



T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TAŞITLAR İÇİN AKTİF SÜSPANSİYON DENETİMİNİN
GELİŞTİRİLMESİ

Ekrem DÜVEN

DOKTORA TEZİ
ELEKTRONİK MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİMDALI

BURSA – 2007



T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TAŞITLAR İÇİN AKTİF SÜSPANSİYON DENETİMİNİN
GELİŞTİRİLMESİ

Ekrem DÜVEN

Prof. Dr. Erdoğan DİLAVEROĞLU
(Danışman)

DOKTORA TEZİ
ELEKTRONİK MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİMDALI

BURSA – 2007

T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TAŞITLAR İÇİN AKTİF SÜSPANSİYON DENETİMİNİN
GELİŞTİRİLMESİ

Ekrem DÜVEN

DOKTORA TEZİ
ELEKTRONİK MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİMDALI

Bu tez 17.12.2007 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği/oyçokluğu ile kabul edilmiştir.

Prof.Dr. Erdoğan DİLAVEROĞLU Prof. Dr. Osman KOPMAZ Prof. Dr. İbrahim YÜKSEL
(Danışman)

Prof.Dr. Abdurrahman KARAMANCIOĞLU Yrd. Doç.Dr. Osman H. KOÇAL

ÖZET

Bu çalışmada kara taşıtlarının seyir halinde karşılaştıkları en önemli problemlerden ikisi olan sürüş konforunun ve sürüş güvenliğinin sağlanması sorununu giderebilmek için çözümler araştırılmıştır. Mevcut olan yöntemler yeniden ele alınarak bunlar üzerinde yapılan düzenlemeler ve yeni eleman tasarımları ile belirtilen sorunların giderilmesinde olumlu gelişmeler sağlanmıştır.

Çalışmada bir kara taşıtını analitik olarak temsil etmesi amacıyla çeyrek taşıt modeli kullanılmıştır. Çeyrek taşıt modelini içeren pasif süspansiyon sisteminde modeli oluşturan parametrelerin, sistem performansı üzerindeki etkileri istatistiksel ve nümerik analizler yardımıyla incelenmiştir. Her iki analiz sonucunda sistem performansı üzerinde en etkin olan parametrenin sönüm sabiti olduğu belirlenerek, çalışmada süspansiyon sisteminde yer alan sönümleyici elemanının geliştirilerek aktif bir yapı kazandırılması üzerine çalışılmıştır.

Ele alınan çeyrek taşıt modelinin üzerinde skyhook denetim algoritması uygulanmıştır. Burada skyhook modeli geleneksel model üzerine ilave bir yapı olarak eklenmiştir. Taşıt modelinin üzerinde yapılan serbest titreşim analizleri ile süspansiyon sisteminin doğal frekans değerleri taşıt gövdesi için yaklaşık 1Hz, tekerlek grubu için yaklaşık 10 Hz bulunmuştur. Skyhook denetim algoritmasının kullanımıyla, özellikle taşıt gövdesi doğal frekans değerlerindeki titreşim geçirgenlik oranlarında geleneksel modele göre %25'lere varan azalma sağlandığı gözlenmiştir.

Skyhook denetim algoritması mevcut sönümleyicilerin getirdiği kısıtlamalar yüzünden yarı aktif bir yapıya sahip olduğundan, denetimi aktif bir yapıya dönüştürebilmek için hareketinin her anında kuvvet üretebilen bir sönümleyiciye ihtiyaç duyulmaktadır. Bu ihtiyacı gidermek amacıyla lineer bir elektrik motoru kullanılarak bir eyleyici tasarlanmıştır. Eyleyicinin yer aldığı süspansiyon sisteminin elektrikli bir araçta bulunduğu kabul edilerek böyle bir yapının sistemin ihtiyacını karşılamak için yeterli olduğu ve taşıt üzerindeki enerji kaynaklarının da bu eyleyiciyi besleyebileceği gösterilmiştir. Böylece skyhook denetimli tam aktif bir süspansiyon sistemi oluşturulmuştur.

Yol üzerinde seyreden taşıtlar sürekli bir titreşime maruz kaldıklarından hâlihazırdaki bu istemsiz hareketten yararlanılarak enerji elde edilebilmektedir. Böylece kazanılan enerji ile süspansiyon sisteminde harcanan enerjinin bir kısmının geri kazanımı mümkün olmaktadır. Bu amaçla çalışmada; aktif süspansiyon sisteminde yer alan eyleyici ve ayrıca ilave olarak tasarlanan bazı elemanlar kullanılarak enerji geri kazanımının yolları araştırılmıştır.

ANAHTAR KELİMELER:

Aktif Süspansiyon Sistemleri, Çeyrek Taşıt Modeli, Skyhook Denetim Yapısı, Eyleyici, Doğrusal Motor, Enerji Geri Kazanımı

ABSTRACT

In this work, solutions to ensuring driving comfort and driving security problems, which are two important problems of ground vehicles which they encounter on the road, are researched. The present methods are discussed and achieved some progresses on overcoming these problems by developing the methods and designing new elements.

In this study, the quarter car model is used in order to represent a ground vehicle analytically. The system performance effects of the parameters of the passive suspension system model which constructs the quarter car model are explored by using the statistical and numerical analyses. The results of these two analyses showed that the damping coefficient is the most effective parameter on the system performance. In this study, it is aimed to develop a damping element in the suspension system in order to provide an active structure.

The skyhook control algorithm is experienced on the quarter car model. The skyhook model is applied to conventional model additionally. By using the free vibration analyses, the natural frequency of the suspension system is found approximately 1 Hz for vehicle body and 10 Hz for the wheel group. The skyhook control algorithm is reduced the vibration transmissibility ratio nearly %25 compared to conventional model at the vehicle body natural frequency.

Because of the skyhook control algorithm has a semi-active structure owing to present dampers capacities; a damper is needed in order to convert the structure to an active structure which can generate damping force in every time of its movement. For this purpose; an actuator is designed by using a linear electrical motor which meets the necessity. It is showed that such an actuator is adequate for supplying the required damping force. At the same time, it is showed that, the vehicle's energy resources are capable of supplying the actuator. Thus, a fully active suspension system with skyhook control to be formed.

It is proved that energy can be recovered from the vibrations which are occurred because of the road irregularities. By using this regenerated energy, a small part of energy which consumed by the actuator can be recovered. On this purpose, an energy regeneration structure is designed, and furthermore a method is investigated for generating energy from actuator by treating as if it's a generator in its unemployed times.

KEYWORDS

Active Suspension Systems, Quarter Car Model, Skyhook Control Algorithm, Actuator, Linear Motor, Energy Regeneration

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

	<u>Sayfa No</u>
ÖZET.....	iii
ABSTRACT.....	iv
İÇİNDEKİLER DİZİNİ.....	v
KISALTMALAR DİZİNİ.....	viii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	x
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xv
1.GİRİŞ	
1.1. Çalışmanın Amacı ve Önemi.....	1
1.2. Çalışmanın Kapsamı.....	3
1.3. Çalışmanın Planı.....	3
2.KAYNAK ARAŞTIRMASI	6
2.1. Titreşim ve İnsan Etkileşimlerinin İncelendiği Çalışmalar.....	7
2.2. Süspansiyon Sistemi Modelleri, Elemanları ve Sistem Parametrelerinin İncelenmesi Üzerinde Yapılan Çalışmalar.....	12
2.2.1. Yarı Aktif Süspansiyon Sistemleri Üzerine Yapılan Çalışmalar.....	13
2.2.2. Aktif Süspansiyon Sistemleri Üzerine Yapılan Çalışmalar.....	16
2.3. Süspansiyon Sistemlerine ait Denetim Yöntemlerin Araştırılması ve Geliştirilmesine İlişkin Yapılan Çalışmalar.....	20
2.4. Süspansiyon Sistemlerinden Enerji Geri Kazanımı Yöntemleri ve Elemanlarının Araştırıldığı Çalışmalar.....	22
3. MATERYAL ve METOT	24
3.1. Taşıtlarda Gözlenen Titreşim Hareketleri.....	24
3.2. İnsan Vücudunun Titreşime Karşı Gösterdiği Tepki.....	28
3.3. Süspansiyon Sistemleri.....	31
3.3.1. Titreşim Sönümlenme Özelliklerine Göre Taşıt Süspansiyon Sistemlerinin Sınıflandırılması.....	32
3.3.1.1. Pasif Süspansiyon Sistemleri.....	32
3.3.1.2. Yarı Aktif Süspansiyon Sistemleri.....	33
3.3.1.3. Aktif Süspansiyon Sistemleri.....	36

	<u>Sayfa No</u>
3.3.2. Süspansiyon Sistemlerinde Kullanılan Elemanlar.....	37
3.3.2.1. Yaylar.....	37
3.3.2.2. Sönümleyiciler.....	40
3.4. Taşıt Titreşimlerinin Analizinde Kullanılan Modeller.....	43
3.4.1. Çeyrek Taşıt Modeli.....	44
3.4.2. Yarı Taşıt Modeli.....	45
3.4.3. Tam Taşıt Modeli.....	46
3.5. Yarı Aktif ve Aktif Süspansiyon Sistemlerinde Denetim Yöntemleri.....	47
3.5.1. Skyhook Süspansiyon Denetimi.....	47
3.5.1.1. Açık-Kapalı Skyhook Süspansiyon Denetimi.....	49
3.5.1.2. Sürekli Değişken Skyhook Süspansiyon Denetimi.....	51
3.5.2. Groundhook Süspansiyon Denetimi.....	52
3.5.3. Hibrid Süspansiyon Denetimi.....	53
3.6. Çalışmada Kullanılacak Olan Taşıt Modeli ve Denetim Yapısının Oluşturulması.....	55
3.6.1. Aktif Süspansiyon Sistemli Çeyrek Taşıt Modeli.....	55
3.6.1.1. Aktif Süspansiyonlu Çeyrek Taşıt Modelinin Matematiksel Formu.....	57
3.6.1.2. Çeyrek Taşıt Modeli Sistemin Doğal Frekanslarının Belirlenmesi.....	69
3.6.2. Taşıt Parametrelerindeki Değişimin Sistem Performansına Etkisinin Görsel Analiz İle İncelenmesi.....	71
3.6.3. Taşıt Parametrelerindeki Değişimin Sistem Performansına Etkisinin İstatistiksel Analiz İle İncelenmesi.....	73
3.6.3.1. 2^k Faktöriyel Tasarım Analiz Yöntemi.....	73
3.6.4. Aktif Süspansiyon Sistemli Çeyrek Taşıt Modeli Üzerinde Skyhook Denetiminin Uygulanması.....	76
3.6.5. Sistemde Kullanılacak Olan Skyhook Denetim Yapısının Geliştirilmesi.....	79
3.7. Aktif Süspansiyon Sisteminde Kullanılacak Elektromekanik Eyleyicinin Belirlenmesi.....	86
3.8. Süspansiyon Sistemlerinde Enerjinin Geri Kazanımı.....	97

	<u>Sayfa No</u>
3.8.1. Enerji Geri Kazanımlı Aktif Süspansiyon Sisteminin Gerçeklenmesi.....	99
4. BULGULAR VE TARTIŞMA	106
4.1. Taşıt Parametrelerindeki Değişimin Sistem Performansına Etkisi.....	106
4.1.1. Görsel Analiz Sonuçları.....	106
4.1.2. İstatistiksel Analiz Sonuçları.....	118
4.2. Skyhook Denetimli olan Modelin Geleneksel Model ile Karşılaştırılması.....	122
4.3. Zaman Bölgesinde Aktif Süspansiyon Denetim Performansı Karşılaştırılması.....	126
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	131
KAYNAKLAR.....	135
EKLER.....	141
ÖZGEÇMİŞ.....	148
TEŞEKKÜR.....	149

KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Kısaltma</u>	<u>Açılımı</u>
AC	Alternative Current – Alternatif Akım
A-i-O	All in One
BS	British Standart
c_a	Skyhook sönümleme katsayısı
c_c	Kritik sönümleme katsayısı
c_s	Süspansiyon sistemi sönümleme katsayısı
c_t	Tekerleğin temsili sönümleme katsayısı
DC	Direct Current – Doğru Akım
DOF	Degree Of Freedom – Serbestlik Derecesi
EMF	Electro Motive Force – ElektroMotif Kuvvet
ER	ElectroRheological
ERM	Electro Rheological Magnetic
F_a	Doğrusal motor için magnetik çekim kuvveti
F_d	Doğrusal motor için sönümleme kuvveti
F_f	Doğrusal motor için sürtünme kuvveti
F_i	Doğrusal motor için eylemsizlik kuvveti
f_{ns}	Taşıt gövdesi doğal frekans değeri (Hz)
f_{nu}	Tekerlek grubu doğal frekans değeri (Hz)
F_{pA}	Doğrusal motor için ani kuvvet değeri
F_r	Doğrusal motor için direnç kuvveti
F_{sa}	Yarı-aktif sönümleme kuvveti
F_{sh}	Skyhook sönümleme kuvveti
F_{ta}	Doğrusal motor için toplam ivmelenme kuvveti
F_{tcv}	Doğrusal motor için sabit hızda toplam kuvvet
F_{td}	Doğrusal motor için toplam yavaşlama kuvveti
f_{sek}	Şekillendirme fonksiyonu
G	Skyhook denetimi için kazanç katsayısı
GSY	Güç Spektral Yoğunluk
I_{pA}	Doğrusal motor için anlık akım değeri
ISO	International Organization for Standardization
K_e	Ters-emk sabiti

<u>Kısaltma</u>	<u>Açılımı</u>
K_f	Doğrusal motor için kuvvet sabiti
k_s	Süspansiyon sistemi yaylanma katsayısı
k_t	Tekerleğin yaylanma katsayısı
K_v	Doğrusal motor için sönümleme katsayısı
LQG	Linear Quadratic Gaussian
LQR	Linear Quadratic Regulator
MR	MagnetoRheological
m_s	Taşıt gövdesi kütlesi
m_u	Tekerlek grubu kütlesi
PI	Performance Index – Performans Ölçütü
PSD	Power Spectral Density – Spektral Güç Yoğunluğu
R_{hot}	Doğrusal motor için sargı direnci
RI	Roughness Index – Pürüzlülük Ölçütü
RMS	Root Mean Square – Ortalama Değer
ω_{ns}	Taşıt gövdesi doğal frekans değeri (rad/s)
ω_{nu}	Tekerlek grubu doğal frekans değeri (rad/s)
ζ	Sönümleme oranı
v	Doğrusal motorun sargı yapısının hızı
V_{bemf}	Ters-emk gerilimi
V_{bus}	Doğrusal motor için denetim gerilimi
V_L	Doğrusal motor için endüktif gerilim
V_{ri}	Doğrusal motor için sargı direnci gerilimi
z_s	Taşıt gövdesinin düşey doğrultudaki yerdeğiştirme miktarı
z_t	Yol yüzeyinin düşey doğrultudaki profil yüksekliği
z_u	Tekerlek grubunun düşey doğrultudaki yerdeğiştirme miktarı

ŞEKİLLER DİZİNİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 2.1. Yol profilleri (Karaçay 2002).....	7
Şekil 2.2. Trigonometrik fonksiyonlardan elde edilen yol yüzeyi modelleri a. Roh ve Park (1998)' in modeli b. Chen ve Huang (2005) modeli....	10
Şekil 2.3. Piezoelektrik kristal yapısı (MSI 2005a).....	14
Şekil 2.4. Enerji alanındaki rheological akışkan yapısı (Jordan ve Shaw 1989)....	15
Şekil 2.5. Akışkan olarak rheological sıvı kullanılan sönümleyici yapısı (Anonim 2006b).....	16
Şekil 2.6. Yarım taşıt modeli üzerinde ön izleme bilgisinin elde edilmesi.....	18
Şekil 2.7. Yol algılayıcısı ilavesi ile yol profilinin kestirilmesi (Donahue 2001)...	18
Şekil 3.1. Bir taşıtın yol yüzeyindeki bozukluklardan etkilenmesi.....	24
Şekil 3.2. Taşıtlarda meydana gelen başlıca salınım hareketleri.....	25
Şekil 3.3. Taşıtlarda meydana gelen salınım hareketlerinin araç üzerinde gösterimi a. Baş vurma b. Yalpalama c. Gezme d. Titreme.....	26
Şekil 3.4. Sürüş konforu ve kararlılığı ölçütlerinin sönümleme oranına göre değişimlerinin bir uzlaşma noktasında buluşması.....	27
Şekil 3.5. Titreşimlerin insan vücuduna iletim yüzeyleri (Griffin 2001b).....	29
Şekil 3.6. a. ve b. Janeway (1975)' e göre konfor ölçütü grafikleri.....	30
Şekil 3.7. Pasif süspansiyon sistemi yapısı.....	32
Şekil 3.8. Yarı aktif süspansiyon sistemi yapısı.....	34
Şekil 3.9. Yarı aktif süspansiyon sistemleri için sönümleme katsayısının değer aralıkları a. açık – kapalı ve b. sürekli değişken sistemler için.....	35
Şekil 3.10. Aktif süspansiyon sistemi yapıları a. yay destekli aktif model b. tam aktif model.....	36
Şekil 3.11. Sadece yaydan ibaret bir süspansiyon sistemine sahip olan taşıtın çukurdan geçerken yaptığı yaylanma hareketi.....	38
Şekil 3.12. Sönümleyici + yaydan oluşan bir süspansiyon sistemine sahip olan taşıtın çukurdan geçerken yaptığı yaylanma hareketi.....	41
Şekil 3.13. Sadece yaydan ibaret süspansiyon sistemi ile yay + sönümleyiciden oluşan süspansiyon sisteminin salınım hareketlerinin karşılaştırılması	42
Şekil 3.14. Taşıt süspansiyon sistemi çeyrek taşıt modeli	44
Şekil 3.15. Taşıt süspansiyon sistemi yarı taşıt modeli	45
Şekil 3.16. Taşıt süspansiyon sistemi tam taşıt modeli	46

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 3.17. Skyhook süspansiyon denetiminin mantığı.....	47
Şekil 3.18. Skyhook süspansiyon denetimi ilkesi uygulanmış çeyrek taşıt modelleri a. ideal model b. pratiğe uyarlanmış model.....	48
Şekil 3.19. Açık-Kapalı skyhook denetim için sönümlleme katsayısı karar ölçütü.	49
Şekil 3.20. Groundhook süspansiyon denetimi ilkesi uygulanmış çeyrek taşıt modelleri a. ideal model b. pratiğe uyarlanmış model.....	52
Şekil 3.21. Hibrid süspansiyon denetimi ilkesi uygulanmış çeyrek taşıt modelleri a. ideal model b. pratiğe uyarlanmış model.....	54
Şekil 3.22. Eyleyici ilavesi ile aktif çeyrek taşıt modeli.....	55
Şekil 3.23. Çeyrek Taşıt Modeli üzerinde sisteme etkileyen kuvvetlerin gösterimi..	58
Şekil 3.24. Aktif süspansiyonlu çeyrek taşıt modeli için genel blok diyagramı.....	60
Şekil 3.25. Yol girişine bağlı yaylı ve yaysız kütle titreşim geçirgenlik grafikleri.	63
Şekil 3.26. Yol girişine bağlı süspansiyon ve tekerlek grubu bağlı yerdeğiştirmesi için titreşim geçirgenlik grafikleri.....	64
Şekil 3.27. Birim basamak girişine karşı çeyrek taşıt modelinden elde edilen yaylı kütleyle ait durum değişkenlerinin zamanla değişimi.....	66
Şekil 3.28. Birim basamak girişine karşı çeyrek taşıt modelinden elde edilen yaysız kütleyle ait durum değişkenlerinin zamanla değişimi.....	67
Şekil 3.29. Eyleyici kuvvetine bağlı yaylı ve yaysız kütle titreşim geçirgenlik grafikleri.....	68
Şekil 3.30. Farklı sönüm oranları için geçirgenlik grafikleri.....	72
Şekil 3.31. Tek serbestlik dereceli çeyrek taşıt modelleri a. geleneksel model b. skyhook denetimli model.....	76
Şekil 3.32. Skyhook denetim ilkesi uygulanmış çeyrek taşıt modelli aktif süspansiyon sistemi (ideal model).....	77
Şekil 3.33. Skyhook denetim ilkesi uygulanmış çeyrek taşıt modelli aktif süspansiyon sistemi blok diyagramı.....	80
Şekil 3.34. Yarı aktif süspansiyon sistemi skyhook sönümleyici denetim yüzeyleri.....	81
Şekil 3.35. Skyhook denetiminde kullanılan durum fonksiyonu işaretindeki değişimin taşıt gövdesi ivmelenme değerini etkilemesi.....	81
Şekil 3.36. Şekillendirme fonksiyonu ilavesinden sonra yarı aktif süspansiyon sistemi skyhook sönümleyici denetim yüzeyleri.....	83

