

Araç Sürüş Konforunun Artırılması için Pasif Titreşim Sönümleyicilerinin Geliştirilmesi ve Test Edilmesi

PROJE NO: 110M648

PROJE YÜRÜTÜCÜSÜ : Doç. Dr. Ender Ciğeroğlu
ARAŞTIRMACILAR : Y. Doç. Dr. Gökhan O. Özgen
: Y. Doç. Dr. S. Çağlar Başlamışlı
BURSİYERLER : Hamed Samandari
: Reza Aghazadeh
YÜKSEK LİSANS ÖĞRENCİLERİ : Göksu Aydan
: Selçuk Kayabaşı

ARALIK 2013

ANKARA

Önsöz

Bu çalışma kapsamında araç sürüş konforunun artırılması için pasif titreşim sönümleyicilerinin geliştirilmesi ve bunların test edilmesi konusunda çalışmalar yapılmıştır.

Öncelikle aracın matematiksel modeli için çeyrek araç modeli kullanılmış ve pasif titreşim sönümleyicilerinin istenildiği gibi uygulanabilmesi için parçalı süspansiyon modeli geliştirilmiştir. Sayısal benzetimlerle araç sürüş konforunun iyileştirilmesi için gerekli tasarım ve bunun parametreleri belirlenmiştir. Matematiksel model ile elde edilen sonuçların doğrulanabilmesi için gerekli olan deney düzeneği tasarlanmış ve proje çalışması sonucunda belirlenen sistemler burada test edilerek teorik ve deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Bu proje kapsamında yapılan çalışmalar TÜBİTAK tarafından desteklenmiştir.

ÖZET

Bu çalışmada, doğrusal ve dönel ayarlanabilir titreşim emicilerinin (ATE) ve kaldıraç tipli titreşim izolatörler (KTİ) araç sürüş konforuna etkileri çeyrek araba modeli üzerinde incelenmiştir. ATE'ler, özellikle kendi doğal frekanslarında, sistemin enerjisini kendi üzerine alarak titreşimleri azaltmaktadırlar. Doğrusal ATE'lerin süspansiyon sistemlerine uygulanması kolay olmasına rağmen döner ATE'ler atalet etkilerinin daha fazla olması sebebiyle daha iyi performans göstermektedirler. Elde edilen sonuçlar ATE'lerin tekerlek sıçrama frekansı civarındaki dar bir frekans aralığında sürüş konforunu arttırdığını göstermektedir. ATE'lere ek olarak değişik kütlelere sahip çeşitli KTİ konfigürasyonları incelenmiş ve KTİ'lerin hem araç sıçrama hem de tekerlek sıçrama frekanslarında titreşim genliklerini önemli oranda azalttığı görülmüştür. Ancak bu çalışma sırasında ATE ve KTİ'leri kullanabilmek için önerilen parçalı süspansiyon sistemi araç sürüş konforunu çok önemli bir oranda arttırmıştır. Parçalı süspansiyon sisteminin sürüş konforuna olan olumlu etkilerinin yanında ATE'ler neredeyse etkisiz kalmıştır. KTİ'ler ise parçalı süspansiyon sisteminin gerçekleştirdiği iyileştirmeyi belli frekans bölgelerinde biraz daha arttırdığı gözlemlenmiştir. Dolayısıyla ayarlanmış parçalı süspansiyon sistemi araç sürüş konforunun artırılması konusunda çok önemli alternatif olarak karşımıza çıkmıştır.

Teorik olarak gerçekleştirilen bu çalışmalarının gerçek durumdaki etkilerini gözlemleyebilmek için proje çalışması kapsamında ölçeklendirilmiş bir çeyrek araç test düzeneği tasarlanmıştır. Tasarlanan bu test düzeneği üzerinde teorik çalışmalar neticesinde araç sürüş konforunu arttırdığı belirlenen konfigürasyonlar test edilmiş ve testler sonucunda sürüş konforunda teorik modeller ile elde edilen sonuçlara benzer iyileşmelerin elde edildiği gözlemlenmiştir.

ABSTRACT

In this study, the effects of utilization linear and rotational tuned vibration absorbers (TVA) and lever type vibration isolators (LVI) on vehicle ride comfort are investigated a quarter car model. TVAs decrease the vibrations of the system they are mounted on by absorbing energy of the system especially vibrating frequency equal to the natural frequency of TVA. Even though application of linear TVAs on vehicle suspension is easier, rotational TVAs have better performance due to their increased inertia effect. The results obtained show that TVAs improve ride comfort only at a narrow frequency band around the wheel hop frequency. In addition to TVAs, LVIs with different masses and configurations are as well studied and it is observed that LVIs decrease vibration amplitudes both at the wheel hop and body bounce frequencies. On the other hand, it discovered that the divided suspension system proposed in this study in order to use TVAs and LVIs improved ride comfort significantly, even though TVAs and LVIs are not present. As a result of this significant improvement in ride comfort, the effect of TVAs is observed to be negligible. However, addition of LVIs onto the divided suspension system increase the improvement in ride comfort at certain frequencies, slightly. Therefore, divided suspension system turns out to be an important alternative in increasing vehicle ride comfort.

In order to observe the effects these theoretical models, a scaled quarter car experimental setup is as well designed. Theoretical configurations that result in improvement in vehicle ride comfort is tested utilizing this experimental setup where similar improvements as in the case of mathematical models are observed.

İÇİNDEKİLER

ÖZET	ii
ABSTRACT	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
1. BÖLÜM 1.....	15
1 LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	15
1.1 Giriş.....	15
1.2 Pasif Süspansiyon Sisteminin Optimizasyonundaki Geleneksel Sınırlamalar	16
1.3 Çeyrek Araç Modeli	16
1.4 Ayarlanabilir Titreşim Emiciler Ve Kaldıraç Tipli Titreşim İzolatörleri	17
1.5 Literatür Taraması	18
1.6 Araştırmanın Kapsamı.....	21
2. BÖLÜM 2.....	22
2 TEKLİ DOĞRUSAL VE DÖNEL AYARLANABİLİR KÜTLE SÖNÜMLEYİCİSİ UYGULAMASI.....	22
2.1 Giriş.....	22
2.2 Tekli Doğrusal ATE İle Modelleme	22
2.3 Tekli Dönel ATE İle Modelleme	24
2.4 Optimizasyon Problemi	25
2.5 Sonuçlar	28
2.6 Sonuçların Iso2631 Standartlarına Göre Değerlendirilmesi	30
3. BÖLÜM 3.....	32
3 KALDIRAÇ TİPİ TİTREŞİM İZOLATÖRÜ UYGULAMASI.....	32
3.1 Giriş.....	32
3.2 Modelleme.....	32

3.3	Optimizasyon Problemi	39
3.4	Sonuçlar	40
4.	BÖLÜM 4.....	44
4	PARÇALI SÜSPANSİYONUN YAYLARININ AYARLANMASI	44
4.1	Giriş	44
4.2	Modelleme	44
4.3	Optimizasyon Problemi	47
4.4	ISO 2631'e Göre Sonuçlar	48
4.5	Parçalı süspansiyon Sistemi Üzerinde KTİ Yapısı Kullanılarak Daha Fazla İyileştirme Sağlanması	52
4.6	Sonuçlar	54
5	BÖLÜM 5.....	56
5	SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN GERÇEK YOL GİRDİSİNE CEVABI	56
5.1	Giriş	56
5.2	Yol Girdisinin Özellikleri.....	57
5.3	Araç Parametrelerinin Belirsizliği.....	67
5.4	Sonuçların Değerlendirilmesi	68
6	BÖLÜM 6.....	69
6	ÇEYREK ARAÇ TEST DÜZENİĞİNİN TASARIMI.....	69
6.1	Giriş	69
6.2	Literatür Taraması	70
6.3	Kavramsal Tasarım	80
6.4	Genel Kavramsal Tasarım.....	83
7	BÖLÜM 7.....	135
7	DENEYLER VE SONUÇLARI	135
7.1	Giriş	135
7.2	Sönümleyiciler	135
7.3	Deneyleler	137
7.4	Sonuçlar	142

7.5	Analitik Sonuçlarla Deney Sonuçları Arasındaki Farklılıkların Değerlendirilmesi	155
8	BÖLÜM 8.....	159
8	DEĞERLENDİRMELER.....	159
8.1	Sonuçların Değerlendirilmesi	159
8.2	İncelenen Süspansiyon Sisteminin Gerçek Araca Uygulanması Üzerine	160
8.3	Gelecek Çalışmalar	164
9	KAYNAKLAR.....	166

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1. Çeyrek Araç Modeli	17
Şekil 2. Yapı Üzerinde ATE Modeli	18
Şekil 3. Kaldıraç Tipli Titreşim Emici (Ivovich ve Savovich, 2001)	19
Şekil 4. Yaylanmayan Kütleyle Doğrusal ATE Eklenmiş Çeyrek Araba Modeli	23
Şekil 5. Yaylanmayan Kütleyle NATE Eklenmiş Çeyrek Araba Modeli	24
Şekil 6. Örnek Alan Bölünmesi.....	27
Şekil 7. DATE ve NATE Yapılarının Yaylanan Kütle İvmesi Üzerindeki Etkisi	29
Şekil 8. DATE ve NATE Yapılarının Sağladıkları İyileştirmelerin Karşılaştırılması	29
Şekil 9. Tekli DATE ve NATE'ye Sahip Taşıtların Standart Çeyrek Araba Modeli İle Tepkilerinin ISO 2631 Eğrileri Üzerinden Karşılaştırılması	30
Şekil 10. Kaldıraç Tipi Titreşim İzolatörü: Tip-1	33
Şekil 11. Kaldıraç Tipi Titreşim İzolatörü: Tip-2.....	33
Şekil 12. KTİ Konfigürasyon 1	35
Şekil 13. KTİ Konfigürasyon 2	36
Şekil 14. KTİ Konfigürasyon 3	38
Şekil 15. KTİ Konfigürasyon 4	39
Şekil 16. Birinci katsayı seti kullanarak optimize edilmiş KTİ konfigürasyonlarının performanslarının karşılaştırılması.....	41
Şekil 17. İkinci Katsayı Seti Kullanarak Optimize Edilmiş KTİ Konfigürasyonlarının Performanslarının Karşılaştırılması.....	42
Şekil 18. Birinci Ve İkinci Katsayı Seti Kullanarak Optimize Edilmiş KTİ Konfigürasyonlarının En İyilerinin Performanslarının Karşılaştırılması	42
Şekil 19. KTİ Konfigürasyon 1 ve Standart Çeyrek Araba Modellerinin Cevap Grafiğinin ISO 2631 İvme Sınır Grafikleri İle Karşılaştırılması.....	43
Şekil 20. Konfigürasyon 1 İçin Süspansiyon Sistemi.....	45
Şekil 21. Konfigürasyon 2 İçin Süspansiyon Sistemi.....	46
Şekil 22. Konfigürasyon 1 İçin Süspansiyon Direngeliklerinin Yaylanan Kütle İvmesi Üzerine Etkisi.	50
Şekil 23. Konfigürasyon 1 İçin Süspansiyon Sönümlerini Yaylanan Kütle İvmesi Üzerine Etkisi.	50

Şekil 24. ISO 2631'e Göre 8 Saatlik Sınırı Aşmayacak Şekilde Optimize Edilmiş Sistem (Konfigürasyon 1).....	51
Şekil 25. İki ve Üç Parçalı Optimize Edilmiş Süspansiyonların Yaylanan Kütle İvmesinin	52
Şekil 26. KTİ Konfigürasyon 3	53
Şekil 27. KTİ Yapısının Parçalı süspansiyon Sistemi Üzerinde Uygulanması; Yaylanan Kütle İvmesi Grafiği	55
Şekil 28. Yol Profili (Gillespie)	58
Şekil 29. Viagraph (Gillespie).....	58
Şekil 30. Otomobile Monte Edilmiş Pürüzlülüğü Ölçen Cihaz (Gillespie).....	59
Şekil 31. Dört Farklı Yol Profili (USA.gov)	59
Şekil 32. Yol Profilinin Güç Spektral Yoğunluğu.....	60
Şekil 33. Sinüzoidal Hız Girdisi İle Oluşan Yol Profilinin Güç Spektral Yoğunluğu	62
Şekil 34. Standart Arabanın Transfer Fonksiyonu.....	64
Şekil 35. Parçalı süspansiyon ve KTİ'li Parçalı süspansiyon Sisteminin Transfer Fonksiyonu	65
Şekil 36. İSO C Sınıfı Yol Profili için Asılı Kütlenin İvmesi	66
Şekil 37. Deneysel Yol Girdisi için Asılı Kütlenin İvmesi	66
Şekil 38. Sistem Parametrelerinin ± 10 Değişmesinin Sistemin Cevabına Etkileri.....	67
Şekil 39. Formula 1 Aracı İle Eyleyici-Tekerlek Eşleşmesi Yapılmış 7-Noktalı Test Düzeneği (Langdon, 2007).....	71
Şekil 40. Tam Ölçekli Çeyrek Araç Test Donanımı (Paré, 1998)	73
Şekil 41. MTS Mekatronik Geliştirme Ve Doğrulama Bankosu (Dan Barsness (MTS Systems), 2006).....	74
Şekil 42. ServoTest çeyrek araç test düzeneği (Langdon, 2007).....	75
Şekil 43. Çeyrek Araç Test Düzeneği, Cardiff University, UK (Watton vd., 2004).....	75
Şekil 44. Aktif Süspansiyon Sistemleri İle Çalışan Çeyrek Araç Test Düzeneği, Catholic University Of Leuven (Sol), University of Michigan (Sağ) (Chantranuwathana ve Peng, 2004).....	76
Şekil 45. Çeyrek Araç Test Düzeneği, Technical University of Malaysia (Hudha vd., 2008)....	76
Şekil 46. Allen'in Test Donanımı, Allen (ALLEN, 2008).....	77
Şekil 47. Çeyrek Araç Test Düzeneği, Technical University of Malaysia (Sol) Virginia Polytechnic Institute And State University (Sağ).(Annis, 2006; GHANI, 2006)	78
Şekil 48. SOBEN Küçük Ölçekli Çeyrek Araba Test Düzeneği (SOBEN, 2011)	79
Şekil 49. Fonksiyonel Ayırıştırma Ağacı	82
Şekil 50. Kavramsal Tasarımın Katı Modeli	84
Şekil 51. Test Düzeneği için Üç Alternatif Konfigürasyon	84

Şekil 52. ODTÜ Makine Mühendisliği Bölümü Titreşim Laboratuvarı'nda yer alan beton blok a) fotoğraf b) ölçülendirilmiş teknik çizimi.	85
Şekil 53. 800x1100x20mm'lik çelik taban plakanın a) sonlu eleman modeli b) maksimum yer değiştirme c) maksimum statik gerilim sonuçları.	87
Şekil 54. 700x1080x40mm'lik T-slotlu taban plakanın a) simetrik sonlu eleman modeli b) maksimum statik gerilim c) maksimum yer değiştirme sonuçları.	88
Şekil 55. Üretilen T-slotlu taban plaka.....	89
Şekil 56. Test düzeneğinin ayak bağlantı elemanlarının taban plaka üzerine bağlanması	89
Şekil 57. Çekmeli dübel çelik (Inka fixing systems).	90
Şekil 58. KÖSTER EP Mortar epoksi esaslı tamir harcı (KÖSTER waterproofing systems)..	90
Şekil 59. ODTÜ Makine Mühendisliği Bölümü Titreşim Laboratuvarı'nda yer alan taban plaka ve beton bloğun montajı.....	91
Şekil 60. Sarsıcı, model APS 400 ELECTRO-SEIS (ELECTRO-SEIS).	92
Şekil 61. Bağlantı çubuğunu girdi plakasına bağlayabilmek için ara yapının sonlu eleman analizi (doğal frekansları ve mod şekli) (CATIA).	93
Şekil 62. Sarsıcı ve süspansiyon sisteminin bağlantısı, ODTÜ Makine Mühendisliği Bölümü Titreşim Laboratuvarı.	94
Şekil 63. Alüminyum profiller ve standart bağlantılardan oluşan bir yapı (Rexroth Bosch Group).....	94
Şekil 64. Statik yer değiştirmeyi tahmin etmek için kullanılan basit model (45x45 alüminyum profilleri kullanılmıştır).....	96
Şekil 65. CATIA'da ana yapının statik analizi (CATIA).....	97
Şekil 66. Rayların a) yanal ve b) aksel yönlerde izin verilen yer değiştirmenin parametreleri (Rexroth Bosch Group).	98
Şekil 67. Kavramsal tasarımın katı modeli	99
Şekil 68. 45x90 alüminyum profiller kullanılan sonlu eleman modelinin a) model ve doğal frekansları, b) ilk mod şekli ve c) ikinci mod şekli	100
Şekil 69. 45x90 alüminyum profiller ve içi boşaltılmış referans plakayı kullanılan sonlu eleman modelinin; a) model ve doğal frekansları, b) ilk mod şekli ve c) ikinci mod şekli.	101
Şekil 70. 45x180 ve 90x90 alüminyum profiller sonlu eleman modelin modal analizi; a) model ve doğal frekanslar, b) ilk mod şekli ve c) ikinci mod şekli.	102
Şekil 71. 90x180 alüminyum profilden oluşan test yapısının simetrik sonlu eleman analizi ve doğal frekansları	104
Şekil 72. Tasarımı tamamlanan iskelet yapı.....	105
Şekil 73. Üretimi tamamlanan iskelet yapı	105
Şekil 74. Örnek Bir Doğrusal Kılavuzun Kabul Edilebilir Montaj Hatası (SKF, 2012).....	106

Şekil 75. Yapının Montaj Yüzeyi (SKF, 2012)	107
Şekil 76. A Yüzeyinin Doğrusallığının Ölçümü (SKF, 2012).....	107
Şekil 77. A Yüzeylerin Paralellliğini Belirtmek (SKF, 2012).....	108
Şekil 78. İkinci Rayı Sabitlemesi (sol), Montajın Hizalanma Gereksinimlerini Yerine Getirebilmek için Bir Plaka Kullanılmaktadır (sağ) (Durham Robotics Inc.).....	108
Şekil 79. Doğrusal kılavuz sistemleri: a) bilyeli araba–ray sistemi (Rexroth Bosch Group) ve b) makaralı–kayar sistemi (Rollon)	109
Şekil 80. Sinüzoidal yer değiştirme girdisi için yaylanan kütle, ek plaka ve yaylanmaz kütlelerin ivmesi.....	110
Şekil 81. Plaka – bilyeli araba – ray modelin üzerine uygulanan kuvvetler ve momentler. ...	111
Şekil 82. Boyutsuz momentin büyüklüğü.....	111
Şekil 83. Kızaklara uygulanan kuvvetler ve momentler (Rexroth Bosch Group).....	112
Şekil 84. Seçilen doğrusal kılavuz sistemi, model: HSR 15C (Ct) (THK)	112
Şekil 85. Doğrusal kılavuz sistemi, model: HSR 15R.....	113
Şekil 86. Test düzeneğinin üzerinde monte edilmiş hareket eden plakalar.....	114
Şekil 87. Süspansiyon sisteminin şematik modeli	114
Şekil 88. Eksenel kuvvet altında dairesel telden üretilmiş helezon baskı yayı (MITCalc). ...	116
Şekil 89. Manyetik sönümleyicinin temel çalışma prensibi (Kienholz ve Pendleton, 1994)..	118
Şekil 90. Manyetik sönümleyicinin sönüm oranını belirleyebilmek için test düzeneği, Orta Doğu Teknik Üniversitesi (AKSOY, 2013)	119
Şekil 91. Manyetik sönümleyicinin sönüm oranını belirleyebilmek için test düzeneği (Lahr)	120
Şekil 92. Bir ucundan tahrik edilmiş ankastre kirişin şematik cevabı	120
Şekil 93 Tasarlanan birinci tip manyetik sönümleyici (Orta Doğu Teknik Üniversitesi Titreşim Laboratuvarı).....	121
Şekil 94 Tasarlanan ikinci tip manyetik sönümleyici (Orta Doğu Teknik Üniversitesi Titreşim Laboratuvarı).....	121
Şekil 95. KTİ'leri temsil eden mekanizma.....	122
Şekil 96. Hareket eden plaka	123
Şekil 97. Hareket eden plaka bağlantı aparatları	123
Şekil 98. Hareket eden plakalar ve doğrusal kılavuzun montajı.....	125
Şekil 99. Yaylanan kütlelerin ağırlığını ayarlayabilmek için ekstra plakalar	125
Şekil 100. KTİ'leri temsil eden iki farklı model	126
Şekil 101. Yay hareketini sınırlayan kapaklar, KTİ'ler ve plakaların düzenek üzerindeki montajı	126
Şekil 102. KTİ'lerin montajı için plakaların üzerinde oluşturulmuş delikler	127

Şekil 103. İskelet yapı ve taban plaka üzerine monte edilmiş süspansiyon sisteminin çeşitli parçaları	127
Şekil 104. İki plaka arasında monte edilmiş KTİ, a) Catia modeli, b) fotoğrafı, ODTÜ Makine Mühendisliği Bölümü Titreşim Laboratuvarı.	128
Şekil 105. Doğrusal değişken diferansiyel transformatör (LVDT) (LVDT - SDVG series)	129
Şekil 106. 5mm'lik harmonik yol girdisi altında süspansiyon sisteminin plakalarının cevapları.	129
Şekil 107. SDVG-50, 50mm core separated DC tip LVDT (LVDT - SDVG series)	130
Şekil 108. LVDT montajı için hazır montaj bloklar ve ölçüleri (LVDT - SDVG series)	130
Şekil 109. LVDT'nin düzeneğe üzerindeki montajı	131
Şekil 110. LVDT ve ivmeölçerin düzeneğe montajı, ODTÜ Makine Mühendisliği Bölümü Titreşim Laboratuvarı.	131
Şekil 111. Çeyrek araba modelinin Catia modeli.....	132
Şekil 112. Çeyrek araba modeli, ODTÜ Makine Mühendisliği Bölümü Titreşim Laboratuvarı	132
Şekil 113. Çeyrek araba modelinin statik yükünü taşıyan yapı, a) Catia modeli, b) fotoğrafı, ODTÜ Makine Mühendisliği Bölümü Titreşim Laboratuvarı.	134
Şekil 114. Yaylanan kütlelerin ivme – zaman grafiği (National Instruments).....	136
Şekil 115. Standart süspansiyon sistemi.....	137
Şekil 116. KTİ'siz parçalı süspansiyon sistemi	138
Şekil 117. Optimize edilmiş KTİ'li parçalı süspansiyon sistemi. Parçalı süspansiyon sistemine (Şekil 116) yaylanan kütle ve ayırıcı plaka aralarında KTİ eklenmiştir.....	138
Şekil 118. Optimize edilmiş çift KTİ'li parçalı süspansiyon sistemi. Parçalı süspansiyon sistemine (Şekil 116) iki KTİ eklenmiştir. Bu model için deneysel sonuçlar verilmemiştir.	139
Şekil 119. Süspansiyon sisteminin şematik modeli.	139
Şekil 120. Sarsıcı üzerinde monte edilmiş ivmeölçer.	141
Şekil 121. Sarsıcı vasıtasıyla uygulanan girdi, ivme–zaman grafiği (National Instruments).	141
Şekil 122. Sensörlerin verilerini içeren LabVIEW ile oluşturulmuş metin dosyası.	142
Şekil 123. Standart süspansiyon sistemi, deneysel yer değiştirme sonuçları.	143
Şekil 124. Standart süspansiyon sistemi, teorik yer değiştirme sonuçları.	143
Şekil 125. KTİ'siz parçalı süspansiyon sistemi, deneysel yer değiştirme sonuçları.	144
Şekil 126. KTİ'siz parçalı süspansiyon sistemi, teorik yer değiştirme sonuçları.	144
Şekil 127. KTİ'li parçalı süspansiyon sistemi, deneysel yer değiştirme sonuçları.	145
Şekil 128. KTİ'li parçalı süspansiyon sistemi, teorik yer değiştirme sonuçları.	145

Şekil 129. Standart süspansiyon sistemi, yaylanan kütle için deneysel ve analitik yer değiştirme sonuçlarının karşılaştırması a) logaritmik b) lineer ölçek.	146
Şekil 130. Yaylanan kütle için deneysel yer değiştirme sonuçları, farklı süspansiyon sistemlerinin karşılaştırması a) logaritmik b) lineer ölçek.	147
Şekil 131. Yaylanan kütle için analitik yer değiştirme sonuçları, farklı süspansiyon sistemlerinin karşılaştırması a) logaritmik b) lineer ölçek.....	148
Şekil 132. Standart süspansiyon sistemi, deneysel ivme sonuçları.	150
Şekil 133. Standart süspansiyon sistemi, teorik ivme sonuçları.	150
Şekil 134. KTİ'siz parçalı süspansiyon sistemi, deneysel ivme sonuçları.	151
Şekil 135. KTİ'siz parçalı süspansiyon sistemi, teorik ivme sonuçları.	151
Şekil 136. KTİ'li parçalı süspansiyon sistemi, deneysel ivme sonuçları.	152
Şekil 137. KTİ'li parçalı süspansiyon sistemi, teorik ivme sonuçları.	152
Şekil 138. Standart süspansiyon sistemi, yaylanan kütle için deneysel ve teorik ivme sonuçlarının karşılaştırması a) logaritmik b) lineer ölçek.	153
Şekil 139. Yaylanan kütle için deneysel ivme sonuçları, farklı süspansiyon sistemlerinin karşılaştırması.....	154
Şekil 140. Yaylanan kütle için analitik ivme sonuçları, farklı süspansiyon sistemlerinin karşılaştırması.....	154
Şekil 141. 0.04 m/s sinüzoidal hız girdisine göre süspansiyon sisteminin kütlelerinin tepkisi (yer değiştirme), $f = 3$ Hz. Yukarıdan aşağıya: Yaylanan kütle, ayırıcı plaka ve yaylanmaz kütle için tepkisi.	156
Şekil 142. 0.08 m/s sinüzoidal hız girdisine göre süspansiyon sisteminin kütlelerinin tepkisi (yer değiştirme), $f = 3$ Hz. Yukarıdan aşağıya: Yaylanan kütle, ayırıcı plaka ve yaylanmaz kütle için tepkisi.	157
Şekil 143. 0.1 m/s sinüzoidal hız girdisine göre süspansiyon sisteminin kütlelerinin tepkisi (yer değiştirme), $f = 3$ Hz. Yukarıdan aşağıya: Yaylanan kütle, ayırıcı plaka ve yaylanmaz kütle için tepkisi.	157
Şekil 144. Birinci tepe noktası civarında yapılan deney için örnek bir çıktı dosyası.	158
Şekil 145. Çift Salıncaklı Süspansiyon Sistemi (Universal-Mechanism)	160
Şekil 146. MacPherson Tipi Süspansiyon Sistemi (Casito).....	160
Şekil 147. MacPherson Tipi Süspansiyon Sistemi (Sol) Ve MacPherson Tipi Parçalı Süspansiyon Sistemi (Sağ).....	161
Şekil 148. İki Parçalı Çift Salıncaklı Süspansiyon Sistemi	162
Şekil 149 A-tipi çift kollu süspansiyon mekanizmasının kinematik modeli	163
Şekil 150 Üzerine parçalı süspansiyon sistemi monte edilmiş çeyrek araba modeli.....	163
Şekil 151 Üzerine parçalı süspansiyon sistemi monte edilmiş tam araba modeli	164

Şekil 152 Parçalı süspansiyon ve standart süspansiyon modellerinin kullanıldığı tam araba modelinin pürüzsüz yol koşullarındaki yaylanan kütle ivmesi	165
Şekil 153 Parçalı süspansiyon ve standart süspansiyon modellerinin kullanıldığı tam araba modelinin pürüzlü yol koşullarındaki yaylanan kütle ivmesi	165

TABLO LİSTESİ

Tablo 1. Çeyrek Araç Modeli Parametreleri	17
Tablo 2. Alan Sınırları.....	27
Tablo 3. Ağırlıklandırma Katsayıları	28
Tablo 4. Tekli DATE ve NATE Konfigürasyonlarının Optimizasyon Sonuçları.....	28
Tablo 5. Ağırlıklandırma Katsayıları	40
Tablo 6. KTİ konfigürasyonlarının optimizasyon sonuçları.....	40
Tablo 7. Ağırlıklandırma Katsayıları	48
Tablo 8. Optimizasyon Sonuçları	49
Tablo 9. Ağırlıklandırma Katsayıları	54
Tablo 10. Süspansiyon sistemi parametreleri	55
Tablo 11. Titreşim Emicilerin Performans Karşılaştırması	57
Tablo 12. İSO Yol Sınıf Sınırları	61
Tablo 13. Süspansiyon Sisteminin Parametreleri.....	64
Tablo 14. Test gereksinimleri ve seçilmiş sarsıcının (model APS 400) özellikleri.....	92
Tablo 15. Alüminyum profillerin mekanik ve geometrik özellikleri (Rexroth Bosch Group)	95
Tablo 16. Şekil 64'deki çerçeve modeli için elde edilen doğal frekansları.....	99
Tablo 17. Bilyeli araba–ray sistemi (Rexroth Bosch Group) ve makaralı–kayar rulman sistemlerinin (Rollon) özellikleri.....	110
Tablo 18. Hareket eden plakalara bağlanan rulmanlara uygulanan momentler ve kuvvetlerin değeri.....	112
Tablo 19. Süspansiyon sistemi parçalarının özellikleri.....	115
Tablo 20. Süspansiyon sisteminin yaylarının ölçüleri.....	117
Tablo 21. Titreşim emicilerin performans karşılaştırması	122
Tablo 22. Çeyrek araba modelinin statik yükünü taşıyan çekme yaylarının özellikleri.....	133
Tablo 23. Süspansiyon sistemi parçalarının özellikleri.....	140
Tablo 24. Parçalı süspansiyon sistemlerin (KTİ'siz ve KTİ'li) deneysel performansı (Yaylanan kütlelerin yer değiştirme genliğinin standart süspansiyon sistemine göre oranı.)	149
Tablo 25. Parçalı süspansiyon sistemlerin (KTİ'siz ve KTİ'li) deneysel performansı (Yaylanan kütlelerin ivme genliğinin standart süspansiyon sistemine göre oranı.)	155

BÖLÜM 1

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

1.1 Giriş

Yollardaki pürüzlülükler sürücü ve yolcular için önemli rahatsızlık kaynaklarından birisidir. Pasif süspansiyon sistemleri araç içindeki kişileri yok kaynaklı girdilerden ancak belli frekans aralıklarında yeteri oranda izole edebilirler. Özellikle araç sıçrama ve teker sıçrama frekanslarında klasik pasif süspansiyon sistemleri titreşim seviyelerini rezonansa girmeleri sebebiyle arttırmakta ve bu istenmeyen titreşimler araç sürüş konforunu düşürmektedir.

Literatürde, özellikle gövde sıçrama frekansındaki titreşimleri azaltmak için çok sayıda aktif süspansiyon sisteminin tasarlandığı görülmektedir (Karnopp, 1995; Yılmaz vd., 2006). Bununla beraber, bu aktif süspansiyon sistemleri kullandıkları algılayıcılar ve eyleyicilerin ihtiyaç duydukları enerji gereksinimi sebebiyle dolaylı olarak yakıt tüketimini arttırmaktadırlar. Bütün bunlara ek olarak aktif sistemlerin kurulum ve bakım giderleri yüksektir. Dolayısıyla, yakıt tüketimi ve kurulum ve bakım maliyetleri sebebiyle pasif sistemler aktif sistemlere oranla avantajlıdır.

Süspansiyon sistemlerinin performansı üç önemli parametre ile belirlenir: a) sürüş konforu, b) süspansiyon vuruşu (ing. stroke), c) yol tutuşu. Literatürde sürüş konforu yol yüzeyinden gelen hız girdisi dolayısıyla elde edilen asılı kütlelerin ivmesi ile ölçülür. Sürüş konforu, özellikle uzun yolculuklarda, araç içindekilerin yorgunluk hissetmeden yolculuk edebilmesi için önemli bir kriterdir. Süspansiyon vuruşu paketleme ile ilgili problem olmaması için tasarım kısıtı yer almaktadır. Aracın yol tutuş karakteristiği tekerlek-yol temas kuvvetini değişimi ile ölçülür. Tekerlek-yol temas kuvvetinin statik değerinin etrafındaki değişiminin azaltılması aracın yol tutuşunu artırır.

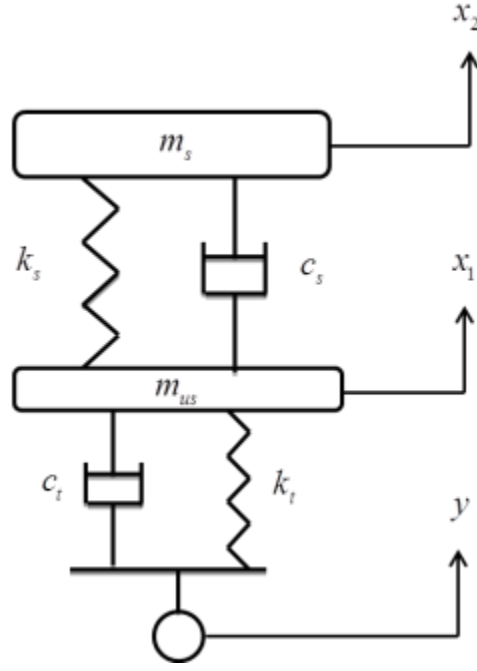
1.2 Pasif Süspansiyon Sisteminin Optimizasyonundaki Geleneksel Sınırlamalar

Eskiden sürüş konforunu arttırmak için süspansiyon yayının direngenliğinin azaltılması gerektiği düşünülürdü (Ünlüsoy, 2006); ancak, bunun önünde çeşitli kısıtların olduğu görüldü. İlk olarak statik yer değiştirmeyi sınırlayabilmek için yayın direngenliğinin belli değerin altında olması mümkün değildir. Statik yer değiştirme için aracın tam dolu kapasitesinin göz önünde bulundurulması gerekir. Bütün bunlara ek olarak, süspansiyon yayının direngenliğinin düşürülmesi araç sıçrama frekansının da azalmasına sebep olup 1 Hz civarındaki kalp atış frekansı ile çakışması sebebiyle araç içindekileri rahatsızlığını arttırmaktadır. Araç sıçrama frekansının daha da düşürülmesi, 0,5 Hz civarında, deniz tutmasına sebep olmaktadır. Bunlardan dolayı araç sıçrama frekansı genellikle 1.2 Hz civarına ayarlanmaktadır.

Bu çalışmada, öncelikle çeyrek araç modeli üzerine pasif ATE'ler yerleştirilerek tekerlek sıçrama frekansı civarında yaylanan kütlelerin ivmesini azaltma kapasiteleri incelenecektir. Daha sonra, KTİ'lerin tekerlek sıçrama ve gövde sıçrama frekansları civarında yaylanan kütlelerin titreşimlerini azaltma etkisi incelenecektir. Ardından, parçalı süspansiyon sisteminin parametrelerinin ayarlanması çalışılacak ve süspansiyon parametreleri optimize edilecektir. En son olarak da, yaylanan kütlelerin ivmesinin daha da azaltmak için parçalı süspansiyon ve KTİ'lerin birlikteki etkisi incelenecektir.

1.3 Çeyrek Araç Modeli

Çeyrek araç modeli tekerlek, yaylanmaz kütle (süspansiyonun altındaki kütle) ve yaylanan kütle (süspansiyonun üstündeki kütle) içeren temel araç sürüş modelidir (Şekil 1). Oldukça basit bir model olmasına rağmen süspansiyon sistemi tasarımının başlangıç aşamasında oldukça hassas sonuçlar veren bir modeldir. Bu çalışmada, yaylanan ve yaylanmaz kütleler sırasıyla m_s ve m_{us} ile gösterilmiştir. Tekerlek ve süspansiyon yayı direngenlikleri sırasıyla k_t ve k_s , tekerlek ve süspansiyon sönüm katsayıları ise sırasıyla c_s ve c_t ile gösterilmektedir. Yol pürüzlülüğü dolayısıyla oluşan yol girdisi de y ile belirtilmiştir. Orta ölçekli sedan bir araç için çeyrek araç modeli parametreleri Tablo 1'de verilmiştir.



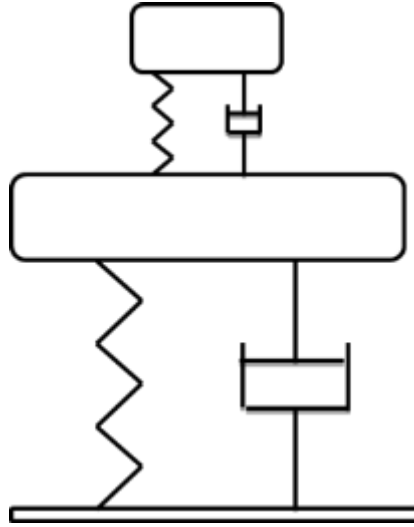
Şekil 1. Çeyrek Araç Modeli

Tablo 1. Çeyrek Araç Modeli Parametreleri

Parametreler	Değerleri
m_s	280 kg
m_{us}	45 kg
c_s	750 N.s/m
c_t	160 N.s/m
k_s	14 kN/m
k_t	152 kN/m

1.4 Ayarlanabilir Titreşim Emiciler Ve Kaldıraç Tipli Titreşim İzolatörleri

ATE'ler yapıların titreşimlerini kendi doğal frekanslarında bastıran dar bant titreşim emicileridir. Bir ATE basitçe ana yapının üzerine yay ve viskoz sönümleyici ile bağlanmış kütle olarak modellenir (Şekil 2). ATE'ler genellikle titreşim en yüksek olduğu yere yerleştirilirler. Yapı ATE'nin doğal frekansı civarında titrediğinde ATE sistemin enerjisinin bir kısmını soğurarak üzerine takılı olan viskoz sönümleyici vasıtasıyla yok eder.



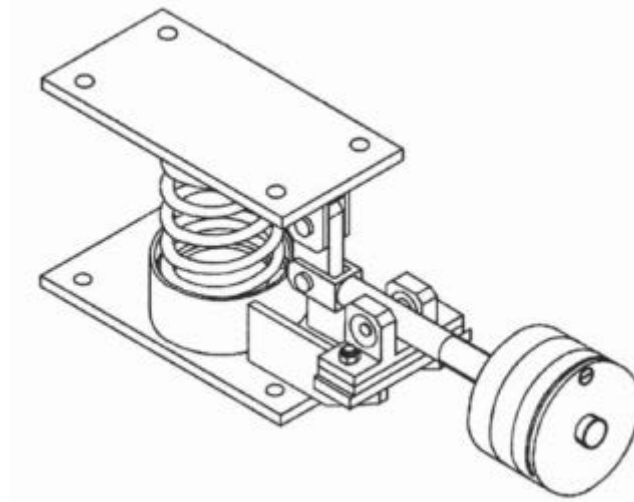
Şekil 2. Yapı Üzerinde ATE Modeli

Kaldıraç tipli titreşim izolatörleri (KTİ) (Şekil 3) kaldıraç üzerine takılan kütlelerin düşük olması sebebiyle genellikle havacılık alanında kullanılırlar. Kaldıraç iki platform arasına pim ile bağlanır ve bu iki platform arasında bağıl bir hareket olduğu zaman titreşimi azaltırlar. KTİ'ler sistemin cevabını kütleli etkileriyle değiştirirler.

1.5 Literatür Taraması

ATE'nin ilk olarak Frahm tarafından 1911'de patenti alınmış (ABD Patent No. 989,958) ve ATE'ler gemi gövdesinin yalpa titreşimlerini azaltmak için kullanılmışlardır (Hunt, 1979; Ivovich ve Savovich, 2001). ATE'lerin titreşim soğurma özelliklerinin arkasındaki teori ilk olarak Ormondroyd ve Den Hartog'un makalelerinde ele alınmıştır (Den Hartog, 1956). Den Hartog ATE'lerin optimum ayarlanmasını kendi kitabında tartışmaktadır (Den Hartog, 1956). Daha sonraları ATE'ler binaların rüzgar kaynaklı titreşimlerinin azaltılmasında (Gerges ve Vickery, 2003; Kareem ve Kline, 1995; Lee vd., 2006; Soong ve Spencer, 2002; Varadarajan ve Nagarajaiah, 2004) ve binaların sismik aktivitelere cevabının azaltılmasında (Petti ve Luliis, 2009; Sadek vd., 1997; Sgobba ve Marano, 2010) kullanılmıştır. Binaların rüzgar ve deprem kaynaklı titreşimlerinin azaltılmasını sağlamak için ATE'ler gerçek hayatta kullanıldıkları çok sayıda örnek mevcuttur. Sydney Kulesi'nin titreşimleri ATE uygulamasıyla yaklaşık olarak %40-50 oranında azaltılmıştır (Kareem ve Kijewski, 1999; Kwok. ve Samali, 1995). Bir başka örnekte ise Japonya'daki Higashiyama Sky Kulesi'nin titreşimleri ATE uygulamasıyla %30-50 oranında azaltılmıştır (Konno ve Yoshida, 1989). Ayrıca, köprülere ve hızlı demiryolu köprülerinde ATE uygulaması mevcuttur (Kwon vd., 1998; Lin vd., 2005). Lin ve diğerleri (Lin vd., 2000) açıklı köprülerin eğilme ve bükülme titreşimlerini azaltmak için

ATE uygulamışlardır. Matsumoto ve diğeri (Matsumoto vd., 1978) çelik plakalardan yapılmış ve yaylar ile desteklenmiş ATE'leri yürüme kaynaklı titreşimleri azaltmak için yaya üstgeçidine uygulamışlardır. Ayrıca kat titreşimlerini azaltmak için çok sayıda ATE uygulaması örneği mevcuttur (Koo, 2003; Matsumoto vd., 1978; Shultz, 2005). Setareh ve diğeri (Setareh vd., 2006) kat titreşimlerini azaltmak için sarkaç tipli döner ATE kullanmıştır.



Şekil 3. Kaldıraç Tipli Titreşim Emici (Ivovich ve Savovich, 2001)

ATE'ler ayrıca demir yollarında (Collette vd., 2009), sabit disk eyleyicilerinin titreşimlerini azaltmada (Yan ve Lin, 2004; Yan vd., 2010), esnek deniz yapılarında (Bakioglu ve Aldemir, 2008) ve tornalarda tırlamayı önlemek için kullanılmaktadırlar. ATE uygulamasını doğal hayatta da görmek mümkündür. Yumurta sarısı, yumurta akı ve yumurta kabuğu embriyoyu korumak için ATE örneği oluşturmaktadır. Havacılık alanında ATE'ler DC-9 uçağının gürültü seviyesini kabul edilebilir seviyelere indirmek için kullanılmışlardır (McCutcheon, 2008). Bir başka ATE uygulaması ise Pratt & Whitney firmasına ait R-1820 motorunun arızalanmasına sebep olan fazla titreşim seviyelerini azaltmak içindir (McCutcheon, 2008). Bütünleşik türbin diskleri ve kanatçıklarının titreşimlerini azaltmaya yönelik bir ATE patenti mevcuttur (Marra ve Jupiter, 1994). ATE'lerin dar bant titreşim emicileri olmaları sebebiyle frekans aralığını arttırmak için yapılar üzerinde çoklu ATE uygulamaları da mevcuttur (Avila ve Gonçavles, 2009; Igusa ve Xu, 1994; Jangid, 1999; Li, 2000; Rana ve Soong, 1998). Igusa ve Xu (Igusa ve Xu, 1994) ve Jangid (Jangid, 1999) çoklu ATE uygulamalarının parametrelerdeki değişime karşı duyarlı olduğunu göstermişlerdir. Literatürde ATE'lerin etkinliğini arttırmak için aktif ve yarı aktif ATE uygulamaları da mevcuttur (Koo, 2003; McCutcheon, 2008; Nishimura vd., 1992; Pinkaew ve Fujino, 2001).

ATE'lerin binalar üzerine uygulamalarına literatürde sıklıkla rastlanılmasına rağmen sürüş konforunu arttırmak için araçlara uygulamaları oldukça enderdir. Chen ve Wu (Chen ve Wu, 2008) kamyonlara, köprülere ve kamyon ve köprülere birlikte takılmış ATE'lerin performansını rüzgarlı durumlar için incelemişlerdir. Diğer bir çalışmada ise Muluka (Muluka, 1998) ATE'leri kamyonların dinamik tekerlek yüklerini azaltmak uygulamıştır.

ATE'lerin otomobiller üzerindeki uygulama alanları egzoz askıları, direksiyon sistemleri, motor iskeleti ve aynalardır (Rao, 2003) ve bunların hiçbirisi sürüş konforu ile ilgili değildir. Direksiyon sistemlerinde burulma yönünde ATE'ler genellikle direksiyon çubuğuna birinci titreşim biçimini elemek için seri olarak bağlanmaktadır (Bianchini, 2005; Black ve Rao, 2004; Botti vd., 1995; Sahinkaya, 1996). Goetchius ve Oakland (Goetchius ve Oakland, 2006) tarafından alınan bir patentte küçük bir ATE'nin fren sistemindeki fren kaynaklı titreşimleri azaltması ele alınmaktadır. Kayma durumundaki kavramalarda motor tarafından üretilen değişken tork kavramada tırlamaya sebep olmaktadır ve bu durum ATE ile engellenebilmektedir (Freitag vd., 2010). Bunlara ek olarak, Cerri tarafından alınan patent çok-boyutlu ATE'lerin süspansiyon bağlantılarında kullanılabileceğini içermektedir (Cerri vd., 2006). ATE'ler otomobil süspansiyonlarında ilk olarak Citroen 2CV tarafından kullanılmışlardır (Formula1Latest). Bunun dışında Formula 1'de Renault Takımı tarafından 2005 yılında özellikle virajlarda aracın yol tutuşunu arttırmak amaçlı kullanılmışlar; fakat, daha sonra bu durum FIA tarafından yasaklanmıştır (Formula1).

Dinamik anti-rezonans titreşim izolatörlerinin (burada KTİ) ilk olarak Flannelly tarafından 1967'de patenti alınmıştır (Flannelly, 1967). Buradaki amaç diğer izolatörlerden çok daha az statik yer değişmeye sebep olan bir izolatör yaratmak ve düşük frekans aralığındaki girdiler için de izolasyon sağlamaktır. Teorik olarak ayarlanmış anti-rezonans değerinde %100 izolasyon pratik olarak da %100'e çok yakın bir izolasyon elde edilebilir (Formula1). Titreşim izolasyonu izole edilen yapıya oranla çok küçük bir kütle ile gerçekleştirildiği için KTİ'ler özellikle ağırlık azaltılmasının önemli olduğu uçaklar gibi yerlerde faydalıdır. Goodwin (Goodwin, 1965) ve Halwes (Halwes, 1981) dinamik anti-rezonans titreşim izolatörlerinin hidrolik denklemlerini vermişlerdir. Havacılık sektöründe KTİ uygulamalarını görmek mümkündür (Strydom vd., 2002). Rita ve diğerleri (Rita vd., 1978) tarafından askeri bir UH-1H helikopterin rotor izolasyonu için KTİ kullanımını önerilmiş ve gövde titreşimleri çok önemli oranda azaltılmıştır. Jones ve McGarvey (Jones ve McGarvey, 1976) tarafından yapılan bir çalışmada da gövde titreşimleri rotor kaynaklı kesme kuvvetleri ve momentlerinden izole edilmiştir. Literatürde rotor izolasyonu üzerine benzer çalışmalar bulunmaktadır (Braun, 1982; Desjardins ve Hooper, 1980). Atalet yolu olan hidrolik motor takozları Goodwin (Goodwin, 1965) ve Halwes (Halwes, 1981) tarafından önerilen KTİ'lerle benzer çalışma prensiplerine sahiptirler.

Standart çeyrek araba modeli ile KTİ'li eklenmiş modeli uygun bir biçimde karşılaştırmak ve statik yer değiştirmeyi etkilememek için süspansiyonun toplam direngenliği ve toplam sönüm katsayıları sabit tutulmuştur. Bu sebeple de KTİ üzerine viskoz bir sönümleyici eklenmiştir ve bundan dolayı herhangi bir frekansta anti-rezonansa rastlanmayacaktır. Yılmaz ve diğerleri tarafından yapılan çalışmada iki serbestlik dereceli dinamik anti-rezonans izolatör modeli çeyrek araç üzerine tekerlek kaynaklı gürültü ve titreşimleri azaltmak için uygulanmıştır. Ancak bu çalışmada süspansiyonun toplam direngenlik ve sönüm katsayıları sabit tutulmamıştır.

Tek serbestlik dereceli dinamik anti-rezonans izolatör modeli ideal olmadığından (Ivovich ve Savovich, 2001; Nelson, 1991) bu çalışmada iki serbestlik dereceli modeller değişik durumlar altında ele alınmıştır. İki serbestlik dereceli KTİ modellerinin kullanımlarında parçalı süspansiyon sistemindeki yayların direngenliklerinin ve sönümlerinin eşit olarak dağıtılmaması durumunda ne olacağı merak uyandırmış ve bu durum üzerinde ayrıca çalışılmıştır.

1.6 Araştırmanın Kapsamı

Bu çalışmadaki amaç çeyrek araç modeli kullanarak araç sürüş konforunun geliştirilmesidir. Bu nedenle doğrusal ve dönel ATE'ler, KTİ'lerin kullanıldığı değişik konfigürasyon ve toplam kütle değerleriyle oluşturulan sistemlerin yaylanana kütlelen ivmesini azaltmadaki etkileri incelenmiş ve birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Sistemde kullanılan ek kütle miktarını sınırlayıp aynı zamanda da ATE/KTİ'li istemin performansını arttırmak bir biri ile çelişen bir durum olması sebebiyle ortaya bir optimizasyon problemi çıkarmaktadır.

Bütün bu sonuçların gerçek hayatta ne gibi etkilerinin olacağını belirlemek amacıyla bir test sistemine ihtiyaç vardır. Son bölümde test sistemleri üzerine yapılan literatür araştırmasına yer verilecektir. Araştırmadaki gereklilikler göz önünde bulundurularak kullanılacak test düzeneğinin belirlenmesine çalışılacaktır.

BÖLÜM 2

TEKLİ DOĞRUSAL VE DÖNEL AYARLANABİLİR KÜTLE SÖNÜMLEYİCİSİ UYGULAMASI

Equation Section (Next)

2.1 Giriş

Kütle artışının sorun olmadığı bina ve köprülerdeki ATE uygulamaları alışlagelmiş mühendislik çözümleridir. Ancak, ATE'lerin otomobillerdeki kullanımı esnasında eklenen kütlelerin toplam kütleye nazaran çok küçük olması gerekmektedir; aksi halde yakıt tüketimi artacak ve taşıtın toplam performansı düşecektir. Bununla birlikte, ATE'lerin eklenen kütlelerin sistem kütlelerine oranının büyük olduğu durumlarda daha verimli oldukları da bilinmektedir. Bu sebeplerden ötürü, asılı kütle ivmesinin asılı kütleye küçük bir kütle eklenmesiyle azaltılması yapılabilir bir mühendislik çözümü değildir.

Çeyrek araba modelinin iki adet rezonans frekansının olduğu bilinmektedir: tekerlek ve gövde rezonans frekansları. Asılı kütle titreşimlerinin asılı kütleye küçük bir kütle eklenmesiyle azaltılması mümkün olmadığı için, asılı kütle ivmesinin tekerlek sıçrama frekansındaki azalması küçük bir kütle eklenmesiyle mümkün kılınabilmektedir. Asılı olmayan kütlelerin titreşimlerinin azaltılmasıyla beraber, asılı olmayan kütlelerden asılı kütleye aktarılan kuvvet tekerlek sıçrama frekansında azaltılabilmektedir. Sonuç olarak da, asılı kütle ivmesi azaltılabilmektedir.

2.2 Tekli Doğrusal ATE İle Modelleme

Şekil 4'de yaylanmayan kütleye eklenmiş olan tekli bir doğrusal ATE (DATE) konfigürasyonu görülmektedir. Asılı olmayan, asılı olan kütlelerin ve DATE yapısının konum değişimleri sırasıyla ile tanımlanmıştır. Modelde yol pürüzlülüğü sonucu etki eden kuvvet girdisi aşağıda verilmiştir:

$$F_r = (y - x_1)k_t, \quad (1)$$

3 serbestlik dereceli sistemin hareket denklemleri aşağıda verilmiştir:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = k_t \{y_0\}, \quad (2)$$

Kütle, sönümlenme, direngenlik matrisleri ve konumu vektörü ise aşağıda verilmiştir:

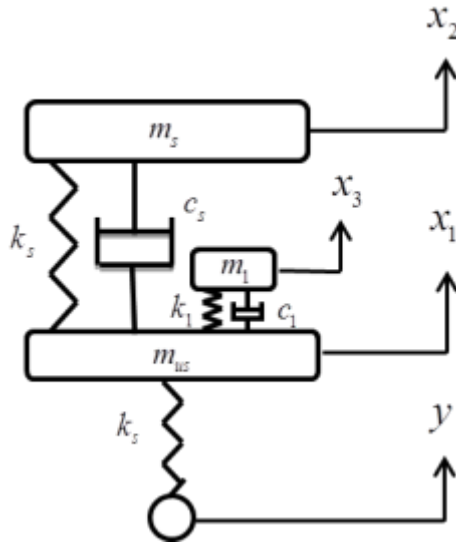
$$[M] = \begin{bmatrix} m_{us} & 0 & 0 \\ 0 & m_s & 0 \\ 0 & 0 & m_1 \end{bmatrix}, \quad (3)$$

$$[C] = \begin{bmatrix} c_s + c_1 & -c_s & -c_1 \\ -c_s & c_s & 0 \\ -c_1 & 0 & c_1 \end{bmatrix}, \quad (4)$$

$$[K] = \begin{bmatrix} k_s + k_t + k_1 & -k_s & -k_1 \\ -k_s & k_s & 0 \\ -k_1 & 0 & k_1 \end{bmatrix}, \quad (5)$$

$$\{x\} = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix}, \quad (6)$$

$$\{y_0\} = \begin{Bmatrix} y \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}. \quad (7)$$



Şekil 4. Yaylanmayan Kütleyle Doğrusal ATE Eklenmiş Çeyrek Araba Modeli

$$[M] = \begin{bmatrix} m_s & 0 & 0 \\ 0 & m_{us} + m_1 & m_1 L_{r1} \\ 0 & m_1 L_{r1} & m_1 L_{r1}^2 \end{bmatrix}, \quad (8)$$

$$[C] = \begin{bmatrix} c_s & -c_s & 0 \\ -c_s & c_s & 0 \\ 0 & 0 & c_1 L_{r1}^2 \end{bmatrix}, \quad (9)$$

$$[K] = \begin{bmatrix} k_s & -k_s & 0 \\ -k_s & k_s + k_t & 0 \\ 0 & 0 & k_1 L_{r2}^2 \end{bmatrix}, \quad (10)$$

$$\{x\} = \begin{Bmatrix} x_2 \\ x_1 \\ \theta \end{Bmatrix}, \quad (11)$$

$$\{y_0\} = \begin{Bmatrix} 0 \\ y \\ 0 \end{Bmatrix}. \quad (12)$$

NATE yapısının doğal frekansı $\omega_{RTMD} = (l_{r2}/l_{r1})\sqrt{k_1/m_1}$ sönümlenme oranı ise $\xi_{RTMD} = c_1/2m_1\omega_{RTMD}$ ile ifade edilmektedir.

2.4 Optimizasyon Problemi

DATE ve NATE sistemlerinin optimizasyon parametreleri kümelenmiş (m_1) kütlesi, direngelik sabiti (k_1) ve ATE'lerin sönümlenme oranlarıdır. Literatürde, sürüş konforu genellikle yaylanan kütle ivmesinin yol hız girdisine cevabı ile incelenmektedir. Dolayısıyla, optimizasyon probleminin amacı en az performans azalması ile beraber asılı kütle ivmesinin azaltılmasıdır. Harmonik bir girdi için, reseptans matrisi ve durum vektörü aşağıdaki ifadelerle bulunmaktadır:

$$[\alpha(\omega)] = [[K] - \omega^2 [M] + i\omega [C]]^{-1}, \quad (13)$$

$$\{X(\omega)\} = [\alpha(\omega)]\{F(y)\}, \quad (14)$$

Yol yüzeyinden tekerleğe olan harmonik hız girdisinin:

$$\dot{y}(t) = A e^{i\omega t}, \quad (15)$$

şeklinde verilmesi halinde, konum fonksiyonu aşağıdaki ifadeyle elde edilmektedir

$$y(t) = \frac{A}{i\omega} e^{i\omega t}. \quad (16)$$

Dolayısıyla da yaylanmayan kütleye aktarılan kuvvet girdisi aşağıdaki ifadeyle hesaplanmaktadır:

$$F(t) = k_t y(t) = k_t \frac{A}{i\omega} e^{i\omega t}. \quad (17)$$

Frekans düzleminde yaylanan kütle için $X(\omega)$ ile ifade edilen konumu bulduktan sonra, bu kütle için ivmesi aşağıdaki ifadeyle kolaylıkla bulunabilmektedir:

$$|\alpha(\omega)| = \omega^2 \{x(\omega)\}. \quad (18)$$

Amaç fonksiyonu yaylanan kütle için frekans cevabı eğrisinin altında kalan alan olarak seçilmiştir:

$$A = \int_{0\text{Hz}}^{16\text{Hz}} |\alpha(\omega)| d\omega, \quad (19)$$

Sistem performansının herhangi bir frekansta kötüleşmesinin önüne geçilmesi için, toplam alan birçok kısma bölünmüş ve optimizasyon fonksiyonu seçilmiş ağırlıklandırma katsayılarıyla çarpılmış alanların toplamı olarak yeniden tanımlanmıştır:

$$A = \int_{f_i} |\alpha(\omega)| d\omega. \quad (20)$$

Üstteki ifadede yer alan f_i integralin hesaplandığı frekans aralığını temsil etmektedir (bkz. Tablo 2).

$$\sum_{i=1}^n A_i z_i = A_T, \quad (21)$$

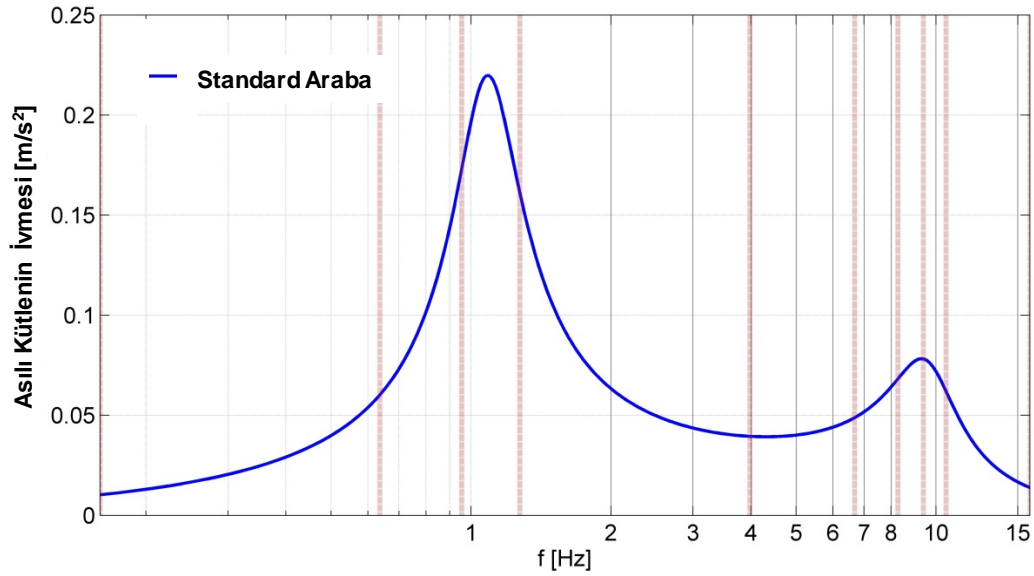
9 kısımdan oluşan tipik bir alan bölünmesi Şekil 6'de verilmiştir. Mevcut problemde, alanlar Tablo 2'de verilen frekans aralıklarına göre bölünmüştür. Tablo 3'de ağırlıklandırma katsayıları verilmiş olup, bunlar iki ayrı takım olacak şekilde düzenlenmiştir. Tablo 2'de ve Tablo 3'de verilen alanlar ve ağırlıkları, ivme-frekans grafiğinde özellikle düşürülmeye çalışılan kısımları azaltacak aynı zamanda diğer bölgelerdeki artışları kontrol edebilecek şekilde yapılan çalışmalar sırasında belirlenmiştir. Tablo 3'de, Set 1 ile ifade edilen birinci takım sürüş konforu performansını birinci tepe noktası etrafında iyileştirmek için tasarlanmış

iken, Set 2 ile ifade edilen ikinci takım ise sürüş konforunu ikinci tepe noktası etrafında iyileştirmek için tasarlanmıştır.

ATE'lerin doğal frekanslarının altındaki frekanslarda sistem performansının bozulmaması için ATE'lerin sönümlenme oranlarına alt sınırlar atanmıştır.

Tablo 2. Alan Sınırları

Bölge Numarası	ω düzlemi [rad/s]	Frekans Düzlemi [Hz]
1	1-4	0.15-0.63
2	4-6	0.63-0.96
3	6-8	0.96-1.27
4	8-25	1.27-3.98
5	25-42	3.98-6.68
6	42-52	6.68-8.27
7	52-59	8.27-9.40
8	59-66	9.40-10.5
9	66-100	10.5-15.91



Şekil 6. Örnek Alan Bölünmesi

Optimizasyon probleminin ifadesi aşağıda verilmiştir:

$$\min A_T = \sum_{i=1}^n \left(z_i \int_{f_i} |\alpha(\omega)| d\omega \right) \quad (22)$$

kısıtlar

$$m_1 \leq 3 \text{ Kg}, \quad (23)$$

$$\xi_{TMD} < 1, \quad (24)$$

Optimizasyon esnasında MATLAB® Pattern Search komutu kullanılmıştır. Bu komutun detayları MATLAB® yardım belgelerinden incelenebilir.

Tablo 3. Ağırlıklandırma Katsayıları

Katsayı	Birinci Tepe Noktası	İkinci Tepe Noktası
Z ₁	1	1
Z ₂	2	1
Z ₃	15	3
Z ₄	15	5
Z ₅	5	5
Z ₆	5	15
Z ₇	5	15
Z ₈	3	8
Z ₉	1	2

2.5 Sonuçlar

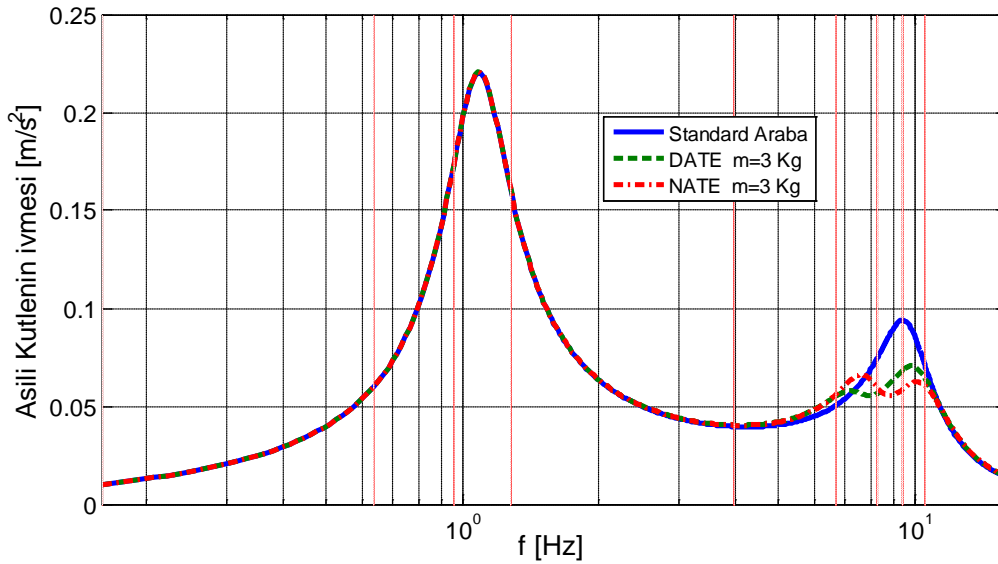
DATE ve NATE konfigürasyonları için elde edilmiş olan sonuçlar aşağıda verilmiştir. Pratikte üretilebilecek bir sistemin elde edilmesi için, eklenen toplam kütle 3 kg'ın altında tutulmuştur. Elde edilen optimal değerler Tablo 4'de verilmiştir.

Tablo 4. Tekli DATE ve NATE Konfigürasyonlarının Optimizasyon Sonuçları

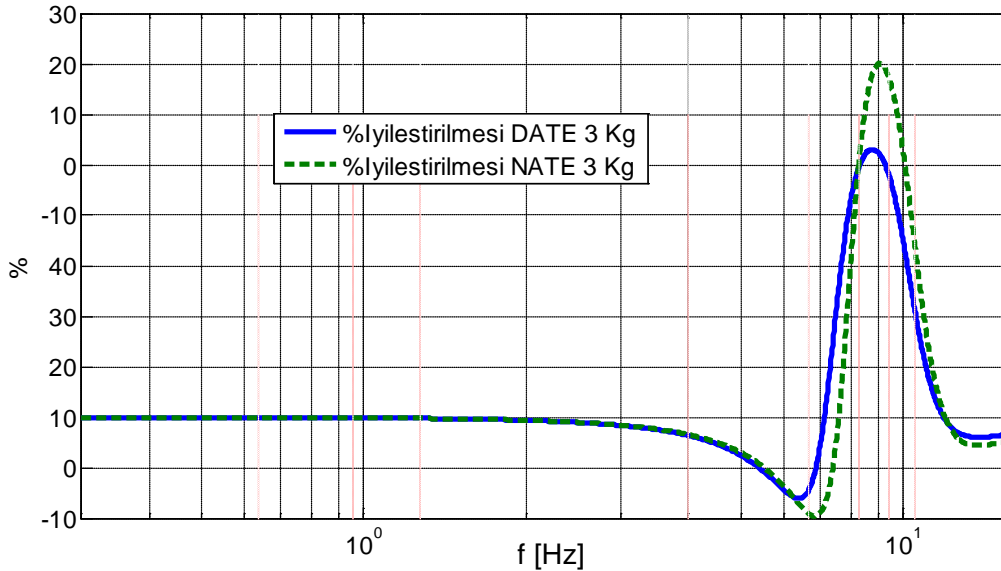
	Tekli NATE	Tekli DATE
m ₁ [kg]	3	3
k ₁ [N/m]	30943	7056
ξ	0.20	0.20

Tekli DATE ve tekli NATE yapılarının asılı kütle ivmesini azaltmadaki performansları Şekil 7'de verilmiştir. Her iki tip ATE'de tekerlek sıçrama frekansı etrafında titreşimleri azaltabilmektedir. Her iki tip ATE'nin asılı kütle civarında sağladıkları yüzde iyileşmeler Şekil 8'de verilmiştir. Şekilde yer alan eğri ATE ye sahip sistem cevabı ile standart çeyrek araba cevabı arasındaki farkın standart çeyrek araba ivmesine bölünmesiyle elde edilmektedir. NATE ye sahip konfigürasyonun 9Hz civarında %35'lik bir iyileşme sağladığı; DATE tarafından sağlanan iyileşmenin ise %26'den az olduğu gözlemlenmektedir. Bunun sebebi

ise NATE'nin ataletsel etkisinin DATE'nin ataletsel etkisine oranla daha büyük olmasıdır. Pratikte, ataletsel etki ve NATE'nin pratikte monte edileceği hacim arasında bir uzlaşmaya gidilmelidir. Mevcut çalışmada NATE kaldıraç uzunluğu 0.3 m olarak alınmıştır. Bu uzunluğun artırılmasıyla ataletsel etki artacaktır ancak pratikte, daha büyük uzunlukların otomobillerde kullanılması çok zordur.



