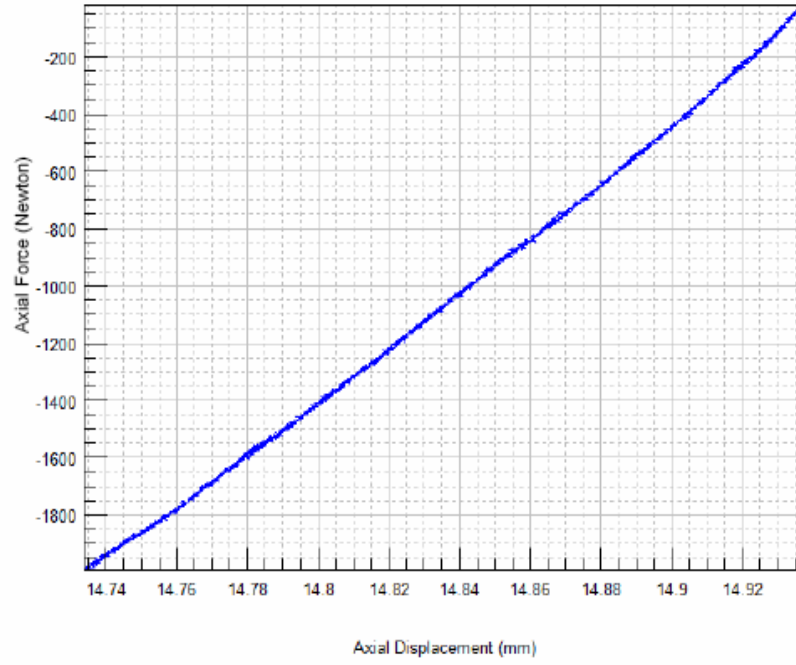
Burada A yüke maruz kalan yüzey alanı, h parçanın yüksekliği, S parçaya ait şekillenme faktörüdür. [Burtscher and Dorfmann,2004]

Şekil 4.17’de statik basma testi yapılan kabin yatak burcu gösterilmektedir.



Şekil 4.17: Kabin Yatak Burcu

Şekil 4.18’de uygulanan basma kuvvetine göre kauçuk malzemenin genleşme miktarı gözlemlenmektedir.



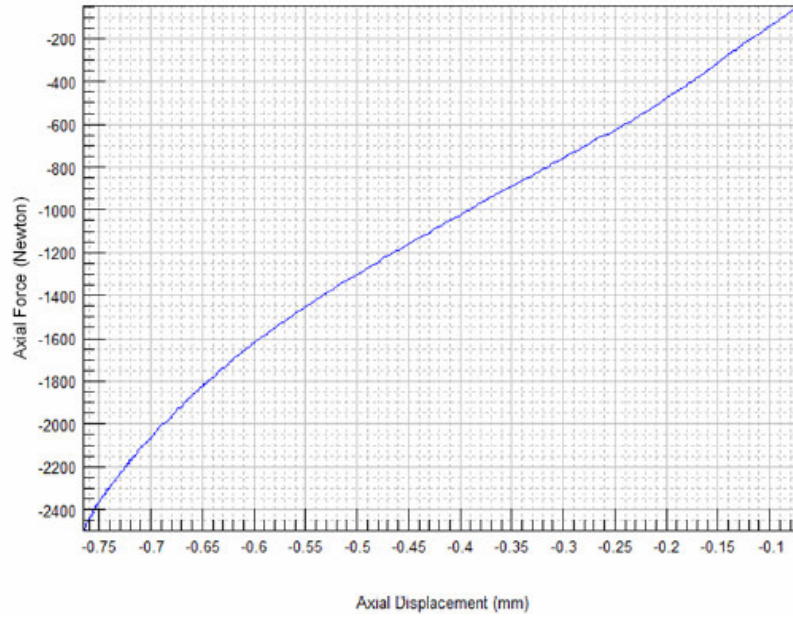
Şekil 4.18: Kabin Yatak Burcu Statik Basma Testi Sonucu [ITU ve Askam,2006]

Şekil 4.19’de ise statik basma testi uygulanan kauçuk burcun resmi gösterilmektedir.



Şekil 4.19: Kauçuk Burç Şasi Makas Bağlantısı

Şekil 4.20’da uygulanan kuvvete göre kauçuk burcun test sonucu gözlenebilmektedir.



$$K= 3,552 - 3,582 \text{ N/mm}$$

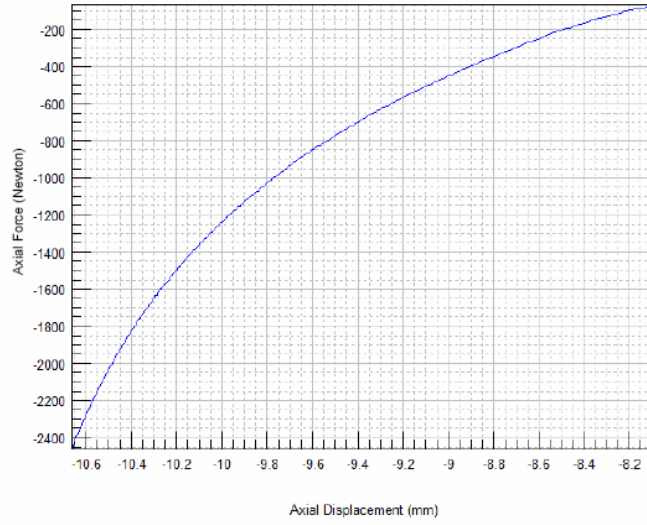
Şekil 4.20: Kauçuk Burç Şasi Makas Bağlantısı Statik Basma Testi Sonucu
[ITU ve Askam,2006]

Şekil 4.21’de statik basma testi yapılan başka bir parçanın (Semer arka takozu) resmi gösterilmektedir.



Şekil 4.21: Semer Arka Takozu

Şekil 4.22’de statik basma testi Semer arka takozu test sonucu gösterilmektedir. Doğrusal olmayan katılık MSC. Adams’a grafik girildi.

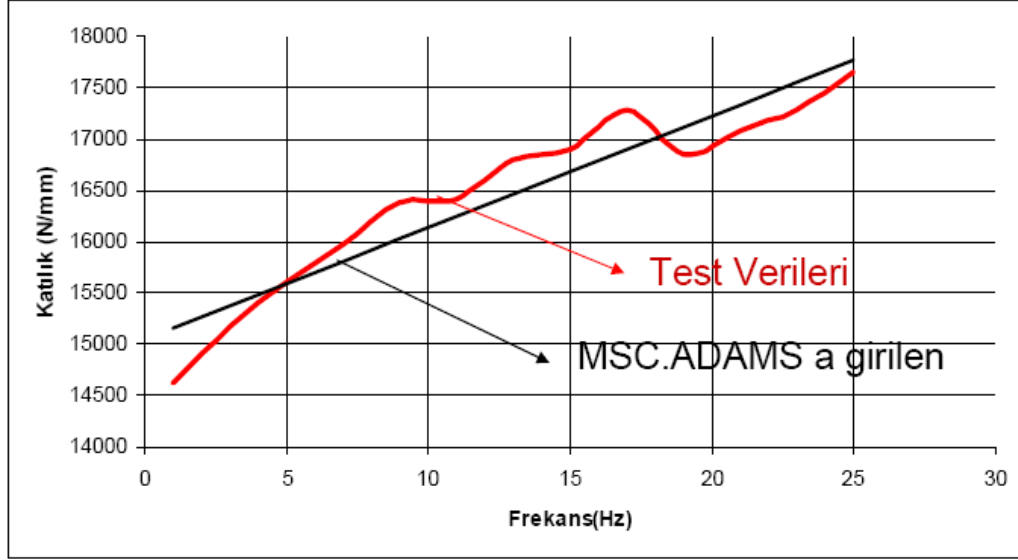


Şekil 4.22: Semer Arka Takozu Statik Basma Testi Sonucu [ITU ve Askam,2006]

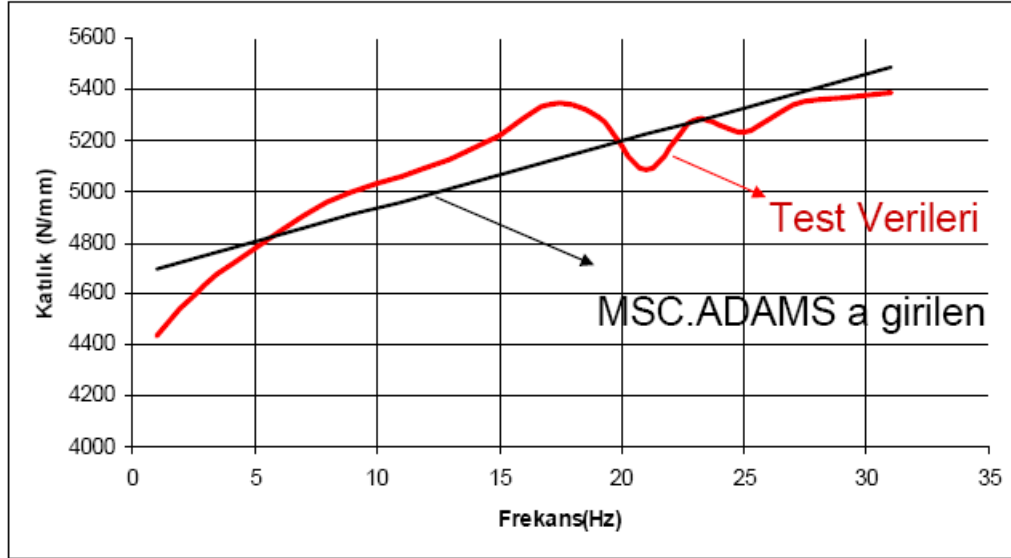
4.9.2. Sine Sweep Basma Çekme Testi

Sine sweep testi parçanın frekansa bağlı katılığının değişip değişmediğini ve istenilen frekans aralığında parçaya ait katılık değerini parçanın titreştirilmesi sonucu veren testtir. [Mahrenholtz,2003]

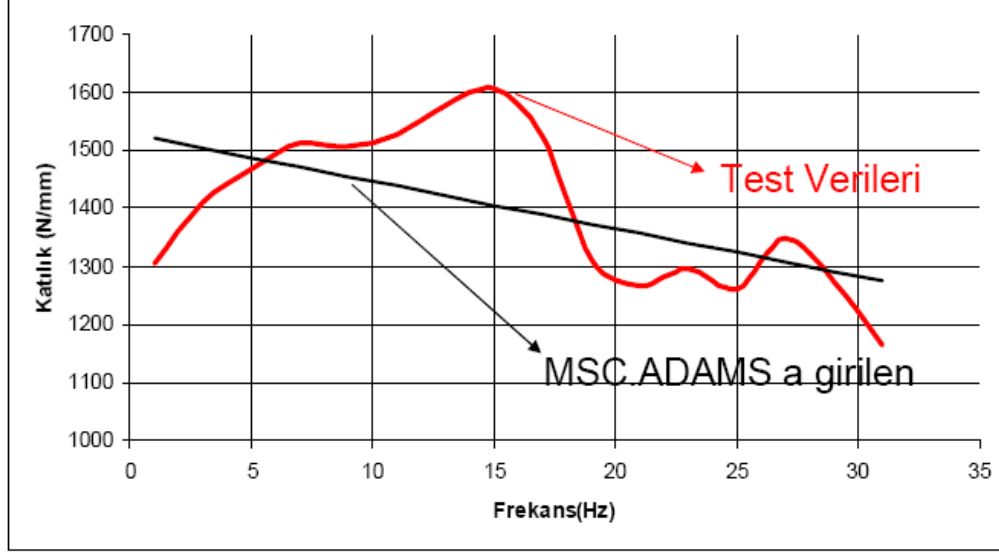
Kabin Şasi bağlantı burçlarının katılıkları Şekil 4.23, Şekil 4.24, Şekil 4.25’de görüldüğü üzere frekansa bağlı değişmektedir. Bu testlerde bulunan katılık ve sönüm değerleri MSC. ADAMS yazılımında kurulan sanal ilk örnekte tanımlanarak kabin modeli oluşturulmuştur.



Şekil 4.23: Kabin Yatak Burcu Katılığının Frekansa Bağlı Değişimi [BİAS ve Askam,2006]



Şekil 4.24: Kauçuk Burç Şasi Makas Bağlantısı Katılığının Frekansa Bağlı Değişimi [BİAS ve Askam,2006]



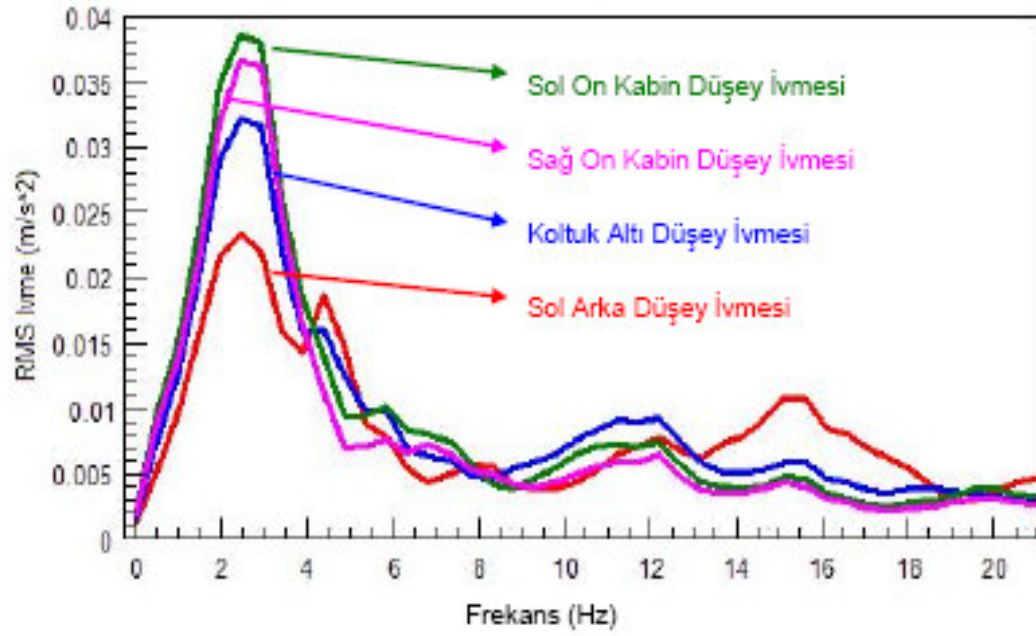
Şekil 4.25: Semer Arka Takozu Katılığının Frekansa Bağlı Değişimi [BİAS ve Askam,2006]

4.10. Test Verilerinin Karşılaştırılması

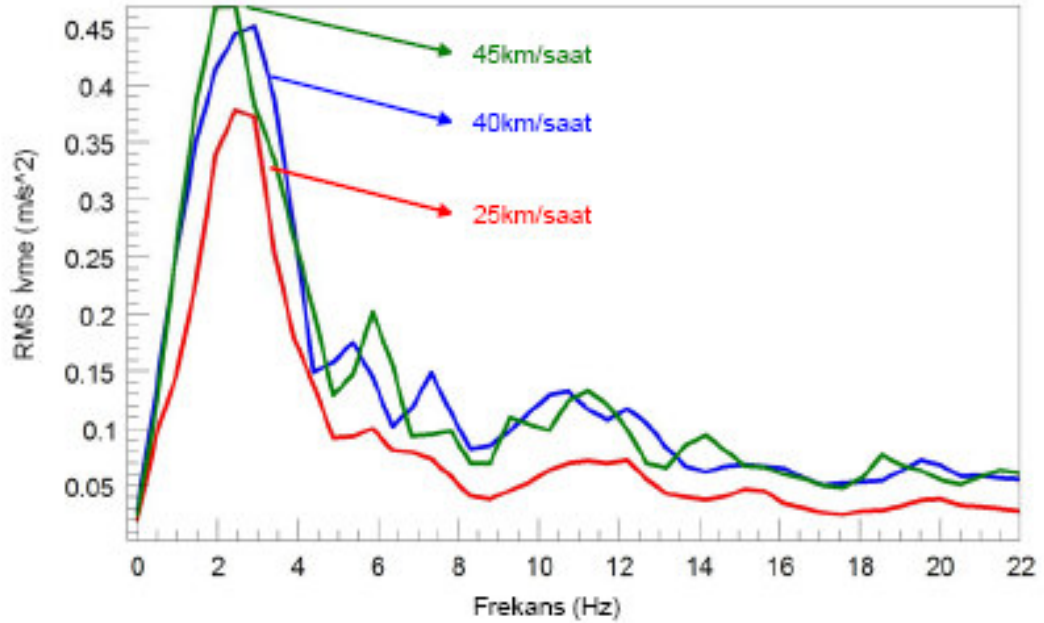
Alınan verilere bakarak hıza bağlı titreşim gücünün değişmesi, farklı yollara göre ivmenin değişimi ve yük durumuna göre titreşim seviyesinin değişimini gözlemlemek mümkündür. Verileri incelerken, kabin konforu göz önünde bulundurulduğu için 0-30 Hz arası titreşimler öncelikle incelenmiştir.

4.10.1. Hıza Bağlı Titreşim Seviyeleri

4.26’de görüldüğü gibi, kabinde en yüksek titreşim, kabinin ön sol noktasında meydana gelmektedir. Bunun sebebi olarak ta kabin hareketinin en fazla nokta olduğu ve kabinin en çok donanıma sahip (şoför mahalli) kısmı olmasıdır.