Şekil 3.37. Şekillendirme fonksiyonu ilavesinin ardından skyhook denetiminde kullanılan durum fonksiyonu işaretinin taşıt gövdesi ivmelenme değerini etkilemesi.....	84
Şekil 3.38. Aktif süspansiyon sistemi skyhook sönümleyici denetim yüzeyleri....	85
Şekil 3.39. Sürekli aktif skyhook denetiminin sağlanmasıyla durum fonksiyonu işaretindeki değişimlerin taşıt gövdesi ivmelenme değerini etkilemesi	86
Şekil 3.40. Doğrusal elektromekanik motorun genel yapısı.....	87
Şekil 3.41. Doğrusal motor tipleri a. epoksi çekirdekli model b. çelik çekirdekli model (Anonim 2004b).....	89
Şekil 3.42. Doğrusal motorun eyleyici olarak çeyrek taşıt aktif süspansiyon sisteminde konumlandırılması.....	90
Şekil 3.43. Doğrusal motorun gerilim-faz diyagramları.....	91
Şekil 3.44. Doğrusal motor için hız-zaman grafiği.....	94
Şekil 3.45. Yıllara göre otomobillerdeki güç kullanımı (Trevett 2002).....	97
Şekil 3.46. Hareket halindeyken bir tümsekle karşılaşan tekerleğin hareketleri....	98
Şekil 3.47. Selenoid yapıları enerji geri kazanım elemanı prototipi.....	99
Şekil 3.48. Enerji geri kazanım elemanının süspansiyon sistemi üzerindeki yerleşimi.....	101
Şekil 3.49. Enerji geri kazanımlı aktif süspansiyon sistemi modelleri a. motor ve jeneratör modeli b. motor/jeneratör modeli.....	103
Şekil 3.50. Enerji geri kazanımlı süspansiyon sistemi için akım anahtarlama düzeneği.....	103
Şekil 3.51. Anahtarlama düzeneğinin çalışmasını denetleyen algoritma.....	105
Şekil 4.1. Farklı m_u/m_s değerlerinde taşıt gövdesi için geçirgenlik grafikleri.....	107
Şekil 4.2. Farklı k_t/k_s değerlerinde taşıt gövdesi için geçirgenlik grafikleri.....	108
Şekil 4.3. Farklı ζ değerlerinde taşıt gövdesi için geçirgenlik grafikleri.....	109
Şekil 4.4. Farklı m_u/m_s değerlerinde süspansiyon sistemi yerdeğiştirmesi için geçirgenlik grafikleri.....	110
Şekil 4.5. Farklı k_t/k_s değerlerinde süspansiyon sistemi yerdeğiştirmesi için geçirgenlik grafikleri.....	111
Şekil 4.6. Farklı ζ değerlerinde süspansiyon sistemi yerdeğiştirmesi için geçirgenlik grafikleri.....	112

Şekil 4.7. Farklı m_u/m_s değerlerinde tekerlek grubu yerdeğiştirmesi için geçirgenlik grafikleri.....	113
Şekil 4.8. Farklı k_t/k_s değerlerinde tekerlek grubu yerdeğiştirmesi için geçirgenlik grafikleri.....	114
Şekil 4.9. Farklı ζ değerlerinde tekerlek yerdeğiştirmesi için geçirgenlik grafikleri.....	115
Şekil 4.10. Geleneksel eyrek taşıt modeli için elde edilen istatistiksel sonuçların grafiksel gösterimleri.....	120
Şekil 4.11. Skyhook eyrek taşıt modeli için elde edilen istatistiksel sonuçların grafiksel gösterimleri.....	121
Şekil 4.12. Taşıt gövdesi için titreşim geçirgenliği oranı açısından skyhook denetiminin etkinliğinin karşılaştırılması.....	122
Şekil 4.13. Tekerlek grubu için titreşim geçirgenliği oranı açısından skyhook denetiminin etkinliğinin karşılaştırılması.....	123
Şekil 4.14. Süspansiyon sistemi bağlı yerdeğiştirmesi için geçirgenlik oranı açısından skyhook denetiminin etkinliğinin karşılaştırılması.....	124
Şekil 4.15. Tekerlek grubu bağlı yerdeğiştirmesi için geçirgenlik oranı açısından skyhook denetiminin etkinliğinin karşılaştırılması.....	125
Şekil 4.16. $\omega = \omega_{ns}$ frekanslı yol girişi için tam aktif süspansiyon denetimi performansının taşıt gövdesi yerdeğiştirme miktarı açısından karşılaştırılması.....	126
Şekil 4.17. $\omega = 0.5\omega_{ns}$ frekanslı yol girişi için tam aktif süspansiyon denetimi performansının taşıt gövdesi yerdeğiştirme miktarı açısından karşılaştırılması.....	126
Şekil 4.18. $\omega = 3\omega_{ns}$ frekanslı yol girişi için tam aktif süspansiyon denetimi performansının taşıt gövdesi yerdeğiştirme miktarı açısından karşılaştırılması.....	127
Şekil 4.19. $\omega = \omega_{ns}$ frekanslı yol girişi için tam aktif süspansiyon denetimi performansının taşıt gövdesi ivmelenme değeri açısından karşılaştırılması.....	128
Şekil 4.20. $\omega = 0.5\omega_{ns}$ frekanslı yol girişi için tam aktif süspansiyon denetimi performansının taşıt gövdesi ivmelenme değeri açısından karşılaştırılması.....	128
Şekil 4.21. $\omega = 3\omega_{ns}$ frekanslı yol girişi için tam aktif süspansiyon denetimi performansının taşıt gövdesi ivmelenme değeri açısından karşılaştırılması.....	128

Sayfa No

Şekil 4.22. $\omega = \omega_{ns}$ frekanslı yol girişi tam aktif süspansiyon denetimi performansının tekerlek grubu yerdeğiştirme miktarı açısından karşılaştırılması.....	129
Şekil 4.23. $\omega = \omega_{nu}$ frekanslı yol girişi tam aktif süspansiyon denetimi performansının tekerlek grubu yerdeğiştirme miktarı açısından karşılaştırılması.....	129
Şekil 4.24. Birim basamak yol girişi için tam aktif süspansiyon denetimi performansının taşıt gövdesi yerdeğiştirme miktarı açısından karşılaştırılması.....	130
Şekil 4.25. Birim basamak yol girişi için tam aktif süspansiyon denetimi performansının taşıt gövdesi ivmelenme değeri açısından karşılaştırılması.....	130

ÇİZELGELER DİZİNİ

	<u>Sayfa No</u>
Çizelge 2.1. Farklı yol tipleri için pürüzlülük katsayıları (Ahmed 2001).....	8
Çizelge 2.2. ISO yol sınıfları (Hong ve ark. 2002).....	9
Çizelge 3.1. Açık-Kapalı Skyhook Denetimi için Süspansiyon Elemanları Hareketleri.....	50
Çizelge 3.2. Çeyrek taşıt modeli fiziksel parametreleri.....	63
Çizelge 3.3. 2 ³ faktöriyel tasarım için tasarım matrisi.....	74
Çizelge 3.4. Eyleyici olarak kullanılan doğrusal motorun fiziksel parametreleri...	93
Çizelge 3.5. ISO 2631'e göre insan sağlığı ve konforu açısından titreşim genliği değer aralıkları (Anonim 1997).....	104
Çizelge 4.1. Taşıt parametrelerindeki değişimlerin süspansiyon sistemi doğal frekans değeri aralıklarında performans ölçütlerine etkilerinin karşılaştırılması.....	116
Çizelge 4.2. Geleneksel çeyrek taşıt modeli için elde edilen istatistiksel analiz sonuçları.....	119
Çizelge 4.3. Skyhook çeyrek taşıt modeli için elde edilen istatistiksel analiz sonuçları.....	120
Çizelge 4.4. İstatistiksel analizlerin sonucuna göre sistem performansı üzerinde etkin olan sistem parametreleri.....	121

1. GİRİŞ

1.1. Çalışmanın Amacı ve Önemi

Motorlu taşıtların ortaya çıkışından, hatta daha da eski zamanlarda motorlu olmayan ve sadece insan ya da hayvanlar tarafından çekilen taşıtların kullanımından bu yana, bir taşıt üzerinde üstesinden gelinmesi gereken ana problemlerden ikisi sürüş güvenliğinin ve sürüş konforunun sağlanmasıdır. Taşıt teknolojisindeki gelişmelere ve taşıtların üzerinde seyrettikleri yolların yapım tekniklerindeki gelişmelere paralel olarak kullandığımız araçların hızları sürekli olarak artış göstermektedir. Hızın artması bu iki ölçütün sağlanmasını güçleştiren bir etkidir.

Mekanik sistemlere iyi bir örnek olarak verebileceğimiz taşıtlar, seyrettikleri yol yüzeyi, kullanım şekli ve kendi dinamiklerinden kaynaklanan çok farklı frekans değerlerine sahip titreşimlere maruz kalmaktadır. Bu titreşimlerin (ki bir kısmı gürültü olarak yansımaktadır) sürüş konforu ve sürüş güvenliği ölçütlerini sağlamak amacıyla etkin bir şekilde bastırılabilmesi için birçok farklı tasarım ve denetim yöntemleri geliştirilmiştir. Bu tasarım sürecinde karşılaşılan en büyük güçlük; taşıtların çok sayıda bağlı hareketi bir arada gerçekleştirmesidir. Tasarım sürecinin en önemli problemlerinden birisi de sağlanması istenilen ölçütlerin kendi aralarında bir uyumsuzluk içerisinde olmalarıdır. Örneğin yüksek sürüş konforu sürüş güvenliğini azaltırken, sürüş güvenliğini arttırmak amacıyla yapılan müdahaleler de sürüş konforunu azaltmaktadır.

Taşıt üzerinde hissedilen titreşimler farklı kaynaklar tarafından uyarılmaktadır. Bunlar; taşıt motoru ve aktarma organları, aerodinamik kuvvetler, tekerlek ve bağlı olduğu grubun statik dengesizlikleri ve en önemlisi de tekerleklerin düzensiz (bozuk, engebeli) yol yüzeyi ile olan etkileşimleridir. Yol yüzeyindeki bozukluklar, neredeyse pürüzsüz sayılabilecek olan otoyollardan off-road olarak tabir edilen çok engebeli yol yüzeyine kadar değişen farklı sınıflandırmalara tabi tutulmaktadır. Yoldan kaynaklanan titreşimlerin taşıt gövdesine iletilen kısmı bazı tasarım ve çalışma şartlarına bağlı olarak değişmektedir, yani tekerlek grubunun ve süspansiyon sisteminin statik ve dinamik özellikleri, taşıtın eylemsizlik kuvvetleri ve taşıt hızı iletilen titreşimlerin genlik ve frekans aralığını belirlemektedir.

Tüm yer taşıtlarında sürüş konforu ve sürüş güvenliğini arttırmanın yolu titreşim hareketlerinin bastırılmasından geçmektedir. Özellikle off-road (yol harici) taşıtlarında yüksek genlik ve düşük frekans değerine sahip yol bozukluklarından gövdeye yansıyan titreşimlerin bastırılması, hem kullanıcı ve yolcuların sağlık ve güvenliklerini hem de yük ve taşıtın yapısını korumak için zorunludur. Bunun için öncelikle maruz kalınan titreşimin analizinin yapılması ve bileşenlerinin anlaşılması gerekmektedir. Aynı zamanda taşıt, yolcular ve taşınan yükün de titreşim hareketine gösterdikleri cevabın incelenmesi ve bunlar üzerinde etkin olan baskın bileşenleri ayırt edilmesi de yerinde olacaktır. Bütün kara taşıtları genelde 3 adet öteleme ve 3 adet dönme titreşim hareketine maruz kalmasına rağmen bunlar içerisinde en baskın olanı düşey doğrultudaki titreşim hareketleridir.

Taşıtlarda titreşim hareketlerini bastırma amacıyla kullanılan sistemler süspansiyon sistemleri olmaktadır. İyi bir süspansiyon sistemi tasarlamak için öncelikle taşıt üzerinde sağlanması beklenen ölçütlerin doğru bir şekilde tespit edilmesi ve sorunun kaynağının yukarıda belirtildiği şekilde tanımlanması gerekmektedir. Bunun için öncelikle ele alınan sistemin analitik bir modelini oluşturmak gerekmektedir. Ardından insanların titreşime karşı hassasiyetleri bir ölçüt halinde matematiksel olarak ifade edilmeli, benzer şekilde yol düzensizlikleri de bu model için bir giriş olacak şekilde düzenlenmelidir. Böylece ele alınan sistem üzerinde gerekli olan tasarım parametrelerine ulaşmak mümkün olmaktadır.

Yukarıda belirtilen gereksinimler çerçevesinde çalışmanın amacı şu şekilde özetlenebilmektedir. Bir taşıtı temsil edebilecek en basit ve en gerçekçi matematiksel modelin belirlenerek bu modele ait parametrelerin sistem başarımı üzerindeki etkilerinin incelenmesidir. Ele alınan model üzerinde uygulanacak olan ve istenilen sürüş ölçütlerini sağlayacak denetim yapısının belirlenmesi, aynı zamanda bu denetim yapısının süspansiyon sisteminin başarımını arttıracak şekilde geliştirilmesidir. Denetimi geliştirmek ve aktif bir yapıya kavuşturmak amacıyla taşıt modeli üzerinde elektromekanik bir eyleyici tasarımının gerçekleştirilmesi, bu türden bir elemanın taşıt üzerinde kullanımının uygunluğunun araştırılmasıdır. Aynı zamanda elde edilen yapıdan enerji geri kazanımı için alternatif metotların ve eleman tasarımlarının gerçekleştirilmesidir.

1.2. Çalışmanın Kapsamı

- i. Çalışmadaki taşıt modeli, basit yapısına rağmen süspansiyon sistemini analitik olarak temsil edebilmesi nedeniyle çeyrek taşıt modeline dayanmaktadır.
- ii. Pasif süspansiyon sistemi ve Skyhook denetimli süspansiyon sistemi için sistem parametrelerinin etkisini incelemek üzere istatistiksel tabanlı bir çıktı analizi ile nümerik denemelere ve görsel analizlere dayanan bir inceleme yapılmıştır.
- iii. Aynı zamanda çeyrek taşıt modeli üzerinde serbest titreşim analizi de gerçekleştirilmiştir.
- iv. Çeyrek taşıt modeli üzerinde Skyhook denetim algoritması uygulanmıştır.
- v. Skyhook denetim algoritmasının öngördüğü sönümleyiciyi pratik olarak uygulama imkânı olmadığından bu algoritma çerçevesinde sönümleme kuvvetini üretecek olan doğrusal eyleyici devreye sokulmuş ve böyle bir elemanın fiziki tasarımı ele alınmıştır.
- vi. Skyhook denetim algoritmasını geliştirmek amacıyla bazı düzenlemeler yapılarak denetim aktif bir yapıya kavuşturulmuştur.
- vii. Elde edilen aktif süspansiyon sisteminden enerji geri kazanımı sağlamak amacıyla enerji geri kazanım alternatifleri geliştirilmiştir.
- viii. Doğrusal motoru enerji geri kazanımı ve eyleyici konumunda çalışmasını düzenleyecek bir denetim yapısı geliştirilmeye çalışılmıştır.

1.3. Çalışmanın Planı

Gerçekleştirilen bu çalışmanın KAYNAK ARAŞTIRMASI bölümünde;

- Öncelikle taşıtların maruz kaldığı titreşim hareketlerinin ve titreşim – insan etkileşimlerinin incelendiği çalışmalar hakkında bilgiler verilmiştir.
- İnsan vücudunun titreşimlere karşı (özellikle düşey doğrultulu) gösterdiği tepkiler incelenmiş, titreşime karşı hassas olduğu frekans bölgeleri belirtilmiştir. Buna göre belirlenen uluslararası standartlar ve sınırlamalara yer verilmiştir.

- Taşıtın üzerinde ilerlediği ve gövde üzerindeki titreşimlerin ana kaynağı olan yol yüzeyi modellerine ilişkin bilgiler verilmiş, yol yüzeyini temsil ettiği kabul edilen matematiksel ifadeler yer verilmiştir.
- İkinci olarak; süspansiyon sistemlerine ait olan modeller, sistem elemanları ve parametrelerine ilişkin yapılan çalışmalara yer verilmiştir.
- Süspansiyon sistemlerinin kullanım amaçları ve taşıtın hareketi üzerindeki etkileri doğrultusunda kaydedilen gelişmelere yer verilmiştir.
- Üçüncü olarak; süspansiyon sistemlerine ait denetim yöntemlerin araştırılması ve geliştirilmesine ilişkin yapılan çalışmalar ele alınmıştır.
- Sağlanan gelişmeler tarih sıralamasına göre ele alınarak değerlendirilmiştir.
- Son olarak; süspansiyon sistemlerinden enerji geri kazanımı yöntemleri ve elemanlarının araştırıldığı çalışmalara yer verilmiştir.
- Geri kazanım fikrinin ve nedenlerinin ortaya çıkmasına neden olan gelişmeler ve bu amaçla tasarlanan yöntem ve elemanlara değinilmiştir.

Geçmişe yönelik çalışmalardan elde edilen bilgilerin ışığında süspansiyon sistemi ve denetimini oluşturmak amacıyla MATERYAL ve METOT bölümünde;

- Taşıtlarda gözlenen titreşim hareketleri ayrıntılarıyla ele alınmış, taşıt üzerinde sürüş esnasında bunlar içerisinde en etkili olanları belirlenmeye çalışılmıştır.
- Oluşan bu titreşimlerin insan sağlığı üzerinde olan etkilerinin hangi sınırlar çerçevesinde gerçekleştiği ve bunların önüne geçmek için hangi ölçütlerin gözlenmesi gerektiği belirlenmeye çalışılmıştır.
- Süspansiyon sistemlerini oluşturan elemanlar ayrıntılarıyla ele alınmış titreşim sönümlenme performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir.
- Günümüz yer taşıtlarının analitik olarak ifade edilmesini sağlayan model yapıları incelenmiştir. Bu yapıların birbirlerine göre olan avantaj ve dezavantajları ortaya konmuş, buna göre hangi modelin kullanımının daha uygun olduğu belirlenmiştir.
- Basit yapısı ve düşey doğrultulu titreşim hareketlerini incelemadaki yeterliliği nedeniyle taşıt modelleri içerisinde çeyrek taşıt modeli kullanımı uygun

görülmüştür. Çeyrek taşıt modelini temsil etmesi amacıyla matematiksel denklemleri elde edilmiştir.

- Taşıt ve süspansiyon sistemine ilişkin parametrelerin tespiti ile sistemin doğal frekanslar belirlenmiş ve bunların sistem performansı üzerindeki etkileri gözlenmiştir.
- Süspansiyon sistemlerinin denetimlerinde kullanılan yöntemler ele alınarak modelimiz için en uygun olan yöntem belirlenmeye çalışılmıştır.
- Belirlenen çeyrek taşıt modelinin üzerine bu yöntemlerden skyhook denetim yapısı entegre edilmiş, mevcut olan denetim algoritması geliştirilmeye çalışılmıştır.
- Çeyrek taşıt modelini aktif hale getirmek amacıyla mevcut sisteme bir eyleyici ilavesi yapılarak modeli ifade eden denklemler yeniden oluşturulmuştur.
- Oluşan bu yeni sistemin performansı istatistiksel ve görsel analizler ile geleneksel sistemlere göre karşılaştırmaya tabi tutulmuştur. Bu noktada kullanılan istatistiksel yöntemlerde açıklanmaya çalışılmıştır.
- Süspansiyon sisteminde eyleyici görevini yerine getirecek elektromanyetik yapı olarak doğrusal motor içeren bir sistem tasarlanmış ve bunun gerçekleştirilebilirliği araştırılmıştır.
- Sistemden enerji geri kazanımı gerçekleştirmek için bazı alternatifler geliştirilmiş, bunlardan elde edilebilecek geri kazanım enerji miktarları araştırılmıştır.