Şekil 7. DATE ve NATE Yapılarının Yaylanan Kütle İvmesi Üzerindeki Etkisi

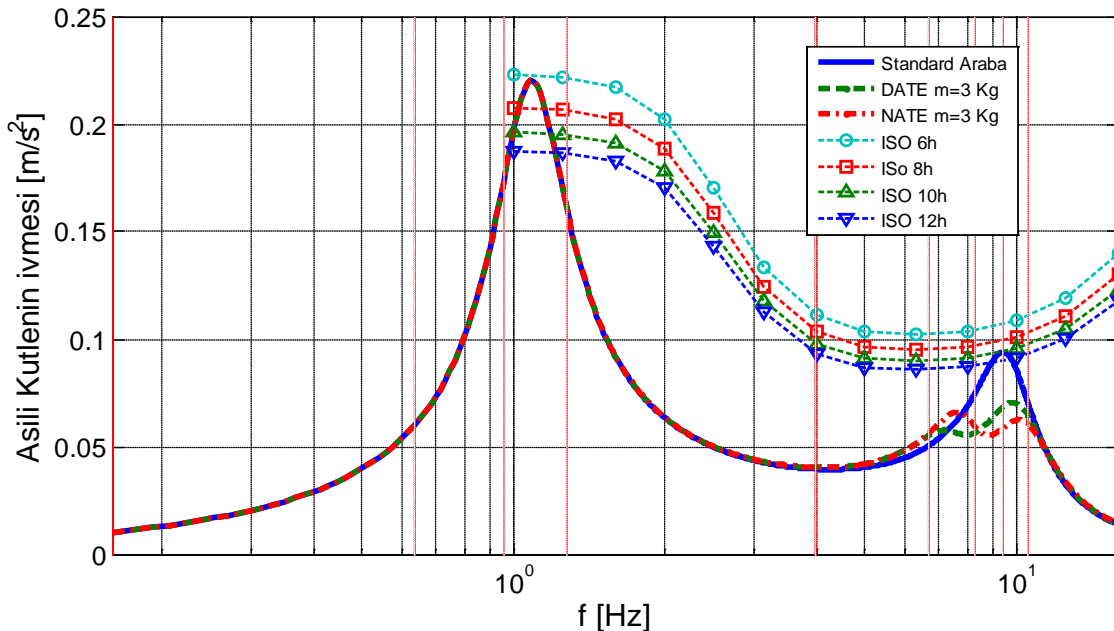


Şekil 8. DATE ve NATE Yapılarının Sağladıkları İyileştirmelerin Karşılaştırılması

2.6 Sonuçların Iso2631 Standartlarına Göre Değerlendirilmesi

ISO 2631 standartlarında yer alan sürüş konforu sınırları yolcuların yorgunluk hissetmeden yolculuk yapabilecekleri maksimum zamanın bulunmasını sağlamaktadır. Herhangi bir frekans değerinde bir sınırın aşılması durumunda, taşıtta bulunan yolcular sınır tarafından belirlenen zamandan daha uzun bir süre konforlu bir şekilde seyahat edememektedirler (ISO 2631-1, 1997). Daha önce belirtildiği, ve Şekil 7 ve Şekil 9'dan da görüldüğü üzere, ATE'ler sadece ikinci tepe noktası civarındaki titreşimleri azaltmak için kullanılabilirler. Standart araba modeli ISO sınırları ile karşılaştırıldığında ISO sınırlarını otomatik olarak sağladığı görülmektedir. Tekerlek sönümü ikinci tepe noktası civarındaki titreşimleri azalttığı için sönüm katsayısının sıfır alınması yalnızca bu bölgeyi etkilemekte ve frekans tepki fonksiyonunun ikinci tepe noktası civarında artmasına sebep olmaktadır. ATE'lerin kullanılabilirliğini sınamak için tekerlek sönüm değeri sıfır alınmış ve dolayısıyla bu bölgedeki titreşimler ATE kullanılmayan durumda ISO sınırlarını aşacak seviyeye gelmiştir.

Şekil 9'da, 0.01 m/s'lik harmonik yol girdisi altında, 3 kg'lık kütleyle sahip tekli DATE ve tekli NATE yapıları monte edilmiş taşıt tepkileri standart çeyrek taşıt modeli tepkileriyle ISO 2631 sürüş konforu sınırları üzerinden karşılaştırılmıştır. Şekilde standart taşıt modelinin 12 saat sınırını tekerlek sıçrama frekansında aştığı görülmektedir.



Şekil 9. Tekli DATE ve NATE'ye Sahip Taşıtların Standart Çeyrek Araba Modeli İle Tepkilerinin ISO 2631 Eğrileri Üzerinden Karşılaştırılması

Şekil 7 ve Şekil 9'dan görüldüğü üzere, ATE kullanılan sistemin ivme-frekans grafiği sadece ikinci tepe noktası civarında farklılaşmaktadır. Kullanılan ek kütle miktarı sınırı

olduğu için ATE kullanımı birinci tepe noktası civarında hiçbir değişikliğe sebep olmamaktadır. Bu nedenle ATE kullanılarak sadece ikinci tepe noktası civarındaki titreşimler azaltılabilmektedir. Taşıt cevabını diğer frekans bölgelerinde iyileştirmek için çalışmamızda KTİ uygulamasına da yer verilmiştir.

BÖLÜM 3

KALDIRAÇ TİPİ TİTREŞİM İZOLATÖRÜ UYGULAMASI

3.1 Giriş

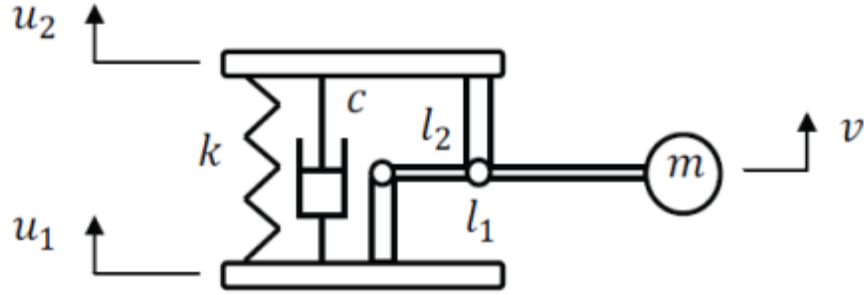
Kaldıraç tipi titreşim izolatörleri (KTİ) standart takozlara göre daha az kütleyle sahipken aynı performansı göstermektedirler ve genelde havacılık uygulamalarında kullanılırlar. KTİ'ler kaldıraç ucuna bağlı olan kütlelerin ters hareket etkisi ile bağlandıkları yapıların titreşim seviyelerini azaltırlar. Kütlelerin kaldıraçın uç kısmına yerleştirilmesi bu cihazın dönüş ataletini arttırmaktadır. KTİ'nin titreşim kontrolü ve yalıtımdaki performansı cihazdaki sönümleme miktarıyla da ilişkilidir. Bu proje kapsamında süspansiyon sistemine entegre edilen KTİ'lerin viskoz sönümleyicilere sahip olduğu varsayılmıştır.

3.2 Modelleme

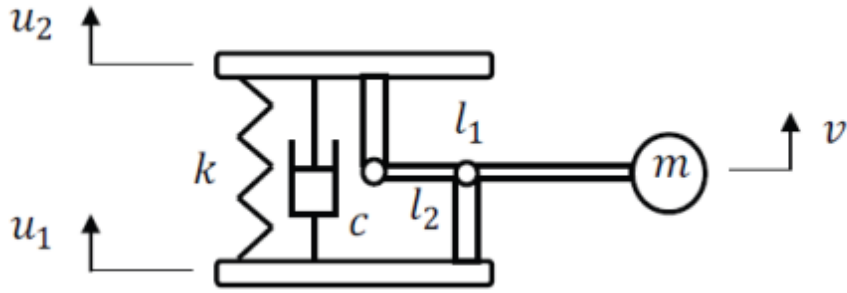
KTİ'lerin iki farklı tipi bulunmaktadır Şekil 10 ve Şekil 11 (Yılmaz ve Kikuchi, 2006c). Kaldıraç elemanı iki plakaya da döner mafsallarla bağlıdır ve iki plaka arasında bağlı hareket olduğunda dairesel harekete maruz kalır.

İki tip KTİ modeli arasındaki fark plakalar ve kaldıraç arasındaki bağlantı noktalarının sırasından kaynaklanmaktadır. Tip-1 için direngenliği k olan yay elemanı üzerinde net bir şekil değiştirme olduğunda, değeri m olan ve kaldıraç ucunda bulunan kütle elemanı üst plakanın tersi yönde hareket eder. Aynı durumda Tip-2 için kaldıraç ucunda bulunan kütle elemanı üst plaka ile aynı yönde hareket eder. İki tip modelde de kaldıraç kütlesi ihmal edilmiştir (çok küçük olduğu varsayılmıştır) ve kaldıraçın maruz kaldığı dönüş açısının küçük olduğu varsayılmıştır. Kaldıraç elemanının toplam uzunluğu l_1 ve iki mafsal arasındaki

uzunluk ise l_2 'dir. Üst ve alt plaka yer değiştirmeleri u_1 ve u_2 kullanılarak, yay elemanındaki net şekil değiştirme v aşağıdaki gibi tanımlanabilir:



Şekil 10. Kaldıraç Tipi Titreşim İzolatörü: Tip-1



Şekil 11. Kaldıraç Tipi Titreşim İzolatörü: Tip-2

$$v = \begin{cases} \alpha u_2 - (\alpha - 1)u_1 & \text{for type-1} \\ \alpha u_1 - (\alpha - 1)u_2 & \text{for type-2} \end{cases} \quad (25)$$

Uzunluk oranı aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$\alpha = l_1 / l_2 > 1 \quad (26)$$

İki tip KTİ değişik parametre kombinasyonlarında çeyrek araba modeli üzerinde denenmiştir.

3.2.1 Birinci KTİ Konfigürasyonu

Birinci konfigürasyonda (bkz. Şekil 12), KTİ tip 1'in süspansiyonda kullanımı incelenmiştir. Bu konfigürasyonda sisteme m_p kütle değerine sahip ekstra bir plaka eklenmiştir. Bu plaka yaylanmayan kütle ve yaylanan kütleye k_{s1} ve k_{s2} direngenlik değerlerine sahip yaylar ve, c_{s1}

ve c_{s2} sönümlenme değerlerine sahip sönümlenme elemanları ile bağlanmıştır. Bu konfigürasyonda iki adet tip 1 KTİ kullanılmıştır. Bunlardan bir tanesi yaylanan kütle ve ara plaka arasına yerleştirilmiş, diğeri ise ara plaka ile yaylanmayan kütle arasına yerleştirilmiştir. KTİ'ler de kullanılan kaldıraçların toplam uzunlukları l_1 ve l_3 , ve kaldıraçların mafsalı arasındaki uzunluklar l_2 ve l_4 'dir. Kaldıraçların uçlarındaki kütlelerin değerleri m_1 ve m_2 , ve bu kütlelerin yer değiştirmeleri v_1 ve v_2 olarak tanımlanmıştır. Yer değiştirmeler v_1 ve v_2 diğer kütlelerin yer değiştirmeleri x_1 , x_2 , ve x_3 cinsinden aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$v_1 = \alpha_1 x_2 - (\alpha_1 - 1)x_1, \quad (27)$$

$$v_2 = \alpha_2 x_3 - (\alpha_2 - 1)x_2, \quad (28)$$

ve α değişkenleri aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$\alpha_1 = l_1/l_2, \quad (29)$$

$$\alpha_2 = l_3/l_4, \quad (30)$$

Kütle, sönüm ve direngenlik matrisleri aşağıdaki gibi elde edilebilir:

$$[M] = \begin{bmatrix} m_{us} + m_1(\alpha_1 - 1)^2 & -m_1\alpha_1(\alpha_1 - 1) & 0 \\ -m_1\alpha_1(\alpha_1 - 1) & m_p + m_1\alpha_1^2 + m_2(\alpha_2 - 1)^2 & -m_2\alpha_2(\alpha_2 - 1) \\ 0 & -m_2\alpha_2(\alpha_2 - 1) & m_s + m_2\alpha_2^2 \end{bmatrix}, \quad (31)$$

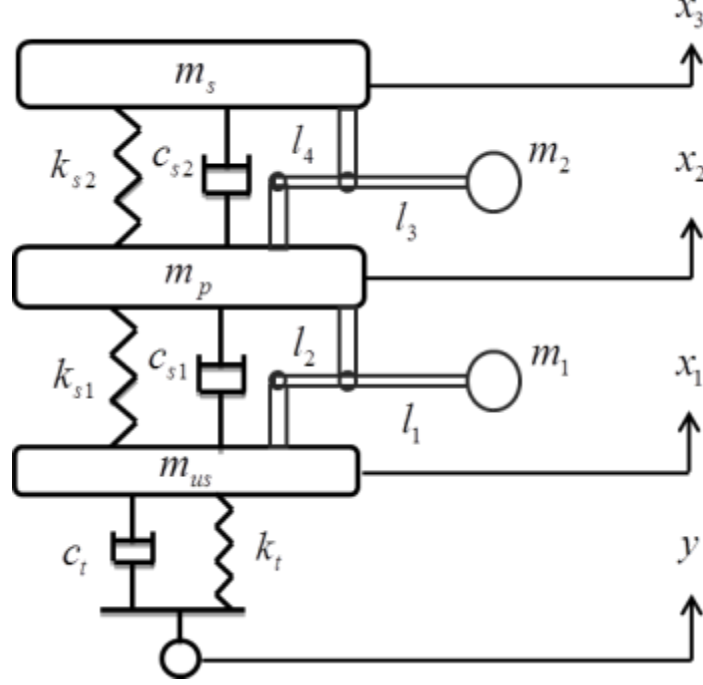
$$[C] = \begin{bmatrix} c_{s1} + c_t & -c_{s1} & 0 \\ -c_{s1} & c_{s1} + c_{s2} & -c_{s2} \\ 0 & -c_{s2} & c_{s2} \end{bmatrix}, \quad (32)$$

$$[K] = \begin{bmatrix} k_t + k_{s1} & -k_{s1} & 0 \\ -k_{s1} & k_{s1} + k_{s2} & -k_{s2} \\ 0 & -k_{s2} & k_{s2} \end{bmatrix}, \quad (33)$$

ve konum vektörleri aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$\{x\} = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix}, \quad (34)$$

$$\{y_0\} = \begin{Bmatrix} y \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}. \quad (35)$$



Şekil 12. KTİ Konfigürasyon 1

3.2.2 İkinci KTİ Konfigürasyonu

İkinci konfigürasyonda (bkz. Şekil 13), iki adet tip 2 KTİ kullanılarak süspansiyon modeli değiştirilmiştir. Bu konfigürasyonda birinci konfigürasyonda olduğu gibi sisteme m_p kütle değerine sahip ekstra bir plaka eklenmiştir. Kaldıraçların ucuna eklenen kütlelerin yer değiştirmeleri aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$v_1 = \alpha_1 x_1 - (\alpha_1 - 1)x_2, \quad (36)$$

$$v_2 = \alpha_2 x_2 - (\alpha_2 - 1)x_3, \quad (37)$$

Kütle, sönüme ve direngenlik matrisleri aşağıdaki gibi elde edilebilir:

$$[M] = \begin{bmatrix} m_{us} + m_1 \alpha_1^2 & -m_1 \alpha_1 (\alpha_1 - 1) & 0 \\ -m_1 \alpha_1 (\alpha_1 - 1) & m_p + m_1 (\alpha_1 - 1)^2 + m_2 \alpha_2^2 & -m_2 \alpha_2 (\alpha_2 - 1) \\ 0 & -m_2 \alpha_2 (\alpha_2 - 1) & m_s + m_2 (\alpha_2 - 1)^2 \end{bmatrix}, \quad (38)$$

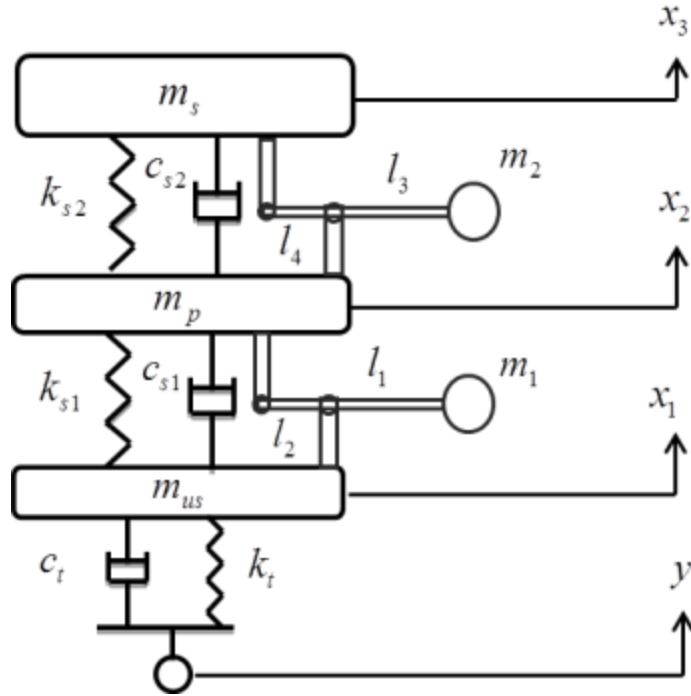
$$[C] = \begin{bmatrix} c_{s1} + c_t & -c_{s1} & 0 \\ -c_{s1} & c_{s1} + c_{s2} & -c_{s2} \\ 0 & -c_{s2} & c_{s2} \end{bmatrix}, \quad (39)$$

$$[K] = \begin{bmatrix} k_t + k_{s1} & -k_{s1} & 0 \\ -k_{s1} & k_{s1} + k_{s2} & -k_{s2} \\ 0 & -k_{s2} & k_{s2} \end{bmatrix}, \quad (40)$$

ve konum vektörleri aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$\{x\} = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix}, \quad (41)$$

$$\{y_0\} = \begin{Bmatrix} y \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}. \quad (42)$$



Şekil 13. KTİ Konfigürasyon 2

3.2.3 Üçüncü KTİ Konfigürasyonu

Üçüncü konfigürasyonda (bkz. Şekil 14), tip 1 KTİ ve tip 2 KTİ kullanılarak süspansiyon modeli değiştirilmiştir. Bu konfigürasyonda birinci ve ikinci konfigürasyonlarda olduğu gibi

sisteme m_p kütle değerine sahip ekstra bir plaka eklenmiştir. KTİ'lerden tip 2 olanı yaylanan kütle ve ara plaka arasına yerleştirilmiş, tip 1 olan diğeri ise ara plaka ile yaylanmayan kütle arasına yerleştirilmiştir. Kaldıraçların ucuna eklenen kütlelerin yer değiştirmeleri aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$v_1 = \alpha_1 x_2 - (\alpha_1 - 1)x_1, \quad (43)$$

$$v_2 = \alpha_2 x_2 - (\alpha_2 - 1)x_3, \quad (44)$$

Kütle, sönüme ve direngenlik matrisleri aşağıdaki gibi elde edilebilir:

$$[M] = \begin{bmatrix} m_{us} + m_1(\alpha_1 - 1)^2 & -m_1\alpha_1(\alpha_1 - 1) & 0 \\ -m_1\alpha_1(\alpha_1 - 1) & m_p + m_1\alpha_1^2 + m_2\alpha_2^2 & -m_2\alpha_2(\alpha_2 - 1) \\ 0 & -m_2\alpha_2(\alpha_2 - 1) & m_s + m_2(\alpha_2 - 1)^2 \end{bmatrix}, \quad (45)$$

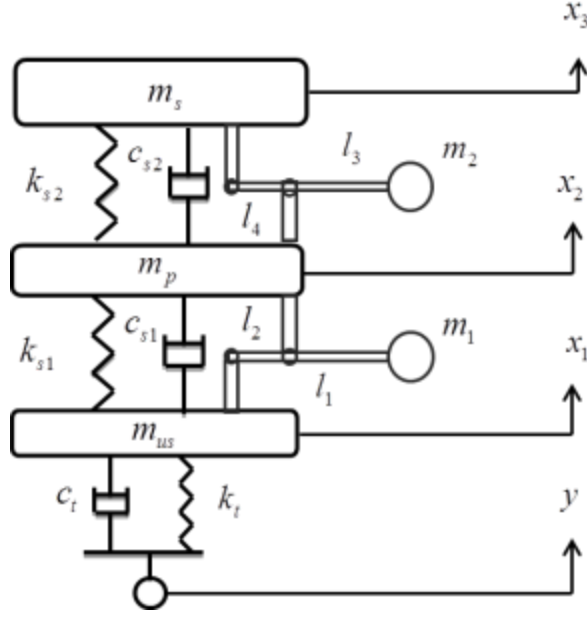
$$[C] = \begin{bmatrix} c_{s1} + c_t & -c_{s1} & 0 \\ -c_{s1} & c_{s1} + c_{s2} & -c_{s2} \\ 0 & -c_{s2} & c_{s2} \end{bmatrix}, \quad (46)$$

$$[K] = \begin{bmatrix} k_t + k_{s1} & -k_{s1} & 0 \\ -k_{s1} & k_{s1} + k_{s2} & -k_{s2} \\ 0 & -k_{s2} & k_{s2} \end{bmatrix}, \quad (47)$$

ve konum vektörleri aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$\{x\} = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix}, \quad (48)$$

$$\{y_0\} = \begin{Bmatrix} y \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}. \quad (49)$$



Şekil 14. KTİ Konfigürasyon 3

3.2.4 Dördüncü KTİ Konfigürasyonu

Dördüncü konfigürasyon, üçüncü konfigürasyondaki KTİ tiplerinin yerlerini değiştirerek elde edilir (bkz. Şekil 15). KTİ'lerden tip 1 olanı yaylanan kütle ve ara plaka arasına yerleştirilmiş, tip 2 olan diğeri ise ara plaka ile yaylanmayan kütle arasına yerleştirilmiştir. Kaldıraçların ucuna eklenen kütlelerin yer değiştirmeleri aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$v_1 = \alpha_1 x_1 - (\alpha_1 - 1)x_2, \quad (50)$$

$$v_2 = \alpha_2 x_3 - (\alpha_2 - 1)x_2, \quad (51)$$

Kütle, sönüme ve direngenlik matrisleri aşağıdaki gibi elde edilebilir:

$$[M] = \begin{bmatrix} m_{us} + m_1 \alpha_1^2 & -m_1 \alpha_1 (\alpha_1 - 1) & 0 \\ -m_1 \alpha_1 (\alpha_1 - 1) & m_p + m_1 (\alpha_1 - 1)^2 + m_2 (\alpha_2 - 1)^2 & -m_2 \alpha_2 (\alpha_2 - 1) \\ 0 & -m_2 \alpha_2 (\alpha_2 - 1) & m_s + m_2 \alpha_2^2 \end{bmatrix}, \quad (52)$$

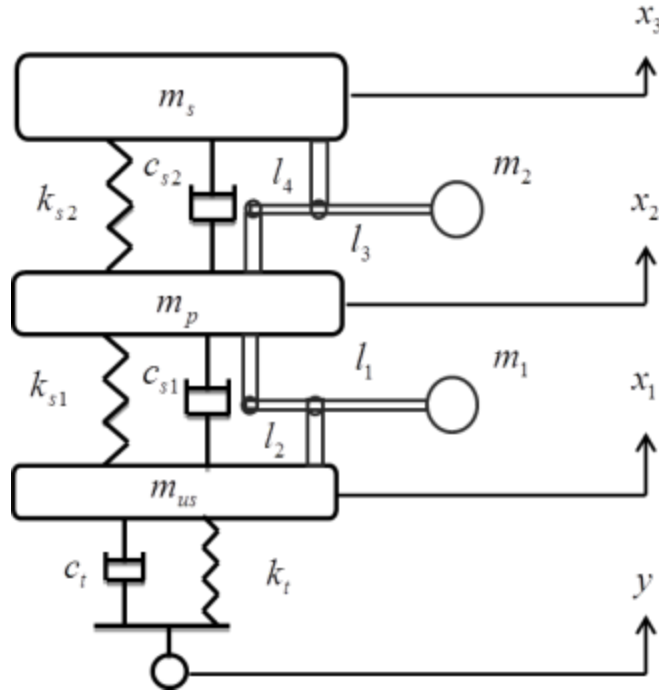
$$[C] = \begin{bmatrix} c_{s1} + c_t & -c_{s1} & 0 \\ -c_{s1} & c_{s1} + c_{s2} & -c_{s2} \\ 0 & -c_{s2} & c_{s2} \end{bmatrix}, \quad (53)$$

$$[K] = \begin{bmatrix} k_t + k_{s1} & -k_{s1} & 0 \\ -k_{s1} & k_{s1} + k_{s2} & -k_{s2} \\ 0 & -k_{s2} & k_{s2} \end{bmatrix}, \quad (54)$$

ve konum vektörleri aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$\{x\} = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix}, \quad (55)$$

$$\{y_0\} = \begin{Bmatrix} y \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}. \quad (56)$$



Şekil 15. KTİ Konfigürasyon 4

3.3 Optimizasyon Problemi

İki adet KTİ içeren konfigürasyonlar için optimizasyon değişkenleri kaldıraçların uçlarındaki kütleler m_i ($i=1,2$) ve uzunluk oranlarıdır, α_i ($i=1,2$). Süspansiyonun yay ve sönümlenme değerleri ortaya eklenen ara plakanın iki tarafına eşit olarak dağıtılmıştır. Toplam direngenlik ve sönümlenme değerleri orijinal süspansiyonunkiyle aynı olacak şekilde ayarlanmıştır.

Optimizasyonda kullanılacak hedef fonksiyonu Bölüm 2.4'de tarif edildiği gibi seçilecek katsayılarla çarpılmış alan değerlerinin toplamı olarak tanımlanmıştır. Bu katsayılar Tablo 5'de verilmiştir. Sonuçların birinci rezonans ve ikinci rezonans bölgesinde daha iyi sonuç verebileceği iki farklı katsayı seti belirlenmiştir.

Tablo 5. Ağırlıklandırma Katsayıları

Katsayı	Birinci Tepe Noktası	İkinci Tepe Noktası
Z ₁	1	1
Z ₂	2	1
Z ₃	15	3
Z ₄	15	5
Z ₅	5	5
Z ₆	5	15
Z ₇	5	15
Z ₈	3	8
Z ₉	1	2

Yukarıda tarif edilen optimizasyon probleminin matematiksel olarak tanımlanması aşağıda yapılmıştır:

$$\min A_T = \sum_{i=1}^n \left(z_i \int_{f_i} |\alpha(\omega)| d\omega \right) \quad (57)$$

kısıt

$$m_i \leq 3 \text{ Kg } (i = 1, 2), \quad (58)$$

$$1 < \alpha_i \leq 4. \quad (59)$$

3.4 Sonuçlar

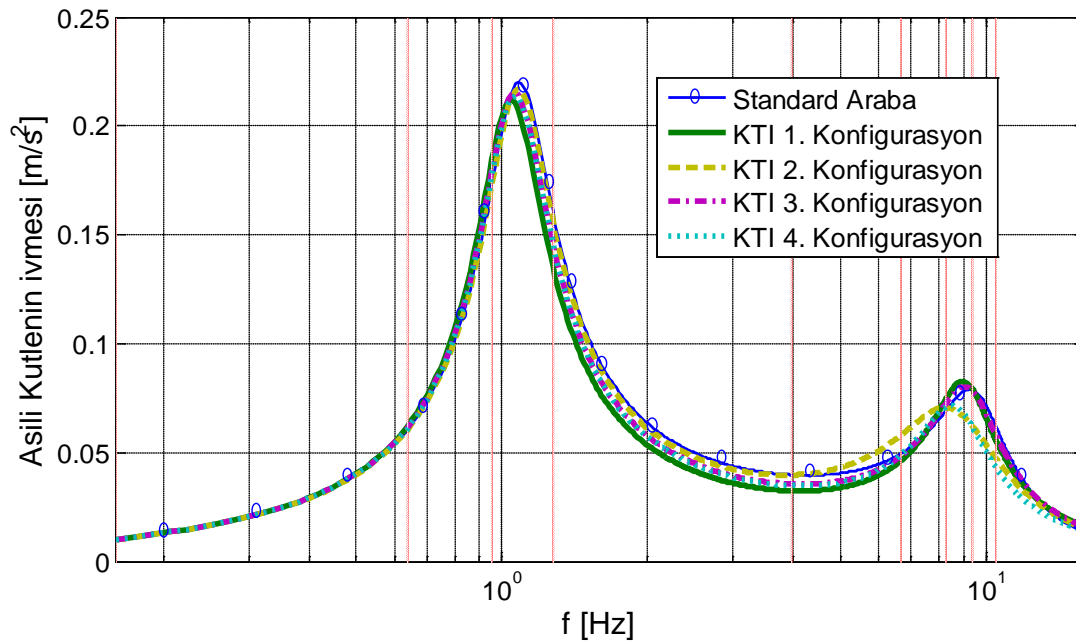
Pratik olarak uygulanabilir KTİ tasarımlarına ulaşabilmek için KTİ kütleleri 3kg ile, uzunluk oranları, α_i , 4 ile sınırlandırılmıştır. Optimizasyon sonucunda elde edilen tasarım değişkenleri Tablo 6'de verilmiştir.

Tablo 6. KTİ konfigürasyonlarının optimizasyon sonuçları

Parametreler		Konfigürasyon			
		1	2	3	4
m_1 (kg)	Set 1	3	0	0	3
	Set 2	3	0	3	0
m_2 (kg)	Set 1	3	3	3	3
	Set 2	3	3	3	2.2572
α_1	Set 1	3.2287	0	0	3.2762
	Set 2	2.5736	0	2.6359	0
α_2	Set 1	3.3376	3.7637	2.9729	3.9916
	Set 2	2.5849	3.2936	3.4843	2.2572

3.4.1 Farklı KTİ Konfigürasyonlarının Karşılaştırılması

Şekil 16'te verilen grafikte yaylanan kütlelerin ivmesi frekansa bağlı olarak verilmiştir. Harmonik cevap analizinde 0.01 m/s genliğe sahip hız tekerlek tarafından modele girdi olarak tanımlanmıştır. Grafikler hem standart (KTİ kullanılmayan) hem de KTİ'ler eklenmiş (Konfigürasyon 1,2,3 ve 4) çeyrek araba süspansiyon modeli için hesaplanmıştır. Bu sonuçlar için Tablo 6'da verilen 1 numaralı katsayılar kullanılarak KTİ değişkenleri optimize edilmiştir. Sonuçlar, birinci KTİ konfigürasyonunun birinci rezonans civarında en iyi sonucu, orta frekans bölgesinde de kayda değer cevap azaltımını sağladığını göstermektedir. Üçüncü konfigürasyon ikinci rezonans bölgesinde en başarılı (cevabın en fazla azaltan olarak) görülse de diğer bölgelerde birinci konfigürasyon kadar etkili değildir.

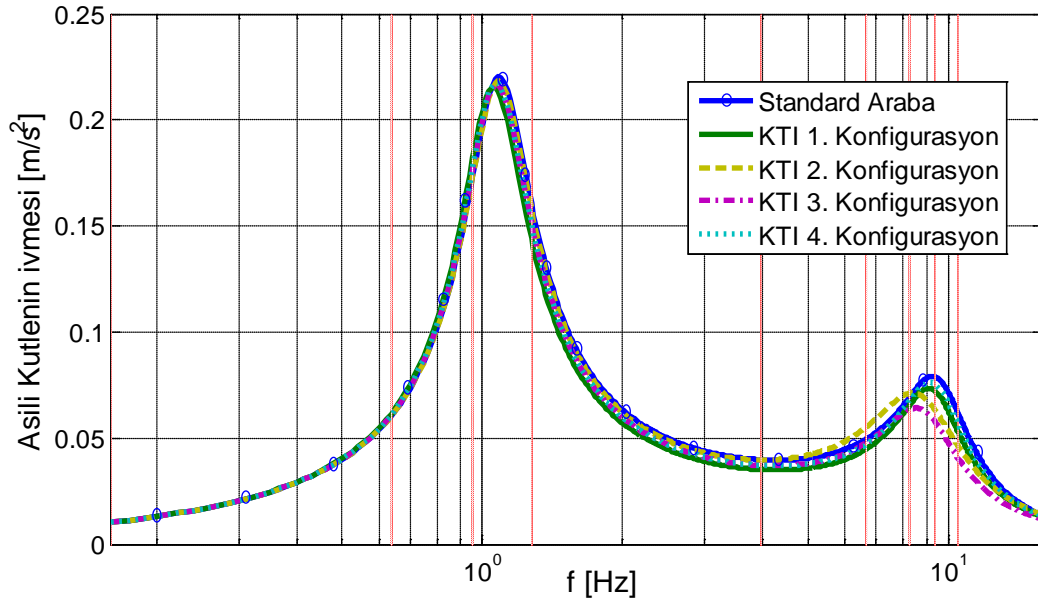


Şekil 16. Birinci katsayı seti kullanarak optimize edilmiş KTİ konfigürasyonlarının performanslarının karşılaştırılması

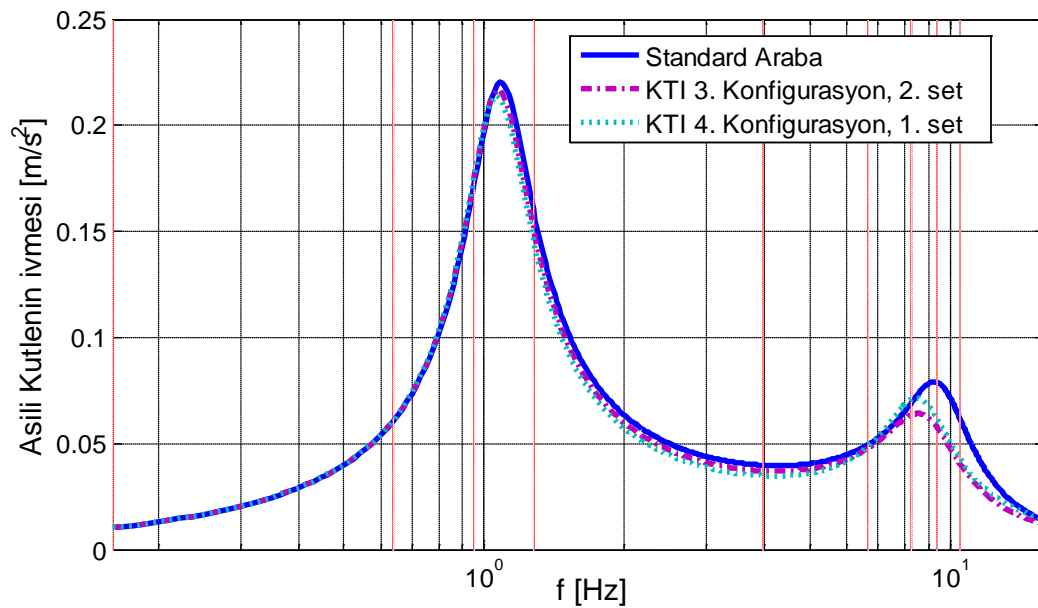
Şekil 17'te verilen grafikte, yaylanan kütlelerin ivmesi frekansa bağlı olarak verilmiştir. Bu sonuçlar için ise Tablo 6'daki 2 numaralı katsayılar kullanılarak KTİ değişkenleri optimize edilmiştir. Sonuçlar, dördüncü konfigürasyonun hem ikinci rezonans bölgesinde hem de diğer bölgelerde en başarılı performansı (cevabın en fazla azaltan olarak) gösterdiğine işaret etmektedir.

Şekil 18'de verilen grafiklerde, yaylanan kütlelerin ivmesi frekansa bağlı olarak verilmiştir. Bu grafiklerde 4. konfigürasyonun 1. katsayı seti kullanılarak optimize edilmiş versiyonunun sonuçları ile 3. konfigürasyonunun 2. katsayı seti kullanılarak optimize edilmiş versiyonunun

sonuçları karşılaştırılmıştır. Bu sonuçlar 1. ve 2. katsayı seti kullanarak optimize edilmiş KTI konfigürasyonlarının en iyilerini temsil etmektedir. Sonuçlar bazı bölgelerde 3. konfigürasyonun, bazı bölgelerde ise 4. konfigürasyonun daha iyi performans gösterdiğine işaret etmektedir.



Şekil 17. İkinci Katsayı Seti Kullanarak Optimize Edilmiş KTI Konfigürasyonlarının Performanslarının Karşılaştırılması

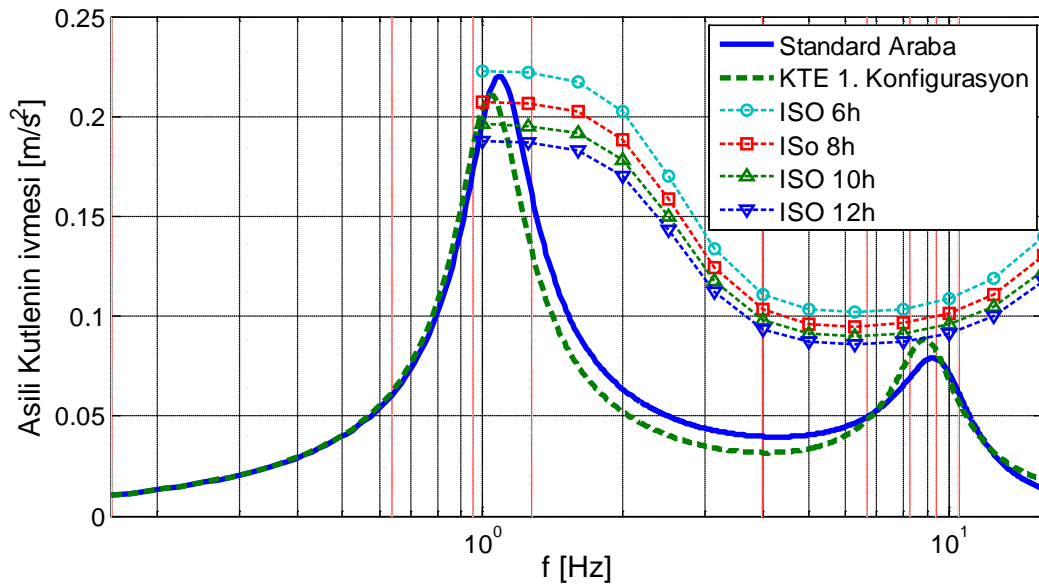


Şekil 18. Birinci Ve İkinci Katsayı Seti Kullanarak Optimize Edilmiş KTI Konfigürasyonlarının En İyilerinin Performanslarının Karşılaştırılması

3.4.2 Sonuçların ISO 2631 Standartları Açısından Değerlendirilmesi

Bir önceki bölümde ilgilenilen frekans aralığına göre optimizasyon sonuçlarının değiştiği çok açıktır. Hangi frekans bölgelerinin yolcu konforu açısından kritik olduğunun belirlenmesinde ISO 2631’de verilmiş ivme sınır grafiklerinin faydası olacaktır.

Şekil 19’da yaylanan kütlein ivmesi ile ISO 2631 ivme sınır grafikleri beraber verilmiştir. Bu grafiklerden standart çeyrek araba modelinin halihazırdaki süspansiyon parametreleri ile ISO 2631’in 8 saatlik yolculukla ilgili ivme sınırlarının birinci rezonans civarında üzerine çıktığı görülebilir. Birinci rezonans civarında iyi performans gösteren birinci katsayı seti kullanılarak optimize edilmiş birinci KTİ konfigürasyonun ivme grafikleri de Şekil 19’da verilmiştir ama ISO 8 saat sınırı halen sağlanamamıştır.



Şekil 19. KTİ Konfigürasyon 1 ve Standart Çeyrek Araba Modellerinin Cevap Grafiğinin ISO 2631 İvme Sınır Grafikleri İle Karşılaştırılması

BÖLÜM 4

PARÇALI SÜSPANSİYONUN YAYLARININ AYARLANMASI

4.1 Giriş

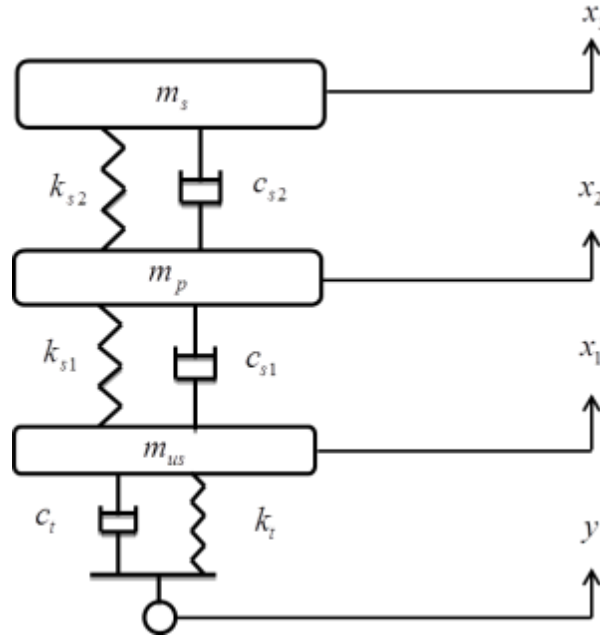
Çeşitli ATE ve KTİ konfigürasyonları üzerinde çalışırken ortaya çıkan parçalı süspansiyonun süspansiyon yayları ve sönümleyicilerinin eşit olarak bölünmesi yerine farklı olarak ayarlanmasının etkilerinin incelenmesinin önemli bir tasarım parametresi olacağı belirlenmiştir. Yapılan literatür araştırmasında bu konuyu ele almış herhangi bir kaynağa rastlanmadığı görülmüştür. Buradan yola çıkarak süspansiyonun parçalı olarak modellenmesinin etkilerini incelemek için bir önceki bölümdeki çeyrek araç modeli ilk önce KTİ'siz olarak ele alınmıştır. Bu bölümde parçalara bölünmüş süspansiyon sisteminin cevabı parametrik olarak çalışılmıştır. Süspansiyon parametrelerinin değiştirilmesi bazı frekans aralıklarını iyileştirirken bazı aralıkları da kötüleştirdiği görüldü ve bunun üzerine tüm frekans aralığında kabul edilebilir sonuçlar almak için bir optimizasyon problemi tanımlanmıştır. Bunların ardından modele KTİ'ler eklenerek araç sürüş konforunun daha da iyileştirilmesi için yapılan çalışmalar yapılmıştır.

4.2 Modelleme

Bu bölümdeki çalışma için iki farklı süspansiyon sistemi konfigürasyonu ele alındı. İlk konfigürasyonda süspansiyon sistemi iki parçaya ikinci konfigürasyonda ise üç parçaya bölündü. Her bir parça diğerinden çok ağırlığa sahip plakalar vasıtasıyla ayrıldı. Bu iki modeldeki süspansiyon yayları ve sönümleri istenmeyen titreşimleri azaltabilmek için ayarlandı. Daha fazla parçaya bölünmelerde sistemin yapısının karmaşıklıklaşması sebebiyle pratik zorluklar çıkaracağı düşünüldüğü için burada ele alınmamıştır.

4.2.1 Konfigürasyon 1, İki Parçalı Süspansiyon

Bu kısımda süspansiyon sistemi iki parçaya bölünmüş ve bu parçaların arasına kütlesi m_p ile gösterilen ek bir plaka yerleştirilmiştir. Ek plaka yaylanan ve yaylanmaz kütlelerine direngenlikleri sırasıyla k_{s1} ve k_{s2} olan yaylar ve katsayıları sırasıyla c_{s1} ve c_{s2} viskoz sönümler ile bağlanmıştır (Şekil 20).



Şekil 20. Konfigürasyon 1 için Süspansiyon Sistemi

Kütle, sönüm ve direngenlik matrisleri aşağıda verilmiştir:

$$[M] = \begin{bmatrix} m_{us} & 0 & 0 \\ 0 & m_p & 0 \\ 0 & 0 & m_s \end{bmatrix}, \quad (60)$$

$$[C] = \begin{bmatrix} c_{s1} + c_t & -c_{s1} & 0 \\ -c_{s1} & c_{s1} + c_{s2} & -c_{s2} \\ 0 & -c_{s2} & c_{s2} \end{bmatrix}, \quad (61)$$

$$[K] = \begin{bmatrix} k_t + k_{s1} & -k_{s1} & 0 \\ -k_{s1} & k_{s1} + k_{s2} & -k_{s2} \\ 0 & -k_{s2} & k_{s2} \end{bmatrix}. \quad (62)$$

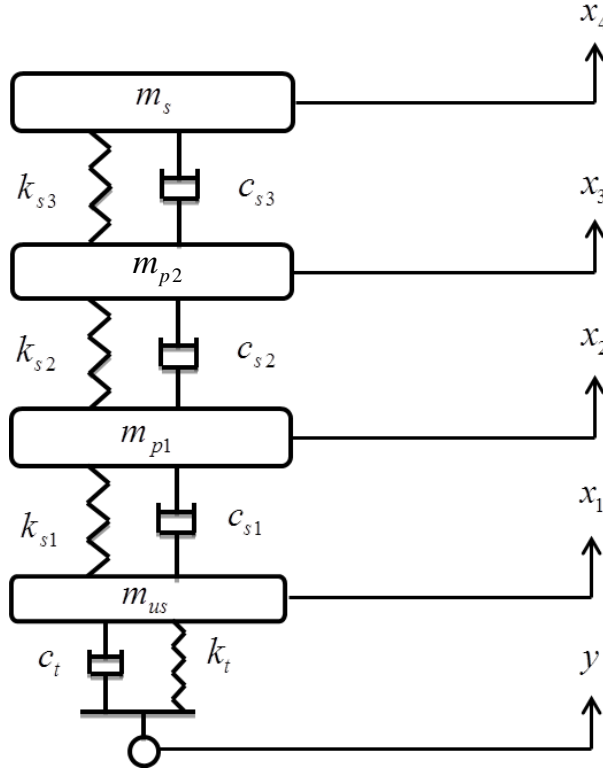
Yer değiştirme ve yol pürüzlülük vektörleri ise şu şekilde tanımlanmıştır:

$$\{x\} = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix}, \quad (63)$$

$$\{y_0\} = \begin{Bmatrix} y \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}. \quad (64)$$

4.2.2 Konfigürasyon 2, Üç Parçalı Süspansiyon

Bu bölümde süspansiyon sistemi bir önceki bölüme kıyasla fazladan bir parçaya daha bölünmüştür. Parçalar birbirlerine üçer adet yay ve viskoz sönümleyici ile Şekil 21'de gösterildiği gibi bağlanmıştır. Burada m_{p1} ve m_{p2} ek plaka kütlelerini, k_{s1} , k_{s2} ve k_{s3} dirençlik değerlerini ve c_{s1} , c_{s2} ve c_{s3} ise viskoz sönüm katsayılarını temsil etmektedir.



Şekil 21. Konfigürasyon 2 İçin Süspansiyon Sistemi

Kütle, sönüm ve dirençlik matrisleri sırasıyla aşağıda verilmiştir:

$$[M] = \begin{bmatrix} m_{us} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{p1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_{p2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_s \end{bmatrix}, \quad (65)$$

$$[C] = \begin{bmatrix} c_t + c_{s1} & -c_{s1} & 0 & 0 \\ -c_{s1} & c_{s1} + c_{s2} & -c_{s2} & 0 \\ 0 & -c_{s2} & c_{s2} + c_{s3} & -c_{s3} \\ 0 & 0 & -c_{s3} & c_{s3} \end{bmatrix}, \quad (66)$$

$$[K] = \begin{bmatrix} k_t + k_{s1} & -k_{s1} & 0 & 0 \\ -k_{s1} & k_{s1} + k_{s2} & -k_{s2} & 0 \\ 0 & -k_{s2} & k_{s2} + k_{s3} & -k_{s3} \\ 0 & 0 & -k_{s3} & k_{s3} \end{bmatrix}. \quad (67)$$

Yer değiştirme ve yol pürüzlülük girdisi vektörleri ise aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$\{x\} = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{Bmatrix}, \quad (68)$$

$$\{y_0\} = \begin{Bmatrix} y \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}. \quad (69)$$

4.3 Optimizasyon Problemi

Her iki konfigürasyon içinde optimizasyon parametreleri ek plaka kütleleri m_{pi} , direngenlik değerleri k_{si} ve sönüm katsayıları c_{si} 'den oluşmaktadır. Optimizasyon fonksiyonu olarak bölüm 2.4'te olduğu gibi ağırlıklandırma katsayıları ile çarpışmış alanların toplamı kullanılmıştır. Kullanılan ağırlık katsayıları Tablo 7'de verildiği gibidir.

Tablo 7. Ağırlıklandırma Katsayıları

Katsayı	Birinci Tepe Noktası	İkinci Tepe Noktası
Z ₁	1	1
Z ₂	2	1
Z ₃	15	3
Z ₄	15	5
Z ₅	5	5
Z ₆	5	15
Z ₇	5	15
Z ₈	3	8
Z ₉	1	2

Optimizasyon problemi aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$\min \quad A_T = \sum_{i=1}^n \left(z_i \int_{f_i} |\alpha(\omega)| d\omega \right) \quad (70)$$

kısıt

$$\sum_{i=1}^n \frac{1}{k_{si}} = \frac{1}{k_s}, \quad (71)$$

$$\sum_{i=1}^n \frac{1}{c_{si}} = \frac{1}{c_s}, \quad (72)$$

$$m_{pi} < 2 \text{ Kg } (i = 1, \dots, n). \quad (73)$$

4.4 ISO 2631'e Göre Sonuçlar

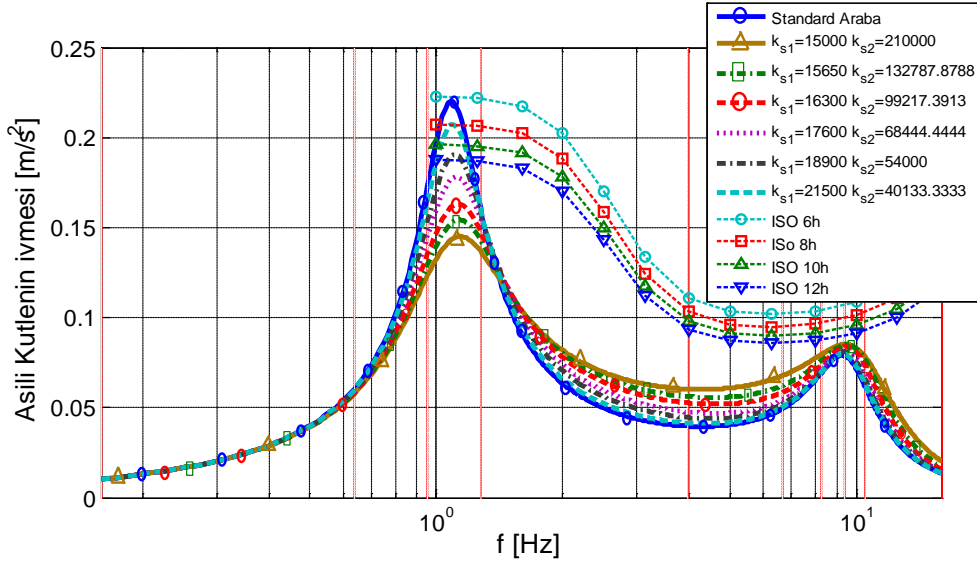
Optimizasyonlar Tablo 7'de verilen ağırlıklandırmalar kullanılarak yapıldı ve bu çalışmada ek plaka ağırlıkları 2kg ile sınırlandırıldı. Bütün bunlara ek olarak süspansiyonun toplam direngenliği ve sönümü problem tanımında verildiği üzere standart araç modeli ile aynı tutulmuştur. Yapılan çalışma sonucunda elde edilen süspansiyon parametreleri Tablo 8'de verilmiştir. Sonuçlardan da görüldüğü üzere optimizasyon ek plaka kütle değerini verilen maksimum değerde vermektedir. Buradan da ek plaka kütlelerinin artırılması süspansiyon sistemini performansını arttıracaktır. Ancak eklenen kütle miktarının araçlar için belli bir seviyenin altında tutulması gerektiği göz önünde bulundurulması gerektiğinden bir sonraki bölümde yapılan çalışmalarda süspansiyon üzerine eklenen toplam kütle miktarına sınırlandırma getirilecektir.

Tablo 8. Optimizasyon Sonuçları

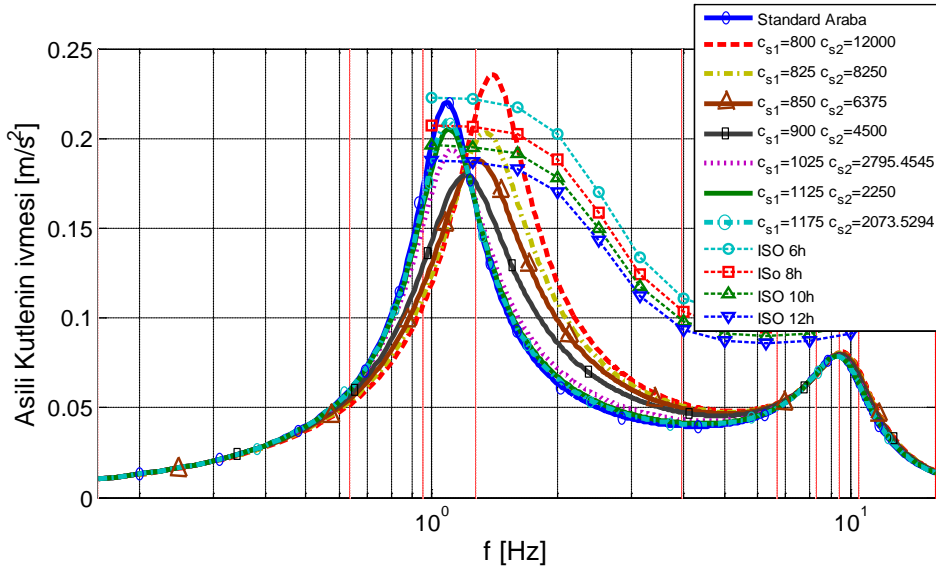
Parametreler		Konfigürasyon	
		1	2
m_{p1} (kg)	Set 1	2	2
m_{p2} (kg)	Set 1	-	2
k_{s1} (N/m)	Set 1	20571	28482.2
k_{s2} (N/m)	Set 1	42828	284.9
k_{s3} (N/m)	Set 1	-	38565.6

Optimize edilmiş süspansiyon sistemine ait sonuçları sunmadan önce süspansiyon direngeliklerinin yaylanana kütlelerin ivmesi üzerindeki etkilerini incelemek adına konfigürasyon 1 için parametrik bir çalışmaya yer verilecektir. Yukarıdaki kısıtlar dahilinde k_{s1} 'in artırılması sonucu elde edilen ivme frekans grafiği Şekil 22'de verilmiştir. Unutulmamalıdır ki k_{s1} değerinin değişmesi kısıtlar sebebiyle k_{s2} 'nin de değişmesine sebep olmaktadır. Bu şekilde sonuçların elde edilmesi sırasında sönüm değerleri $c_{s1} = c_{s2} = 1500$ N.s/m olarak eşit alınmıştır. Şekil incelendiğinde, k_{s1} değerinin Eşitlik (4.12) sağlanacak şekilde eşit paylaştırıldığı durumdaki değerden ($k_{s1} = k_{s2} = 2k_s = 28kN / m$) yine Eşitlik (4.12) sağlanacak şekilde azaltılması ile birinci tepe noktası etrafındaki titreşim seviyeleri önemli oranda azalmıştır. Görüldüğü üzere süspansiyon sistemi 8, 10 ve 12 saatlik ISO sınırlarını rahatlıkla sağlamaktadır. İkinci tepe noktası civarında performansta herhangi bir değişiklik olmamıştır. Ancak iki tepe noktasının arasında kalan frekans alanında bir miktar performans kaybı gözlenmiştir.

Benzer bir çalışma süspansiyon sönüm katsayıları değiştirilerek yapılmış ve Şekil 23'te verilmiştir. Bu çalışmada direngelik değerleri eşit olarak alınmıştır ($k_{s1} = k_{s2} = 28$ kN/m). Elde edilen sonuçlar c_{s1} değerinin eşit bölünmüş değerden azaltılmasıyla bir noktaya kadar birinci tepe noktası etrafındaki titreşim değeri azalmıştır. Ancak c_{s1} değerinin daha da azaltılması istenmeyen titreşim seviyelerinin artmasına sebep olmuştur. İki tepe noktası arasında kalan frekans aralığında ise c_{s1} değerinin azalması titreşimlerin artmasına sebep olmuştur.



Şekil 22. Konfigürasyon 1 için Süspansiyon Direngeliklerinin Yaylanan Kütle İvmesi Üzerine Etkisi.



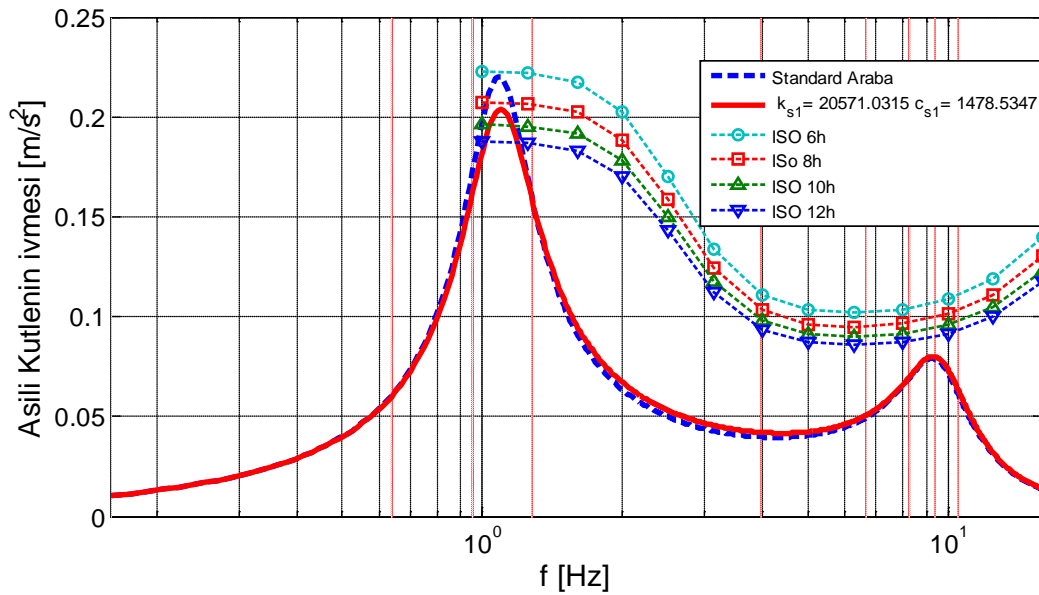
Şekil 23. Konfigürasyon 1 için Süspansiyon Sönümlerini Yaylanan Kütle İvmesi Üzerine Etkisi.

Şekil 22 ve Şekil 23'te görüldüğü üzere k_{si} ve c_{si} değerleri yaylanan kütle ivmesini istenilen frekans aralıklarında düşürmek için kullanılabilir. Buradan yola çıkarak daha önce tanımlanan optimizasyon fonksiyonu ve ağırlıklandırma katsayıları kullanılarak sistemin performansını iyileştirmek mümkün olmaktadır. Şekil 24'te istenmeyen titreşimleri 8 saatlik ISO sınırını altına çeken ve orta frekans bölgesinde gerçekleşen performans kaybını da en az indiren optimizasyon çalışmasının (konfigürasyon 1 için) sonucu verilmektedir. Şekilden

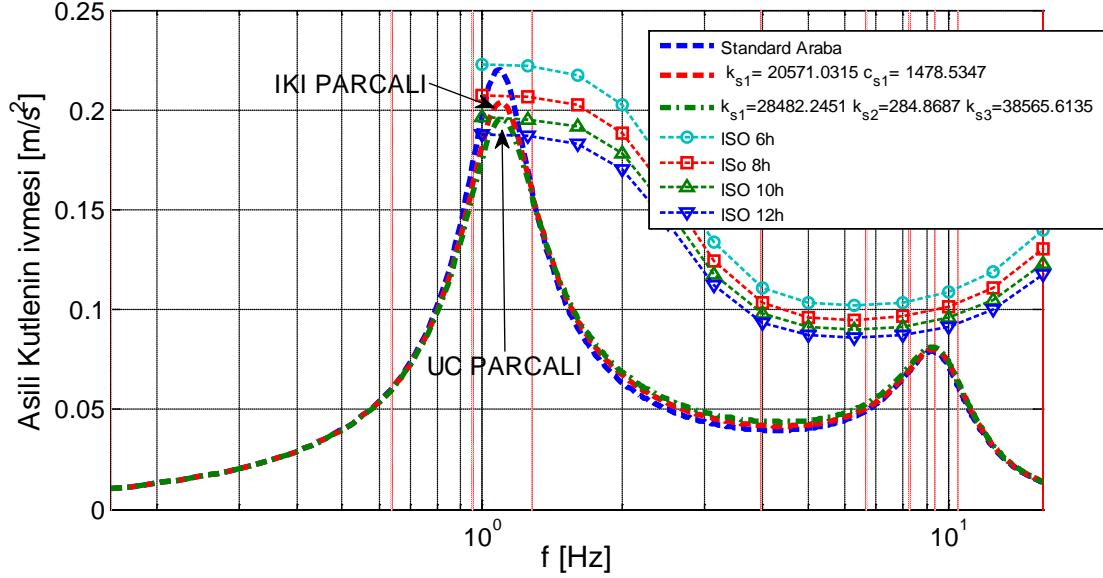
de görüldüğü üzere yaylanan kütle için tüm frekans aralığında 8 saatlik ISO sınırın altına indirmek mümkün olabilmektedir.

Şekil 25'de iki parçalı ve üç parçalı süspansiyon sistemlerinin yukarıda belirtilen aynı koşullar altında optimize edilmesi ile elde edilen yaylanan kütle ivmesi verilmektedir. Şekilden de görüldüğü üzere, süspansiyon sistemini fazladan bir parçaya bölmenin getirdiği seçim özgürlüğü süspansiyonun performansını daha da arttırmış ve konfigürasyon 2 diğer frekans değerlerindeki performansı hemen hemen aynı tutarak ivme eğrisini 10 saatlik ISO sınırının altına çekmiştir.

Bu bölümde yapılan çalışmalar göstermiştir ki parçalı süspansiyon sistemi birinci tepe noktası etrafındaki titreşimleri önemli oranda azaltmış; ancak, iki tepe noktası arasındaki titreşim seviyelerinde ise bir miktar artışa sebep olmuştur. Bölüm 3'te KTİ'lerin orta frekans aralığında ve ikinci tepe noktası civarında iyileştirmeler sağladığı gözlemlenmişti. Bu sebeple sonraki bölümde parçalı süspansiyon ve KTİ'ler birlikte kullanılarak yeni süspansiyon sisteminin performansı incelenecektir.



Şekil 24. ISO 2631'e Göre 8 Saatlik Sınırı Aşmayacak Şekilde Optimize Edilmiş Sistem (Konfigürasyon 1)



Şekil 25. İki ve Üç Parçalı Optimize Edilmiş Süspansiyonların Yaylanan Kütle İvmesinin

4.5 Parçalı süspansiyon Sistemi Üzerinde KTİ Yapısı Kullanılarak Daha Fazla İyileştirme Sağlanması

3. bölümde KTİ uygulamasının taşıt asılı kütle performansı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Sonuçlar birinci tepe, ara bölge ve ikinci tepe frekanslarındaki asılı kütle ivme cevabında iyileşmeler göstermiştir. Bu çalışmalar süspansiyon sisteminin direngenlik ve sönümlenme katsayılarını ayarlama fikrini doğurmuştur. Bu fikir tüm detayıyla 4. Bölümde irdelenmiştir. Bu bölümdeki sonuçlar ise parçalı süspansiyon sistemlerinin birinci tepe noktası etrafında yüksek etkinliklerinin olduğunu ancak performanslarının ara bölgede önemli ölçüde düştüğünü göstermiştir. Bu bölümde, parçalı süspansiyon üzerinde KTİ yapısı kullanılarak daha fazla iyileştirme sağlanması durumu incelenmiştir.

4.5.1 Modelleme

Bu kısımda 3. Konfigürasyon KTİ sistemi parçalı süspansiyon sistemi üzerine uygulanmıştır (Şekil 26). Önceki bölümlerde 3. Konfigürasyon KTİ sisteminin ara bölgede ve ikinci tepe noktası frekanslarında en iyi sonuçları sergilediği gösterilmiştir. Dolayısıyla bu konfigürasyon parçalı süspansiyon sistemi problemini çözmek için kullanılmıştır.