Şekil 4.26: 25km/saat Hızla Giderken Kabinde Oluşan İvmeler [BİAS ve Askam,2006]

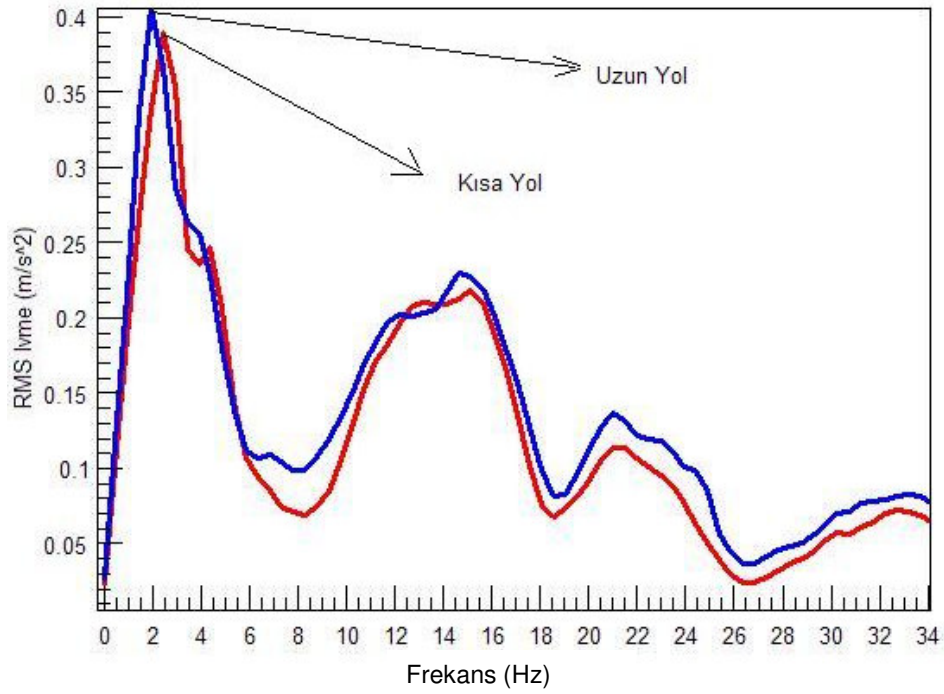


Şekil 4.27: Farklı Hızlarda Giderken Kabin Sol Ön İvmesinin Karşılaştırılması [BİAS ve Askam,2006]

Şekil 4.27’de görüldüğü gibi, 0-55km/saat arasında aracın hızı arttıkça titreşim seviyesi de artmaktadır. Böylece 0-55km/saat hız aralığında, araç hızlandıkça kabin titreşiminin arttığını gözlenmektedir.

4.10.2. Uzun Yol ve Kısa Yol Testlerinin Karşılaştırılması

İlk örnek yol testlerinin ikinci bölümünde yapılan uzun yol testlerinde, araç Gebze-Bursa güzergahında, tam yüklü durumda daha önce açıklanan noktalardan ivme ve yer değiştirme verisi toplanmıştır.

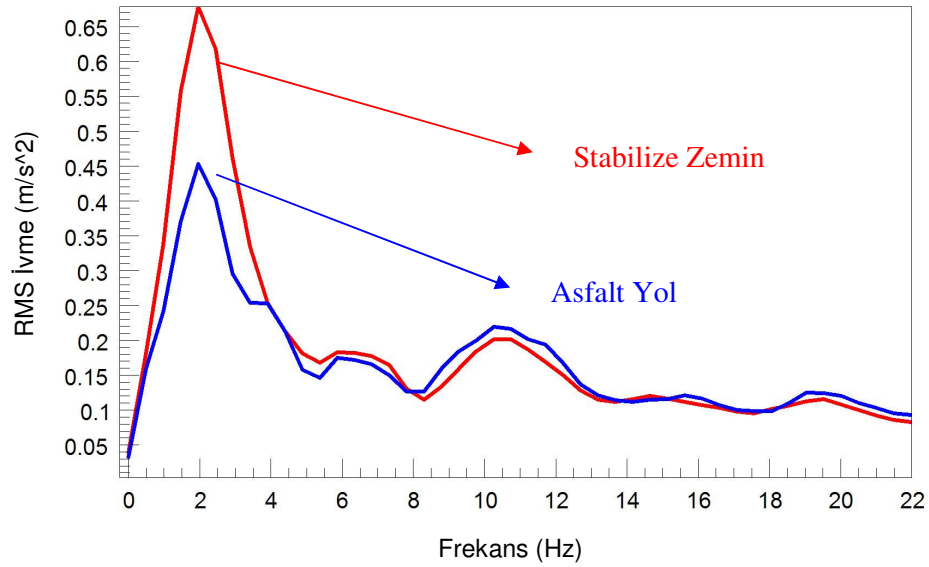


Şekil 4.28: Uzun-Kısa Yol Testlerinin Konfor Açısından Karşılaştırılması
[BİAS ve Askam,2006]

Şekil 4.28’de görüldüğü gibi uzun yol ve kısa yol testlerinin konfor açısından pek farkı olmadığı görülmüş ve bu yüzden bir sonraki konfor seviyesi ölçümünde uzun yol testlerine ihtiyaç duyulmamıştır.

4.10.3. Yol Koşullarına Bağlı Titreşim Seviyeleri

Kısa mesafe testleri esnasında hem asfalt yoldan, hem de stabilize yoldan veri alınmıştır. Bu verileri karşılaştırılırken, titreşimin en yüksek çıktığı kabin sol ön ivme değerleri kullanılacaktır. En yüksek titreşim değerleri kullanılarak en iyi sonuç elde edilmesi amaçlanmaktadır.



Şekil 4.29: Kabin Sol Ön İvmesinin Asfalt ve Stabilize Yoldaki Titreşim Değerleri [BİAS ve Askam,2006]

Şekil 4.29’de görüldüğü gibi stabilize zemindeki titreşim seviyeleri asfalt zemine göre %51 daha yüksek çıkmaktadır. Bunun sebebi olarak ta aracın stabilize yoldaki çukurlara girip çıkması sonucu şasiden kabine aktarılan salınımlardır.

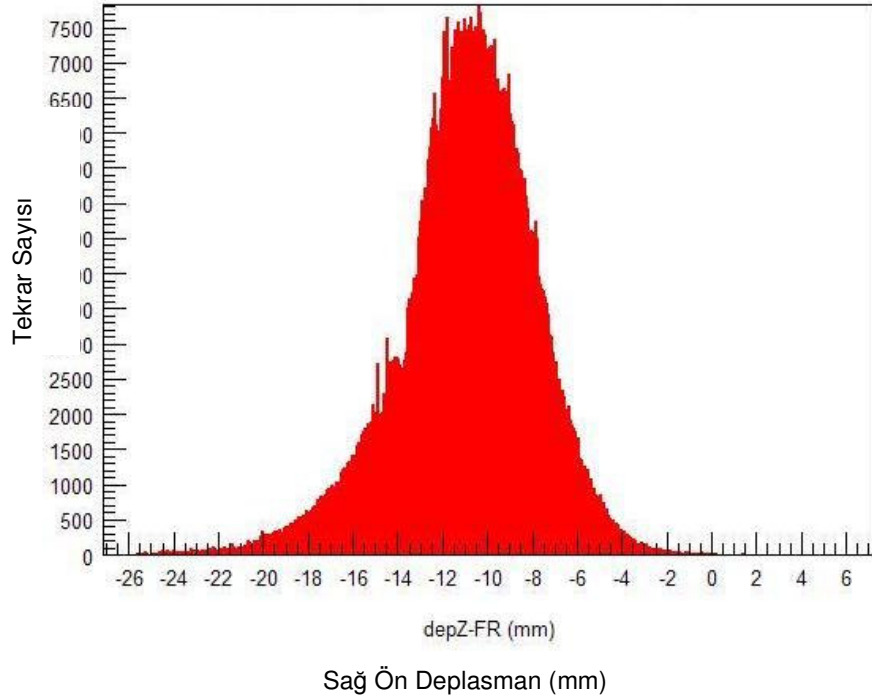
4.10.4. En Yüksek Titreşim Durumu

Testlerin sonucunda en yüksek titreşimlerin çıkması en olası durumun “stabilize zeminde, yüksek hızda” olabileceği görülmüştür. Aracın hızlandıkça titreşim seviyelerinin arttığı, yüklü durumun yüksüz duruma göre pek farklı olmadığı, fakat stabilize yolun ve asfalt yola göre daha yüksek titreşim seviyeleri oluşturduğu belirlenmiştir.

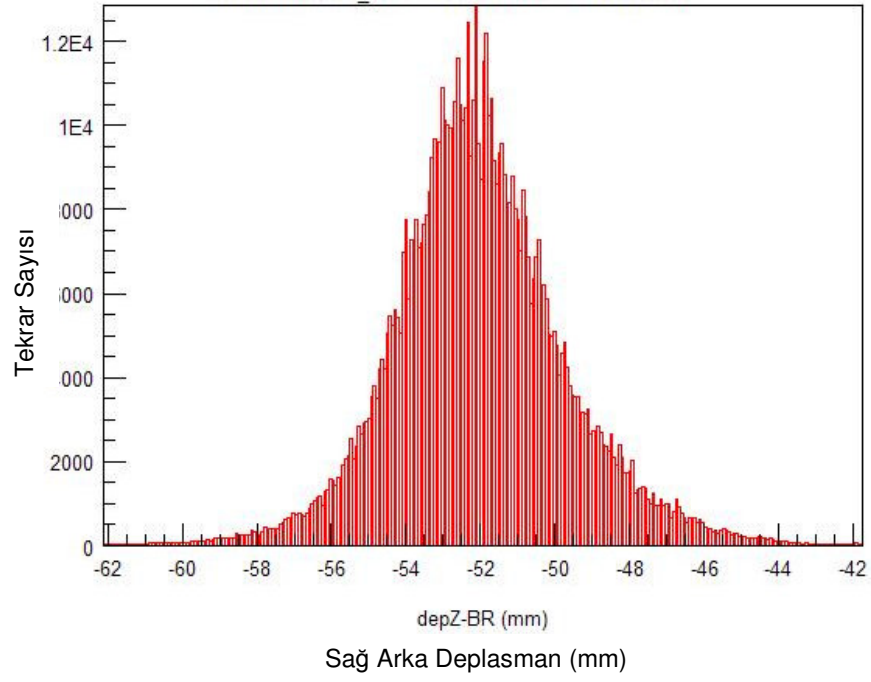
4.10.5. Süspansiyonların Çalışma Aralığı

Kabin süspansiyonundaki Balçık köyünden fabrika dönüş yolunda (yol hem düz asfalt hem stabilize aynı zamanda virajlı olma özelliğine sahiptir) alınan yer değiştirme verilerinde bakıldığında süspansiyonların çalışma aralığı ve çalışma hızları görülebilmektedir.

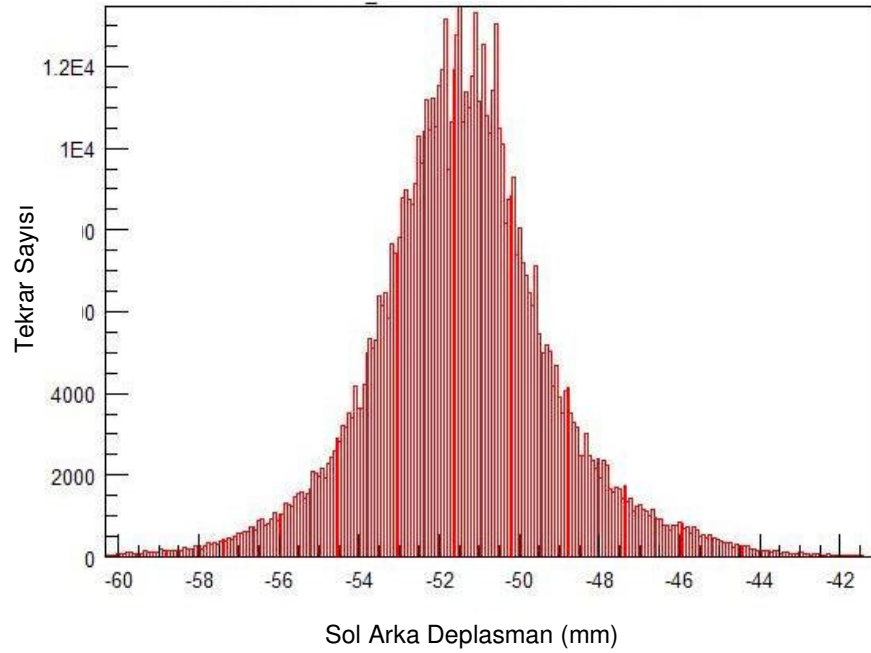
Şekil 4.30, Şekil 4.31 ve Şekil 4.32’de verilen yer değiştirme tekrar sayısı dağılımlarına göre arka süspansiyonların ± 9 mm ve ön süspansiyonun da ± 11 mm hareket ettiği, keza, Şekil 4.33, şekil 4.34 ve şekil 4.35’den de süspansiyon hızlarının ± 0.1 m/s aralığında dağıldığı görülmüştür. [BİAS ve Askam - 2006]



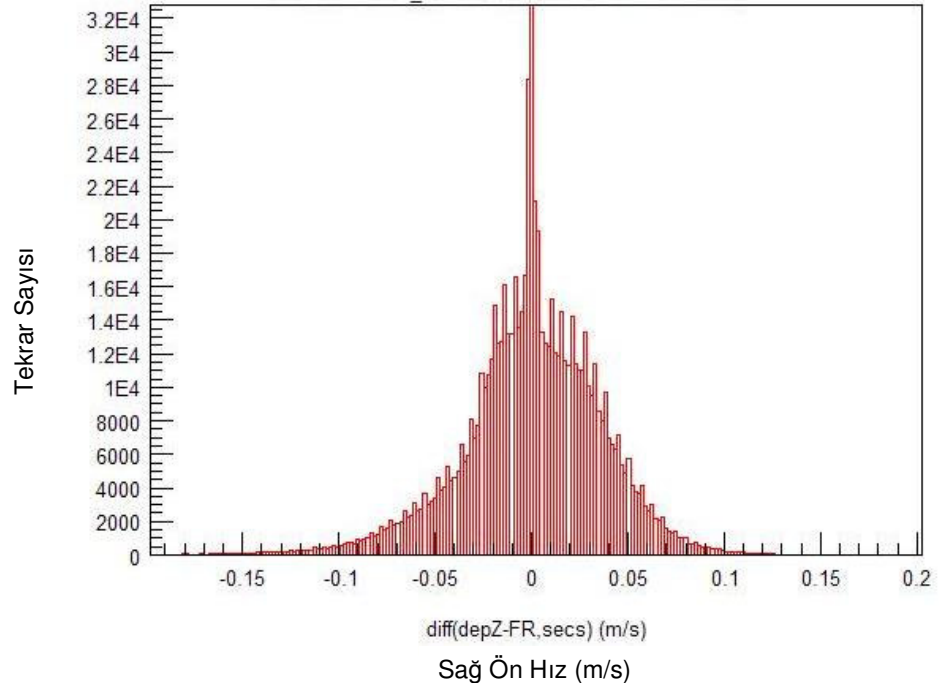
Şekil 4.30: Sağ Ön Yer Değiştirme Ölçerin Tekrar Sayısı- Yer Değiştirme Dağılımı [BİAS ve Askam,2006]



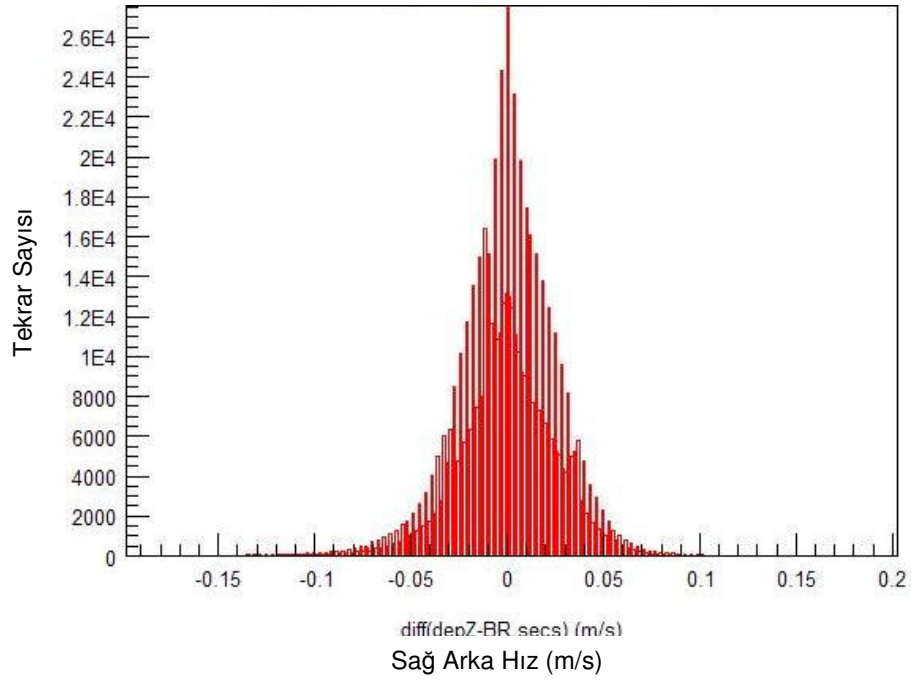
Şekil 4.31: Sağ Arka Yer Değiştirme Ölçerin Tekrar Sayısı-Yer Değiştirme Dağılımı[BİAS ve Askam,2006]