Elde edilen veya geliştirilen yapıların etkinliğinin gözlenmesi amacıyla BULGULAR ve TARTIŞMA bölümünde;

- Taşıt modeli parametrelerindeki değişimlerin süspansiyon sistemi başarımlı ölçütleri üzerindeki etkilerinin görsel ve istatistiksel analiz sonuçlarına yer verilmiştir.
- Skyhook denetimi ilavesinin geleneksel modele göre getirdiği iyileşmeyi gözlemek amacıyla frekans domeninde süspansiyon sisteminden elde edilen grafikler karşılaştırılmıştır.
- Benzer bir karşılaştırma zaman domeninde de gerçekleştirilmiştir.
- Enerji geri kazanımına ilişkin yol tipine bağlı sonuçlara yer verilmiştir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Tüm mekanik sistemlerde olduğu gibi taşıtlarda da yoldan ya da sürüş şeklinden kaynaklanan titreşimler hem yolcu hem de taşıtı oluşturan elemanlar için önemli bir problem teşkil etmektedir. 1886 yılında Almanya Manneheim’ da Karl Benz tarafından hareket ettirilen bildiğimiz anlamdaki ilk otomobilden günümüze kadar olan süreçte bu problemin önüne geçebilmek amacıyla birçok çalışmalar yapılmıştır. Bu amaçla ortaya konan çözüm; çok çeşitli süspansiyon sistemlerinin ve denetim yöntemlerinin geliştirilmesi olmuştur.

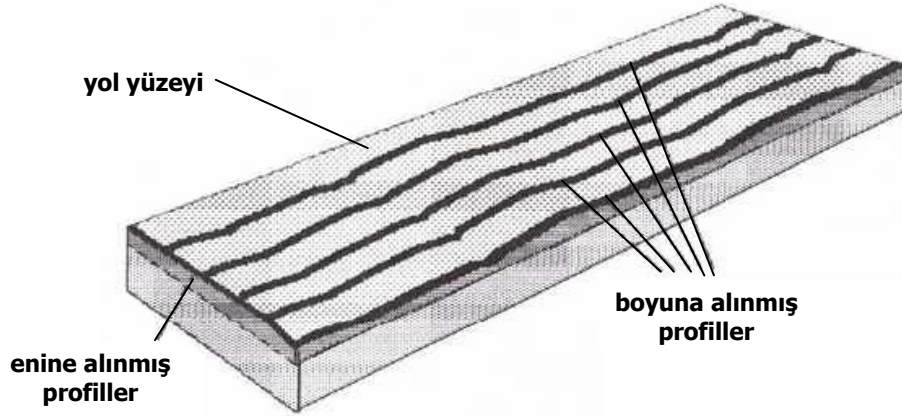
Süspansiyon sistemlerinin tasarımında iki ana hedef bulunmaktadır; bunlardan ilki yolcuların fiziksel ve ruhsal yapısında oluşabilecek etkiyi en aza indirecek konfor seviyesinin sağlanması, diğeri ise taşıtın yol ile olan temas kuvvetinin sürekliliğinin, yani iyi bir sürüş karakteristiğinin sağlanmasıdır. Bu iki özellik birbirine sıkı sıkıya bağlı olup genel anlamda birinin iyileşmesi diğerrinin kötüleşmesi anlamına gelebilmektedir.

İyi bir süspansiyon sisteminin tasarlanabilmesi için öncelikle taşıtın bütün süspansiyon parametrelerine ve çevresel etkenlere nasıl tepkiler verdiğinin iyi bilinmesi gerekmektedir. Aynı zamanda tasarlanan sistemin gereksinimlere göre yeni elemanlarla takviye edilmesi ya da farklı denetim yöntemleriyle denetlenmesi de gerekebilmektedir. Bu konularda yapılmış birçok çalışma mevcut olup bunları dört ana bölümde ele almak mümkündür:

- i. Taşıtların maruz kaldığı titreşim hareketlerinin ve titreşim – insan etkileşimlerinin incelendiği çalışmalar
- ii. Süspansiyon sistemlerine ait olan modeller, sistem elemanları ve bunların oluşturduğu sistem parametrelerine ilişkin yapılan çalışmalar
- iii. Süspansiyon sistemlerine ait denetim yöntemlerin araştırılması ve geliştirilmesine ilişkin yapılan çalışmalar
- iv. Süspansiyon sistemlerinden enerji geri kazanımı yöntemleri ve elemanlarının araştırıldığı çalışmalar

2.1. Titreşim ve İnsan Etkileşimlerinin İncelendiği Çalışmalar

Taşıtlar üzerinde ilerledikleri yol yüzeyinde gerçekte çok karmaşık yol profillerine maruz kalmaktadırlar. Karaçay (2002)'a göre bir yol profili; yol yüzeyinin sanal bir çizgiden alınan iki boyutlu kesiti olarak tanımlanmaktadır ve aşağıdaki şekilde gibidir.



Şekil 2.1. Yol profilleri (Karaçay 2002)

Gillespie (1992)' ye göre taşıt sürüş karakteristiğinde en etkili olan titreşim kaynağı yolda mevcut Şekil 2.1' deki gibi pürüzlülüklerdir. Bu pürüzlülük yol üzerindeki çukurlar, kasisler, yol yapım hataları ve yapımda kullanılan malzemelerin karakteristik özelliklerinden oluşmaktadır.

Yapılan çalışmalar sonucunda, sabit hızla ilerleyen bir taşıt için üzerinde ilerlediği yolun pürüzlülüğünün normal dağılım gösterdiği anlaşılmıştır. Buna göre; yol pürüzlülüğünü deneysel ölçümlerle elde etmek yerine bunlara yakın sonuçlar veren farklı formüller geliştirilmesi yoluna gidilmiştir. Buradaki amaç analitik çalışmalar için genel bir ifade elde etmek olmuştur.

Böyle bir amaçla çalışmalar yapan Robson (1979) ilk olarak yol yüzeyinin pürüzlülüğünün spektral yoğunluğunu veren ifadeyi elde etmiştir. Bu çalışmayı takip eden Sharp ve Crolla (1987)' nin çalışmasında ise belirlenen üç farklı yol tipi (tali yol, ana yol, otoyol) için Robson'ın formülünde yer alan pürüzlülük katsayısının alabileceği değer aralıkları ve ortalama değeri verilmiştir.

Gillespie (1992) ise güç spektral yoğunluk fonksiyonu ifadesini geliştirerek pürüzlülük katsayısı değerinin yanı sıra yol yapımında kullanılan materyale ilişkin bir katsayıyı daha ifadeye eklemiştir. Gillespie' ye göre bu denklem uygun bir rassal sayı serisiyle birlikte kullanıldığında tipik bir yol için pürüzlülüğün spektral yoğunluğunu ifade eden sonuçlar üretmektedir.

Sayers ve Karamihas (1998) yaptıkları çalışmalarında pürüzlülüğü taşıtın ilerlediği tekerlek izinin yükselti profiliyle tanımlamışlar ve bunları geniş bantlı rassal sinyaller olarak sınıflandırmışlardır. Bu amaçla yol profilini matematiksel fonksiyonlarla ifade etmişler bu amaç için de trigonometrik fonksiyonlardan faydalanmışlardır. Sayers ve Karamihas' a göre tipik bir yol profili doğrudan bir sinüs eğrisine benzememekle birlikte bir seri sinüs eğrisine ayrılabilir. Böylece karmaşık şekilli fonksiyonları matematiksel olarak değişik dalga boyları, genlikler ve fazlarından oluşan sinüs eğrilerinin bir araya getirilmesiyle oluşturulabilmişlerdir. Yol profilini oluşturmak için birbirine eklenmesi gereken sinüs eğrilerinin genliklerini de ayrı fourier dönüşümü yardımıyla hesaplamışlar, bu sayede rassal bir olayın içerisindeki farklı frekans bileşenlerinin etkileri ayrı ayrı ortaya çıkarabilmişlerdir.

Ahmed (2001) ise çalışmasında; yol yüzeyi boyunca belirli aralıklarla ölçülen yol yüksekliklerinin toplamından elde edilen ve pürüzlülük göstergesi (Roughness Index = RI) isimli yeni bir parametre tanımlamıştır. Tipik gösterge değerleri olarak düzgün, orta ve bozuk yollar için değer aralıkları belirtmiştir. Ahmed aynı zamanda taşıt hızına bağlı nihai bir güç yoğunluk fonksiyonu ifadesi de tanımlamıştır.

$$S(\omega) = \frac{\sigma_1^2}{\pi} \left[\frac{\lambda_1 V}{\omega^2 + \lambda_1^2 V^2} \right] \quad (2.1)$$

Bu ifade de V taşıt hızını göstermekte olup, λ_1 ve σ_1 pürüzlülük katsayıları Çizelge 2.1' deki gibi farklı yol tipleri için farklı değerler almaktadır.

Çizelge 2.1. Farklı yol tipleri için pürüzlülük katsayıları (Ahmed 2001)

Yol Tipi	λ_1 (m ⁻¹)	σ_1 (m)
Asfalt (düzgün)	0.30	0.0033
Beton (kısmen düzgün)	0.40	0.0056
Beton (bozuk)	0.80	0.0120

Rassal bir yol girişine karşı sistemin (süspansiyon sisteminin) cevabı, güç spektral yoğunluk fonksiyonu kullanılarak, $T(\omega)$ sistemin transfer fonksiyonu olmak üzere aşağıdaki gibi elde edilebilmektedir.

$$Sistem\ yanıtı(\omega) = |T(\omega)|^2 S(\omega) \quad (2.2)$$

Hong ve ark. (2002)' ları ise çalışmalarında yol yüzeyi yüksekliğinin güç yoğunluk fonksiyonunu aşağıdaki şekilde tanımlamışlardır:

$$S_i(\Omega) = \kappa_i (\Omega / \Omega_c)^{-N}, \quad N = \begin{cases} 2 & , \text{ eğer } \Omega \leq \Omega_c \\ 1.5 & , \text{ eğer } \Omega > \Omega_c \end{cases} \quad (2.3)$$

(2.3) numaralı denklemde Ω salınım/metre cinsinden salınım sayısını, Ω_c ise yine aynı birim cinsinden kritik salınım sayısını ($1/2\pi$) göstermektedir. κ_i ise yol tiplerine ait pürüzlülük katsayılarını temsil etmektedir. Hong ve arkadaşları aynı zamanda pürüzlülük katsayısı için daha fazla yol tipi tanımlamışlardır. Bu yol tipleri ISO tarafından da standart olarak tanımlanmış olup günümüzde kullanılmaktadır.

Çizelge 2.2. ISO yol sınıfları (Hong ve ark. 2002)

Yol Sınıfları	Pürüzlülük Katsayısı - κ_i [m^2 .(salınım/m)]	
	Değer aralıkları	Ortalama Değer
A (oldukça düzgün)	$2 \times 10^{-6} - 8 \times 10^{-6}$	4×10^{-6}
B (düzgün)	$8 \times 10^{-6} - 32 \times 10^{-6}$	16×10^{-6}
C (ortalama)	$32 \times 10^{-6} - 128 \times 10^{-6}$	64×10^{-6}
D (bozuk)	$128 \times 10^{-6} - 512 \times 10^{-6}$	256×10^{-6}
E (çok bozuk)	$512 \times 10^{-6} - 1048 \times 10^{-6}$	1024×10^{-6}

Hong ve arkadaşları (2.3) ifadesini benzer şekilde taşıt hızına bağlı olarak ifade etmişlerdir. V taşıt hızını, f ise Hz cinsinden yol frekansını göstermek üzere güç yoğunluk fonksiyonu şu şekilde elde edilmiştir.

$$S_i(f) = \kappa_i V^{N-1} f^{-N}, \quad N = \begin{cases} 2 & , \text{ eğer } \Omega \leq \Omega_c \\ 1.5 & , \text{ eğer } \Omega > \Omega_c \end{cases} \quad (2.4)$$

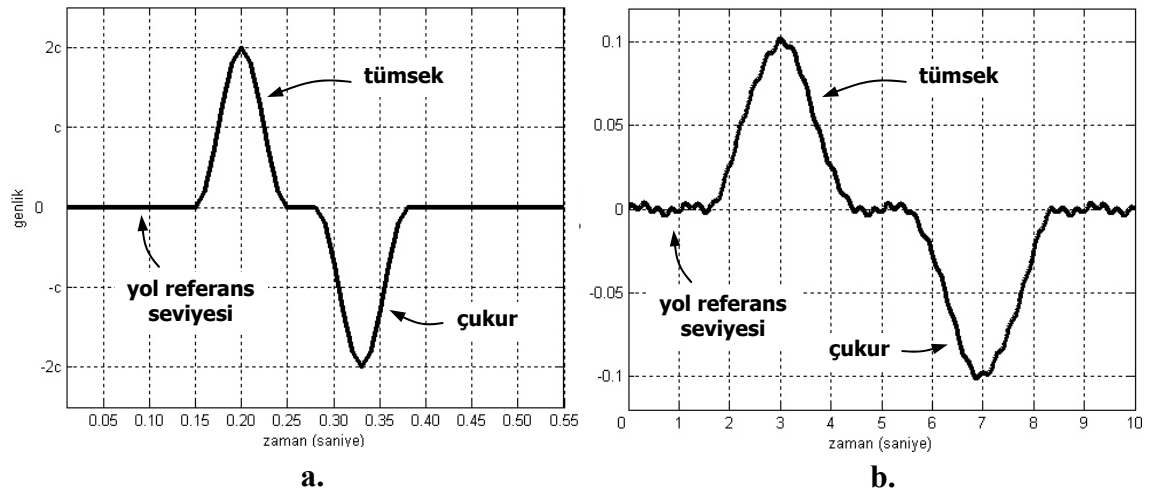
Simülatif çalışmalar esnasında kolaylık sağlaması açısından yol modelleri genellikle trigonometrik fonksiyonların ya da yüksek dereceli fonksiyonların toplamından elde edilmektedir. Örneğin; Roh ve Park (1998) çalışmalarında yol modeli olarak bir tümsek ve ardından gelen çukuru temsil eden şöyle bir ifade kullanmışlardır.

$$z_r(t) = \begin{cases} 0 & , t < t_1 \\ c[1 - \cos K\pi(t - t_1)] & , t_1 \leq t < t_2 \\ 0 & , t_2 \leq t < t_3 \\ c[1 - \cos K\pi(t - t_3)] & , t_3 \leq t < t_4 \\ 0 & , t \geq t_4 \end{cases} \quad (2.5)$$

Bu ifade de $2c$ değeri tümseğin genliğini göstermektedir. Bu ifadeden elde edilen yol modeli Şekil 2.2.a' da görülmektedir. Chen ve Huang (2005)' da çalışmalarında benzer bir ifadeden türettikleri aşağıdaki yol modelini kullanmışlardır.

$$z_r(t) = \begin{cases} -K_1(t - t_1)^3 + K_2(t - t_1)^2 + d(t) & , t_1 \leq t < t_2 \\ K_1(t - t_3)^3 + K_2(t - t_3)^2 + d(t) & , t_2 \leq t < t_3 \\ K_1(t - t_4)^3 - K_2(t - t_4)^2 + d(t) & , t_4 \leq t < t_5 \\ -K_1(t - t_6)^3 - K_2(t - t_6)^2 + d(t) & , t_5 \leq t < t_6 \\ d(t) & , \text{diğerleri} \end{cases} \quad (2.6)$$

Bu ifadedeki $d(t)$ fonksiyonu; yolun ana frekansından yüksek frekanslı sinüs fonksiyonlarının toplamından ibarettir. (2.6) denkleminde elde edilen yol yüzeyi de Şekil 2.2.b' de görülmektedir.



Şekil 2.2. Trigonometrik fonksiyonlardan elde edilen yol yüzeyi modelleri
a. Roh ve Park (1998)' in modeli **b.** Chen ve Huang (2005)' in modeli

Bu noktaya kadar taşıtların üzerinde ilerledikleri yolun yani titreşim hareketlerinin modellenmesine ilişkin çalışmalara yer verilmişti. Takip eden çalışmalarda ise titreşim hareketlerinin insan üzerindeki etkilerini incelenmiştir.

Bu konuda çalışmalar yapanlardan birisi olan Yang (2001)' a göre bu titreşimler genellikle karmaşık bir yapıya sahip olup, birçok frekans bileşenlerinin bir araya gelmesinden oluşmakta ve zaman içerisinde çok farklı yönlerde oluşabilmektedir. Yang taşıtlarda maruz kalınan bu titreşim hareketlerinin insan üzerinde bazı psikolojik ve biyolojik etkiler yarattığını belirtmektedir.

Griffin (2001a) ve (2001b) ise çalışmalarında bu titreşim hareketlerinin insan sağlığı üzerinde etkili olan esas bileşenlerini ortaya çıkarmaya çalışmıştır. Böylece insan vücudunun bir ya da iki frekans değerine karşı hassas olduğunu ortaya koymuş ve bu frekans değerlerini insan vücudunun rezonans frekansları olarak belirtmiştir.

Maruz kalınan titreşimlerin sınıflandırılması konfor ve insan sağlığına etkileri açısından sınıflandırılması daha da eski tarihlere dayanmaktadır. Bu konudaki ilk ve en önemli çalışma Janeway (1975) tarafından yapılmıştır. Janeway, taşıtın tek bir frekans bileşenine sahip sinüzoidal tipte düşey doğrultulu titreşime maruz kaldığı durum için konfor açısından farklı ölçütler ve limit grafikler tanımlamıştır. Günümüzde Janeway Konfor Ölçütleri olarak anılan bu kriterler Society of Automotive Engineers = SAE tarafından da kabul görmüş olup, bir standart olarak uygulanmaktadır.

Benzer türde bir çalışma International Organization for Standardization = ISO tarafından da gerçekleştirilmiştir. ISO 2631-1 adıyla yayınlanan bu standartta ISO, insanlar için titreşime maruz kalma süresi ve titreşim hareketinin ivmelenme değerine bağlı yorgunluk ya da tahammül sınırlarını belirleyen ölçütler yayınlamıştır (Anonim 1997) Aynı zamanda standart içerisinde, insanın absorbe edebildiği titreşim doz aralıkları ile yolun düzgünlük sınıfını veren ölçütlerde yer almaktadır.

Maruz kalınan titreşimin insan vücudu üzerinde yorgunluk hissinden sonra en sıklıkla görülen etkilerinden birisi de taşıt tutmasıdır. ISO gibi standartlar yayınlayan bir kuruluş olan British Standart = BS tarafından yayınlanan ilgili standarda göre düşük frekanslı ve düzenli maruz kalınan titreşim hareketi taşıt tutmasına yol açmaktadır (Anonim 1987). Bu standardın içerisinde taşıt tutması için bir doz formülü belirtilmiş olup, ayrıca frekansa bağlı limit değer grafikleri de verilmiştir.

2.2. Süspansiyon Sistemi Modelleri, Elemanları ve Sistem Parametrelerinin İncelenmesi Üzerinde Yapılan Çalışmalar

Bir fiziksel sistemi en iyi şekilde ele alıp inceleyebilmek için o sistemi en gerçekçi şekilde modellemenin ne derece önemli olduğu gayet açıktır. Bu nedenle süspansiyon sistemlerini ve üzerinde bulunduğu taşıt sistemini modellemek adına da birçok çalışmalar yapılmıştır. Örneğin Williams (1997a) süspansiyon sistemlerini titreşimleri sönümleme özelliklerine göre pasif, yarı aktif ve aktif olmak üzere 3 ana grupta ele almıştır. Williams'a göre pasif sistemler yapılarında geleneksel elemanların kullanıldığı süspansiyon sistemleri olup bu elemanların karakteristik parametre değerleri sürüş esnasında değiştirilememektedir. Bu özellikleriyle pasif süspansiyon sistemleri kendilerinden beklenen performansı (taşıt gövdesinde minimum ivmelenme değeri hissedilmesi ve yol tutuş kuvvetinin sürekliliğinin sağlanması) her zaman sağlayamamaktadır. Bu nedenlerle yarı aktif ve aktif sistemler ortaya çıkmıştır.