Kütle, sönümlenme ve direngenlik matrisleri aşağıda verilmiştir:

$$[M] = \begin{bmatrix} m_{us} + m_1(\alpha_1 - 1)^2 & -m_1\alpha_1(\alpha_1 - 1) & 0 \\ -m_1\alpha_1(\alpha_1 - 1) & m_p + m_1\alpha_1^2 + m_2\alpha_2^2 & -m_2\alpha_2(\alpha_2 - 1) \\ 0 & -m_2\alpha_2(\alpha_2 - 1) & m_s + m_2(\alpha_2 - 1)^2 \end{bmatrix}, \quad (74)$$

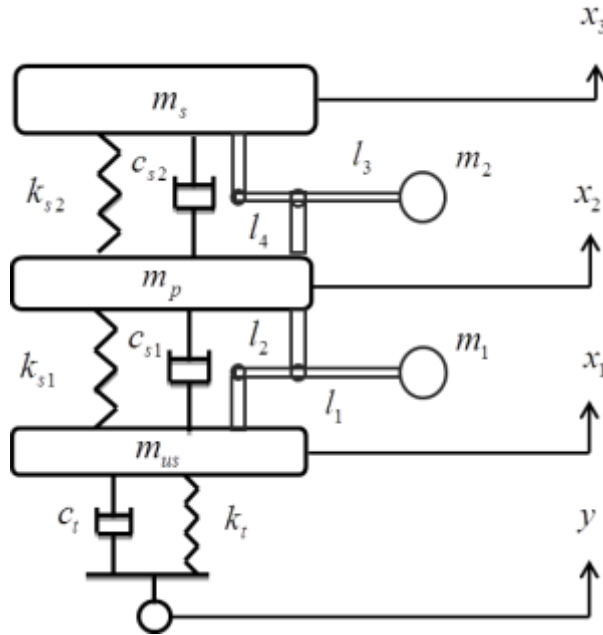
$$[C] = \begin{bmatrix} c_{s1} + c_t & -c_{s1} & 0 \\ -c_{s1} & c_{s1} + c_{s2} & -c_{s2} \\ 0 & -c_{s2} & c_{s2} \end{bmatrix}, \quad (75)$$

$$[K] = \begin{bmatrix} k_t + k_{s1} & -k_{s1} & 0 \\ -k_{s1} & k_{s1} + k_{s2} & -k_{s2} \\ 0 & -k_{s2} & k_{s2} \end{bmatrix}. \quad (76)$$

Konum vektörleri aşağıda verilmiştir:

$$\{x\} = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix}, \quad (77)$$

$$\{y_0\} = \begin{Bmatrix} y \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}. \quad (78)$$



Şekil 26. KTİ Konfigürasyon 3

4.5.2 Optimizasyon Problemi

KTİ'ler için optimizasyon parametreleri m_i ($i=1,2$) ile ifade edilen kümelenmiş kütleler, α_i ($i=1,2$) ile ifade edilen uzunluk oranlarıdır. Ayrıca, k_{si} ile ifade edilen her bir direngenlik

katsayısı C_{si} ile ifade edilen her bir sönümlenme katsayısı süspansiyon parametrelerini ayarlamak adına optimizasyon problemine eklenmiştir.

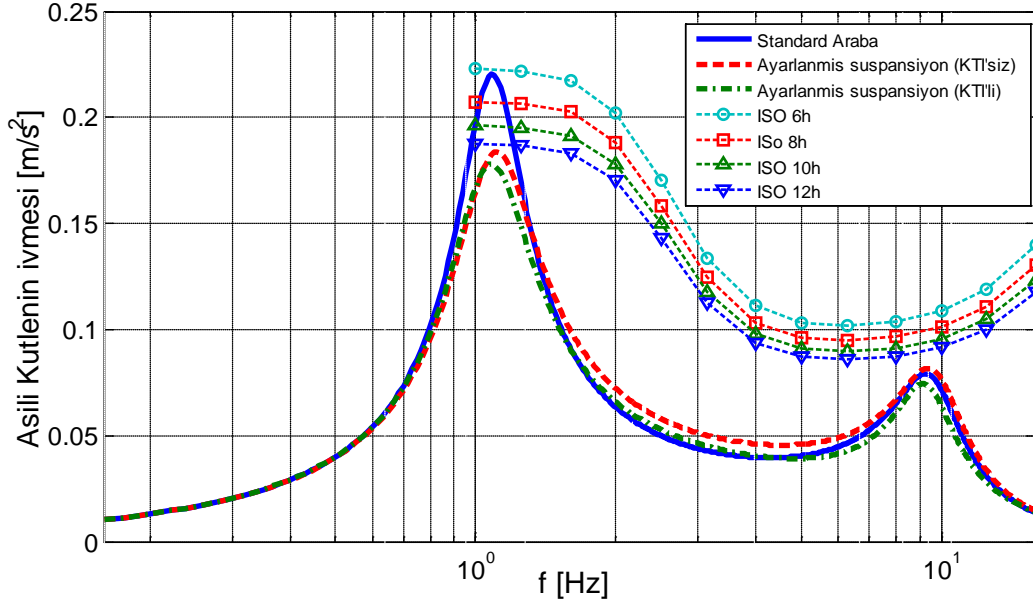
Bölüm 2 Kısım 4'de de ifade edildiği gibi amaç fonksiyonu seçilen ağırlandırma katsayıları ile çarpılmış alanların toplamına eşit alınmıştır. Kullanılan ağırlıklandırma katsayıları Tablo 9'de verilmiştir. Ağırlıklandırma katsayıları ara bölge frekanslarında daha çok iyileştirme sağlanacak şekilde seçilmiştir.

Tablo 9. Ağırlıklandırma Katsayıları

Katsayı	Ara Bölge ve İkinci Tepe
Z ₁	1
Z ₂	1
Z ₃	3
Z ₄	8
Z ₅	10
Z ₆	15
Z ₇	15
Z ₈	8
Z ₉	2

4.6 Sonuçlar

Şekil 27'de, yaylanan kütle ivmesi standart çeyrek taşıt modeli, KTİ'siz parçalı süspansiyona sahip taşıt ve KTİ'li parçalı süspansiyona sahip taşıt için verilmiştir. Optimize edilmiş süspansiyon sistemi parametreleri Tablo 10'de görülmektedir. Şekilden de görüldüğü üzere, standart çeyrek araç modeli 8, 10 ve 12 saatlik ISO sınırlarının hiçbirini birinci tepe noktası civarında sağlamamaktadır. Parçalı süspansiyon sistemi ise birinci tepe noktası etrafındaki sitem cevabını düşürdüğü için tüm ISO sınırlarını sağlamaktadır. Ancak, bu sistemin orta frekanslarda performansı bir miktar düşmekte ve ikinci tepe noktası civarını ise etkileyememektedir. Ayarlanmış sisteme KTİ'lerin eklenmesiyle sistemin performansı tüm frekans aralığında iyileşmiştir.



Şekil 27. KTİ Yapısının Parçalı süspansiyon Sistemi Üzerinde Uygulanması; Yaylanan Kütle İvmesi Grafiği

Tablo 10. Süspansiyon sistemi parametreleri

Süspansiyon Sistemi Parametresi	KTİ'siz parçalı süspansiyon sistemi	KTİ'li parçalı süspansiyon sistemi
m_s	280 Kg	280 Kg
m_{us}	45 Kg	45 Kg
k_t	152 KN/m	152 KN/m
k_{s1}	18 KN/m	18 KN/m
k_{s2}	63 KN/m	63 KN/m
c_{s1}	1478 N.s/m	1478 N.s/m
c_{s2}	1522 N.s/m	1522 N.s/m
c_t	160	160
m_p	2 Kg	2 Kg
m_1	-	3 Kg
α_1	-	2.63
m_2	-	3 Kg
α_1	-	4

BÖLÜM 5

SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN GERÇEK YOL GİRDİSİNE CEVABI

5.1 Giriş

Önceki bölümlerde, aracın süspansiyon sisteminin performansı üzerinde titreşim emici uygulaması incelenmiş doğrusal ve dönel ayarlanabilir titreşim emicilerinin (ATE) ve kaldıraç tipli titreşim izolatörlerinin (KTİ) araç sürüş konforuna etkileri çeyrek araba modeli üzerinde gösterilmiştir. ATE'ler, özellikle kendi doğal frekanslarında, sistemin enerjisini kendi üzerine alarak titreşimleri azaltmaktadırlar. Bu çalışmanın ilk bölümünde ATE'lerin iki tipi de incelenmektedir. Doğrusal ATE'lerin süspansiyon sistemlerine uygulanması kolay olmasına rağmen döner ATE'ler atalet etkilerinin daha fazla olması sebebiyle daha iyi performans göstermektedirler. Çalışmanın üçüncü bölümünde ise değişik kütlelere sahip çeşitli KTİ konfigürasyonları incelenmiş ve KTİ'lerin hem araç sıçrama hem de tekerlek sıçrama frekanslarında titreşim genliklerini önemli oranda azalttığı görülmüştür. Elde edilen sonuçlar ATE'lerin tekerlek sıçrama ve KTİ'lerin gövde sıçrama frekansı civarında sürüş konforunu arttırdığını göstermektedir. Bunlara ek olarak, parçalı süspansiyon sisteminin direngenliğinin ve sönüm katsayılarının ayarlanmasının sürüş konforunu iyileştirdiği görülmektedir. Yapılan temel çalışmalar parçalı süspansiyon sisteminin özelliklerinin ayarlanması ile özellikle gövde sıçrama frekansı etrafında önemli oranda sürüş konforu iyileştirilmiştir; ancak, iki tepe nokta arasındaki konfor ise azalmıştır. İkinci tepe noktasının, kullanılan süspansiyon modellerinin incelenmesi sonucunda (pasif ve aktif süspansiyonlar) değiştirilemediği bilinmektedir. KTİ'lerin süspansiyon sistemine eklenmesi ile birlikte ikinci tepe noktası civarında sürüş konforunun değiştirilmesinin mümkün olduğu gösterilmiştir.

Bu bölümde gerçek yolların karakteristiği incelenmiş ve elde edilen gerçek yol girdisi kullanarak, titreşim emici sistemlerinin performansı araştırılmış ve birbirleriyle

karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlar parçalı süspansiyon sisteminin diğer titreşim emici sistemler ile karşılaştırıldığında sürüş konforunu önemli oranda arttırdığını göstermektedir.

Önceki bölümlerde yapılan çalışmalar göstermiştir ki parçalı süspansiyon sistemi birinci tepe noktası etrafında sürüş konforunu iyileştirirken ikinci tepe noktası değişmeden kalmıştır. Bu durum ikinci tepe noktasının standart süspansiyon modellerinde değişmeyen nokta olması sonucu ile örtüşmektedir. Elde edilen optimizasyon sonuçları incelendiğinde parçalı süspansiyon sisteminin iki tepe noktası arasındaki titreşim seviyelerinde bir miktar artışa sebep olduğu görülmüştür. Her ne kadar bu bölgedeki performans düşüklüğü ISO sınırları açısından önemli olmasa da bu sorunu aşabileceği düşünülerek parçalı süspansiyon sistemi KTİ'ler ile birlikte incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar KTİ'lerin araç sürüş konforunu daha fazla iyileştirdiğini göstermiştir (Şekil 27).

Tablo 11'te farklı titreşim emicilerin performansı üzerinde bir karşılaştırma verilmiştir. Titreşim emicilerin karakteristiklerini inceleyerek, KTİ'lerin çok geniş bir frekans aralığında sürüş performansını iyileştirdikleri görülmektedir. Ancak, sürüş konfor artışının miktarı sınırlıdır. Halbuki parçalı süspansiyon sistemi ve ATE'ler sürüş konforunu sadece sırasıyla birinci ve ikinci tepe noktaları civarında arttırmaktadırlar. Bu nedenle, hangi titreşim emicisinin kullanılacağına karar verebilmek için, gerçek yol karakteristiklerinin bilinmesi gereklidir ve bu şekilde, önemli olan titreşim frekans aralıkları belirlenebilir. Bu sebeple, sonraki kısımlarda yol kaynaklı girdilerin özellikleri incelenecektir.

Tablo 11. Titreşim Emicilerin Performans Karşılaştırması

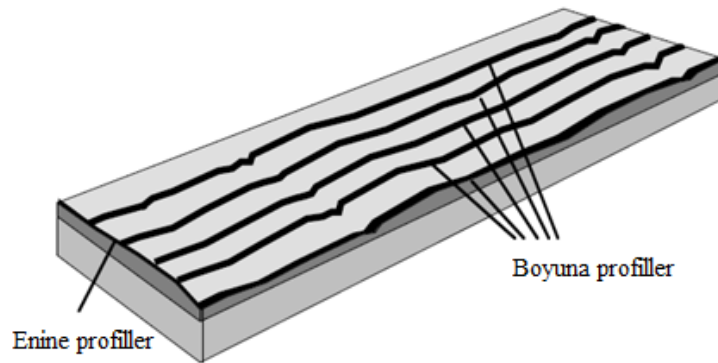
Etkili olduğu Frekans	DATE'ler ve NATE'ler	KTİ'ler	Parçalı süspansiyon sistemi
Birinci tepe noktası etrafında	Etkisiz	İyi	Çok iyi
İki tepe nokta arasında	Etkisiz	Uygun	Kötü
İkinci tepe noktası etrafında	İyi	İyi	Etkisiz

5.2 Yol Girdisinin Özellikleri

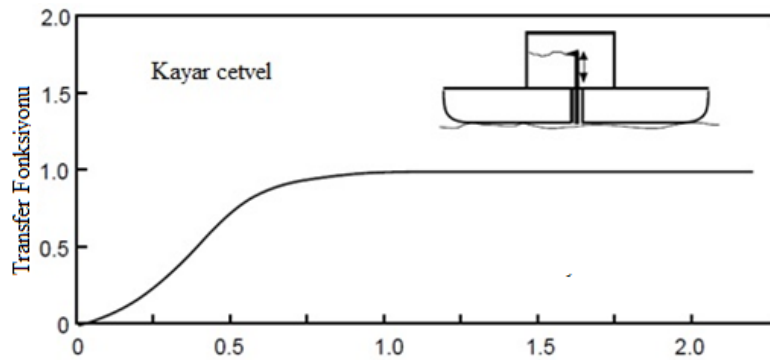
Bir yol, kaldırım veya zeminin profili, yüzeyin üzerinde herhangi bir kesintisiz hayali çizgi boyunca ölçülebilir. Ölçüm tekrarlanırken, sadece aynı hayali çizgi paralel bir hat boyunca takip edilir ise, aynı istatistiksel özelliklere sahip bir profilin ölçülmesi beklenebilir (yol profilinin ergodik olması). Geçen yıllarda, yol profilini belirlemek için ölçüm yöntemi oldukça geliştirilmiştir.

Şekil 28 şematik olarak bir yol profilini göstermektedir. Yol pürüzlülüğünü ölçmek için kullanılan ilk yöntemlerden birisi "Viagraph" olarak bilinen (Şekil 29) bir kayar cetveldir (sliding straightedge). Cetvelin merkezindeki sapmanın kaydedilmesi suretiyle yoldaki pürüzlülük ölçülebilmektedir.(Hveem, 1960). Kayar cetvelin en önemli dezavantajı kayma hareketinden dolayı oluşan aşınma ve aşınmaya bağlı arızalardır. Bu sebeple yol profilinin ölçülebilmesi için başka cihazlar geliştirilmiştir.

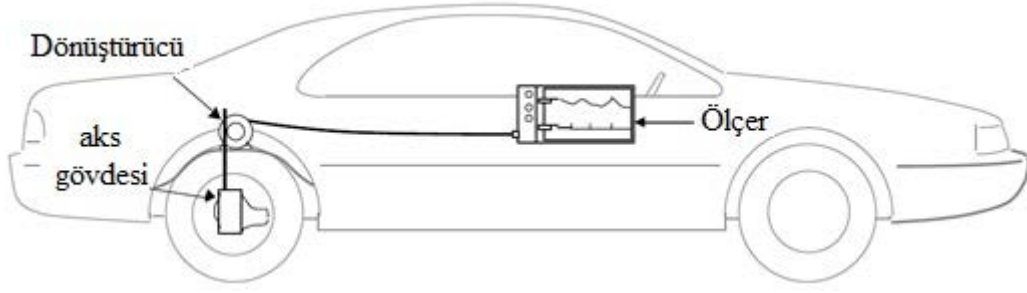
1960'larda hareket eden bir araç ile yol pürüzlülüğünü ölçebilmek için bazen sürüş-metresi olarak da adlandırılan "yol-metreleri", Mays Metre (Co., 1972), PCA Metre (Brokaw, 1967) ve diğer benzer cihazlar geliştirilmişlerdir. Nispeten ucuz olan bu cihazlar Şekil 30'te gösterildiği gibi herhangi bir araca monte edilmekte ve araç test bölümünden geçerken dingilin yer değiştirmesi ölçülmektedir. Yol-metrelerin çoğu aracın dinamiğinden etkilenen dingil yer değiştirmesini yani yol yüzeyinin sapsmasını inç/mil cinsinden ölçmektedirler (PCA Metrenin bunlardan farkı, büyük yer değiştirmelerde daha iyi sonuç vermesidir; ancak, diğer cihazlar gibi, birikmiş yer değiştirmeler için kullanılabilir). Cihazların bu genel sınıfı Cevap-Tipi Yol Pürüzlülüğü Ölçme Sistemleri olarak bilinmektedir.



Şekil 28. Yol Profili (Gillespie)

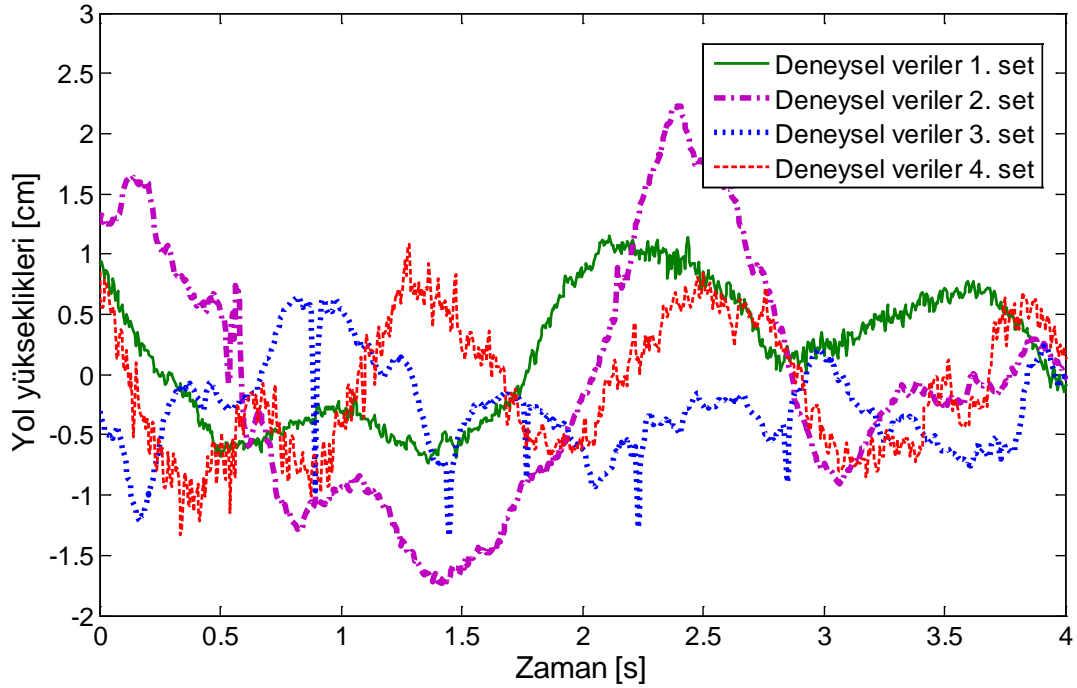


Şekil 29. Viagraph (Gillespie)



Şekil 30. Otomobile Monte Edilmiş Pürüzlülüğü Ölçen Cihaz (Gillespie)

Pratik olarak yol profilleri rastgele sinyallerdir. Şekil 31'te 0.05m örnekleme aralığı ile ölçülen dört çeşit yol profili aracın hızı 120 km/saat olduğu varsayılarak gösterilmektedir.



Şekil 31. Dört Farklı Yol Profili (USA.gov)

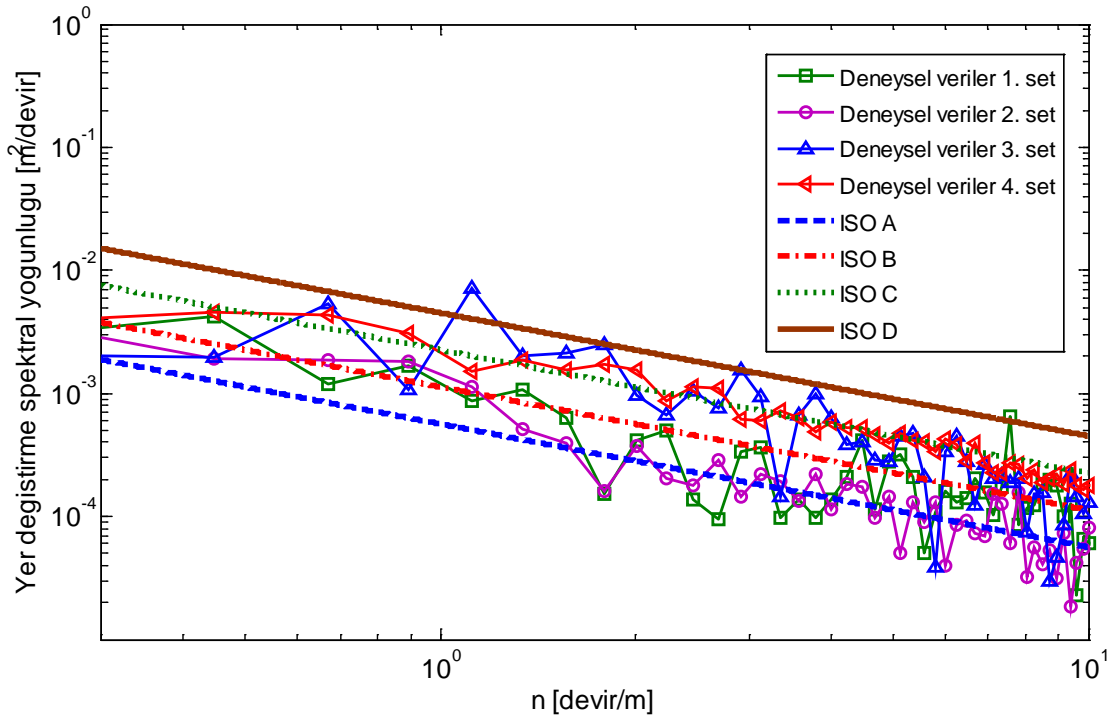
Yol profilinin yer değiştirme Güç Spektral Yoğunluğu (GSY) ile temsil edilmesi literatürde oldukça yaygındır. GSY, hem yol pürüzlülüğünün değerlendirmek için hem de araç dinamikleri için bir girdi olarak kullanılabilir. GSY'ler genellikle sadece birkaç parametre kullanarak, basit bir fonksiyon ile temsil edilirler. Aracın transfer fonksiyonunu yol profili GSY ile çarpılarak ivmenin karesinin ortalama değeri elde edilebilir.

Bir sinyalin GSY'ı, gücün (veya enerjinin) frekansa göre dağılımını belirlemektedir ve dolayısıyla, çıktının gücünün (Bu raporda, ivmenin karesinin ortalama değeri) frekanslara göre nasıl dağıldığını belirlemek için kullanılabilir. Ancak, önceki bölümlerdeki sonuçlar

titreşim seviyeleri şeklinde verildiğinden, GSY'nın sonuçlarını bunlar ile karşılaştırabilmek için GSY'nın Hızlı Fourier Dönüşümüne (HFD) çevrilmesi gerekir. HFD, her bir frekansta titreşim seviyesinin dağılımını içermektedir ve aracın transfer fonksiyonu ile çarpılarak yaylanan kütlelerin ivmesine dönüştürülebilir. Spektral yoğunluk fonksiyonu veya Hızlı Fourier Dönüşümü aşağıdaki ifadeleri kullanarak güç spektral yoğunluğundan elde edilebilir

$$HFD = \sqrt{2GSY}. \quad (79)$$

Şekil 32'da ölçülen yol profilinin güç spektral yoğunluk eğrisi ISO (8608:1995) A-D yol sınıfı sınırlamaları ile birlikte verilmiştir (ISO 8608:1995(E), 1995). Yol pürüzlülüklerinin büyüklüğünün frekans arttıkça azaldığı şekilden görülebilmektedir.



Şekil 32. Yol Profilinin Güç Spektral Yoğunluğu

Konumsal frekans (birim uzunluktaki titreşim dögüsü sayısı) aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$n = \frac{1}{\lambda} = \frac{f}{V} \quad (80)$$

λ yol yüzeyinin dalga boyunu, f frekansı ve V aracın hızıdır.

Çeşitli yol türleri üzerinde yapılan incelemede, logaritmik düzlemde birçok yol tipi için ölçülen eğrilerin eğiminin yaklaşık -2 olduğu görülmüştür. Bütün bunlara ek olarak, farklı yol

tiplerinde (pürüzsüz asfalt, Arnavut kaldırımı, v.s.) GSY'nun sadece dikey yönde kaymaya sebep olduğu görülmüştür. Dolayısıyla, bir yol profilinin GSY'nu temsil etmek için aşağıdaki ifade [ISO 8608:1995 (E)] önerilmiştir:

$$S_{zr}(n) = S_{zr}(n_0) \cdot \left(\frac{n}{n_0}\right)^{-2}, \quad n_0 = 0.1 m^{-1}. \quad (81)$$

A-H yol sınıfları bu ilişki ile tarif edilebilirler. Tablo 12'te sınıf sınırlarına ait $S_{zr}(n_0)$ değerleri görülmektedir ve sayısal benzetimler yapabilmek için, ortalama değerler kullanılmaktadır. Burada verilen GSY'da sadece yol yüzeyinin geometrik verileri göz önüne alınmaktadır.

Tablo 12. İSO Yol Sınıf Sınırları

Yol sınıfı	$S_{zr}(n_0)$ Geometrik ortalaması [$10^{-6} m^3$]
A (çok iyi)	2^4
B (iyi)	2^6
C (ortalama)	2^8
D (zayıf)	2^{10}
E (çok zayıf)	2^{12}
F	2^{14}
G	2^{16}
H	2^{18}

Şekil 33'de 0.01 m/s büyüklüğe sahip sinüzoidal hız girdisi ile oluşan yer değiştirme GSY, İSO yol sınıfları ile birlikte verilmiştir. Seçilen sinüzoidal hızın, İSO B yol sınıfı ile aynı karakteristiğe sahip olduğu görülmektedir. Bu yüzden, İSO B yol sınıfının standart analizini göz önünde bulundurarak sinüzoidal hız sonuçlarına eşit bir eğri elde edilmektedir.

Yoldan aracın tekerleğine gelen harmonik sabit büyüklüklü hız girdisi aşağıdaki gibi yazılabilir

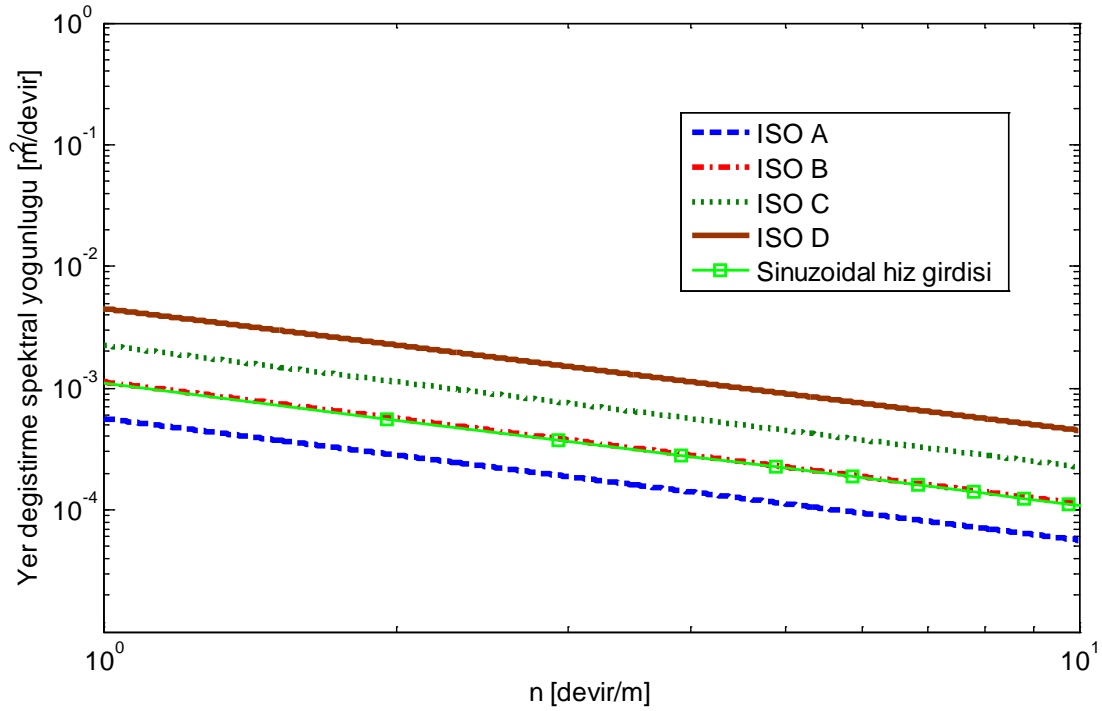
$$\dot{y}(t) = A e^{i\omega t}, \quad (82)$$

Buradan tekerleğe gelen yer değiştirme şu şekilde yazılabilir:

$$y(t) = \frac{A}{i\omega} e^{i\omega t}. \quad (83)$$

Buradan yola çıkarak spektral yoğunluğun eğiminin logaritmik düzlemde -1 olacağı görülebilir. Ancak, güç spektral yoğunluğu (GSY)'un eğimi ise logaritmik düzlemde, İSO yol tiplerinde olduğu gibi, -2 olduğu unutulmamalıdır.

Optimizasyonun yol profil girdisinden bağımsız olmasını sağlamak için çeyrek araba modeli için transfer fonksiyonu tanımlanmıştır. Transfer fonksiyonu yaylanan kütlelerin ivmesinin yol girdisi ivmesine oranı ile belirlenmektedir.



Şekil 33. Sinüzoidal Hız Girdisi İle Oluşan Yol Profilinin Güç Spektral Yoğunluğu

Bölüm 2’de çeyrek araç modelinin denklemi aşağıdaki gibi verilmiştir

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = k_t \{y\}. \quad (84)$$

Burada $[M]$, $[C]$, ve $[K]$ sırasıyla kütle, sönüm ve direngenlik matrislerini temsil etmektedir. x ve y ise çeyrek araç yer değiştirme vektörü yol yer değiştirme (pürüzlülük) vektörünü temsil etmektedir. Bu sistemin reseptans matrisi ve sistemin harmonik girdiye cevabı sırasıyla aşağıdaki gibi yazılabilir

$$[\alpha(\omega)] = [[K] - \omega^2 [M] + i\omega [C]]^{-1}, \quad (85)$$

$$\{X(\omega)\} = [\alpha(\omega)]\{k_t \{Y\}\}. \quad (86)$$

Yukarıdaki denklemlerde $\{X\}$ ve $\{Y\}$ sırasıyla yer değiştirme ve harmonik yol pürüzlülüğü vektörlerinin karmaşık büyüklük vektörlerini belirtmektedir. Asılı kütlelerin yer

değiştirme vektörü, $X_{sp}(\omega)$, bulunduktan sonra frekans düzleminde asılı kütlelerin ivmesi basit bir şekilde aşağıdaki gibi hesaplanabilir

$$a_{sp}(\omega) = -\omega^2 X_{sp}(\omega). \quad (87)$$

Transfer fonksiyonunu asılı kütlelerin ivmesinin, $a_{sp}(\omega)$, sisteme giren ivmeye, a_g , oranı olarak tanımlarsak aşağıdaki denkleme ulaşırız

$$TF(\omega) = \frac{a_{sp}(\omega)}{a_g(\omega)} = \frac{-\omega^2 X_{sp}(\omega)}{a_g(\omega)}. \quad (88)$$

Yol girdisinin harmonik olduğunu varsayarsak

$$TF(\omega) = \frac{a_{sp}(\omega)}{a_g(\omega)} = \frac{-\omega^2 X_{sp}(\omega)}{-\omega^2 Y_0} = \frac{([\alpha(\omega)]k_t \{Y\})_{sp}}{Y_0} = k_t [\alpha(\omega)]_{sp,g} \quad (89)$$

Elde edilen denklem reseptans matrisinin asılı kütleyle tekabül eden (sp, g) 'ninci elemanının tekerlek direngeliği ile çarpılmış halidir ve sadece sistemin özelliklerine bağlıdır.

Şekil 34 standart arabanın transfer fonksiyonunun büyüklüğünü göstermektedir. Görüldüğü üzere, birinci tepe noktası etrafında transfer fonksiyonu ikinci tepe noktasına göre daha yüksek değere sahiptir. Bu transfer fonksiyonu kullanılarak ivmenin spektral yoğunluğu (HFD) aşağıdaki gibi elde edilebilir

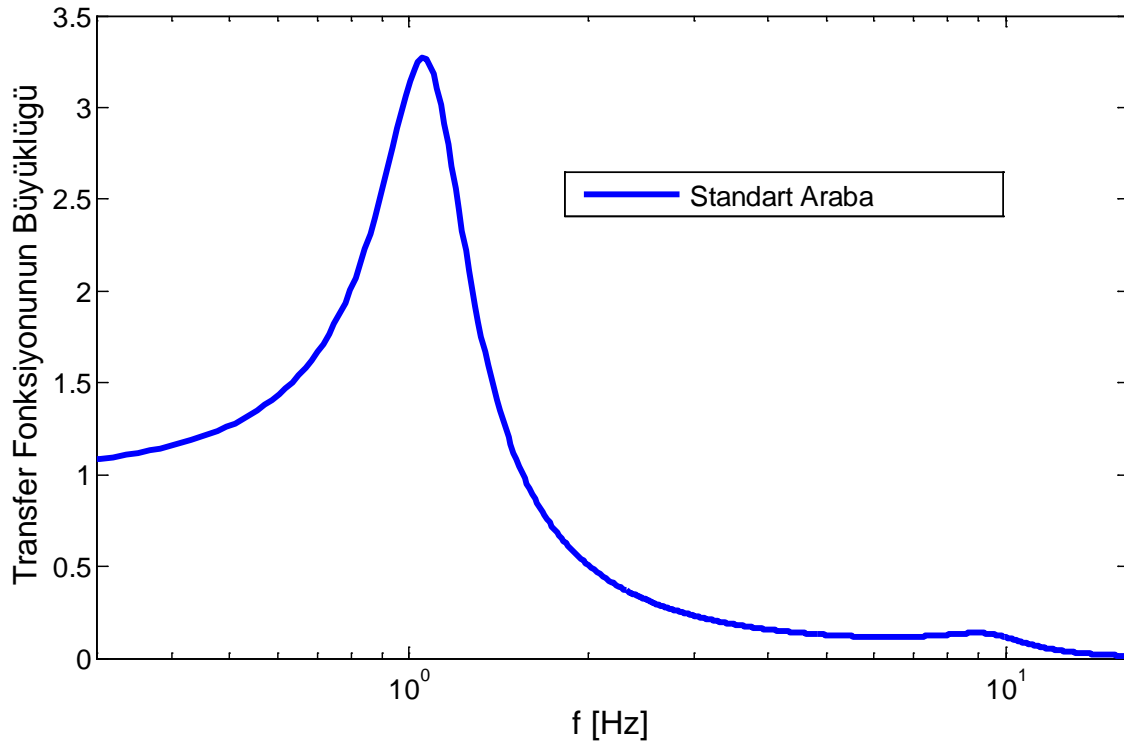
$$a = TF(\omega) \sqrt{V^4 n G_a(n)} = TF(\omega) \sqrt{V^4 \left(\frac{\omega}{2\pi V}\right) \left(\frac{\omega}{V}\right)^4 S_{zr}\left(\frac{\omega}{2\pi V}\right)}, \quad (90)$$

$$a = TF(\omega) \sqrt{\frac{\omega^5}{\pi V} S_{zr}\left(\frac{\omega}{2\pi V}\right)}. \quad (91)$$

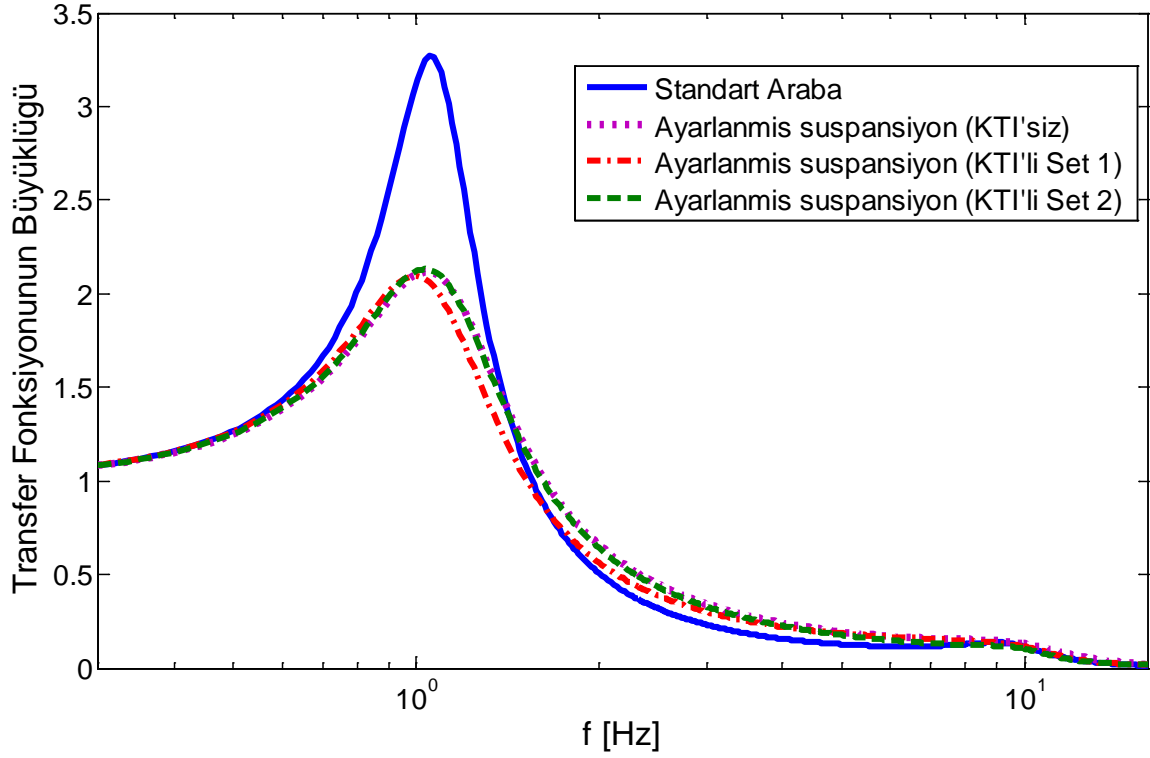
Optimizasyon problemi transfer fonksiyonun altındaki alanı minimize ederek ayarlanmış (parçalı) süspansiyon sistemi için çözülebilir. Ayrıca birinci ve ikinci tepe noktası etrafında sürüş konforunu arttırmak için KTİ'li parçalı süspansiyon sistemi optimize edilmektedir. Tablo 13'te optimizasyon sonuçları verilmiştir. Şekil 35'da parçalı süspansiyon ve KTİ'li parçalı süspansiyon sisteminin transfer fonksiyonlarının büyüklüğü gösterilmiştir. Ayarlanmış parçalı süspansiyonun birinci tepe noktası civarında transfer fonksiyonun azaltmasını sağlayabildiği görülmektedir. Transfer fonksiyonunun en önemli bir avantajı, yol girdisi spektral yoğunluk fonksiyonu ile çarpıldığında herhangi bir girdi için basitçe sistemin cevabının elde edilebilmesi olarak gösterilebilir.

Tablo 13. Süspansiyon Sisteminin Parametreleri

Süspansiyon Sistemi Parametresi	KTI'siz parçalı süspansiyon sistemi	Optimize edilmiş KTI'li parçalı süspansiyon sistemi Set 1	Optimize edilmiş KTI'li parçalı süspansiyon sistemi Set 2
m_s	280 kg	280 kg	280 kg
m_{us}	45 kg	45 kg	45 kg
k_t	152 kN/m	152 kN/m	152 kN/m
k_{s1}	15kN/m	15kN/m	15kN/m
k_{s2}	210kN/m	210kN/m	210kN/m
c_{s1}	1478 N.s/m	1478 N.s/m	1478 N.s/m
c_{s2}	1522 N.s/m	1522 N.s/m	1522 N.s/m
c_t	0	0	0
m_p	2 kg	2 kg	2 kg
m_1	-	0	3 kg
α_1	-	0	2.92
m_2	-	3 kg	3 kg
α_1	-	4	4



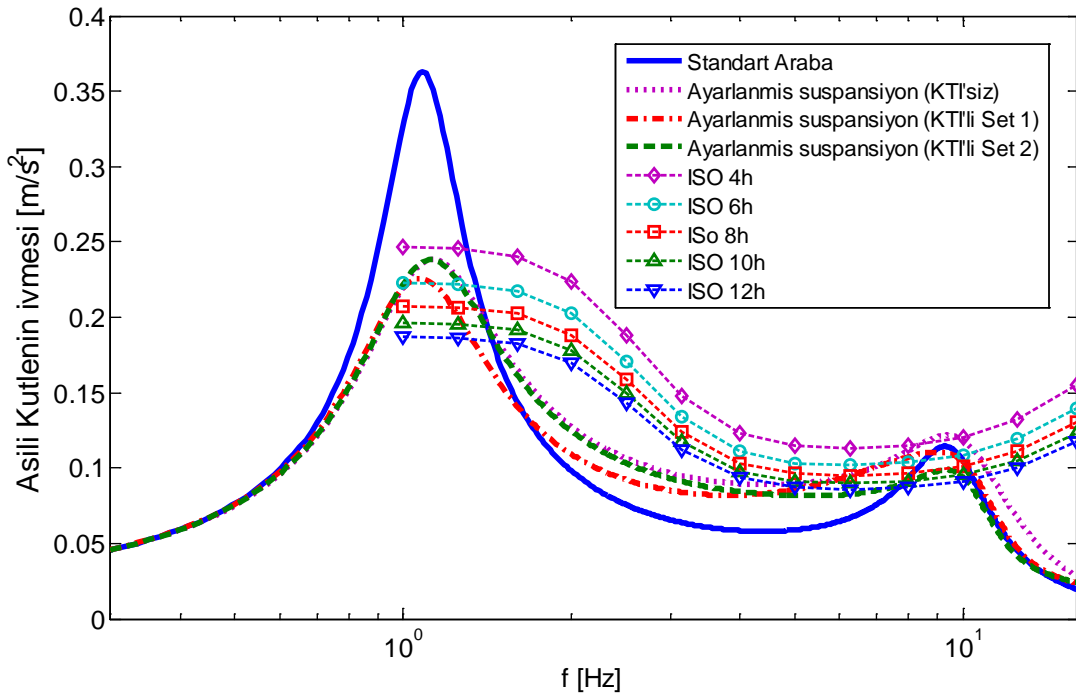
Şekil 34. Standart Arabanın Transfer Fonksiyonu



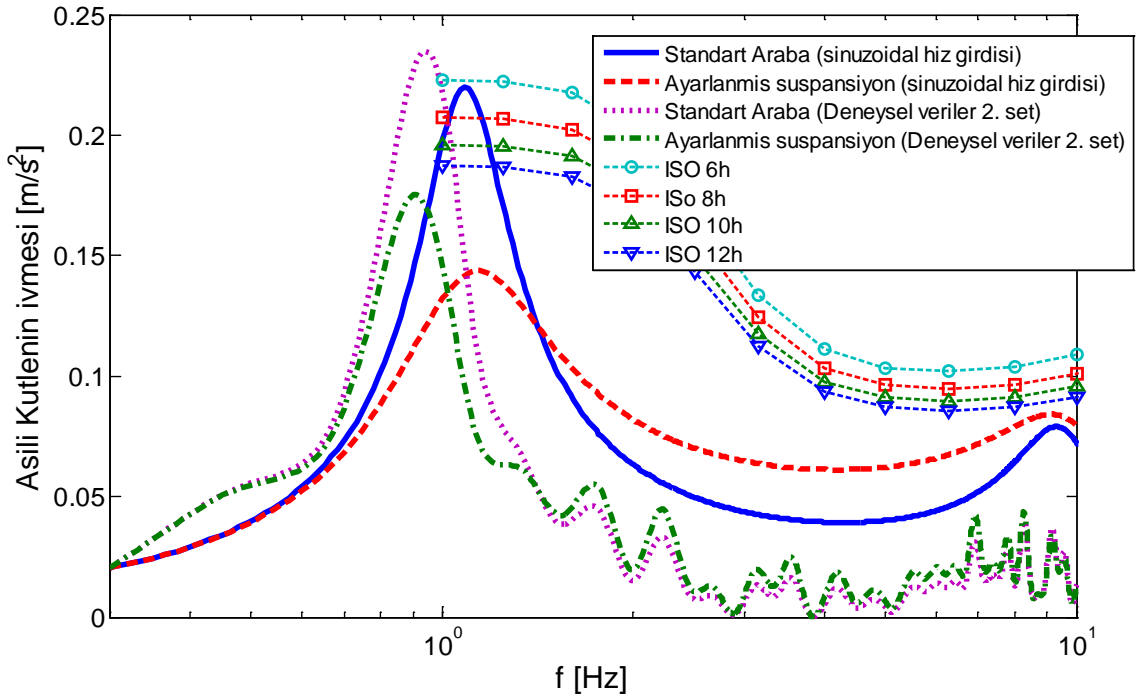
Şekil 35. Parçalı süspansiyon ve KTI'li Parçalı süspansiyon Sisteminin Transfer Fonksiyonu

Örnek olarak, Şekil 36 ve Şekil 37 ISO C sınıfı yol profili ve deneysel yol profili kullanarak asılı kütlelerin ivmesi elde edilmiştir. Parçalı süspansiyon sisteminin tek başına kullanılmasının sürüş konforunun iyileşmesine önemli miktarda katkıda bulunduğu her iki şekilde görülebilir.

ISO C sınıfı, ISO A ve B'ye göre daha pürüzlü yol profili için tarif edilmiştir, bu yüzden ISO C parametreleri kullanılırsa asılı kütlelerin ivmesi yükselecektir. Görüldüğü üzere arabanın performansı ISO C girdisi kullanıldığında iyi değildir. Ancak, parçalı süspansiyon sistemi sürüş konforunu artırıp 4 saatlik ISO sürüş sınırını sağlamaktadır. Bunlara ek olarak, birinci ve ikinci tepe noktasına parçalı süspansiyon sistemleri sürüş konforunu 6 saatlik ISO sürüş sınırı için sırasıyla birinci ve ikinci tepe nokta etrafında iyileştirebilmektedir.



Şekil 36. ISO C Sınıfı Yol Profili için Asılı Kütlenin İvmesi

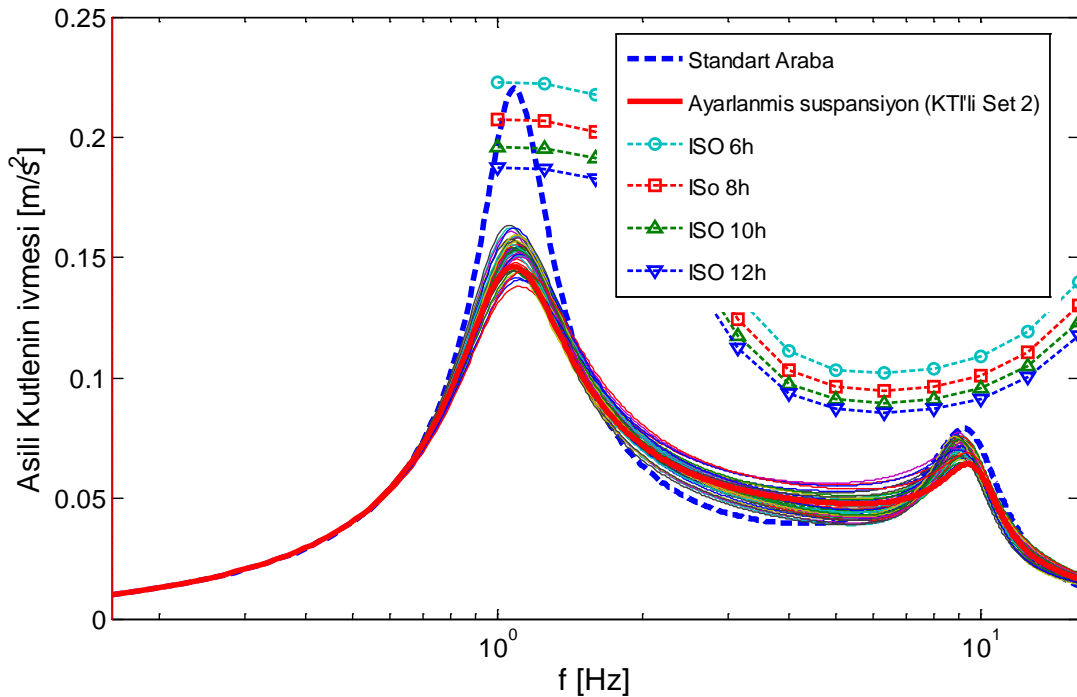


Şekil 37. Deneysel Yol Girdisi için Asılı Kütlenin İvmesi

5.3 Araç Parametrelerinin Belirsizliği

Bu kısımda, KTİ'ler ve süspansiyon sistemini elemanlarının yaşlanması ve/veya üretim hatalardan dolayı optimize edilmiş parametrelerden sapılmasının etkisi incelenmektedir. Bunlara ek olarak, yolcuların ağırlığının değişmesinden kaynaklı yaylanan kütle değişiminin etkisi de incelenmiştir. Sistemin tüm bileşenlerini tam olarak istenilen özelliklerde üretmek, üretim toleransları ve üretim hataları sebebiyle, her zaman mümkün değildir. Ayrıca, süspansiyon bileşenlerinin parametreleri zamanla değişebilmektedirler. Bu nedenle, süspansiyon model parametreleri için oransal bir değişim göz önünde bulundurularak, bu değişimlerin yaylanan kütle ivmesi etkisi incelenmiştir.

Şekil 38'de yaylanan kütle, yaylanmaz kütle, süspansiyon direngi ve sönümünün optimum değerlerden $\pm\%10$ değişimi göz önünde bulundurularak elde edilen asılı kütle ivmesi verilmektedir. Şekilden de görüleceği üzere, sistem parametrelerinin $\pm\%10$ gibi yüksek orandaki değişiminin etkilerinin optimum tasarımın performansını çok etkilemediği görülebilir. Performanstaki en fazla kötüleşme birinci tepe noktası civarında ve orta frekans bölgesinde olmuştur. Ancak çalışmada kullanılan sapma değerleri oldukça yüksek olduğundan normal üretim koşulları altında tasarlanan süspansiyon sisteminin bu tip değişikliklere karşı güçlü olduğu söylenebilir.



Şekil 38. Sistem Parametrelerinin $\pm\%10$ Değişmesinin Sistemin Cevabına Etkileri

5.4 Sonuçların Değerlendirilmesi

DATE ve NATE'lerin sadece birinci tepe noktası civarında uygulanmalarının uygun olduğu görülmektedir. Ancak, İSO yol ve gerçek düz bir yol profil özelliklerinin kullanılarak yapılan çalışmalar birinci tepe noktası etrafında ikinci tepe noktasına göre, yaylanan kütle ivmesinin daha yüksek olduğunu göstermektedir. Bu nedenle, DATE ve NATE'lerin araç dinamiğinde uygulamalarının sınırlı olduğu söylenebilir. Çalışmalar, ATE'ler ile karşılaştırıldıklarında, KTİ'lerin daha geniş bir frekans aralığında sürüş konforunu arttırdıklarını göstermektedir; ancak, iyileştirme miktarı sınırlıdır. Çözümlerden bir tanesi de süspansiyon sisteminin parçalara ayrıldığı parçalı süspansiyon sistemidir. Bölüm 4'te yapılan çalışmalar ile parçalı süspansiyon sisteminin ayarlanmasıyla sistemin karakteristiğinde önemli oranlarda iyileşme sağlanabildiği görülmüştür.

Çalışmalarda yol girdisinin sistemin optimizasyonu üzerindeki etkisini ortadan kaldırabilmek için transfer fonksiyonu tanımlanmaktadır. Parçalı süspansiyon sistemi yaylanan kütle ivmesi yerine transfer fonksiyonu kullanarak optimize edilmektedir. Böylelikle optimizasyon çalışmaları girdiden bağımsız yürütülebilmektedir. Yapılan çalışmalar neticesinde elde edilen sonuçlar, parçalı süspansiyon sistemi kullanarak yaylanan kütle ivmesinin birinci tepe noktası etrafında önemli miktarda azaltılabildiğini göstermektedir. Ancak, birinci ve ikinci tepe noktası arasındaki frekanslarda sürüş konforu azalmaktadır. Bu yüzden, sürüş konforunu daha da iyileştirmek için KTİ'ler parçalı süspansiyon sistemi üzerine uygulanmıştır ve hem birinci ve hem ikinci tepe noktası etrafında daha yüksek sürüş konforuna ulaşmak için ayrı ayrı optimize edilmişlerdir.

Yol karakteristikleri tepe noktalarının değerini etkileyebildiğinden dolayı ayrıca bu bölümde incelenmiştir. 0.01 m/s büyüklüğe sahip sinüzoidal hız İSO B yol profili özelliklerine yakın bir karakteristik göstermektedir. İSO yol profilleri ve deneysel yol profilleri kullanılarak elde edilen sonuçlar, yaylanan kütle ivmesinin özellikle birinci tepe noktası civarında daha yüksek olduğunu göstermiştir. Bu nedenle, birinci tepe noktası civarında sürüş konforunu arttıran stratejiler araç sürüş konforunun arttırmada önceliğe sahiptirler. Bütün bunların ışığında parçalı süspansiyon sistemi hem performansı hem de uygulama kolaylığı açısından en ön plana çıkan çözüm olarak görülmektedir.

BÖLÜM 6

ÇEYREK ARAÇ TEST DÜZENEĞİNİN TASARIMI

6.1 Giriş

Titreşim sönümleyicilerin araç dinamiğine etkileri önceki bölümde sayısal benzetimler kullanılarak çalışılmıştır. Elde edilen sonuçlar, sürüş konforunun süspansiyon sistemine titreşim sönümleyiciler de eklenerek iyileştirilebileceğini göstermektedir. Çalışmanın tamamlanması için bir sonraki adım teorik olarak geliştirilen modellerin uygulamadaki etkilerinin incelenmesidir. Bu sebepten, projenin bir sonraki aşamasında teorik modellerin test edilebilmesi için bir çeyrek araç test düzeneğinin geliştirilecektir.

Proje kapsamında geliştirilecek olan çeyrek araç test düzeneğinin gereksinimleri arasında, birçok değişik titreşim sönümleyicinin takılabilmesi, bu sönümleyicilerin süspansiyon sistemi üzerindeki etkilerinin tekerlek hareketinin girdi olarak kullanıldığı frekans tepki fonksiyonlarının ölçümleri ile belirlenmesi, süspansiyon sisteminin bileşenlerinin ayrılabilir ve bu bileşenlerin parametrelerinin ayarlanabilir olması, ve ayrıca gelecekte gerçekleştirilecek yeni titreşim sönümleyicilerin uygulanabilmesi şeklinde sayılabilir. Konuyla ilgili literatür incelendiğinde, farklı firmalar ve üniversiteler tarafından, çok sayıda çeyrek araç test düzeneğinin bu proje kapsamındaki çalışmalara benzer amaçlarla kullanılmak üzere tasarlanıp geliştirildiği görülmektedir. Projenin bu bölümdeki amacı istenen işlevselliği sağlayabilen yeni bir çeyrek araç test düzeneğinin geliştirilmesidir.

Bu amacı gerçekleştirmek için aşağıdaki yaklaşım kullanılmıştır:

- Çeyrek araba test sisteminin tasarımı ve üretimi bir mekanik tasarım problemi olarak tanımlandıktan sonra bu tasarım problemine çözüm bulmamıza faydalı olabilecek bilgiler literatür incelemesi yapılarak toplanmıştır ve farklı uygulamalarda kullanılan benzer çeyrek araç test sistemleri ve ilgili olabilecek test cihazları incelenecek ve değerlendirilecektir. Bu aşama sonucunda elde edilen bilgi birikimine dayanılarak

proje kapsamında tasarlanacak çeyrek araba test sistemi gereksinimlerinde geliştirmeler ve değişiklikler de yapılacaktır.

- Proje konusu ile ilgili yeterli miktarda bilginin toplanmasından sonra bu bilgiler ve ek olarak proje ekibinin ortaya çıkaracağı yeni fikirler kullanılarak tanımlanmış olan tasarım problemine çözüm olabilecek alternatif kavramsal tasarımlar oluşturulacaktır. Bu alternatif çözümler arasından en uygunu seçilerek bir sonraki aşamaya geçilecektir.
- Son olarak, donanımı üretime hazır hale getirmek için detaylı tasarım yapılacaktır.

Projenin bu dönemi kapsamında çeyrek araba test düzeneğinin kavramsal tasarımına başlanılmış ve en uygun kavramsal tasarımının seçimi noktasına ulaşılmıştır. Takip eden dönem içerisinde seçilecek olan alternatif kavramsal tasarım detaylandırılacak ve test sisteminin üretim ve kurulumu tamamlanacaktır. Yine takip eden dönemlerde, test düzeneğinde performans testleri gerçekleştirilecek olan pasif titreşim sönümleyicilerinde tasarım ve üretimleri gerçekleştirilecektir.

6.2 Literatür Taraması

Araç test düzeneğinin amaçları arasında gürültü, titreşim ve sertlik, dayanıklılık testlerinin gerçekleştirilmesi ve araçların bu konulardaki performansının belirlenmesi bulunmaktadır (Castor, May 5, 2003; Vetturi ve Magalini, 2002; Wright, 2000).

Otomotiv üreticileri özellikle gürültü, titreşim ve sertlik (GTS) ve dayanıklılıkla ilgilenmektedirler ve araç test düzeneği bu amaçlara yönelik olarak kullanılmaktadır. Ancak bazı durumlarda yol testi parkurlarında sayısız saatler geçirmeden araç manevra kabiliyetlerini çalışmak ve test etmek isteyebilmektedirler. Yarış endüstrisi ise GTS ile ilgilenmek yerine, dayanıklılık ve özellikle performans parametrelerinden olan manevra kabiliyetleri ve süspansiyon ayarları ilgilenmektedirler. Bütün bu testler için, özellikle yol yüzeyi benzetimi ve araç tepki özellikleri isteniyorsa, yol girdisi bilgisi oldukça önemlidir. (Castor, May 5, 2003; Wright, 2000).

Bu bölümde öncelikle, literatürde bulunan “tam araç” test düzeneği incelenmiş ve daha sonra çeyrek araç test düzeneği incelenmiştir. Özellikle, tasarlanacak olan çeyrek araç test düzeneğinin kavramsal tasarımına girdi sağlaması için şu anda hali hazırda kullanılan çeyrek araç test düzeneği teknolojisindeki çalışmalar detaylı bir şekilde incelenmiş ve bu kısımda sunulmuştur. Literatür incelemelerinin en sonunda, benzer sistemler üzerinde yapılan incelemeler göz önüne alınarak tasarlanacak çeyrek araba test düzeneğinin tasarım gereksinimleri ve teknik özellikleri ile ilgili hedefler son haline getirilmiştir.

6.2.1 Tam Araç Test Düzenekleri

Gerçek araçların yol koşullarına birebir maruz bırakılarak test edilebildiği tam araç test düzeneklerinde 4-noktalı, 7-noktalı ve 8-noktalı sarsıcı sistemleri kullanılabilir. Tipik bir 4-noktalı test düzeneğinde 4 tane servo eyleyici vardır. Test ekipmanı bir tekerlek sistemiyle eşlenmiş ise her eyleyici, aracı bir tekerleğinden destekler. Bir malle eşlenmiş ise araç doğrudan eyleyicilerin üstüne oturtulur. Dolayısıyla test ekipmanı araca çeşitli titreşim sinyalleri göndermektedir ve aracın bunlara olan cevapları ölçülmektedir. 7-noktalı bir düzende fazladan 3 eyleyici (8-noktalıda 4) benzer şekilde çalışmaktadır. Bu eyleyiciler yer ile şasi arasına yerleştirilmiştir. Bunlar aracın frenleme, hızlanma, viraj alma ve aerodinamik yüklenme durumlarında oluşan yüklere vereceği tepkiyi daha gerçekçi bir şekilde ölçülmesine imkan sunar.

Şekil 39'de bir Formula 1 aracı ile servo-tekerlek eşleşmesi yapılmış 7-noktalı test düzeneği gösterilmektedir. Bu karmaşık test ekipmanları çok önemli sayıda testin yapımında kullanılmaktadırlar, ancak kurulmaları ve bakımları çok maliyetlidir. Bunlara ek olarak çok sayıda giriş ve çıkış içermeleri sebebiyle gelişmiş bir kontrol sistemi ve kullanımda konuya hakim özel yetişmiş personel gerektirirler. Çoğunlukla bu çok değişkenli sorunların çözümü, her bir eyleyiciyi kontrol etmek için uygun bir sürüş dosyası elde edilene kadar çok aşamalı birçok yinleme gerektirmektedir. Bu sistemlerde yapılan testlerden elde edilen verilerin yorumlanması ve anlamlandırılması çok fazla değişken olması ve sistemin karmaşıklığından dolayı oldukça çok zordur. (D. Vaes vd., 2003; H. Kowalczyk, 2002; Kelly vd., 2002; S. Solderling vd., 1999; Vetturi ve Magalini, 2002).



Şekil 39. Formula 1 Aracı İle Eyleyici-Tekerlek Eşleşmesi Yapılmış 7-Noktalı Test Düzeneği (Langdon, 2007)

Buradan yola çıkarak bu tür kapsamlı test düzenekleri var olan araçların incelenmesinde ve performanslarının belirlenmesinde kullanılmakta olduğu söylenebilir. Bu tarz test düzenekleri karmaşıklıkları sebebiyle belli parametrelerdeki değişimlerin etkilerini ayrı olarak incelemede yetersiz kalabilecekleri için teorik çalışmalar için uygun olmadıkları söylenebilir.

6.2.2 Çeyrek Araç Test Düzenekleri

Tam araç test düzeneklerinin bir önceki bölümde sözü edilen karmaşık yapıları ve yüksek maliyetlerine karşı, çeyrek araç test düzenekleri daha basit çözümler sunmaktadırlar. Çeyrek araç test düzenekleri aracın yalnızca bir köşesine yoğunlaşarak karmaşıklığı oldukça gidermektedir. Bu düzenekler genelde bir ya da iki noktalı ekipmanlardır. Çoğu zaman bu sistemleri tek-giriş tek-çıkış sistemi gibi değerlendirmek mümkündür.

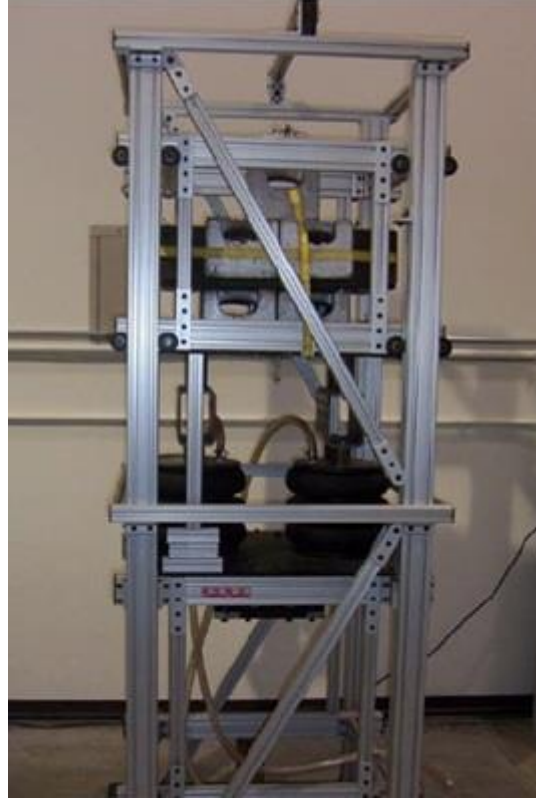
Literatürde farklı tipte çeyrek araç test düzenekleri bulunmaktadır. Bu örnek test düzeneklerinin çoğu özel bir durumu tespit etmek için kullanılmaktadır. Bu sebeple, doğru bir test düzeneği kurmak için amaçların doğru tespit edilmesi önemlidir. Ayrıca literatürde görülebileceği üzere, çeyrek araç test düzenekleri “Tam ölçekli modeller” ve “Ölçeklendirilmiş modeller” olarak ikiye ayrılmaktadır:

6.2.2.1 TAM ÖLÇEKLİ ÇEYREK ARAÇ TEST DÜZENEKLERİ

Tam ölçekli bir çeyrek araç test düzeneğinin bir örneği Şekil 40’de’de verilmiştir. Bu örnek test sisteminde, araç süspansiyonu bir grup pnömatik yay ile tekerlek ise elastomerik parçalarla temsil edilmiştir. Yaylanan kütle için kurşun ağırlıkları taşıyan bir kayan platform kullanılmıştır. Yatak olarak çekme alüminyum kılavuzlar içinde tekerlek ve teflon burçlar kullanılmıştır (Milliken ve Milliken, 1995b).

Bu örnek test düzeneğini gibi tasarımlarda, araç tekerlek dinamikleri göz ardı edilerek araç tekerleği basit ve doğrusal bir yayla temsil edilmektedir. Doğrusal olmayan geometrinin ortadan kaldırılması, analizi daha basit hale getirmektedir. Çeyrek araç test düzeneğinin bu şekilde tasarımı, hesaplamaları basitleştirmeye ve uygulamanın daha kolay yapılmasına imkan tanır. Basitleştirilmiş çeyrek araç testlerinden alınacak sonuçların gerçek aracı iyi bir şekilde temsil edebilmesi için modelde kullanılan yaylanan ve yaylanmayan kütlelerin değerlerinin doğru olarak belirlenmesi ve bu kütlelerin tek yönde doğrusal hareketinin sağlanması gerekmektedir. Bu doğrusal hareketi elde etmek için kılavuz rulmanlardan yararlanılır; ancak, bunlar çoğunlukla yeterli değildir. Rulmanların doğrusal olmayan sürtünmelerine modelin verdiği dinamik tepkiler sorunlar yaratabilir. Çeyrek araç modellerinde çoğunlukla, süspansiyon ve tekerlek yaylar tarafından temsil edilir ve doğrusal olmayan özelliklerindeki farklılıklar test dahilinde incelemek mümkün olmaz. Süspansiyon

geometrisinin basitleştirilmesi veya tamamen göz ardı edilmesi gerçek aracın modellemesinde büyük hatalara sebep olabilir. Dolayısıyla, bu düzenekler süspansiyon sisteminin kendisinin incelendiği durumlar gibi amaçlar için uygun değildir ve gerçekte yolda ilerleyen bir aracın tepkilerinden çok farklı tepkiler verebilir.