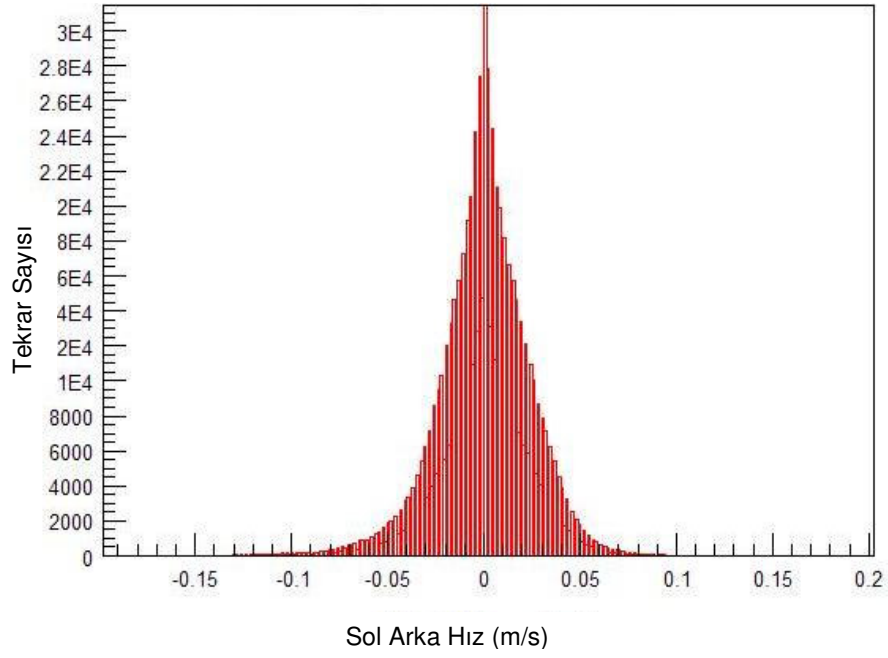
Şekil 4.32: Sol Arka Yer Değiştirme Ölçerin Tekrar Sayısı- Yer Değiştirme Dağılımı [BİAS ve Askam,2006]



Şekil 4.33: Sağ Ön Yer Değiştirme Ölçerin Tekrar Sayısı-Hız Dağılımı
[BİAS ve Askam,2006]



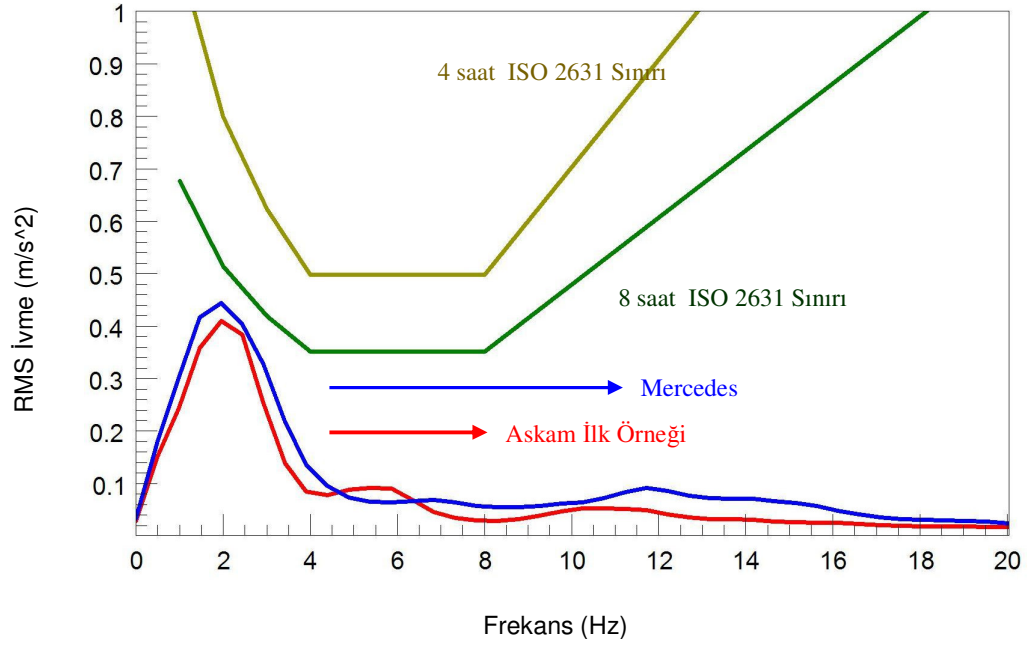
Şekil 4.34: Sağ Arka Yer Değiştirme Ölçerin Tekrar Sayısı-Hız Dağılımı
[BİAS ve Askam,2006]



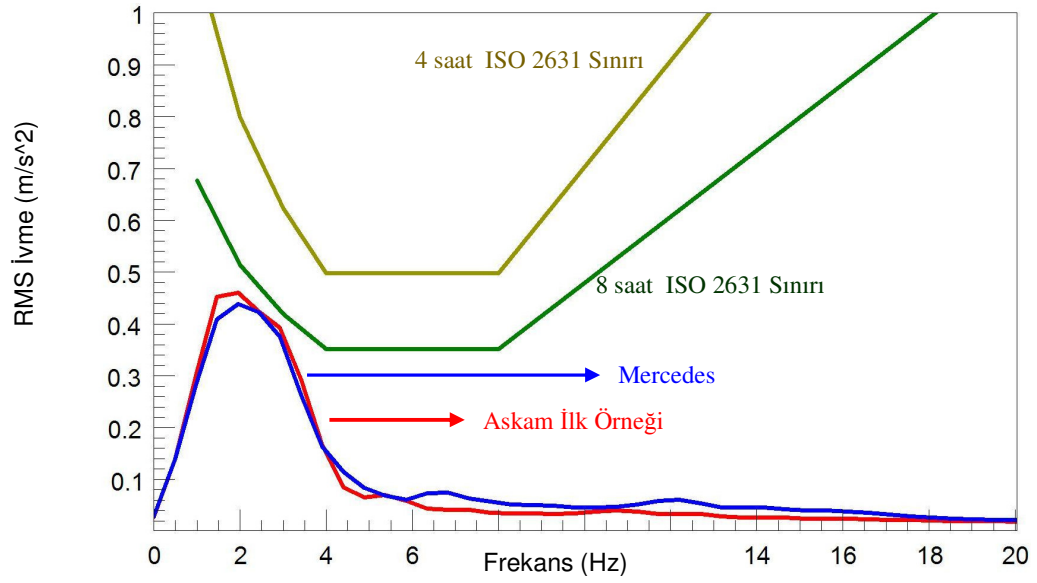
Şekil 4.35: Sol Arka Yer Değiştirme Ölçerin Tekrar Sayısı-Hız Dağılımı
[BİAS ve Askam,2006]

4.10.6. Askam İlk Örnek Kabininin ve Rakip Araç Kabinlerinin Konfor Açısından Karşılaştırılması ve Değerlendirilmesi

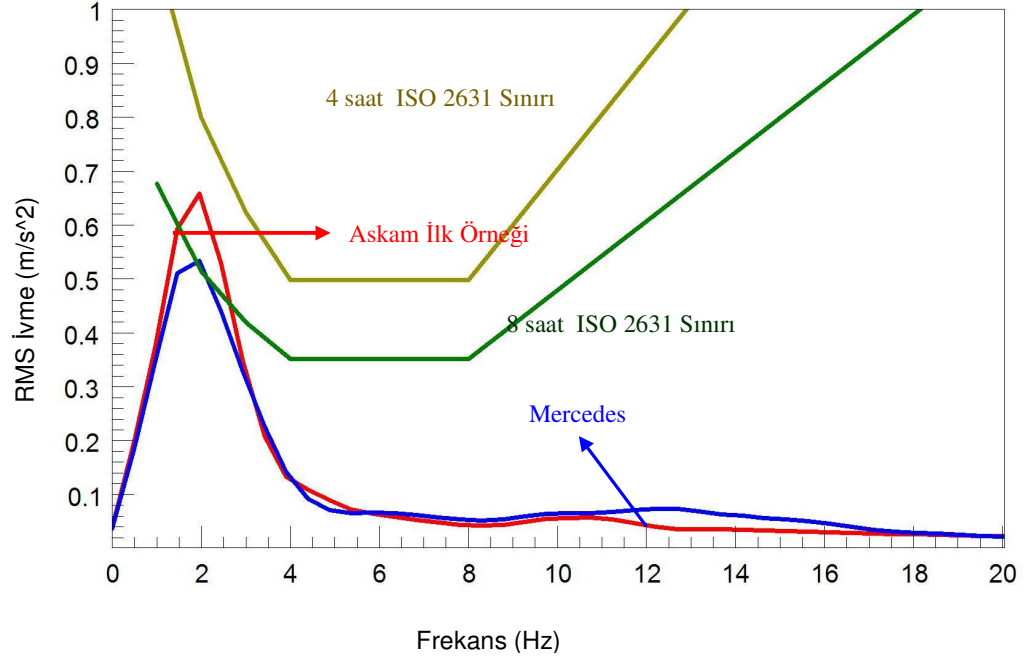
Konfor seviyesi belirlenmesi için yapılan testlerde, Askam ilk örnek araç kabini, Mercedes Axor kabininden ölçülen koltuk üstü düşey yönde ivmeler kullanılarak, “ISO 2631 saat-sınır eğrilerine” göre, sürücüye ait konfor seviyeleri belirlenmiştir.



Şekil 4.36: Askam İlk Örnek ve Mercedes Kabinlerinin Stabilize Yolda Koltuk Üstü Düşey İvme Titreşim Değerleri

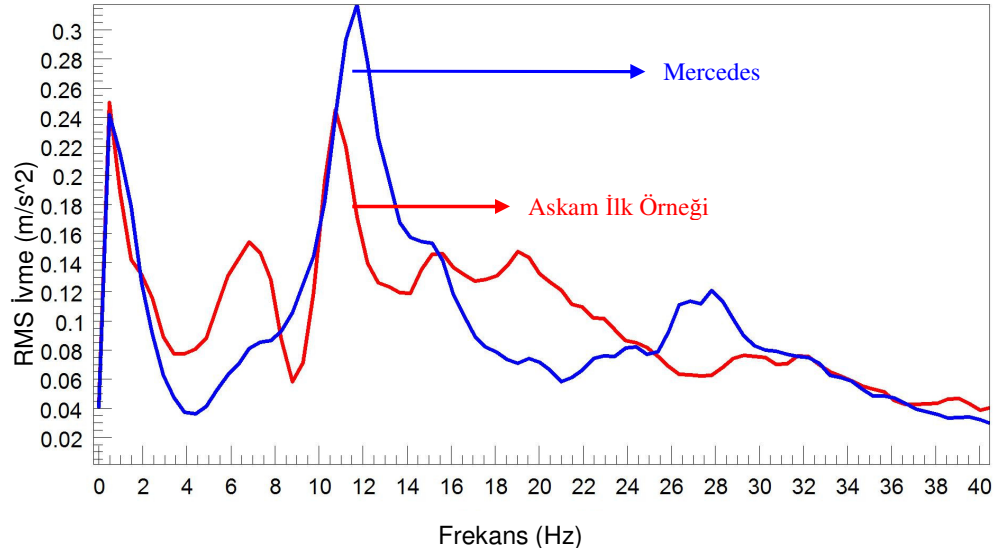


Şekil 4.37: Askam İlk Örnek ve Mercedes Kabinlerinin F1 Yolunda Koltuk Üstü Düşey İvme Titreşim Değerleri

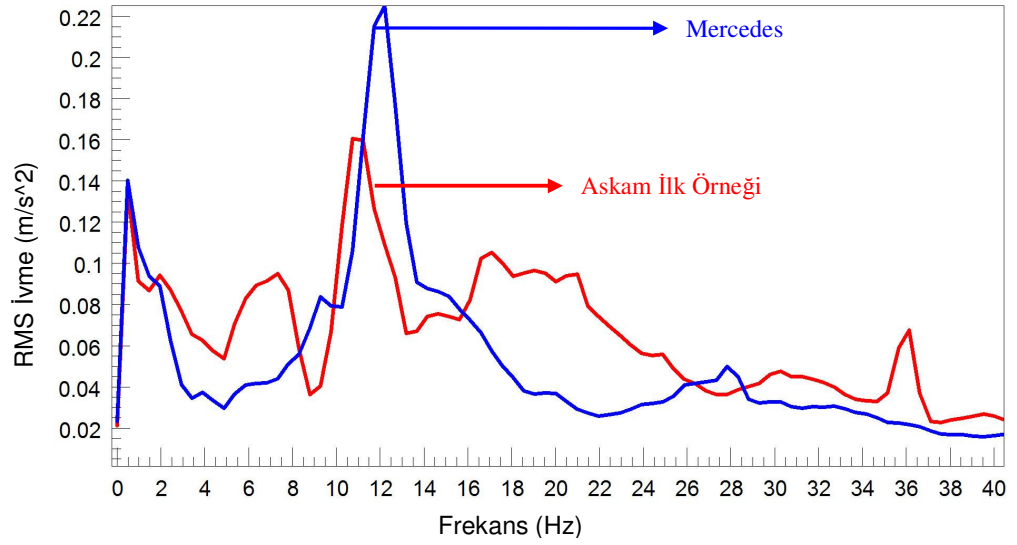


Şekil 4.38: Askam İlk Örnek ve Mercedes Kabinlerinin Köyden Fabrikaya Dönüş Güzergahı Koltuk Üstü Düşey İvme Titreşim Değerleri

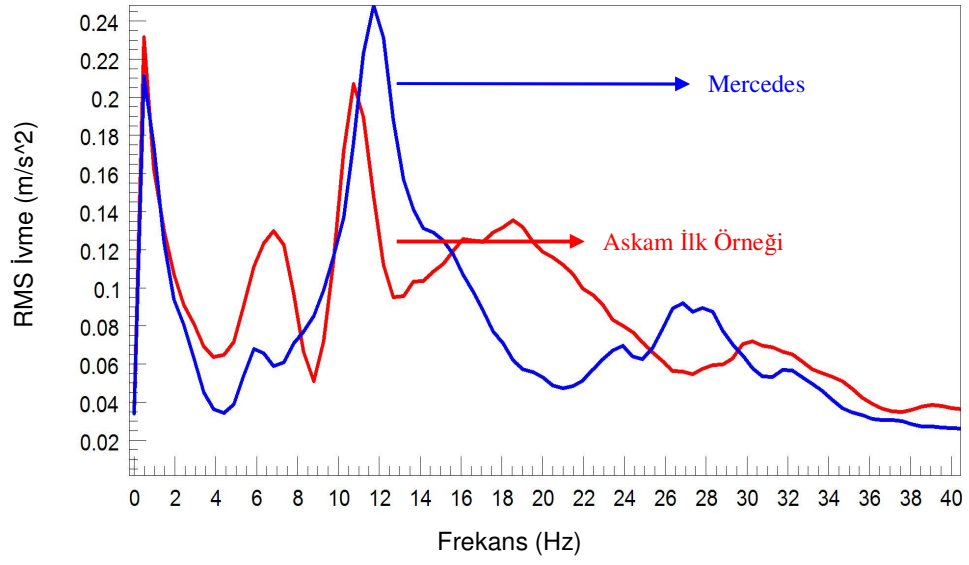
Sonuçta, Şekil 4.36, Şekil 4.37 ve Şekil 4.38 incelendiğinde, Mercedes Axor kabini ile Askam ilk örnek kabininin stabilize yol ve F1 (düz asfalt yüksek hızlara çıkılabilecek hafif virajlı) yolunda hemen hemen aynı titreşim seviyelerine sahip olduğu görülmektedir. En uzun parkur olan köyden fabrikaya dönüş (yol hem düz asfalt hem stabilize aynı zamanda virajlı olma özelliğine sahiptir) güzergahında Mercedes Axor kabininin titreşim seviyeleri ISO 2631 8 saat sınırının altında kalırken, Askam ilk örnek kabinine ait koltuk üstü düşey titreşim seviyeleri bu sınırı aşmaktadır. Bu parkurda, Askam ilk örnek kabininin Mercedes Axor kabinine göre %22 daha yüksek titreşim seviyelerine sahip olduğu görülmüştür. Ayrıca, kabinlerin koltuk üstünde ölçülen boylam yönünde ivme titreşim değerleri de Şekil 4.39, Şekil 4.40, Şekil 4.41’de, yatay ivme titreşim değerleri de Şekil 4.42, Şekil 4.43, Şekil 4.44’de gösterilmiştir.