Şiren (1996)'e göre böyle bir sistem başlangıçta arzu edilen kullanım tipine göre tasarlanmakta, karakteristik parametre değerleri sistem tasarımcıları tarafından istenilen amaçları gerçekleştirecek doğrultuda belirlenmektedir.

AutoZine (2006)' e göre farklı yol ve sürüş koşullarında konfor ve güvenlik ölçütlerini aynı şekilde muhafaza etmek için taşıt süspansiyon sisteminde yer alan parametrelerin değiştirilebilmesi gerekmektedir. Bunun için yay ve sönümleme katsayısı taşıt kullanıcısı tarafından daha önceden belirlenmiş değerlere ayarlanabilen yapılara gerek duyulmaktadır. Bu türden sistemlerde kullanıcı uygun yol koşulu (otoban, şehirlerarası yol, bozuk yol vb.) ya da sürüş şekline (spor kullanım, ekonomik kullanım vb.) göre başlangıçta istediği değeri (yumuşak, orta, sert gibi) ayarlayabilmektedir. İşte bu ihtiyaç sebebiyle yarı aktif ve aktif sistemler ortaya çıkmıştır.

Bu noktadan sonra yarı aktif ve aktif sistemler ile ilgili olan çalışmaları ayrı ayrı ele alınmıştır.

2.2.1. Yarı Aktif Süspansiyon Sistemleri Üzerine Yapılan Çalışmalar

Yarı aktif bir süspansiyon sistemini gerçeklemek için gerekli olan sönümlenme parametre değeri değiştirilebilen türde eyleyiciler ile sistemi güncellemektir. Emura ve arkadaşları (1994) sürüş esnasında sönümlenme katsayısı değiştirilebilen bir eleman gerçekleştirebilmek amacıyla rotoru sönümleyicinin pistonuna bağlanmış bir step motordan faydalanmışlardır. Bu step motorun dönüş hareketi sayesinde piston üzerindeki valflerin genişliklerini değiştirerek sönümleyici içerisindeki akış miktarını değiştirmişlerdir. Ancak bu türde bir eleman kullanarak sönümleyiciye sadece sert ve yumuşak olmak üzere iki farklı sönümlenme değeri sağlayabilmişlerdir.

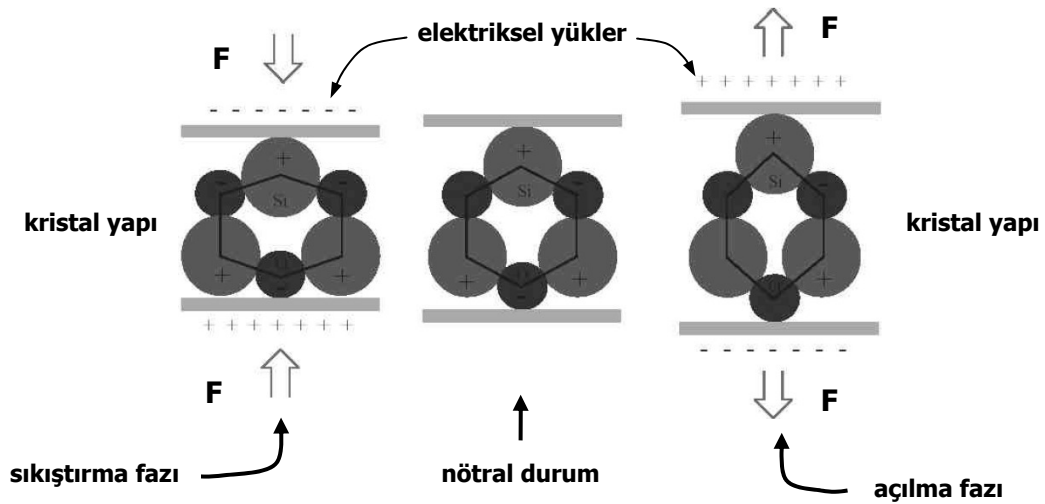
Bu çalışmayı takip eden Teramura ve arkadaşları (1997) ise aynı türde bir sönümleyici ile çalışmışlar ancak sönümleyicinin sert ve yumuşak değerine geçişlerini ayarlayan farklı bir algoritma ile bu elemanı çalıştırmışlardır. Bu sayede taşıt gövdesinde hissedilen ivmelenme değerinde bir iyileşme sağlamışlardır.

Yine aynı türde bir eleman ile çalışmalar yapan Yoshida ve arkadaşları (1999) ise sönümleyicinin alabildiği değer sayısını arttırmak amacıyla step motor için yeni bir tasarım geliştirmişlerdir. Step motorun yaptığı daha küçük hareketler sayesinde sert ve yumuşak sönümlenme değerlerinin arasında da değerler elde edilmiştir.

Sönümlenme katsayısının bu iki farklı şekilde ayarlanması yarı aktif süspansiyon sistemlerini Gordon ve Sharp (1998)' in çalışmalarında da belirttiği gibi açık-kapalı ve sürekli değişken yarı aktif sistemler olmak üzere kendi içerisinde iki gruba ayırmıştır. Sürekli değişken yarı aktif sistemler aktif sistemlere yakın performans değerleri göstermekte olup aktif sistemlerin ortaya çıkmasında temel oluşturmuşlardır. Liu ve arkadaşları (2005)' da çalışmalarında açık-kapalı ve sürekli değişken yarı aktif sistemlerin her ikisini de kullanarak sürekli değişken sistemlerin avantajını ortaya koymuşlardır.

Kaydedilen gelişmeler doğrultusunda, yarı aktif sistemler için sönümlenme katsayısı birçok farklı değere ayarlanabilir türde sönümleyicilere duyulan gereksinimi geleneksel yapılarla karşılamak güçleşmiştir. İşte bu nedenle süspansiyon sistemlerinde, malzeme bilimindeki gelişmelerden faydalanılarak türetilmiş yeni materyallerin kullanımına gidilmiştir. Bu materyaller “smart” sıfatıyla sınıflandırılmışlardır.

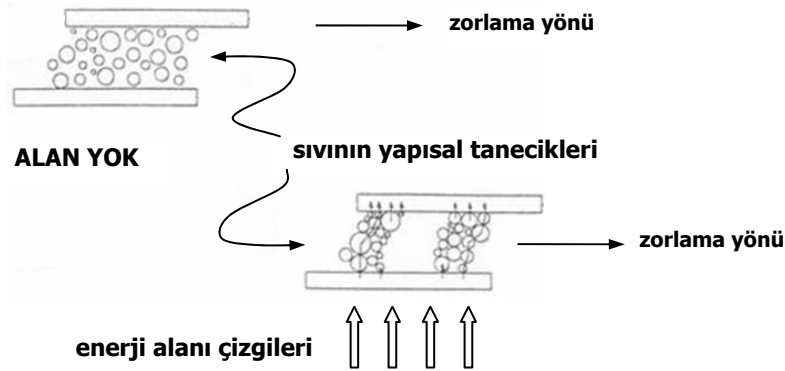
Pinkos ve Shtarkman (1996)'a göre; smart materyaller, karakteristikleri denetlenebilen, kestirilebilen ve gözlenebilen materyal sınıfını oluşturmaktadır. Bu türden materyallerin karakteristikleri elektrik ya da manyetik alan gibi bir dış etki ile denetlenebilmekte ve enerji materyale uygulandığında materyalde bazı kestirilebilir ve tekrarlanabilir değişimler oluşmaktadır. Katı ve sıvı formları bulunan bu malzemelerin katı formda olanlarına bir örnek piezoelektrik malzemelerdir. Bu malzemeler elektrik ve mekanik enerjiler arasında denetlenebilir bir enerji dönüşümü sağlamaktadır (MSI 2005). MSI ve McConnell (2001)'in da çalışmasında belirttiği gibi piezoelektrik etki olarak adlandırılan bir etkiye göre bu türden bir molekül yapısı bir elektriksel alana maruz bırakıldığında Şekil 2.3' te görüldüğü gibi fiziksel yapısında değişim (genleşme ve büzülme gibi) gözlenmektedir. İşte bu etkiden faydalanılarak farklı sönümleyici tasarımlarına gidilmiştir.



Şekil 2.3. Piezoelektrik kristal yapısı (MSI 2005a)

İlk olarak Thirupathi ve Naganathan (1995) piezoelektrik seramik yapıları art arda bağlayarak makro boyutlarda titreşim hareketlerini bastırabilecek deneysel tasarımlar üzerinde durmuşlardır. Oldukça düşük cevap süreleri ile mükemmel performans göstermesine karşın yüksek gerilim ihtiyacı sebebiyle bu deneysel yapılar uygulamaya geçirilememiştir. Yinede bu çalışmaya paralel yöndeki çalışmalarla piezoelektrik materyaller taşıtlar üzerindeki yüksek frekanslı gürültü ve titreşimlerin bastırılması uygulamalarında yoğunlukla kullanılmışlardır (Anonim 2006a).

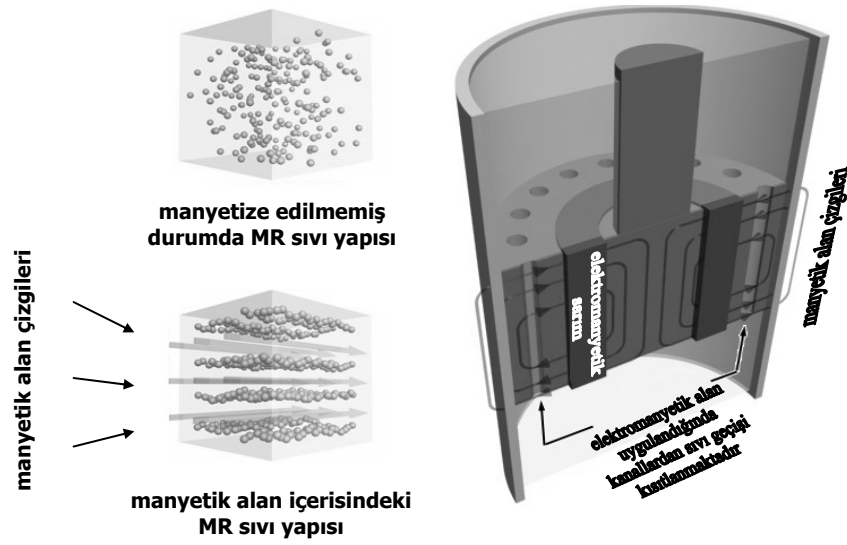
Süspansiyon sistemlerinde kullanılan sıvı fazdaki smart materyallere güzel bir örnek ise Rheological sıvılardır. Bunlar üzerine bir enerji alanı uygulandığında enerji alanının değişimleri ile akış özellikleri (viskozitesi) değişebilen sıvılardır (Jordan ve Shaw 1989). Şekil 2.4' te görüldüğü üzere bir enerji alanı uygulanması ile birlikte tanecikler belirli bir formda (kolonlar şeklinde) sıralanmakta ve bunların kırılması için gerekli enerji miktarı artmaktadır. Bu da alışkanın yapışkanlık gücünü (viskozite) arttırmaktadır. Alan kaldırıldığı zaman parçacıklar eski konumlarına geri dönmektedirler.



Şekil 2.4. Enerji alanındaki rheological akışkan yapısı (Jordan ve Shaw 1989)

Pinkos ve Shtarkman (1996)'a göre rheological akışkanların enerjii bu şekilde absorbe edebilmeleri süspansiyon sistemlerinde sönümleyicilerin enerji sönümlemesinde kullanılabileceğini göstermektedir. Bu düşünceden yola çıkan Chung ve Shin (2004) electro-rheological sıvı içeren bir yarı aktif sönümleyici tasarlamıştır. Bu yapı içerisindeki sönümleyicide bir elektrik alanı uygulandığında valfler arasında gözlenen akış hareketinin daha büyük bir dirençle karşılaşmasını sağlamış, yani sönümleme kuvvetini uyguladıkları elektrik alanı ile değiştirebilmişlerdir.

Aynı prensibin kullanıldığı başka bir çalışmada (Anonim 2006b) ise electro-rheological sıvı yerine magneto-rheological sıvı kullanılmıştır. Bu türden bir sönümleyicinin ve içerisindeki materyalin yapısı şekildeki gibidir.



Şekil 2.5. Akışkan olarak rheological sıvı kullanılan sönümleyici yapısı (Anonim 2006b)

Fischer ve Isermann (2004)' in çalışmasında ise pasif sistemlerle yarı aktif sistemlerin performansı arasında ayrıntılı bir karşılaştırmaya gidilmiştir. Buna göre; yapısında rheological akışkan kullanılan benzer bir sönümleyiciyle gerçekleştirilen yarı aktif süspansiyon sisteminde pasif elemanlar kullanılan bir süspansiyon sistemine göre sürüş konforu açısından %20-30, sürüş güvenliği açısından da %10-25 arasında daha iyi sonuçlar elde edilmektedir. Aktif süspansiyon sistemlerinde ise bu oranlar sadece ve sadece sürüş konforu için >%30 ve sürüş güvenliği için de %25'e çıkmaktadır. Sonuç olarak basit yapıları olan ve çok az harici enerji kaynağı gerektiren yarı aktif süspansiyon sistemleri aslında oldukça iyi performans değerleri sunmaktadır.

2.2.2. Aktif Süspansiyon Sistemleri Üzerine Yapılan Çalışmalar

Malzeme biliminde kaydedilen gelişmeler ve taşıtlar üzerinde kullanıma hazır harici enerji kaynaklarının artması ile birlikte yarı aktif sistemlerin kullanımında karşılaşılan kısıtlamalar aktif süspansiyon sistemleri ile giderilmeye çalışılmıştır. Isermann (1996)' in çalışmasında belirttiği üzere aktif süspansiyon sistemlerindeki sönümleyici artık bir eyleyici haline dönüşmektedir. Isermann'a göre aktif süspansiyon sistemleri yapılarında akışkan (hidrolik ya da pnömatik) kullanılan, geliştirilmiş

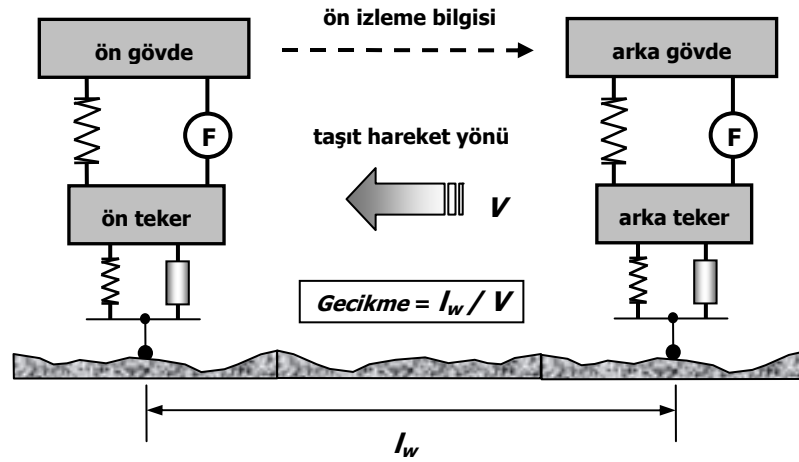
materyaller (piezoelektrik, memory metal vb.) kullanılan ve elektromekanik eyleyiciler (motor, elektromagnet vb.) kullanılan olmak üzere üç farklı gruba ayrılabilir. (1998).

Bannatyne (1998), Ikenaga ve ark. (1999), Nguyen ve ark. (2001) ile Fialho ve Balas (2002) tarafından yapılan çalışmalarda; eyleyici yapısında sadece hidrolik akışkan malzeme kullanılmıştır. Bu türden bir sistemde yay ve sönümleyicinin işini eyleyici tek başına üstlenmektedir. Eyleyici içerisindeki akışkan miktarı harici bir pompa tarafından sağlanmaktadır. Böylece taşıt üzerindeki her bir süspansiyon grubunun sönümleme değeri ve taşıt sürüş yüksekliği birbirinden bağımsız olarak sağlanabilmiştir.

Williams (1997b) ise çalışmasında oleo-pnömatik adı altında yeni bir eyleyici yapısı ortaya koymuştur. Bu eyleyici tipinde akışkan olarak yağ ve hava birlikte kullanılmıştır. Eyleyici içerisinde yağ tarafından sıkıştırılmış durumda olan hava bir nevi yay etkisi göstermektedir. Sönümleyici içerisindeki yağ akışı ise sönümleme etkisini oluşturmaktadır.

Ramsbottom ve Crolla (1997) ise çalışmalarında pnömatik sönümleyicilere yer vermişlerdir. Bu sistemlerde sönümleme kuvveti, körük adı verilen bölmelere seviye kontrol valfleri üzerinden hava basılması ya da tahliye edilmesi sayesinde elde edilmektedir. Burada körükler standart süspansiyon sistemlerindeki yay elemanının seviye kontrol valfleri ise sönümleyici elemanının işlevini yerine getirmektedir.

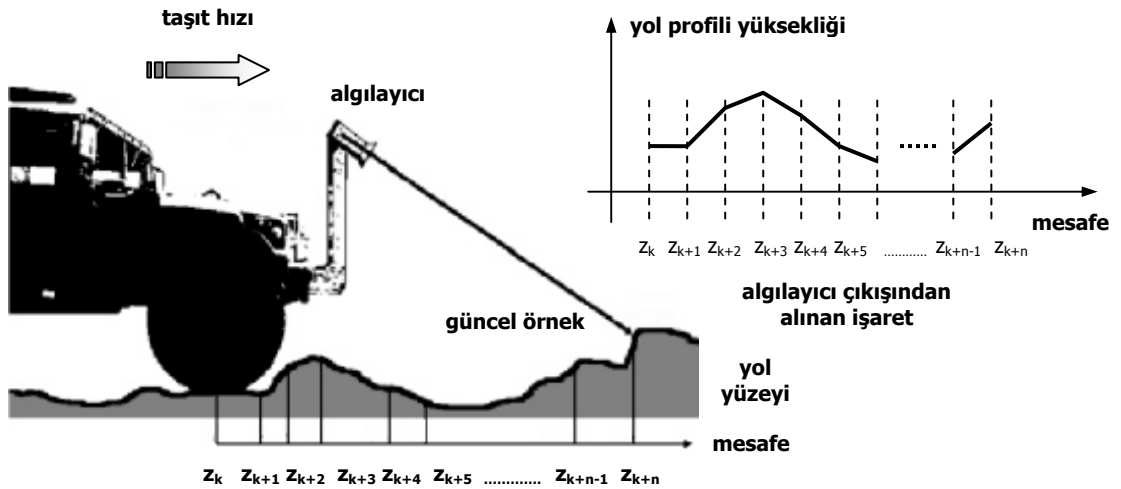
Demerdash ve ark. (1995) ile Demerdash (1998)' in çalışmasında Ramsbottom ve Crolla (1997)'nin çalışmasındakine benzer bir yapıyı standart bir otomobile uyguladıkları görülmektedir. Aynı zamanda sistem performansını arttırmak için wheelbase correlation adını verdikleri bir algoritma ile yol modeli hakkında bir kestirimde bulunmaktadırlar. Bu ilişkisel kestirim arka tekerleklerin ön tekerleklerin maruz kaldığı yol bozukluğuna belirli bir zaman gecikmesi ile maruz kalacakları varsayımına dayanmaktadır. Şekil 2.6'da bu bilginin nasıl elde edildiği görülmektedir. Demerdash yaptığı çalışmalarda bu ilişkisel yaklaşım sayesinde ilişkisel yaklaşımın kullanılmadığı aktif yapıya göre başvurma ivmelenmesi değerlerinde %20, gövde ivmelenmesi (arka teker grubunda) değerlerinde ise %18' e varan iyileşmeler elde etmişlerdir. Pasif sistemler ile aynı yol modelinde elde edilen sonuçlarla karşılaştırıldığında ise; başvurma ivmelenmesi değerlerinde %44, gövde ivmelenmesi (arka teker grubunda) değerlerinde ise %29' daha iyi sonuçlar elde etmiştir.