Şekil 40. Tam Ölçekli Çeyrek Araç Test Donanımı (Paré, 1998)

Yaygın olarak kullanılan çeyrek araç donanımlarının diğer bir eksiği de, aracın, frenleme, hızlanma, viraj alma veya aerodinamik yüklenme gibi durumlardaki yanal kuvvetler ve ağırlık transferi gibi dinamiklerini hiçbir şekilde yansıtamıyor oluşlarıdır. Örnek olarak, viraj alma sırasında ön tekerlerden biri aracın öndeki ağırlığının çoğunu taşıırken diğer teker göz ardı edilebilecek kadar küçük yük taşıyor olabilir (Milliken ve Milliken, 1995a). Bu sebeple, bir aracın tekerleklerine gelen kuvvetler bu tip manevralar sırasında çok önemli oranda değişebilmektedir.

Literatür taramasında ticari amaçlarla üretilmiş benzer özelliklere sahip birkaç test düzeneğine rastlanmıştır. MTS firması dSPACE firmasıyla beraber bir mekatronik geliştirme ve doğrulama tezgahı geliştirmiştir. MTS'nin modelleme ve mekanik simülasyon teknolojisiyle dSPACE'in donanımla benzetim kabiliyetleri, bu entegre fiziksel ve elektronik geliştirme-doğrulama donanımında bir araya gelmiştir. Mekatronik test sistemi yazılım ve donanım geliştirme ve doğrulama işlerini yaparken oldukça kesin, tekrarlanabilir ve

verimlidir. Bu donanıma ait fotoğraf Şekil 41’da verilmiştir. Şekildeki çeyrek araç düzeneği kuvvet geri beslemeli servo hidrolik eyleyici tabanı üstüne kurulu bir asılı kütle yükleyiciye sahiptir. Ayrıca, gerçek bir araç süspansiyonu da eklenmiştir. Sözü geçen test yatağı bir prototip olup ticari ürün olarak satılmamaktadır.



Şekil 41. MTS Mekatronik Geliştirme Ve Doğrulama Bankosu (Dan Barsness (MTS Systems), 2006)

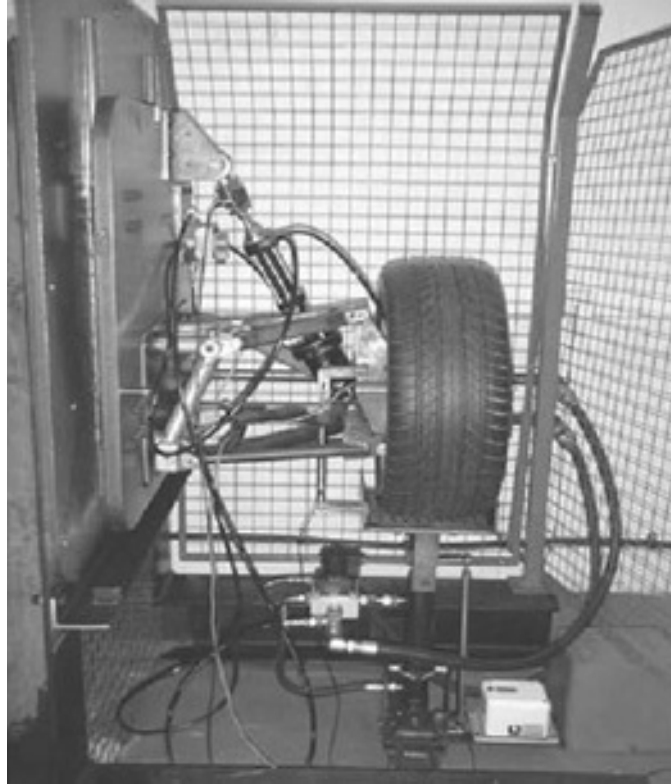
ServoTest tarafından üretilmiş başka bir çeyrek araç modeline ait kısa bir resim de Şekil 42’da görülebilir. Burada dünya ralli şampiyonasında yarışan araçlardan birinin MacPherson destek tipi süspansiyonu test edilmektedir. Ne yazık ki bu düzeneğin detaylarına veya kaynağına ulaşmak mümkün olmamıştır.

Yukarıda bahsedilen test düzenekleriyle benzer performansa sahip başka çeyrek araç modelleri de mevcuttur. Şekil 43’de TVR süspansiyonuna ve tekerleğe sahip bir Lotus aktif süspansiyon eyleyicisi verilmektedir. Bu sistemde bütün pozisyonların ivmeleri ve uygulanan kuvvetler pozisyon algılayıcılarıyla ölçülmekte ve yeni bir doğrusal olmayan aktif kontrol metodu geliştirmektedir. Literatür incelendiğinde, Şekil 44’deki test düzeneğinin de aktif süspansiyon sistemleri ile birlikte çalışabilecek şekilde tasarlandığı görülmektedir.

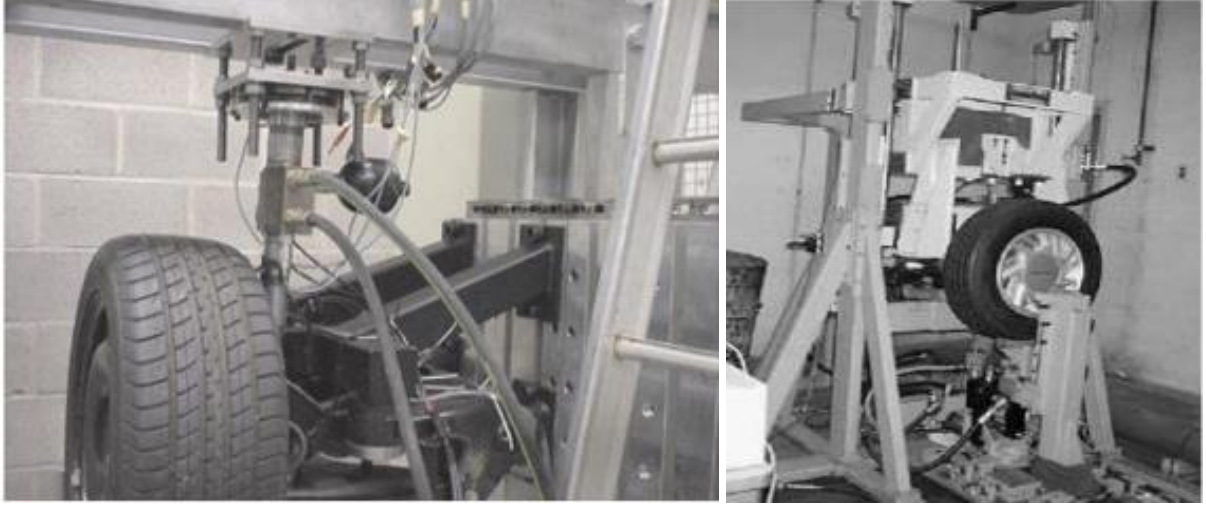
Literatürde araç modelinde tekerin dikey ve dönme dinamiklerini çalışan özel bazı tasarımlar da önerilmiştir (Şekil 45). Ancak, bu tasarımlar hakkında detaylı bilgiler genel kullanıma açık değildir.



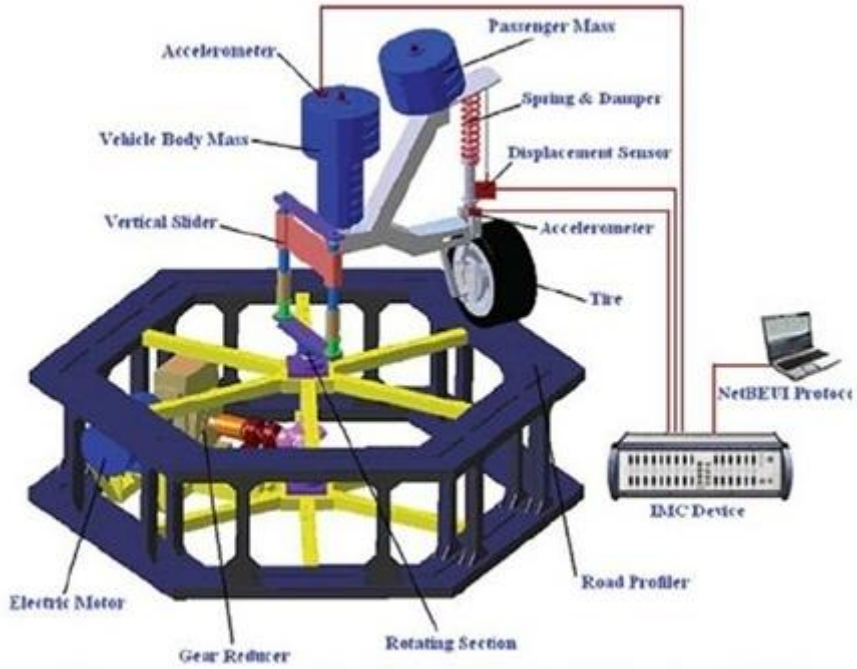
Şekil 42. ServoTest çeyrek araç test düzeneği (Langdon, 2007)



Şekil 43. Çeyrek Araç Test Düzeneği, Cardiff University, UK (Watton vd., 2004)



Şekil 44. Aktif Süspansiyon Sistemleri İle Çalışan Çeyrek Araç Test Düzeneği, Catholic University Of Leuven (Sol), University of Michigan (Sağ) (Chantranuwathana ve Peng, 2004).



Şekil 45. Çeyrek Araç Test Düzeneği, Technical University of Malaysia (Hudha vd., 2008)

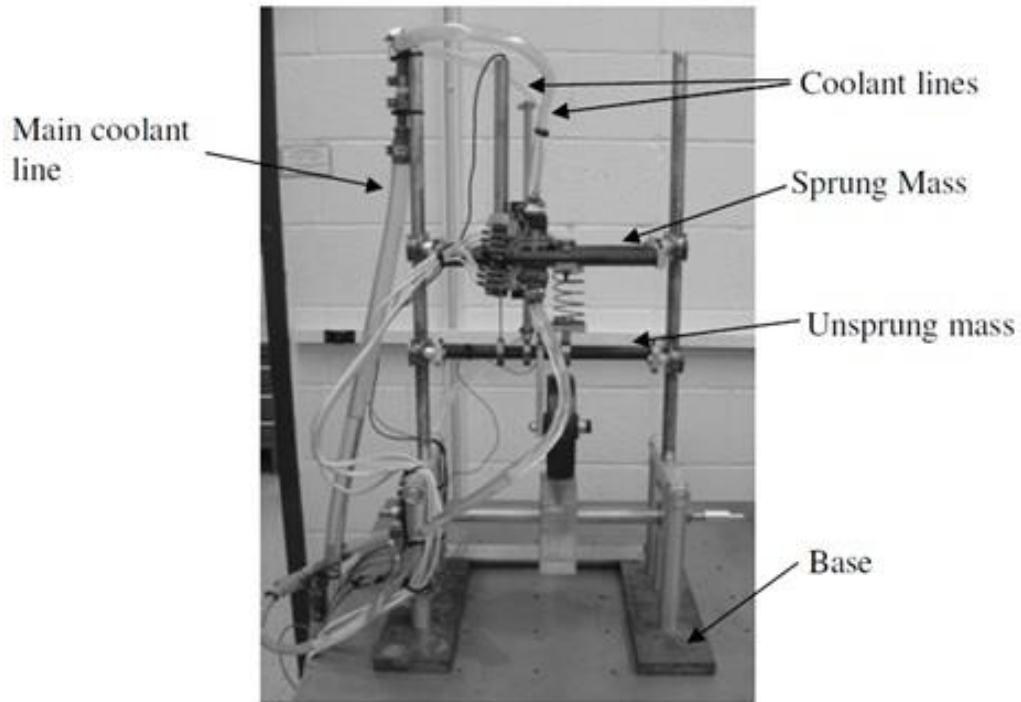
6.2.2.2 ÖLÇEKLENDİRİLMİŞ ÇEYREK ARAÇ TEST DÜZENELERİ

Tam ölçekli modeller gerçek süspansiyon sistem karakteristiklerini ve doğrusal olmayan özelliklerin etkilerini çalışmak için gereklidir. Ayrıca, gerçek süspansiyon sistemlerinin doğrusal olmayan geometrilerinin etkileri de incelenebilir. Ancak, doğrusal olmayan özellikler sistemi karmaşıklaştırdığı için özellikle araştırmanın ilgi alanı değilse modele dahil

edilmemelidir. Öte yandan, doğrusal bir sistem herhangi bir kayıp olmadan küçük ölçekte kullanılabilir ve bu durumlarda tam ölçekli model kullanmak çok anlamlı değildir. Günümüzde, yeni bir araç konsepti ortaya çıkartılırken küçük ölçekli modellerden sıkça yararlanılmaktadır. Bu sistemler özellikle aktif süspansiyon sistemlerinde ve sistem tanımlama metotlarının geliştirilmesinde sıkça kullanılmaktadır.

Şekil 46'te Allen tarafından, aktif bir süspansiyon sisteminin kontrol algoritmalarını deneysel olarak doğrulamakta kullanılan ölçekli test düzeneği verilmektedir (ALLEN, 2008). Burada hem yaylanan hem de yaylanmayan kütleler yalnızca dikey yönde hareket edecek şekilde kısıtlandırılmışlardır. Bu çeyrek araç modeli tezde belirtilen doğrusal fırçasız, sabit mıkna-tisa sahip motorun kullanabileceği şekilde tasarlanmıştır (Kim ve Murphy, 2004). Bu motorun verimliliğini deneysel olarak belirlemek yazarın amaçları dahilindedir.

Şekil 47'deki test düzeneklerinden soldaki Malezya Teknik Üniversitesi, sağdaki de Virginia Politeknik Enstitüsü ve Devlet Üniversitesi tarafından kullanılan modellerdir. Görülebildiği gibi, ölçeklendirilmiş modeller özel olarak araştırmanın amaçları doğrultusunda tasarlanmışlardır.



Şekil 46. Allen'in Test Donanımı, Allen (ALLEN, 2008)

Literatür taramasında aktif süspansiyon sistemlerini çalışmaya uygun özellikler sunan birkaç ticari ölçekli test sistemine de rastlanmıştır. SOBEN şirketi tarafından “elektroreolojik sönümleyiciler üzerine yapılan çalışmaları doğrulamada kullanılacak bir sistem geliştirilmiştir. Önerilen sistem dikey yönde hareketli iki kütleye sahiptir. Yukarıdaki kütle yaylanan kütle, aşağıdaki kütlede yaylanmayan kütle temsil etmektedir. İki kütleli bağlayan kısım üç yaylı bir süspansiyon ile kontrol edilebilir bir elektroreolojik sönümleyiciden oluşur. Ayrıca modelde sönümleyiciyi kontrol eden çeşitli algılayıcılar ile ulaşılan performansı belirleyen denetçi elemanlar bulunmaktadır. Yer titreşimleri programlanabilir bir kontrolöre bağlı doğrusal fırçasız motor tarafından temsili olarak uygulanmaktadır. Belirtilen sistemlere ait resimler Şekil 48’de görülebilir. Bu test düzenekleri ticari olarak satılmayan prototiplerdir.



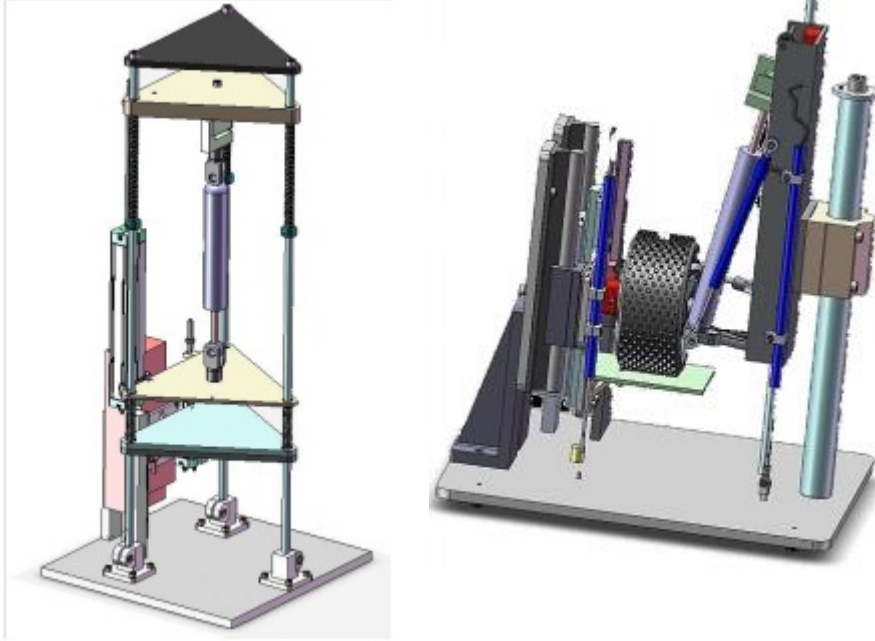
Şekil 47. Çeyrek Araç Test Düzeneği, Technical University of Malaysia (Sol) Virginia Polytechnic Institute And State University (Sağ).(Annis, 2006; GHANI, 2006)

6.2.3 Fonksiyonel Gereksinimler

Çeyrek araba test düzenekleri iki gruba ayrılmaktadır: Tam ölçekli ve ölçeklendirilmiş düzenekler. Literatür taramasında, Tam ölçekli çeyrek araba test düzeneklerinin karmaşıklığından dolayı, araştırma projelerinde uygulamalarının sınırlı olduğu görülmüştür ve bu nedenle halen gelişmektedirler. Genelde bu düzenekler araç dinamiği araştırmalarında kullanılmaktadırlar. Her iki tür çeyrek araba modellerinin fonksiyonları gözden geçirildiğinde, tam ölçekli çeyrek araba test düzeneklerinin aşağıdaki gereksinimlere ihtiyaç duyulduğunda kullanılmaktadırlar:

- Aracın viraj alma/dönüş durumlarındaki tekerleklere binen yüklerin geniş bir aralıkta değiştiği durumlarda.
- Aracın viraj alma/dönüş durumlarındaki ağırlıkları için geniş bir aralıkta tasarım

- Aerodinamik ve / veya ağırlık transferi gibi yaylanan kütleye uygulanan dış kuvvetlerin dikkate alınması gereken durumlarda
- Aracın yuvarlanma lastiğın dönüş ve / veya yönlendirmesi gibi işlevleri ekleyebilmek için esnek tasarımın sağlanması gereken durumlarda



Şekil 48. SOBEN Küçük Ölçekli Çeyrek Araba Test Düzeneği (SOBEN, 2011)

Eğer aracın süspansiyon sisteminin davranışı doğrusal olarak kabul edilir ise, bu işlevlerin bazıları küçük modeller ile de incelenebilmektedir. Sonuç olarak, ölçeklendirilmiş modeller aşağıdaki durumlarda kullanılmaktadır:

- Araç dinamiği üzerinde yeni konseptlerin uygulanabilirliğini inceleyebilmek için
- Süspansiyon sisteminin geometrik parametrelerinin önemli bir etkisi olmadığı zaman
- Yeni bir kavramsal aktif süspansiyon sistemini inceleyebilmek için
- Yeni bir tanımlama yöntemini inceleyebilmek için
- Süspansiyon sisteminin kavramsal aşamada olduğu ve gerçek süspansiyon sisteminin henüz tasarlanmadığı durumlarda.

Bu yüzden, projenin bu aşamasında aşağıdaki gereksinimleri göz önünde bulundurularak ölçeklendirilmiş bir çeyrek araba test düzeneği tasarlanmaktadır:

- Çeşitli DATE'ler ve NATE'leri monte ve test edebilmesi
- Çeşitli KTİ'leri monte ve test edebilmesi

- Süspansiyon sisteminin direngenliği için esnek tasarımın sağlanması
- Süspansiyon sistemini ayarlanabilmesi ve iki parçalı süspansiyon sisteminin tasarlanması
- Aktif süspansiyon sistemi veya diğer tip titreşim emicileri eklemek gibi ilerideki işlevler için esnek tasarımın sağlanması

6.3 Kavramsal Tasarım

Tasarım süreci belirli bir nesneden nihai ürüne ulaşmak için bir haritadır. Bir tasarım sürecini başlayıp projenin geri kalanını planlayabilmek için, her şeyden önce tasarım problemi tanımlanmalıdır. Önceki kısımlarda tasarım problem ve amaçlar tanımlanmıştır. Problemi çözebilmek ve kavramları oluşturabilmek için, bilgiler internet, patentler, uzmanlar ve kitaplar gibi farklı kaynaklardan toplanmıştır. Çalışmamızda, kavramdan kastımız kaba bir taslak veya notlar ile temsil edilebilir bir fikirdir, yani, nihai ürünün bir soyutlamasıdır.

6.3.1 Fonksiyonel Ayırıştırma

Karmaşık tasarımlar için genellikle tek bir kavram çözümü sağlamaz ve tasarımın kolayca yönlendirebilir şekilde küçük parçalara ayrılması gerekmektedir. Kavramsal ayırıştırma yoluyla bir sistem alt-sistemlere bölünmektedir. Fonksiyonel Ayırıştırma kavramsal ayırıştırma için bir yaklaşımdır. Fonksiyonel ayırıştırma tekniğini uygulayabilmek için dört temel adım bulunmaktadır

- Ulaşılması gereken genel fonksiyonu bulmak: gereksinimlere göre genel fonksiyon için bir ifade oluşturmak gerekmektedir. Fonksiyon, tasarlanan ürünün ne yapması gerektiği ile ilgilidir ve bu proje için daha önce belirlendiği gibi "sürüş konforu ile ilgili teorik sonuçları test etmek" denilmektedir.
- Alt-fonksiyonların açıklamalarını oluşturmak: Genel fonksiyonu alt-fonksiyonlara ayırştırmak ve onları düzenlemek gerekmektedir. Bu adım tasarım problemi için çözüm arayışlarının kontrol edilebilmesini sağlamaktadır. Daha ince fonksiyonel detaylar tasarım problemin daha iyi anlaşılmasını sağlamaktadır.
- Alt-fonksiyonları düzenlemek: Akış mantıksal veya zamansal düzende olmalıdır ve gereksiz fonksiyonlar belirlenip kombine edilmelidir.
- Alt-fonksiyonları arıtmak: Atomik alt-fonksiyonların oluşmasına kadar, alt-fonksiyonları daha küçük alt-fonksiyonlara ayrıştırılmaktadır.

6.3.2 Morfolojik Tablo

“Morfolojik yöntem” alternatif konfigürasyonlar oluşturabilmek ve genel fonksiyonu elde edebilmek için kavramları düzenleyen bir yöntemdir. Bu yöntemde ayrıştırmadaki her fonksiyonu iyice tanımlayabilmek için, mümkün olduğu kadar kavramlar oluşturulmakta, sonrasında fonksiyonel gereksinimlerini karşılayabilmek için bu kavramlar genel kavramda birleştirilmektedir.

Morfolojik tablo, fonksiyonlar ve alt-fonksiyonları mantıklı bir düzende düzenleyip ürünü oluşturacak fonksiyonları, ürünü elde edebilmek için görevlerini ve kullanılabilecek kavramları listelemektedir.

İstenilen fonksiyonu, yani " sürüş konforu ile ilgili teorik sonuçları test etmek", gerçekleştirecek sistem tasarımının fonksiyonel ayrıştırma ağacı Şekil 49'de görülmektedir.

Genel fonksiyon dokuz ana alt-fonksiyona ayrılmıştır:

- Aracın ana yapısının mekanik davranışının benzetimi
- Çeyrek araba modeli için girdi sağlanması
- İstenilen tepkiyi ölçmek
- Verilerin toplanması
- Verilerin işlenmesi
- Tekerlek davranışının benzetimi
- Gövde (yaylanan kütle) hareketinin benzetimi
- Yaylanmaz kütle hareketinin benzetimi
- Süspansiyon sisteminin hareketinin benzetimi

Genel fonksiyonu elde edebilmek için yukarıdaki alt-fonksiyonlar daha küçük fonksiyonlara bölünmektedir. Aşağıda, alt-fonksiyonlar ilgili kavramları ile beraber ayrıntılı olarak incelenmektedir.

6.4 Genel Kavramsal Tasarım

Çeyrek araba test düzeneği aracın bir köşesini temsil edebilmek için tasarlanmıştır. İstenilen işlevselliği tam olarak elde edebilmek için çeşitli alternatif test düzeneği konfigürasyonlarının belirlenmesi gerekmektedir. Bu çalışmada belirlenen alt-fonksiyonları göz önünde bulundurarak, başlıca üç test düzeneği alternatifi oluşturulmuştur. Şekil 51'da bu üç alternatif test düzeneğini anlatan temsili çizimleri göstermektedir.

Bu resimler test düzeneğinin temel bileşenlerini göstermektedir. Bu bileşenler yaylanan kütle, test düzeneğini bir arada tutan ve yükü taşıyan bir iskelet, lineer kılavuzlar, aracın süspansiyon direngenliği, eyleyici ve zeminden ibarettir. Yaylanan ve yaylanmaz kütlelerin hareketi lineer kılavuz kullanılarak dikey yöne hareket edecek şekilde sınırlandırılmaktadır. Eyleyici yere sabitlenecektir ve yol girdisi eyleyici tarafından sisteme uygulanacaktır. tüm sistem sadece dikey yönde hareket edebildiği için çeyrek araç modelinin dikey yöndeki dinamik tepkisi bu şekilde test edilebilecektir.

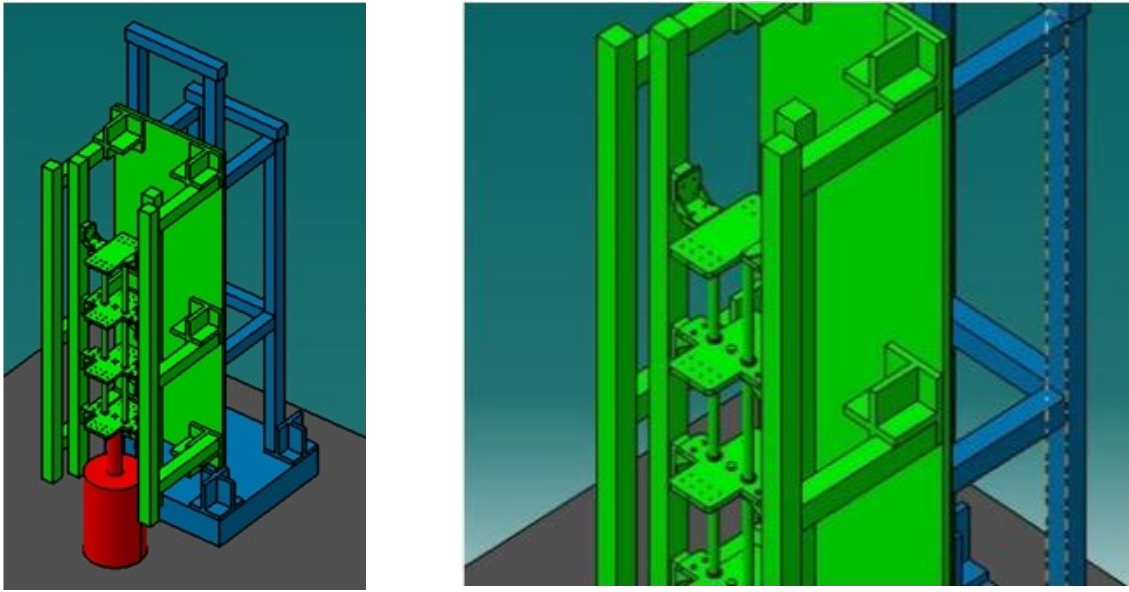
Yukarıda sözü edilen fonksiyon ve alt fonksiyonları göz önünde bulundurularak Şekil 51'da verilen üç adet çeyrek araç test düzeneği alternatifi geliştirilmiştir. Bunlardan üçüncü resimde önerilen çözümde çeyrek araç modelinin iskelete bağlandığı yerlerde oluşturacağı moment sebebiyle yüksek miktarda sürtünme kuvveti oluşturabilir, Bu durum göz önüne alınarak birinci ve ikinci çözümler daha uygun olacağına karar verilmiştir. Bu iki çözüm değerlendirildiğinde, ikinci çözüm yeteri kadar rijit olamayacağı görülmüştür. İkinci çözümde rijitliği artırabilmek için kenarlardan geçen silindirik direklerin bir gövde/iskelet yapısıyla desteklenmesi gereklidir. Birinci çözüm buna benzer bir yapı sunduğundan alternatifler arasında çeyrek araç test düzeneği olarak birinci çözümün uygun olduğu belirlenmiştir Şekil 50'de birinci çözüm göz önünde bulundurularak oluşturulan kavramsal tasarımın katı modeli gösterilmektedir. Bu tasarımın temel özellikleri sonraki bölümlerde açıklanmaktadır.

6.4.1 Taban Plakası

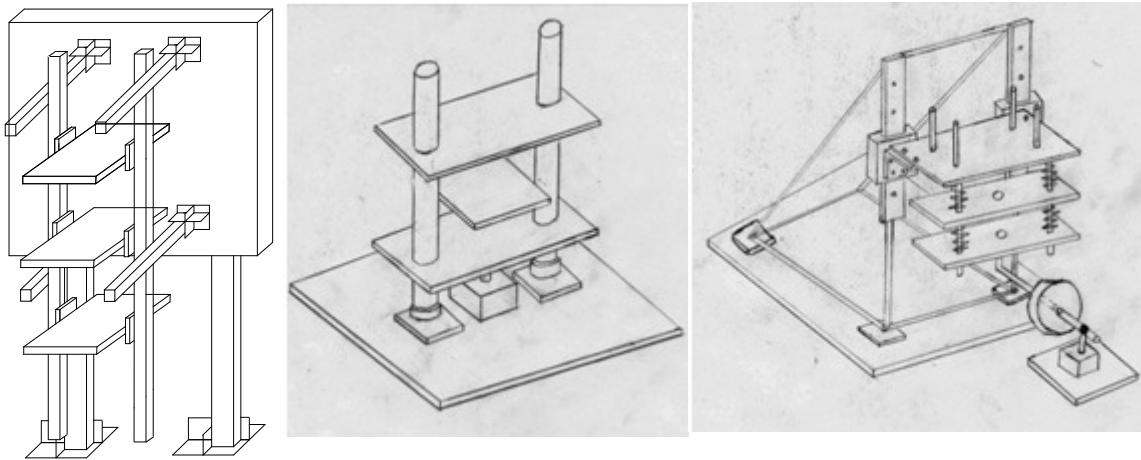
Diğer yapılar gibi test düzeneklerinin de bir dinamik yapıları vardır ve test düzeneğinin dinamik özelliklerinin test edilen yapının dinamik özelliklerine yakın olması durumunda ölçülen davranışın yalnızca test edilen yapıya ait olmaz. Dolayısıyla test edilen yapının dinamik davranışı doğru bir biçimde ölçülemez olur. Bunu önlemek için test yapısını mümkün olduğunca rijit bir şekilde tasarlayarak test düzeneğinin dinamik özelliklerini testin yapılacağı frekans aralığının dışına ötelemek gerekir. Bütün bunlara ek olarak başka titreşim

kaynaklarından gelen titreşimlerin yapıya aktarılmasının da engellenmesi önemlidir. Bu nedenle, test düzeneğinin ağır ve rijit bir plaka üzerine monte edilmesi planlanmaktadır.

Testler sırasında ortaya çıkabilecek önemli problemlerden bir tanesi başka titreşim kaynaklarından gelen titreşimlerin yapıya aktarılması ve istenilenden farklı bir durum altında sistemin test edilmesi olarak gösterilebilir. Bu sebeple, başka kaynaklardan yapıya aktarılabilecek titreşimleri engelleyebilmek ve testin istenildiği gibi yapılabilmesini sağlamak için test düzeneğinin ağır ve rijit bir plaka üzerine monte edilmesi gerekmektedir.



Şekil 50. Kavramsal Tasarımın Katı Modeli

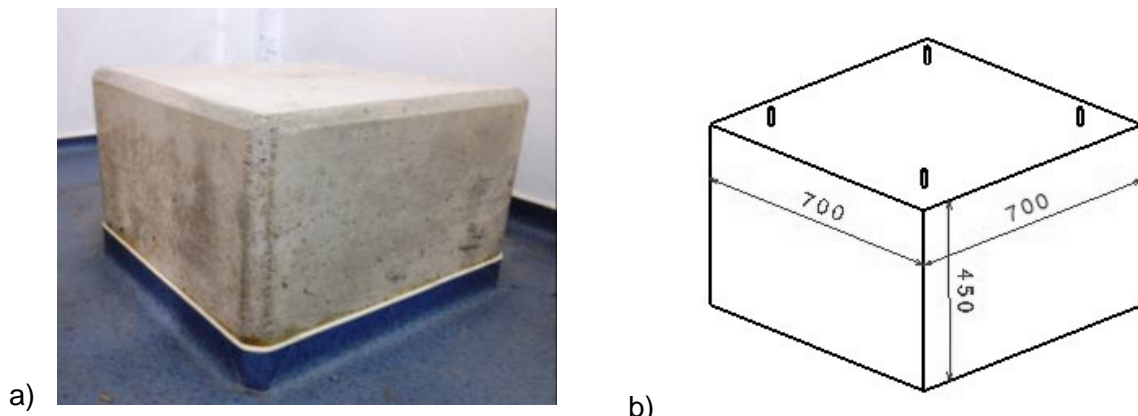


Şekil 51. Test Düzeneği için Üç Alternatif Konfigürasyon

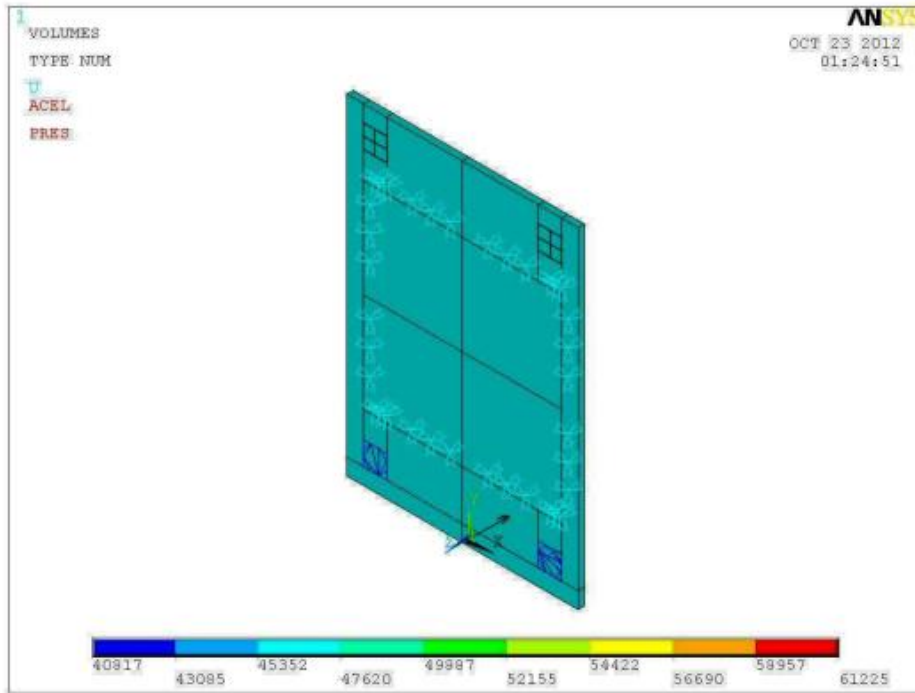
Taban plaka başka kaynaklardan yapıya aktarılabilecek titreşimleri engelleyip testin istenildiği gibi yapılabilmesini sağlamaktadır. Test düzeneğinin ağır ve rijit bir plaka üzerine monte edilmesi gerektiğinden yapıyı desteklemek için ağır bir çelik taban plakanın kullanılması planlanmıştır.

Doğru taban plakanın tasarlanması için bir dikdörtgen çelik plaka ele alınıp sonlu eleman modelleri ANSYS'te oluşturulup analiz edilmiştir. Taban plaka ODTÜ Makine Mühendisliği Bölümü Titreşim Laboratuvarı'nda yer alan beton bir blok üzerine monte edilecektir. Beton bloğun fotoğrafı ve Catia'da çizilmiş boyutları Şekil 52'de gösterilmiştir. Test düzeneği, taban plaka ve beton blokta kullanılan montaj yöntemi ve bağlantıları, uygulanan kuvvetler ve sınır koşulları göz önünde bulundurularak oluşturulan taban plakanın sonlu eleman modelini ve statik analizinin sonuçlarını Şekil 53'de verilmektedir. Test düzeneğinin ayaklarının mesafesine göre taban plakanın boyutu en az 600x1000mm olmalıdır. Şekil 53'deki Plakanın boyutları 800x1100x20mm'dir ve görüldüğü gibi istenilen işlevselliği sağlayabilecek kapasitededir (maksimum gerilim = 3.02MPa, maksimum yer değiştirme = 0.009mm).

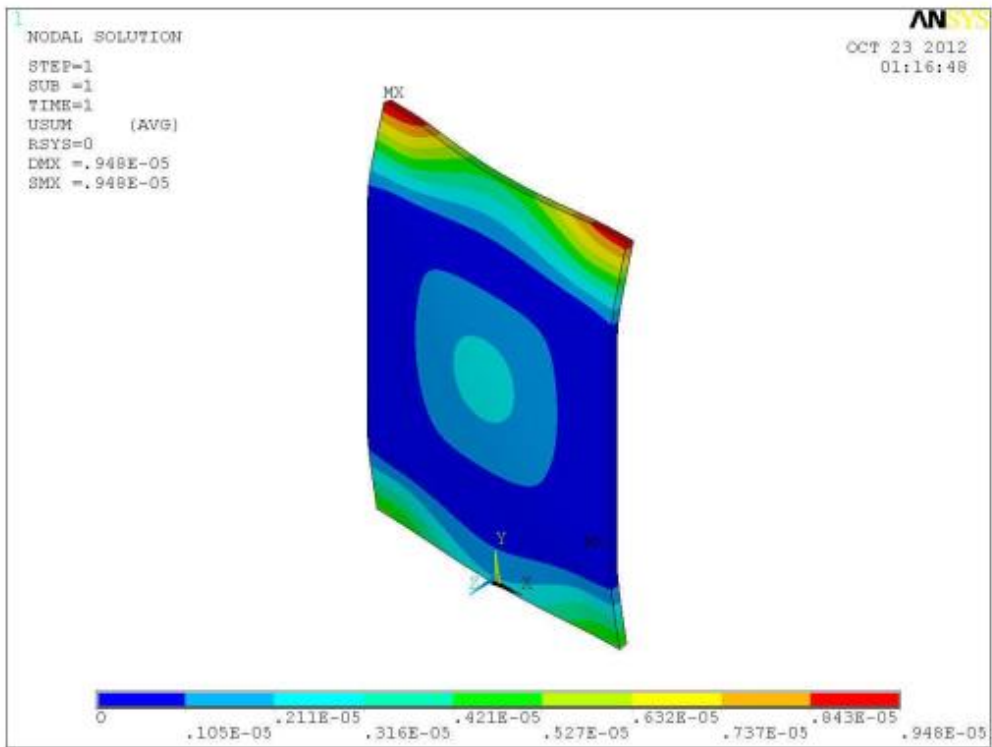
Çelik plaka üzerinde T-slotların olması montaj sırasında kolaylık sağlayacağı için kullanılacak olan taban plakası üzerinde ayrıca T-slotlar açılmasına karar verilmiştir. Bu nedenle, doğru T-slotu seçebilmek için Şekil 54'te gösterildiği gibi simetrik sonlu eleman analizi yapılarak ve 700x1080x40mm boyutlarında bir plaka uygun görülmüştür (maksimum gerilim = 38MPa, maksimum yer değiştirme = 0.002mm). Bu analizlere göre Şekil 55'te gösterilen taban plaka üretilmiştir ve ODTÜ Makine Mühendisliği Bölümü Titreşim Laboratuvarı'nda yer almaktadır. Şekil 56'te düzeneğin taban plaka üzerine bağlanması için kullanılan yöntem gösterilmektedir.



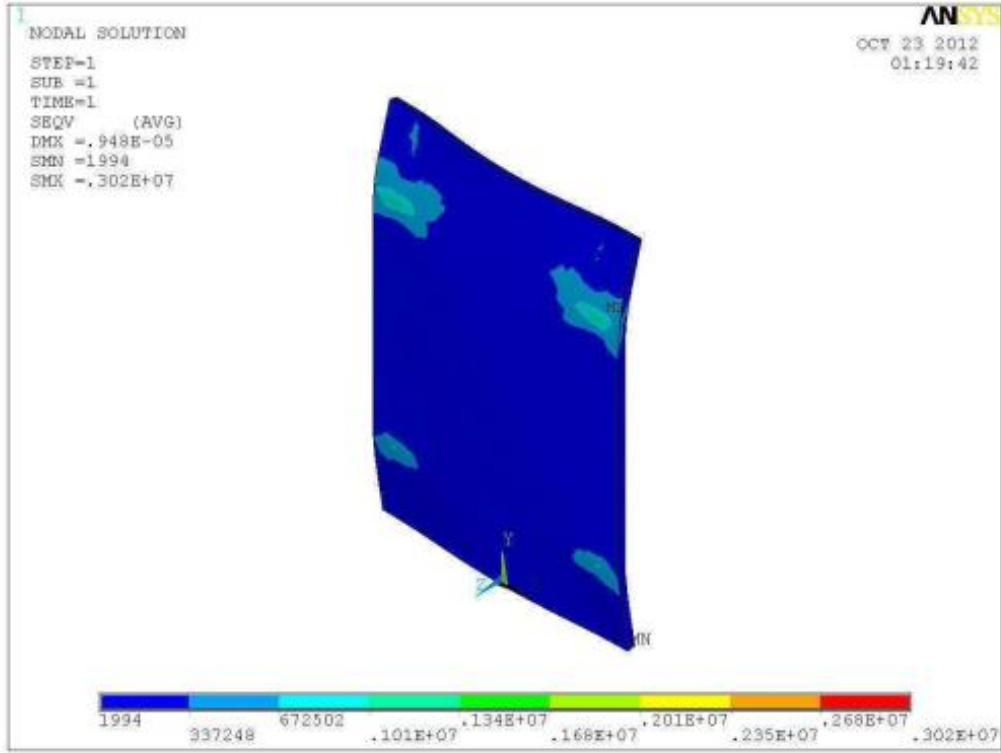
Şekil 52. ODTÜ Makine Mühendisliği Bölümü Titreşim Laboratuvarı'nda yer alan beton blok a) fotoğraf b) ölçülendirilmiş teknik çizimi.



a)

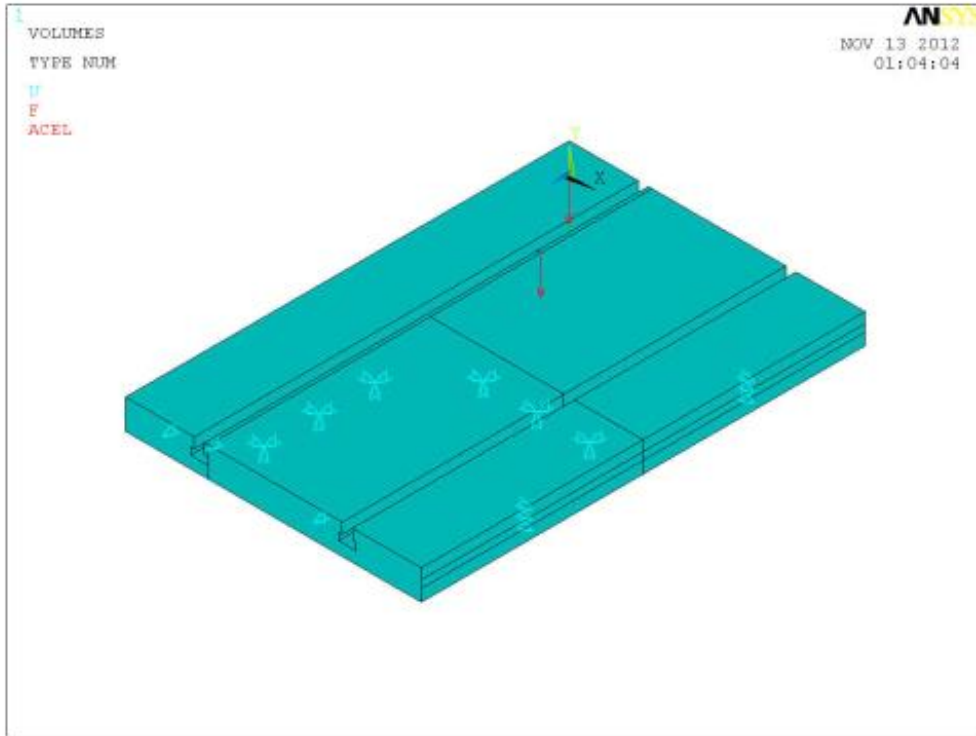


b)

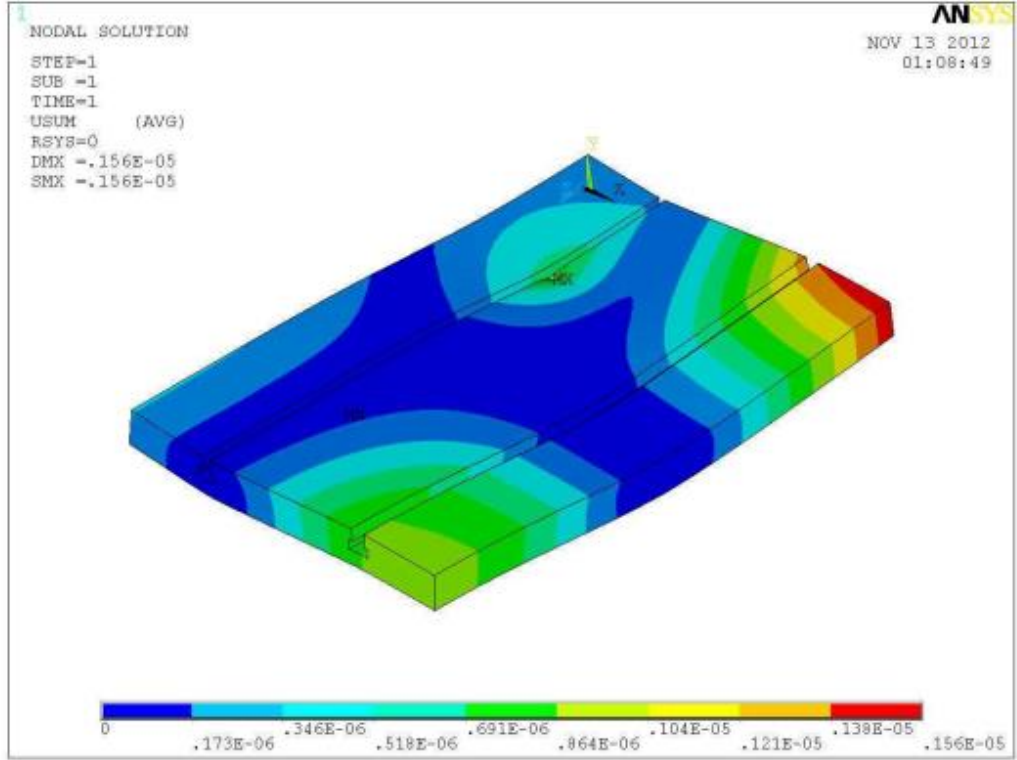


c)

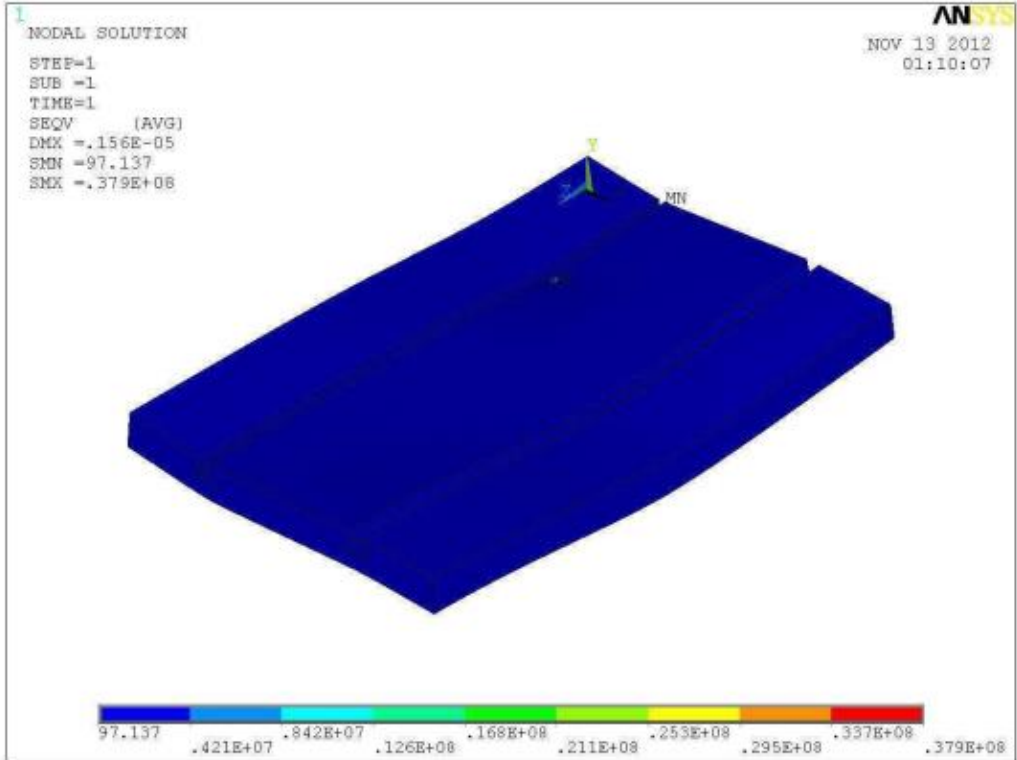
Şekil 53. 800x1100x20mm'lik çelik taban plakanın a) sonlu eleman modeli b) maksimum yer değiştirme c) maksimum statik gerilim sonuçları.



a)



b)



c)

Şekil 54. 700x1080x40mm'lik T-slotlu taban plakanın a) simetrik sonlu eleman modeli b) maksimumum statik gerilim c) maksimum yer değiştirme sonuçları.



Şekil 55. Üretilen T-slotlu taban plaka



Şekil 56. Test düzeneğinin ayak bağlantı elemanlarının taban plaka üzerine bağlanması

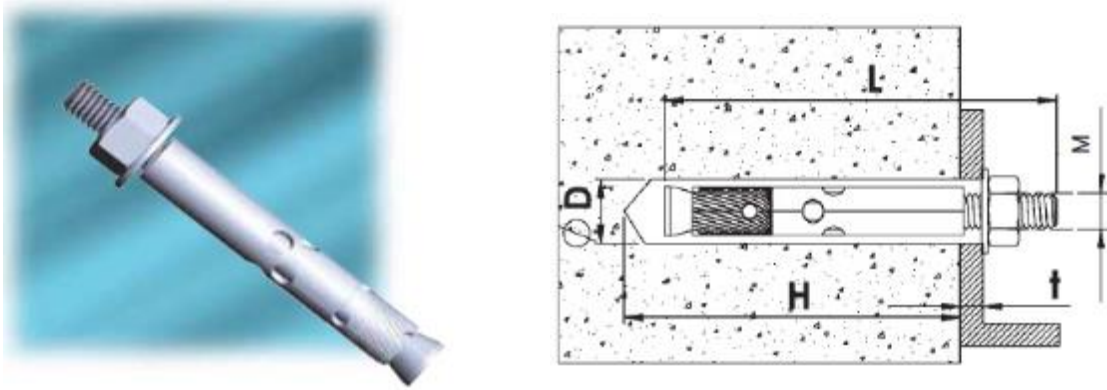
6.4.1.1 TABAN PLAKASININ BETON BLOK ÜZERİNE MONTAJI

Çelik taban plaka ve beton bloğun montajı aşağıdaki prosedürü takip ederek ODTÜ Makine Mühendisliği Bölümü Titreşim Laboratuvarı'nda yapılmıştır:

- **Çelik taban plaka beton bloğun üstüne yerleştirilmiştir.**
- **Çelik plaka master olarak kullanılıp beton üzerinde delik delinmiştir:** Sabitlemek için dübel çelik kullanılmaktadır. Dübelin ölçüleri ve uygun matkap ucu ve delme derinliği

Şekil 57’te verilmiştir (Inka fixing systems). Dübel için delinen delik mutlaka fırça veya delik içerisine hava verilerek temizlenmelidir.

- **Beton üzerinde her tür çatlakın tamir edilmesi:** Delikler açıldıktan sonra taban plaka kaldırılıp, epoksi esaslı tamir harcı kullanarak çatlaklar ve pürüzlülükler doldurulup teraziye alınmıştır. Şekil 58 örnek bir epoksi esaslı tamir harcını göstermektedir.
- **Plaka ve beton bloğun aralarında yapıştırıcı kullanarak montaj ve terazi edilmesi.** Bu işlem için KB Fix epoksi esaslı, çözücü içermeyen iki bileşenli yüksek performanslı yapıştırıcı (KÖSTER KB Fix) kullanılmıştır.



Marka	M	L (mm)	ϕD (mm)	H (mm)	t (Max.) (mm)
Inka fixing systems	M12	90	16	100	50

Şekil 57. Çekmeli dübel çelik (Inka fixing systems).



Şekil 58. KÖSTER EP Mortar epoksi esaslı tamir harcı (KÖSTER waterproofing systems).

Çelik taban plaka beton bloğun üstüne yerleştirilip, plakayı master olarak kullanarak beton üzerinde gerekli delikler delinmiştir. Taban plaka kaldırılıp sabitlemek için delikler içine uygun çelik dübel çakılmıştır. Epoksi esaslı tamir harcı kullanarak çatlaklar ve pürüzlülükler doldurulup beton yüzeyi teraziye alınmıştır. Son olarak çelik dübelleri ve epoksinin yapışma

özelliğini kullanarak, plaka ve beton bloğun montajı yapılmıştır. Şekil 59 ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü Titreşim Laboratuvarı'nda yer alan taban plakanın beton bloğun üzerinde monte edilmiş halini göstermektedir.



Şekil 59. ODTÜ Makine Mühendisliği Bölümü Titreşim Laboratuvarı'nda yer alan taban plaka ve beton bloğun montajı

6.4.2 Girdi Sağlayan Eyleyici

Doğrusal eyleyiciler tek bir yönde kuvvet uygulayabildikleri için çeyrek araç modeli ile çok hassas bir şekilde hizalanması gerekecektir. Hizalamada oluşabilecek hatalar eyleyicinin tasarlanmadığı yönlerde kuvvete maruz kalmasına sebep olabileceği için eyleyicinin çeyrek araç test düzeneğine bağlantısı sırasında oluşabilecek bu yanıl kuvvetleri aktarmayan bağlantı elemanları seçilecektir. Bu yüzden, doğrusal kılavuzlar vasıtasıyla, eyleyicinin hareketi sınırlanmaktadır.

Yol profilinin girdisini simüle edebilmek için doğrusal yer değiştirme ve hız girdisini uygulayan bir cihaza ihtiyaç duyulmaktadır. Sarsıcılar, eyleyiciler ve elektro motor vasıtasıyla hareket eden bir kam gibi çeşitli cihazlar istenilen girdiyi sağlayabilmek için mevcuttur. İlk yapılan proje planında, girdiyi sağlamak için hidrolik/mekanik silindirin kullanılması öngörülmüştür. Ancak tasarım aşamasında hidrolik silindiri tedarik edecek olan şirketin tedarik konusunda isteksiz davranması ve hiçbir şekilde taleplerimize cevap vermemesi sebebiyle alternatif bir eyleyicinin araştırılıp kullanılmasına karar verilmiştir.

Sarsıcılar sinüzoidal ve rastgele yer değiştirme ve hız girdisini oluşturabilir ve sistemin doğal frekanslar ve mod şekli gibi dinamik özelliklerini belirleyebilmek için uygun bir

alternatiftir. Test sırasındaki benzetim gereksinimleri göz önünde bulundurarak, doğrusal rulman içeren “APS 400 ELECTRO-SEIS” sarsıcı kullanılabilir. Tablo 14’de testteki girdi gereksinimleri ve seçilen sarsıcının özellikleri verilmiştir. “APS 400 ELECTRO-SEIS” sarsıcı Şekil 60’de gösterilmiştir (ELECTRO-SEIS).

Tablo 14. Test gereksinimleri ve seçilmiş sarsıcının (model APS 400) özellikleri

Özellik	Gereksinimler	Sarsıcı APS 400 özellikleri
Kuvvet (sine tepe)	200 N	445 N
Hız (sine tepe)	1000 mm/s	1000 mm/s
Stroke (tepe - tepe)	10 mm	158 mm
Frekans aralığı	0.5 – 20 Hz	DC ... 200 Hz
İşleyiş	Dikey	Yatay ve dikey
Sarsıcının toplam ağırlığı		73.0 kg
Sarsıcının toplam boyutu LxWxH		526x314x178 mm



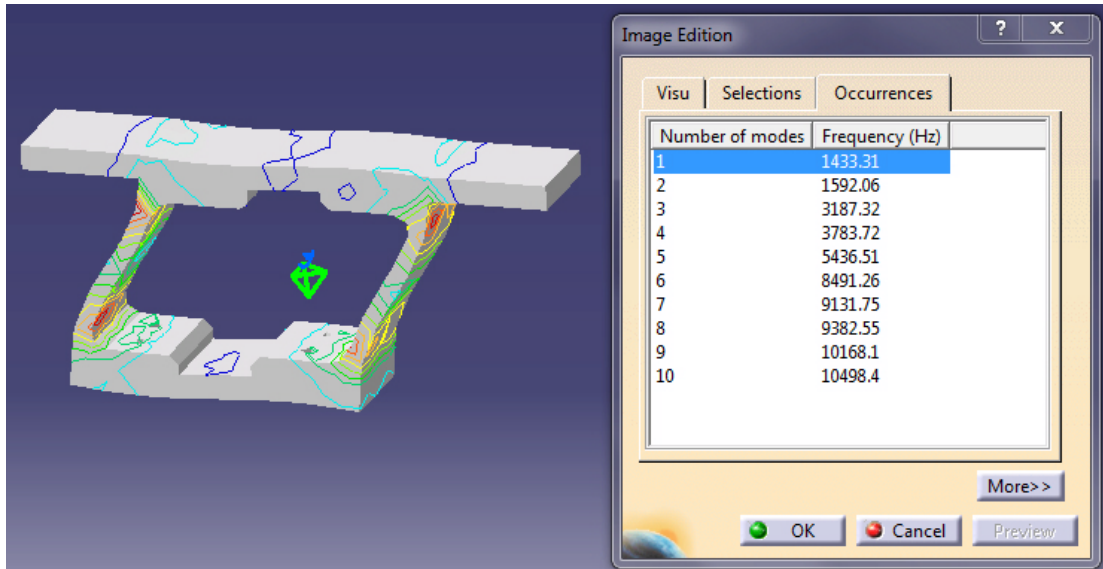
Şekil 60. Sarsıcı, model APS 400 ELECTRO-SEIS (ELECTRO-SEIS).

Sarsıcının uyguladığı kuvveti sisteme aktaran plaka doğrusal kılavuzlara bağlanıp hareketi sınırlanmaktadır. Ancak, montaj sırasında istenmeyen yönlerde kuvvet oluşturulmasını önleyebilmek için doğru bağlantı elemanlarını seçmek vasıtasıyla sarsıcının çeyrek araç modeli ile çok hassas bir şekilde hizalanması gerekmektedir.

6.4.2.1 SARSICININ MONTAJI

Sarsıcıyı düzeneğe bağlamada dikkat edilmesi gereken birkaç önemli nokta bulunmaktadır; armatür (sarsıcının hareketli kısmı) ve kütleleri temsil eden plakaların hareketi aynı hizada olmalıdır. Bu nedenle, montajdan önce sarsıcı ve girdi plakasının paralellliğini sağlayabilmek için iyice teraziye alınmışlardır. Sarsıcının kuvvetini girdi

plakasına aktarabilmek için uygun bir bağlantı parçası gerekmektedir. Bağlantı elemanı olarak bir çubuk kullanılmaktadır. Statik durumda sarsıcı ve girdi plakasının arasındaki mesafe statik yüke bağlı olarak değişebilir; bu yüzden çubuğun girdi plakasına bağlanacağı tarafından 10 cm uzunluğunda dış açılmıştır ve iki somun kullanarak istenilen konumda sabitlenebilmektedir. Kuvvet çubuğu bir civata vasıtasıyla alt taraftan sarsıcının armatürüne bağlanmaktadır. Girdi plakası üzerinde bağlantı için uygun yer bulunmaktan dolayı demir plaka ve profillerden oluşan bir yapı üretilmiş ve girdi plakasının alt kısmına monte edilmiştir. Sonlu eleman analizlerine göre, Şekil 61’de gösterildiği gibi, eklenen yapı uygundur (İlk doğal frekans = 1433.306 Hz). Şekil 62 sarsıcı, bağlantı çubuğu ve girdi plakanın montajını göstermektedir.



Şekil 61. Bağlantı çubuğunu girdi plakasına bağlayabilmek için ara yapının sonlu eleman analizi (doğal frekansları ve mod şekli) (CATIA).

6.4.3 İskelet Yapı

İki önemli görevi sağlayabilmek için test düzeneğinin bir iskelet yapıya ihtiyacı bulunmaktadır: düzeneğin çeşitli parçalarının bir arada tutulması ve istenilen rijitliğin sağlanması.

Piyasada bulunan hazır alüminyum profiller kullanarak iskelet yapının oluşturulabilmesi mümkündür. Alüminyum profiller farklı boyutlarda mevcuttur ve bunları uygulamalarına göre kategorize etmek mümkündür; 6mm oluklu profiller hafif yapılarda örneğin laboratuvar fiyestürlerinde kullanılabilir, 8mm oluklu profiller çoğunlukla bölme duvar gibi orta yükler uygulanacak yerlerde kullanılmaktadır ve 10mm oluklu alüminyum profiller makine çerçevesi gibi yüksek yüklerin uygulanması gereken uygulamalarda kullanılabilir. En

son belirtilen 10mm oluklu profillerin çeyrek araç test düzeneğinin iskelet yapısında kullanılmasına karar verilmiştir. şekil 63'de alüminyum profilden oluşan bir yapının bir parçası gösterilmektedir. Çeşitli parçaları istenilen şekillerde birbirine bağlayıp düzgün bir yapı oluşturabilmek için standart bağlantılar kullanılabilir (Rexroth Bosch Group).



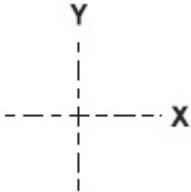


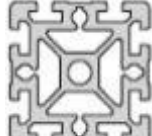

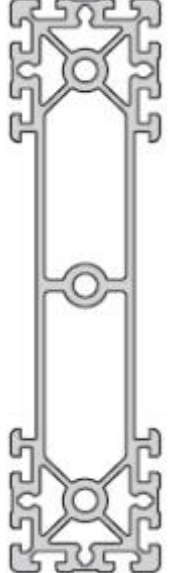
şekil 62. Sarsıcı ve süspansiyon sisteminin bağlantısı, ODTÜ Makine Mühendisliği Bölümü Titreşim Laboratuvarı.



şekil 63. Alüminyum profiller ve standart bağlantılardan oluşan bir yapı (Rexroth Bosch Group)

İskelet yapının (çerçevenin) tasarımı sürecinde, en iyi çözümü elde edebilmek amacıyla CAD ortamında farklı yapıların oluşturulması için Tablo 15'deki standart alüminyum profiller kullanılmıştır:

Tablo 15. Alüminyum profillerin mekanik ve geometrik özellikleri (Rexroth Bosch Group)

 Özellikler	Profiller				
	 45x45	 45x90	 90x90	 90x180	 90x360
Eylemsizlik momenti (I_x) [cm ⁴]	14	125	302	2138.3	14065
Eylemsizlik momenti (I_y) [cm ⁴]	14	32.8	302	544.3	710
Profile Kesit Alanı (A) [cm ²]	7.5	15.6	39.5	63.6	90.2
Ağırlık (m) [kg/m]	2	4.2	10.5	17.2	24.4

6.4.3.1 İSKELET YAPININ TASARIMI

İskelet yapının (çerçevenin) tasarımı için dikkat edilmesi gereken üç kriter bulunmaktadır: bunlar boyutları, yer değiştirilmesi ve yapının doğal frekanslarıdır.

Boyut: Çerçeve ray ve hareketli kütleleri monte edilebilecek kadar uzun olmalıdır. Dikkat edilmesi gereken önemli ve etkin uzunluklar aşağıdaki gibidir:

- Sarsıcının yüksekliği: 80cm
- Tekerlek direngeliğini temsil eden yayın uzunluğu: 20cm (serbest uzunluğu 40cm'dir)
- Yaylanmaz kütle ve ek plakanın arasındaki yayın uzunluğu: 20cm (serbest uzunluğu 40cm'dir)

- Ek plaka ve yaylanan kütlelerin arasındaki yayın uzunluğu: 20cm (serbest uzunluğu 40cm'dir)

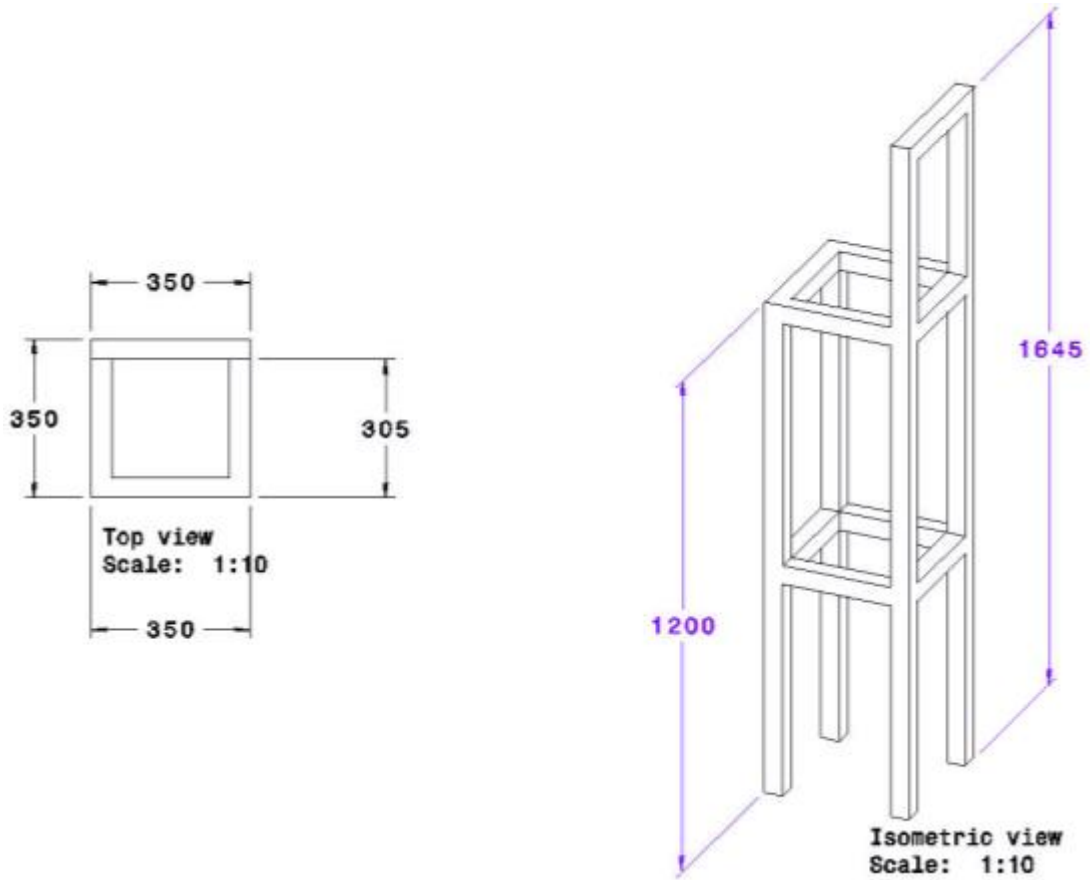
Yukarıdaki uzunluklar ve mesafeleri göz önünde bulundurarak, zemin (sarsıcının bağlandığı yer) ve düzeneğin en üstü arasındaki mesafe 200cm olmalıdır. Girdi cihazını (sarsıcıyı) zemine bağlayıp çerçeve ayaklarını 40cm yüksekliğe sahip bir bloğun üzerine sabitlemek suretiyle, 160cm boyunda bir yapı yeterli olacaktır.