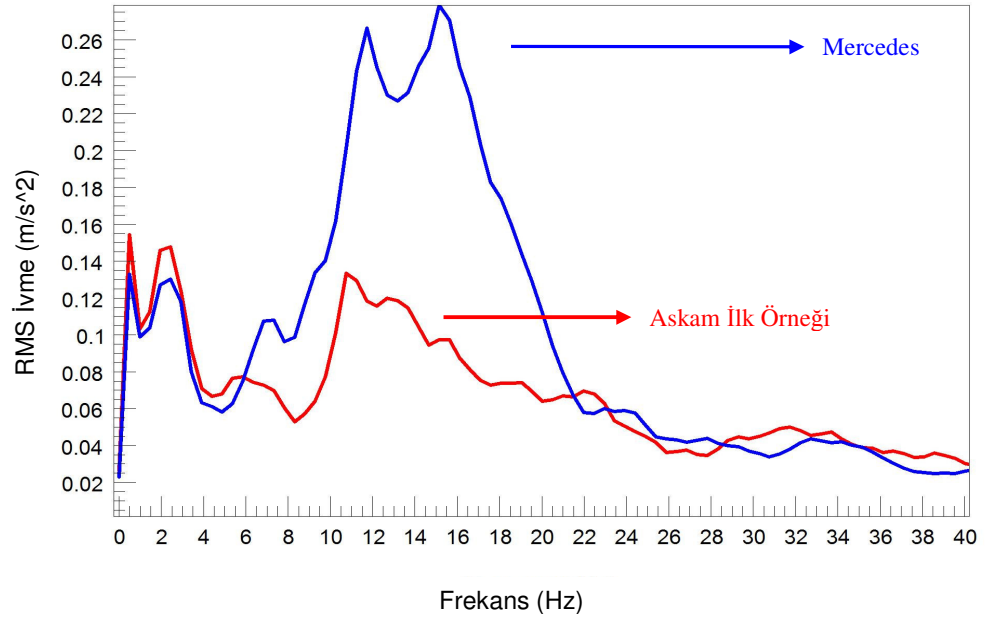
Şekil 4.39: Askam İlk Örnek ve Mercedes Kabinlerinin Stabilize Yolda Koltuk Üstü Boylam İvme



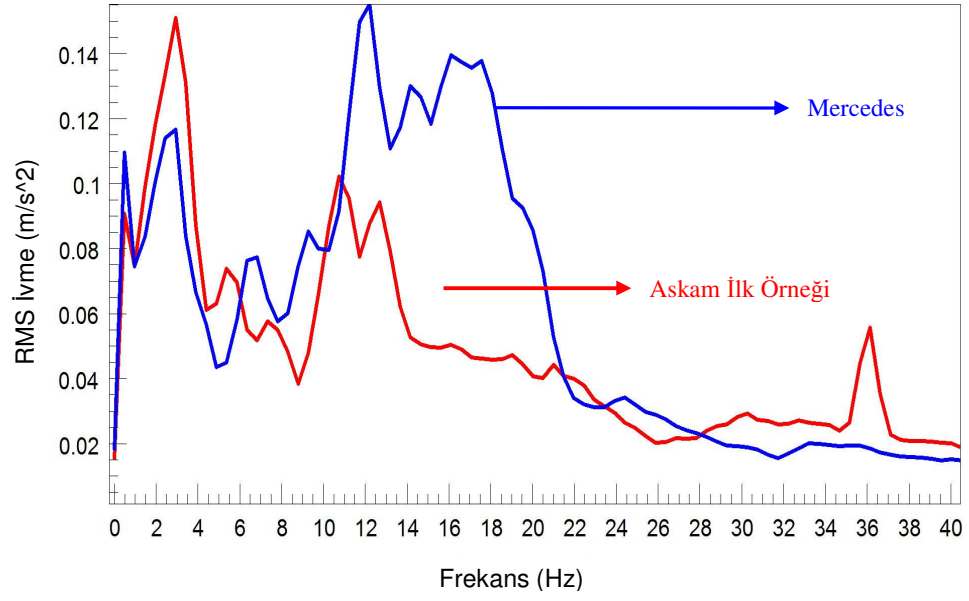
Şekil 4.40: Askam İlk Örnek ve Mercedes Kabinlerinin F1 Yolunda Koltuk Üstü Boylam İvme Titreşim Değerleri



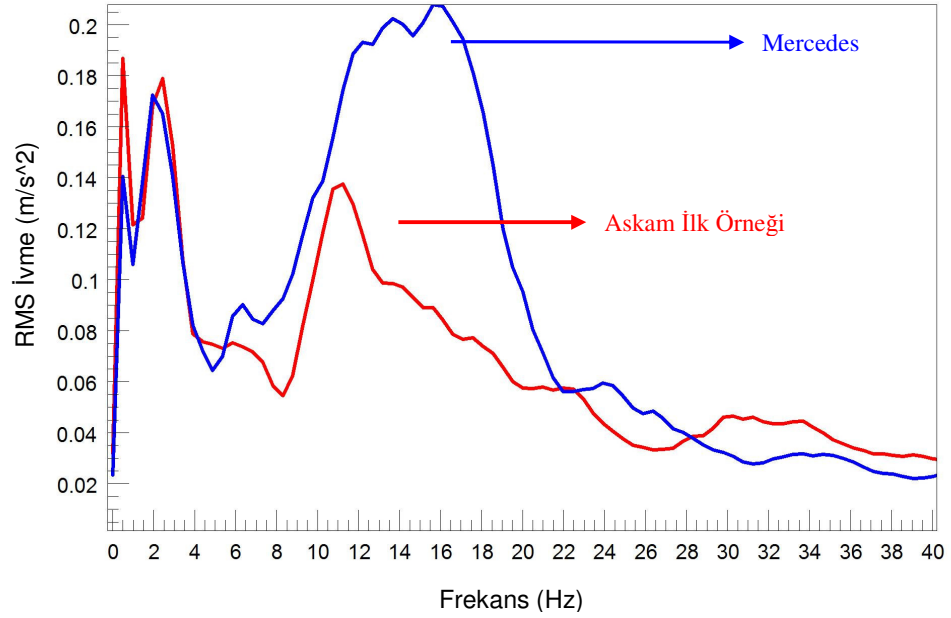
Şekil 4.41: Askam İlk Örnek ve Mercedes Kabinlerinin Köyden Fabrikaya Dönüş Güzergahı Koltuk Üstü Boylam İvme Titreşim Değerleri



Şekil 4.42: Askam İlk Örnek ve Mercedes Kabinlerinin Stabilize Yolda Koltuk Üstü Yatay İvme Titreşim Değerleri



Şekil 4.43: Askam İlk Örnek ve Mercedes Kabinlerinin F1 Yolunda Koltuk Üstü Yatay İvme Titreşim Değerleri



Şekil 4.44: Askam İlk Örnek ve Mercedes Kabinlerinin Köyden Fabrikaya Dönüş Güzergahı Koltuk Üstü Yatay İvme Titreşim Değerleri

Şekil 4.39-Şekil 4.44 görüleceği üzere, Askam ilk örnek kabini, koltuk üstü yatay ve boylam ivme değerlerinde Mercedes Axor ait koltuk üstü yatay ve boylam ivme değerlerine göre daha düşük seviyededir.

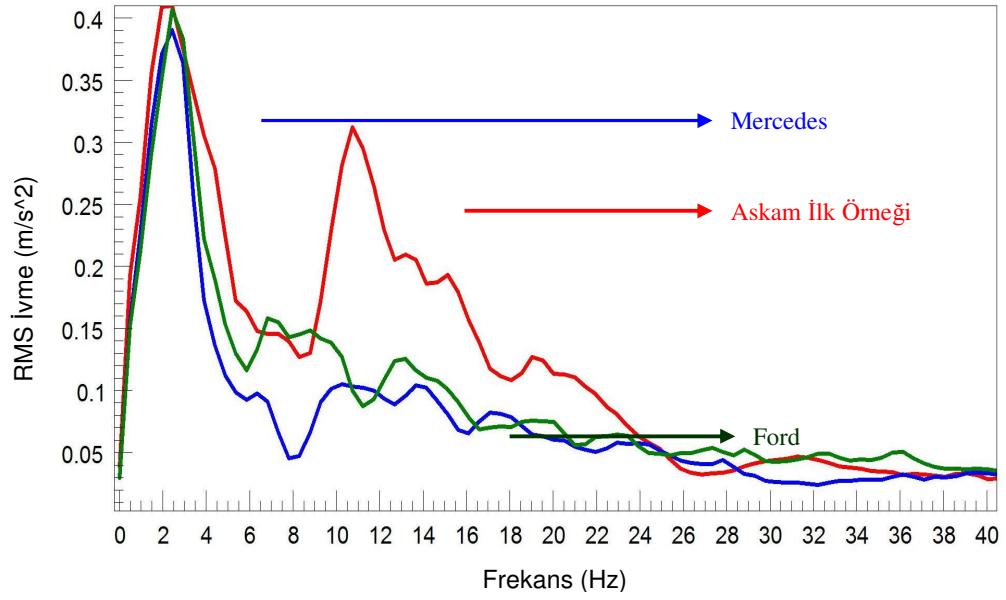
Tablo 4.2’de Rakip aracın, mevcut durumun ve tasarlanan ilk prototip araç arasındaki koltuk üstü ivme değerleri görülebilmektedir.

Tablo 4.2: Koltuk Üstü İvme Değerleri Kıyaslanması [BİAS ve Askam,2006]

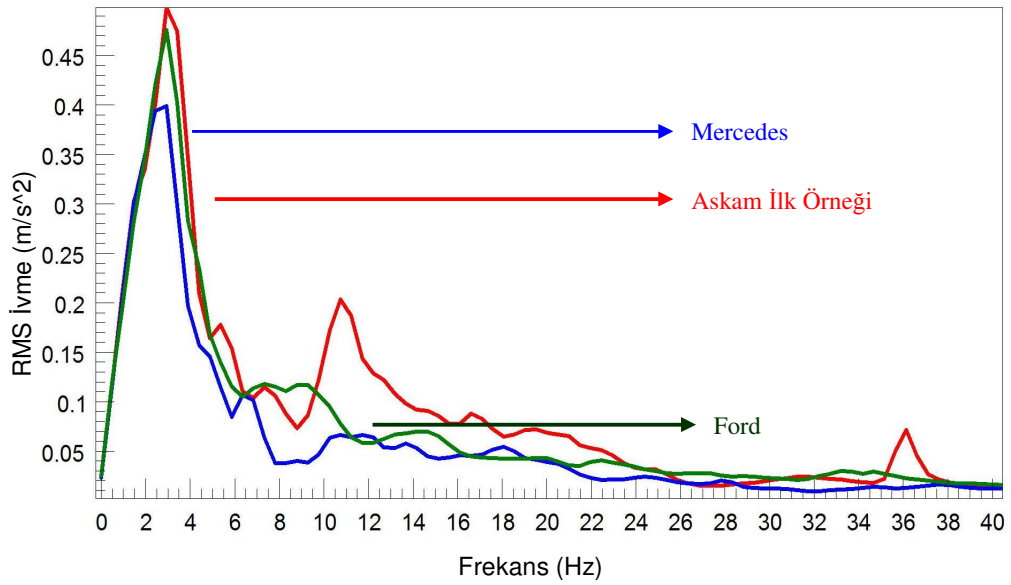
	Koltuk Üstü İvme Değerleri
Mercedes Axor	0.55 m/s ²
İlk Örnek -Mevcut Durum-	0.88 m/s ²
İlk Örnek -Tasarlanan-	0.61 m/s ²

4.10.7. Rakip Araçlar Kabininin Koltuk İvme Değerlerinin Karşılaştırılması

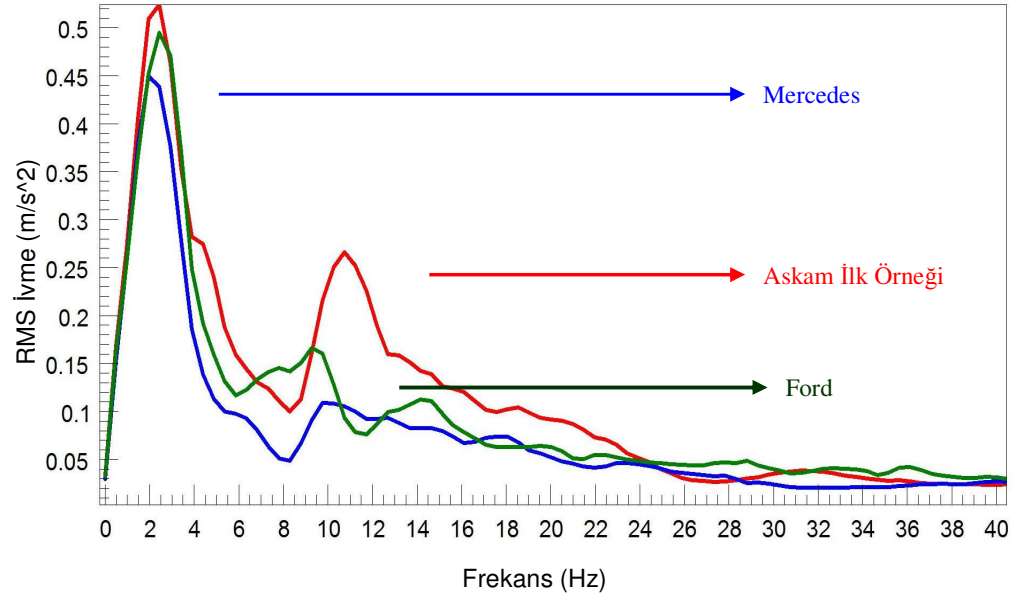
Yol testlerinde Askam ilk örnek kabini, Ford Cargo kabini ve Mercedes Axor kabininin de sürücü koltuğu altından üç eksenden ivme alınmıştır. Bu veriler; koltuk süspansiyonu olmadan, sadece kabin süspansiyonlarını karşılaştırmak amacıyla toplanmıştır. Koltuk altından veriler doğrudan sürücüye etkilemediği için bu veriler için tanımlanmış herhangi bir konfor standardı veya kriteri mevcut değildir. Şekil 4.45, Şekil 4.46 ve Şekil 4.47’deki verilen üç farklı parkurda araç kabinlerinin düşey titreşim değerleri karşılaştırıldığında, titreşim değerlerinin en yüksek Askam ilk örnek kabininde çıktığı, ardından Ford Cargo kabini geldiği ve en düşük titreşim değerine Mercedes Axor kabininin sahip olduğu görülmektedir. Ayrıca Askam ilk örnek kabininin, 11Hz civarında belirgin bir şekilde diğer araç kabinlerinden daha yüksek titreşim değerlerine sahip olduğu görülmektedir.



Şekil 4.45: Askam İlk Örnek, Ford Cargo ve Mercedes Kabinlerinin Stabilize Yolda Koltuk Altı Düşey İvme Titreşim Değerleri



Şekil 4.46: Askam İlk Örnek, Ford Cargo ve Mercedes Kabinlerinin F1 Yolunda Koltuk Altı Düşey İvme Titreşim Değerleri



Şekil 4.47: Askam İlk Örnek, Ford Cargo ve Mercedes Kabinlerinin Köyden Fabrikaya Dönüş Güzergahında Koltuk Altı Düşey İvme Titreşim Değerleri

5. ANALİZLER VE TASARIM ÇALIŞMALARI

5.1. MSC. ADAMS Dinamik Benzetim Modeli

5.1.1. Modelin Amacı ve Özellikleri

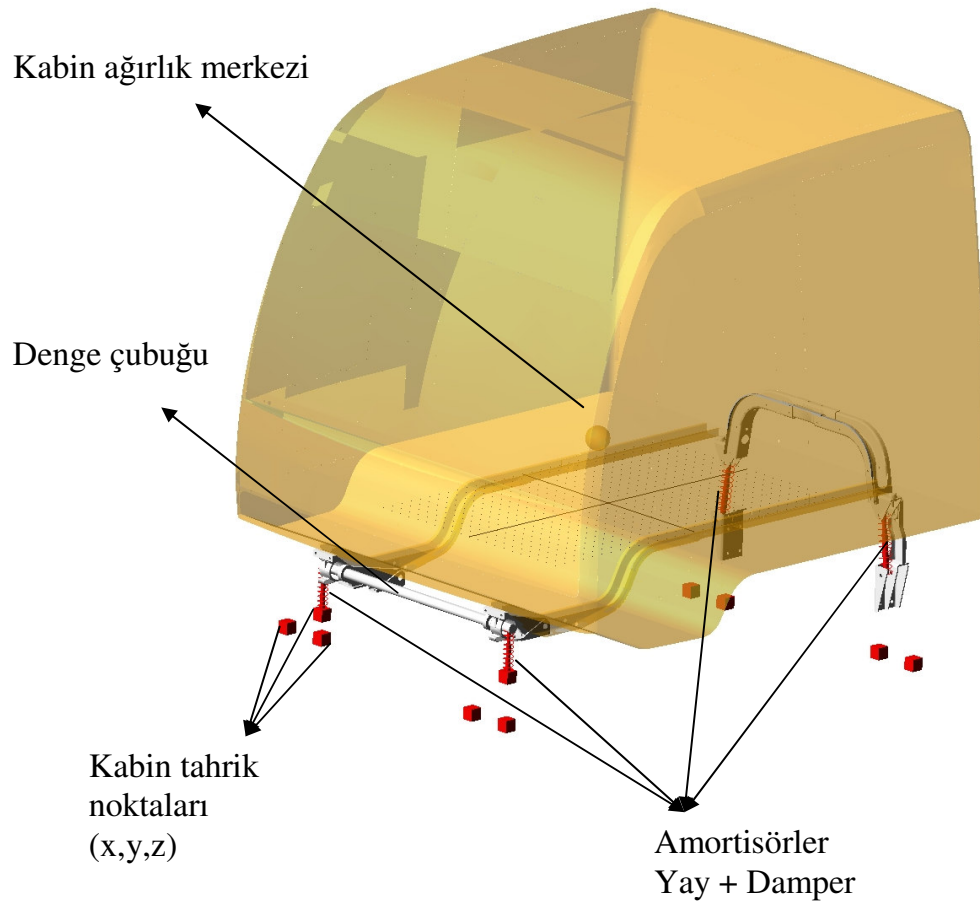
MSC. ADAMS yazılımı kullanılarak yapılan sanal ilk örnek dinamik benzetim modeliyle, kabin süspansiyonunu konfor açısından iyileştirilirken, gerçek bir ilk örneğe göre çok daha hızlı bir şekilde farklı kombinasyonların ve mekanizmaların denenmesi mümkün olacaktır. Ayrıca konfor kalitesini maksimize eden bir amaç fonksiyonu tanımlayarak, kurulan dinamik modelde, süspansiyon katılık ve sönüm katsayıları gibi değerlerin optimizasyonu sanal ortamda yapmak mümkündür. Bu proje kapsamında yapılan çalışmalarda tüm iyileştirme ve farklı mekanizmaların denenmesi MSC. ADAMS sanal ilk örnek modelinde yapılmıştır.

Sanal ilk örnek modelinin kurulabilmesi için, kabine ait süspansiyon, bağlantı burçları gibi elemanların mekanik özelliklerinin tanımlanması gereklidir. Bu bilgileri bulmak için, Bölüm 4 anlatılan testler yapılmış, ayrıca süspansiyona ait yay ve sönüm katsayılarını belirlemek amacıyla Maysan Mando (Amortisör üretici firma-Bursa) tarafından yapılan testlerin sonuçları kullanılmıştır.