Şekil 2.6. Yarı taşıt modeli üzerinde ön izleme bilgisinin elde edilmesi

Roh ve Park (1998)' e göre ise; ön tekerleklerin hareketinden yola çıkılarak elde edilen bu ön izleme bilgisi sadece arka eyleyicilerin performansına katkıda bulunmaktadır. Oysa hem ön hem de arka tekerlekler için bu türden bilgi elde edilebilirse elde edilecek performans daha fazla olacaktır. Bu nedenle ön izleme yönteminin bir adım ötesine gidilerek yol algılayıcılarının kullanımı ortaya çıkmaktadır. Bu türden sistemlerde yol algılayıcısı olarak kısa mesafe radarı ya da optik yansıma algılayıcıları kullanılmaktadır (McConnell 2001).

Walker (1997) ve Donahue (2001)' nin bu türden bir sistem üzerinde yaptığı çalışmalarda taşıtın ön kısmına yerleştirilen algılayıcı Şekil 2.7' deki gibi taşıtın hemen önündeki yol profilini taramakta ve denetim algoritmasına göndermektedir.



Şekil 2.7. Yol algılayıcısı ilavesi ile yol profilinin kestirilmesi (Donahue 2001)

Görüldüğü üzere algılayıcıdan elde edilen işaretler değerlendirilerek taşıtın bir sonraki adımda maruz kalacağı yol profili kestirilmektedir. Böylece hem ön hem de arka süspansiyon sistemi için bir ön izleme bilgisi elde edilmiş olmaktadır.

Gerçekte bir taşıt üzerinde yaylanır ve yaylanmaz kütleler arasında bu iki bloğun hareketlerinden farklı bir yönde kuvvet üreterek sönümleme etkisi yaratabilecek her sistem aktif bir eyleyici olarak kullanılabilir. Elektromekanik eyleyicilerde buna en güzel örnekleri teşkil etmektedirler. Örneğin Hoogterp ve ark. (1997) bu düşünce ile ele aldıkları süspansiyon sistemi yapısında eyleyici olarak bir elektrik motoru kullanmışlardır. Ancak motorun dönel hareketini doğrusal harekete çevirmeyip tekerlek grubuna doğrudan bağlayarak düşey doğrultudaki hareketleri sönümlemeye çalışmışlardır. Bu bağlantı şekliyle özellikle çok tekerlekli zırhlı araçlar üzerinde tatmin edici sonuçlar elde etmişlerdir.

Weeks ve ark. (1999) ve (2000)' nın yaptıkları çalışmalarda ise eyleyici olarak yine bir DC motor kullanmışlardır. Ancak Hoogterp' in çalışmasından farklı olarak motorun dönel hareketini doğrusal harekete dönüştürerek sisteme uygulamışlardır. Sistemde bir elektrik motorunun kullanımı ile hidrolik sistemlere göre hem yer kazanımı açısından hem de hareketlere çok daha hızlı yanıt vermesi açısından avantaj sağlamışlardır. Bu türden bir eyleyicinin en büyük dezavantajı ise dört tekerlek grubu için birer eyleyici kullanımı düşünülürse sistemin tümü için ihtiyaç duyulan enerji miktarının fazla oluşudur. Weeks ve arkadaşları yaptıkları gerçek denemelerde düzgün yol koşullarında oldukça uygun sonuçlar elde etmiş, bozuk yol koşullarındaki sonuçlarda kabul edilebilir seviyelerde kalmıştır. Bununla birlikte yukarıda bahsedilen tipte bir eyleyici yapısı ile gerçekleştirilen aktif süspansiyon sistemlerinde taşıt gövdesi düşey ivmelenme ve yerdeğiştirme değerlerinde pasif sistemlere göre 2,5 kata kadar daha iyi sonuçlar elde etmişlerdir.

Weeks ve arkadaşlarının dönel elektrik motorundan dönüşümle elde ettikleri doğrusal hareketi sağlamak amacıyla Holdman ve ark. (2001) pasif yay ve sönümleyici içeren geleneksel süspansiyon sistemine düşey doğrultuda hareket eden bir elektromagnet yapısı ilave etmişlerdir. Bu eklenti ile sistemlerde oluşan sönümleme kuvveti eksikliğini gidermeye çalışmışlardır.

2.3. Süspansiyon Sistemlerine ait Denetim Yöntemlerin Araştırılması ve Geliştirilmesine İlişkin Yapılan Çalışmalar

Bütün sistemlerde olduğu gibi süspansiyon sistemlerinin de hareketlerini belirleyen bir denetim yapısına ihtiyaç duymaktadırlar. Bu amaçla birçok farklı süspansiyon denetim yöntemi geliştirilmiştir. Bunlardan en yaygın olarak bilinen yöntem Skyhook süspansiyon denetim yöntemidir. Emura ve arkadaşları (1994)'nın çalışmalarında yaptıkları tanıma göre; ideal skyhook süspansiyon denetimi, süspansiyon sönümleyicisinin taşıt gövdesi ile onunla aynı hızda hareket eden ve havada asılı bir sabit varsayımsal nokta arasına bağlandığı kabul edilen hayali bir süspansiyon modeline dayanmaktadır. Yine Emura ve arkadaşlarına göre bu türden bir montaj sönümleyicinin kütleyle aynı yerdeğiştirmeye sahip olması, böylece taşıtın yol yüzeyinden bağımsız bir biçimde ilerlemesi anlamına gelmektedir.

Pratikte skyhook sönümleyicinin havada asılı duran bir referans noktasına bağlı olması mümkün olmadığından, sönümleyici taşıt gövdesi ile tekerlek grubu arasına monte edilmektedir. Gerekli olan skyhook sönümleme kuvveti de bu yeni sönümleyici tarafından uygulanmaktadır (Ahmadian 2001). Skyhook süspansiyon denetimi taşıt gövdesini yoldan gelen etkilerden izole etmek amacıyla uygulanmaktadır. Ahmadian çalışmasında aynı zamanda tekerlek grubunun yoldan gelen etkilerden izole edilmesini sağlayan groundhook süspansiyon denetiminden de bahsetmiştir. Groundhook süspansiyon denetimi prensipte skyhook denetimine benzemektedir. Farklı olarak sönümleyici havadaki değil yer yüzeyindeki sanal bir referans noktasına bağlanmaktadır.

Ahmadian (2005) diğer bir çalışmasında ise skyhook ve groundhook denetimlerinin avantajlarını bir araya getiren Hibrid süspansiyon denetiminden de bahsetmiştir. Bu denetim yönteminde hem bir skyhook hem de bir groundhook sönümleyicisi yer almaktadır. Ahmadian çalışmasında ayrıca hibrid denetim yönteminin işlev ağırlığını belirlemek için kullanılan doğrusal bir ifadeye de yer vermiştir.

Hwang ve ark. (1998) ile Hong ve ark. (2002) yaptıkları çalışmalarında skyhook denetim yapısında bazı değişikliklere giderek daha iyi performans almak için çalışmışlardır. Bunun için skyhook sönümleyicinin yanına ilave olarak sönümleme

katsayısı ayarlanabilir bir sönümleyici daha ilave etmişler, ardından bu sönümleyicilerin sönümleme katsayıları yol girişinin bir fonksiyonu olarak düşünerek denetim giriş işareti aşağıdaki gibi ele almışlardır. Bu ifadede c_v eklenen sönümleyicinin sönümleme katsayısı olup, z_r kestirilerin yol girişini temsil etmektedir.

$$u = -c_{sh}(\hat{z}_r) \dot{z}_s - c_v(\hat{z}_r)(\dot{z}_s - \dot{z}_u) \quad (2.7)$$

Skyhook denetim yöntemi haricindeki çalışmalara bir örnek olarak Kuo ve Li (1999)'nin çalışmasını vermek mümkündür. Kuo ve Li çalışmalarında hidrolik akışkanlı bir eyleyici kullanmayı tercih etmişler, eyleyicinin üreteceği kuvveti ise yol ve taşıt üzerinden elde edilen verilerin genetik algoritmalar ve bulanık mantığın birlikte kullanıldığı bir denetim yöntemi ile hesaplamışlardır.

Optimal denetim stratejisi ise bir başka araştırılan süspansiyon denetim yöntemi konusu olmuştur. Optimal denetim teorisi, optimizasyon algoritmalarının kullanıldığı denetim ilkeleriyle ilgili bir matematiksel alandır. Bu teori; ele alınan bir sistem için tanımlanan değer fonksiyonunun minimize edilmeye çalışılması esasına dayanmaktadır.

Süspansiyon sistemleri için de optimal denetim teorisini uygulamak mümkün olmaktadır. Bunun için öncelikle süspansiyon sistemlerinin performans ölçütlerinin ortaya konulması gerekmektedir. Sam ve ark. (2000) ile Gao ve ark. (2006) tarafından bu en önemli olan dört ölçüt; sürüş konforu, sürüş güvenliği, süspansiyon çalışma aralığı ve sönümleyici gücü olarak sıralanmıştır. Bunlardan son üçünün gerçekte sadece sisteme ait sınırlandırmalardan ibaret olduğu, sadece ilk ölçütün minimize edilmesi gerektiği görülmektedir. Sam ve arkadaşlarına göre; bir süspansiyon sistemi için denetim kanunlarını tasarlarken güdülen strateji, “son üç performans ölçütünü istenilen değer aralıklarında tutarken düşey doğrultulu gövde ivmelenme değerini minimize etmeye çalışmak” şeklinde olmalıdır.

Roh ve Park (1998) ile He ve McPhee (2005) çalışmalarında bu ölçütler ışığında bir değer fonksiyonu tanımlamışlar ve optimal denetim stratejisinin amacı olarakta bu değer fonksiyonunu minimize etmeye çalışmayı koymuşlardır. He ve McPhee (2005) seçtikleri uygun ağırlıklandırma katsayıları ile LQG (Linear Quadratic Gaussian) algoritmaları kullanarak pasif sistem ile elde edilen gövde ivmelenmesi değerlerinde yaklaşık %30 azalma sağlamışlardır. Kendi geliştirdikleri ve içerisinde genetik, LQG ve

Kalman filtre algoritmaları gibi yöntemleri birleştiren iki farklı A-i-O (All in One) algoritması ile de yine gövde ivmelenmesi değerlerinde pasif sisteme göre %50 ve %65 azalma sağlamışlardır.

2.4. Süspansiyon Sistemlerinden Enerji Geri Kazanımı Yöntemleri ve Elemanlarının Araştırıldığı Çalışmalar

Taşıt süspansiyon sistemlerinde ele alınan ana problem olan, titreşim hareketlerinin önüne geçilmesi isteği, aslında enerji geri kazanımı için önemli bir çözümü de içerisinde barındırmaktadır. Hâlihazırda taşıtın ileri yöndeki hareketiyle yol bozukluklarından kaynaklanan düşey doğrultudaki titreşimler, taşıtın kütlesi de göz önüne alınırsa önemli bir enerji kaynağı oluşturabilmektedir. Bu türde aktif süspansiyon sistemleri enerji geri kazanımlı (rejeneratif) sıfatını almaktadır (Montazeri ve Kashani 2003).

Sistemden enerji geri kazanımını sağlamak için birçok farklı eyleyiciden ya da elemandan yararlanılabilmektedir. Goldner ve ark. (2001) çalışmalarında silindirik bir bakır tüp ve içerisine yerleştirilmiş düşey doğrultuda hareket edebilen bir magnet çubuktan ibaret olan bir eyleyici kullanmışlardır. Böylece düşey doğrultudaki titreşimlerden, back electromotive force (EMF) etkisini kullanarak bir gerilim indüklemeyi başarmışlar ve enerji geri kazanımı sağlamışlardır.

Graves ve arkadaşları (2000) ise çalışmalarında iki farklı geri kazanım yöntemi ortaya koymuşlardır. Bunlardan ilkinde Goldner ve arkadaşlarının yöntemine benzer olarak sabit bir manyetik alan içerisinde sarımlardan oluşan devreyi hareket ettirerek emf elde etmişler, diğerinde ise sabit sarımların üzerindeki manyetik alanı değiştirerek emf elde etmeye çalışmışlardır. Graves ve arkadaşları yaptıkları teorik çalışmalarla 2. türdeki emf eyleyicisinin geleneksel emf eyleyicisine göre yaklaşık %31 daha verimli olduğunu, hatta çekirdek şekillerini değiştirerek %123'e kadar verim artışı sağlanabileceğini göstermişlerdir.

Enerji geri kazanımının başka bir yöntemi olarakta piezoelektrik malzemelerin kullanımı denenmiştir. Vujic (2002) çalışmasında birçok piezoseramik diski üst üste seri

olarak fiziksel basınç uygulanacak yönde bir araya getirmiş, böylece toplamda daha yüksek gerilim değerleri elde etmiştir. Bu geri kazanım elemanı için fiziksel basınç kaynağını yoldan kaynaklanan düşey doğrultulu titreşim hareketleri oluşturmaktadır.

Aktif süspansiyon sistemlerinde eyleyici olarak kullanılabilen elektrik motorlarından aynı zamanda jeneratör olarakta faydalanmak mümkün olmaktadır. Rotorun dönme ya da öteleme hareketinin motor dışındaki başka bir hareket kaynağından _ki bu harici hareket kaynağı yoldan gelen bozucu etkiler olmaktadır_ ötürü oluşması sonucu manyetik alandaki değişimler yüzünden sarımlar üzerinde bir gerilim indüklenebilmektedir. Böyle bir mantıkla hareket eden Suda ve ark. (1998) ile Nakano ve ark. (2000) süspansiyon sisteminde bir yerine iki adet motor kullanmış, bunlardan birisini eyleyici diğerini ise jeneratör olarak çalıştırmışlardır.

Okada ve Harada (1996) ile Montazeri ve Kashani (2002) ise çalışmalarında sadece tek bir motor kullanmışlardır. Böyle bir sistemde motoru, hem eyleyici hem de jeneratör olarak çalıştırmışlardır. Motorun aynı zamanda jeneratör olarak kullanılabilmesi *back emf* etkisinden dolayı kaynaklanmaktadır. Montazeri ve Kashani çalışmalarında özellikle yol girişi olarak tümsek modeli kullandıklarında yüksek geri dönüşüm verimliliği değerleri elde etmişlerdir. Okada ve Harada ise bu verimliliğin özellikle taşıt doğal frekansının üzerindeki yol girişlerinde arttığını gözlemişlerdir.

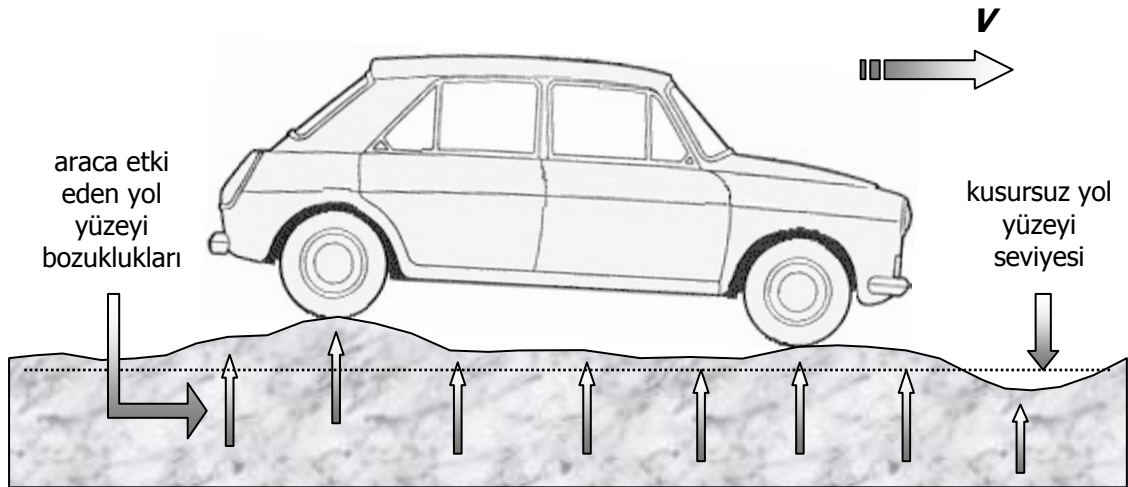
Apter ve Prathaler (2002) ise taşıtlardaki enerji geri kazanımını farklı bir noktadan sağlamayı öngörmüşlerdir. Özellikle elektrikli taşıtlar için geçerli bu çalışmada tekerleklerin hareketini sağlayan dönel elektrik motorlarında, taşıtın frenleme hareketi yaptığı anlarda, eylemsizlik kuvvetinin oluşturduğu *back emf* geriliminden enerji geri kazanımı sağlamışlardır.

3. MATERYAL ve METOT

3.1. Taşıtlarda Gözlenen Titreşim Hareketleri

Günümüz yer taşıtları motorlarında çeşitli yöntemlerle ürettikleri enerjiyi ilgili aksamaları ile harekete dönüştürüp yer (yeryüzü) ile temas eden tekerlekleri aracılığıyla hareketlenip konum değiştirebilmektedir. Taşıt hareketinin güvenilir bir şekilde sürdürülebilmesi için tekerleklerin her an yer ile olan temaslarının korunması ve bununda belirli kurallar çerçevesinde gerçekleşmesi gerekmektedir. Ancak bu sürekli temastan dolayı taşıtlar yoldan gelen etkilere karşı her zaman açıktır. Yoldan gelen etkiler haricinde taşıtın kullanım şekli yüzünden de tekerleklerin yol ile olan teması etkilenebilmektedir. Sürüş esnasındaki her türlü manevralar, dönüşler, duruş ve kalkışlar bu ilişkiyi etkilemektedir.

Şekil 3.1' deki gibi, bir yol üzerinde V hızıyla ilerlemekte olan araca yol boyunca yüzeyin düşey kesitinde ortaya çıkan yükseklik değişimleri (bozukluklar) yüzünden kararlılığını etkileyen etkiler gelmektedir. Taşıt kullanıcıları ve üreticileri açısından bu yükseklik değişimlerin mümkün olduğunca sifira yakın olması, diğer bir ifadeyle yolun tamamen düzgün olması istenir. Ancak yol yapım maliyetlerinin getirdiği sınırlamalar yüzünden bunu gerçekleştirmek zordur ve yollar istenildiği şekilde düzgün yapılamazlar. Bu gerçekten yola çıkarak taşıtların her zaman belirli bir titreşime maruz kalacakları söylenebilir.

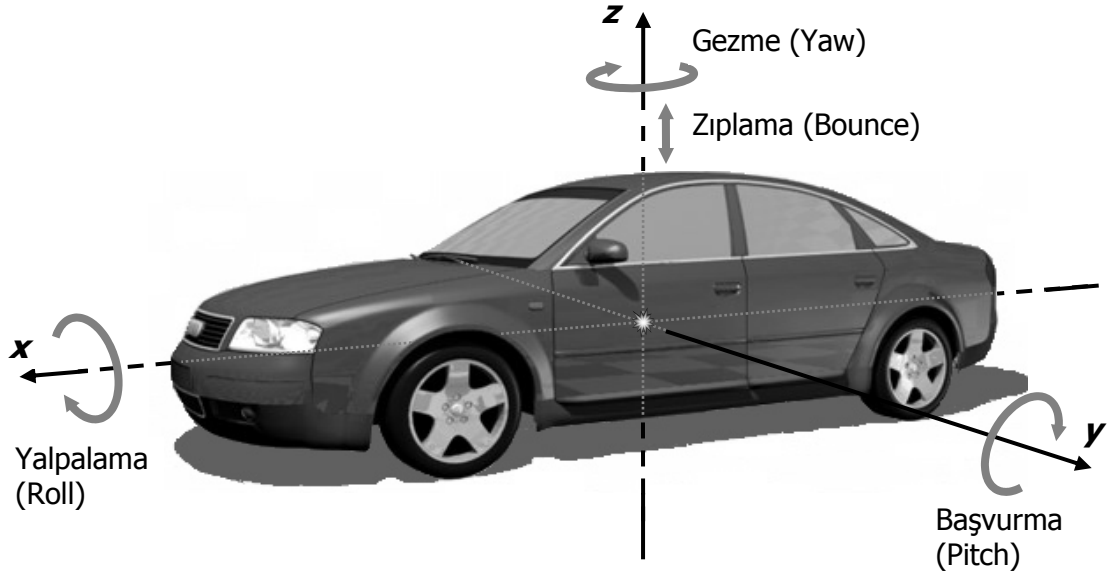


Şekil 3.1. Bir taşıtın yol yüzeyindeki bozukluklardan etkilenmesi

Oluşan bu titreşimlerin taşıt ve dolayısıyla üzerinde taşıdığı yolcu ve yükler için bazı yansımaları olmaktadır. Taşıt açısından değerlendirecek olunursa; taşıtı oluşturan parçaların fiziksel limitlerinin zorlanması sebebiyle taşıt hızının düşmesi ve yol tutuş yeteneğinin zayıflamasına bağlı olarak sürüş güvenliğinin azalması sayılabilmektedir. Yolcular açısından oluşan etkileri ele alınırsa da; insan psikolojisi ve biyolojisine (konfor hissini azaltması, sinir sisteminin etkilenerek duyuların hassasiyetinin kaybolması omurga sistemine olan baskının artması, yol tutması olarak adlandırılan mide bulantısı, baş dönmesi vb.) olan bozucu etkileri sayabilmektedir. Taşıt üzerinde taşınan eşyaların aşırı titreşime bağlı olarak zarar görmesi de yük açısından oluşan olumsuz etkilerdendir. Bahsedilen bu sonuçlar taşıtın sürüşü açısından iki önemli ölçütü göstermektedir.