Çerçevenin genişliği hareketli plakalar, raylar ve rulmanları monte etmek için yeterli alanı sağlayacak uzunlukta olması gereklidir. Aşağıdaki boyutlar yapının genişliğini belirlemek için önemlidir:

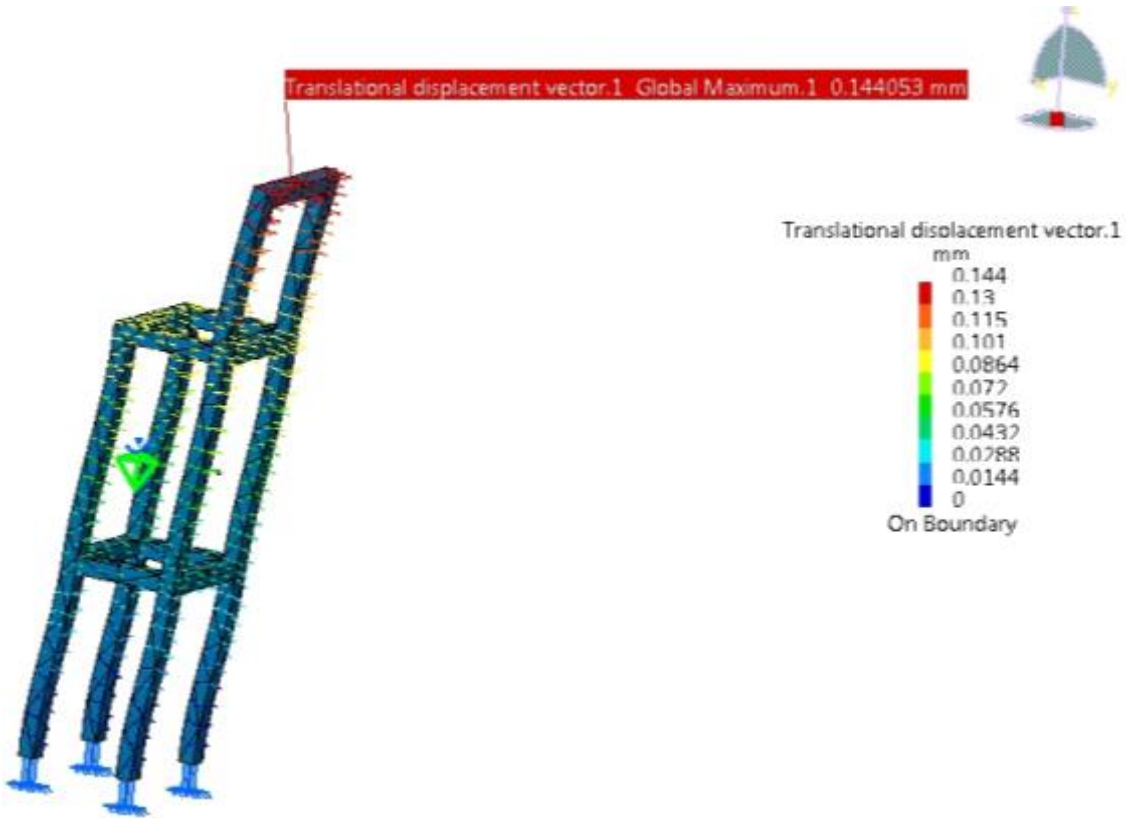
- Hareketli kütleler için gerekli mesafe: 20cm
- Raylar ve rulmanlar için gerekli mesafe: 5cm

Sonuç olarak, en az 30cm genişlik gerektiğine karar verilmiştir.

Çerçeve uzunluğunu belirlemek için yapıyı desteklemek ve bir arada tutma fonksiyonları göz önünde bulundurulmalıdır.



Şekil 64. Statik yer değiştirmeyi tahmin etmek için kullanılan basit model (45x45 alüminyum profilleri kullanılmıştır)



Şekil 65. CATIA'da ana yapının statik analizi (CATIA)

Statik yer değiştirme: Statik ve dinamik yükler altında yapının yer değiştirmesini inceleyebilmek için yukarıdaki boyutlar ve uygulanan yükleri göz önünde bulundurarak 45x45 alüminyum profillerini kullanarak bilgisayar ortamında basit bir model oluşturulmuştur (Şekil 64). Şekil 65'da ise ana yapının CATIA'da yapılmış statik yer değiştirme analizi gösterilmektedir (CATIA).

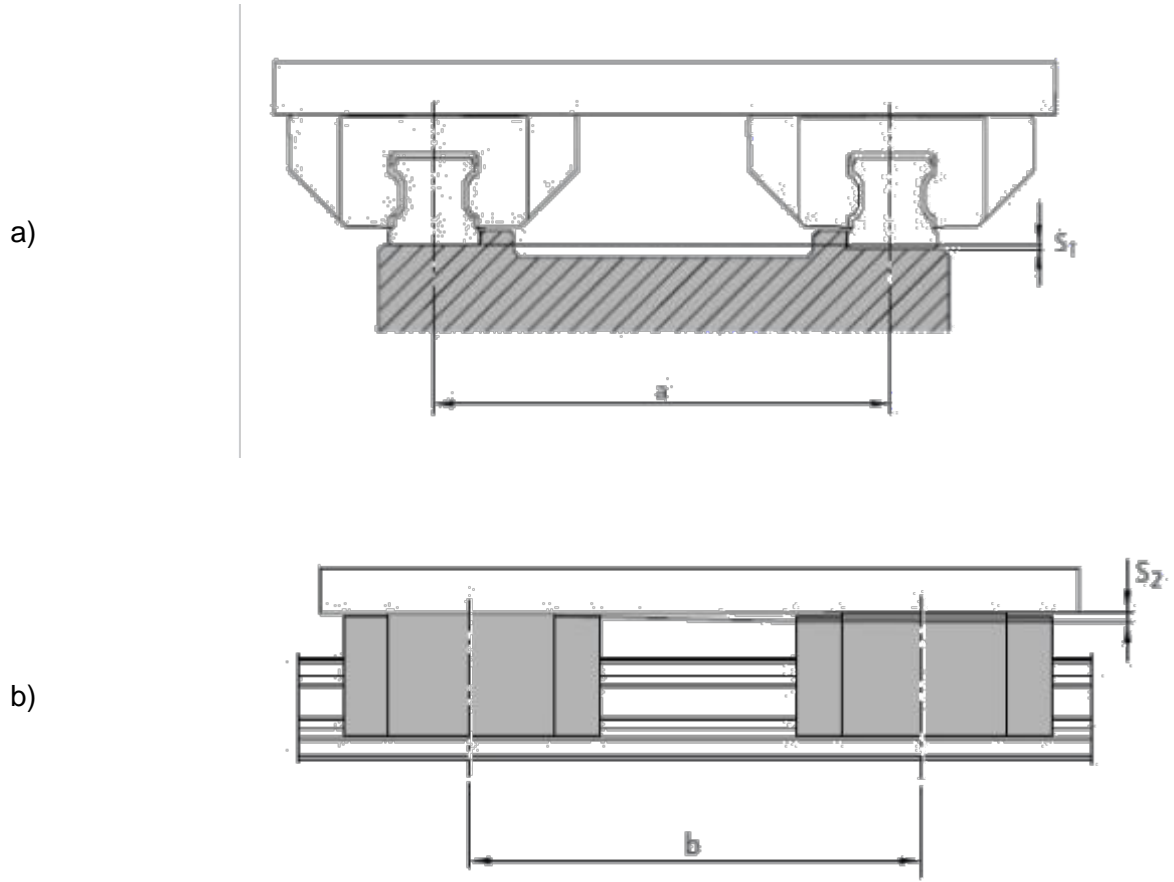
Şekil 65'da görüldüğü gibi yapının maksimum yer değiştirmesi 0.14mm'dir. İzin verilen yer değiştirme, katalogta (Rexroth Bosch Group) verilmiş bilyeli kılavuzlama sistemlerinin montaj talimatlarına göre hesaplanabilmektedir. Şekil 66'da doğrusal hareket sisteminin izin verilen sapmalarını belirten parametrelerini göstermektedir. S_1 ve S_2 sırasıyla yanal ve aksenal yönlerde izin verilen sapmayı temsil etmektedir ve çelik bloklar için aşağıdaki gibi hesaplanabilmektedir:

$$S_1 = a.Y \quad (92)$$

$$S_2 = b.X \quad (93)$$

Burada a rayların arasındaki mesafeyi ve b aksenal yönde iki kızağın arasındaki mesafeyi temsil etmektedir. Y ve X ise hesaplama faktörleridir ve bu projede kullanılan çelik kızak için $Y = 1.2 \times 10^{-3}$ ve $X = 6 \times 10^{-4}$ 'dir. $a = 350\text{mm}$ ve $b = 350\text{mm}$ varsayarak izin verilen yer

değiştirme değerleri $S_1 = 0.42\text{mm}$ ve $S_2 = 0.21\text{mm}$ olarak elde edilir ki bu da uygulanan kuvvetler ve statik yer değiştirmeye göre modelin uygun olduğunu göstermektedir.



Şekil 66. Rayların a) yanal ve b) aksel yönlere izin verilen yer değiştirmenin parametreleri (Rexroth Bosch Group).

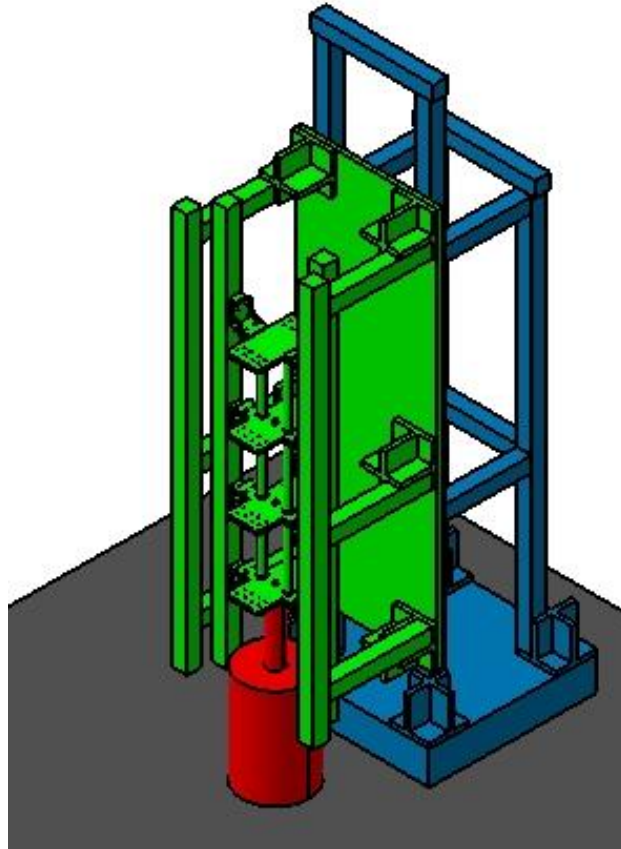
Doğal frekanslar: Test sırasında karşılaşılan önemli sorunlardan bir tanesi ise test düzeneğinin dinamiği ile test edilen ürünün dinamiklerinin birbirlerini etkilemeleridir. Bu etkileşimi ortadan kaldırmak için test düzeneğinin test frekans aralığına yakın doğal frekanslarının olmaması gerekmektedir. Bütün bunlar göz önünde bulundurulduğunda çerçevenin ilk doğal frekansının 100Hz'den fazla olması gerektiği değerlendirilmiştir. Çerçevenin serbest titreşimini inceleyebilmek için Şekil 64'daki basit modelin modal analizi yapılmıştır. Tablo 16'da modelin ilk dört doğal frekansı verilmiştir. Modal analiz sonuçlarına göre modelin **uygun olmadığı** görülmektedir.

Şekil 67, kavramsal tasarımı göstermektedir. Görüldüğü gibi, bir referans plaka Şekil 64'daki modele eklenmiştir ve dolayısıyla bu durumda doğal frekans değerleri yukarıda hesaplanılardan daha düşük çıkacaktır.

Tablo 16. Şekil 64'deki çerçeve modeli için elde edilen doğal frekansları

Mod	1	2	3	4
Doğal frekans (Hz)	46.55	46.98	72.47	112.61

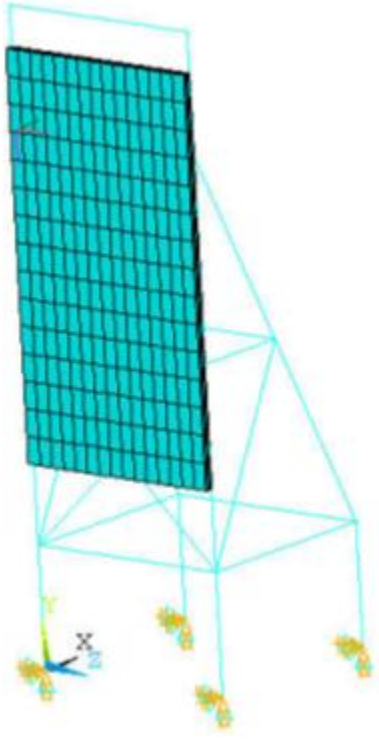
Şekil 67, kavramsal tasarımı göstermektedir. Görüldüğü gibi, bir referans plaka Şekil 64'daki modele eklenmiştir ve dolayısıyla bu durumda doğal frekans değerleri yukarıda hesaplanarlardan daha düşük çıkacaktır.



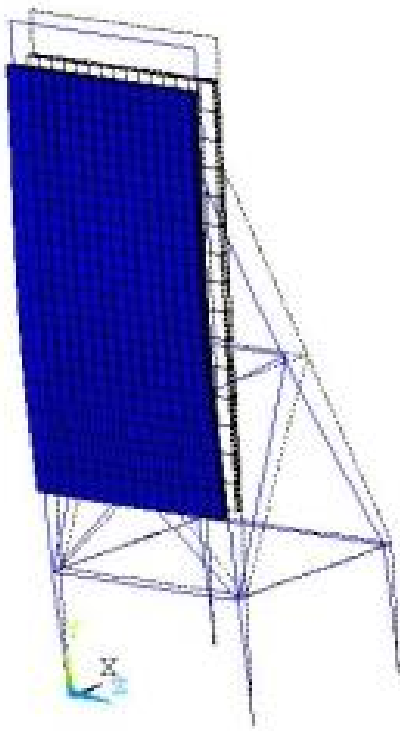
Şekil 67. Kavramsal tasarımın katı modeli

Doğal frekans kriterini karşılayabilmek için farklı alüminyum profiller kullanılıp referans plakayı da ekleyerek yeni sonlu eleman modelleri ANSYS'te (Ansys) oluşturulup analiz edilmiştir. Şekil 68 - Şekil 70 doğal frekans yaklaşımı temelinde uygun olan bazı modelleri göstermektedir. Şekil 69'te gösterildiği gibi ilk doğal frekansın değerini arttırabilmek amacıyla ağırlığı azaltmak için ortası boşaltılmış bir referans plaka kullanılması da değerlendirilmiştir.

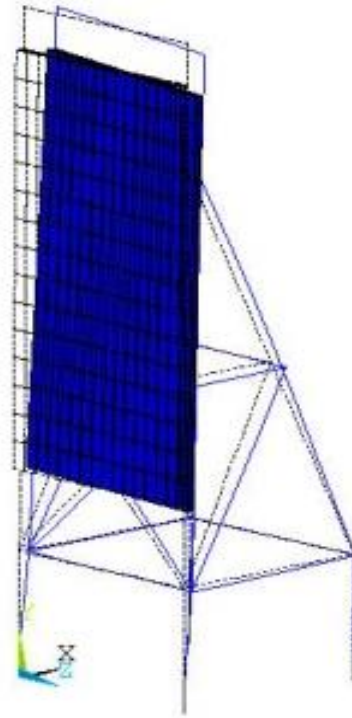
Mod	Doğal frekans (Hz)
1	77.60
2	81.10
3	129.04
4	179.43
5	191.85



a)



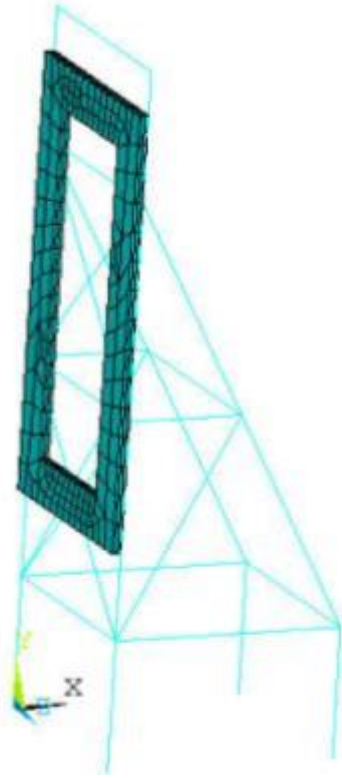
b)



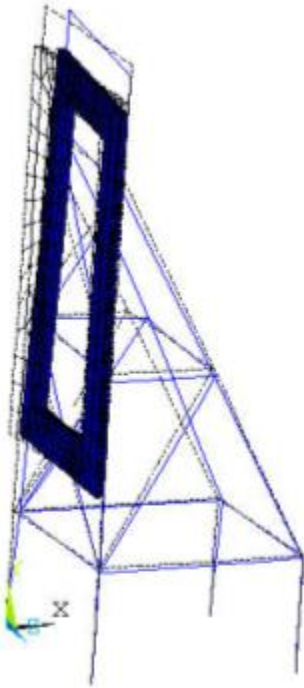
c)

Şekil 68. 45x90 alüminyum profiller kullanılan sonlu eleman modelinin a) model ve doğal frekansları, b) ilk mod şekli ve c) ikinci mod şekli

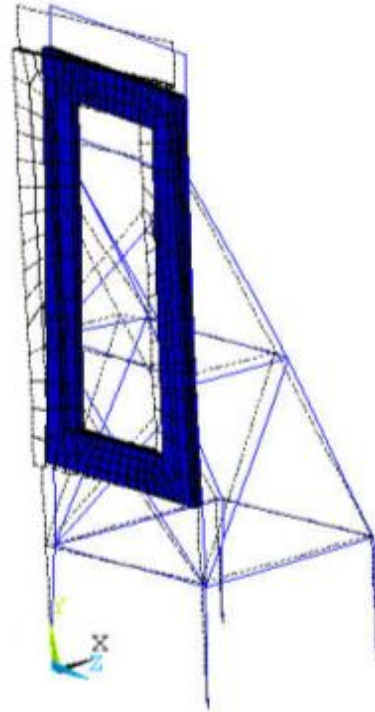
Mod	Doğal frekans (Hz)
1	109.39
2	111.12
3	160.06
4	183.99
5	188.40



a)



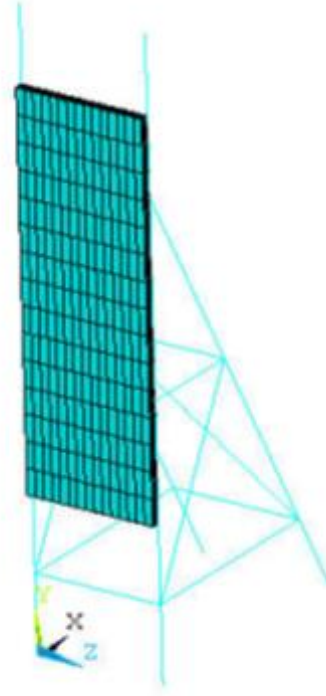
b)



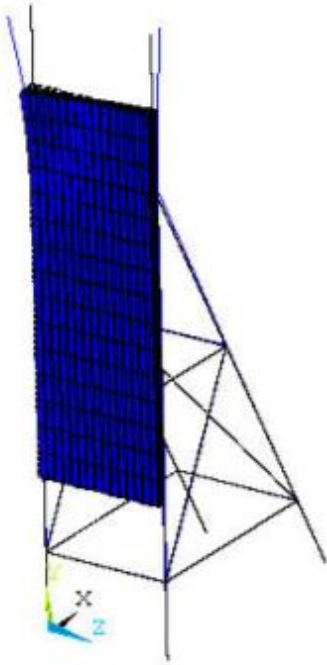
c)

Şekil 69. 45x90 alüminyum profiller ve içi boşaltılmış referans plakayı kullanılan sonlu eleman modelinin; a) model ve doğal frekansları, b) ilk mod şekli ve c) ikinci mod şekli.

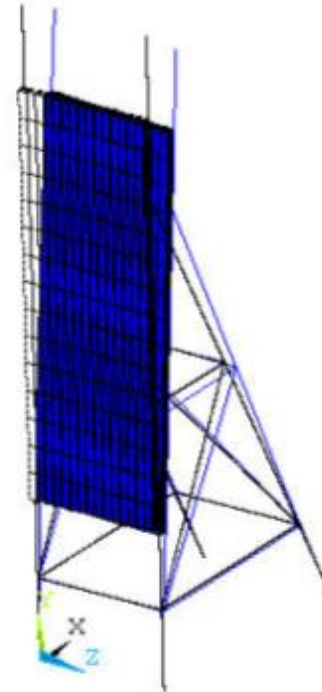
Mod	Doğal frekans (Hz)
1	128.95
2	169.97
3	263.55
4	282.80
5	369.87



a)



b)



c)

Şekil 70. 45x180 ve 90x90 alüminyum profiller sonlu eleman modelin modal analizi; a) model ve doğal frekanslar, b) ilk mod şekli ve c) ikinci mod şekli.

Yukarıda gösterilen modeller çerçeve tasarımı için çeşitli nedenlerle uygun bulunmamışlardır. Birinci modelin (Şekil 68) ilk doğal frekansı istenilen değerden düşüktür. İkinci model (Şekil 69) titreşim kriterlerine göre uygundur, ancak sonuçlar istenen frekansa çok yakındır ve hesaplama (model ve düzenekteki sınır koşullarının farklı olabilmesi) ve imalat hatalardan dolayı riskli olduğuna kanaat getirilmiştir. Üçüncü modelde (Şekil 70) ise, doğal frekansların değerleri istenildiği gibidir; ancak, 45x180 ve 90x90 tip profillerin yüksek fiyatları sebebiyle toplam maliyetin önemli miktarda artışına neden almaktadır.

Yukarıdaki modelleri ve mod şekillerini inceleyerek Şekil 68.b'de görüldüğü gibi referans plaka düzlemine dik bir hareket ve Şekil 68.c'deki referans plaka düzlemine paralel hareketin baskın olduğu sonucuna varılabilmektedir. Uygun profillerle yapıyı arkadan desteklemekle referans plaka düzlemine dik hareketi bastırılabilir. En iyi çözümü elde edebilmek için referans plaka düzlemine paralel hareketin doğal frekansları kabaca tahmin edilebilir. Referans plakanın bağlandığı kiriş yapı ankastre bir kiriş gibi modellenecek olursa aşağıdaki ifadeyi kullanarak ilk doğal frekans değeri yaklaşık olarak elde edilebilmektedir

$$f = \frac{1.87^2}{2\pi} \sqrt{\frac{E \cdot I_d}{m_b \cdot L^4}} \quad (94)$$

Burada f [Hz] cinsinden ilk doğal frekansı, E [N/m²] cinsinden elastikiyet katsayısını, I_d [m⁴] cinsinden alanın ikinci momentini, m_b [kg/m]cinsinden kirişin birim uzunluk başına ağırlığını ve L [m] cinsinden kirişin uzunluğunu temsil etmektedir. $f=100$ Hz, $L=1.6$ m ve alüminyum için $E=70$ Gpa olarak gerekli olan I_d , m_b cinsinden aşağıdaki gibi elde edilir

$$I_d = 3.02 \times 10^{-6} m_b \quad (95)$$

Farklı profillerin m_b değerlerini profil özellikleri kataloğundan alarak istenilen I_d hesaplanabilmektedir. Diğer taraftan d mesafeli iki konsol kiriş için I_d aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır

$$I_d = 2 \left(I_x + A \left(\frac{d}{2} \right)^2 \right) \quad (96)$$

I_x tek kiriş için alanın ikinci momentidir. (95) ve (96) numaralı denklemleri eşitleyerek iki kiriş arasındaki gerekli mesafe elde edilmektedir. Hesaplanan farklı d değerlerini göz önünde bulundurarak iki 45x270 veya iki 90x180 veya bir 90x360 alüminyum profilin referans plaka düzlemine paralel hareketine ait doğal frekansları arttırmak için uygun olduğu görülmüştür.

İki 45x270 alüminyum profilinin kullanılması halinde, test düzeneğinin boyutlarının artmasına, dolayısıyla fazla alan ve maliyete neden olabilmektedir. İki 90x180 veya bir 90x360 alüminyum profilinin kullanılması halinde ilk doğal frekans istenilen miktara (130 Hz'ten fazla) ulaşabilmektedir. Sonuç olarak 90x360 profilin piyasada zor bulunması

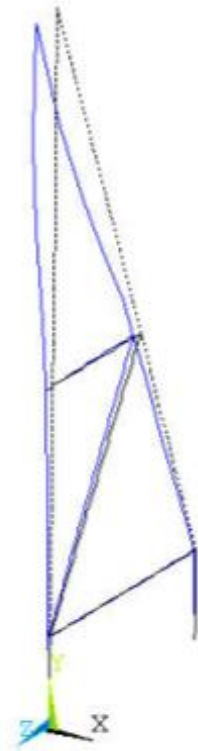
sebebiyle iki adet 90x180 profil kullanılmıştır. Böylece montajın düzgün yapılması durumunda referans plakaya olan ihtiyaç da ortadan kaldırılabilir. Şekil 71'de 90x180 alüminyum profilden oluşan test yapısının ANSYS'te yapılmış simetrik sonlu eleman analizini ve doğal frekanslarını gösterilmektedir.

Yukarıda aktarılan çalışmalar neticesinde tasarımı tamamlanan iskelet yapı Şekil 72'de gösterilmiştir.

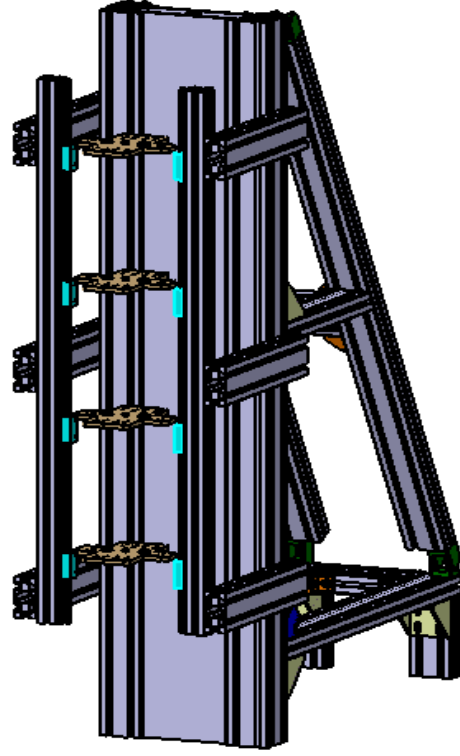
Tasarımı tamamlanan iskelet yapının yapı taşları satın alınmış ve montajı gerçekleştirilmiştir. Nihai yapı şu an itibariyle ODTÜ Makine Mühendisliği Bölümü Titreşim Laboratuvarı'nda yer almaktadır.

```
DISPLACEMENT  
STEP=1  
SUB =1  
FREQ=135.074  
DMX =.425894
```

Mod	Doğal frekans (Hz)
1	134.55
2	135.07



Şekil 71. 90x180 alüminyum profilden oluşan test yapısının simetrik sonlu eleman analizi ve doğal frekansları



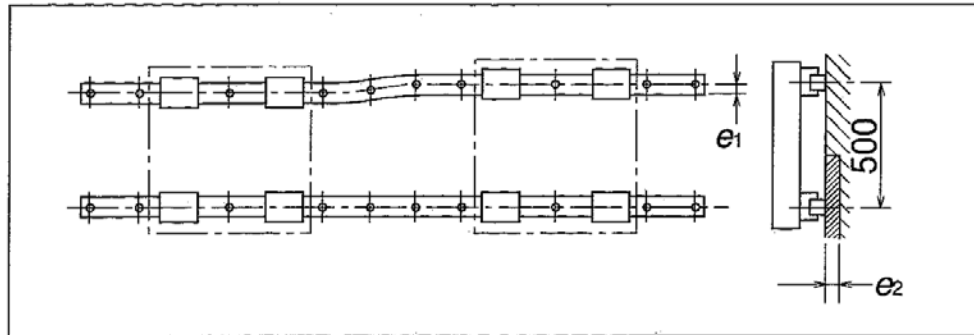
Şekil 72. Tasarımı tamamlanan iskelet yapı



Şekil 73. Üretimi tamamlan iskelet yapı

6.4.4 Doğrusal Kılavuzlar

KTİ'li parçalı süspansiyon sisteminde yaylanan kütle, yaylanmayan kütle ve plakaları yalnızca dikey yönde hareket edebilecek şekilde sınırlayabilmek için doğrusal kılavuzlar kullanılmaktadır. Doğrusal kılavuz bir ray ve rayın üzerindeki bilyeli kızaktan oluşmaktadır ve ray, bilyeli kızığın hareketini yönlendirmektedir. Bilyeli kızak, yumuşak hareketi ve yapının rijitliğini sağlayabilmek için devridaim bilyeleri içermektedir. Doğrusal kılavuz yüksek rijidite ve yük taşıma kapasitesi ve düşük sürtünme katsayısına sahip olması sebebiyle yüksek ivmelerde de kullanılabilir; ancak, doğrusal kılavuzların çok hassas bir şekilde takılması gerekir. Şekil 74, örnek bir doğrusal kılavuzun kabul edilebilir montaj hatasını göstermektedir. Kabul edilebilen hata, rayların paralelliği ve yüksekliğinden oluşmaktadır. Rayların birbirine mümkün olduğunca paralel bağlanması çok önemlidir. Paralellik hatasının artması, sürtünme kuvvetlerin büyümesine sebep olur. Sürtünme kuvvetlerin varlığında sistemin doğrusal yapısı bozulup ve doğrusal olmayan davranışlar ortaya çıkar. Ayrıca, sürtünme, doğrusal kılavuzların ömrünü kısaltabilir ve bazı durumlarda sistemi tamamen çalışamaz bir duruma getirebilir. Bu yüzden, rayların paralelliğini sağlamak için bir kurulum prosedürü takip edilmelidir. Literatür araştırmasında iki yaygın çözüm bulunmaktadır.



Recommended allowable installation error of the LA Series (Maximum) Unit: μm

Item	Preload code	Model number					
		LA25	LA30	LA35	LA45	LA55	LA65
Permissible values of parallelism in two rails e_1	Z3	15	17	20	25	30	40
	Z4	13	15	17	20	25	30
Permissible values of parallelism (height) in two rails e_2		185/500mm					

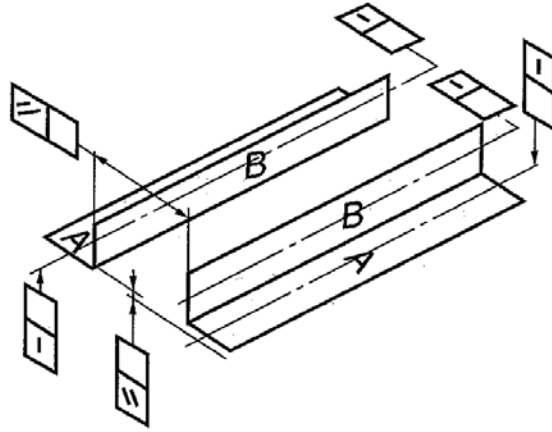
Şekil 74. Örnek Bir Doğrusal Kılavuzun Kabul Edilebilir Montaj Hatası (SKF, 2012)

Doğrusal kılavuzların montajı, çözüm 1:

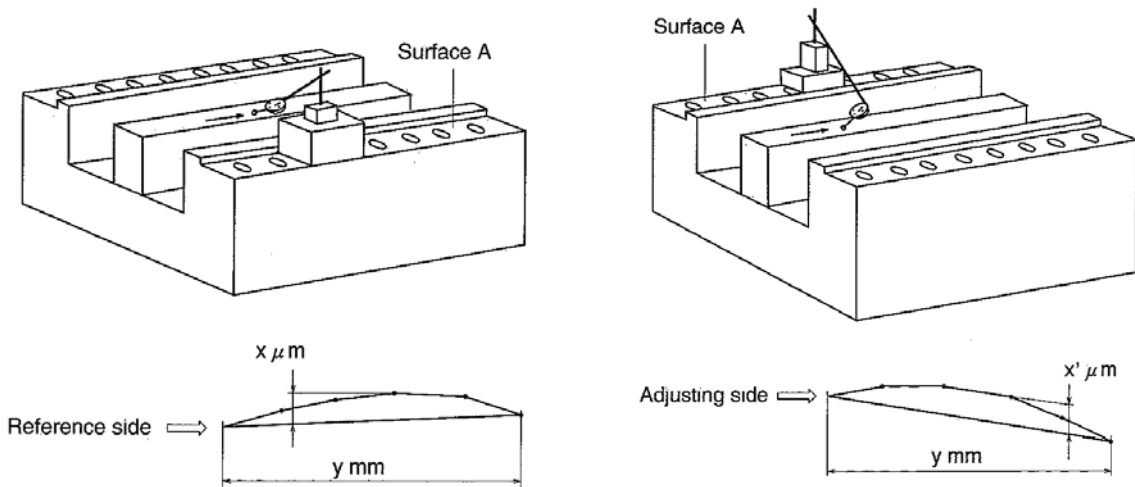
Aşağıda Doğrusal kılavuzların kurulum prosedürü sunulmaktadır. Bu çözüm üretim tezgahları gibi belirlenen hassasiyetin takip edilmesi gereken durumlar için önerilmektedir. Doğrusal kılavuzun yapı üzerine hassa bir şekilde monte edebilmek için, yapının son derece hassas ölçülmesi gereklidir; bu nedenle, uygun aletlerin kullanılması gerekir.

Şekil 75'teki yapının montaj yüzeyinde, rayların alt tarafı "A" ve yan tarafı "B" ile belirlenmiştir. Bu yüzeylerin doğrusallığını ve paralelliği aşağıda belirlenen şekilde ölçülebilir.

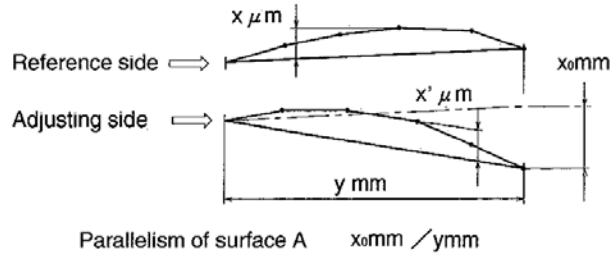
Her A yüzeyinin doğrusallığını ölçebilmek için Şekil 76'da gösterildiği gibi bir prosedür takip edilmelidir ve yüzey değişimi bir referansa göre kaydedilmelidir. Paralellik hassasiyetini sağlamak için de benzer prosedür yapılmalıdır. İki yüzeyin ölçümlerinden, A yüzeylerin paralelliği belirlenebilir (Şekil 77).



Şekil 75. Yapının Montaj Yüzeyi (SKF, 2012)



Şekil 76. A Yüzeyinin Doğrusallığının Ölçümü (SKF, 2012)



Şekil 77. A Yüzeylerin Paralellliğini Belirtmek (SKF, 2012)

Hatalar kabul edilebilir montaj hata değerlerinden daha küçük olursa, montaj sorunsuzca gerçekleştirilebilir. En yüksek performans ve güvenilirliği sağlayabilmek için hatalar mümkün olduğu kadar küçük olmalıdır.

Doğrusal kılavuzların montajı, çözüm 2:

Bu çözümden kılavuzun ikinci rayların doğrusallık ve paralellığı birinciye göre ayarlanmaktadır. Bu çözümün en büyük avantajı daha hassas ölçümlerin gereksizliğidir. Ancak, bu yöntem ile sağlanan hassasiyet kısıtlıdır. Bu çözümden önce doğrusal kılavuzların biri yapı üzerine monte edilir, sonra rulman (kızak), hareket eden plaka ve ikinci ray monte edilir; fakat ikinci ray hemen sabitlenmez. Hareket eden plakalar serbestçe hareket edebilmektedirler. Plakaların serbest hareketini koruyarak ikinci ray sabitlenir. (Şekil 78).



Şekil 78. İkinci Rayı Sabitlenmesi (sol), Montajın Hizalanma Gereksinimlerini Yerine Getirebilmek için Bir Plaka Kullanılmaktadır (sağ) (Durham Robotics Inc.)

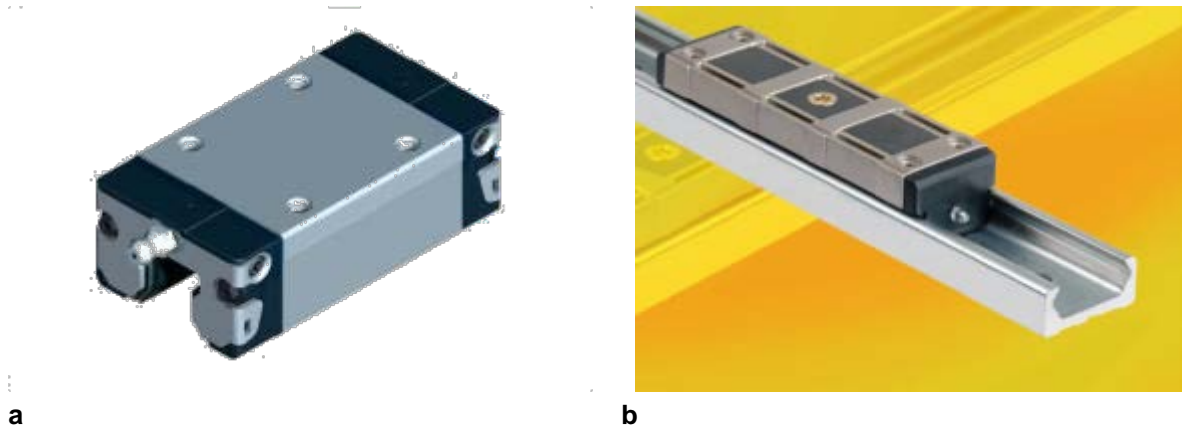
Hassas ölçüm cihazları gerektirmemesi ve uygulamasının daha kolay olması sebebiyle ikinci çözüm tercih edilmiştir.

Doğrusal kılavuzlar KTİ'li parçalı süspansiyon sisteminin yaylanan kütle, yaylanmayan kütle ve plakalarının yalnızca dikey yönde hareket etmelerini sağlamaktadır. Doğrusal

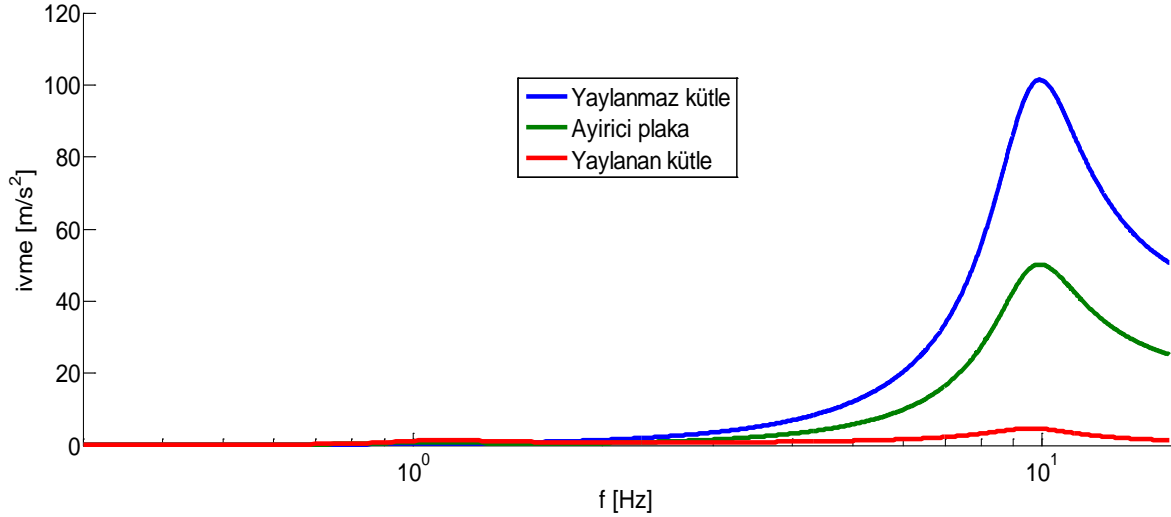
kılavuz bir ray ve rayın üzerindeki kızaktan oluşmaktadır. Ray, bilyeli kızağın hareketini yönlendirmektedir. Yüksek ivmelerde kullanılabilmesi için doğrusal kılavuzun yüksek rijidite ve yük taşıma kapasitesine ve düşük sürtünme katsayısına sahip olması gerekmektedir. Montaj hatasının artması, sürtünme kuvvetlerin büyümesine ve sonuç olarak doğrusallığın bozulması ve doğrusal kılavuzun ömrünün kışalmasına sebep olacaktır. Bu nedenle, doğrusal kılavuzların çok hassas bir şekilde monte edilmesi gerekmektedir.

Mevcut rulmanlar araştırıldıktan sonra, Şekil 79'da gösterilen iki tip sistem doğrusal kılavuz olarak uygun görülmüştür: bilyeli araba-ray sistemi ve makaralı-kayar sistemi. Makaralı-kayar rulmanı hassas montajlarda çok istenilen kendini hizalama özelliğine sahip bir sistemdir; fakat, bu sistem ancak ivmenin düşük olduğu uygulamalarda kullanılabilir. Bilyeli araba-ray sistemi yüksek ivmelerde kullanılabilir; ancak, montaj sürecinde daha fazla dikkat edilmelidir. Yaylanan kütle, ek plaka ve yaylanmaz kütlelerin ivmesi Şekil 80'de verilmiştir. Görüldüğü gibi test sırasında ivmenin maksimum değeri 10g'ye ulaşabilmektedir.

Bahsedilen doğrusal hareket sistemlerinin özellikleri ve avantajları/dezavantajları Tablo 17'de verilmiştir. Makaralı-kayar sistemi kullanıldığı takdirde çeyrek araç modelin boyutları veya düzeneğin diğer bölümlerinin özelliklerini değiştirmek gerekli olacaktır ki bu tercih edilmemektedir. Bilyeli araba-ray sistemi doğru prosedürle monte edilirse gereken tüm mekanik özelliklerini içerip doğrusal kılavuz için daha uygun olabilmektedir. Bu nedenle, bu model seçilmiştir.



Şekil 79. Doğrusal kılavuz sistemleri: a) bilyeli araba-ray sistemi (Rexroth Bosch Group) ve b) makaralı-kayar sistemi (Rollon)



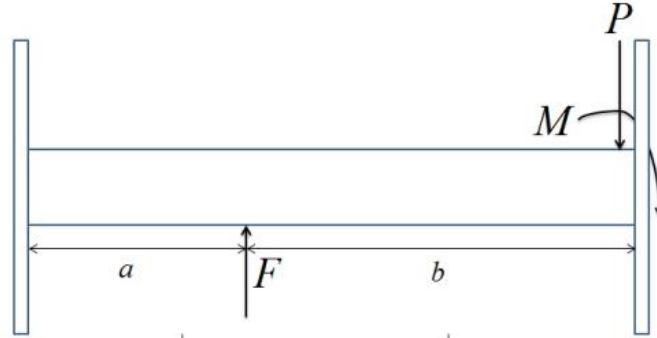
Şekil 80. Sinüzoidal yer değiştirme girdisi için yaylanan kütle, ek plaka ve yaylanmaz kütlelerin ivmesi

Tablo 17. Bilyeli araba–ray sistemi (Rexroth Bosch Group) ve makaralı–kayar rulman sistemlerinin (Rollon) özellikleri

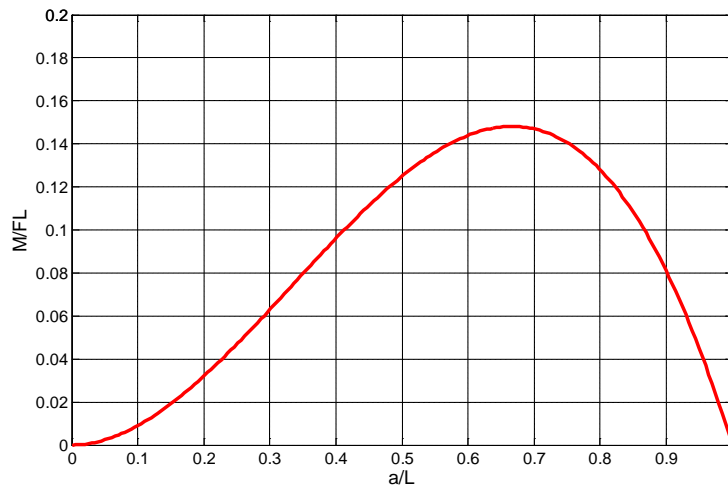
Parametre	Bilyeli araba–ray sistemi	Makaralı–kayar sistemi	Gereksinimler
Maksimum hız (m/s)	5	5	2
Maksimum ivme (m/s ²)	25g	2g	10g
Yük/moment kapasitesi (EF=2)	7800 N	29 N.m	6000 N 27 N.m
Fiyat	Araba> 59€ Ray> 148€/m	Araba: 94.86€ Ray: 90.38€/800mm	
Hızalanma	Orta	Yüksek	
Sorunlar & çözümler	Hızalanma: <ul style="list-style-type: none"> Hassas montaj Kendini hizalayan bir pul vasıtasıyla kayma toleransı oluşturmak Bir sürgü vasıtasıyla kayma toleransını oluşturmak 	İvme: <ul style="list-style-type: none"> Girdi genişliğini azaltmak Daha küçük çeyrek araba modeli kullanmak Tekerleğin sönüm katsayısını arttırmak 	

Uygun bilyeli araba–ray sistemini seçebilmek için ray ve hareket eden bloğun üzerine uygulanan kuvvetler ve momentleri bulmak gerekmektedir. Şekil 67’de görüldüğü gibi dört kütle yani yaylanan kütle, ek plaka, yaylanmaz kütle ve sarsıcıdan hareket girdisini alan plakanın dikey yönünde hareketleri sınırlanmalıdır. Her plaka iki karşı taraftan iki bilyeli arabaya bağlanmalıdır, dolayısıyla sekiz araba gereklidir. Şekil 81 tipik bir araba monte edilmiş plaka–bilyeli rulman–ray modelini ve uygulanan kuvvet ve momentleri göstermektedir. F kuvveti, plaka ağırlığı ve süspansiyon sisteminin parçalarından uygulanan statik ve dinamik kuvvetleri içermektedir ve plakanın ortasına reaksiyon kuvveti ve momenti

maksimum olacak şekilde bir mesafede uygulanmaktadır. M oluşan moment ve P reaksiyon kuvvetini temsil etmektedir. Şekil 82’de boyutsuz momentin büyüklüğünü boyutsuz mesafeye göre gösterilmektedir. Güvenli bir tasarım için kuvvetin plakanın ortasından $0.15L$ ofsetle uygulanması gerekmektedir.



Şekil 81. Plaka – bilyeli araba – ray modelin üzerine uygulanan kuvvetler ve momentler.



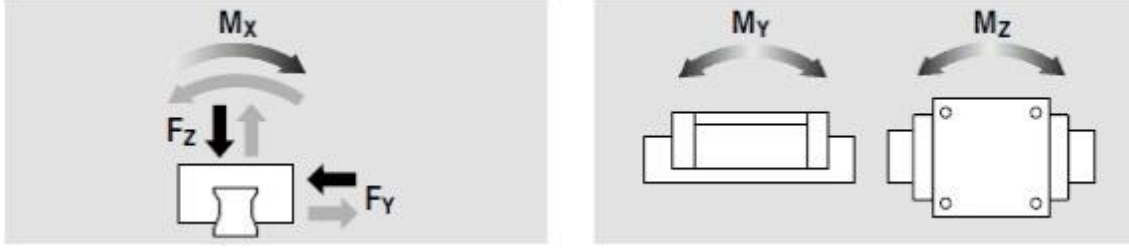
Şekil 82. Boyutsuz momentin büyüklüğü

Doğru bilyeli araba–ray sistemini seçebilmek için Şekil 83’deki her bloğun üzerine uygulanan kuvvetler ve momentlerin hesaplanması gerekmektedir.

Aşağıdaki ifadeler gösterilen kuvvetler ve momentleri hesaplamak için kullanılmaktadır:

$$M_z = 0.15 \times F \times L \quad (97)$$

$$M_y = m \times g \times L / 2 \quad (98)$$

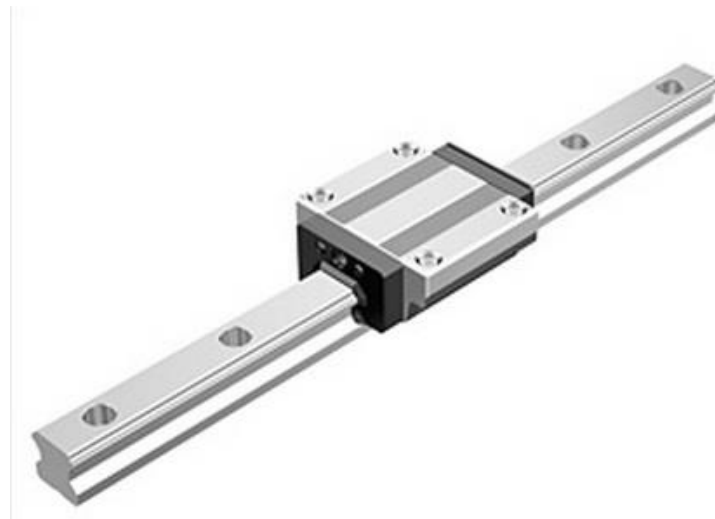


Şekil 83. Kızaklara uygulanan kuvvetler ve momentler (Rexroth Bosch Group)

Deney düzeneği x yönünde hareket etmek üzere tasarlandığı için doğrusal rulman üzerine gelen M_x , F_z ve F_y 'in değerleri çok düşük olmaktadır ve bu sebeple ihmal edilebilirler. Çerçevenin tasarımına göre plakaların uzunluğu 20 cm'dir. Plakalara uygulanan momentler ve kuvvetler Tablo 18'de verilmiştir. Tabloda görüldüğü gibi en kritik plaka yaylanmaz kütledir. Tablo 18'deki değerler göz önünde bulundurularak Şekil 84'te gösterilen uygun doğrusal kılavuz sistemi seçilmiştir.

Tablo 18. Hareket eden plakalara bağlanan rulmanlara uygulanan momentler ve kuvvetlerin değeri.

Plaka	Yaylanan kütle	Ek plaka	Yaylanmaz kütle
Ağırlık (kg)	28	$\ll 1$	4.5
Kuvvet, $F(N)$	150	250	450
$M_y (N.m)$	1	1	1
$M_z (N.m)$	4.5	7.5	13.5



Şekil 84. Seçilen doğrusal kılavuz sistemi, model: HSR 15C (Ct) (THK)

Montaj hassasiyeti ve testin ivme ve hız gereksinimleri göz önünde bulundurularak bilyeli araba–ray sistemi piyasada mevcut başka doğrusal kılavuzlara göre uygun görülmüştür ve

kızağın üzerine uygulanan kuvvet ve momenti hesapladıktan sonra Şekil 85'de gösterilen doğrusal hareket eden rulman seçilip satın alınmıştır.



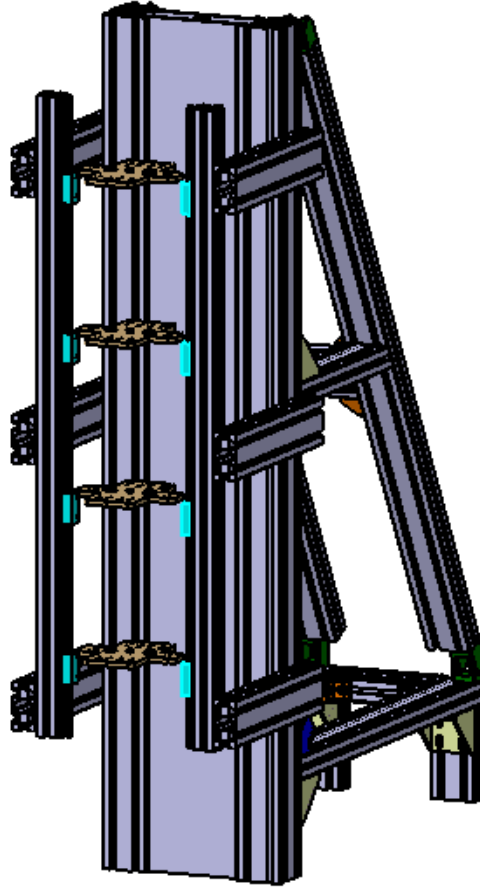
Şekil 85. Doğrusal kılavuz sistemi, model: HSR 15R

6.4.5 Doğrusal Hareket Eden Plakalar

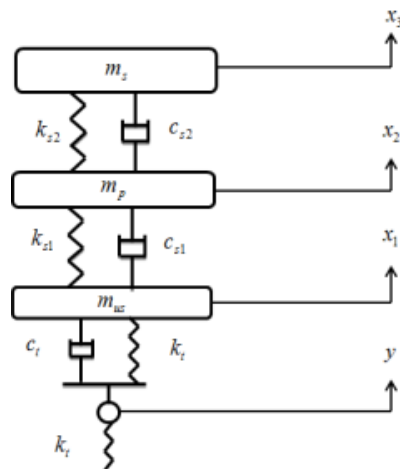
Parçalı süspansiyonun oluşturulmasında dikey yönde hareket edecek, KTİ ve ATE'leri taşıyacak ve aynı zamanda yaylanan ve yaylanmayan kütleleri üzerlerinde bulunduracak plakalara ihtiyaç duyulmuştur. Burada dikkat edilmesi gereken en önemli konu bu plakaların KTİ ve/veya ATE'lerin değiştirilmesine ve süspansiyon sisteminin diğer parametrelerinin değişmesine imkan verecek bir şekilde tasarlanmalarıdır. Bu plakalar, Şekil 86'de gösterildiği gibi, civata ile rayların üzerindeki kızaklara bağlanmaktadır. Hareket eden plakaları tasarlayabilmek için dikkat edilmesi gereken birkaç faktör vardır: yaylanan kütle, ek plaka ve yaylanmayan kütle temsil eden plakaların özellikleri, yaylar gibi süspansiyon sistemi parçalarının özellikleri, plakalar ve doğrusal kılavuzun arasındaki bağlantı türü.

Süspansiyon sisteminin çeşitli parçaları ve plakaların şematik modeli Şekil 87'da gösterilmektedir. Plakaları tasarlayabilmek için süspansiyon sisteminin bileşenlerinin özellikleri göz önünde bulundurularak uygun parçalar seçilip, boyutları ve sisteme bağlanma

türüne göre plakalar tasarlanabilecektir. Plakalar ve süspansiyon sisteminin özellikleri Tablo 19'de verilmiştir.



Şekil 86. Test düzeneğinin üzerinde monte edilmiş hareket eden plakalar



Şekil 87. Süspansiyon sisteminin şematik modeli

Tablo 19.Süspansiyon sistemi parçalarının özellikleri.

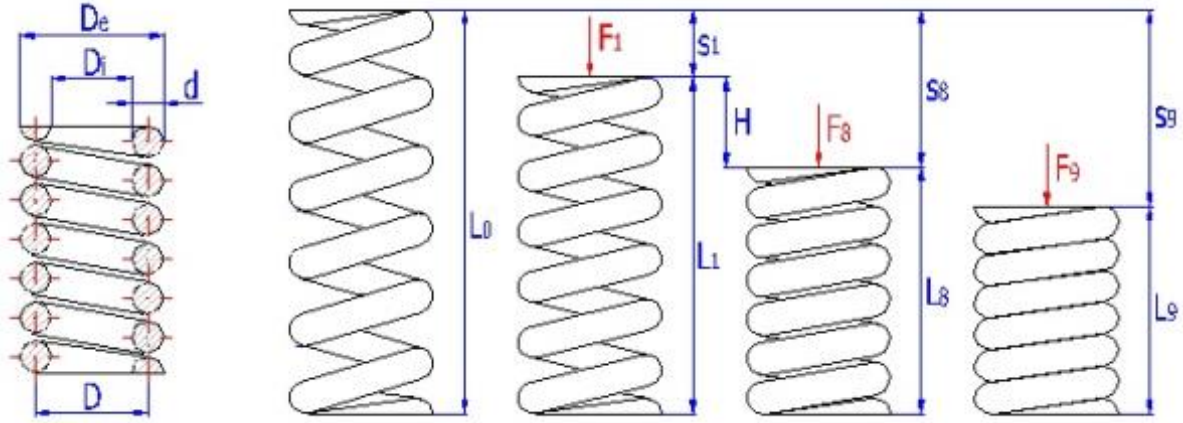
Süspansiyon Sistemi Parametresi	KTI'siz parçalı süspansiyon sistemi	Optimize edilmiş KTI'li parçalı süspansiyon sistemi Set 1	Optimize edilmiş KTI'li parçalı süspansiyon sistemi Set 2
m_s	28kg	28kg	28kg
m_{us}	4.5kg	4.5kg	4.5kg
k_t	15.2kN/m	15.2kN/m	15.2kN/m
k_{s1}	1.5kN/m	1.5kN/m	1.5 kN/m
k_{s2}	21kN/m	21kN/m	21kN/m
c_{s1}	147.8N.s/m	147.8N.s/m	147.8N.s/m
c_{s2}	152.2N.s/m	152.2N.s/m	152.2N.s/m
c_t	0	0	0
m_p	0.2kg	0.2kg	0.2kg
m_1	-	0	0.3kg
α_1	-	0	2.92
m_2	-	0.3kg	0.3kg
α_1	-	4	4

6.4.5.1 YAYLAR:

Ekonomik, montaj kolaylığı ve piyasada bulunmaları sebebiyle süspansiyon sisteminin farklı bölümlerinin direngenliğini temsil edebilmek için helezon yaylar kullanılabilir. Şekil 88 yuvarlak telden yapılmış bir helezon baskı yayı aksel yüklem altında göstermektedir. D_i , D_e ve D sırasıyla yayın iç, dış ve ortalama çaplarıdır ve d telin çapıdır. L_0 , L_1 , L_8 ve L_9 sırasıyla yayın serbest, önceden yüklenmiş, tam yüklenmiş ve teorik olarak limit uzunluklarını temsil etmektedir. F_1 , F_8 ve F_9 sırasıyla uygulanan yükün minimum, maksimum ve limit değerlerini; S_1 , S_8 ve S_9 yer değiştirmelerini oluşturmaktadırlar. N aktif halka sayısıdır.

Telin maksimum gerilim değeri (τ) burulma ve kuvvet kayma gerilimlerinin süperpozisyonundan elde edilebilir (Nisbett ve Budynas, 2006)

$$\tau = \frac{Tr}{J} + \frac{F}{A} \quad (99)$$



Şekil 88. Eksenel kuvvet altında dairesel telden üretilmiş helezon baskı yayı (MITCalc).

Burada T torku, J alanın ikinci polar momentini, r telin yarıçapını, F uygulanan eksenel kuvveti ve A telin kesit alanını temsil etmektedirler. $T = FD/2$, $r = d/2$, $J = \pi d^4/32$, ve $A = \pi d^2/4$ ilişkilerini denklem (99)'ye koyarak aşağıdaki ifade elde edilir

$$\tau = \frac{8FD}{\pi d^3} + \frac{4F}{\pi d^2} \quad (100)$$

Yay indeksi (C) bobinin eğrilik ölçüsüdür ve aşağıdaki gibi tanımlanır

$$C = \frac{D}{d} \quad (101)$$

Yukarıdaki ilişkiyi denklem (100)'e girerek aşağıdaki ifade elde edilir

$$\tau = K_s \frac{8FD}{\pi d^3} \quad (102)$$

Burada K_s kayma gerilimini düzeltme faktörüdür ve aşağıdaki gibi tanımlanır

$$K_s = \frac{2C+1}{2C} \quad (103)$$

Yay oranı (direngelik, k) aşağıdaki formül kullanılarak elde dlebilir

$$k = \frac{F}{y} = \frac{d^4 G}{8D^3 n} \quad (104)$$

Burada y yayın toplam yer değiştirmesi ve G yay malzemesinin kayma modülüdür.

Hesaplamalara göre test düzeneği için uygun yayların ölçüleri Tablo 20'de verilmiştir. Burada "*"la belirlenen yay oranları ayarlanmamış süspansiyon sistemine aittir. Bu yaylar piyasada standart olarak bulunmadıklarından dolayı özel olarak imal edilmişlerdir. Ayrıca,

yayları monte edebilmek için kapak şeklinde bir parça plakanın üzerine monte edilip, yayın hareketini kapağın içinde sınırlandırılması mümkündür.

Tablo 20. Süspansiyon sisteminin yaylarının ölçüleri

Süspansiyon Sistemi Parametresi	k_t	k_{s1}^*	k_{s2}^*	k_{s1}	k_{s2}
Yayın direngenliği (kN/m)	15.2	2.8	2.8	1.5	21
Adedi	1	2 - paralel	2 - paralel	2 - paralel	2 - paralel
L_0 , Serbest uzunluk (mm)	190	400	400	750	170
D , Ortalama çapı (mm)	28.8	86.5	86.5	93.4	41.9
d , Tel çapı (mm)	5	5.5	5.5	6	5
n , Aktif sarım sayısı	17	10	10	21	8
Malzemesi	Carbon steel valve spring wire EN 10270				

6.4.5.2 SÖNÜMLEYİCİLER:

İlk yapılan proje planında, süspansiyon sisteminin sönümünü temsil edebilmek için viskoz sönümleyicilerin kullanılması öngörülmüştü. Ancak bu sönümleyicilerin teorik çalışmalarda kullandığımız özelliklerini üreticilerden öğrenmek mümkün olmamıştır. Viskoz sönümleyiciler farklı amaçlar için kullanıldığından tanımlamalarında daha çok maksimum kuvvet kullanılmıştır. Bu sönümleyicilerin sönüm katsayısına dair bir bilgiye ulaşılamamıştır (Özçelik Otomotiv; STAL). Bunlara ek olarak, arabalarda kullanılan sönümleyicilerin sönüm katsayısı ölçeklendirilmiş çeyrek araç test düzeneğinin sönümüne göre daha yüksek olduğundan kullanılmaları mümkün olmamaktadır. Çamaşır makinesi kapağı ve sandalye gibi uygulamalarda kullanılan sönümleyicilerin sönümü araba amortisörlerine göre daha küçüktür, ancak bu projedeki düşük kuvvetler için uygun değildir. Bu nedenlerden dolayı manyetik sönümleyicilerin tasarlanıp kullanılmasına karar verilmiştir.

Manyetik sönümleyici: Manyetik sönümleyicinin temel çalışma prensibi bir metalin DC manyetik alan içinde hareket ettiğinde enerjisinin girdap akımı halinde sönümlenmesidir (Maly ve Napolitano). Bir iletken manyetik alan, \mathbf{B} , içinde hareket ettirilirse, iletken içinde bir elektrik alanı, \mathbf{E} , oluşturur. Bu elektrik alanı, Şekil 89'de gösterildiği gibi, iletken içinde girdap akımlarının dolaşmasına sebep olmaktadır (Kienholz ve Pendleton, 1994). Bu iletken içinde dolaşan akım, enerjinin ısı olarak harcanmasına neden olur.

Bir mıknatısta girdap akımlarından sonuçlanan sönüm kuvveti aşağıdaki gibi ifade edilebilir (Ebrahimi vd., 2008):

$$F = \int J \times B d\Gamma \quad (105)$$

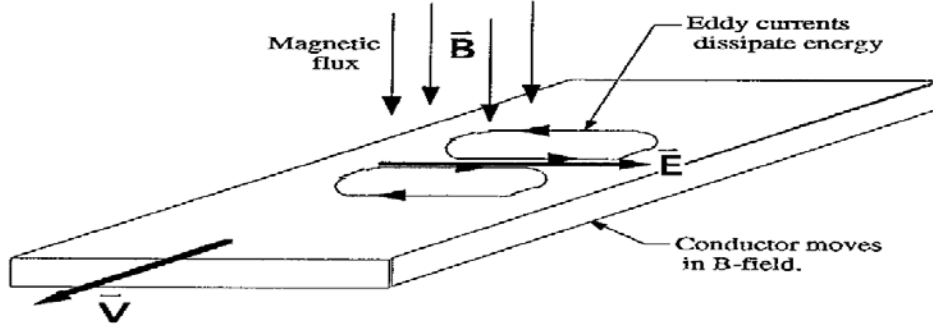
Burada Γ iletkenin hacmi, J indüklenen akım yoğunluğu ve B manyetik akı yoğunluğudur (MAGCRAFT, 2007). İndüklenen akım yoğunluğu da aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$J = \sigma(v \times B) \quad (106)$$

σ elektriksel iletkenlik ve v iletkenin hızıdır. Yukarıdaki ifadeleri birleştirip basitleştirerek, manyetik sönüm katsayısı (viskoz sönümleyicilerde, sönüm kuvvetinin nispi hıza göre oranına eşittir) aşağıdaki gibi elde edilir (Kienholz ve Pendleton, 1994):

$$c = k \cdot \frac{B^2 \Gamma}{\rho} \quad (107)$$

Burada k iletkenin geometrisine bağlı bir sabittir. Bu denklem, girdap akımları iletkenin içinde sadece iki boyutlu düzlemde ve düzgün bir manyetik akı yoğunluğunda dolaştığını varsayarak sadeleşebilir.