5.1.2. Modelin Kabulleri ve Sınırları

MSC. ADAMS yazılımında kurulan sanal ilk örnek modelinde, MSC.ADAMS/Vibration modülü ile titreşim analizleri yapılmıştır. Bu analizler sırasında elemanların katılık, sönüm değerleri, çalışma aralığında doğrusallaştırılmış ve bu değerler doğrusal olarak girilmiştir. Bu doğrusallaştırma işlemi sırasında, çalışma aralığı, yapılan yol testlerinden elde edilmiştir. Örneğin, süspansiyon damperlerine ait sönüm değerleri çalışma hızına bağlı olarak dört katlık bir değer değişimi göstermektedir. Doğrusallaştırma işlemini yaparken, yol testleri sırasında yer değiştirme ölçerlerden alınan hız değerlerine bakıp, süspansiyonların çalışma hız aralığına göre bu değerler doğrusallaştırılmıştır. Bunlara ilaveten, kabine ait ağırlık değeri ve ağırlık merkezinin yeri ölçülmüş ve modele bu ölçülen değerler girilmiştir.

Ayrıca, titreşim analizleri frekans düzleminde yapıldığı için, sadece aracın rejim (steady-state) halindeki davranışı incelenmiş ve modellenmiş, çukura girme gibi anlık değişimlerdeki (transient) davranışı zaman bağlı ve kendini tekrar eden davranışlar olmadığı için frekans düzleminde incelenmesi uygun olmadığından, bu analizlerde de incelenmemiştir.

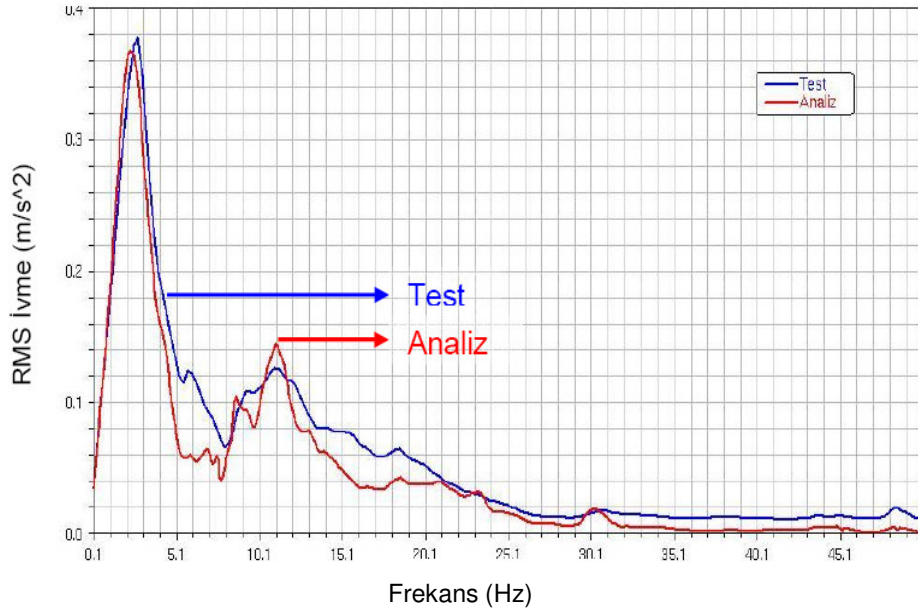


Şekil 5.1: MSC.ADAMS Sanal İlk Örneğinin Görünüşü

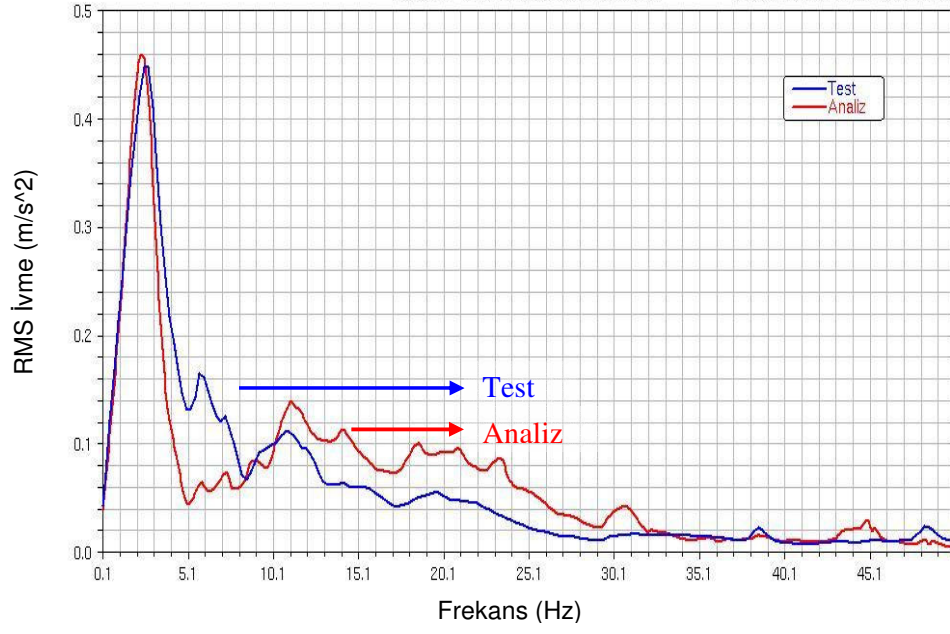
Şekil 5.1’de görülmekte olan MSC. ADAMS modeline testlerde şasi üzerinde ölçülen ivme değerlerinin frekans düzlemindeki genlik, frekans dağılımı, kabin tahrik noktalarından girdi olarak verilmiştir. Analiz yapıldıktan sonra, sonuçlar testlerde kabinden ölçülen ivmelerle karşılaştırılmıştır.

5.1.3. Analiz ve Test Sonuçlarının Karşılaştırılması

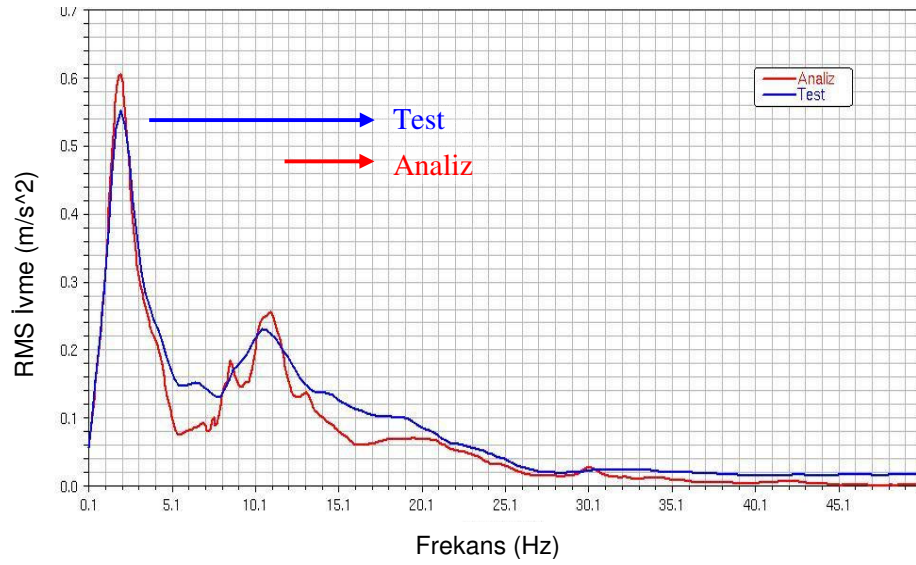
Analizler, testlerin yapıldığı üç farklı parkur olan; F1 yolu, stabilize yol ve Balçık köyünden Askam üretim tesislerine dönüş yolundaki değerler kullanılarak yapılmıştır. Kabin süspansiyonu, kabin şasi bağlantı noktalarından tahrik edilmiş ve testle analiz sonuçları Şekil 5.2, Şekil 5.3 Şekil 5.4, Şekil 5.5, Şekil 5.6 ve Şekil 5.7’de karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Bu grafikler sayesinde, kurulan sanal ilk örnek model doğrulanmıştır.



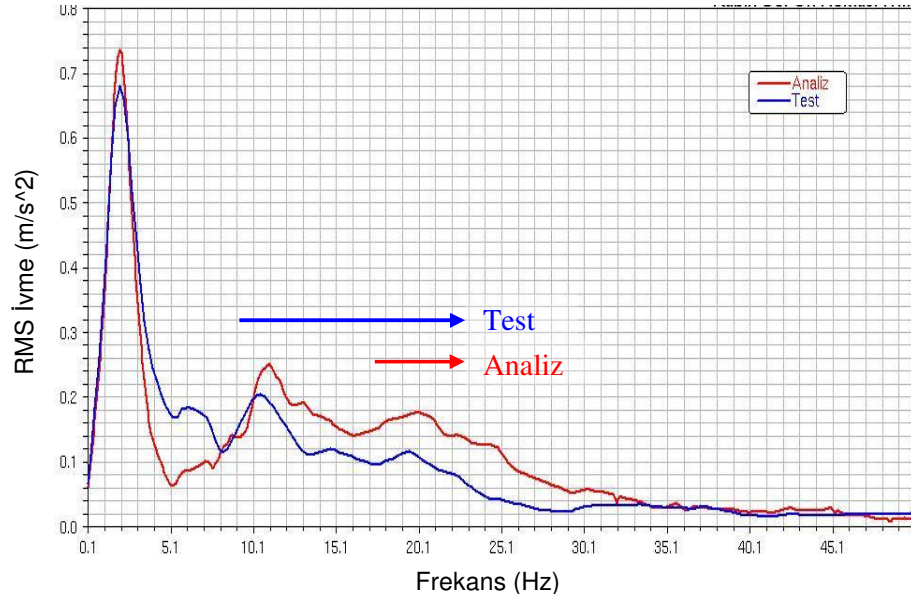
Şekil 5.2: F1 Yolu Koltuk Altı Düşey İvme Değeri Test-Analiz Karşılaştırması
[BİAS ve Askam,2006]



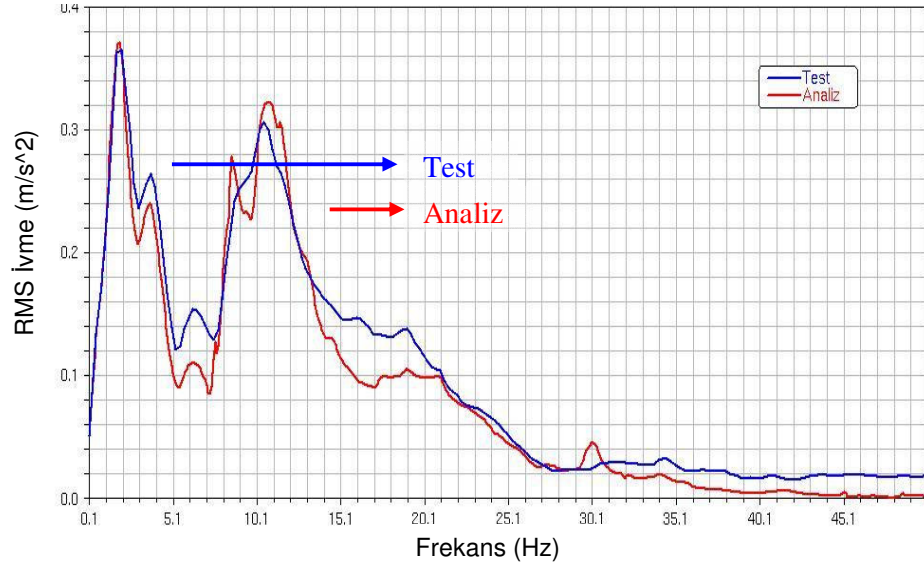
Şekil 5.3: F1 Yolu Sol Ön Kabin Düşey İvme Değeri Test-Analiz Karşılaştırması [BİAS ve Askam,2006]



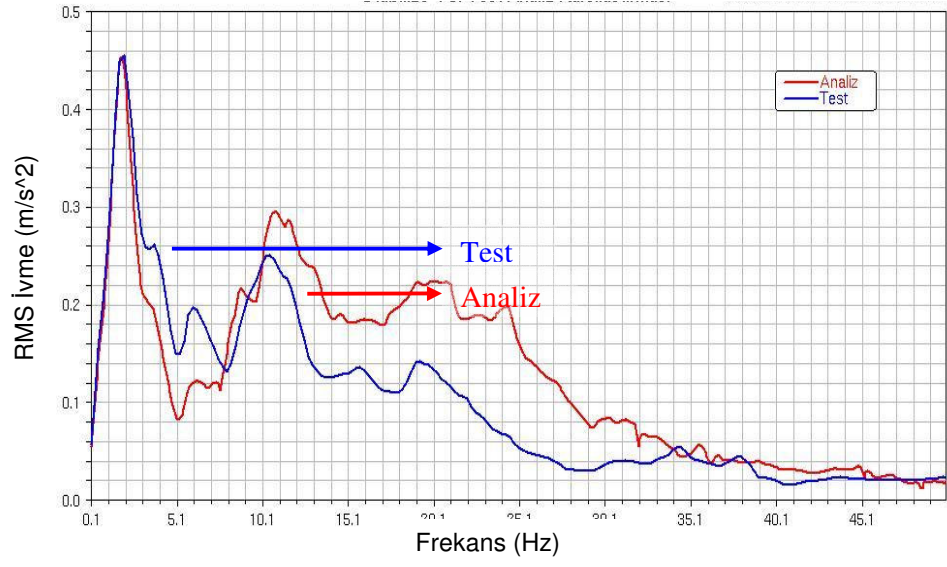
Şekil 5.4: Köyden Fabrika Dönüş Yolu Koltuk Altı Düşey İvme Değeri Test-Analiz Karşılaştırması [BİAS ve Askam,2006]



Şekil 5.5: Köyden Fabrika Dönüş Yolu Sol Ön Kabin Düşey İvme Değeri
Test-Analiz Karşılaştırması [BİAS ve Askam,2006]



Şekil 5.6: Stabilize Yol Koltuk Altı Düşey İvme Değeri Test-Analiz
Karşılaştırması [BİAS ve Askam,2006]



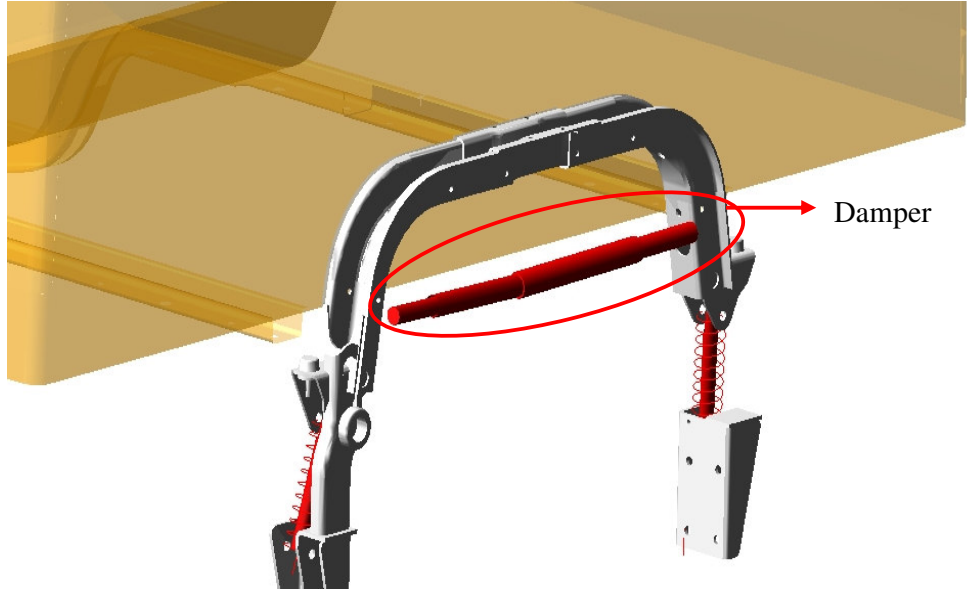
Şekil 5.7: Stabilize Yol Sol Ön Kabin Düşey İvme Değeri Test-Analiz Karşılaştırması [BİAS ve Askam,2006]

5.2.Tasarım Çalışmaları

Sanal ilk örnek modeli, test sonuçlarıyla doğrulandıktan sonra, farklı tasarım çalışmalarına geçilmiştir. Bu tasarım çalışmalarının amacı; piyasada ve SAE (Society of Automotive Engineers) literatüründe bulunan mevcut çözümlerin, Askam Hi-Ex ilk örnek kabinine sanal ortamda uygulayarak kabin konforuna etkilerini görmek, ve uygun bulunan çözümlerin Askam Hi-Ex kabini için sanal ortamda iyileştirmektir.