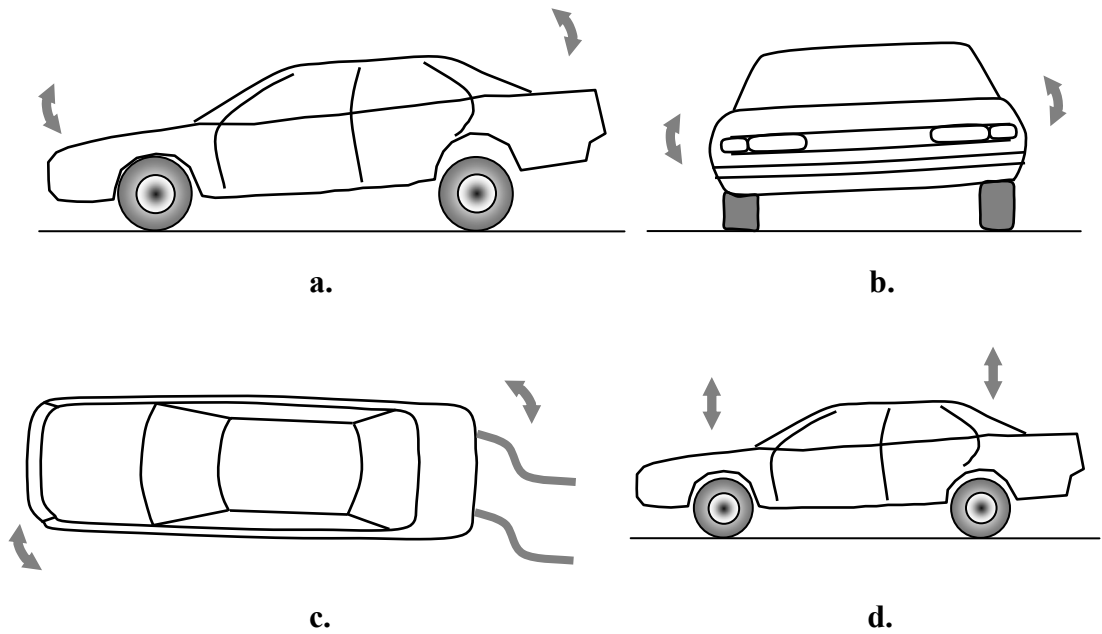
- Sürüş konforu
- Yol tutuşu ya da sürüş güvenliği

Süspansiyon sistemleri ile donatılmış bir araçta bile sürüş şekli ve bozucu etkilerden dolayı açısız ve kartezyen koordinatlarda gözlenen birçok salınım hareketi meydana gelmektedir. Bu salınım hareketlerinden yukarıda belirtilen ölçütler için en önemli olanları Şekil 3.2. üzerinde gösterilmektedir.



Şekil 3.2. Taşıtlarda meydana gelen başlıca salınım hareketleri

Görüldüğü üzere bu hareketlerin 3 tanesi açısız koordinatlarda 1 tanesi ise kartezyen koordinatlarda oluşmaktadır. Gösterilmeyen diğer iki kartezyen koordinattaki hareketler ise normal koşullarda seyir esnasında gözlenmemektedir (y doğrultusundaki bir hareket ancak taşıta yandan gelen fiziksel bir darbe sonucu görülebilmektedir, x doğrultusundaki hareket ise zaten taşıtın kendi hareket doğrultusunda yer aldığından ayrıca değerlendirmek gerekmemektedir). Bahsedilen bu dört hareket daha iyi anlaşılmaları için iki boyutlu çizimler üzerinde gösterilecek olursa, Şekil 3.3.' te yer alan çizimler elde edilmektedir.



Şekil 3.3. Taşıtlarda meydana gelen salınım hareketlerinin araç üzerinde gösterimi
a. Baş vurma **b.** Yalpalama **c.** Gezme **d.** Titreme

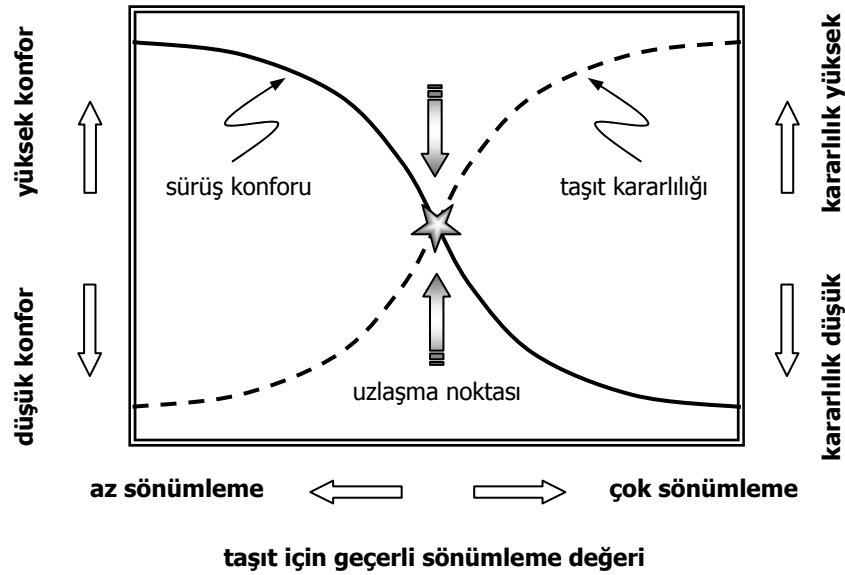
Baş vurma: Aracın ağırlık merkezine göre ön ve arka kısmının hareket doğrultusunda aşağı yukarı doğru hareket etmesidir. Bu salınım özellikle taşıtın çok çukurlu, pürüzlü ve kasisli yani bozuk stabilize yollarda kullanıldığı durumlarda ya da ani fren yapma durumunda meydana gelmektedir.

Yalpalama: Sürüş esnasında keskin bir dönüş ya da ani bir şerit değiştirme yapıldığında dönülen tarafın aksi yöndeki yaylar sıkışmakta diğer taraftakiler ise açılmaktadır. Taşıtın bir yanı (sağ veya sol) bir yol bozukluğuna maruz kaldığında da aynı olay gerçekleşmektedir. Uyarıcı etkinin ortadan kalkmasının ardından bile taşıt denizde dalgaya tutulmuş sandal gibi hareketi bir süre sürdürmektedir.

Gezme: Aracın, ağırlık merkezinin düşey eksenini etrafında saatin dönüş yönünde ve tersi yönde yaptığı harekettir. Sürüş kararlılığını oldukça etkileyen bir salınımdır. Genellikle taşıt üzerindeki sistemlerin bir hatası sonucu oluşmaktadır.

Zıplama: Aracın tümüyle düşey doğrultuda aşağı yukarı yönde yaptığı harekettir. Düzgün olmayan yollarda yüksek hızlarda araç kullanıldığı zamanlarda meydana gelmektedir. Ayrıca süspansiyon sistemi elemanlarının karakteristik değerlerine bağlı olarak ta şiddeti artıp azalabilmektedir.

Sürüş güvenliğini azaltmadan tüm bu istenmeyen titreşim hareketlerinin önüne geçebilmek ve sürüş konforunu arttırabilmek için süspansiyon sistemleri her iki ölçütü de sağlayacak ortak bir noktada tasarlanmaktadır. Böyle bir tasarım işlemi esnasında sürüş konforu ve sürüş kararlılığı (taşıt kararlılığı da denilebilir) ölçütlerinin her ikisinin de performansından ödün verilen bir uzlaşma noktası dikkate alınmaktadır. Bu uzlaşma noktasını daha iyi açıklayabilmek için, her iki ölçütün aracın sönümleme değerine göre göreceli performansını bir grafik üzerinde göstermek mümkündür. Şöyle ki;



Şekil 3.4. Sürüş konforu ve kararlılığı ölçütlerinin sönümleme oranına göre değişimlerinin bir uzlaşma noktasında buluşması

Süspansiyon sistemi yol tutuş ve kararlılık ölçütüne göre optimize edildiğinde (yani sistem tasarımı esnasında çok sönümleme tercih edildiğinde) taşıt ve

beraberindekiler bol miktarda titreşime maruz kalmakta, sürüş sert ve konforsuz bir şekilde gerçekleşmektedir. Tersi durumda ise yani süspansiyon sistemi yumuşak ve rahat kullanım için optimize edildiğinde (az sönümlenmenin tercih edildiği durum) araç üzerindeki hissedilebilir titreşimler azalmakla birlikte ani dönüşler ya da şerit değiştirmeler gibi anlarda taşıtın kararlılığı da azalmaktadır. Sürüş konforu ve taşıt kararlılığı ölçütlerinin arasında Şekil 3.4.' teki gibi bir uzlaşma noktası yaratıldığında her ikisi de en iyi durumlarından oldukça aşağıda bir seviyede olmaktadır. Süspansiyon sisteminin performansı, işte bu kayıp yüzünden sınırlı bir değerde olabilmektedir. İyi bir tasarımda bu uzlaşmaya olabildiğince zarar vermemeye çalışılarak istenilen amaçlara ulaşmak için gerekli eleman değerleri seçilmelidir (Ahmed 2001).

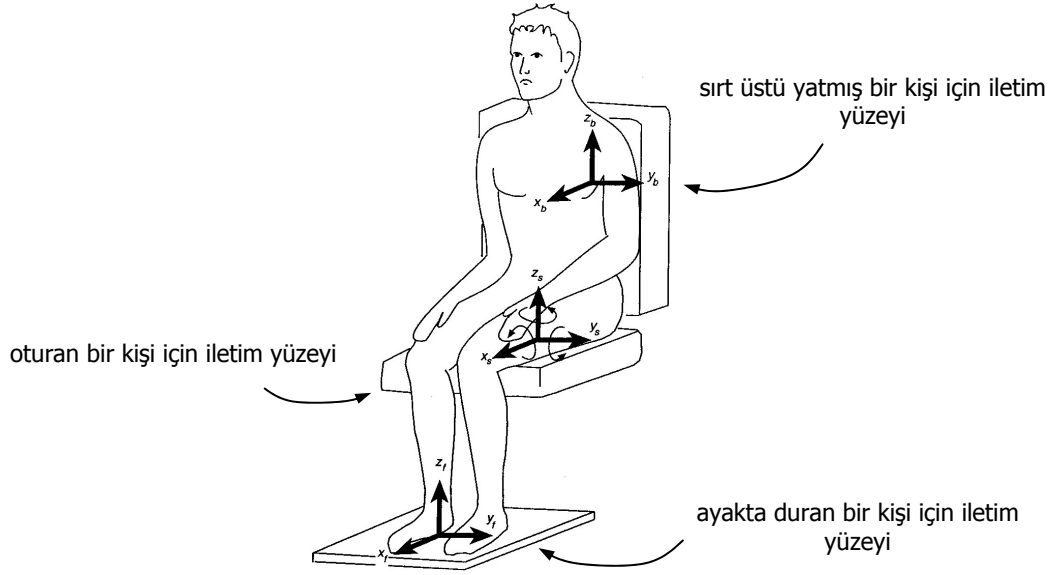
3.2. İnsan Vücudunun Titreşime Karşı Gösterdiği Tepki

Tüm hava, kara ve deniz taşıtları, endüstri ya da tarım gibi sektörlerde kullanılan makineler ve her türlü endüstriyel etkinlikler (inşaat çalışmaları, patlamalar vb.) insanların sağlıklarını, günlük etkinliklerini ve konforlarını etkileyen periyodik, rassal ya da geçici birçok mekanik titreşime maruz bırakmaktadır. Titreşimler genellikle karmaşık bir yapıya sahip olup, birçok frekans bileşenlerinden oluşmakta ve zaman içerisinde çok farklı yönlerde oluşabilmektedir. Bu durumda, özellikle de vücudun tamamının titreşime maruz kalması bazı psikolojik ve biyolojik etkiler yaratmaktadır (Yang 2001).

İnsan vücudu karmaşık bir mekanik yapı olup titreşimlere karşı sabit bir kütle gibi yanıt vermemektedir. Bunun yerine maruz kaldığı titreşimin yönüne ve frekansına bağlı olarak gövdenin bölümleri arasında bağıl hareketler yaparak yanıt vermektedir. Oluşan genel kaniya göre insan vücudunu iki rezonans frekansına sahip olabilmektedir (Griffin 2001b).

Titreşimler insan vücuduna Şekil 3.5' te görüldüğü gibi destek yüzeyleri üzerinden iletilmektedir. 1 Hz' den küçük frekanslı titreşimlerde gövde ve oturağın düşey doğrultudaki hareketleri hemen hemen aynı ve bu anda titreşimin iletimi de birebir olmaktadır. Titreşimin frekansının artmasıyla birlikte gövdenin hareketleri oturaktan ölçülen değerden daha fazla olmakta iletilebilirlik değeri bir ya da daha fazla

frekans değerinde (rezonans frekansları) tepe yapmaktadır. Yüksek frekanslarda ise tam tersi olarak iletilebilirlik düşmekte yani gövdenin yaptığı hareket oturaktan daha az olmaktadır. Görüldüğü gibi iletilebilirliğin en yüksek değerlerini aldığı frekanslar, titreşimin doğrultusuna ve kişinin duruş şekline göre değişiklikler göstermektedir.



Şekil 3.5. Titreşimlerin insan vücuduna iletim yüzeyleri (Griffin 2001b)

ISO 2631-1 (Anonim, 1997) standardına göre; titreşim hareketinin insan üzerindeki etkileri iki frekans aralığında değerlendirilmektedir:

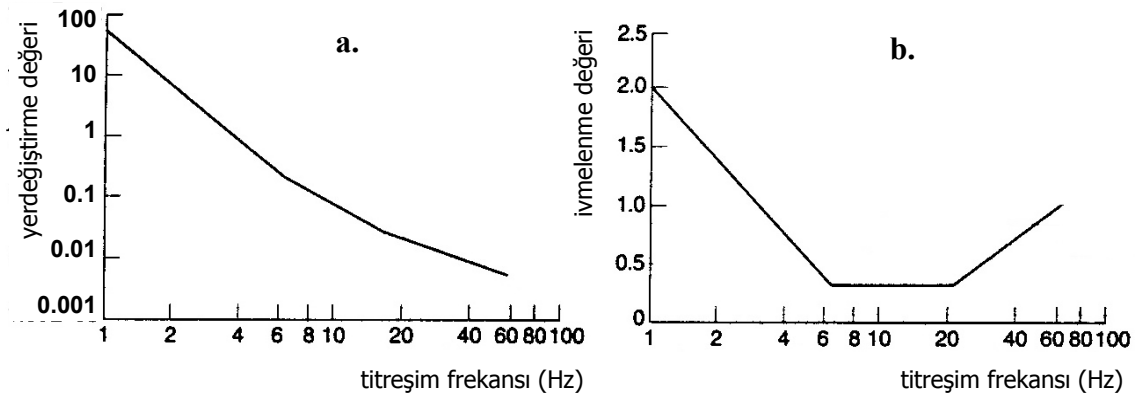
- 0.5 Hz – 80 Hz aralığındaki titreşimler insan sağlığı, konforu ve algıları üzerinde etkili olmaktadır.
- 0.1 Hz – 0.5 Hz aralığındaki titreşimler ise insan üzerinde taşıt tutmasına yol açmaktadır.

Yine aynı standarda (Anonim, 1997) göre konfor kriteri için kabul edilebilir titreşim genlikleri arasında aşağıdaki şekilde bir gruplandırma yapılmaktadır. Ancak titreşim hareketi bazı kişiler için kabul edilebilir bir olgu iken bazı kişiler için sınır bozucu ve rahatsız edici olabilmektedir. Bu yüzden konfor hissi için doğruluğu kesin bir sınıflandırma yapmak zordur.

- 0.315 m/s^2 ' den küçük değerler için \Rightarrow konforsuz değil
- $0.315 \text{ m/s}^2 - 0.63 \text{ m/s}^2$ arası değerler için \Rightarrow biraz konforsuz
- $0.5 \text{ m/s}^2 - 1 \text{ m/s}^2$ arası değerler için \Rightarrow neredeyse konforsuz
- $0.8 \text{ m/s}^2 - 1.6 \text{ m/s}^2$ arası değerler için \Rightarrow konforsuz
- $1.25 \text{ m/s}^2 - 2.5 \text{ m/s}^2$ arası değerler için \Rightarrow çok konforsuz
- 2 m/s^2 ' den büyük değerler için \Rightarrow oldukça konforsuz

Benzer şekilde, Society of Automotive Engineers tarafından kabul görmüş olan Janeway Konfor Ölçütü' ne göre; taşıt, tek bir frekans bileşeninden sahip sinüzoidal tipteki düşey doğrultulu titreşime maruz kalmakta ise konfor limitleri aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır (Janeway 1975):

- $0 \leq f \leq 6 \text{ Hz}$ değeri için tepe refleks değeri $\leq 12.6 \text{ m/s}^3$
- $6 \text{ Hz} \leq f \leq 20 \text{ Hz}$ değeri için tepe ivmelenme değeri $\leq 0.33 \text{ m/s}^2$
- $20 \text{ Hz} \leq f \leq 60 \text{ Hz}$ değeri için tepe hızlanma değeri $\leq 0.0027 \text{ m/s}$



Şekil 3.6.a. ve b. Janeway (1975)' e göre konfor ölçütü grafikleri

Janeway'in konfor ölçütleri, insan vücudunun 4 Hz – 8 Hz frekans aralığındaki düşey doğrultulu titreşimlere karşı çok duyarlı olduğunu belirtmektedir. Bu ölçüt, konfor açısından rahat bir taşıtın tasarımı esnasında mutlaka göz önünde bulundurulması gereken bir ölçüt olmaktadır. Buna göre taşıt yaylı kütlelerinin doğal frekansının 4 Hz değerinin altında, yaysız kütlelerinin doğal frekansının ise 8 Hz değerinin

üzerinde olacak şekilde tasarlanması gerekmektedir. Genellikle günümüz taşıtlarının yaylı kütlelerinin doğal frekans değer aralıkları 1 Hz ile 4 Hz değerleri arasında olmaktadır.

3.3. Süspansiyon Sistemleri

Bit taşıt üzerinde, yoldan ya da sürüşten kaynaklanan titreşimleri sürüş güvenliğini azaltmadan bastırmak için süspansiyon sistemlerinden faydalanılmaktadır. Bu sistemlerin hepsi değişik özellikte elemanlardan oluşabilmesine rağmen sonuç olarak aynı amaca hizmet etmektedir. Süspansiyon sistemleri taşıt üzerinde tekerlek grubu ile taşıt gövdesi arasına yerleştirilerek titreşimlerden kaynaklanan etkilerin azaltılmasına çalışılmaktadır. Bununla birlikte bu sistemler farklı görevleri de aynı anda yerine getirmektedirler. Taşıtlardaki süspansiyon sistemlerinin görevlerini aşağıdaki gibi maddeler halinde de sıralamak mümkündür:

- Sürüş esnasında tekerlekler ile birlikte çalışarak yolcuları veya taşınan yükü korumak ve sürüş konforunu iyileştirmek amacıyla yol yüzeyinin yapısından kaynaklanan titreşimleri, salınımları ve ani şokları sönmüleyerek bastırmak ya da yumuşatmaktır. Böylece aynı zamanda şasi ve kaporta da korunmuş olmaktadır.
- Aks grubunun üzerinde taşıt kütlelerini taşımakta ve değişken koşullara göre bu ikisi arasındaki geometrik dengeyi sağlamaktadır.
- Tekerlekler ve yol arasındaki temasın kaybolmamasını ve belirli bir kuvvette sabit kalmasını sağlayarak taşıtın güvenli manevralar (dönüşler, şerit değiştirmeler, ani duruş ve kalkışlar vb. gibi) yapmasına olanak vermektedir.
- Yol yüzeyi ve tekerlekler arasındaki oluşan sürtünmeye bağlı olarak oluşan sürüş ve fren kuvvetlerini taşıt gövdesine iletmektedir.