Şekil 89. Manyetik sönümleyicinin temel çalışma prensibi (Kienholz ve Pendleton, 1994)

İletkenin geometri sabiti ve manyetik akı yoğunluğunun hesaplamasındaki hatalardan dolayı, yukarıdaki denklemleri kullanarak manyetik sönümleyicinin sönüm oranını belirlemek zordur. Bu nedenle, sönümleyiciyi temsil eden optimum konfigürasyonu bulmak için basit bir deney gerçekleştirilebilir.

Manyetik sönümleyicinin sönüm oranını belirleyebilmek için literatürde yaygın olarak, bir ucuna ivmeölçer bağlanmış bir ankastre kirişin test ekipmanı olarak kullanılmaktadır. Bu amaçla, iki nadir sabit mıknatıs çeşidi, Neodimyum-Demir-Bor (NdFeB), manyetik akı oluşturabilir. Bu tip mıknatıslar diğer türlere göre daha ucuzdur ve yüksek akı yoğunluğu ve manyetik gidergenlik kuvvetini oluşturabilir. Diğer metallere göre daha düşük bir elektriksel dirence sahip olduğundan dolayı (1.7×10^{-8} ohm.m), iletken malzeme olarak bakır seçilebilir. Şekil 90'da gösterilmiş test ekipmanı Orta Doğu Teknik Üniversitesinin makina mühendisliği bölümünde "techniques for vibration control and isolation (ME 708)" dersinin dönem projesi olarak yapılmıştır (AKSOY, 2013). Bakır plakanın yüksekliği 70mm, genişliği 60mm ve kalınlığı 5mm'dir. Mıknatıs olarak 20mm çapında ve 2mm kalınlığında silindirik tipi

kullanılmıştır. Şekil 91’de Lahr’ın (Lahr) manyetik sönümleyicinin sönüm oranını belirlemek için tasarladığı test düzeneğini görülmektedir. Bu ekipmanda 1"×1/2"×1/4" boyutunda 4 adet NdFeB mıknatıs, iki 2"×3"×1/4" çelik plaka (mıknatısları bağlamak için) ve iletken olarak 5"×7"×0.016" bakır plaka kullanılmaktadır.

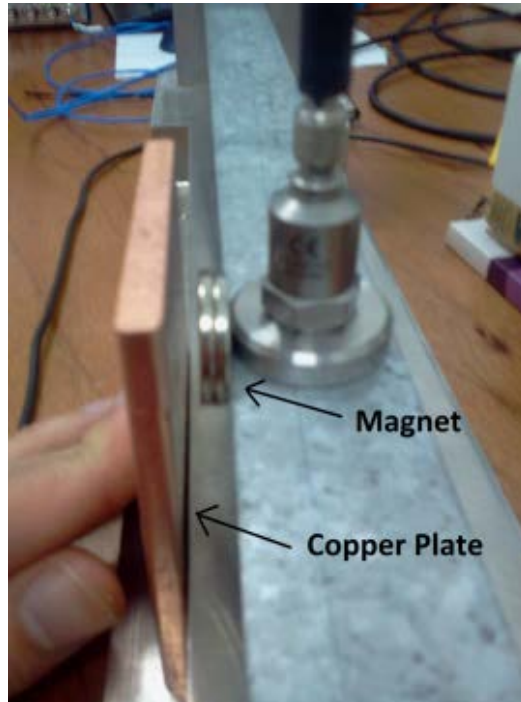
Bu deneylerde ankastre kirişin ucundan bir başlangıç tahriki verilir ve çeşitli manyetik sönümleyici konfigürasyonları uygulanıp sistemin cevabı elde edilir. Şekil 92 şematik olarak ankastre kirişin cevabını göstermektedir. Bu grafik üzerinden sönüm oranı logaritmik azalım ile aşağıdaki gibi elde edilebilir:

$$\zeta = \frac{\delta}{\sqrt{(2\pi)^2 + \delta^2}} \quad (108)$$

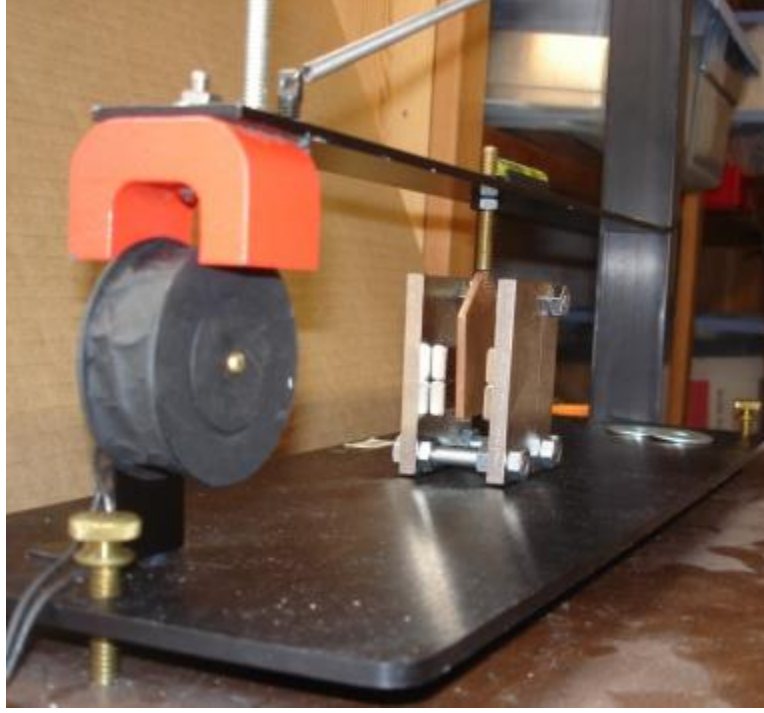
Burada δ titreşim hareketinin logaritmik azalmasıdır ve aşağıdaki ifadeyi kullanarak hesaplanmaktadır:

$$\delta = \ln \frac{x_1}{x_2} \quad (109)$$

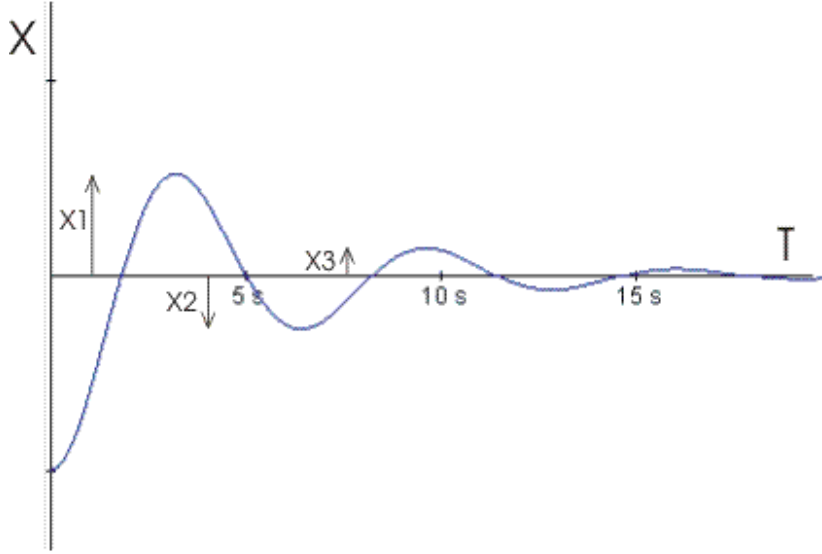
Bu ilişki eksik sönümlü sistemler için anlamlıdır çünkü logaritmik azalma, ardışık iki tepe noktasının oranının doğal logaritmasıdır ve sadece eksik sönümlü sistemin salınım hareketini göstermektedir.



Şekil 90. Manyetik sönümleyicinin sönüm oranını belirleyebilmek için test düzeneği, Orta Doğu Teknik Üniversitesi (AKSOY, 2013)

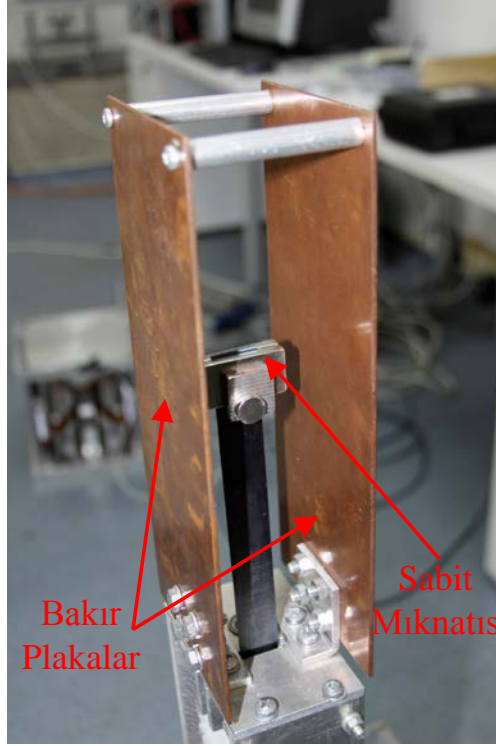


Şekil 91. Manyetik sönümleyicinin sönüm oranını belirleyebilmek için test düzeneği (Lahr)

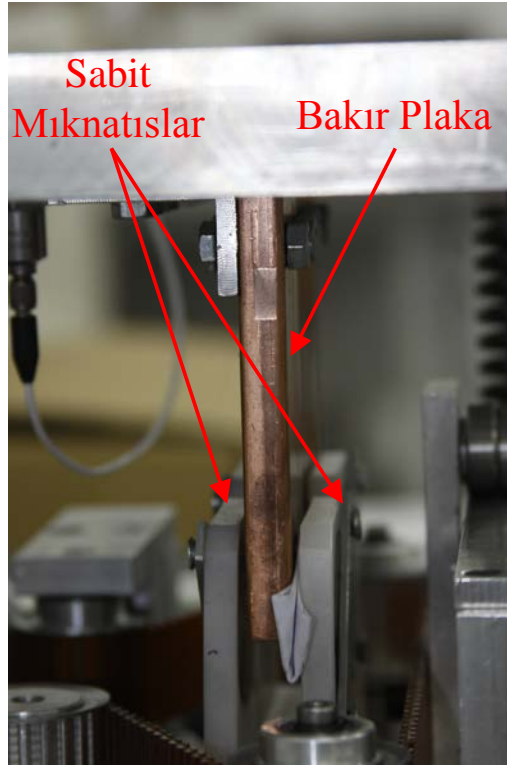


Şekil 92. Bir ucundan tahrik edilmiş ankastre kirişin şematik cevabı

Yukarıda belirtilen teorik modeller ve laboratuvarımızda oluşturduğumuz test düzenekleri vasıtasıyla manyetik sönümleyiciler çok basit bir şekilde tasarlanabilmiştir. Tasarlanan iki tip manyetik sönümleyiciye ait resimler Şekil 93 ve Şekil 94'te verilmiştir. Şekil 94'te verilen ikinci tip tasarım çeyrek araç süspansiyon sistemi için en uygun olanıdır ve çok rahat bir şekilde karmaşık hiçbir parçaya gerek kalmadan sisteme entegre edilebilmektedir.



Şekil 93 Tasarlanan birinci tip manyetik sönümleyici (Orta Doğu Teknik Üniversitesi Titreşim Laboratuvarı)



Şekil 94 Tasarlanan ikinci tip manyetik sönümleyici (Orta Doğu Teknik Üniversitesi Titreşim Laboratuvarı)

6.4.6 ATE'ler ve KTİ'ler:

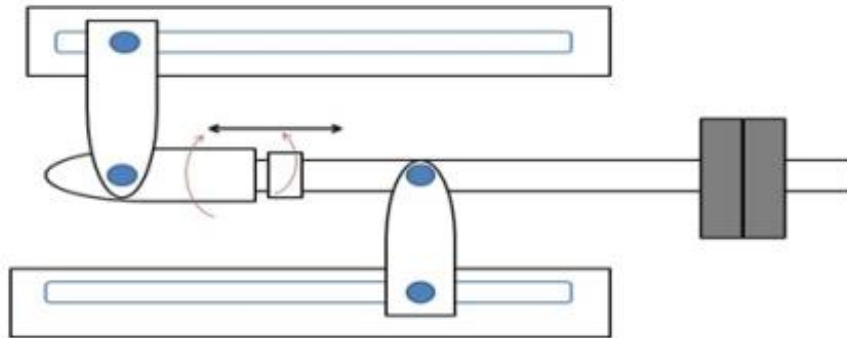
Doğrusal ve dönel ayarlanabilir titreşim emicilerinin (ATE) ve kaldıraç tipli titreşim izolatörlerinin (KTİ) araç sürüş konforuna etkileri çeyrek araba modeli üzerinde incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar ATE'lerin tekerlek sıçrama ve KTİ'lerin gövde sıçrama frekansı civarında sürüş konforunu arttırdığını göstermektedir. ATE'ler, özellikle kendi doğal frekanslarında, sistemin enerjisini kendi üzerine alarak titreşimleri azaltmaktadırlar ve KTİ'lerin süspansiyon sistemine eklenmesi ile birlikte ikinci tepe noktası civarında sürüş konforu iyileşmektedir. KTİ'ler ve ATE'ler doğrusal hareket eden plakaların üzerine bağlanmalıdırlar. Yay monte edebilmek için kapak şeklinde bir parça plakanın üzerine monte edilip, yayın hareketi kapağın içinde sınırlanabilir.

Tablo 21'te ATE'ler ve KTİ'lerin performansı üzerine bir karşılaştırması bir kez daha verilmiştir. Titreşim emicilerin karakteristiklerini inceleyerek, KTİ'lerin çok geniş bir frekans aralığında sürüş performansını iyileştirdikleri görülmektedir. Halbuki, ATE'ler sürüş konforunu sadece ikinci tepe noktası civarında arttırmaktadır. Bu nedenle, parçalı süspansiyon sistemi ile birlikte titreşim emicisi olarak KTİ'lerin kullanılmasına karar verilmiştir.

Şekil 95'de gösterilen yöntem, kolayca monte edilebilmesi ve ayarlanabilmesinden dolayı KTİ'ler için iyi bir çözüm olarak kullanılmak üzere seçilmiştir.

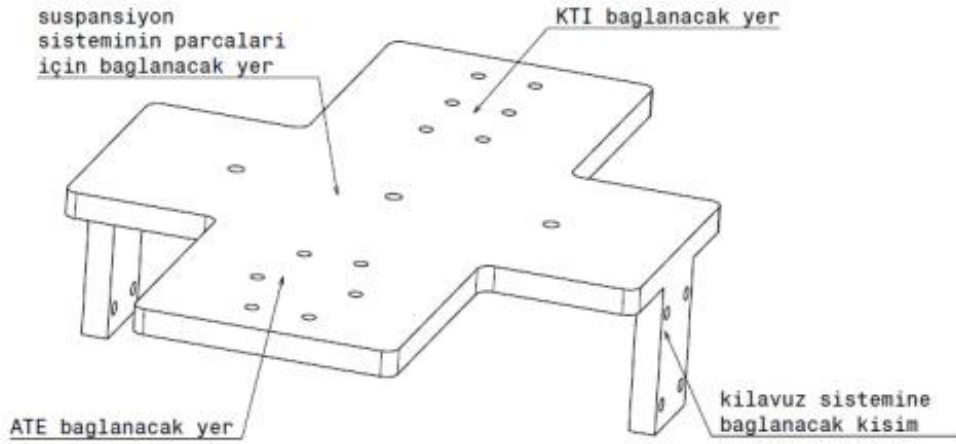
Tablo 21. Titreşim emicilerin performans karşılaştırması

Etkili olduğu Frekans	ATE'ler ve NATE'ler	KTİ'ler
Birinci tepe noktası etrafında	Etkisiz	İyi
İki tepe noktası arasında	Etkisiz	Uygun
İkinci tepe noktası etrafında	İyi	İyi

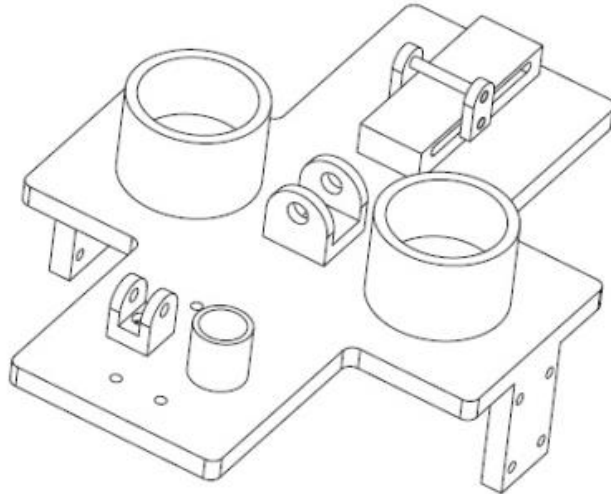


Şekil 95. KTİ'leri temsil eden mekanizma

Yukarıda bahsedildiği gibi, doğrusal hareket eden plakalar test düzeneğinin kütlelerini temsil edip yaylar, sönümleyiciler, ATE ve KTİ'yi bağlayabilmek için gereken alanı sağlamaktadır. Şekil 96 hareket eden plakayı ve üzerindeki farklı bölümleri göstermektedir. Şekil 97'de plakanın üzerine takılacak parçalar için gereken aparatlarla birlikte gösterilmiştir.



Şekil 96. Hareket eden plaka



Şekil 97. Hareket eden plaka bağlantı aparatları

KTİ'ler doğrusal hareket eden plakaların üzerine bağlanmalıdır. Doğrusal hareket eden plakalar test düzeneğinin kütlelerini temsil edip yaylar, sönümleyiciler ve KTİ'yi bağlayabilmek için gereken alanı sağlamaktadır. Yukarıdaki KTİ modelinden yola çıkarak Şekil 100'de gösterildiği gibi iki konfigürasyon oluşturulmuştur. Bu iki modelde kullanılan plakalara bağlanma yöntemleri benzerdir, ancak uzunluk oranını değiştirebilmek için farklı

kaldıraç kullanılmıştır. Sol taraftaki modelde KTİ'nin uzunluk oranını değiştirebilmek için kaldıraç üzerinde bir kaç delik açılmıştır, sağ taraftakinde ise bir oluklu kaldıraç kullanılmıştır. KTİ'lerin düzenekteki alan ve ağırlık kısıtlamalarından dolayı döner hareket gerçekleşen kısımlarda iğneli rulmanlar kullanılmaktadır. İki konfigürasyonu karşılaştırıp montaj kriterlerini göz önünde bulundurarak, Şekil 100'de sol taraftaki model KTİ'leri temsil etmek için uygun görülmüştür. Şekil 101 yay hareketini sınırlayan kapaklar, KTİ'ler ve plakaların düzeneğin üzerindeki montajlı halini göstermektedir. KTİ'lerin montajı için, plakaların üzerinde gerekli delikler açılmıştır (Şekil 102).

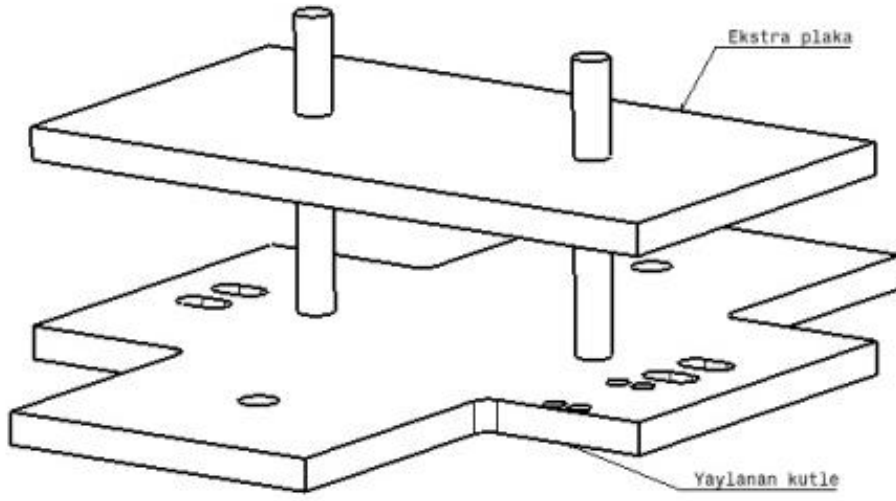
Doğrusal hareket eden plakalar parçalı süspansiyon test düzeneğinde dikey yönde hareket edip, çeşitli süspansiyon parçalarını taşıyıp ve aynı zamanda yaylanan ve yaylanmayan kütleleri temsil etmektedirler. Burada dikkat edilmesi gereken en önemli konu bu plakaların süspansiyon sisteminin parametrelerinin değişmesine imkan verecek bir şekilde tasarlanmalarıdır. Bu plakalar Şekil 98'de gösterildiği gibi bir köşebent vasıtasıyla rayların üzerindeki kızaklara bağlanmaktadır. Süspansiyon sisteminin ek plakasını temsil eden parçanın ağırlığı düşük olmalıdır, bu yüzden imalatında malzeme olarak alüminyum kullanılmıştır. Şekil 99'de, yaylanan kütlelerin ağırlığını ayarlayabilmek için kullanılan dikdörtgen plakalar gösterilmektedir. Plakalar ve süspansiyon sisteminin modeli Şekil 87'de ve özellikleri de Tablo 19'de verilmiştir. α KTİ'nin uzunluk oranıdır ve aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$\alpha = l_1 / l_2 \quad (110)$$

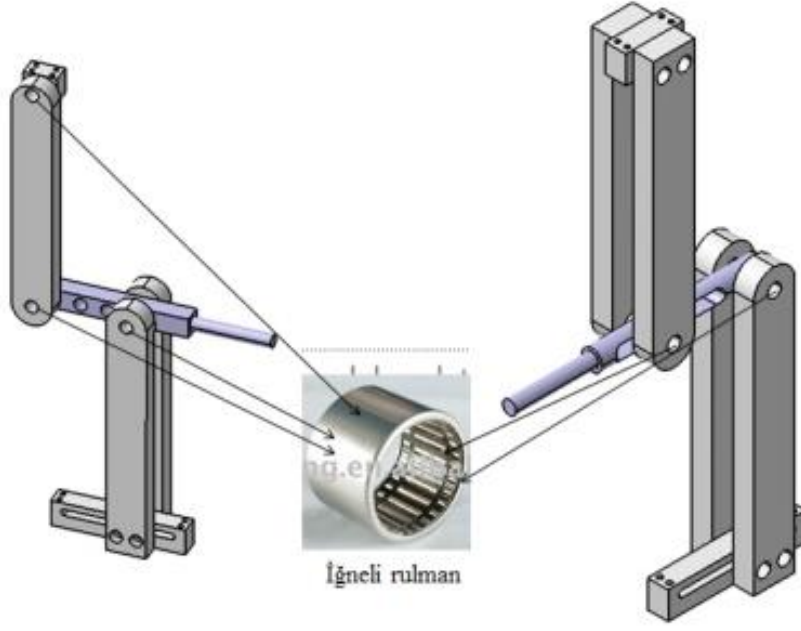
Yukarıda bahsi geçen süspansiyon sisteminin çeşitli parçaları ve onların bağlantı yöntemleri göz önünde bulundurularak, bu parçalar Şekil 103'de gösterildiği gibi iskelet yapı ve taban plaka üzerine monte edilmiştir.



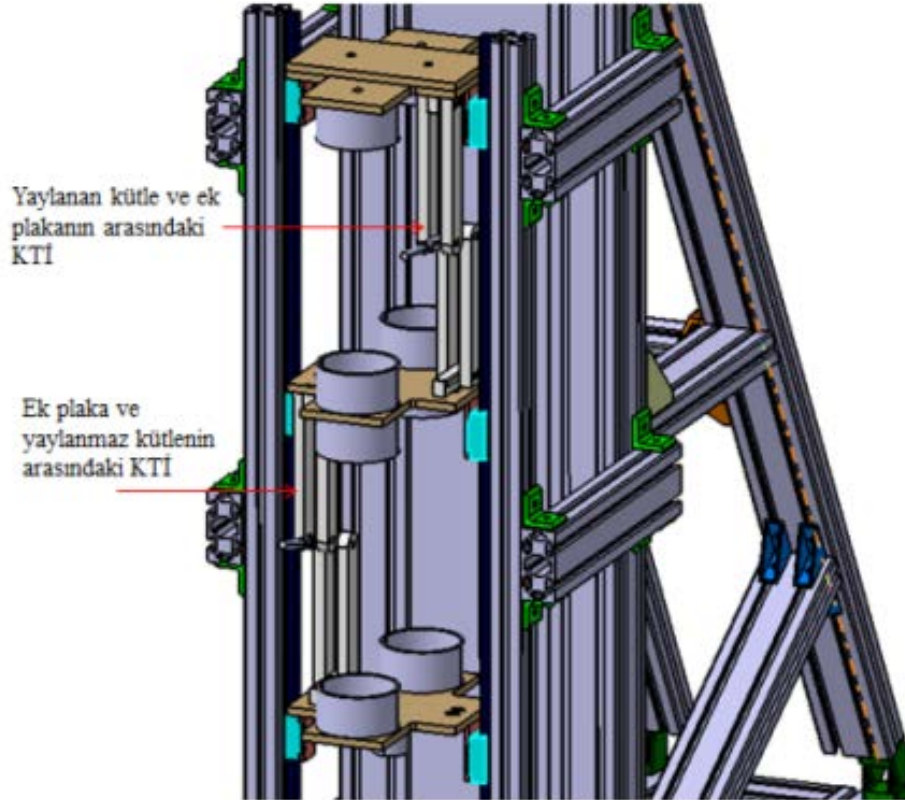
Şekil 98. Hareket eden plakalar ve doğrusal kılavuzun montajı



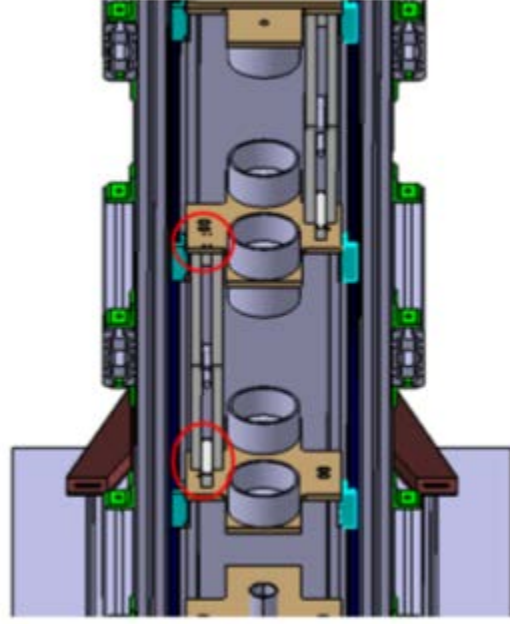
Şekil 99. Yaylanan kütle için ağırlığını ayarlayabilmek için ekstra plakalar



Şekil 100. KTİ'leri temsil eden iki farklı model



Şekil 101. Yay hareketini sınırlayan kapaklar, KTİ'ler ve plakaların düzenek üzerindeki montajı

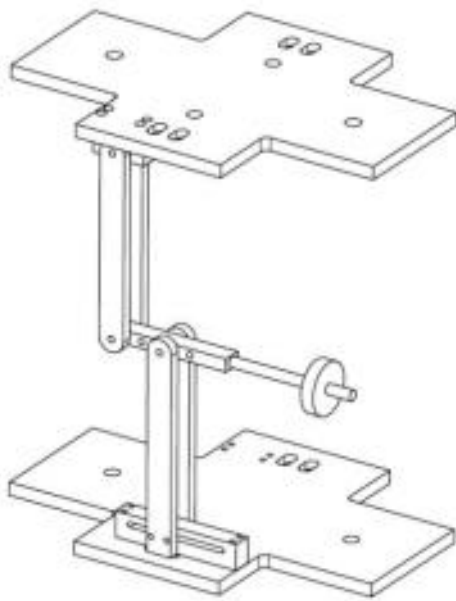


Şekil 102. KTİ'lerin montajı için plakaların üzerinde oluşturulmuş delikler



Şekil 103. İskelet yapı ve taban plaka üzerine monte edilmiş süspansiyon sisteminin çeşitli parçaları

KTİ'ler doğrusal hareket eden plakaların üzerine bağlanmalıdırlar ve bu yüzden imalat sırasında plakaların üzerinde gerekli delikler açılıp bağlantı yerleri ayrılmıştır. KTİ'lerin uzunluk oranlarını değiştirebilmek için kaldırıcın bir tarafı dişli yapılmıştır, böylece istenilen kütle istenilen mesafede eklenebilmiştir. Döner hareketin kolayca gerçekleştirilebilmesi için gerekli toleranslara dikkat edilerek pim kullanılmıştır. İki plaka arasında monte edilmiş KTİ'nin Catia modeli ve fotoğrafı Şekil 104'te gösterilmiştir.



a)



b)

Şekil 104. İki plaka arasında monte edilmiş KTİ, a) Catia modeli, b) fotoğrafı, ODTÜ Makine Mühendisliği Bölümü Titreşim Laboratuvarı.

6.4.7 Ölçüm Cihazları

Projenin önceki çalışmalarında süspansiyon sisteminin cevabını ölçmek için, ivmeölçer ve doğrusal değişken diferansiyel transformatörün (LVDT) kullanılmasına karar verilmiştir. LVDT gövde içinde serbestçe hareket eden bir dalgıç vasıtasıyla doğrusal yer değiştirmeyi ölçmektedir (Şekil 105). Dalgıç ölçüm, nesnenin hareketini aktarabilmek için bir ucundan vidayla nesneye bağlanır. Ölçüm işlemi temas olmadan gerçekleşmektedir ve bu nedenle aşınma etkisi ortadan kaldırılmıştır. DC-LVDT bir uçtan 9-28 DC güç kaynağına bağlanır ve bilgisayar veya PLC'i tarafından tanımlanacak 0-5 DC veya 4-20 mA çıktı sağlar.

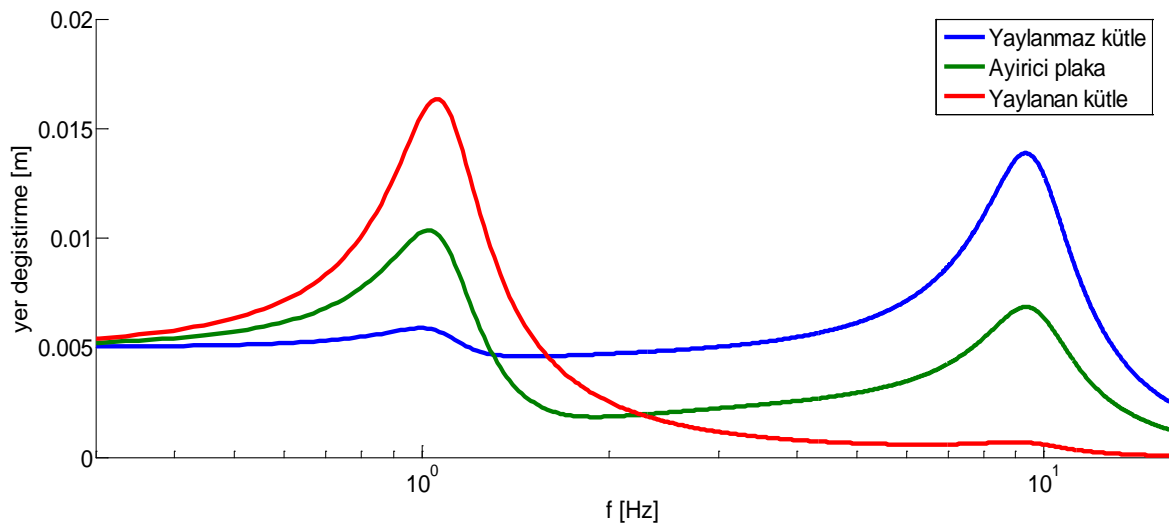
Şekil 106'te 5mm'lik harmonik yol girdisi altında süspansiyon sisteminin ağırlıklarının cevapları verilmiştir. Görüldüğü gibi titreşim genliği yaklaşık 17mm ve tepeden tepeye

35mm'ye kadar ulaşabilmektedir. Şekil 107 seçilen LVDT'nin (SDVG-50, 50mm core separated DC tip LVDT) özellikleri ve ölçülerini göstermektedir.



Şekil 105. Doğrusal değişken diferansiyel transformatör (LVDT) (LVDT - SDVG series)

Süspansiyon sistemindeki kütlelerinin yer değiştirmelerini ve ivmelerini ölçebilmek için sırasıyla LVDT (SDVG-50, 50mm core separated DC tip ve ivmeölçer (Kistler, 2g K-Beam, Type 8315A2 kullanılmaktadır. Özel yapıştırıcı kullanılarak, ivmeölçer kütleler üstünde temiz ve kuru bir yere monte edilebilir. LVDT'nin kütlelerle aynı hizada monte edilmesi çok önemlidir. LVDT'nin montajı için hazır montaj bloklar kullanılmıştır. Şekil 110 LVDT ve ivmeölçerin düzeneğe monte edilmiş halini göstermektedir.



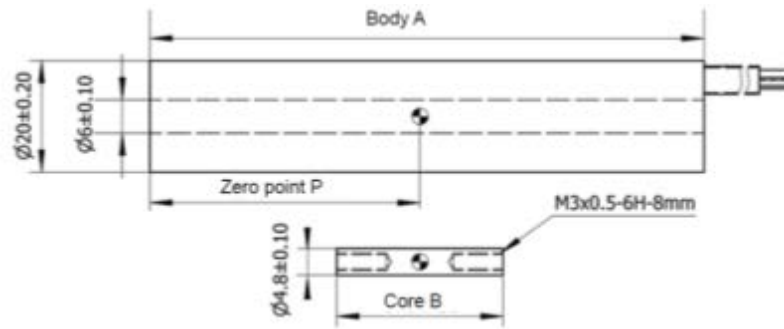
Şekil 106. 5mm'lik harmonik yol girdisi altında süspansiyon sisteminin plakalarının cevapları.

Uzantı çubuğu (Core extension rods) manyetik olmayan paslanmaz çelikten yapılmalıdır (SUS304, SUS316). Ayrıca bu parça geniş bir sıcaklık aralığında kullanılmaması kaydıyla, yeterli mekanik dayanımı sunan plastik veya laminatlardan yapılabilir.

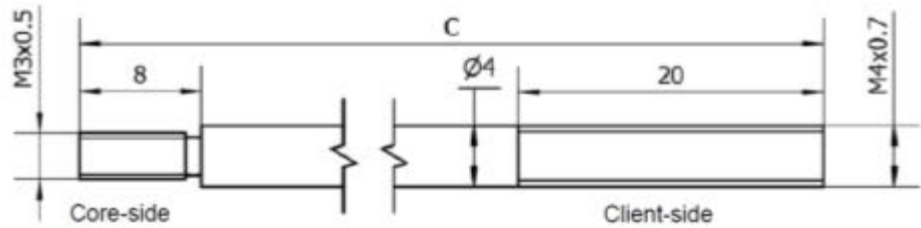
LVDT'nin montajı için takviye edilmiş fenolik ve diğer iletken olmayan ve düşük sıcaklık katsayısına sahip malzemelerden yapılmış bağlantı parçalarını kullanacak uygun bir yonteme ihtiyaç duyulmaktadır. Bu amaçla, tüm LVDT serileri için Şekil 108'da gösterilen hazır montaj bloklar kullanılabilir. Şekil 109 LVDT'nin düzeneğe üzerinde monte edilmiş halini göstermektedir.

Şekil 111 test düzeneğinin Catia modelini göstermektedir. ODTÜ Makine Mühendisliği Bölümü Titreşim Laboratuvarı'nda yer alan çeyrek araba modelinin fotoğrafı ise Şekil 112'de gösterilmiştir.

a) Gövde
ve core



b) Uzantı
çubuğu

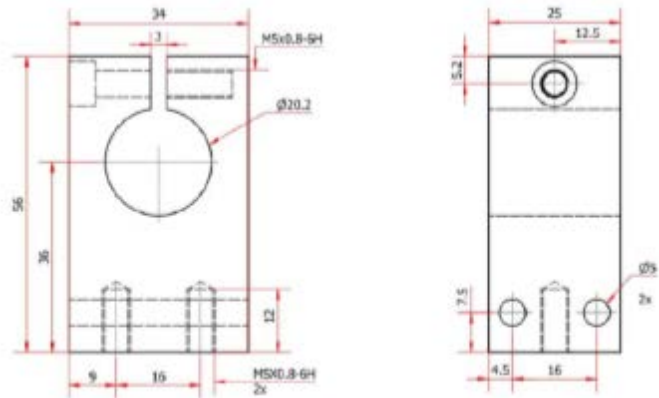


Özellik	Ölçüm aralığı (mm)	Gövde A (mm)	Core B (mm)	Sıfır noktası P (mm)	Uzantı çubuğu C (mm)
SDVG-50	50	210	80	86	128

Şekil 107. SDVG-50, 50mm core separated DC tip LVDT (LVDT - SDVG series)

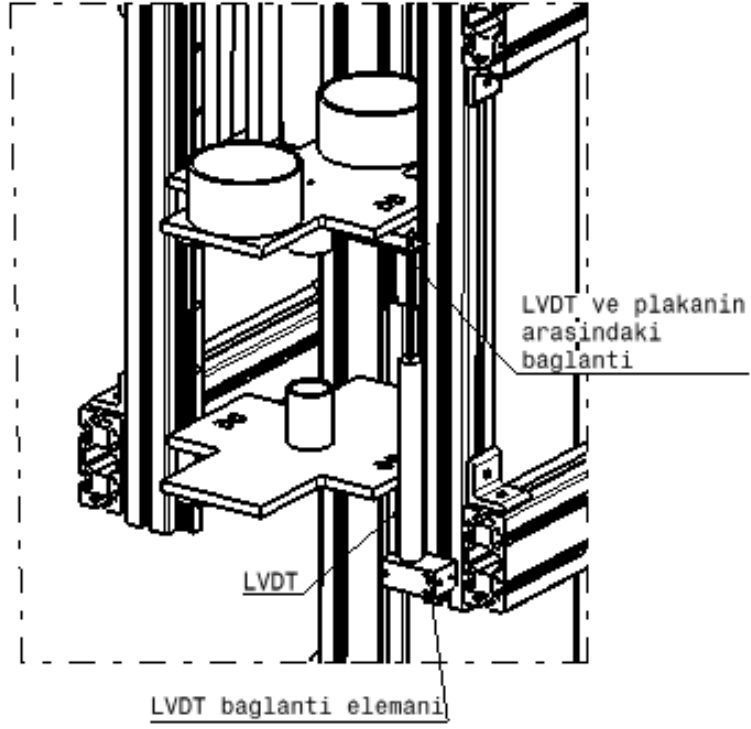


a)



b)

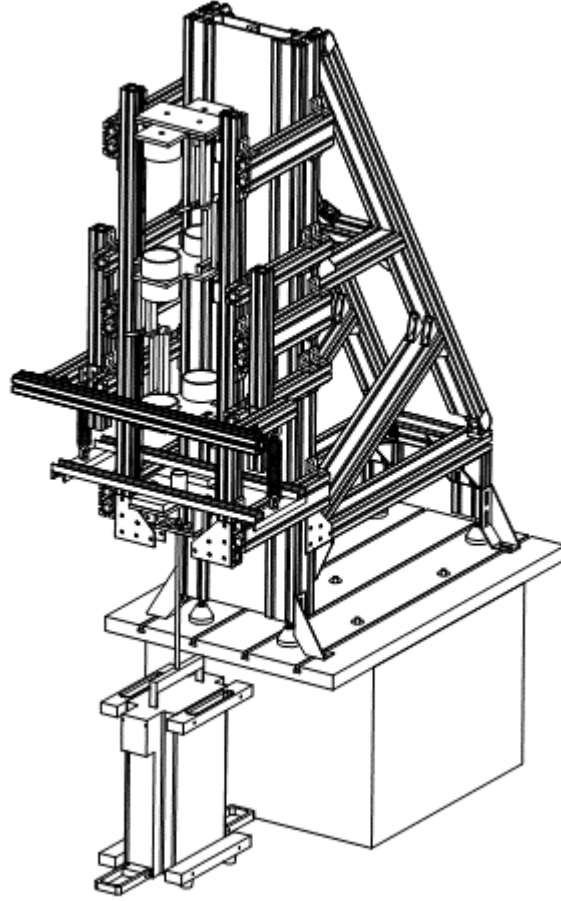
Şekil 108. LVDT montajı için hazır montaj bloklar ve ölçüleri (LVDT - SDVG series)



Şekil 109. LVDT'nin düzeneğe üzerindeki montajı



Şekil 110. LVDT ve ivmeölçerin düzeneğe montajı, ODTÜ Makine Mühendisliği Bölümü Titreşim Laboratuvarı.



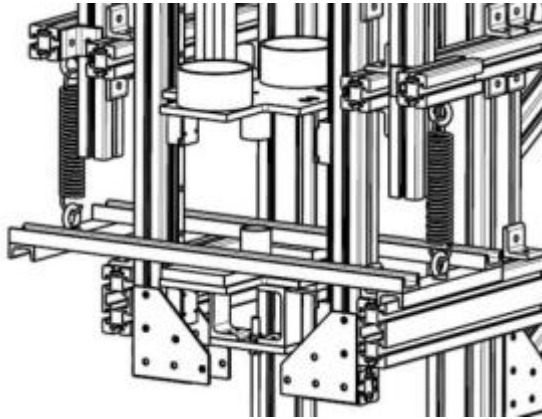
Şekil 111. Çeyrek araba modelinin Catia modeli.



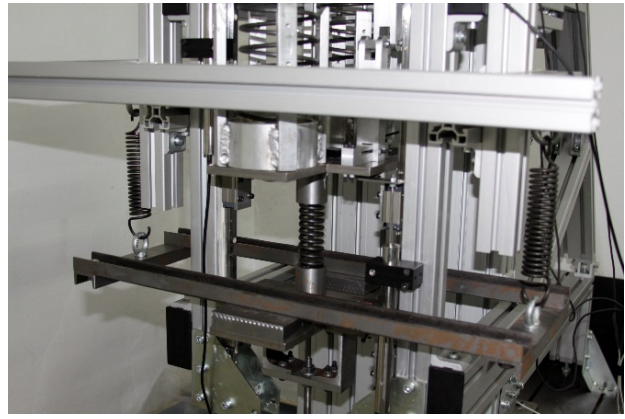
Şekil 112. Çeyrek araba modeli, ODTÜ Makine Mühendisliği Bölümü Titreşim Laboratuvarı

6.4.8 Çeyrek Araba Modelinin Statik Yükünün Desteklenmesi

Sarsıcının özelliklerini inceleyerek, çeyrek araba modelinin statik yükünü taşımak için uygun olmadığı anlaşılmıştır. Bu nedenle, süspansiyon sisteminin parçalarını askıya alıp sarsıcıya ekstra kuvvetin aktarılmasını önleyebilmek için statik yükünü taşıyabilecek bir yapıya ihtiyaç duyulmaktadır. Yükü taşıyan eleman olarak baskı veya çekme helezon yaylar kullanılabilir. Ancak, baskı yayın konulacağı yeterli alanın bulunmadığı için, düzeneğin iki tarafından alüminyum profiller ve göz civatayla desteklenen iki çekme yay kullanılmıştır. Üretilen tam alman çengel çekme Yayların özellikleri Tablo 22'de verilmiştir.



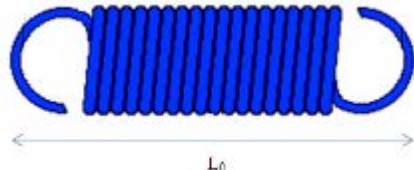
a)

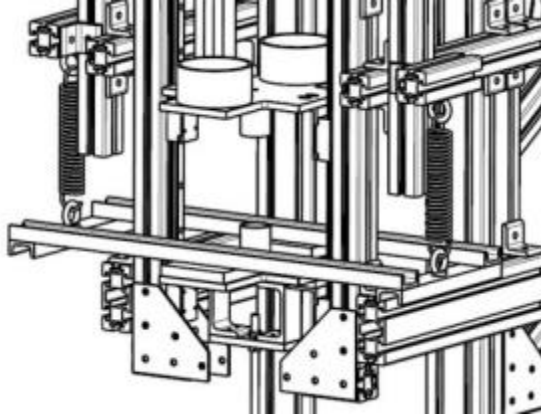


b)

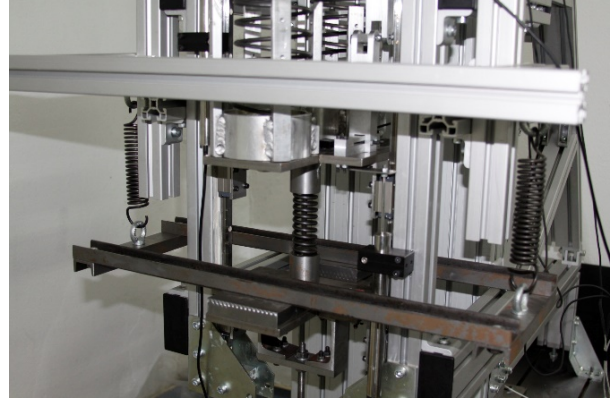
Şekil 113 Çeyrek araba modelinin statik yükünü taşıyan yapının düzenek üzerinde montaj edilmiş halinin Catia'da oluşturulmuş modelini ve fotoğrafını göstermektedir.

Tablo 22. Çeyrek araba modelinin statik yükünü taşıyan çekme yaylarının özellikleri

Yay tipi	tam alman çengel çekme Yay	
Yayın direngenliği (kN/m)	4	
Adedi	2 - paralel	
L_0 , Serbest uzunluk (mm)	148	
D , Ortalama çapı (mm)	29	
d , Tel çapı (mm)	4	
n , Aktif sarım sayısı	26	
Malzeme	Spring wire C, DIN 17223 C	



a)



b)

Şekil 113. Çeyrek araba modelinin statik yükünü taşıyan yapı, a) Catia modeli, b) fotoğrafı, ODTÜ Makine Mühendisliği Bölümü Titreşim Laboratuvarı.

BÖLÜM 7

DENEYLER VE SONUÇLARI

7.1 Giriş

Bu bölümde önceki bölümlerde teorik olarak incelenen ve sürüş konforuna etkisi olduğu belirlenen çeyrek araç modellerinin Bölüm 6'da tasarlanan çeyrek araç test düzeneği kullanılarak gerçekleştirilen testler ve bunlara ait sonuçlara yer verilmiştir. İleriki kısımlarda test düzeneğinde kullanılması planlanan sönümleyiciler hakkında bilgi verilmiş ardından deneyler ve bunlara ait prosedürler tanıtılmıştır. En son kısımda da deney sonuçları verilmiş ve bunlar yorumlanmıştır.

7.2 Sönümleyiciler

Piyasada mevcut viskoz sönümleyicilerin sönüm katsayıları test düzeneğinde istenilen sönüme göre daha yüksek oldukları görülmüştür. Bu nedenle, alternatif olarak manyetik sönümleyiciler gibi diğer aletlerin kullanılmasına karar verilmiş ve uygun manyetik sönümleyicilerin basit sistemler üzerinde denemesi yapıp tasarımları tamamlanmıştı. Ancak çeyrek araba modelinde kütlelerin hareketini dikey yönde sınırlayan doğrusal rulmanlar ve raylar arasındaki düşük miktarda sürtünme vardır. Test düzeneğinde yapıldığı gibi, rulmanlar paralel olarak montaj edilip aralarına bir plaka bağlandığında bu sürtünmenin arttığı görülmüştür. Yapılan analizler ve deneylere göre, sistemde tespit edilen bu fazladan sürtünmenin süspansiyon sisteminin sönümünü temsil edebileceği görülmüştür. Bu durumda süspansiyon sisteminin sönüm katsayıları teorik çalışmalarda belirlenen değerlere göre biraz farklılık göstermesine rağmen bu fark incelenmesi gereken değişkenleri çok az bir seviyede etkilediğinden sönüm elemanlarının, sistemdeki sönümü daha da arttırmamak adına, deney düzeneği üzerine takılmamasına karar verilmiştir.

Doğrusal rulmanların süspansiyon sistemindeki sönüm katsayılarını hesaplayabilmek için logaritmik azalım metodu kullanılabilir. Örneğin, yaylanan kütlelerin bağlandığı rulmanların sistemdeki sönümünü hesaplamak için, diğer kütleleri sabit tutup bir başlangıç yer değiştirmesi vasıtasıyla Şekil 114'da görüldüğü gibi yaylanan kütlelerin serbest titreşim tepkisi (ivme - zaman) ölçülebilir. Şekil 114'daki grafik üzerinden sönüm oranı logaritmik azalım ile aşağıdaki gibi elde edilebilir:

$$\zeta = \frac{\delta}{\sqrt{(2\pi)^2 + \delta^2}} \quad (111)$$

Burada δ titreşim hareketinin logaritmik azalmasıdır ve aşağıdaki ifadeyi kullanarak hesaplanmaktadır:

$$\delta = \ln \frac{x_1}{x_2} \quad (112)$$

x_1 ve x_2 iki ardışık tepe noktasının genlikleridir. Bu ilişki eksik sönümlü sistemler için anlamlıdır çünkü logaritmik azalma, ardışık iki tepe noktasının oranının doğal logaritmasıdır ve sadece eksik sönümlü sistemin salınım hareketini göstermektedir. Sönüm katsayısı, c , aşağıdaki ifadeleri kullanarak elde edilebilir:

$$\xi = \frac{c}{c_c} \quad (113)$$

$$c_c = 2m\sqrt{k/m} \quad (114)$$

Burada c_c kritik sönüm katsayısı, m ağırlık ve k sistemin direngeliğidir.

Yaylanan kütle için $m=28\text{kg}$, $k=21\text{kN/m}$ ve Şekil 114'da görüldüğü gibi $x_1 = 2.77\text{m/s}^2$, $x_2 = 2.5\text{m/s}^2$ 'dir; böylece sönüm katsayısı $c = 105.14\text{N.s/m}$ olarak hesaplanır. Diğer rulmanların sönümleri de yukarıdaki gibi elde edilebilmektedir.



Şekil 114. Yaylanan kütlelerin ivme – zaman grafiği (National Instruments).

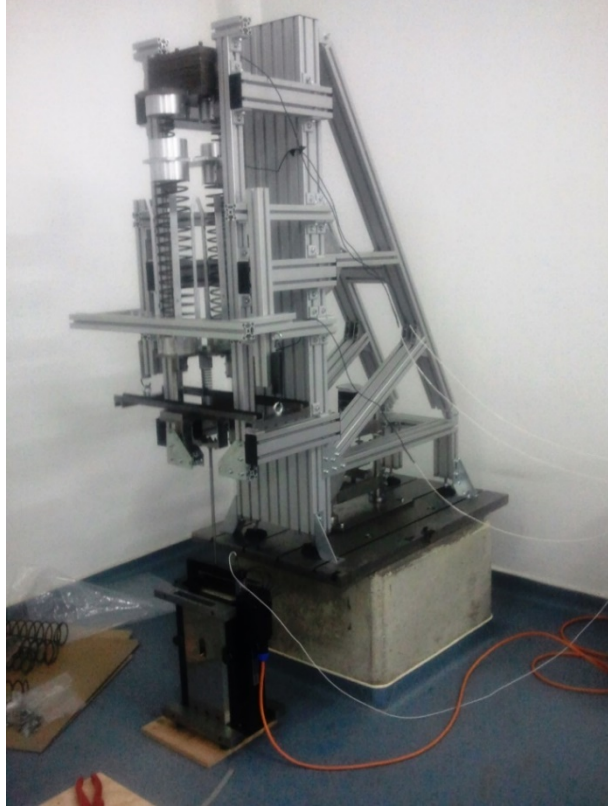
İlerde görüleceği gibi, doğrusal rulmanların sönüm davranışları her frekans için belli bir girdi genliği aralığında lineer sayılabilir.

7.3 Deneyler

Projenin teorik çalışmaları da incelendiği gibi, deneyler üç farklı süspansiyon sistemi için yapılmıştır. Bu modeller standart süspansiyon sistemi (standart araba modeli) (Şekil 115), KTİ'siz parçalı süspansiyon sistemi (Şekil 116) ve KTİ'li parçalı süspansiyon sisteminden (Şekil 117) ibarettir. İki farklı KTİ konfigürasyonu tasarlanıp gereken parçalar imal edilmiştir, ancak KTİ'ler üzerinde yapılan deneysel incelemelere dayalı ön değerlendirmeye göre, bu modellerden sadece biri uygun görülüp, deneysel çalışmalar sırasında incelenmiştir. Bu süspansiyon sisteminde yaylanan kütle ve ayırıcı plaka arasında bir KTİ kullanılmıştır. Yukarıda bahsi geçtiği gibi, kötü performansından dolayı, burada, Şekil 118'te gösterilen çift KTİ'li süspansiyon sistemi için sonuç verilmemiştir. Bunlara ek olarak mekanik tasarımı ve mukavemet hesaplamaları göz önünde bulundurularak tasarlanan ayırıcı plakanın kalınlığı teorik çalışmalardaki değerler göre bir miktar artmıştır ve dolayısıyla ağırlıklarında da bir miktar artış olmuştur. Şekil 119'te süspansiyon sisteminin şematik modeli ve Tablo 23'de deneylerde kullanılan süspansiyon sistemi parçalarının özellikleri verilmiştir.



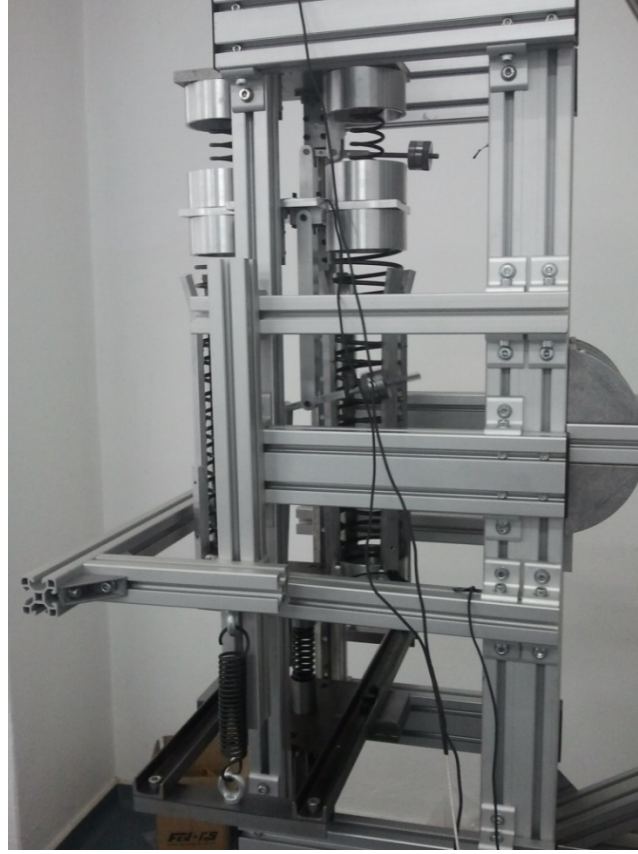
Şekil 115. Standart süspansiyon sistemi



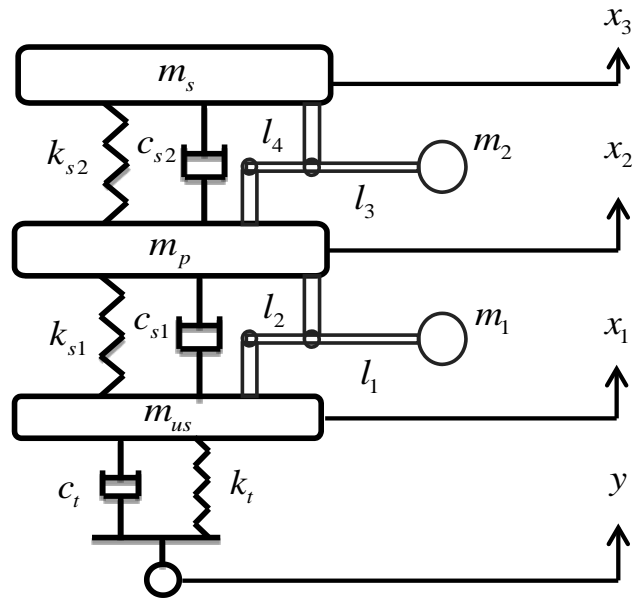
Şekil 116. KTİ'siz parçalı süspansiyon sistemi



Şekil 117. Optimize edilmiş KTİ'li parçalı süspansiyon sistemi. Parçalı süspansiyon sistemine (Şekil 116) yaylanan kütle ve ayırıcı plaka aralarında KTİ eklenmiştir.



Şekil 118. Optimize edilmiş çift KTİ'li parçalı süspansiyon sistemi. Parçalı süspansiyon sistemine (Şekil 116) iki KTİ eklenmiştir. Bu model için deneysel sonuçlar verilmemiştir.



Şekil 119. Süspansiyon sisteminin şematik modeli.

Tablo 23. Süspansiyon sistemi parçalarının özellikleri.

Süspansiyon Sistemi Parametresi	Standart süspansiyon sistemi	KTI'siz parçalı süspansiyon sistemi	Optimize edilmiş KTI'li parçalı süspansiyon sistemi
m_s	28kg	28kg	28kg
m_{us}	4.5kg	4.5kg	4.5kg
k_t	15.2kN/m	15.2kN/m	15.2kN/m
k_{s1}	2.8kN/m	1.5kN/m	1.5kN/m
k_{s2}	2.8kN/m	21kN/m	21kN/m
c_{s1}	80N.s/m	80N.s/m	80N.s/m
c_{s2}	100N.s/m	100N.s/m	100N.s/m
c_t	20N.s/m	20N.s/m	20N.s/m
m_p	1.8kg	1.8kg	1.8kg
m_1	-	-	0
α_1	-	-	0
m_2	-	-	0.4kg
α_1	-	-	4

7.3.1 Deney Prosedürü

Deneylerde girdi olarak sabit hızlı hareket ele alınmıştır. Her frekansta süspansiyon sistemi için sarsıcı vasıtasıyla sinüzoidal bir hız girdisi uygulanıp kütlelerin tepkisi ölçülmüştür. Sensörleri çalıştırıp veri toplamak için LabVIEW yazılımı kullanılmıştır. Aşağıdaki prosedür takip edilerek sonuçlar elde edilmiştir:

- Her frekansta, bir ivmeölçer kullanılarak, sarsıcının uyguladığı ivme ölçülmektedir (Şekil 120).
- İvme–zaman grafiğinden (Şekil 121) integral alınarak, hız–zaman grafiği ve böylece sinüzoidal hız girdisinin genliği elde edilebilir.
- İstenilen hıza ulaşıldığında, girdi hızın artırılması durdurulup sistem bir süre için istenilen hızda tahrik edilir ve bu sürede sensörlerden gelen veriler çıktı olarak bir metin dosyasına kaydedilir. Şekil 122, 3 Hz frekansında ve 0.11 m/s giriş hız değerlerinde oluşturulan örnek bir çıktı dosyasını göstermektedir. Bu dosyanın ilk iki satırında tahrik voltajın genliği ve deney frekansı verilmiştir. Dosyanın kalan satırlarında ise on adet ardışık olarak kaydedilmiş sensörlerin verileri verilmiştir. Her bir satırda altı veri bulunmaktadır ve bu veriler sırasıyla sarsıcı tarafından uygulanan girdi hızın değeri, sarsıcı tarafından uygulanan girdi yer değiştirmenin değeri, ivmeölçerler ile ölçülen yaylanan kütle, ayırıcı plaka ve yaylanmaz

kütlenin ivmesi (a_1 , a_2 ve a_3) ve LVDT ile ölçülen yaylanan kütle, ayırıcı plaka ve yaylanmaz kütlelerin yer değiştirmesinden (x_1 , x_2 ve x_3) ibarettir.



şekil 120. Sarsıcı üzerinde monte edilmiş ivmeölçer.



şekil 121. Sarsıcı vasıtasıyla uygulanan girdi, ivme–zaman grafiği (National Instruments).

amplitude	frequency	position	velocity	a1	a2	a3	x1	x2	x3
0,800	3,000								
0,116	6,604	1,155	2,786	3,841	1,300	3,815	6,425		
0,113	6,319	1,108	2,691	3,613	1,087	3,520	5,793		
0,113	6,447	1,326	2,753	3,500	1,082	3,515	5,767		
0,113	6,437	1,277	2,724	3,566	1,068	3,512	5,770		
0,124	6,905	1,171	2,760	3,573	1,060	3,510	5,770		
0,113	6,409	1,222	3,015	3,605	1,064	3,522	5,774		
0,078	2,077	1,208	2,764	3,504	1,065	3,535	5,775		
0,125	6,919	1,268	2,968	3,708	1,054	3,524	5,747		
0,112	6,416	1,257	2,897	3,550	1,055	3,524	5,746		
0,112	6,406	1,212	2,835	3,618	1,053	3,524	5,743		

Şekil 122. Sensörlerin verilerini içeren LabVIEW ile oluşturulmuş metin dosyası.

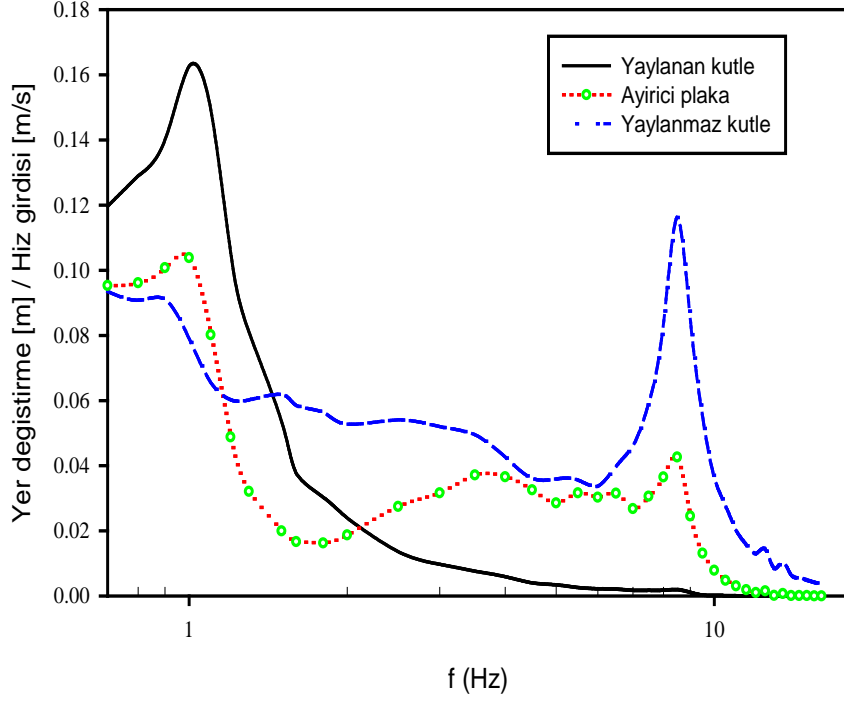
7.4 Sonuçlar

Teorik ve deneysel sonuçları aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir. Bu grafiklerde, yatay eksen test frekansını göstermektedir. Deneylerin çoğu 0.12 m/s'lik bir girdi hızında yapılmıştır. Daha sonra açıklanacağı gibi, bazı frekanslarda, farklı hız değerleri kullanılmıştır. Bu yüzden, sonuçları normalleştirmek amacıyla, dikey eksen de cevap (yer değiştirme veya ivme) / girdi hızın değeri verilmiştir.

7.4.1 LVDT Kullanarak Yer Değiştirme Sonuçları

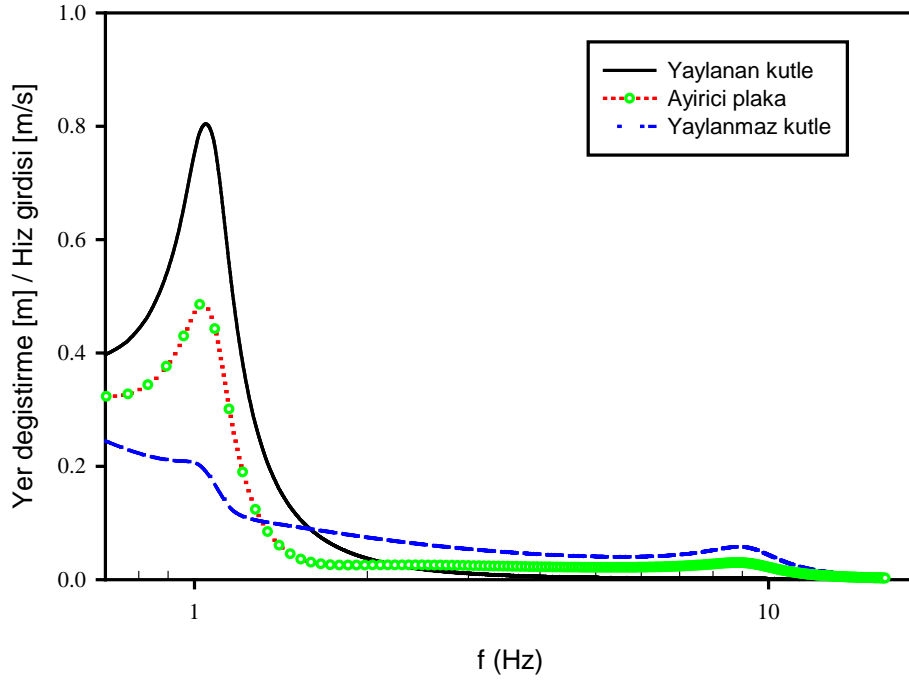
Bu kısımda sunulan frekans tepki fonksiyonları yaylanan kütle, yaylanmaz kütle ve ayırıcı plakanın yer değiştirmeleri LVDT kullanarak ölçülmüştür. Deneysel sonuçlar Şekil 123, Şekil 125, Şekil 127, Şekil 129 ve Şekil 130'de verilmiştir. Karşılaştırma amacıyla teorik modelden elde edilen sonuçlar ise Şekil 124, Şekil 126, Şekil 128 ve Şekil 131'da verilmiştir. Verilen teorik ve deneysel sonuçlar incelendiğinde sonuçların teorik çalışmalar ve beklentilerle uyumlu olduğu gözlemlenmiştir. Şekil 129'de verilen teorik ve deneysel sonuçların karşılaştırılmasında en büyük fark birinci tepe noktası civarında olmaktadır. İleriki bölümlerde de açıklandığı üzere bu farkın temel sebebi deney sisteminde kullanılan doğrusal rulmanların sürtünme sebebiyle birinci titreşim modu civarında beklenenden daha yüksek bir sönüm getirmesinden kaynaklanmaktadır.