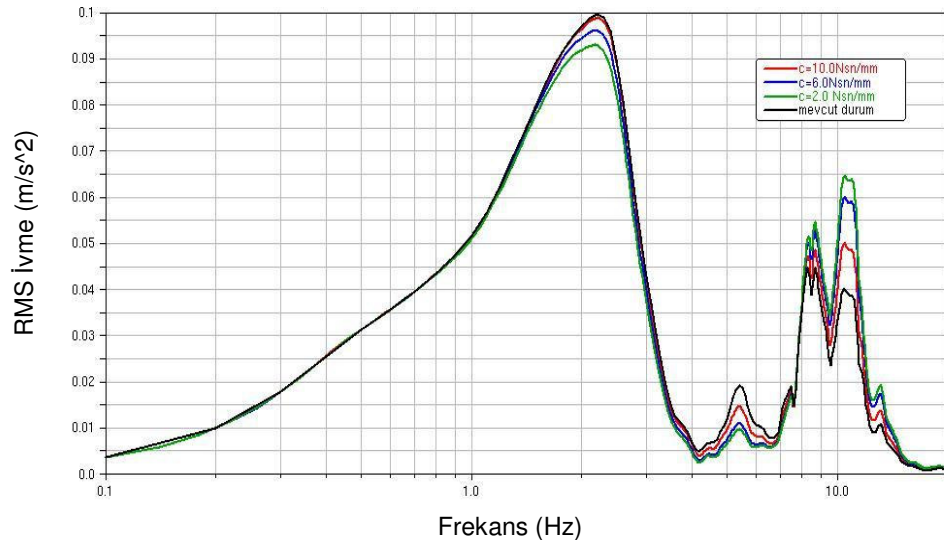
5.2.1. 6 Yaylı Süspansiyon Sistemi

Kabinin semer bölümüne yatay yönde hareketi engelleyici şekilde yerleştirilen bir çift damperin Askam Hi-Ex kabinine yerleştirilerek, kabin konforuna etkisi incelenmiştir.

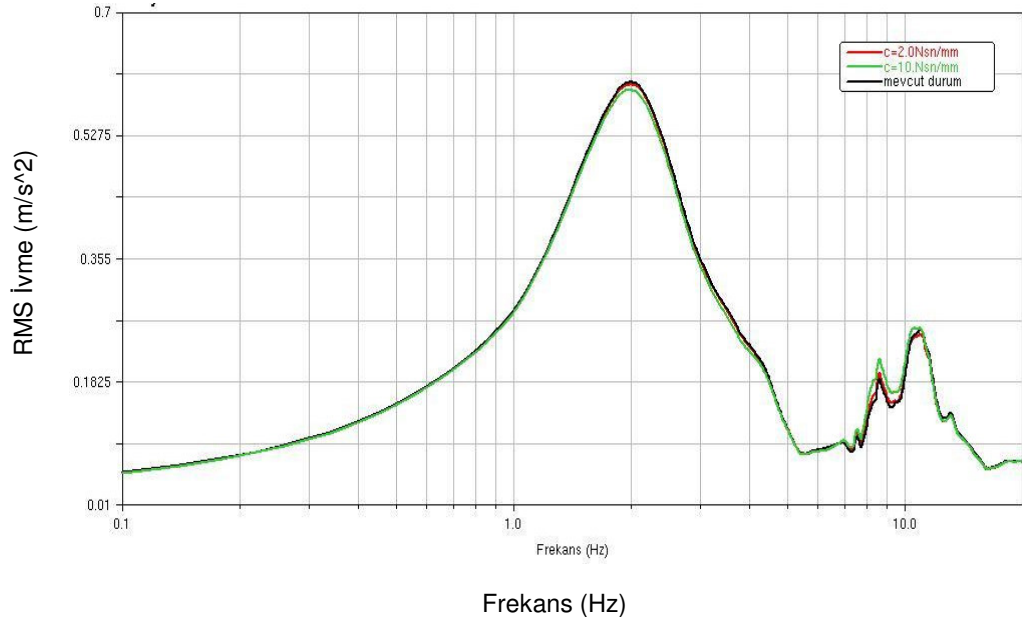


Şekil 5.8: Semere Yerleştirilen Damper Görünüşü

Yapılan analizlerde bu sistemin kabinin yanar ivmelerini azaltarak, yanar konfor değerini arttırdığı görülmüştür. Farklı damper katsayılarıyla yapılan analizlerde, Şekil 5.9 incelendiğinde, damper katsayısı artırıldıkça aracın 8-12 Hz aralığındaki yanar ivme değerlerinin azaldığı görülmüştür. Şekil 5.10 incelendiğinde, bu damperlerin düşey ivmelere, dolayısıyla düşey konfor değerine etkisi yok denecek kadar azdır.



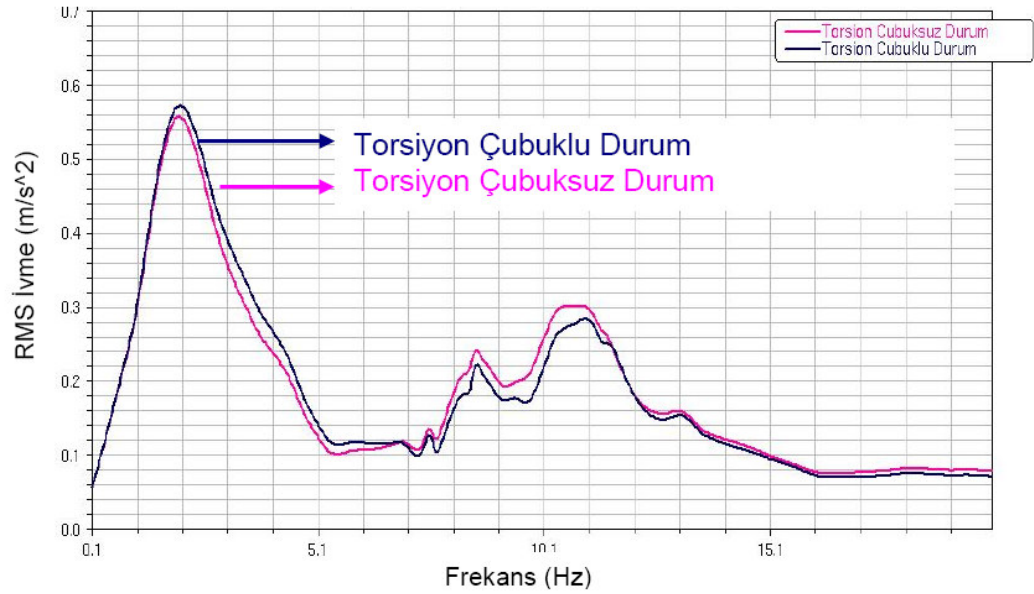
Şekil 5.9: 6 Yaylı Süspansiyon Sistemi Damper Değeri Değişimine Karşılık Koltuk Altı Yatay İvme Değeri Değişimi [BİAS ve Askam,2006]



Şekil 5.10: 6 Yaylı Süspansiyon Sistemi Damper Değeri Değişimine Karşılık Koltuk Altı Düşey İvme Değeri Değişimi [BİAS ve Askam,2006]

5.2.2. Burulma Çubuklu Makas Mekanizmalı Süspansiyon Sistemi

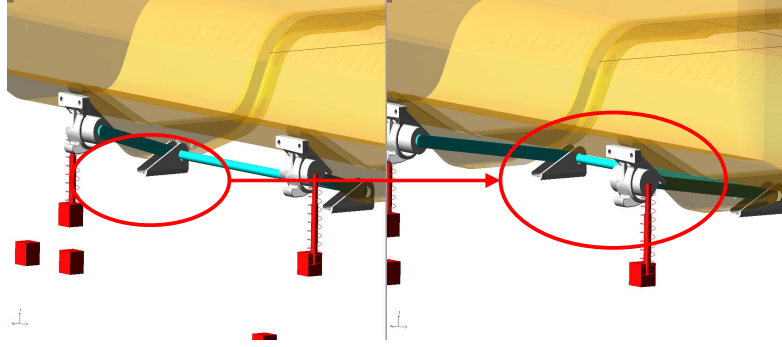
Piyasada Ford-Cargo kabininde bulunan burulma çubuklu makas mekanizmalı süspansiyon sistemi Askam Hi-Ex kamyon kabini üzerinde denenmiştir ve bu sistemin kabin konforuna etkileri incelenmiştir.



Şekil 5.11: Torsiyon Çubuğunun Koltuk Altı Düşey İvmeye Etkisi
[BİAS ve Askam,2006]

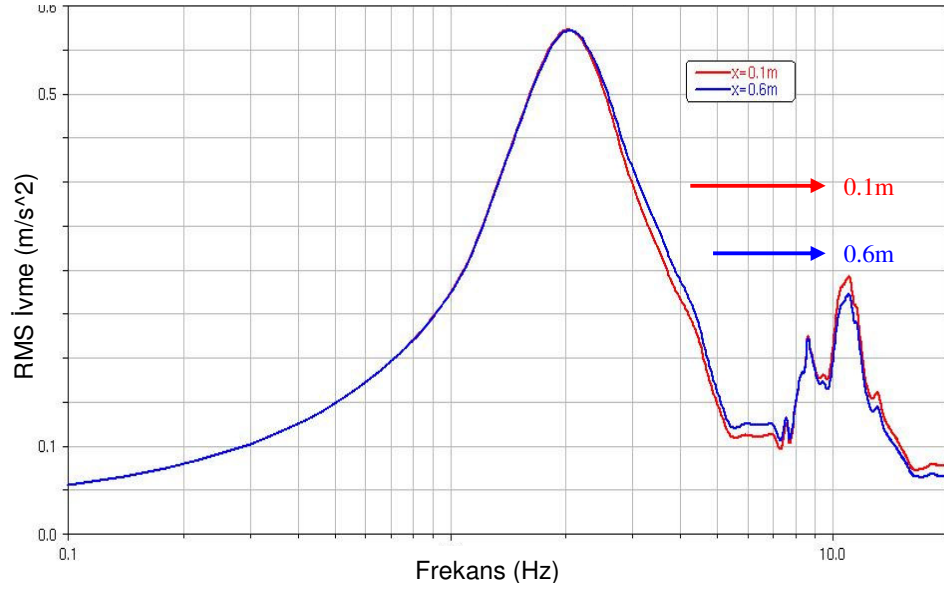
Şekil 5.11’de görüleceği üzere, torsiyon çubuğunun düşey ivmelere etkisi yok denecek kadar azdır, fakat bu çubuğun amacı araç viraj alırken kabinin yatmasını engellemektir.

Yapılan çalışmada, burulma çubuklu makas mekanizmasında şasi bağlantı mesafesinin koltuk altı düşey ivmesine etkisi Şekil 5.12’de incelenmiştir.



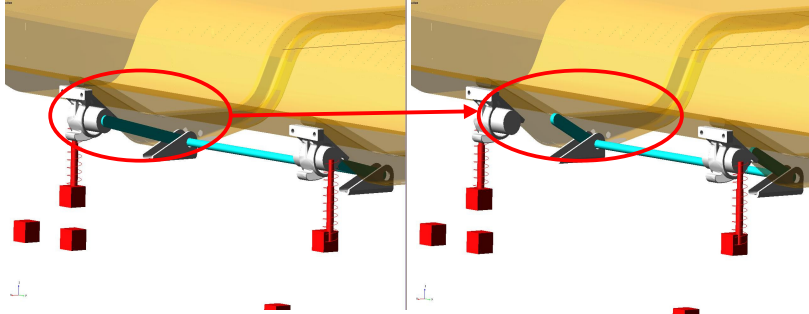
Şekil 5.12: Makas Mekanizmasını Şasi Bağlantı Mesafesi Değişimi

Yapılan analizlerde, bu mesafe 0.1 metre-0.6 metre arasında değiştirilmiştir ve Şekil 5.13’de elde edilen sonuçlardan, bu mesafe değişiminin kabine ait düşey ivmelere dolayısıyla kabin konforuna etkisinin çok küçük olduğu gözlemlenmiştir.



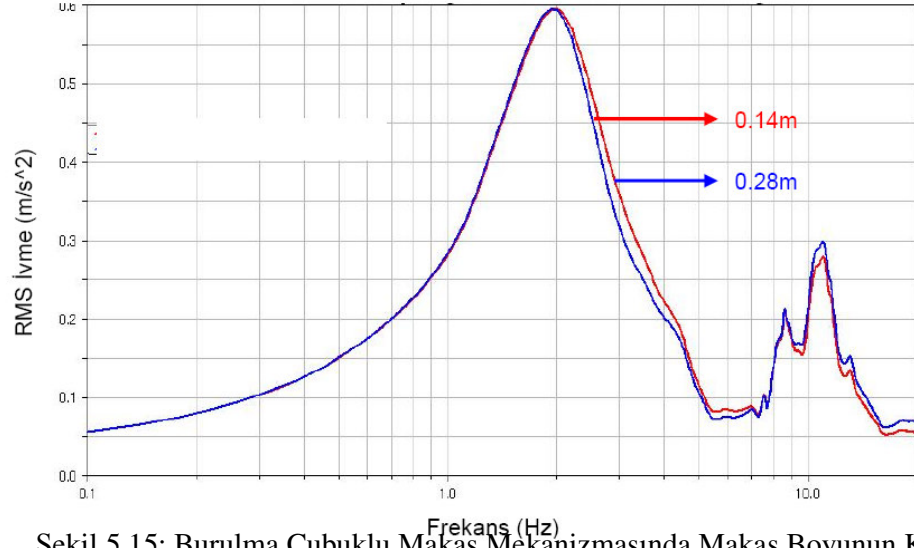
Şekil 5.13: Burulma Çubuklu Makas Mekanizmasında Şasi Bağlantısı Mesafesinin Koltuk Altı Düşey İvmesine Etkisi [BİAS ve Askam,2006]

Yapılan çalışmanın bu bölümünde, burulma çubuklu makas mekanizmasında makas boyunun koltuk altı düşey ivmesine etkisi Şekil 9.14’de incelenmiştir.



Şekil 5.14: Makas Mekanizmasında Makas Kol Boyu Değişimi

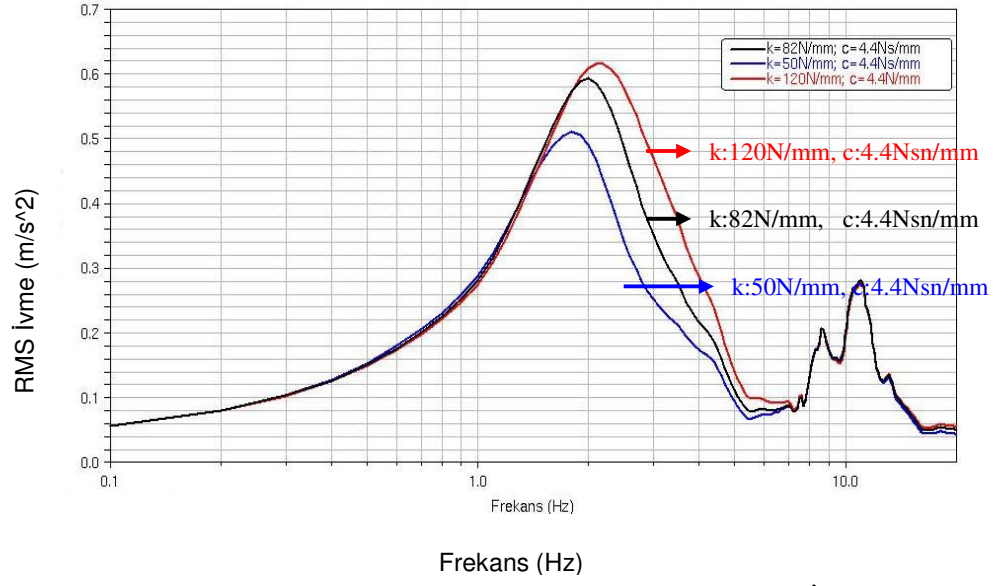
Yapılan analizlerde, bu makas kol boyu uzunluğu 0.14 metre - 0.28 metre arasında değiştirilmiştir ve Şekil 5.15’de elde edilen sonuçlardan, bu mesafe değişiminin kabine ait düşey ivmelere dolayısıyla kabin konforuna etkisinin çok küçük olduğu gözlemlenmiştir.



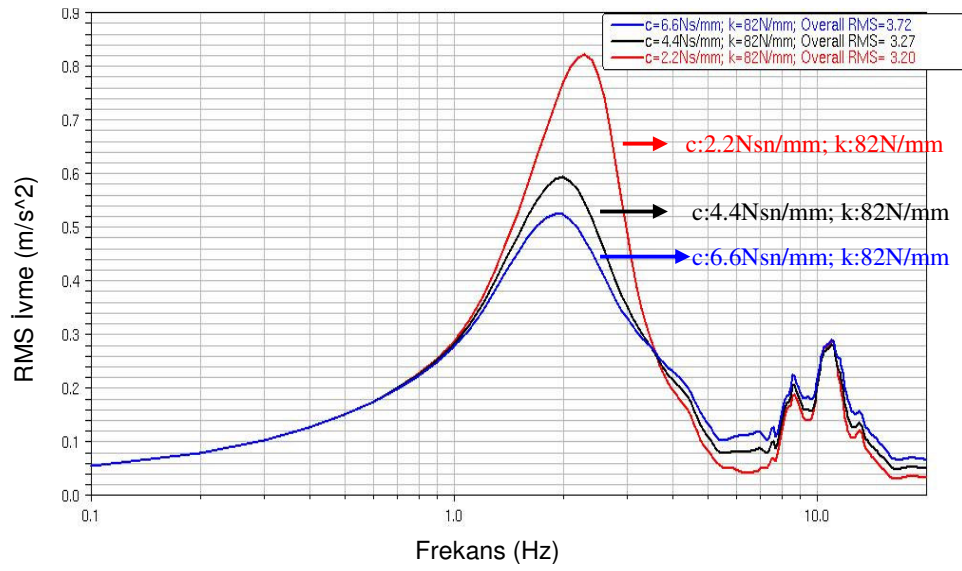
Şekil 5.15: Burulma Çubuklu Makas Mekanizmasında Makas Boyunun Koltuk Altı Düşey İvmesine Etkisi [BİAS ve Askam,2006]

5.3. Dört Noktadan Süspansiyon Sistemi Katılık ve Sönüm Değerleri İyileştirilmesi

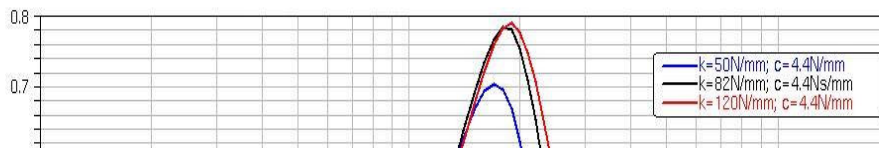
Bu çalışmada, yapılan analizlerle öncelikle süspansiyona ait katılık katsayısının koltuk altı ivmesine etkisi Şekil 5.16'da ve sönüm katsayısının koltuk altı ivmesine etkisi Şekil 5.17'de incelenmiştir. Testleri yapılan Askam ilk örneğinde süspansiyona ait katılık değeri 82 N/mm ve sönüm değeri 4.4 Nsn/mm şeklinde belirlenmiştir. Daha sonra katılık ve sönüm katsayısı değerlerinin koltuk üstü düşey ivmelere etkisi sırasıyla Şekil 5.18, ve Şekil 5.19 incelenmiştir.