Görüldüğü üzere süspansiyon sistemlerinin ana amacı sönmüleme eylemini gerçekleştirmektir. Bu sönmüleme özelliklerine göre süspansiyon sistemlerini kendi içlerinde sınıflandırmak mümkün olmaktadır.

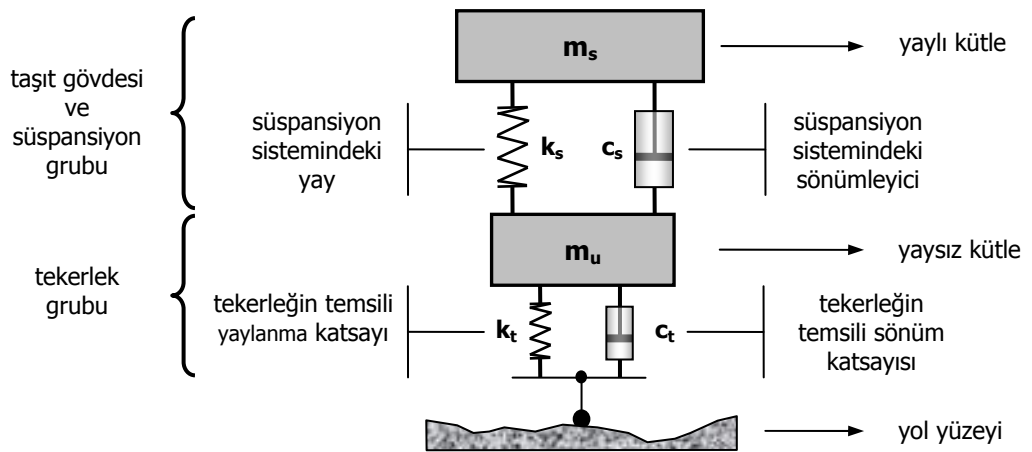
3.3.1. Titreşim Sönümlenme Özelliklerine Göre Taşıt Süspansiyon Sistemlerinin Sınıflandırılması

Yoldan gelen ya da sürüş şekline kaynaklanan titreşimleri sönümlenme özelliklerine göre taşıt süspansiyon sistemleri 3 ana grupta ele alınmaktadır:

- Pasif Süspansiyon Sistemleri
- Yarı Aktif Süspansiyon Sistemleri
- Aktif Süspansiyon Sistemleri

3.3.1.1. Pasif Süspansiyon Sistemleri

Bir pasif süspansiyon sistemi karakteristik değerleri sabit olan ve taşıt seyri esnasında bu değerleri değişmeyen elemanlardan (yani geleneksel yay ve sönümleyici) oluşmaktadır. Bu karakteristik değerler sistem tasarımcıları tarafından taşıtın tasarımı esnasında istenilen amaçları (sürüş konforu ve sürüş güvenliği) gerçekleştirecek doğrultuda belirlenmekte ve araç üzerine montajlanmaktadır. Pasif süspansiyon sistemlerinde bu noktadan sonra eleman değerlerinin değiştirilmesinin tek yolu yeni değeri taşıyan elemanların sisteme takılmasıdır.



Şekil 3.7. Pasif süspansiyon sistemi yapısı

Şekil 3.7' deki gibi bir pasif süspansiyon sistemi yay üzerinde enerji depolayabilme ve sönümleyici vasıtasıyla da bu enerjiyi dağıtabilme yeteneğine sahiptir. Bu yapı; taşıt gövdesini ve süspansiyon sistemi bloğunu temsil eden yaylı kütle ve tekerlek ile bağlantı elemanlarını temsil eden yaysız kütleden oluşmaktadır. Sistemdeki yaylanma katsayıları k ve sönümlenme katsayıları ise c harfi ile temsil edilmekte ve bu parametre değerleri sürüş esnasında değiştirilememektedir. Günümüz taşıtlarında farklı modeller için kullanılan tüm taşıt parametrelerinin tipik değerleri Ek-1' de verilmiştir (Ahmed 2001).

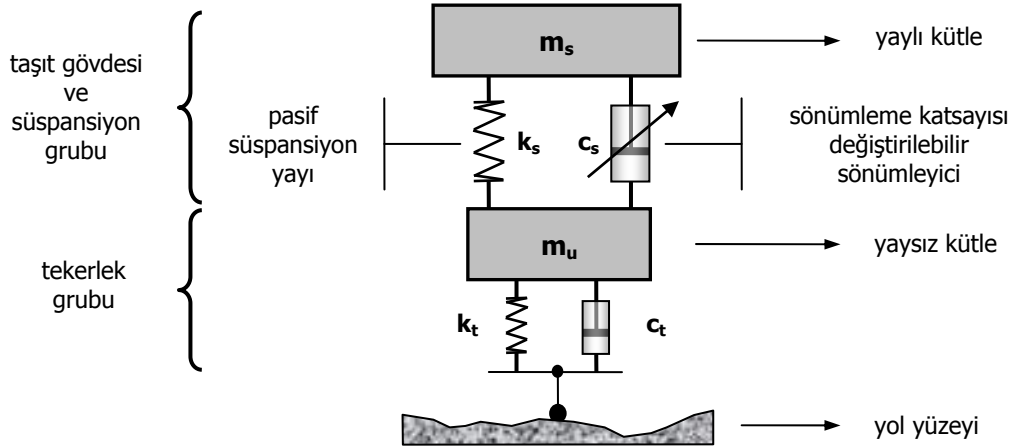
Süspansiyon sisteminin oluşturulmasında, üzerindeki tüm yükü taşıyabileceği şekilde bir kez yay seçildikten sonra geriye istenilen sönümlenme etkisini sağlayacak sönümleyici katsayısının belirlenmesi kalmaktadır. Sistem için eğer küçük bir sönümlenme katsayısı seçilirse; yaylı ve yaysız kütlelerin doğal frekanslarına sahip bir yol bozukluğu ile karşılaşıldığında taşıt gövdesinde rezonans hareketleri gözlenmektedir. Buna karşın yoldan gelen yüksek frekanslı bileşenlere karşın iyi izolasyon sağlamaktadır. Büyük bir sönümlenme katsayısı seçildiğinde ise; tersi biçimde rezonans hareketlerinde azalma görülmektedir. Ancak bununla birlikte yüksek frekanslı titreşimlere karşı daha az izolasyon sağlamaktadır. Yani taşıt gövdesinde daha fazla titreşim hissedilmektedir.

Farklı yol ve sürüş koşullarında konfor ve güvenlik ölçütlerini aynı şekilde muhafaza etmek için taşıt süspansiyon sisteminde yer alan parametrelerin değiştirilebilmesi gerekmektedir. Ancak pasif süspansiyon sistemlerinde bu parametreler değiştirilemediğinden taşıt üreticisi, uygun yol koşulu (otoban, şehirlerarası yol, bozuk yol vb.) ya da sürüş şekline (spor kullanım, ekonomik kullanım vb.) göre başlangıçta istediği değerde (yumuşak, orta, sert gibi) eleman kullanmaktadır.

3.3.1.2. Yarı Aktif Süspansiyon Sistemleri

Pasif süspansiyon sistemlerinde, taşıtın oluşturulması esnasında yapılan süspansiyon sistemi parametrelerinin seçimi işleminin seyir esnasında yapılabilir olması yarı aktif süspansiyon sistemlerinin ortaya çıkış nedenini oluşturmaktadır. Bu türden sistemlerde pasif yay elemanı yerini korurken sönümleyici, sönümlenme katsayısı

dışarıdan ayarlanabilir olan modelleriyle değiştirilmiştir. Ancak pasif süspansiyon sistemlerinde parametre değişimi gibi bir eylem mevcut olmadığından bu işlem için fazladan bir enerji kaynağına ihtiyaç duyulmazken, yarı aktif süspansiyon sistemlerinde sönümlenme katsayısını ayarlama ve denetleyici sistemler ile algılayıcıları çalıştırmak için harici bir enerji kaynağına ihtiyaç duyulmaktadır.

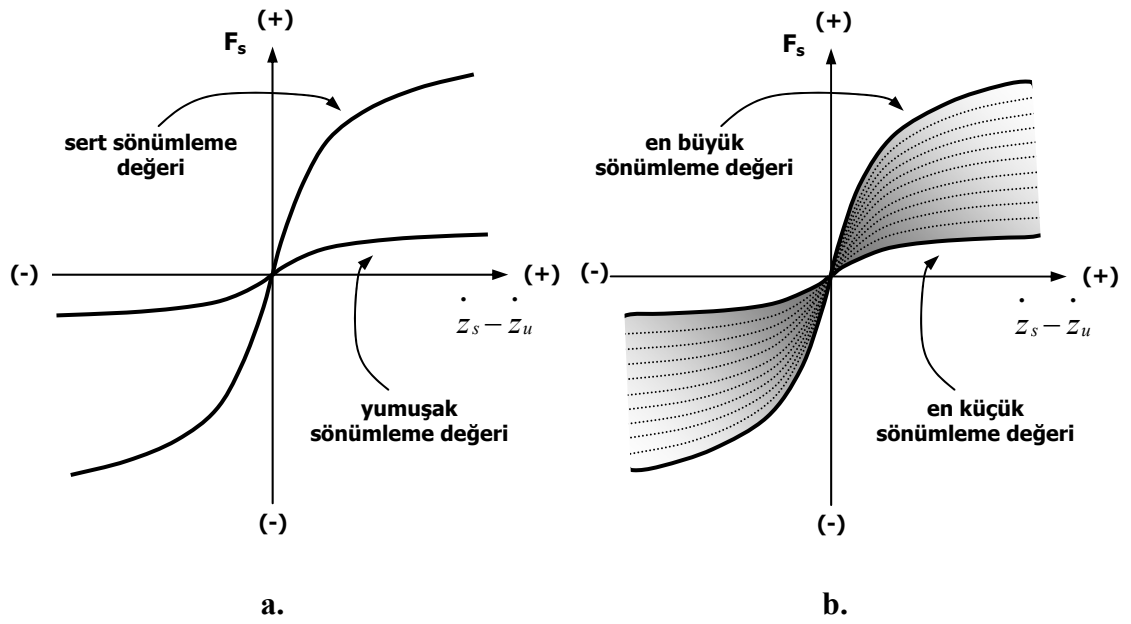


Şekil 3.8. Yarı aktif süspansiyon sistemi yapısı

Şekil 3.8’ de yapısı verilen sistemden de görüldüğü üzere; yarı aktif süspansiyon sistemlerinde pasif sistemden farklı olarak sönümlenme kuvveti ayarlanabilir bir sönümleyici sistemde mevcuttur. Gerekli sönümlenme kuvveti, algılayıcılar vasıtasıyla taşıt üzerinden toplanan veriler kullanılarak denetim stratejisinde belirlenen metotla denetleyici tarafından hesaplamakta ve sönümleyiciye bunun için gerekli işaretler gönderilerek sönümlenme katsayısı ayarlanmaktadır. Bu noktada önemli olan, sönümlenme kuvvetinin hem sönümlenme katsayısına hem de sönümleyicinin bağlı hızına (taşıt gövdesi ve tekerlek grubu hızları farkı) bağlı olmasıdır.

Yarı aktif sönümlenme sistemleri sönümlenme katsayısının değerinin değiştirilme aralığına göre iki ayrı grupta ele alınabilmektedir. Bunlara ilişkin sönümlenme katsayısı değişim grafikleri Şekil 3.9’ da görülmektedir.

- Açık – Kapalı yarı aktif süspansiyon sistemleri
- Sürekli değişken yarı aktif süspansiyon sistemleri



Şekil 3.9. Yarı aktif süspansiyon sistemleri için sönümleme katsayısının değer aralıkları
a. açık – kapalı ve **b.** sürekli değişken sistemler için

Yukarıdaki şekilde sönümleyici bağlı hızına bağlı sönümleme kuvveti grafikleri verilen bu yarı aktif süspansiyon sistemlerinden ilki olan açık – kapalı yapıda; denetim algoritması tarafından belirlenen ölçütlere göre sönümleyici ya açık ya da kapalı konuma geçmektedir. Açık konuma geçtiğinde Şekil 3.9.a’ daki grafikte görüldüğü gibi sert (yüksek) sönümleme katsayısına sahip olmaktadır. Kapalı konuma geçtiğinde ise yumuşak (düşük) sönümleme katsayısını almaktadır. İdeal koşullarda kapalı konumda iken sönümleme katsayısının sıfır olması gerekir ancak pratikte bunu sağlamak mümkün olmadığından sağlanabilecek en küçük katsayı bu değer olarak alınmaktadır.

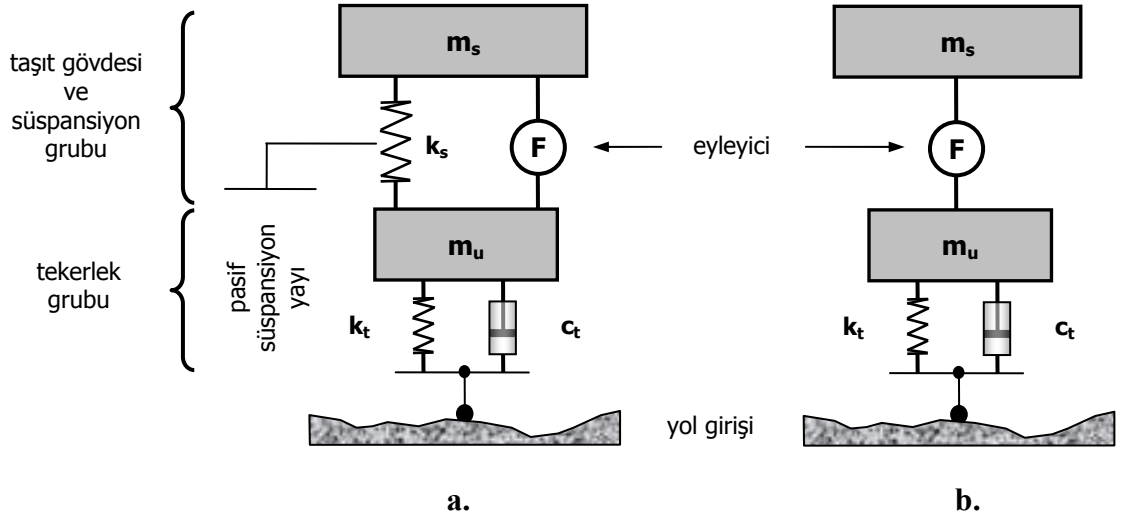
Sürekli değişken yapıda ise, açık – kapalı yapıda olduğu gibi sönümleyici açık ya da kapalı konumlara geçmektedir. Ancak açık konumda iken sönümleyicinin yapısı farklı sönümleme katsayısı değerlerini sağlayabilecek şekilde düzenlenmiştir. Şekil 3.9.b’ deki grafikte gölgeli kısım sönümleme katsayısının farklı değerler alabileceği aralığı göstermektedir. Denetim algoritması tarafından belirlenen ölçütlere göre sönümleyici, gölgeli kısımdaki kesikli çizgilerle gösterilen sönümleme katsayısı değerlerinden birine ayarlanabilmektedir.

Şekil 3.9.b’ de de görüldüğü üzere yarı aktif sistemlerle taralı alan dışında sönümleme değerleri elde edilememektedir.

3.3.1.3. Aktif Süspansiyon Sistemleri

Yarı aktif süspansiyon sistemlerinde Şekil 3.9' daki grafiklerde de görüldüğü üzere istenilen her sönümleme katsayısı değerinin elde edilemeyişi ve sönümleme kuvvetinin hala taşıt gövdesi ve tekerlek grubunun hareketine bağımlı olması yüzünden ortaya çıkan kısıtlamalar aktif süspansiyon sistemlerinin kullanılmasıyla giderilmeye çalışılmaktadır. Aktif süspansiyon sistemlerinde, pasif sistemlerdeki yay elemanı sönümleyicinin tipine ve kullanım şekline göre bazen yerini korumakta bazen de tamamıyla sistemden kaldırılmaktadır. Sönümleme katsayısı ayarlanabilir olan sönümleyici de yerini bir eyleyiciye bırakmaktadır. Aktif süspansiyon sistemlerindeki eyleyici; enerji bakımından tamamen bir harici kaynağa bağımlı ancak taşıt hareketlerine bağımlı olmayan bir sönümleme kuvveti kaynağıdır. Yay elemanını içermeyen yapılarda taşıt gövdesinin tüm ağırlığı da eyleyici tarafından dengelenmektedir. Bunun sonucu olarak daha da fazla bir enerji ihtiyacı ortaya çıkabilmektedir.

Yukarıda bahsedildiği şekilde eyleyici tipine ve kullanım şekline göre aktif süspansiyon sistemlerinin farklı modelleri mevcuttur. Şekil 3.10' da iki farklı model yapısı görülmektedir.



Şekil 3.10. Aktif süspansiyon sistemi yapıları **a.** yay destekli aktif model **b.** tam aktif model

Şekil 3.10.a' da taşıt gövdesi sistemdeki yay tarafından desteklenmektedir. Böylece gövdenin ağırlığı durağan koşullarda dengelenmiş olmaktadır. Eyleyici sadece yoldan ve sürüş şekline kaynaklanan hareketleri bastırmak için sönümlenme kuvveti oluşturmak amacıyla kullanılmaktadır. Şekil 3.10.b' de ise yaylı ve yaysız kütlelerin arasında sadece eyleyici bulunmaktadır. Eyleyici ürettiği kuvvet ile hem taşıt gövdesinin ağırlığını taşımakta hem de taşıtın hareketinden kaynaklanan titreşimlerin önüne geçmeye çalışmaktadır. Süspansiyon sistemi olarak bu model tercih edilen taşıtlarda aynı zamanda taşıtın yerden yüksekliğini ayarlamakta mümkün olmaktadır. Böylece yol tipine (otoyol, şehirlerarası yol, off-road gibi) ya da sürüş şekline (ekonomi, konfor, sportif) göre seçimler yapılarak taşıttan daha fazla konfor ve sürüş performansı elde edilebilmektedir.

Aktif süspansiyon sistemleri getirdikleri performans artışına rağmen harici bir enerji kaynağına gereksinim duymaları yüzünden bu türden süspansiyon sistemi kullanan araçlar için bir maliyet artışı ve kompleks bir yapıya sebep olabilmektedir. Bununla birlikte gelişen teknoloji ile birlikte maliyetlerde düşme ve yapılarda da basitleşmeler gözlenmektedir.