Deneysel yer degistirme - standart suspansiyon sistemi



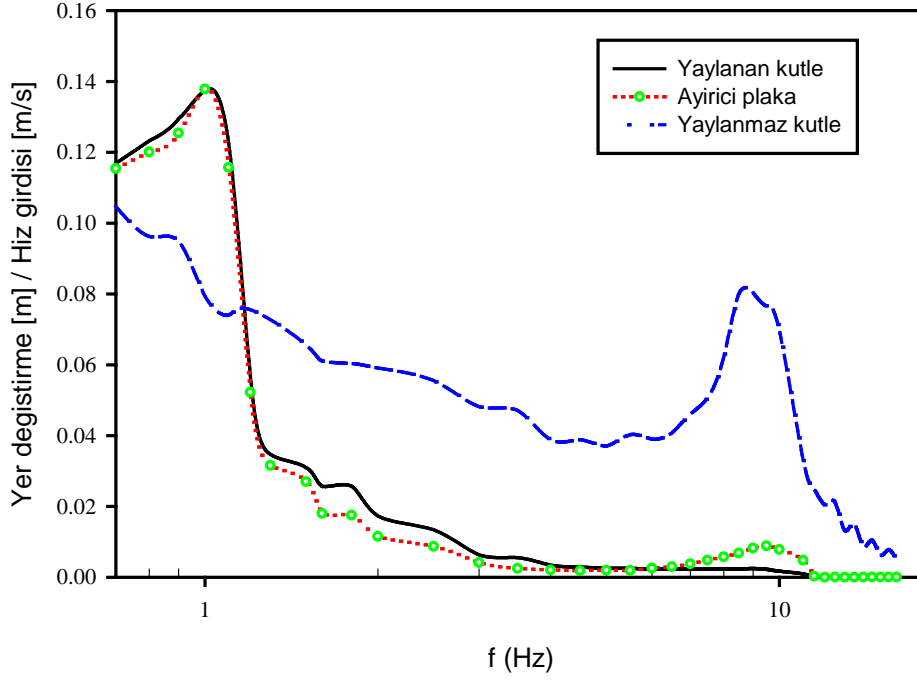
Şekil 123. Standart süspansiyon sistemi, deneysel yer değiştirme sonuçları.

Analitik yer degistirme - standart suspansiyon sistemi



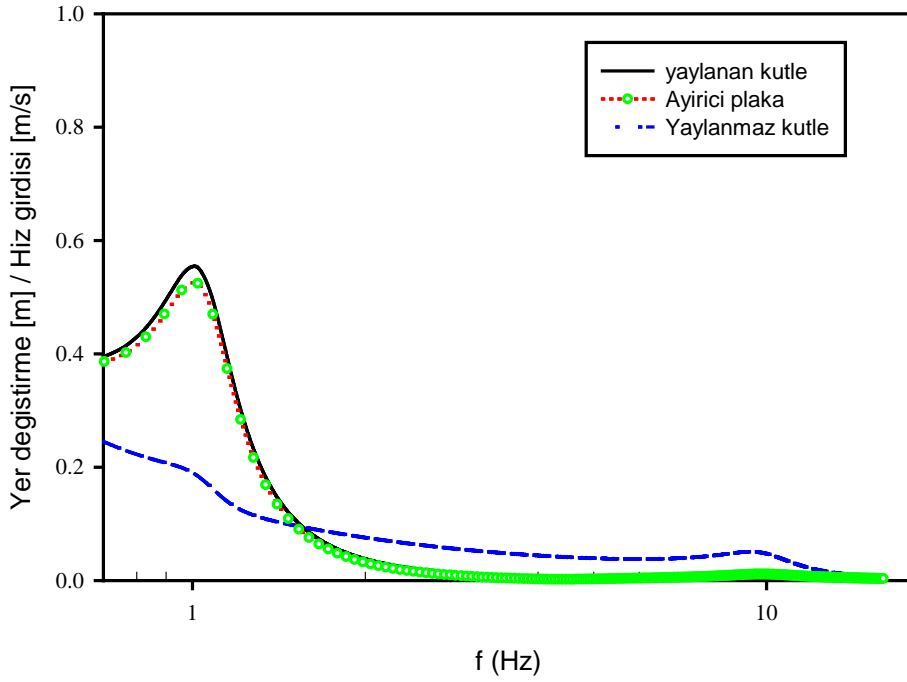
Şekil 124. Standart süspansiyon sistemi, teorik yer değiştirme sonuçları.

Deneysel yer degistirme - Parcalanmis suspansiyon sistemi



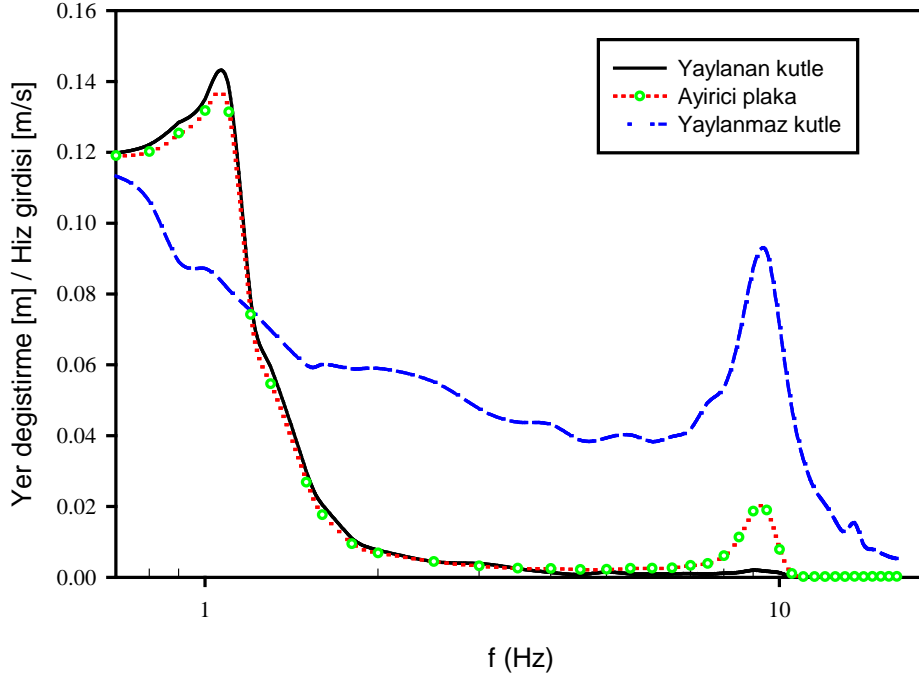
Şekil 125. KTI'siz parçalı süspansiyon sistemi, deneysel yer değıştirme sonuçları.

Analitik yer degistirme - Parcalanmis suspansiyon sistemi



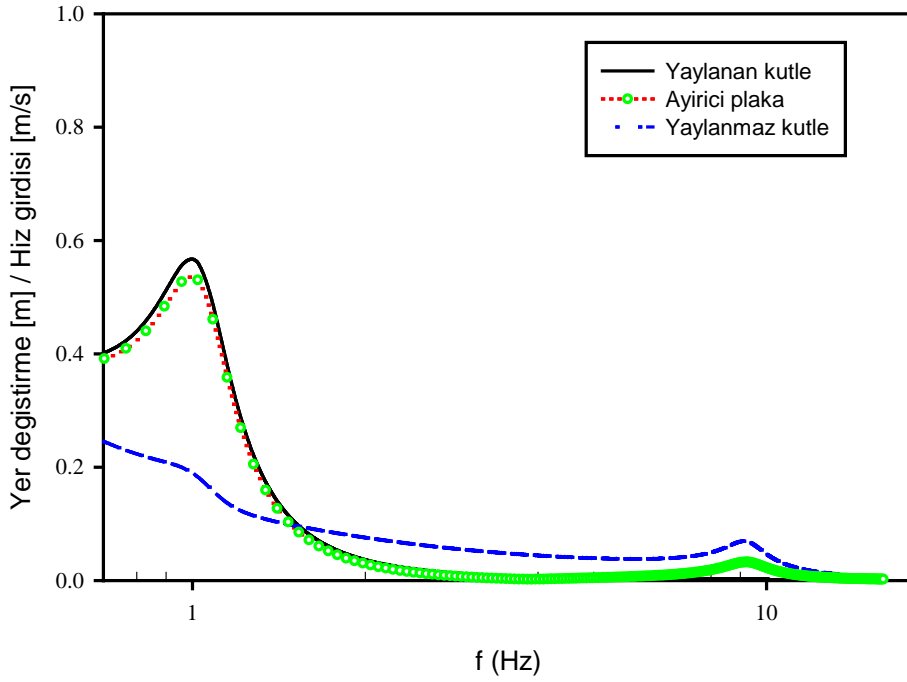
Şekil 126. KTI'siz parçalı süspansiyon sistemi, teorik yer değıştirme sonuçları.

Deneysel yer degistirme - Parcalanmis kti'li suspansiyon sistemi



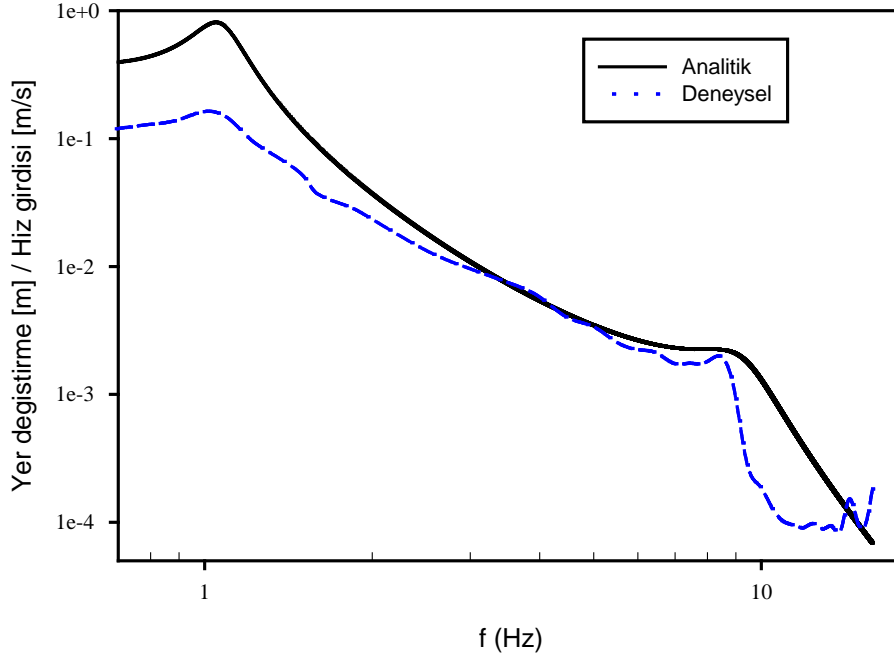
Şekil 127. KTİ'li parçalı süspansiyon sistemi, deneysel yer değıştirme sonuçları.

Analitik yer degistirme - Parcalanmis kti'li suspansiyon sistemi



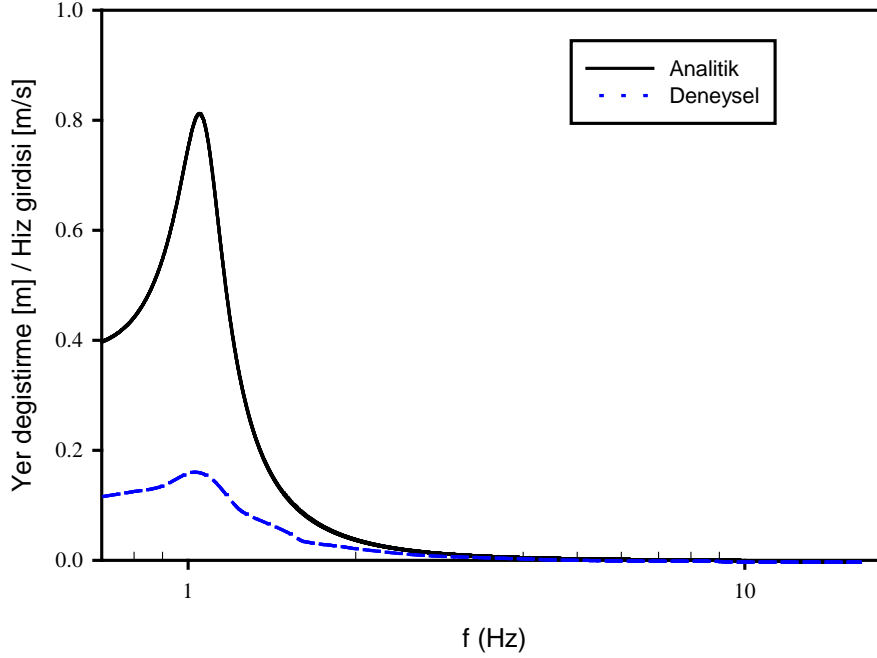
Şekil 128. KTİ'li parçalı süspansiyon sistemi, teorik yer değıştirme sonuçları.

Yaylanan kutlenin analitik ve deneysel yer degistirmesi
Standart suspansiyon sistemi



a)

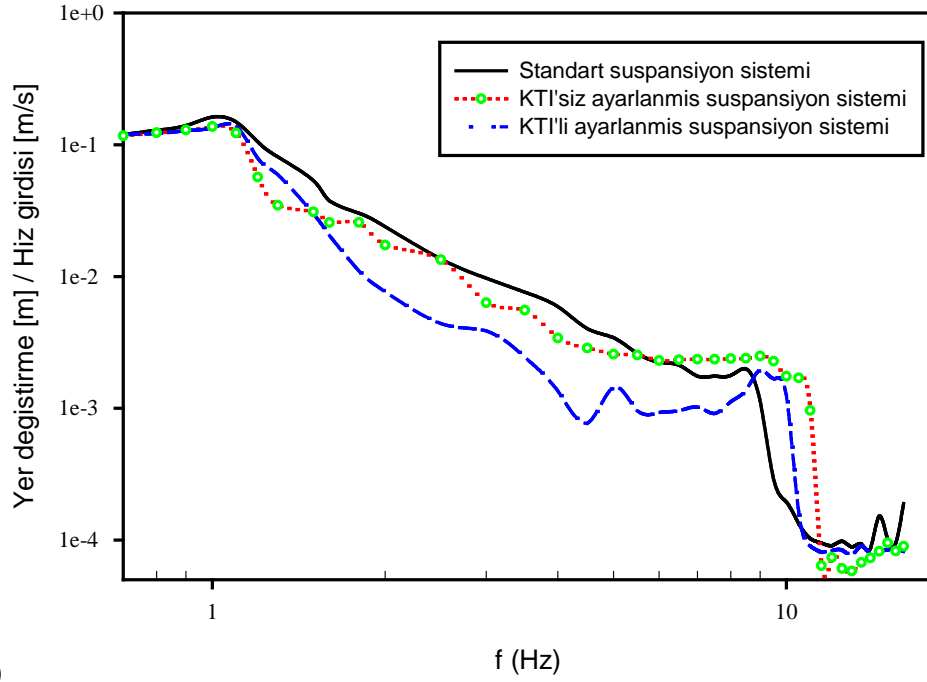
Yaylanan kutlenin analitik ve deneysel yer degistirmesi
Standart suspansiyon sistemi



b)

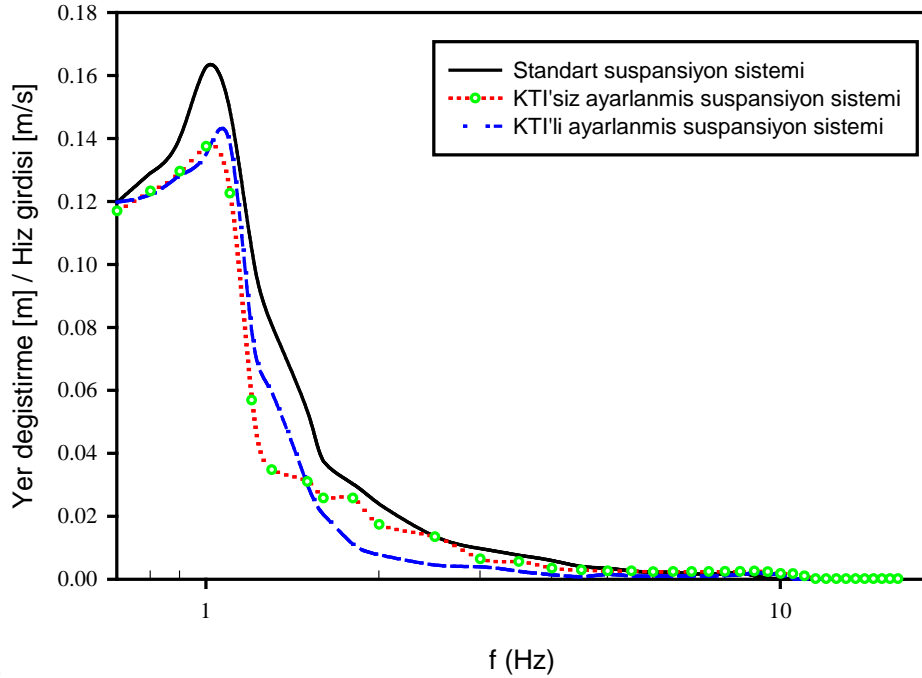
Şekil 129. Standart süspansiyon sistemi, yaylanan kütlenin deneysel ve analitik yer değıştirme sonuçlarının karşılaştırması a) logaritmik b) lineer ölçek.

Yaylanan kutlenin deneysel yer degistirmesi



a)

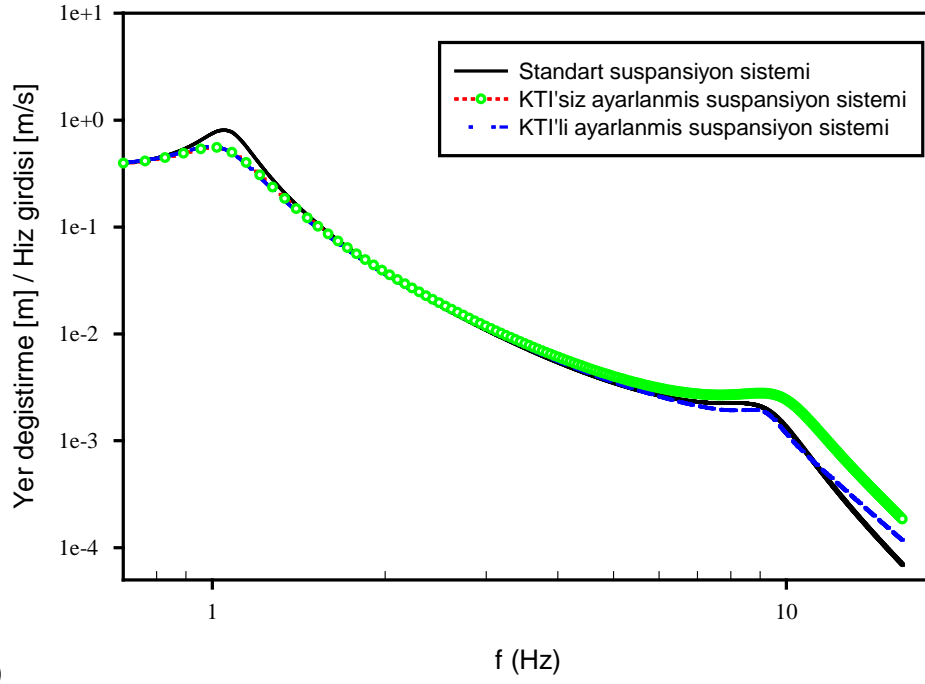
Yaylanan kutlenin deneysel yer degistirmesi



b)

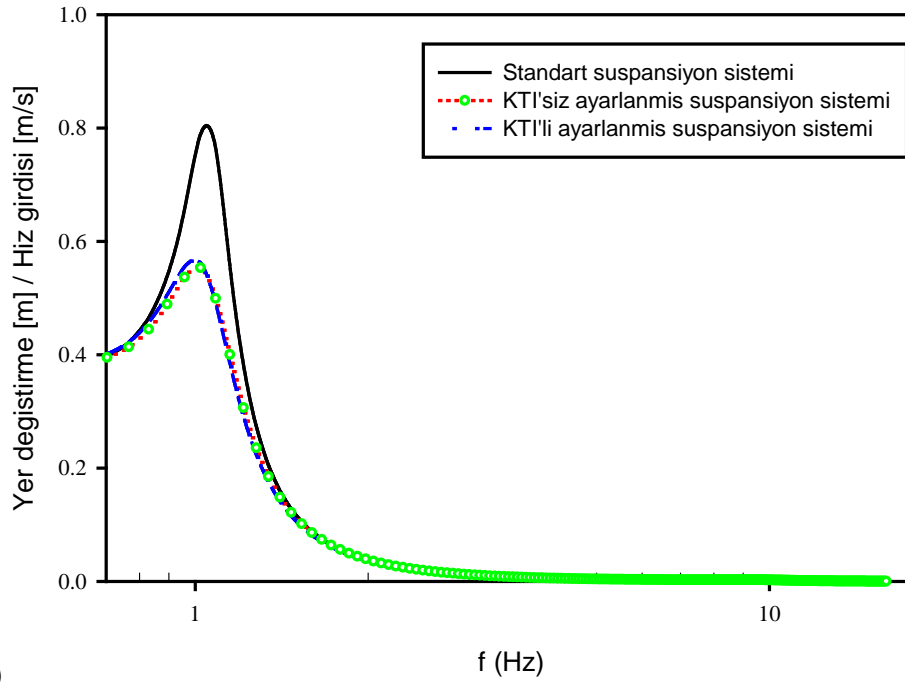
Şekil 130. Yaylanan kütlenin deneysel yer değıştirme sonuçları, farklı süspansiyon sistemlerin karşılaştırması a) logaritmik b) lineer ölçek.

Yaylanan kutlenin analitik yer değistirmesi



a)

Yaylanan kutlenin analitik yer değistirmesi



b)

Şekil 131. Yaylanan kütlenin analitik yer değiştirme sonuçları, farklı süspansiyon sistemlerin karşılaştırması a) logaritmik b) lineer ölçek.

Tablo 24'te deneysel sonuçları özetlemek amacıyla farklı süspansiyon modellerinin titreşim performansı karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde genel olarak parçalı süspansiyon sisteminin standart süspansiyon sistemine oranla daha iyi sonuç verdiği görülmektedir. Ancak bu sistemin performansı 6 Hz'ten sonra kötüleşmektedir. Sisteme KTİ eklenmesi sonrasında ise sistemin performansı 1. Tepe noktası sırasında aynı kalmasına rağmen diğer frekans noktalarında ciddi bir şekilde artmıştır.

Tablo 24. Parçalı süspansiyon sistemlerin (KTİ'siz ve KTİ'li) deneysel performansı (Yaylanan kütlelerin yer değiştirme genliğinin standart süspansiyon sistemine göre oranı.)

Süspansiyon sistemi	Parametre	Frekans (Hz)						
		Birinci tepe noktası	İki tepe nokta arası					İkinci tepe noktası
			3	4	5	6	7	
KTİ'siz parçalı süspansiyon sistemi	Y_a/Y_n	0.846	0.650	0.576	0.748	1.027	1.340	1.250
	Performans	İyi	İyi	İyi	İyi	Uygun	Kötü	Kötü
KTİ'li parçalı süspansiyon sistemi	$Y_{KTİ'li}/Y_n$	0.852	0.398	0.229	0.421	0.415	0.580	0.990
	Performans	İyi	İyi	İyi	İyi	İyi	İyi	Uygun

Y_n : Standart süspansiyon sisteminde yaylanan kütlelerin yer değiştirme genliği.

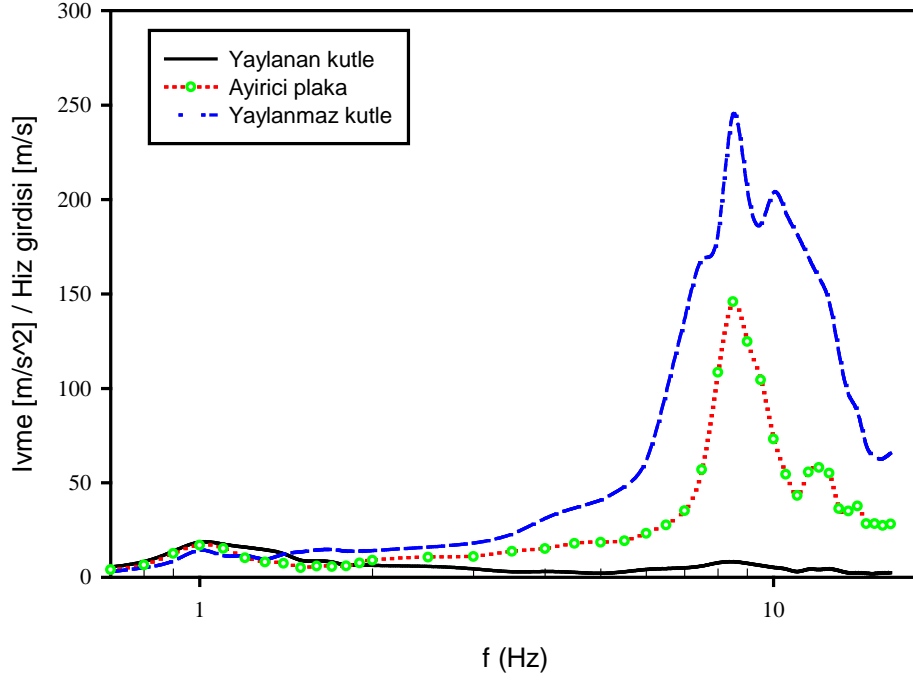
Y_a : KTİ'siz parçalı süspansiyon sisteminde yaylanan kütlelerin yer değiştirme genliği.

$Y_{KTİ'li}$: KTİ'li parçalı süspansiyon sisteminde yaylanan kütlelerin yer değiştirme genliği.

7.4.2 İvmeölçer (İvme Sonuçları)

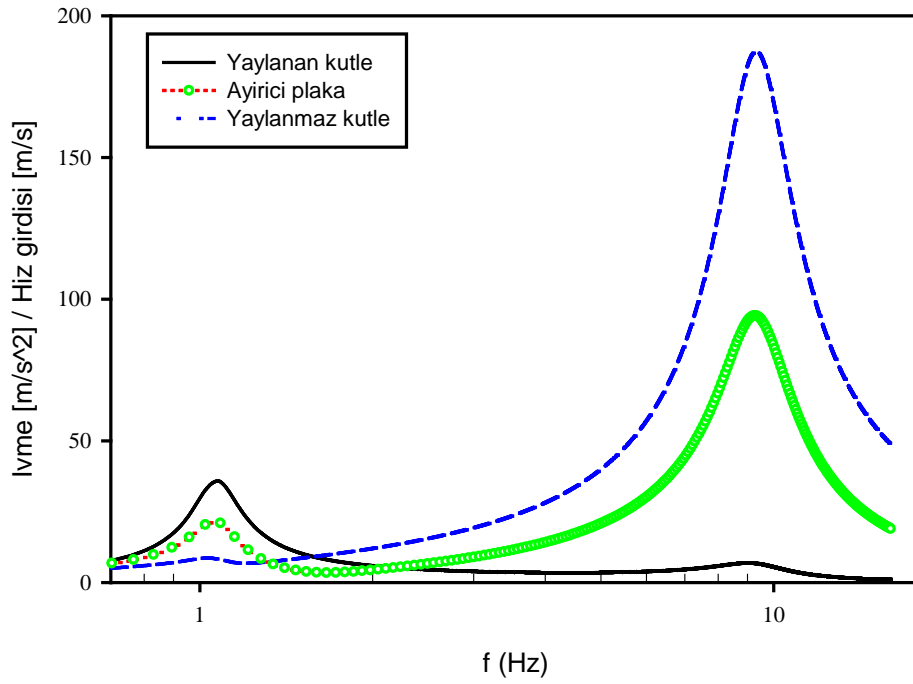
Bu kısımda sunulan frekans tepki fonksiyonları yaylanan kütle, yaylanmaz kütle ve ayırıcı plakanın yer değiştirmeleri ivmeölçer kullanarak ölçülmüştür. Deneysel sonuçlar Şekil 132, Şekil 134, Şekil 136, Şekil 138 ve Şekil 139'de verilmiştir. Karşılaştırma amacıyla teorik modelden elde edilen sonuçlar ise Şekil 133, Şekil 135, Şekil 137 ve Şekil 140'de verilmiştir. Verilen teorik ve deneysel sonuçlar incelendiğinde sonuçların teorik çalışmalar ve beklentilerle uyumlu olduğu gözlemlenmiştir. Şekil 138'da verilen teorik ve deneysel sonuçların karşılaştırılmasında en büyük fark birinci tepe noktası civarında olmaktadır. Ancak ileriki bölümlerde de açıklandığı üzere bu farkın temel sebebi deney sisteminde kullanılan doğrusal rulmanların sürtünme sebebiyle birinci titreşim modu civarında beklenenden daha yüksek bir sönüm getirmesinden kaynaklanmaktadır. Ayrıca bu sonuçlar LVDT ölçümleriyle karşılaştırıldığında aradaki farkın LVDT ölçümlerine göre daha az olduğu gözlemlenmektedir.

Deneysel ivme - standart suspansiyon sistemi



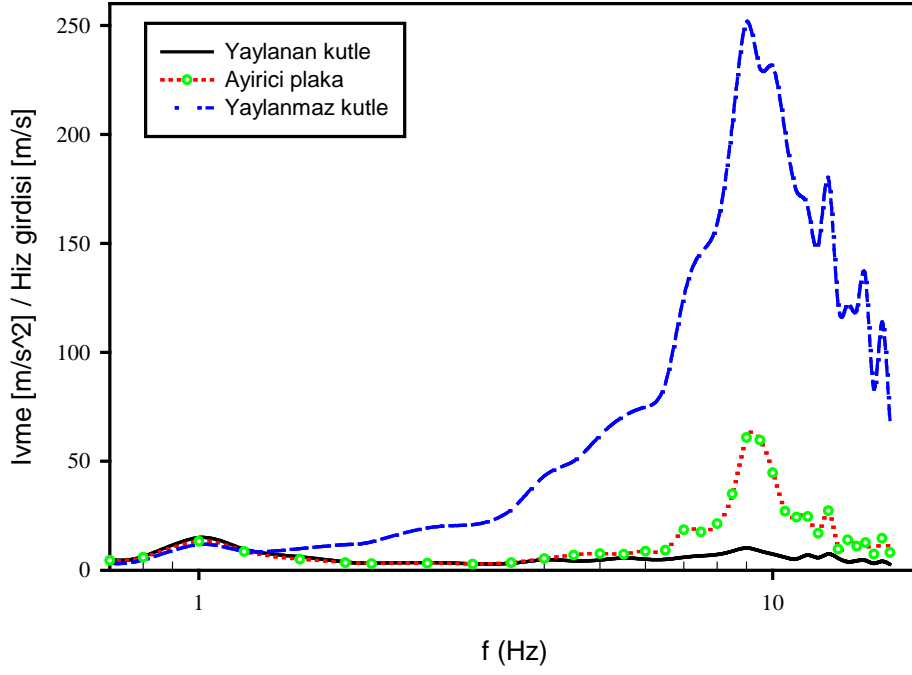
Şekil 132. Standart süspansiyon sistemi, deneysel ivme sonuçları.

Analitik ivme - standart suspansiyon sistemi



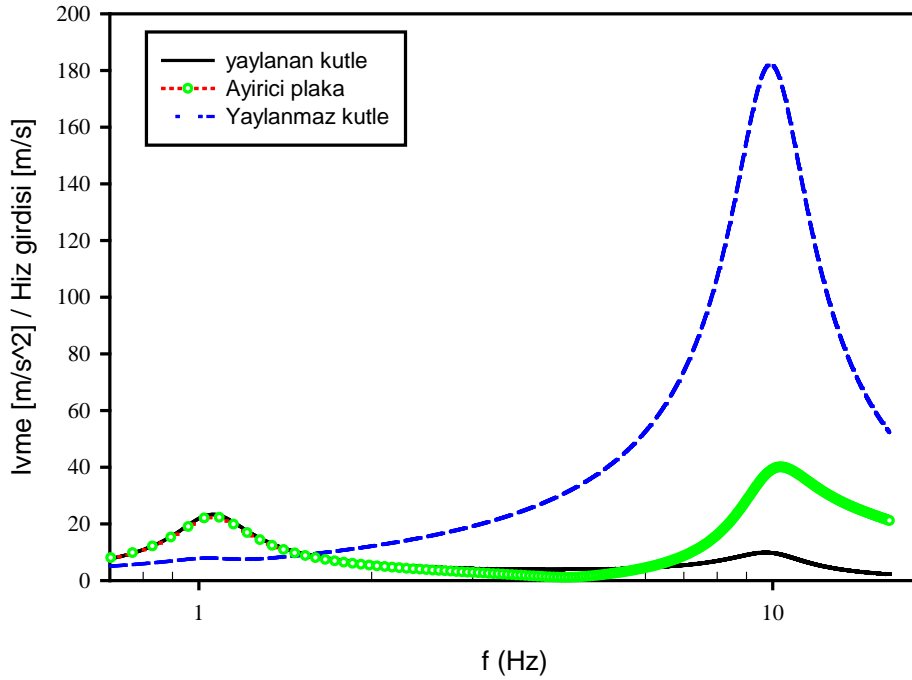
Şekil 133. Standart süspansiyon sistemi, teorik ivme sonuçları.

Deneysel ivme - Parçalanmış süspansiyon sistemi



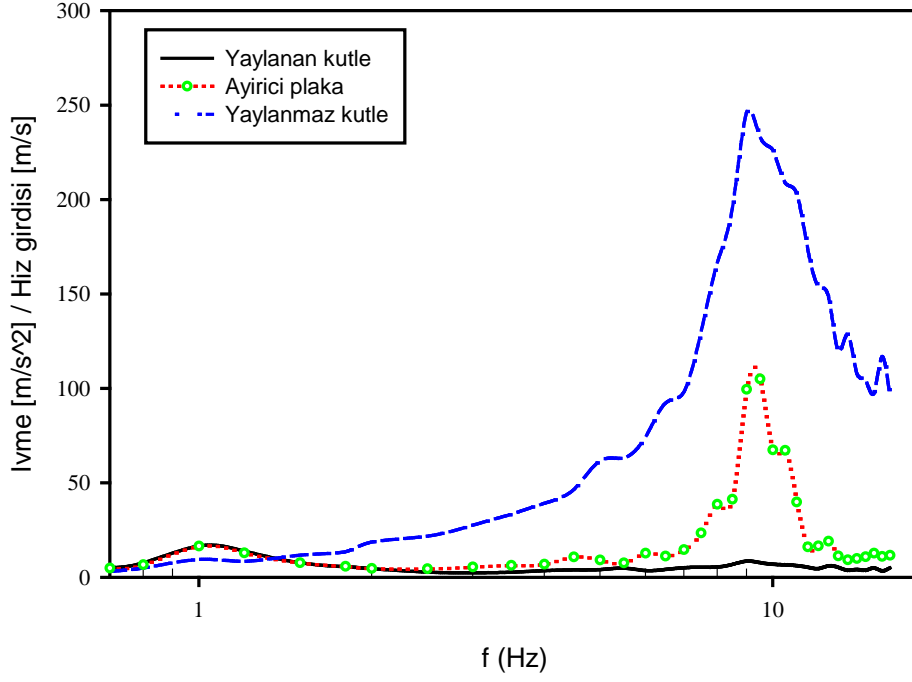
Şekil 134.KTi'siz parçalı süspansiyon sistemi, deneysel ivme sonuçları.

Analitik ivme - Parçalanmış süspansiyon sistemi



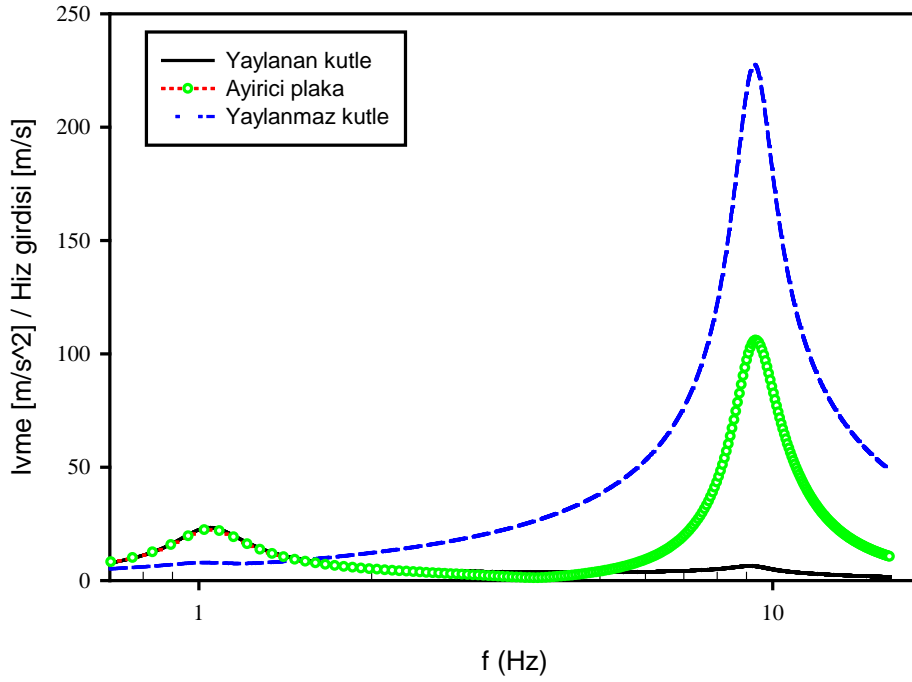
Şekil 135.KTi'siz parçalı süspansiyon sistemi, teorik ivme sonuçları.

Deneysel ivme - Parçalanmış kti'li süspansiyon sistemi



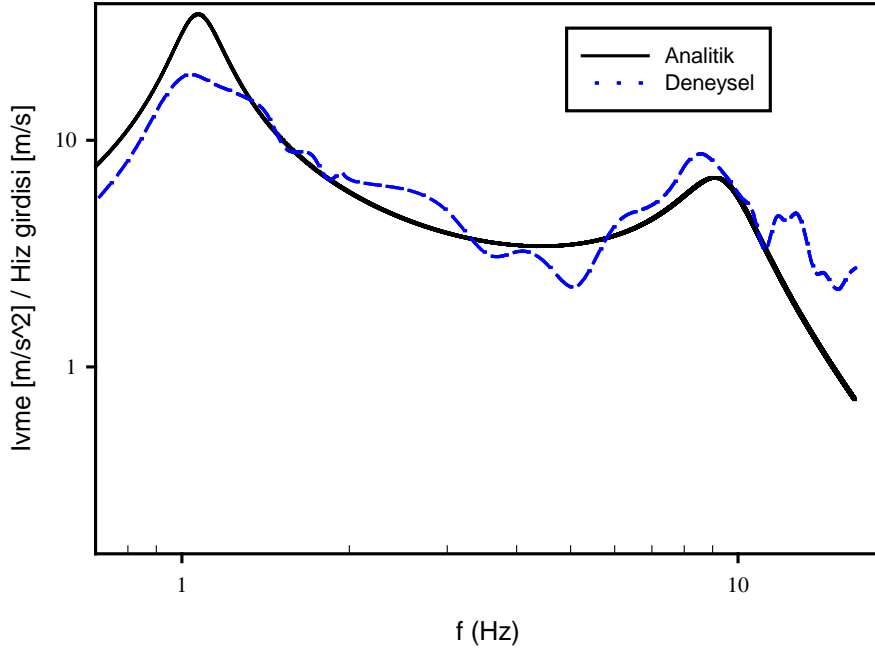
Şekil 136.KT'li parçalı süspansiyon sistemi, deneysel ivme sonuçları.

Analitik ivme - Parçalanmış kti'li süspansiyon sistemini



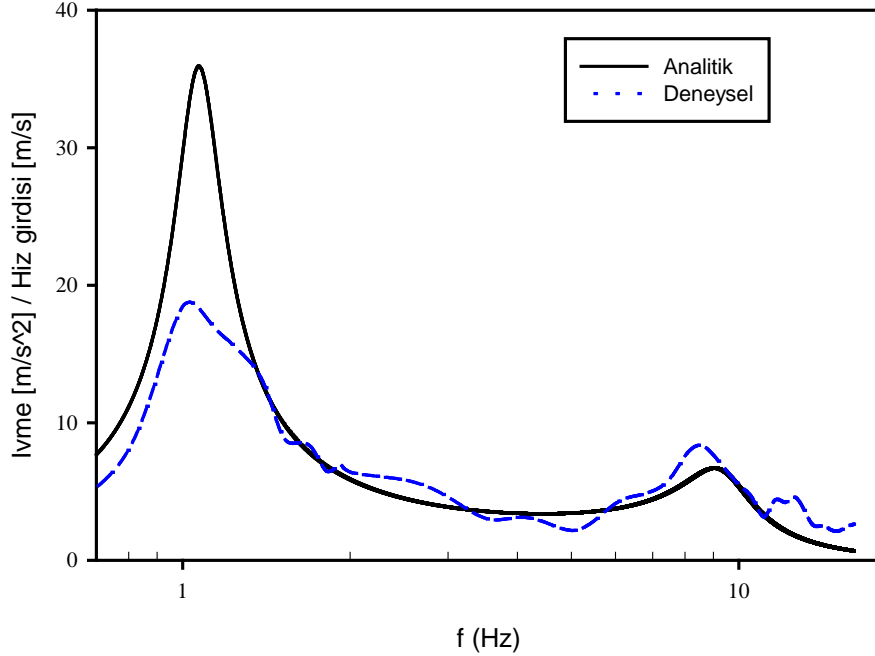
Şekil 137.KT'li parçalı süspansiyon sistemi, teorik ivme sonuçları.

Yaylanan kutlenin analitik ve deneysel ivmesi
Standart suspansiyon sistemi



a)

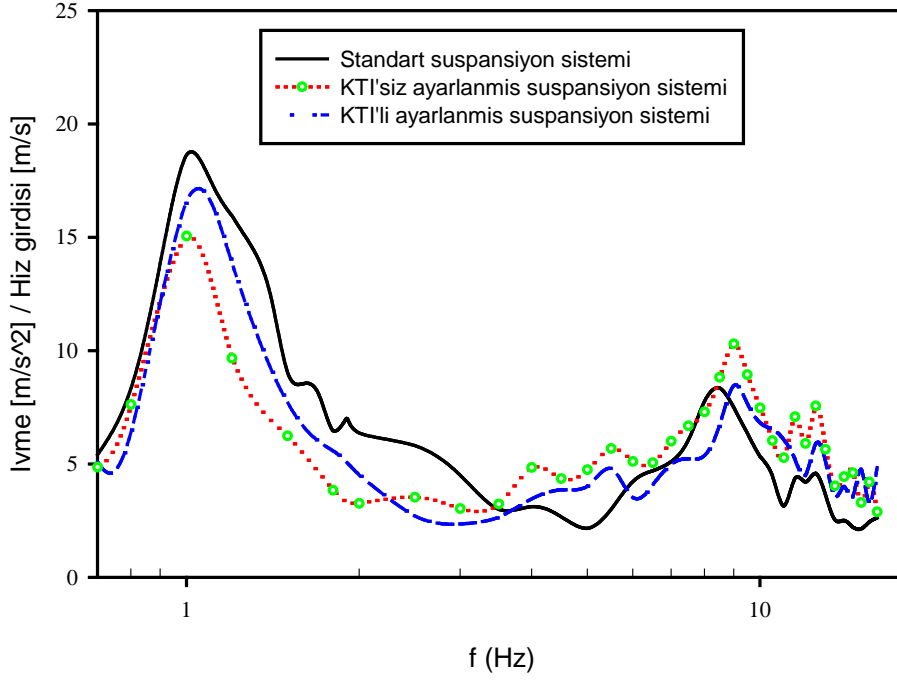
Yaylanan kutlenin analitik ve deneysel ivmesi
Standart suspansiyon sistemi



b)

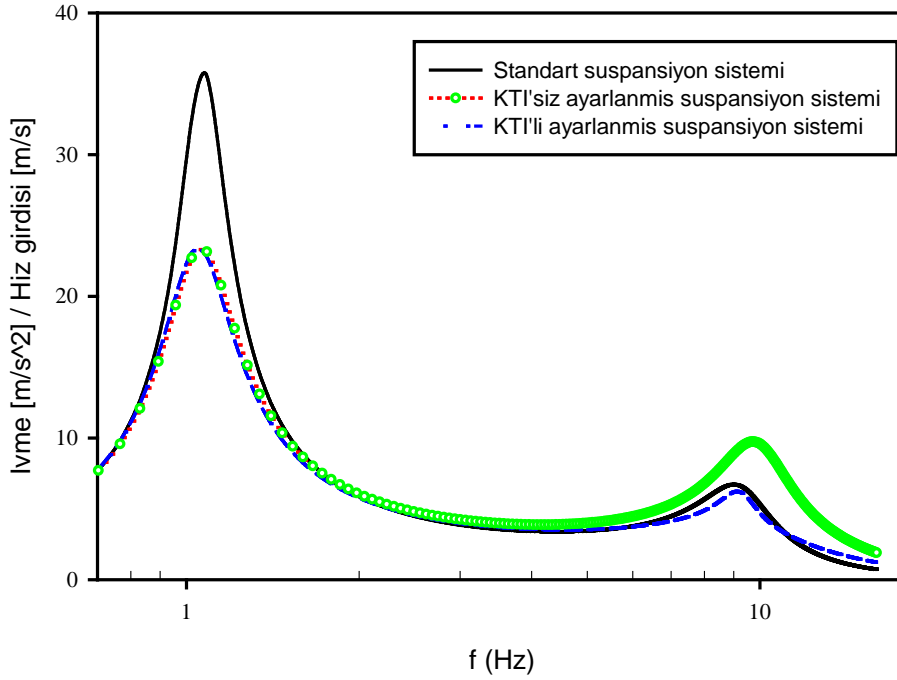
Şekil 138. Standart süspansiyon sistemi, yaylanan kütlenin deneysel ve teorik ivme sonuçlarının karşılaştırması a) logaritmik b) lineer ölçek.

Yaylanan kutlenin deneysel ivmesi



Şekil 139. Yaylanan kütlenin deneysel ivme sonuçları, farklı süspansiyon sistemlerin karşılaştırması.

Yaylanan kutlenin analitik ivmesi



Şekil 140. Yaylanan kütlenin analitik ivme sonuçları, farklı süspansiyon sistemlerin karşılaştırması.

Tablo 25'te deneysel sonuçları özetlemek amacıyla farklı süspansiyon modellerinin titreşim performansı karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde Tablo 24'te verilen LVDT ölçümü ile burada verilen ivmeölçer ölçümlerinin aynı durumu gösterdiği görülmektedir. Farklı olarak ivmeölçer kullanarak yüksek hız girdisinde elde edilen sonuçlar 4-5 Hz arsanda standart süspansiyondan daha kötü bir performans göstermişlerdir. Ancak bu frekans bölgesindeki performansın düşük olması ISO 2631 standardına göre sorun teşkil etmeyecek seviyededir. Problemlili olan birinci tepe noktasında ise teorik çalışmalarda da gözlemlendiği üzere standart süspansiyondan daha iyidir.

Tablo 25. Parçalı süspansiyon sistemlerin (KTİ'siz ve KTİ'li) deneysel performansı (Yaylanan kütlelerin ivme genliğinin standart süspansiyon sistemine göre oranı.)

Süspansiyon sistemi	Parametre	Frekans (Hz)						
		Birinci tepe noktası	İki tepe nokta arası					İkinci tepe noktası
			3	4	5	6	7	
KTİ'siz parçalı süspansiyon sistemi	$\frac{a_a}{a_n}$	0.808	0.672	1.552	2.195	1.211	1.175	1.232
	Performans	İyi	İyi	Kötü	Kötü	Kötü	Kötü	Kötü
KTİ'li parçalı süspansiyon sistemi	$\frac{a_{KTİ'li}}{a_n}$	0.891	0.522	1.111	1.860	0.834	0.974	1.013
	Performans	İyi	İyi	Kötü	Kötü	İyi	Uygun	Uygun

a_n : Standart süspansiyon sisteminde yaylanan kütlelerin ivme genliği.

a_a : KTİ'siz parçalı süspansiyon sisteminde yaylanan kütlelerin ivme genliği.

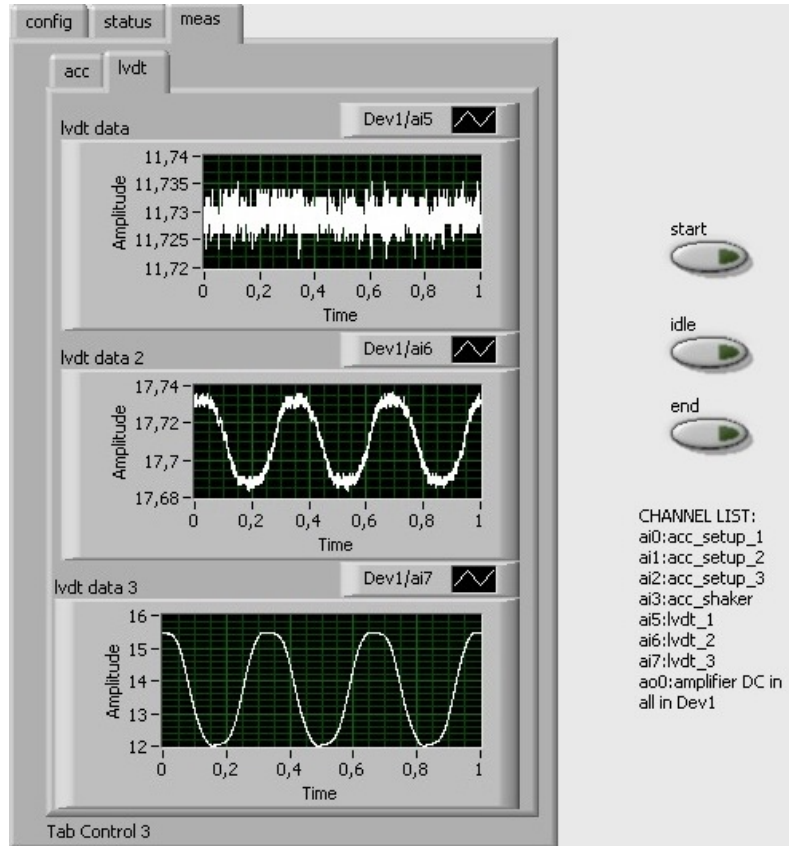
$a_{KTİ'li}$: KTİ'li parçalı süspansiyon sisteminde yaylanan kütlelerin ivme genliği.

7.5 Analitik Sonuçlarla Deney Sonuçları Arasındaki Farklılıkların Değerlendirilmesi

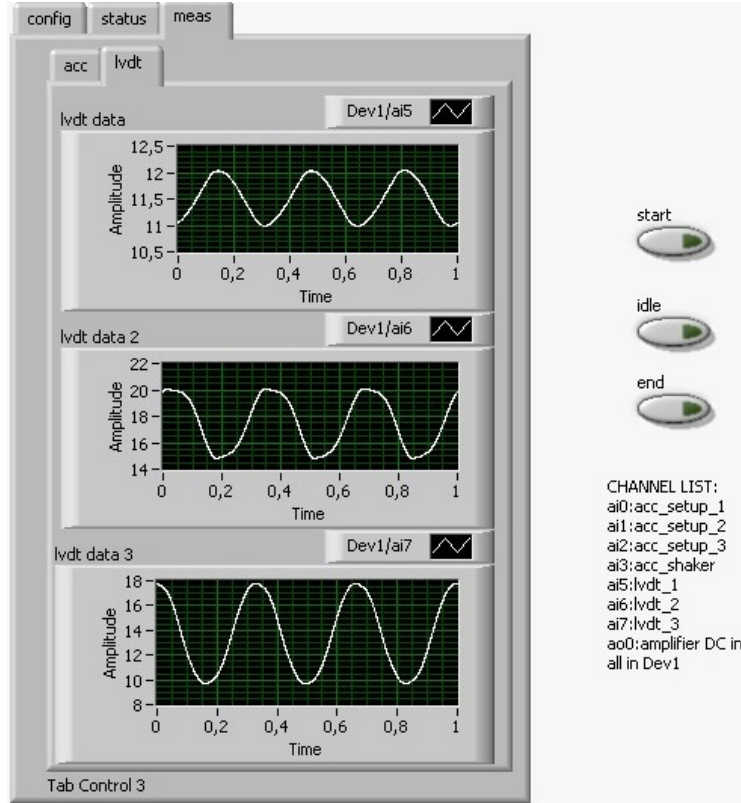
Yukarıdaki şekillerde verilen frekans cevap grafiklerinde analitik ve deneysel sonuçlar arasında özellikle birinci tepe noktası ve öncesindeki düşük frekans bölgesinde farklılıkların ana sebebinin doğrusal rulmanların lineer olmayan davranışları olduğu sonucuna varılmıştır. Daha önce bahsi geçtiği gibi, sönümleyici olarak doğrusal rulmanların sönümleme özellikleri kullanılmıştır. Belirli bir girdi aralığında rulmanların sönüm davranışları lineer varsayılabilir; ancak, küçük hız girdisi genliklerinde aşırı sönüm gibi davranıp alttaki plakaya uygulanan sinüzoidal girdi yukarıdaki kütlelere aktarılmadan yerinde sönümlenir. Bu yüzden deneylerde doğru sonuç elde edebilmek için girdi genliği belli bir değerden yüksek olmalıdır ve bu değer farklı frekanslarda değişebilir. $f = 3$ Hz'te süspansiyon sisteminin kütlelerinin tepkileri, 0.04m/s, 0.08m/s ve 0.1m/s sinüzoidal hız girdisine göre sırasıyla Şekil 141 - Şekil 143'de verilmiştir. Küçük girdide (0.04m/s), özellikle yaylanan kütlelerin (en yukarıdaki plaka)

tepkisinde lineer olmayan davranışlar görülmektedir. Giriş hızın değeri 0.08 m/s'ye arttırılınca kütleler iyice tahrik edilip lineer olmayan etkiler yok edilmiştir. Girdi Hızı 0.08 m/s'den 0.1m/s'ye arttırıldığında kütlelerin tepki genlikleri aynı oranda artmıştır; bu yüzden, $f = 3$ Hz'te girdi hızın 0.08 m/s'den yüksek değerlerinde, rulmanların sönüm özellikleri lineer varsayılabilir.

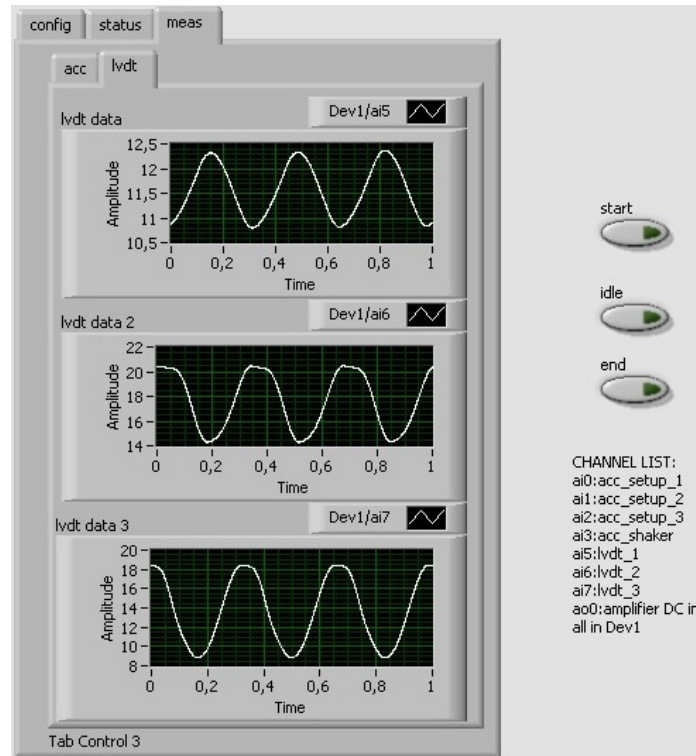
İlk tepe noktası civarında (1 Hz civarında), rulmanları lineer olduğu aralıklarda çalıştırıp sistemin gerçek tepkisini ölçebilmek için girdi hız yeterince yüksek olmalıdır. Ancak rezonans frekansı civarında olduğu için, girdinin artışı ile birlikte yaylanan kütlelerin tepkisinin genliği önemli miktarda artabilir. Bu nedenle, LVDT'lerin ölçüm kapasitelerinin sınırlı olmasından dolayı, 1 Hz civarında yüksek hız girdisi değerlerinde test yapılmamıştır. Bu yüzden Şekil 129'te görüldüğü gibi ilk tepe noktasında deneysel ve teorik yer değiştirme sonuçları arasında önemli miktarda fark vardır (analitik yer değiştirme deneysel yer değiştirmenin yaklaşık beş katıdır). Ancak, sistemin rezonans davranışı uygun bir girdi değeri ile yakalanmıştır. Karşılaştırma amacıyla, tüm süspansiyon sistemi konfigürasyonları için, ilk tepe noktası civarında LVDT ile yapılan deneyler aynı girdi hızı büyüklüğünde yapılmıştır.



Şekil 141. 0.04 m/s sinüzoidal hız girdisine göre süspansiyon sisteminin kütlelerinin tepkisi (yer değiştirme), $f = 3$ Hz. Yukarıdan aşağıya: Yaylanan kütle, ayırıcı plaka ve yaylanmaz kütlelerin tepkisi.



Şekil 142. 0.08 m/s sinüzoidal hız girdisine göre süspansiyon sisteminin kütlelerinin tepkisi (yer değiştirme), $f = 3$ Hz. Yukarıdan aşağıya: Yaylanan kütle, ayırıcı plaka ve yaylanmaz kütlelerin tepkisi.



Şekil 143. 0.1 m/s sinüzoidal hız girdisine göre süspansiyon sisteminin kütlelerinin tepkisi (yer değiştirme), $f = 3$ Hz. Yukarıdan aşağıya: Yaylanan kütle, ayırıcı plaka ve yaylanmaz kütlelerin tepkisi.

Projede kullanılan ivmeölçerlerin ölçüm kapasiteleri LVDT'lere göre yüksek olmasından dolayı, ivmeölçerlerle yapılan deneylerde birinci tepe noktasında girdi hızı artırılabilir. Böylece Şekil 138'te görüldüğü gibi birinci tepe noktası civarında ölçülen tepkiler (ivmeler) gerçek tepkilere daha yakındırlar (analitik yer değiştirme deneysel yer değiştirmenin yaklaşık iki katıdır). Ancak, yüksek girdilerde titreşim genliğinin artması sebebiyle, rayların uzunluğunun kısıtlı olmasından dolayı, yaylanan kütle rayın başındaki durduruculara (stopper) çarpabilmektedir. Bu nedenle girdinin artırılması yavaş yavaş yapılmıştır. Şekil 144 gösterildiği gibi birinci tepe noktası civarında deneyler küçük hız girdi değerlerinde başlanılmış ve istenilen hız girdisine ulaşabilmek için girdi genliği yavaş yavaş arttırılmıştır. LVDT'lerle yapılan deneyler gibi, karşılaştırma amacıyla, tüm süspansiyon sistemi konfigürasyonları için, ilk tepe noktası civarında deneyler aynı hızı girdisi büyüklüğünde yapılmıştır.

amplitude	frequency							
3,100	1,200							
velocity	position	a1	a2	a3	x1	x2	x3	
0,157	10,504	2,409	2,286	2,686	0,000	0,000	0,000	
velocity	position	a1	a2	a3	x1	x2	x3	
0,083	3,102	2,389	2,123	2,319	0,000	0,000	0,000	
velocity	position	a1	a2	a3	x1	x2	x3	
0,144	10,773	2,519	2,082	2,326	0,000	0,000	0,000	
velocity	position	a1	a2	a3	x1	x2	x3	
0,205	15,939	2,714	2,402	2,697	0,000	0,000	0,000	
velocity	position	a1	a2	a3	x1	x2	x3	
0,198	14,986	3,052	2,437	3,120	0,000	0,000	0,000	
velocity	position	a1	a2	a3	x1	x2	x3	
0,176	11,828	3,123	2,194	2,551	0,000	0,000	0,000	
velocity	position	a1	a2	a3	x1	x2	x3	
0,198	11,129	3,161	2,102	2,544	0,000	0,000	0,000	
velocity	position	a1	a2	a3	x1	x2	x3	
0,198	16,386	3,419	2,013	2,593	0,000	0,000	0,000	
velocity	position	a1	a2	a3	x1	x2	x3	
0,198	14,692	3,030	2,137	2,497	0,000	0,000	0,000	
velocity	position	a1	a2	a3	x1	x2	x3	
0,196	14,126	2,971	2,122	2,497	0,000	0,000	0,000	

Şekil 144. Birinci tepe noktası civarında yapılan deney için örnek bir çıktı dosyası.

BÖLÜM 8

DEĞERLENDİRMELER

8.1 Sonuçların Değerlendirilmesi

Bu proje çalışmasında araç sürüş konforunun artırılması için önerilen ATE ve KTİ sistemlerinin sürüş konforuna etkilerini teorik ve deneysel çalışmalarla incelenmiştir. Bu çalışmalar sırasında ATE ve KTİ'leri süspansiyon sistemine takmak için önerilen parçalı süspansiyon sisteminin sürüş konforunu çok ciddi oranda arttırdığı gözlemlenmiştir. Bu durumda ATE'lerin sürüş konforuna etkileri çok az olmakta iken KTİ'lerin belli frekans bölgelerinde parçalı süspansiyon ile elde edilen iyileştirmeleri daha da arttırdığı gözlemlenmiştir.

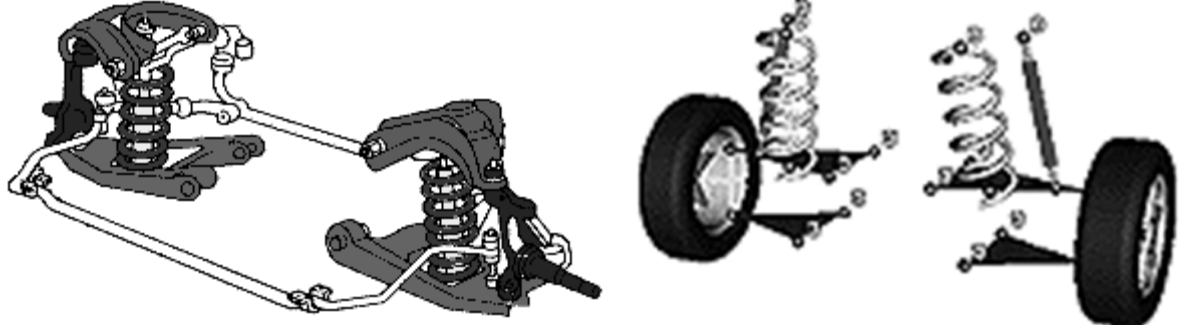
Elde edilen teorik sonuçlar doğrultusunda deneysel çalışmalarda incelemek için en uygun sistemlerin KTİ'li sistemler olduğuna karar verilmiş ve bunun için bir çeyrek araç test düzeneği tasarımı yapılmıştır. Tasarımı yapılan test düzeneğinin üretimi tamamlanmış ve ODTÜ Makine Mühendisliği Bölümü Titreşim Laboratuvarı'na kurulmuştur.

Gerçekleştirilen deneyler ve bunlardan elde edilen sonuçlar incelendiğinde özellikle lineer rulmanlardan kaynaklı sürtünmenin test sisteminde önemli bir problem olduğu görülmüştür. Sürtünmeden kaynaklı problemleri ortadan kaldırmak veya etkilerini en aza indirmek için sistemin girdisini artırarak ivmeölçerlerle testler yapılmış ve sorunun üstesinden gelinmiştir. İlerideki çalışmalarımızda test düzeneğinin daha verimli kullanabilmek için kullanılan lineer rulmanların yerine sürtünmesi çok az olan hava kaymalı yatakların kullanılması değerlendirilmektedir. Bu şekilde sürtünme kuvvetleri neredeyse tamamen elenebilecektir.

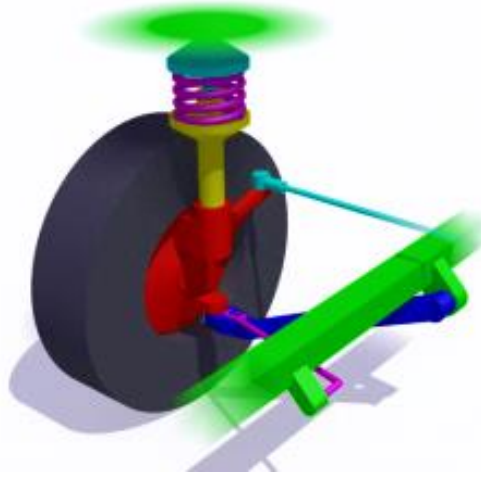
Gerçekleştirilen deney sonuçları teorik analizlerle elde edilen sonuçların doğruluğunu göstermektedir. Önerilen parçalı süspansiyon sistemi ve KTİ uygulaması araç sürüş konforunu arttırdığı hem teorik hem de deneysel olarak gözlemlenmiştir.

8.2 İncelenen Süspansiyon Sisteminin Gerçek Araca Uygulanması Üzerine

Günümüzde, çift salıncaklı (double wishbone) (Şekil 145) ve MacPherson tipi süspansiyon sistemi (Şekil 146) binek otomobiller için en popüler iki süspansiyon sistemidir. Çift salıncaklı süspansiyon sistemini aracın arka tarafında görmek daha olağan iken, Macpherson tipi süspansiyon sistemi ise aracın ön kısmında yer bulmaktadır. Her iki süspansiyon sisteminin de farklı avantaj ve dezavantajları vardır (Ünlüsoy, 2012).