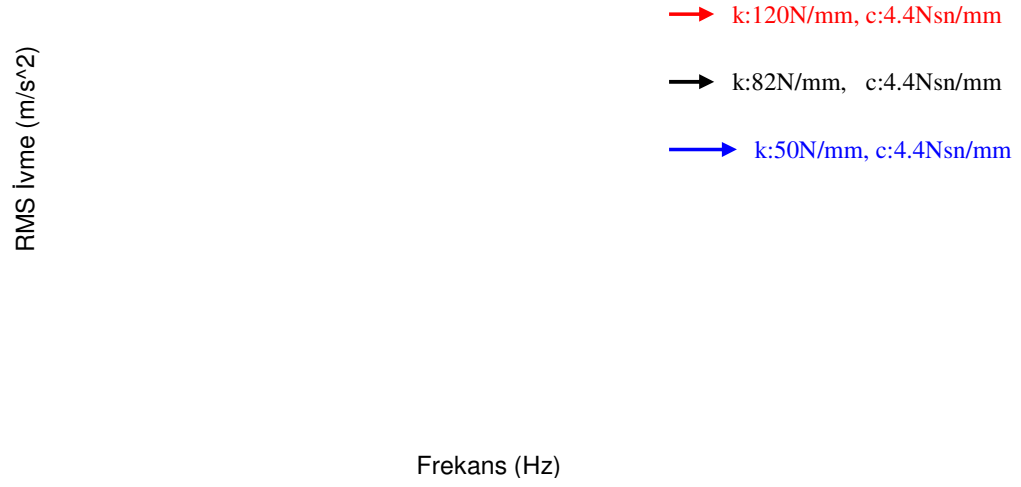


Şekil 5.16: Süspansiyon Katılık Değerinin Koltuk Altı Düşey İvmeye Etkisi
[BİAS ve Askam,2006]

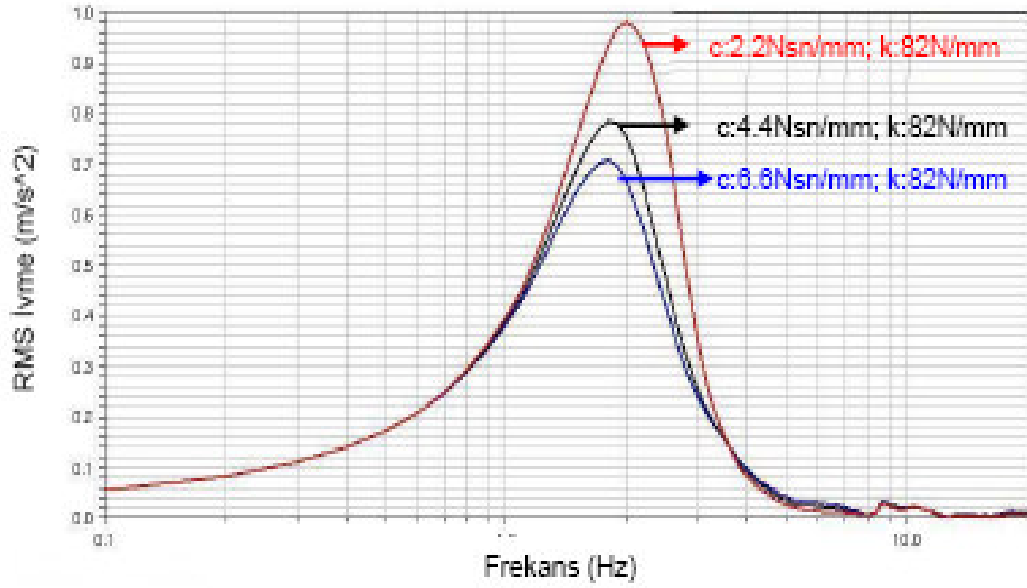


Şekil 5.17: Süspansiyon Sönüm Değerinin Koltuk Altı Düşey İvmeye Etkisi
[BİAS ve Askam,2006]





Şekil 5.18: Süspansiyon Katılık Değerinin Koltuk Üstü Düşey İvmeye Etkisi
[BİAS ve Askam,2006]

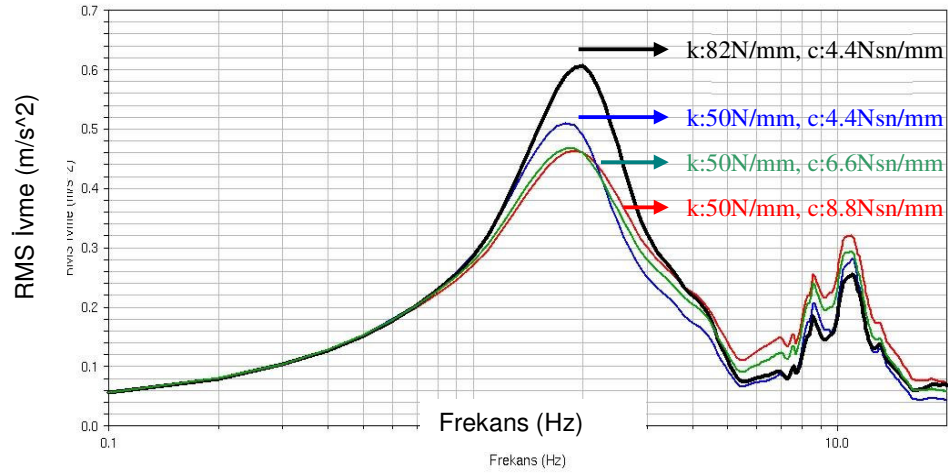


Şekil 5.19: Süspansiyon Sönüm Değerinin Koltuk Üstü Düşey İvmeye Etkisi

Analizler sonucunda aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır.

1. Süspansiyon sönümü sabit katılık %40 azaltılırsa, koltuk altı ivmesi %14 azalır.
2. Süspansiyon sönümü sabit katılık %40 azaltılırsa, koltuk üstü ivmesi %10 azalır.
3. Süspansiyon katılığı sabit sönüm %50 arttırılırsa, koltuk altı ivmesi %13 azalır.
4. Süspansiyon katılığı sabit sönüm %50 arttırılırsa, koltuk üstü ivmesi %10 azalır.
5. Süspansiyon katılığı % 40 azaltılır, sönüm %50 arttırılırsa, koltuk altı ivmesi %25 azalır.

Çalışmalar sonucunda yay katsayısının azaltılıp, sönüm katsayısının arttırıldığı durumda koltuk altı ivmelerinin diğer seçeneklere kıyasla daha fazla düştüğü Şekil 5.20'de gözlemlenmiştir.

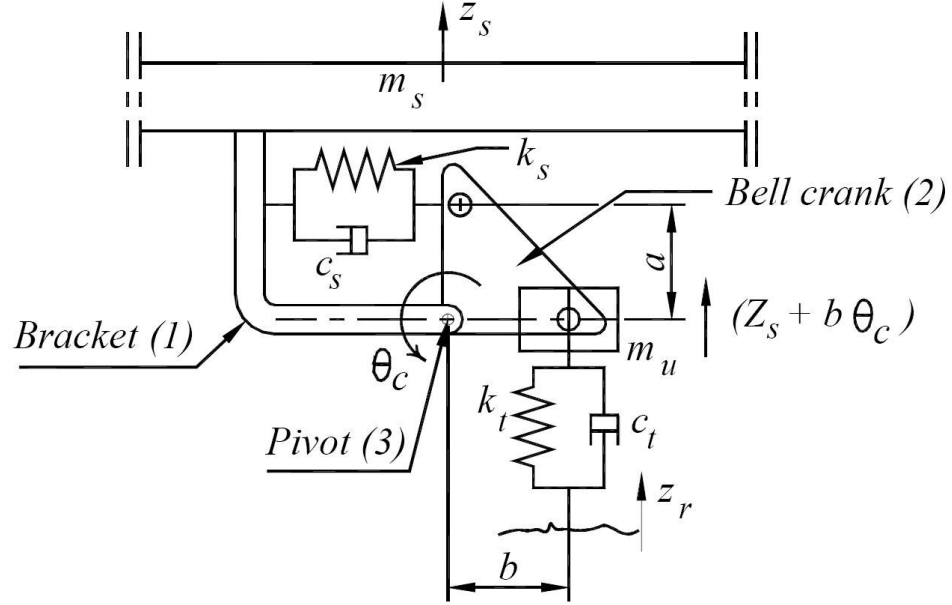


Şekil 5.20: Süspansiyon Katılık ve Sönüm Değerinin Beraber Koltuk Altı Düşey İvmeye Etkisi [BİAS ve Askam,2006]

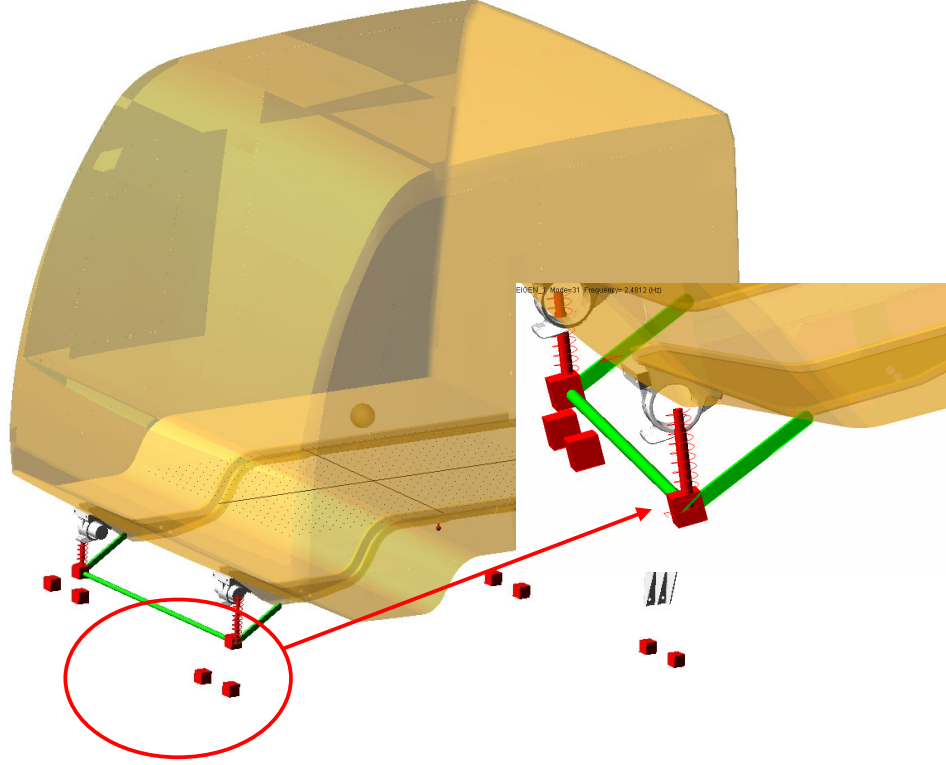
Tandem Mekanizması; süspansiyon katılık ve sönüm katsayılarını değiştirerek yapılan iyileştirmelerde kabin konforu belirli bir noktaya kadar iyileşme

sağlanmıştır. Bu noktadan sonra kabin konforunu daha iyileştirmek için, dört noktadan süspansiyon sisteminde mekanizma değişikliğine gidilmelidir. Bu amaçla, Askam Hi-Ex kabini için uygun tandem mekanizması incelenmiştir.

Kısaca, bu tandem mekanizmanın amacı düşey ivmeleri belirli bir oranda yataya taşıyarak titreşim enerjisini iki eksene birden dağıtmaktır. Şekil 5.21’de çizimi olan mekanizma, şu anda Mercedes Axor kabinlerinde kullanılmaktadır. Şekil 5.

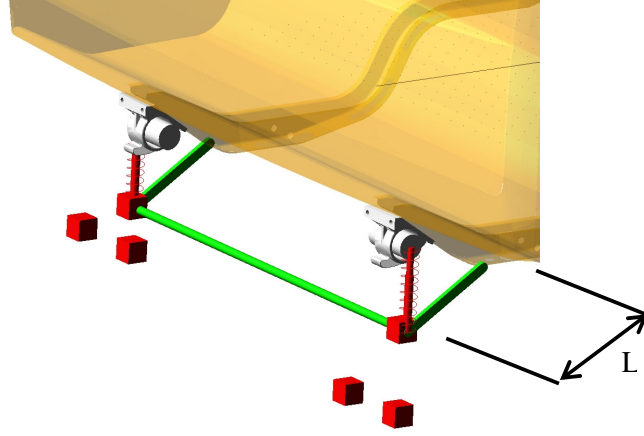


Şekil 5.21: Tandem Mekanizmasının Kavramsal Çizimi [Mokhtar et. al, 2000]

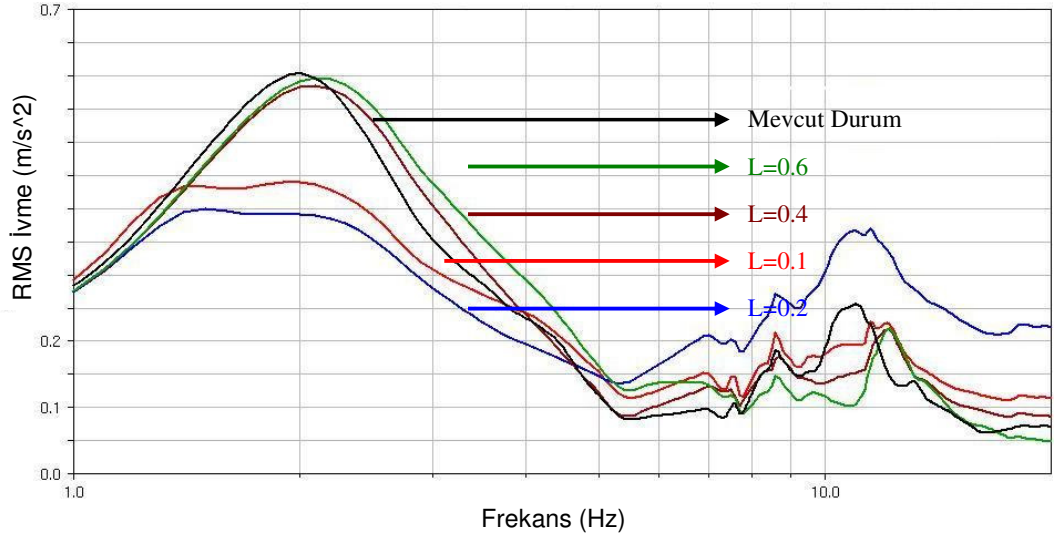


Şekil 5.22: MSC.ADAMS Modelinde Kurulan Tandem Mekanizması

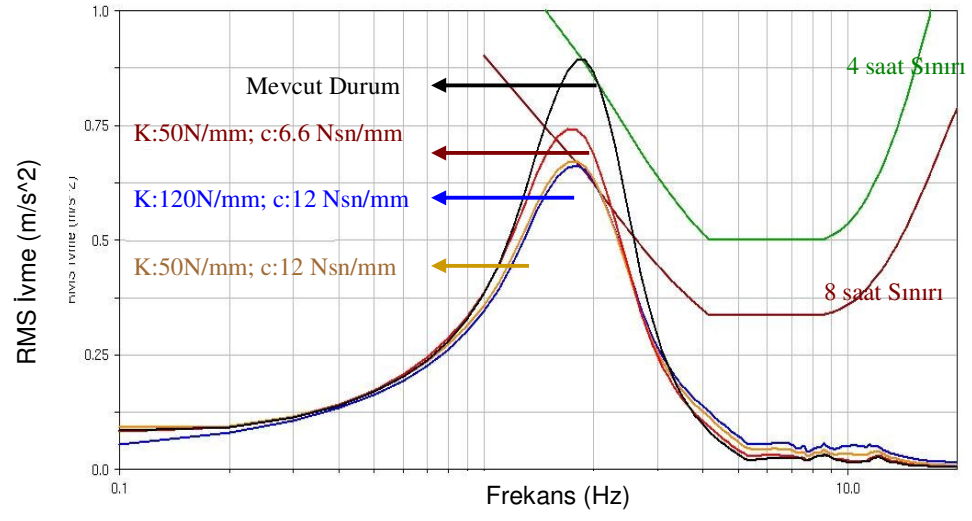
Askam kabini için uygulanan tandem mekanizmasında, Şekil 5.23’de gösterilen, düşey ivmelerin yatay ivmelere oranını belirleyen kol boyu çalışması yapılmıştır. Bu çalışma sonucunda ideal kol boyu Şekil 5.24’te görüleceği gibi 0.2 m bulunmuştur.