Şekil 145. Çift Salıncaklı Süspansiyon Sistemi (Universal-Mechanism)

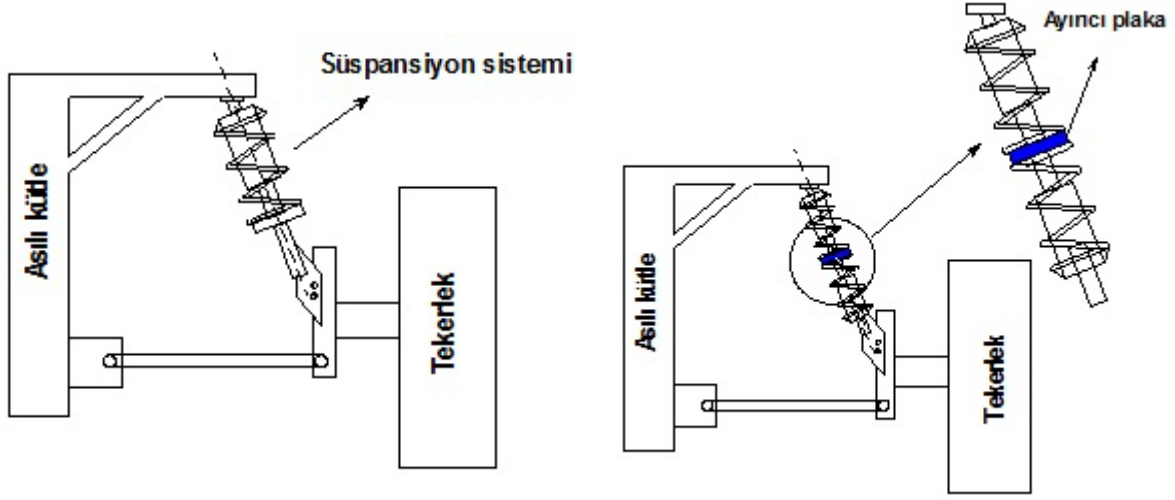


Şekil 146. MacPherson Tipi Süspansiyon Sistemi (Casito)

MacPherson tipi süspansiyon (parçalı) parçalı süspansiyon sistemi özelliklerine sahip olabilecek şekilde kolayca değiştirilebilir. Şekil 147'te MacPherson tipi süspansiyon sistemi şematik olarak verilmektedir. Soldaki şekilde yaygın olarak kullanılan süspansiyon sistemi ve sağdaki şekil ise iki-parçalı parçalı süspansiyon sistemi verilmektedir. İki amortisörün birbirine seri olarak bağlanması ile parçalı süspansiyon sisteminin davranışı elde edilebilecektir.

Üretiminin karmaşık olmasından dolayı çift salıncaklı süspansiyon sisteminin maliyetinin yüksekliği önemli bir dezavantajdır. Birçok parçadan oluşması sebebiyle herhangi bir

parçanın bozulması bütün sistemi çalışmaz duruma getirmektedir. Bu nedenle, çift salıncaklı süspansiyon sistemlerinin tamir, tadilat ve bakım maliyetleri daha yüksektir. Süspansiyonun kollarının yüzeye göre farklı açılarda yerleştirilebilmesi sebebiyle, tasarım açısından esnekliğe sahiptir ve kamber kazanımı, yuvarlanma merkezinin yüksekliği ve salıncak kolu gibi parametreler yol yüzeyine ve durumuna göre belirlenip esnek bir şekilde tasarlanabilir.



Şekil 147. MacPherson Tipi Süspansiyon Sistemi (Sol) Ve MacPherson Tipi Parçalı Süspansiyon Sistemi (Sağ)

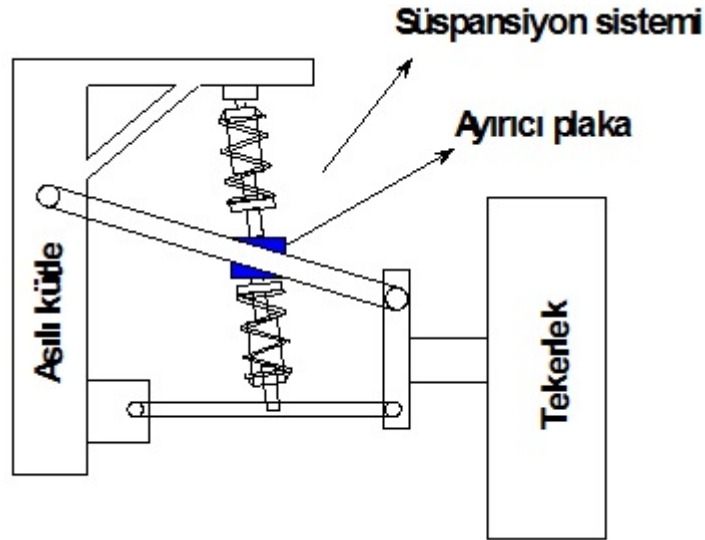
Çift salıncaklı süspansiyon sistemin iki tipi Şekil 145'de görülmektedir. Buradan yola çıkarak iki parçalı bir süspansiyon sistemi, Şekilde verilen iki tip süspansiyon sistemin birleştirilmesiyle oluşturulabilir. Bu yeni iki parçalı çift salıncaklı süspansiyon sisteminin şematik olarak gösterimi Şekil 148'da verilmektedir.

Yukarıda önerilen süspansiyon sistemleri incelenecek olursa şu anda araçlarda kullanılan süspansiyon sistemlerinden önemli bir farklılık içermektedirler. Bu farklılık süspansiyon sisteminin parçalı yapısından kaynaklanmaktadır. Dolayısıyla gerçek bir araca uygulanabilmesi için öncelikle yeni bir süspansiyon sistemi tasarımının yapılması bunun üretilmesi gerekmektedir. Buna ek olarak araç tasarımının da bu süspansiyona uygun olarak (paketleme ve diğer detayları gözden geçirerek) güncellenmesi gerekmektedir. Proje önerisine destek veren kuruluşun bu durumda ciddi bir tasarım çalışması gerçekleştirmesi bunun hem iş gücü, hem zaman, hem de maliyet açısından yük getirmesi nedeniyle destek veren kuruluş önerilen süspansiyon sistemini test edebileceğimiz bir araç önerememiştir. Dolayısıyla bu konuda araç üstü testler gerçekleştirmek proje kapsamında mümkün olmamıştır. Ancak, önerilen süspansiyon sistemi hem teorik hem de deneysel olarak titreşim seviyelerinin aşağıya çekilmesine sebep olduğu proje kapsamında gösterilmiştir. Gerçek araç

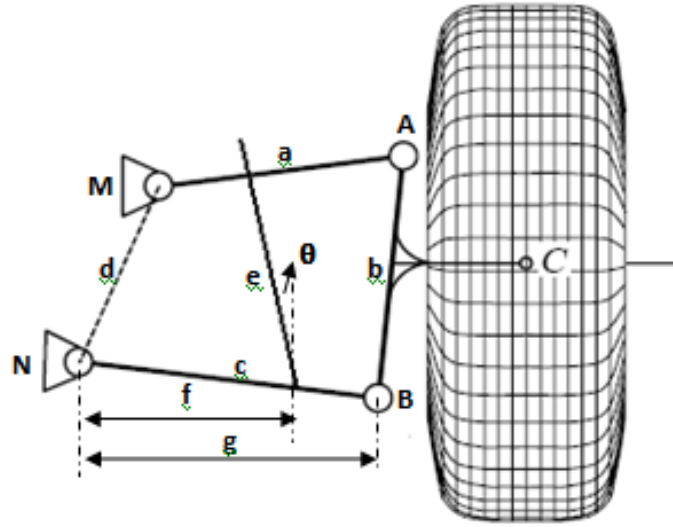
üzerinde test yapılması bu teknolojiyi ticarileştirilmesi anlamına geleceğinden proje kapsamında bu tür bir testin gerçekleştirilememesini Ar-Ge çalışmaları açısından herhangi bir olumsuz yanı bulunmamaktadır. Son iş paketinde bir yer küçük bir çalışmadır ve proje çalışmalarına doğrudan bir katkısı bulunmamaktadır.

Araç üstü testlerin yapılamamış olması sebebiyle bunun yerine otomotive sektöründe çok sık kullanılan güçlü bir dinamik analiz programı olan MSC.Adams ile sayısal benzetimler yapılmıştır. Bunun için MSC.Adams programında bir tam araba modeli oluşturulmuştur. Oluşturulan tam araba modelinde süspansiyon sistemi olarak Şekil 149'de görülen A-tipi süspansiyon mekanizması kullanılmıştır. Tam araba modelinin oluşturulmasında kolaylık sağlaması için modele ait dört tekerleğin de aynı süspansiyon mekanizmasına ve özelliklerine sahip olduğu kabul edilmiştir. Tam araba modelinde kullanılan süspansiyon sistemi ve oluşturulan çeyrek araç modeli Şekil 150'de verilmektedir.

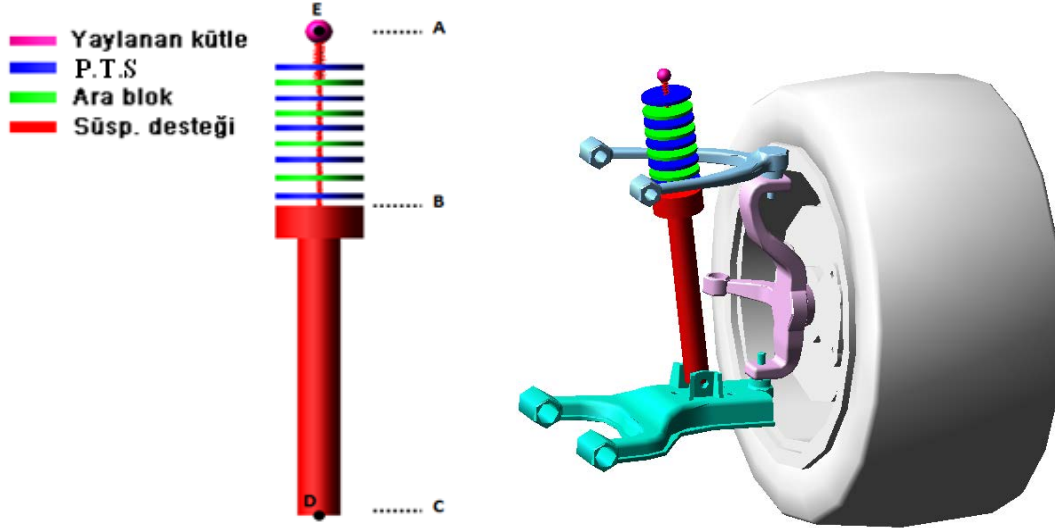
Statik denge durumunda yaylanan kütle ile süspansiyon destek mili arasındaki toplam mesafe (A-B) yaklaşık olarak 10cm civarındadır. Süspansiyon desteğinin süspansiyon alt koluna bağlanacağı D noktasından parçalı süspansiyon sisteminin taşıt gövdesine bağlanacağı E noktasına kadar olan mesafede yaklaşık olarak 45 cm civarındadır. Yaylanan kütle hariç bu sistemdeki tüm parçalar silindirik geometriye sahiptir ve çapları yaklaşık olarak 3.5 cm'dir.



Şekil 148. İki Parçalı Çift Salıncaklı Süspansiyon Sistemi



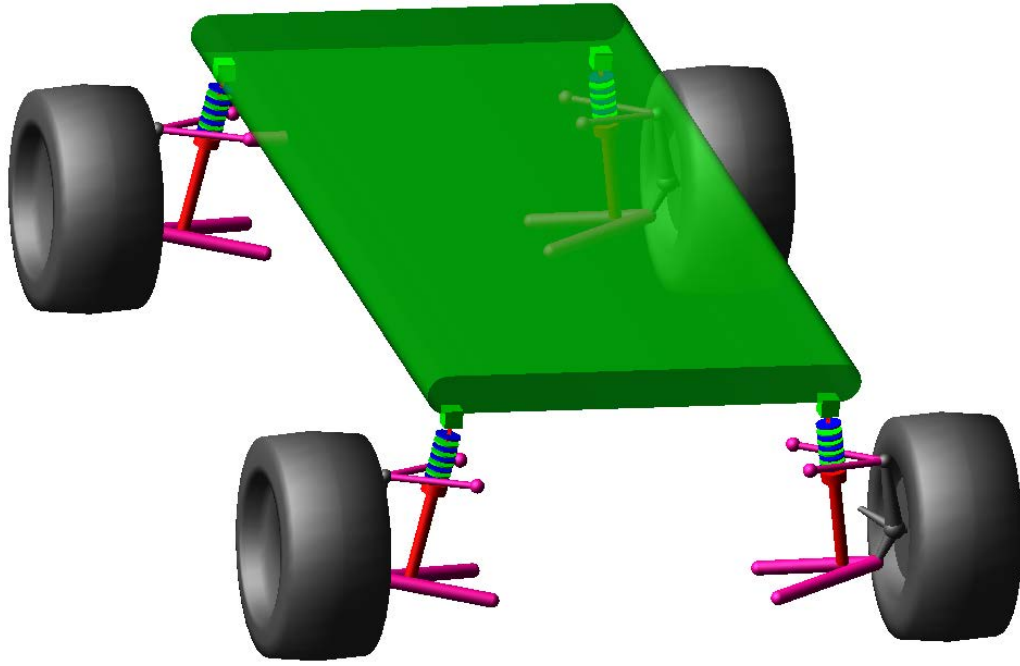
Şekil 149 A-tipi çift kollu süspansiyon mekanizmasının kinematik modeli



Şekil 150 Üzerine parçalı süspansiyon sistemi monte edilmiş çeyrek araba modeli

Şekil 151'da görülen tam araba modelinde iki dingil arasındaki mesafe 2400 mm olarak alınmıştır. Ön ve arka iz genişlikleri de 1400 mm seçilmiştir. Seçilen bu mesafeler taşıtın 4 tekerliğinin birbirine göre nasıl ve ne kadar uzakta konumlandırılacağını belirlemektedir. Gerçek bir binek otomobilde de bu mesafeler yaklaşık olarak bu değerlerdedir.

Tam araba modeli ile yapılan incelemeler parçalı süspansiyon sisteminin yaylanan kütle ivmesi üzerindeki etkisini belirlemek amacıyla yapılmıştır. Testler parçalı süspansiyon sistemi ve standart süspansiyon sistemi olmak üzere iki sistem üzerinde yapılmıştır ve alınan sonuçlar tek bir grafikte birleştirilmiştir. Aynı zamanda testler düzgün ve bozuk yol şartları olmak üzere iki durum içinde birbirinden bağımsız olarak gözlemlenmiştir.



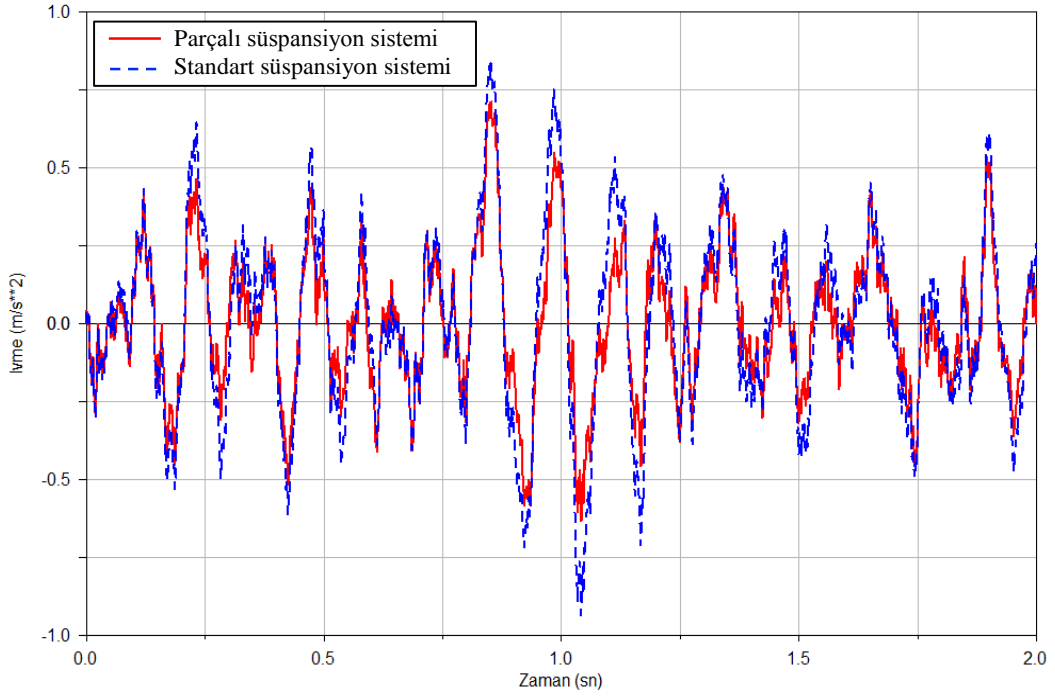
Şekil 151 Üzerine parçalı süspansiyon sistemi monte edilmiş tam araba modeli

Toplam PTS kütlelerinin yaylanmayan kütleyle olan oranı (λ) 0.1 için analizler pürüzsüz ve pürüzlü yol koşulları için gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar Şekil 152 ve Şekil 153'de verilmiştir. Her iki yol koşulunda da elde edilen ivme değerleri parçalı süspansiyon için daha düşük gerçekleşmektedir. Bu çalışmada kullanılan düşük kütle oranı artırılırsa sistemin performansı da artacaktır. Ancak pratikte araca eklenecek ağırlıkların az tutulabilmesi amacıyla bu çalışmada bu oran 0.1 seviyesinde tutulmuştur.

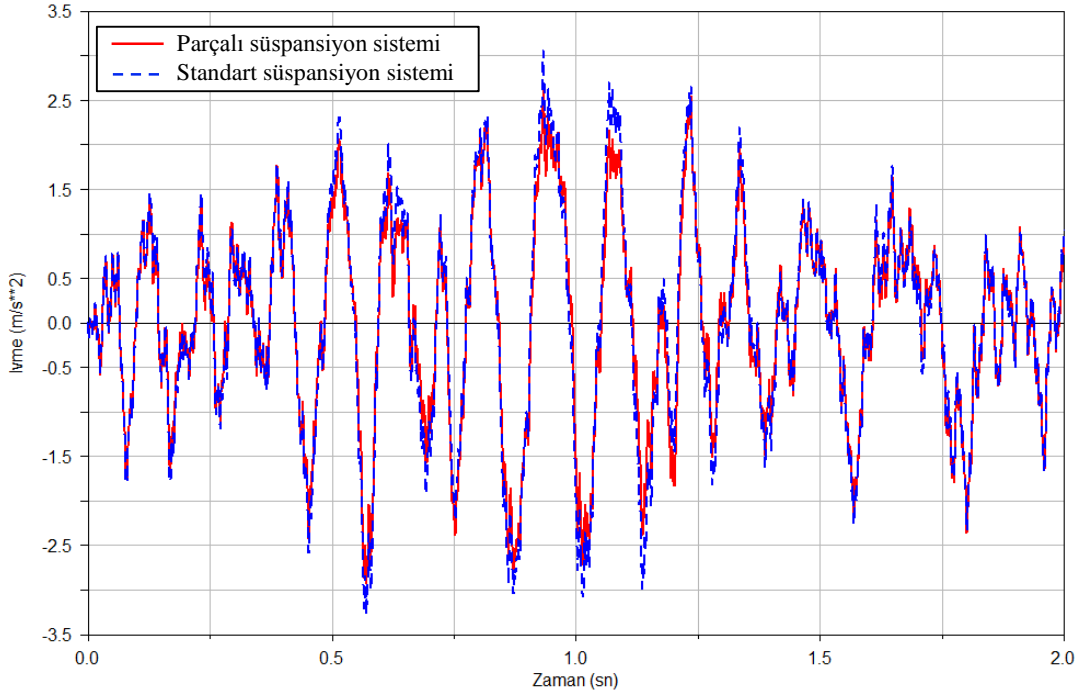
8.3 Gelecek Çalışmalar

Bu çalışmada elde edilen sonuçlar neticesinde parçalı süspansiyon sistemi (KTİ içermeyen) en basit süspansiyon sistemidir ve sürüş konforunu önemli oranda arttırmaktadır. Bu sebeple bundan sonraki çalışmalar parçalı süspansiyon sisteminin gerçek araçlara uygulanması konusunda otomotiv firmalarının destekleriyle çalışılabilir.

Buna ek olarak burada pasif bir yöntem ile sürüş konforu arttırılmaya çalışılmıştır. Bundan sonra aktif ve/veya yarı aktif KTİ'li veya KTİ'siz parçalı süspansiyon üzerine çalışmalar yoğunlaştırılarak sürüş konforunu aktif ve yarı aktif yöntemlerle daha da arttırmanın ne derece mümkün olduğu incelenebilir. Hali hazırdaki test düzeneği bazı değişikliklerle aktif ve yarı aktif süspansiyon konusundaki araştırmalarda da rahatlıkla kullanılabilir.



Şekil 152 Parçalı süspansiyon ve standart süspansiyon modellerinin kullanıldığı tam araba modelinin pürüzsüz yol koşullarındaki yaylanan kütle ivmesi



Şekil 153 Parçalı süspansiyon ve standart süspansiyon modellerinin kullanıldığı tam araba modelinin pürüzlü yol koşullarındaki yaylanan kütle ivmesi

KAYNAKLAR

AC Automation, "Adjustable Shock Absorbers". <http://www.acautomation.in/kms>.

Ahmadian, M., Goncalves, F.D., Sandu, C., 2005. An experimental analysis of suitability of various semiactive control methods for magneto rheological vehicle suspensions, in Proceedings of SPIE - The International Society for Optical Engineering, San Diego, CA, United States, pp. 208 – 216.

Ahmadian, M., Par'è, C., 2000. "A quarter-car experimental analysis of alternative semiactive control methods". Journal of Intelligent Material Systems and Structures 11, 604 – 612.

AKSOY, T., 2013. "Design parameters of a Tuned Vibration Absorber (TVA)". Techniques for vibration control and isolation (ME 708) term project report, Orta Doğu Teknik Üniversitesi, 2013.

ALLEN, J.A., 2008. DESIGN OF ACTIVE SUSPENSION CONTROL BASED UPON USE OF TUBULAR LINEAR MOTOR AND QUARTER-CAR MODEL. Texas A&M University, USA.

Annis, N.D., 2006. Development of a Visual Demonstration Platform for Parallel Evaluation of Active Suspension Systems, Mechanical Engineering. Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, Virginia.

Ansys, "Ansys 13.0".

AutoZone, 2011. "standard strut type suspension system". <http://www.autozone.com>.

Avila, S.M., Gonçavles, P.B., 2009. "Optimal Configurations of Composite Multiple Mass Dampers in Tall Buildings". J. Braz. Soc. Mech. Sci & Eng. 31, 75-81.

Bakioglu, M., Aldemir, U., 2008. "Energy Distribution in a Flexible Marine Structure with Passive Mass Damper". International Journal of Mechanics and Solids 3, 169-184.

Basseville, M., Benveniste, A., Goursat, M., Hermans, L., Mevel, L., Van der Auweraer, H., 2001. "Output-only subspace-based structural identification: from theory to industrial testing practice". Transactions of the ASME. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control 123, 668-676.

Bianchini, E., 2005. "Active Vibration Control of Automotive Steering Wheels". Society of Automotive Engineers, 2005-2001-2546.

Black, M.D., Rao, M.D., 2004. "Evaluation and Reduction of Steering Column Vibration of a rear Wheel Drive Sedan". Int. J. Vehicle Noise and Vibration 1, 122-141.

Botti, J., Venizelos, G., Benkaza, N., 1995. "Optimization of Power Steering System Vibration in Passenger Cars". Society of Automotive Engineers, 951253.

Braun, D., 1982. "Development of Antiresonance Force Isolators for Helicopter Vibration Reduction". Journal of the American Helicopter Society 27, 37-44.

Brokaw, M.P., 1967. "Development of the PCA Road Meter: A Rapid Method for Measuring Slope Variance". HRR 189, 12.

C D International Inc., 2012. "Balancing weights". <http://www.balancingweights.com/>.

Carr Lane Manufacturing Co., 2012. "Toggle clamp ". <http://www.carrlane.com/>.

Casito, A simple MacPherson strut suspension on the left front wheel of a rear-wheel drive vehicle.

Castor, A., May 5, 2003. Tune Up At Jaguar, Article, Design News, Reed Business Information, Waltham, MA, USA.

CATIA, "CATIA V5R20".

Cerri, J., Norwalk, O.H., Weillnau, J., Huron, O.H., 2006. "Multi-Directional Tuned Mass Damper with Unique Assembly". U.S. Patent 2006 / 0012090A1.

Chantranuwathana, S., Peng, H., 2004. "Adaptive robust force control for vehicle active suspensions". INTERNATIONAL JOURNAL OF ADAPTIVE CONTROL AND SIGNAL PROCESSING Int. J. Adapt. Control Signal Process 18, 19.

Chen, S.R., Wu, J., 2008. "Performance Enhancement of Bridge Infrastructure Systems: Long-Span Bridge, Moving Trucks and Wind with Tuned Mass Dampers". Engineering Structures 30, 3316-3324.

Co., R., 1972. Mays Ride Meter Booklet, Austin, Texas, p. 12.

Collette, C., Horodinca, M., Preumont, A., 2009. "Rotational Vibration Absorber for the Mitigation of Rail Rutting Corrugation". Vehicle System Dynamics 47, 641-659.

D. Vaes , W. Souverijns, J. De Cuyper, J. Swevers, P. Sas, 2003. Optimal Decoupling for Improved Multivariable controller Design, Applied on an Automotive Vibration Test Rig, The American Control Conference, p. 6.

Dan Barsness (MTS Systems), 2006. Track Tests in Laboratory, in: Corporation, M.S. (Ed.), dSPACE NEWS 2006/3, USA

Den Hartog, J.P., 1956. "Mechanical Vibrations," Fourth Edition ed. McGraw-Hill Book Company, New York.

Desjardins, R.A., Hooper, W.E., 1980. "Antiresonant Rotor Isolation for Vibration Reduction". Journal of the American Helicopter Society 25, 46–55.

Durham Robotics Inc., "Guide Bearing". "<http://www3.sympatico.ca/garydavies/>".

Ebrahimi, B., Khamesee, M.B., Golnaraghi, F., 2008. "Permanent magnet configuration in design of an eddy current damper". Online Technical Paper.

ELECTRO-SEIS, Long Stroke Shaker with Linear Ball Bearings, APS 400.

EMERSON INDUSTRIAL AUTOMATION, 2012. "Pneumatic Shaker". "<http://www.numatics.com/>".

Farong, K., Zongde, F., 2007. An experimental investigation into the design of vehicle fuzzy active suspension, in Proceedings of the IEEE International Conference on Automation and Logistics, ICAL 2007, Jinan, China, pp. 959– 963.

Flannelly, W.G., 1967. "Dynamic Antiresonant Vibration Isolator". U.S. Patent 3,322,379.

Formula1, "<http://www.formula1.com/news/headlines/2006/8/4830.html>". Son erişim tarihi: 20/06/2010.

Formula1Latest, <http://www.formula1latest.com/category/mass-dampers>, Son erişim tarihi: 20/06/2010.

Freitag, J., Gerhardt, F., Hausner, M., C., W., 2010. Schaeffler Symposium 2010.

Gerges, R.R., Vickery, B.J., 2003. "Wind Tunnel Study of the Across- Wind Response of a Slender Tower with a Nonlinear Tuned Mass Damper". Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 91, 1069-1092.

GHANI, M.S.B.A., 2006. SIMULATION AND EXPERIMENTAL ANALYSIS OF A SUSPENSION SYSTEM, Mechanical Engineering. Universiti Teknologi Malaysia.

Gillespie, T.D., "Everything You Always Wanted to Know about the IRI, But Were Afraid to Ask!". The University of Michigan Transportation Research Institute, USA.

Goetchius, G.M., Oakland, M., 2006. "Constrained Layer Viscoelastic Laminate Tuned Mass Damper and Method of Use". U.S. Patent 2006/0169557 A1.

- Goodwin, J.H., 1965. "Vibration Isolators". U.S. Patent 3,202,388.
- Greenheck, Mounting Bases and Vibration Isolation catalog.
- H2W Technologies, 2011a. "Linear actuator". www.h2wtech.com.
- H2W Technologies, 2011b. "Voice Coil Positioning". "www.h2wtech.com/Pages/Voice-Coil-Positioning-Stages.aspx".
- H. Kowalczyk, 2002. "Damper Tuning with the Use of a Seven Post Shaker Rig". SAE Technical Paper Series, No. 2002-01-0804.
- Halwes, D.R., 1981. "Total Main Rotor System Analysis: Bell Helicopter Textron". NASA, Langley Research Center, Hampton Virginia, Contractor Report No. 165667.
- Hot Rod, 2012. "Damper connection to suspension". http://www.hotrod.com/howto/hrdp_0701_air_suspension/photo_08.html.
- Hudha, K., Amiruddin, H.B., Mohd, M.Z.B., 2008. FULL SCALE QUARTER CAR TEST RIG FOR VEHICLE RIDE ANALYSIS, in: Malaysia, T.U.o. (Ed.).
- Hunt, J.B., 1979. "Dynamic Vibration Absorbers". Mechanical Engineering Publications, Ltd., London.
- Hveem, F.N., 1960. "Devices for Recording and Evaluating Pavement Roughness". Highway Research Board Bulletin 264, 1.
- IAI, 2011. "IAI electric actuator". "<http://iaiquality.com/>".
- Igusa, T., Xu, K., 1994. "Vibration Control Using Multiple Tuned Mass Dampers". Journal of Sound and Vibration 175, 491-503.
- Impalas, "spring compressor". <http://www.impalas.net>.
- IndiaMART, 2011. "Roller guide". "<http://www.indiamart.com/s-k-inds/products.html#roller-conveyors>".
- Inka fixing systems, Inka fixing systems, sleeve anchor A1-2.
- ISO 2631-1, 1997. Mechanical vibration and shock -- Evaluation of human exposure to whole-body vibration -- Part 1: General requirements.
- ISO 8608:1995(E), 1995. Mechanical vibration -- Road surface profiles -- Reporting of measured data, p. 29.

Ivovich, V.A., Savovich, M.K., 2001. "Isolation of Floor Machines by Lever-Type Inertial Vibration Corrector". Proceedings of the Institution of Civil Engineers - Structures & Buildings 146, 391-402.

Jangid, R.S., 1999. "Optimization Multiple Tuned Mass Dampers for Based- Excited Undamped Systems". Earthquake Engineering and Structural Dynamics 28.

Jones, R., McGarvey, J.H., 1976. "Helicopter Rotor Isolation Evaluation Utilizing the Dynamic Antiresonant Vibration Isolator". SAE Document Number: 760894.

Kareem, A., Kijewski, T., 1999. "Mitigation of Motions of Tall Buildings with Specific Examples of Recent Applications". Wind and Structures 2, 201-251.

Kareem, A., Kline, S., 1995. "Performance of Multiple Mass Dampers under Random Loading". Journal of Structural Engineering 121, 348-361.

Karnopp, D., 1995. "Active and Semi-Active Vibration Isolation". Transactions of American Society of Mechanical Engineers 117, 177-185.

Kelly, J., Kowalczyk, H., Oral, H., 2002. "Track simulation and vehicle characterization with 7 post testing". SAE Technical Paper Series 2002-01-3307.

Kienholz, D.A., Pendleton, S.C., 1994. Demonstration of solar array vibration suppression, Smart Structures and Materials Orlando, Florida: CSA Engineering.

Kim, W.J., Murphy, B., 2004. "Development of a Novel Direct-Drive Tubular Linear Brushless Permanent Magnet Motor". International Journal of Control, Automation, and Systems 2, 11.

KISTLER, "2g K-Beam® Accelerometer with Voltage Output Low Frequency - DC response". <http://www.kistler.com/us/en/product/acceleration/8315A010xxxxxP>.

Kloiber, T., Koch, G., Lohmann, B., 2010. "Modified Optimal Control of a Nonlinear Active Suspension System". 49th IEEE Conference on Decision and Control (Cdc), 5572-5577.

Konno, T., Yoshida, M., 1989. "Examples of Practical Applications of Dampers,(4) Higashima Sky Tower". Computers and Structures 32.

Koo, J.H., 2003. Using Magneto-Rheological Dampers in Semiactive Tuned Vibration Absorbers to Control Structural Dynamics, Department of Mechanical Engineering. Virginia Polytechnic Institute and State University, Virginia, USA.

KÖSTER KB Fix, "KB Fix - Epoksi esaslı yapıştırıcı 5 kg. - Köster". http://www.yapitoptancisi.com/urun_incele.asp?urun=ks0610.

KÖSTER waterproofing systems, EP Mortar Epoxy based patching and repair mortar

Kwok., K.S.C., Samali, B., 1995. "Performance of Tuned Mass Dampers under Wind Loads". Engineering Structures 17.

Kwon, H.C., Kim, M.C., Lee, I.W., 1998. "Vibration Control of Bridges under Moving Loads". Computers and Structures 66, 473-480.

Lahr, "Lahr's Magnetic Damping based on Chapman's Design". <http://jclahr.com/science/psn/chapman/as1%20damping>.

Langdon, J.D., 2007. Design and Adaptive Control of a Lab-based, Tire-coupled, Quarter-car Suspension Test Rig for the Accurate Re-creation of Vehicle Response, Mechanical Engineering. Virginia Polytechnic Institute and State University, USA.

Lauwerys, C., Swevers, J., Sas, P., 2005. "Robust linear control of an active suspension on a quarter car test-rig". Control Engineering Practice 13, 577-586.

Lee, C.L., Chen, Y.T., Chung, L.L., Wang, Y.P., 2006. "Optimal Design Theories and Applications of Tuned Mass Dampers". Engineering Structures 28, 43-53.

Li, C., 2000. "Performance of Multiple Tuned Mass Dampers for Attenuating Undesirable Oscillations of Structures under the Ground Acceleration". Earthquake Engineering and Structural Dynamics 29, 1405-1421.

Lin, C.C., Wang, J.F., Chen, B.L., 2005. "Train-Induced Vibration Control of High Speed Railway Bridges Equipped with Multiple Tuned Mass Dampers". Journal of Bridge Engineering 10, 398-414.

Lin, Y.Y., Cheng, C.M., Lee, C.H., 2000. "A Tuned Mass Damper for Suppressing the Coupled Flexural and Torsional Buffeting Response of Long-Span Bridges". Engineering Structures 22, 1195-1204.

LVDT - SDVG series, Core-separated DC-LVDT displacement sensors SDVG series.

MAGCRAFT, 2007. "Permanent Magnet Selection and Design Handbook". MAGCRAFT Advanced Magnetic Materials.

Maly, J.R., Napolitano, K.L., "A magnetic tuned-mass damper for buffet-induced airfoil vibration". CSA Engineering Inc.

Marra, J.J., Jupiter, F., 1994. Tuned Mass Damper for Integrally Bladed Turbine Rotor.

Matsumoto, Y., Nishioka, T., Shioriji, H., Matsuzaki, K., 1978. "Dynamic Design of Footbridges".

McCutcheon, K.D., 2008. Aircraft engine historical society WWW-pages, <http://www.enginehistory.org/OX5to3350.pdf>, Son erişim tarihi: 06/10/2008.

Measurement specialties, 2011. Accessories for LVDTs catalog, Measurement Specialties, in: Measurement specialties, w.m.-s.c. (Ed.).

Michael, R.L., 2012. Civil Engineering Reference Manual for the PE Exam, 13 ed. professional publications.

Milliken, W.F., Milliken, D.L., 1995a. "Race Car Vehicle Dynamics". Society of Automotive Engineers Inc Warrendale, PA.

Milliken, W.F., Milliken, D.L., 1995b. Race Car Vehicle Dynamics, Society of Automotive Engineers Inc.

MITCalc, "Mechanical, Industrial and Technical Calculations". www.mitcalc.com.

Muluka, V., 1998. Optimal Suspension Damping and Axle Vibration Absorber for Reduction of Dynamic Tire Loads, The Department of Mechanical Engineering, Concordia University, Montreal, Canada.

National Instruments, "LabVIEW, visual programming language". National Instruments.

National Instruments, 2011. "Sound and Vibration Data Acquisition catalog". www.ni.com.

Nelson, F.C., 1991. "Shock Vibration Isolation: Breaking the Academic Paradigm". ASME PVP, Seismic and Vibration Isolation 5.

Nisbett, J.K., Budynas, R.G., 2006. Shigley's Mechanical Engineering Design, 8 ed. Mc Graw-Hill College.

Nishimura, I., Kobori, T., Sakamoto, M., Koshika, N., Sasaki, K., Ohru, S., 1992. "Active Tuned Mass Damper". Smart Mater. Struct 1, 306-311.

Özçelik Otomotiv, <http://www.ozcelikotomotiv.com>.

Paré, C., 1998. Experimental Evaluation of Semiactive Magneto-Rheological Suspensions for Passenger Vehicles. Virginia Polytechnic Institute and State University.

Paré, C.A., 1998. Experimental Evaluation of Semiactive Magneto-Rheological Suspensions for Passenger Vehicles, Mechanical Engineering. Virginia Polytechnic Institute and State University, USA.

Petti, L., Iulii, D.M., 2009. "Robust Design of a Single Tuned Mass Damper for Controlling Torsional Response of Asymmetric-Plan Systems". Journal of Earthquake Engineering 13, 108-128.

Pinkaew, T., Fujino, Y., 2001. "Effectiveness of Semi-Active Tuned Mass Dampers under Harmonic Excitation". Engineering Structures 23, 850-856.

Rana, R., Soong, T.T., 1998. "Parametric Study and Simplified Design of Tuned Mass Dampers". Engineering Structures 20, 193-204.

Rao, M.D., 2003. "Recent Applications of Viscoelastic Damping for Noise Control in Automobiles and Commercial Airplanes". Journal of Sound and Vibration 262, 457-474.

Rexroth Bosch Group, Rexroth aluminum profiles.

Rexroth Bosch Group, Rexroth ball rail system.

Rexroth Bosch Group, 2011. "eLine Profile Rail Sstems catalog". "www.boschrexroth.com/brl".

Rita, A.D., McGarvey, J.H., Jones, R., 1978. "Helicopter Rotor Isolation Evaluation Utilizing the Dynamic Antiresonant Vibration Isolator". Journal of the American Helicopter Society 23, 22-29.

ROBOTSHOP, mini mounting brackets, in: <http://www.robotshop.com/Son>, e.t. (Ed.).

Rollon, Rollon linear evolution.

S. Solderling, M. Sharp, Leser, C., 1999. "Servo Controller Compensation Methods Selection of the Correct Technique for Test Applications". SAE Technical Paper Series, No. 1999-01-3000.

Sadek, F., Mohraz, B., Taylor, A.W., Chung, R.M., 1997. "A Method of Estimating the Parameters of Tuned Mass Damper for Seismic Applications". Earthquake Engineering and Structural Dynamics 26, 617-635.

Sahinkaya, Y., 1996. "A Novel Steering Vibration Stabilizer". Society of Automotive Engineers, 960930.

Setareh, M., Ritchey, J.K., Baxter, A.J., 2006. "Pendulum Tuned Mass Dampers for Floor Vibration Control". Journal Performance of Constructed Facilities 20, 64-73.

Sgobba, S., Marano, G.C., 2010. "Optimum Design of Linear Tuned Mass Dampers for Structures with Nonlinear Behaviour".

Shultz, N.A., 2005. Motion Control of Long Span Horizontal Structures, Department of Civil and Environmental Engineering, Massachusetts Institute of Technology, USA.

SKF, 2012. "Linear Bearings". "http://www.skf.com/portal/skf_mec/home".

SOBEN, 2011. Quarter-car scale model, in: s.a.s., S. (Ed.), Village Artisanal de Regourd.

Soong, T.T., Spencer, B.F., 2002. "Supplemental Energy Dissipation: State-of-Art and State-of-the-Practice". Engineering Structures 24, 243-259.

STAL, "STAL Amortisörleri". <http://www.stal.com>.

Stellar Technology Incorporated, 2012. "Mounting Blocks For LVDT Displacement Transducers catalog". www.stellartech.com.

STOLLE, "IRON CASTING AND MACHINING". <http://www.stolle-plates.com/manufacturing/t-slots.html>.

Strydom, J.P.D., Heyns, P.S., Niekert, J.L., 2002. "Development of a Vibration-Absorbing Handle for Rock Drills". The Journal of the South African Institute of Mining and Metallurgy, 167-172.

THK, THK linear motion guide, model HSR.

Thomson Industries, 2012. "Profile rail bearings". http://www.thomsonlinear.com/website/com/eng/products/linear_guides/profilerail.php.

truckblog, "Air spring". www.truckblog.com.

Universal-Mechanism, Double wishbone suspension system. Universal Mechanism.

Ünlüsoy, Y.S., 2006. "ME513 Vehicle Dynamics Lecture Notes". Department of Mechanical Engineering, Middle East Technical University.

Ünlüsoy, Y.S., 2012. ME513 Vehicle Dynamics Lecture Notes, Department of Mechanical Engineering, Middle East Technical University.

USA.gov, Experimental road data.

Varadarajan, N., Nagarajaiah, S., 2004. "Wind Response Control of Building with Variable Stiffness Tuned Mass Damper Using Empirical Mode Decomposition/Hilbert Transform". Journal of Engineering Mechanics 130, 451-458.

Vetturi, D., Magalini, A., 2002. "Road Profile Excitation on a Vehicle Measurements and Indoor Testing Using a Four-post Rig". Dipartimento di Ingegneria Meccanica – Università degli Studi di Brescia.

Vibration Research Corporation, 2011. "Electrodynamics Shakers". <http://www.acautomation.in/kms>.

Watton, J., J. Holford, Margaret, K., Surawattanawan, P., 2004. "The application of a programmable servo controller to state control of an electrohydraulic active suspension".

Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering 218, 11.

wikipedia, 2011. "Leaf spring". en.wikipedia.org/wiki/Leaf_spring.

Wright, P., 2000. "Movers and Shakers". Article, GrandPrix.com, The Motorsport Company.

Yagiz, N., Yuksek, I., 2001. "Sliding mode control of active suspensions for a full vehicle model". International Journal of Vehicle Design 26, 264 – 276.

Yan, T.H., Lin, R.M., 2004. "Dual-Mass Dynamic Absorber for the Head Actuator Assembly in Hard Disc Drives". Mechanics Based Design of Structures and Machines 32, 119-132.

Yan, T.H., Pu, H.Y., Xu, C., Li, Q., Lin, R.M., Chen, X.D., 2010. "Dynamic Absorber Design for Actuator Arm of Hard Disc Drives to Improve Impact Resistance". Mechanics Based Design of Structures and Machines 38.

Yilmaz, C., Hulbert, G.M., Kikuchi, N., 2006. "Reducing Tire-Induced Noise and Vibration". Tire Science and Technology, TSTCA 34, 135-147.

Yilmaz, C., Kikuchi, N., 2006a. "Analysis and design of passive band-stop filter-type vibration isolators for low-frequency applications". Journal of Sound and Vibration 291, 1004-1028.

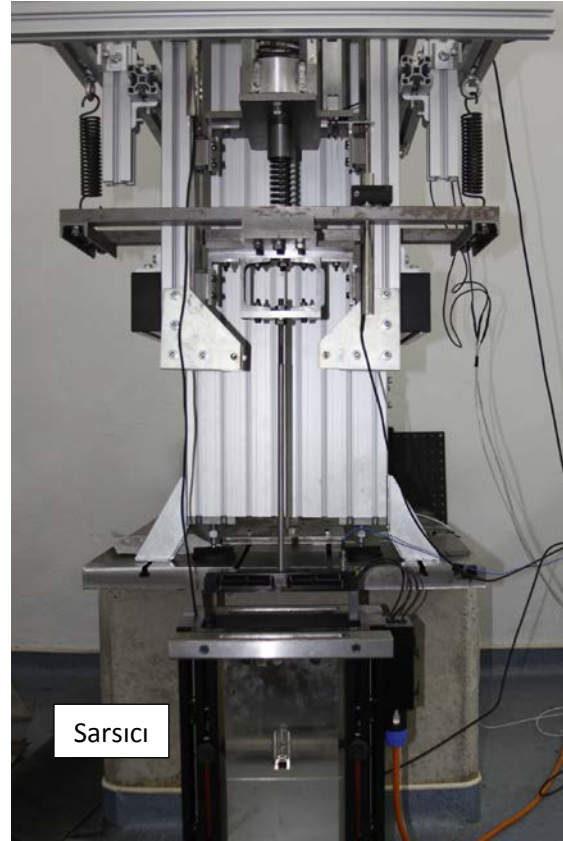
Yilmaz, C., Kikuchi, N., 2006b. "Analysis and design of passive low-pass filter-type vibration isolators considering stiffness and mass limitations". Journal of Sound and Vibration 293, 171-195.

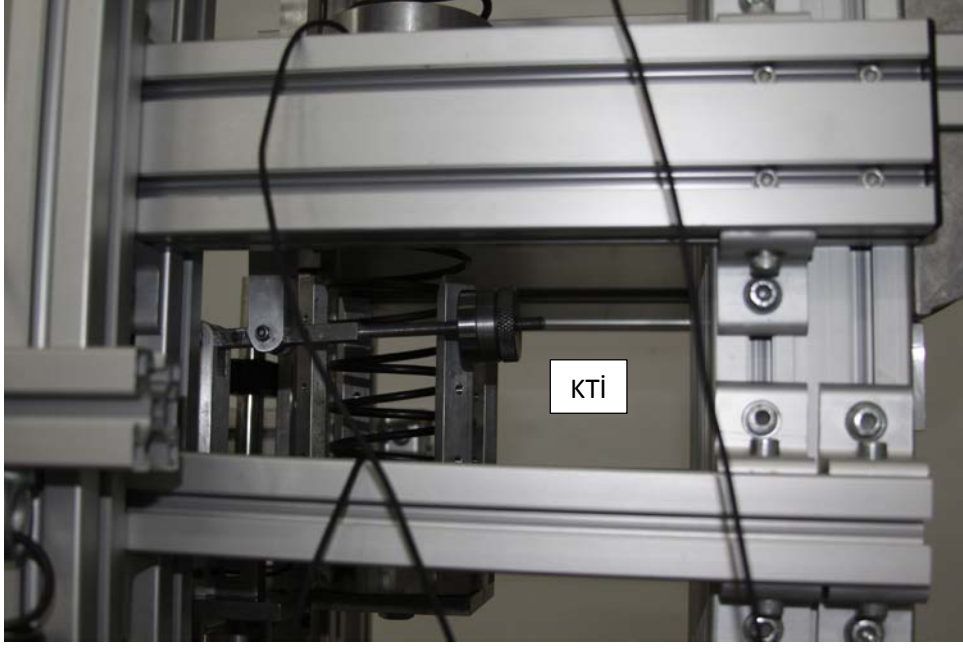
Yilmaz, C., Kikuchi, N., 2006c. "Analysis and Design of Passive Low-Pass Filter-Type Vibration Isolators Considering Stiffness and Mass Limitations". Journal of Sound and Vibration 293, 171-195.

Ziegenmeyer, J., 2007. Estimation of Disturbance Inputs to a Tire Coupled quarter car suspension test rig. Virginia Polytechnic Institute and State University.

Zulfatman, 2008. Identification of Test Rig for A Quarter Car Active Suspension Systems, Department of Mechanical Engineering. Technology University of Malaysia, Malaysia.

DENEY DÜZENEGİNE AİT EK RESİMLER

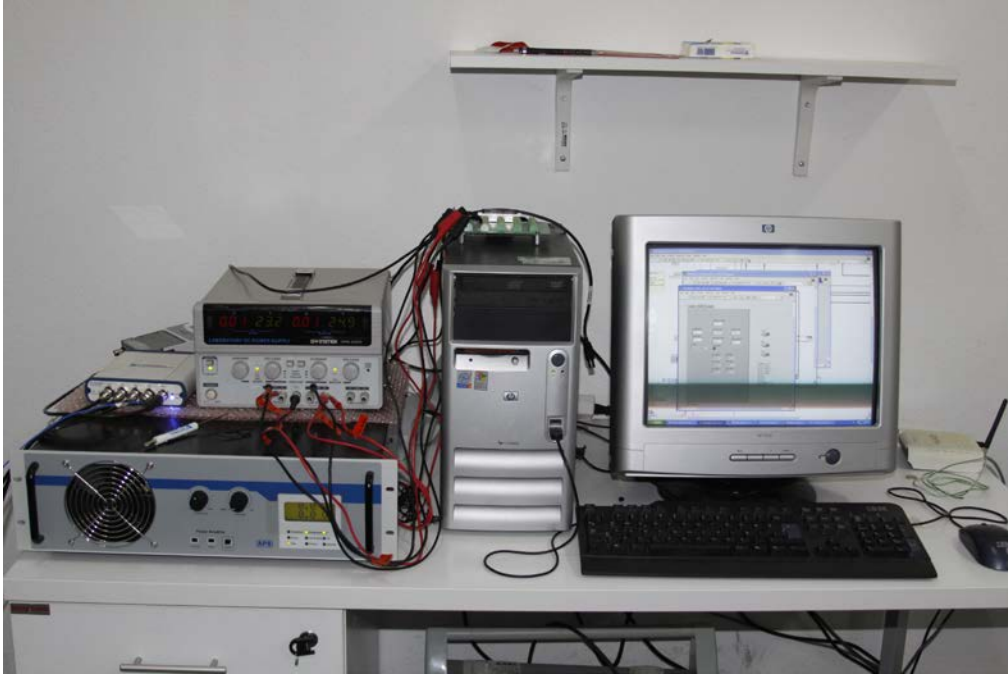


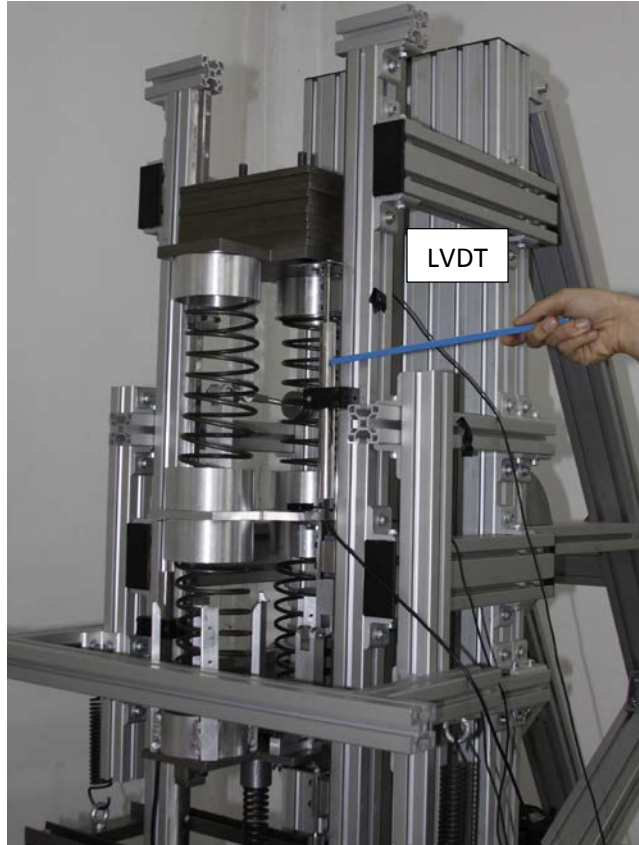


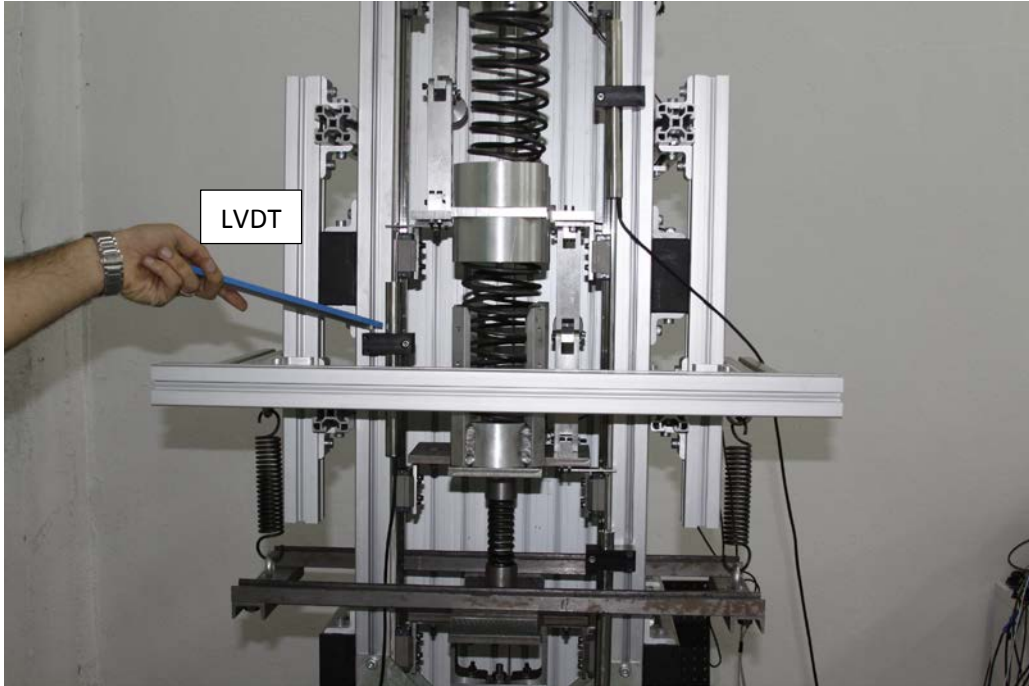
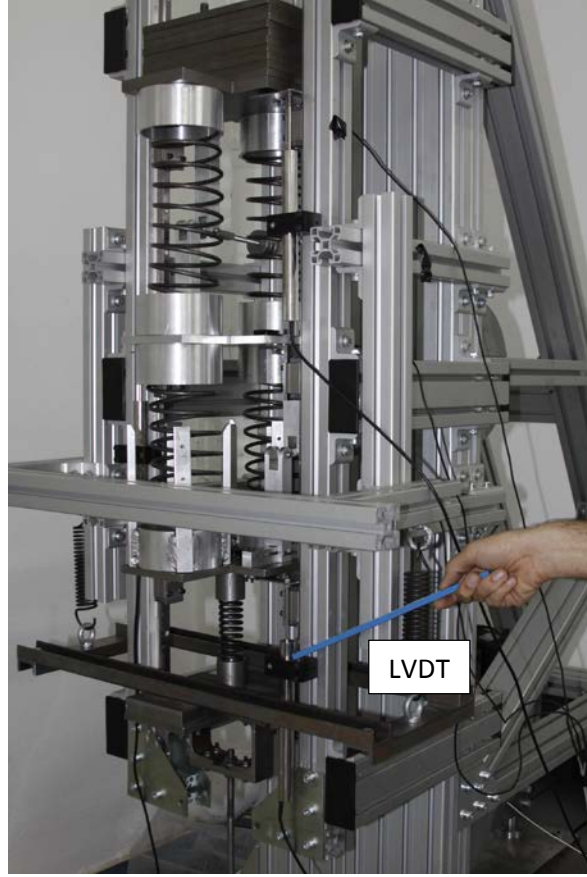


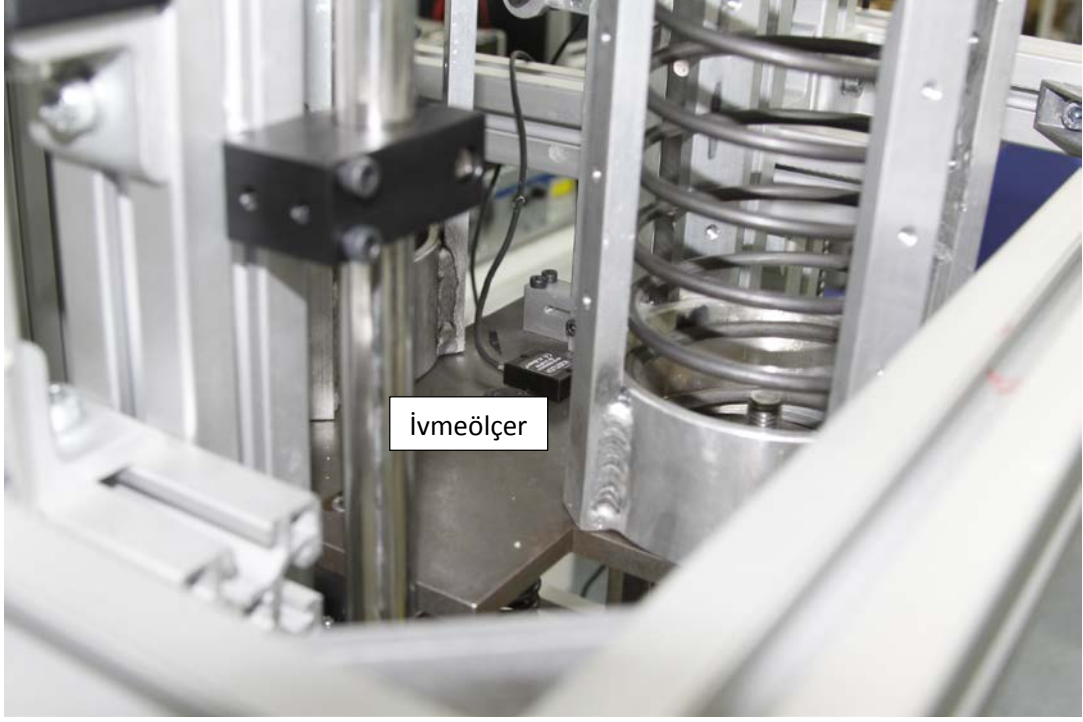


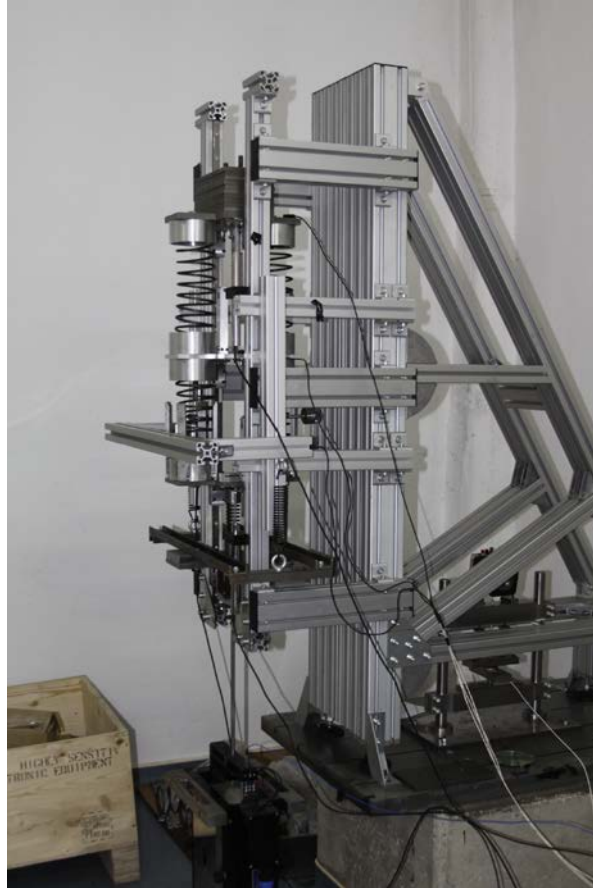
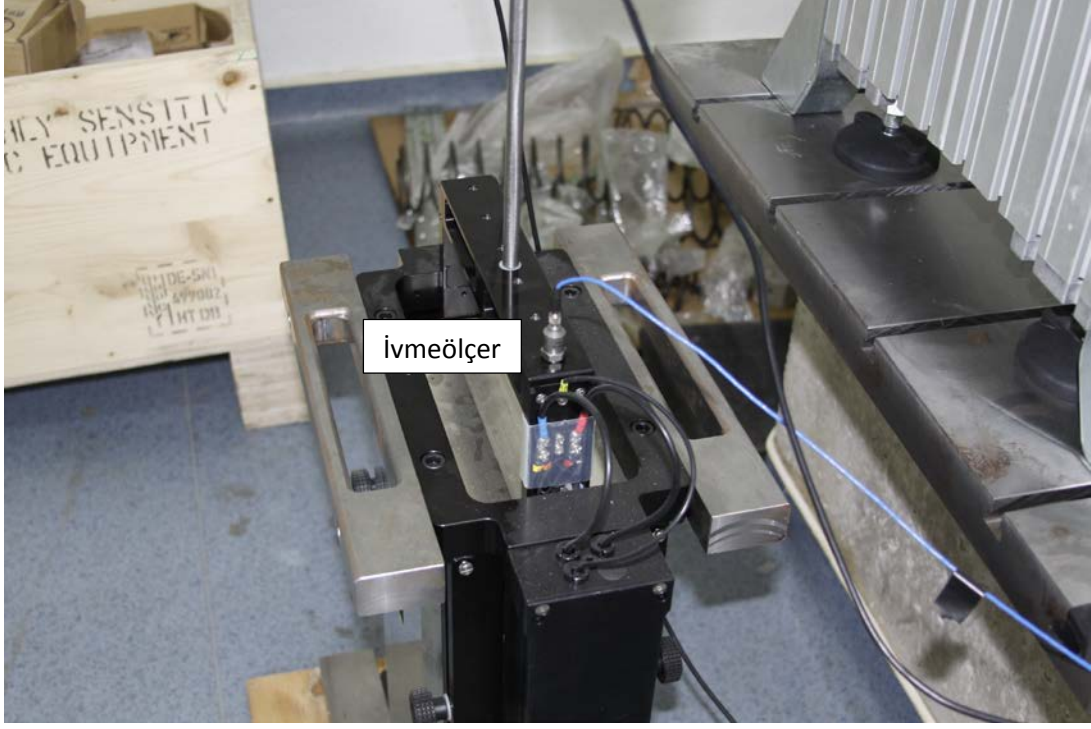


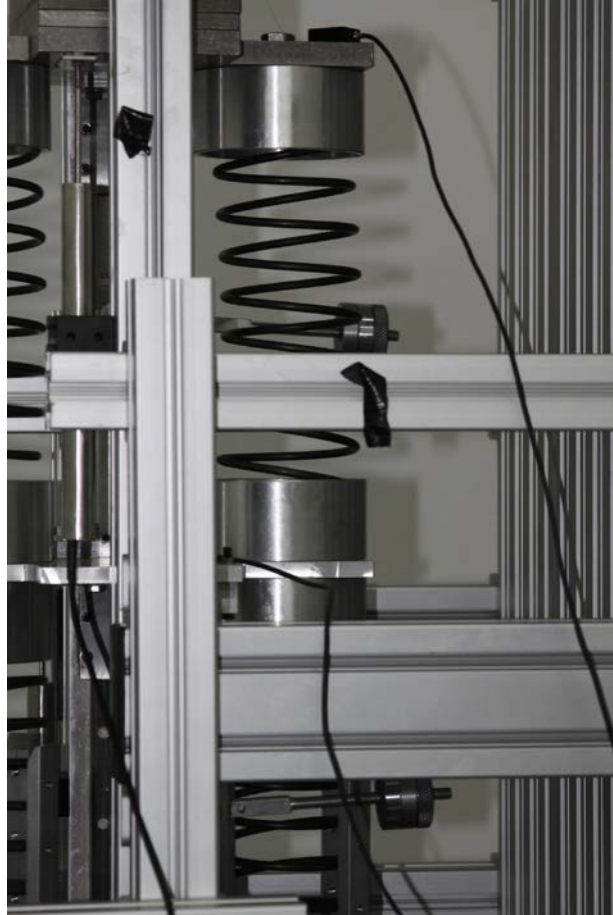












TÜBİTAK
PROJE ÖZET BİLGİ FORMU

Proje Yürütücüsü:	Doç. Dr. ENDER CİĞEROĞLU
Proje No:	110M648
Proje Başlığı:	Araç Sürüş Konforunun Artırılması İçin Pasif Titreşim Sönümleyicilerinin Geliştirilmesi Ve Test Edilmesi
Proje Türü:	Araştırma
Proje Süresi:	30
Araştırmacılar:	SELAHATTİN ÇAĞLAR BAŞLAMIŞLI, GÖKHAN OSMAN ÖZGEN
Danışmanlar:	YAVUZ SAMİM ÜNLÜSOY
Projenin Yürütüldüğü Kuruluş ve Adresi:	ORTA DOĞU TEKNİK Ü. MÜHENDİSLİK F. MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ B.
Projenin Başlangıç ve Bitiş Tarihleri:	15/04/2011 - 15/10/2013
Onaylanan Bütçe:	261525.0
Harcanan Bütçe:	209335.43
Öz:	<p>Bu çalışmada, doğrusal ve dönel ayarlanabilir titreşim emicilerinin (ATE) ve kaldıraç tipli titreşim izolatörler (KTİ) araç sürüş konforuna etkileri çeyrek araba modeli üzerinde incelenmiştir. ATE'ler, özellikle kendi doğal frekanslarında, sistemin enerjisini kendi üzerine alarak titreşimleri azaltmaktadırlar. Doğrusal ATE'lerin süspansiyon sistemlerine uygulanması kolay olmasına rağmen döner ATE'ler atalet etkilerinin daha fazla olması sebebiyle daha iyi performans göstermektedirler. Elde edilen sonuçlar ATE'lerin tekerlek sıçrama frekansı civarındaki dar bir frekans aralığında sürüş konforunu arttırdığını göstermektedir. ATE'lere ek olarak değişik kütlelere sahip çeşitli KTİ konfigürasyonları incelenmiş ve KTİ'lerin hem araç sıçrama hem de tekerlek sıçrama frekanslarında titreşim genliklerini önemli oranda azalttığı görülmüştür. Ancak bu çalışma sırasında ATE ve KTİ'leri kullanabilmek için önerilen parçalı süspansiyon sistemi araç sürüş konforunu çok önemli bir oranda arttırmıştır. Parçalı süspansiyon sisteminin sürüş konforuna olan olumlu etkilerinin yanında ATE'ler neredeyse etkisiz kalmıştır. KTİ'ler ise parçalı süspansiyon sisteminin gerçekleştirdiği iyileştirmeyi belli frekans bölgelerinde biraz daha arttırdığı gözlemlenmiştir. Dolayısıyla ayarlanmış parçalı süspansiyon sistemi araç sürüş konforunun artırılması konusunda çok önemli alternatif olarak karşımıza çıkmıştır.</p> <p>Teorik olarak gerçekleştirilen bu çalışmalarının gerçek durumdaki etkilerini gözlemleyebilmek için proje çalışması kapsamında ölçeklendirilmiş bir çeyrek araç test düzeneği tasarlanmıştır. Tasarlanan bu test düzeneği üzerinde teorik çalışmalar neticesinde araç sürüş konforunu arttırdığı belirlenen konfigürasyonlar test edilmiş ve testler sonucunda sürüş konforunda teorik modeller ile elde edilen sonuçlara benzer iyileşmelerin elde edildiği gözlemlenmiştir.</p>
Anahtar Kelimeler:	Pasif titreşim sönümleyiciler, parçalı süspansiyon, sürüş konforu, çeyrek araç test düzeneği
Fikri Ürün Bildirim Formu Sunuldu Mu?:	Hayır