Şekil 5.23: Tandem Mekanizmasındaki Tasarım Değişkeni



Şekil 5.24: Koltuk Altı Düşey İvme Değeri İçin Tandem Mekanizması İdeal Kol Boyu Çalışması [BİAS ve Askam,2006]



Şekil 5.25: Tandem Mekanizmalı Kabinde En Kritik Titreşim Durumu İçin Koltuk Üstü Düşey İvme Değerleri [BİAS ve Askam,2006]

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Proje kapsamında yapılan tasarım çalışmalarının sonucu somut sonuçlara ulaşılmıştır. Kol boyu 0.2m olan tandem mekanizmasının kabin konforunu arttırdığı görülmüştür. Araç viraj alırken, denge kolu veya burulma çubuğu kabin gibi güvenliğini arttırıcı bir sistem kurulmalıdır. Süspansiyon katılık ve sönüm katsayılar değiştirildikçe daha iyi bir kabin konforu elde etmek mümkündür. Fakat tek bir çözüm kümesine ulaşamamıştır. Yani farklı katılık ve sönüm katsayılarıyla aynı kabin konforunu elde etmek mümkündür. Bu yüzden bu katsayıların seçiminde üretilebilirlik kriteri ortaya çıkmaktadır. Ayrıca, dikkat edilmesi gereken başka bir hususunda, yay katsayısını azalttıkça; koltuk yer değiştirmeleri artacaktır. Yayların yer değiştirmeleri artmakta, dolayısıyla kilitleme olasılığı artmaktadır. Damper katsayısı arttıkça yüksek frekansında ki şok kuvvetleri artmaktadır. Yapılan süspansiyon tasarım çalışmalarında, tandem mekanizmasına ilaveten, en uygun süspansiyon katılık ve sönüm değerlerinden biri olan 50N/mm katılık ve 12Ns/mm sönüm seçildiğinde ivme değerlerinin %30 oranında düştüğü görülmüştür. Aynı zamanda bu belirlenen değerler, en kritik durumda ISO2631 4 saat sınırında olan ivme değerlerini, ISO 2631 8 saat sınırına çekmiştir.

Bu pasif süspansiyon mekanizmaları tasarlanırken mümkün mertebe pratikte kolay uygulanabilecek mekanizmalar olması yönünde çalışıldı, ancak çarpma testleri gibi güvenlik standartları ve paketleme (konstrüksiyon) problemlerini aşmak için gerçekte uygulanırken mekanizmaların parametrelerinin veya yapısının bir parça değiştirilmesi gerekebilir ki bu da performans değişikliğini beraberinde getirecektir.

Yapılacak yeni süspansiyon sisteminin ve kullanılacak süspansiyon elemanlarının varılan sonuçları dikkate alınarak tasarlanması önerilmektedir.

İleri ki çalışmalarda vibrasyona bağlı olarak yorulma ile ilgili daha geniş kapsamlı deneysel çalışma yapılabilir. Bu şekilde yorulma sonucu kullanım dışı kalan parçaların ömrü uzatılabilir. Bunun yanı sıra insan konforuna bağlı olarak sağlık ve sürüş emniyeti açısından geliştirilip uluslararası emniyet ve sağlık komisyonlarına sunulabilir.

KAYNAKLAR

- [1] “Human Vibration”, Bruel & Kjaer Company Lecture Notes,1984
- [2] M. O. A. Mokhtar, I. M. Ibrahim ve A. M. El-Butch, “New Suspension Design for Heavy Duty Trucks: Dynamic Considerations”, SAE TECHNICAL PAPER SERIES, 2000-01-3447
- [3] “ADAMS Manuals”, MSC. Software Corporation, 2004
- [4] Mohamed Bouazara, Marc J. Richard, “An optimization method designed to improve 3-D vehicle comfort and road holding capability through the use of active and semi-active suspensions”, Eur. J. Mech. A/Solids 20(2001) 509-520
- [5] INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION 1997 ISO 2631-1 (E). Mechanical vibration and shock Evaluation of human exposure to whole-body vibration. Part 1: General requirements. 3. M. J. GRIFFIN 1998 Journal of Sound and vibration 215, 883}914. A comparison of standardized
- [6] EVALUATION OF WHOLE-BODY VIBRATION IN VEHICLES G. S. PADDAN_ AND M. J. GRIFFIN Human Factors Research ;nit, Institute of Sound and vibration Research, university of Southampton, Highfield, Southampton, SO17 1BJ, Hampshire, England. E-mail: mjg@isvr.soton.ac.uk
- [7] BİAS ve Askam Hi-Ex Kabin Konforu İyileştirme Proje Sunumu. Askam Eylül.2006
- [8] Official Journal of the European Communities DIRECTIVE 2002/44/EC OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 25 June 2002 on the minimum health and safety requirements regarding the exposure of workers to the risks arising from physical agents (vibration) (sixteenth individual Directive within the meaning of Article 16(1) of Directive 89/391/EEC)

[9] Department of Transport and Regional Services Australian Transport Safety Bureau Heavy Vehicle Seat Vibration and Driver Fatigue Nick Mabbott, Gary Foster and Barbara McPhee ARRB Transport Research Ltd-july 2001

[10] İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ Pasif ve Yarı-Aktif Kamyon Kabini Süspansiyon Sistemleri Tasarımı ve Optimizasyonu Anabilim Dalı: Mekatronik Mühendisliği Programı Mekatronik Mühendisliği Mak. Müh. Çağatay ÇAKIR MAYIS 2006

[11] İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ – OTAM Laboratuvarları Süspansiyon Elemanları Malzeme Testi sonuçları – ASKAM Eylül 2006

[12] MAHRENHOLTZ + PARTNER Ingenieuresellschaft was founded in Hannover by the then director of the Institute of Technical Mechanics at Hannover University, Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. mult. O. Mahrenholtz and his collaborators Dr.-Ing. B. Grabowski and Dr.-Ing. W. Klie.-Vibration control 25.Marc.2003

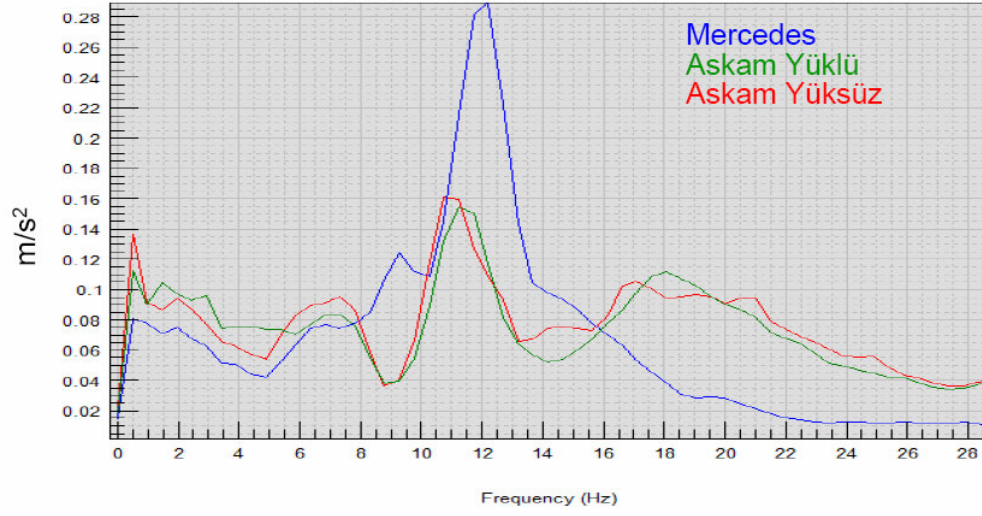
[13] Compression and shear tests of anisotropic high damping rubber bearings S.L. Burtscher , A. Dorfmann Institute of Structural Concrete, Karlsplatz 13/212, 1040 Vienna, Austria Institute of Structural Engineering, Peter Jordan Strasse 82, 1190 Vienna, Austria Received 12 March 2004; recieved in revised form 30 July 2004; accepted 30 July 2004

[14] Journal of Terramechanics 37 (2000) 191-205 Design and evaluation of a low-power mobile shaker for vibration tests on heavy wheeled vehicles J. Anthonis, P. Kennes, H. Ramon Department of Agricultural Engineering, Faculty of Agriculture and Applied Biological Sciences, Catholic University of Leuven, Kardinaal Mercierlaan 92, B-3001 Heverlee, Belgium

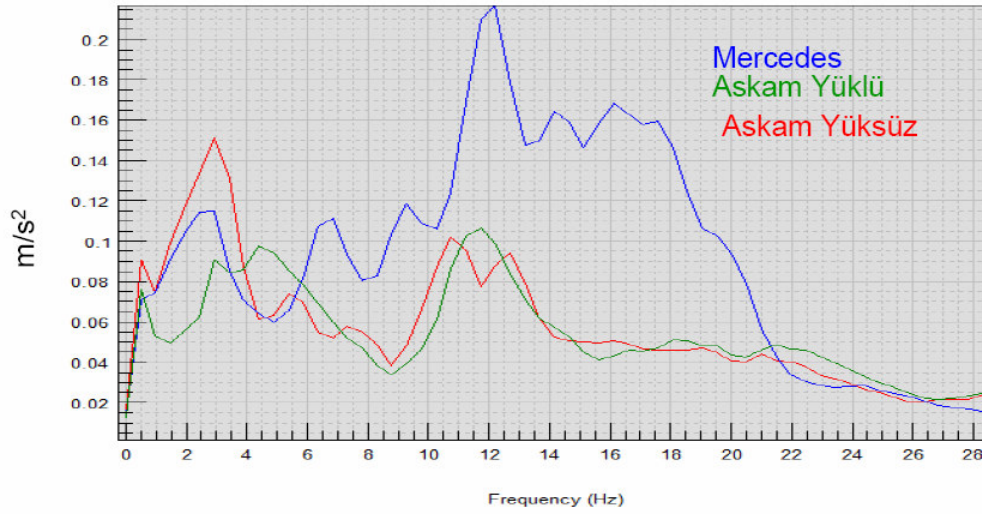
[15] Dr.-Ing. Peter Causemann, ZF Sachs AG, Leiter Produktentwicklung Fahrwerk, Schweinfurt. ZF SACHS Automotive Shock Absorbers Features, designs, applications, 1999

EKLER

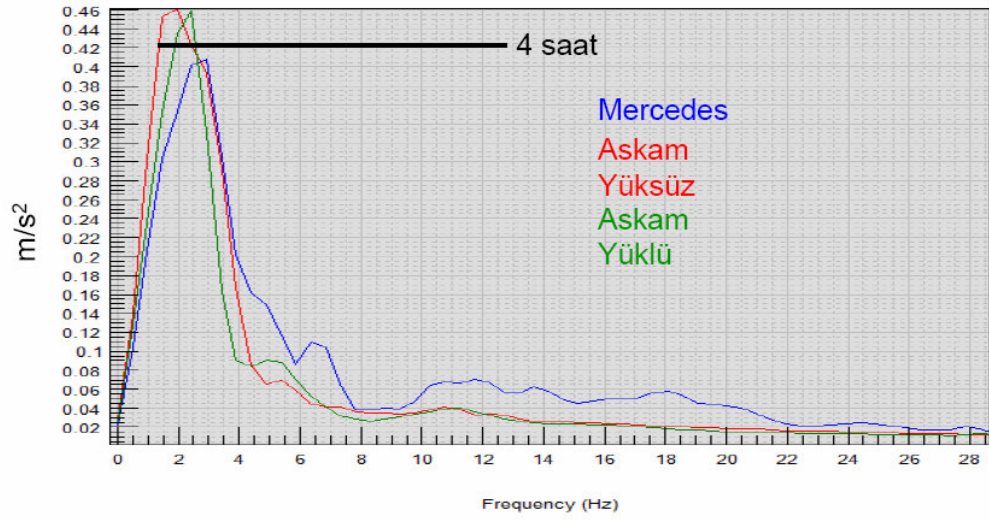
Koltuk Üstü & Altı Konfor Test Sonuçları



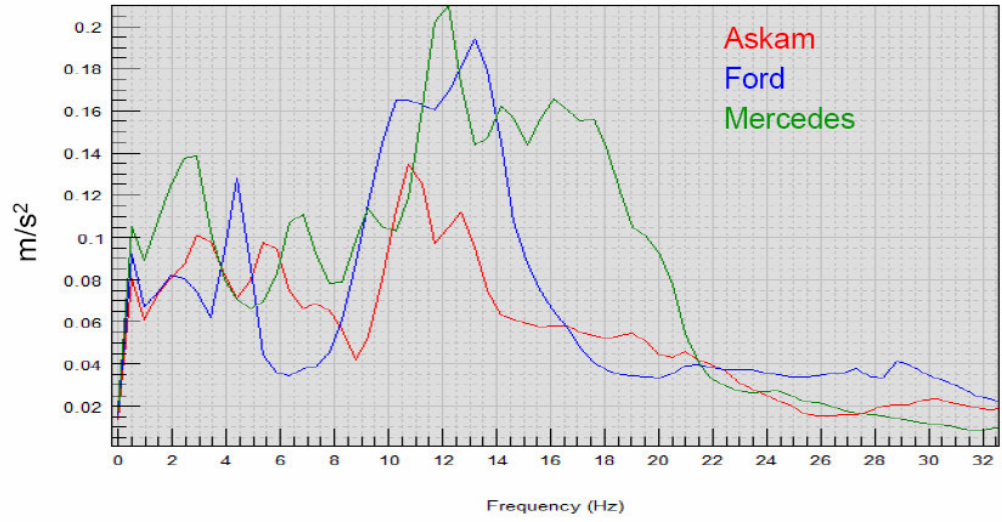
Şekil 1: Koltuk Üstü X Eksenini Karşılaştırılması



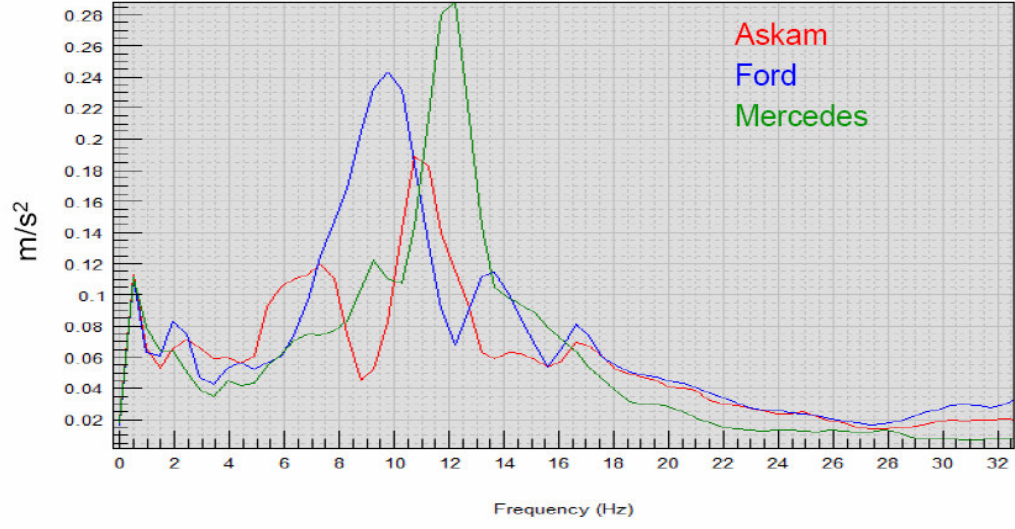
Şekil 2: Koltuk Üstü Y Eksenini Karşılaştırılması



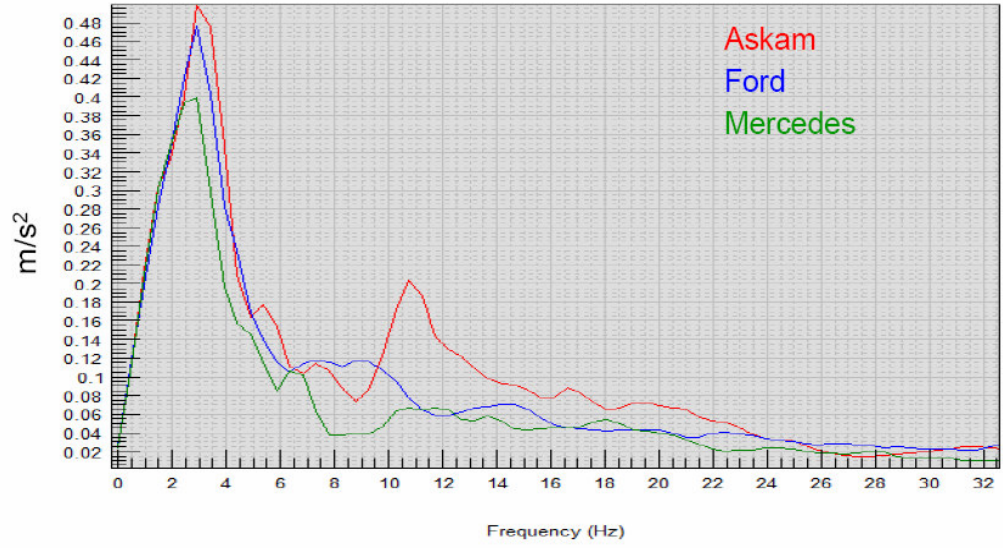
Şekil 3: Koltuk Üstü Z Eksenini Karşılaştırılması



Şekil 4: Koltuk Altı X Eksenini Karşılaştırılması



Şekil 5: Koltuk Altı Y Ekseni Karşılaştırılması



Şekil 6: Koltuk Altı Z Ekseni Karşılaştırılması

ÖZGEÇMİŞ

Serhat TÜRKER 1976 yılında İstanbul`da doğdu. İlkokulu Osman Gazi İlköğretim okulu`nda tamamladı. Ortaöğretimini Ahmet Şimşek Koleji`nde tamamladıktan sonra 1995 yılında Kocaeli Üniversitesi (KOÜ) Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünde yüksek öğrenim hayatına başladı. 2000 yılında makina mühendisi ünvanı ile üniversiteden mezun oldu. 2000 senesinden bugüne dek Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü, Mühendislik Fakültesi, Tasarım ve İmalat Mühendisliği programında yüksek lisans öğrenimine devam etmektedir.