3.3.2. Süspansiyon Sistemlerinde Kullanılan Elemanlar

Süspansiyon sistemini oluşturan elemanlar, yaylar ve sönümleyicilerden ibarettir. Çok çeşitli bağlantı şekillerine sahip olmakla birlikte, genel anlamda bu iki eleman bir arada paralel çalışarak yoldan gelen etkileri absorbe ederek ortadan kaldırmaya çalışmaktadır. Her bir elemanın çeşitlerini ve görevlerini ayrı ayrı ele alacak olursak;

3.3.2.1. Yaylar

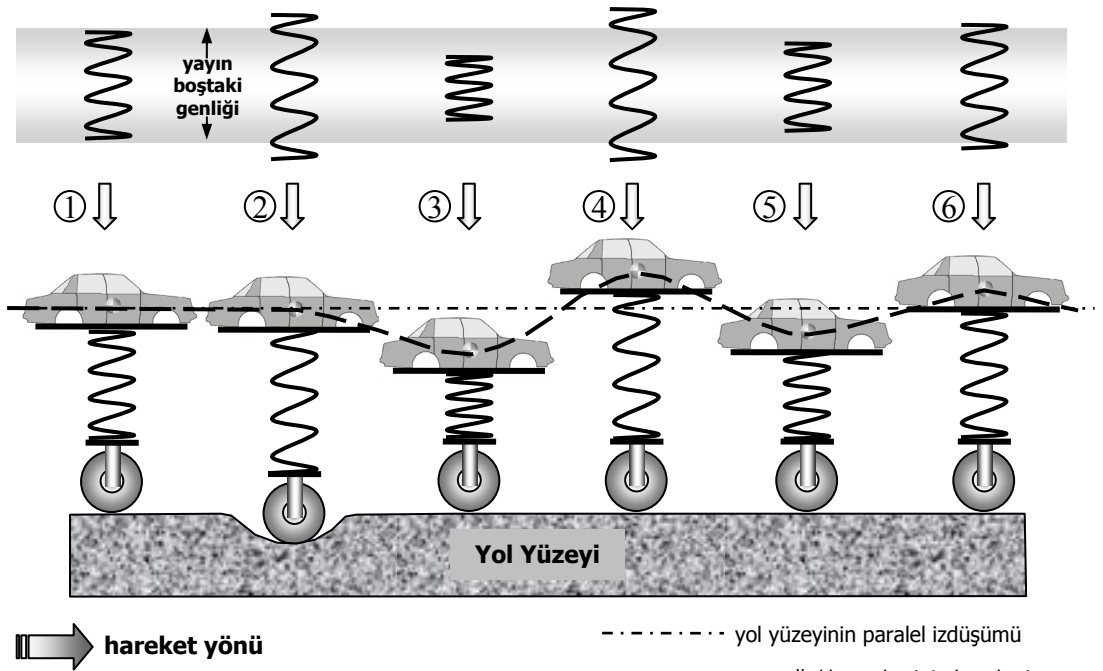
Bir aracın şasisi, araca bindirilmiş olan yük ile birlikte tüm aktarma organlarını ve motoru taşımaktadır. Şasi çerçevesi ise yaylar ve diğer bağlantı elemanları aracılığıyla tekerleklere bindirilmektedir (Anonim 2005). Yani yaylar bir taşıt üzerinde

yaylı ve yaysız kütlelerin arasında yerleştirilmektedir. Buna göre yayların görevlerini aşağıdaki gibi özetlemek mümkündür.

- Taşıta ait ağırlık ve yük kuvvetlerini üzerine alarak dengeye getirir.
- Sürüş konforu için yoldan gelen darbeleri karşılar ve yumuşatır.
- Sürüş güvenliği için tekerleklerin yola yüzeyine olan temasını sağlar.

Yaylar, üzerlerinde enerji depolayan elemanlardır. Seyir halindeki bir taşıta yoldan gelen darbeler, tekerlekler aracılığıyla çok kısa bir süre içerisinde yaylara kinetik enerji olarak iletilmektedir. Yine çok kısa bir süre içerisinde sıkışmak suretiyle bu enerjiyi üzerlerine alan yaylar enerjiyi potansiyel enerji olarak depolamış olmaktadır. Ancak bir süre sonra bu enerjiyi yavaş bir salınım hareketiyle kinetik enerjiye dönüştürerek açığa çıkartır. Böylece yoldan gelen darbeler yaylar üzerinde yumuşatılmış olmaktadır.

Örneğin; yolunda ilerlerken önüne çıkan bir tümsekten geçen ve sadece yaydan ibaret bir süspansiyon sistemine sahip olan taşıtın yapacağı hareket Şekil 3.11.' deki gibi olmaktadır.



Şekil 3.11. Sadece yaydan ibaret bir süspansiyon sistemine sahip olan taşıtın çukurdan geçerken yaptığı yaylanma hareketi

Şekil üzerinde gövdenin ve yayın yaptığı hareketler ayrı ayrı belirtilmektedir. Hareketin **1** numaralı aşamasında durağan bir konumda iken **2** numaralı aşamada yolda karşılaşılan çukur yüzünden tekerlek grubu aşağıya düşmektedir. Bunu takibinde taşıt gövdesi aşağı yönde bir harekete zorlanmakta ve **3** numaralı harekette de görüldüğü gibi yay sıkışarak üzerinde enerji depolamaktadır. Depolanan bu enerji **4** numaralı açılma hareketi esnasında yayın önceki durağan konumunun ötesinde bir açılmaya zorlayabilmektedir. Aracın yükselmeye çalışması da bu harekete yardım etmekte ve böylece yay normal açılma miktarının ötesine taşacak kadar uzamaktadır. Bir sonraki aşamada (**5** numaralı hareket) taşıt gövdesi aşağı inme hareketine geçtiğinden tekrar yayı sıkıştırmakta ve meydana gelen enerji yayı normal yük altındaki boyutlarının altına, ancak **3** numaralı harekettekinden daha az miktarda sıkıştırmaktadır. Bu ise **6** numaralı hareketteki gibi yayın tekrar kendini açmaya çalışmasına yol açmaktadır. Döngü bu şekilde devam etmektedir. Kendiliğinden meydana gelen bu salınımın önüne geçmek için yayın sıkışması anında üzerinde depoladığı enerjiyi dağıtacak ya da harcayacak bir elemana ihtiyaç duyulmaktadır. Bu eleman ise süspansiyon sistemlerinin diğer unsuru olan sönümleyicilerdir.

Yaylar fiziksel yapılarına göre 3 çeşide ayrılmaktadır:

- Yaprak Yaylar
Yaprak yaylar yassı çelikten bant şeklinde kıvrılarak yapılan birkaç yaprağın kısıdan uzuna doğru üst üste demetlenip bağlanmasından oluşmaktadır. Çok sert yaylanma karakteristiğine sahip olduklarından günümüz taşıtlarında pek kullanılmamaktadır.
- Helezon Yaylar
Helezon yaylar bükülerek helezon şekli verilmiş özel yay çeliklerinden imal edilmektedir. Bir helezon yayın üzerine yük uygulandığında yayın tamamı esneyerek boyu kısalmakta, bu şekilde üzerinde yük depolayabilmektedir. Günümüzde kara taşıtlarının hemen hemen tamamında helezon yaylar kullanılmaktadır.
- Hava Yayları (pnömatik ve hidro-pnömatik yaylar)
Gazların sıkıştırıldıklarında yay gibi esnemesi özelliğinden faydalanılarak yapılmaktadır. Yay içerisindeki akışkan miktarı ayarlanarak daha rahat ve

güvenli bir sürüş imkanı sağlanabilmektedir. Ancak maliyetleri ve karmaşık yapıları sebebiyle sınırlı bir kullanım alanları mevcuttur.

3.3.2.2. Sönümleyiciler

Bir taşıt yol üzerinde ilerlerken yoldan veya kullanım şekline kaynaklanan darbelerle maruz kaldığında süspansiyon yayları uzayarak ya da kısalarak bu etkileri karşılamakta ve bir süre salınım hareketi yapmaktadır. Gerçekte bir yayın kısa bir salınımdan sonra durağan haldeki konumuna geri dönmesi beklenir. Ancak bu yaylanma hareketi beklenildiği şekilde sonlanmayabilir ve devam eden titreşim hareketi taşıtta aşırı sarsıntılara yol açarak sürüş konforunu ve güvenliğini azaltabilmektedir.

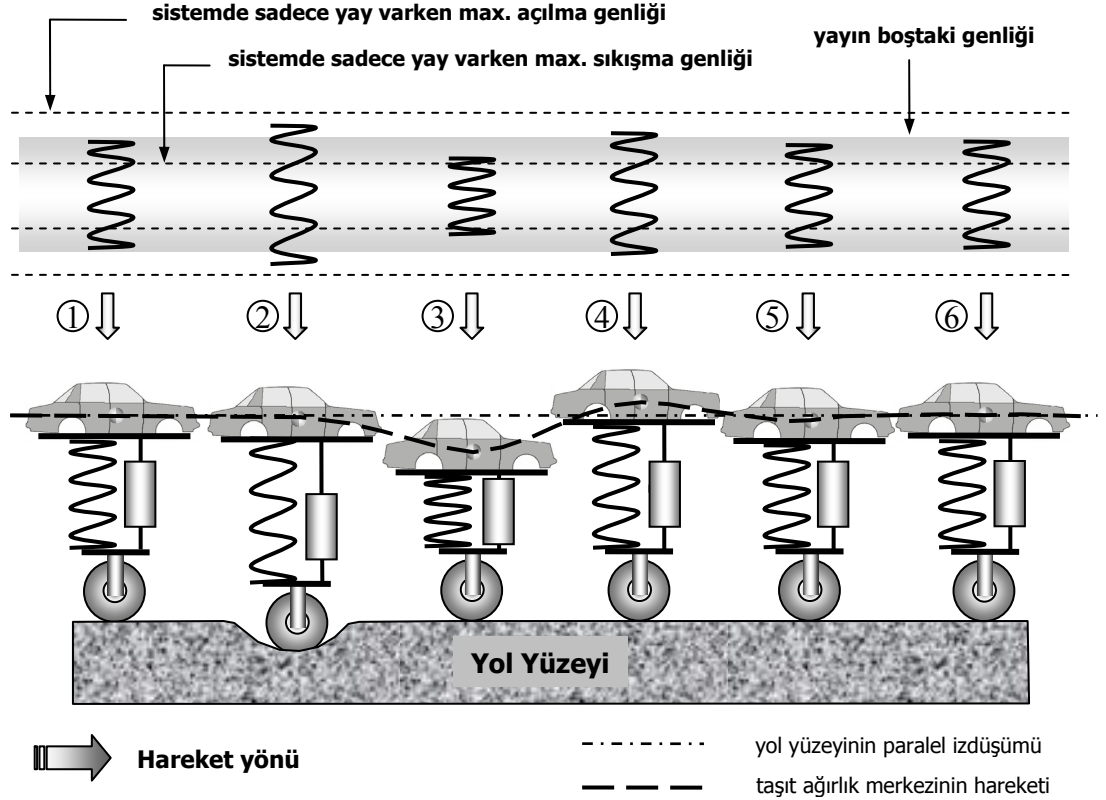
Bu nedenlerle işte bu noktada; sarsıntıları ve darbeleri taşıt gövdesine mümkün olduğunca iletmeden süspansiyon yayının sıkışmasını ve açılmasını denetleyen, kontrolsüz salınım hareketine yol açan depolanmış enerjiyi üzerinde harcayarak sistemin kısa sürede durağan haline geri dönmesini sağlayan bir donanım elemanına ihtiyaç duyulmaktadır. Taşıtlarda bahsedilen bu görevi yerine getiren elemanlar sönümleyicilerdir.

Sönümleyiciler elektrik devrelerindeki direnç elemanına karşılık gelmektedir. Sistemde üzerinde mevcut olan hareket enerjisini, yapısını oluşturan elemanlar üzerindeki sürtünme kuvveti ile ısı enerjisine dönüştürerek tüketmektedir. Bunun sonucunda da azalan hareket enerjisi ile süspansiyon sistemleri taşıt üzerindeki salınımları bastırmaktadır.

Sönümleyicilerin görevlerini maddeler halinde özetleyecek olursak;

- Yaylardan kaynaklanan salınım hareketinin süresini kısaltır.
- Tekerleklerin her durumda zeminle temasını sağlayarak sürüş güvenliğini sağlar. Tekerleklerin daha iyi yol tutuşu sayesinde direksiyon hâkimiyetini kolaylaştırır.
- Yalpalama, kayma, zıplama hareketlerinin yanı sıra özellikle ani fren sırasındaki “dalma” olarak tabir edilen hareket ile ani hızlanmalardaki ön tarafın yükselmesi hareketini azaltarak sürüş konforunu artırır.

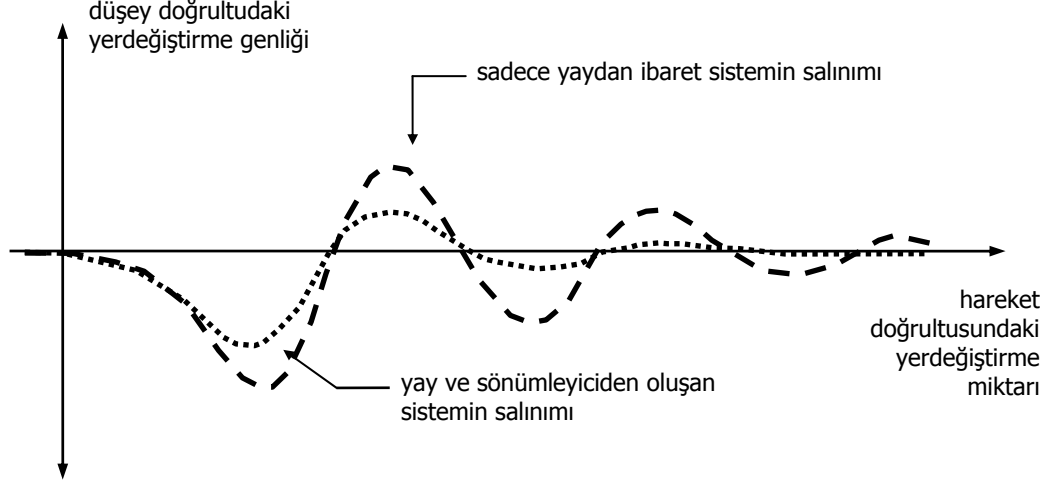
Yaylar bölümünde ele alınan, sadece yaydan ibaret bir süspansiyon sistemi olan taşıtın çukurdan geçerken yaptığı hareketleri sönümleyici ilavesi ile yeniden inceleyecek olursak:



Şekil 3.12. Sönümleyici + yaydan oluşan bir süspansiyon sistemine sahip olan taşıtın çukurdan geçerken yaptığı yaylanma hareketi

Sisteme yapılan sönümleyici ilavesinin ardından salınım hareketlerinin ve bunların genliklerinin azaldığı görülmektedir. 1 numaralı durağan başlangıcın ardından gelen 2 numaralı çukura düşme hareketi ile birlikte 3 numaralı harekette de görüldüğü gibi yay sıkışarak üzerinde enerji depolamaktadır. Ancak bu kez sönümleyicinin kendi içerisinde yarattığı sürtünme kuvveti sayesinde daha bu andan itibaren enerjisinin bir kısmı dağıtılmaktadır. Takip eden 4 ve 5 numaralı açılma ve sıkışma hareketlerinde de yayda depolanan enerji tüketilmeye devam edilmekte ve sonunda da 6 numaralı harekette olduğu gibi taşıt ve süspansiyon sistemi durağan başlangıç konumuna yani 1 numaradaki durumuna geri dönmektedir. Sadece yaydan ibaret olan sistemde 6 numaralı kısımda taşıt yaylanma hareketine devam etmekteydi.

Sadece yay içeren ve yay + sönümleyici içeren süspansiyon sistemlerinin salınım performanslarını karşılaştırmak için her ikisinin taşıt ağırlık merkezlerinin düşey doğrultuda yaptığı hareketi bir arada çizerek incelemek mümkündür. Buna göre;



Şekil 3.13. Sadece yaydan ibaret süspansiyon sistemi ile yay + sönümleyiciden oluşan süspansiyon sisteminin salınım hareketlerinin karşılaştırılması

Yapılarına ve çalışma şekillerine göre çok çeşitli sınıflandırmalara tabi tutulabilecek olan sönümleyicileri sönümleme eylemi için kullandıkları prensiplere göre aşağıdaki gibi gruplamak mümkündür.

- Yapılarında akışkan kullanılan sönümleyiciler

Bu türden sönümleyiciler sıvıların sıkıştırılmama ve bunun sonucunda yer değiştirme özelliğinden yararlanılarak yapılmaktadır. Sönümleyicinin içerisindeki sıvı sıkıştırıldığında çıkış yolu bulması durumunda yüksek bir sürtünme kuvvetine maruz kalmakta ve hareketi ısıya dönüştürerek soğurmaktadır. Yapısında gaz ve hidrolik kullanılan iki çeşidi mevcuttur.

- i. Gazlı sönümleyiciler

İki bölmeden oluşan bir borudan ibarettir. Bölmeleri ayıran bir piston üzerinde gaz, altında ise akışkan mevcuttur. Açılma ve sıkışma hareketlerinde bölmeler arasında valfler üzerinden dolaşmaya çalışan akışkanın gösterdiği direnç sönümleme kuvvetini oluşturmaktadır.

ii. Hidrolik sönümleyiciler

İç içe yerleştirilmiş iki adet borudan ibarettir ve her ikisi de hidrolik ile doldurulmuştur. Gazlı sönümleyicilere benzer olarak, açılma ve sıkışma hareketleri sırasında bölmeler arasında valfler üzerinden dolaşmaya çalışan akışkanın gösterdiği direnç sönümlenme kuvvetini oluşturmaktadır.

- Yapılarında geliştirilmiş materyaller kullanılan sönümleyiciler

Bu sönümleyici tiplerinin içerisinde geleneksel akışkanlar yerine “smart materyaller” adı verilen, karakteristikleri denetlenebilen, kestirilebilen ve gözlenebilen maddeler kullanılmaktadır. Bu türden materyallere elektrik ya da manyetik alan gibi bir dış etki uygulandığında materyalde bazı kestirilebilir ve tekrarlanabilir değişimler oluşmakta, örneğin akışkanlığı değişmektedir. Bu sayede sönümleyici içerisinde farklı sönümlenme kuvvetleri (sürtünme kuvvetleri sayesinde) sağlanabilmektedir.

- Elektromekanik sönümleyiciler

Süspansiyon sistemlerinde yer alan yayların yapmış olduğu salınım hareketini bastırmak için bir tepki kuvveti oluşması gerekmektedir. Harekete karşı olan bu karşı kuvveti oluşturabilen her tür eleman bir sönümleyici olarak kullanılabilir. Elektromekanik aygıtlar, elektrik ve mekanik sistemlerin birleşiminden meydana gelen ve elektrik enerjisini mekanik enerjiye dönüştüren düzeneklerdir. Bu dönüşüm sonucunda mekanik enerji bir dönme hareketi oluşturuyorsa elektrik motoru, bir öteleme hareketi oluşturuyorsa elektromekanik eyleyici adını almaktadır. O halde bir Elektromekanik eyleyici bir sönümleyici olarak kullanılabilir.

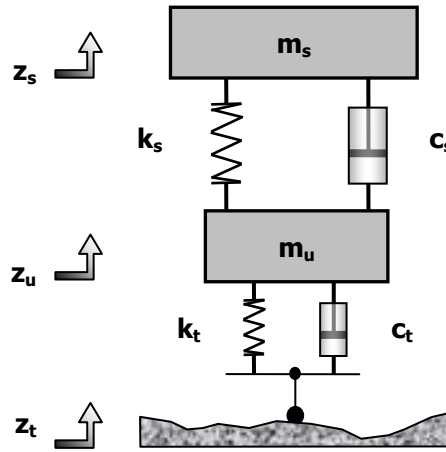
3.4. Taşıt Titreşimlerinin Analizinde Kullanılan Modeller

Taşıt titreşimlerinin analizini yapabilmek için öncelikle taşıtın fiziksel bir modelini oluşturmak, ardından da bu model yardımıyla matematiksel modeller ortaya koymak gerekmektedir. Taşıt ve üzerinde yer alan süspansiyon sisteminin en genel ve karmaşık halden en küçük ve basit hale doğru olmak üzere üç değişik modeli mevcuttur.

- Tam Taşıt Modeli
- Yarı Taşıt Modeli
- Çeyrek Taşıt Modeli

Tüm bu modellerde taşıt ve tekerlekler birer kütle olarak ele alınmaktadır. Süspansiyon sistemi ise bir adet yay ve buna paralel olarak çalışan sönümleyiciden ibarettir. Tam taşıt modelinde aracın tümünün hareketleri temsil edilirken çeyrek taşıt modelinde sadece bir tekerlek ve buna bağlı olan gövde parçasının hareketleri temsil edilmektedir. Bununla birlikte tam taşıt modeli çeyrek taşıt modeline göre çok daha karmaşık bir yapıya sahiptir ve tasarımda işlem yükünü arttırmaktadır. Her bir modeli ayrı ayrı ele alacak olursak;

3.4.1. Çeyrek Taşıt Modeli



Şekil 3.14. Taşıt süspansiyon sistemi çeyrek taşıt modeli

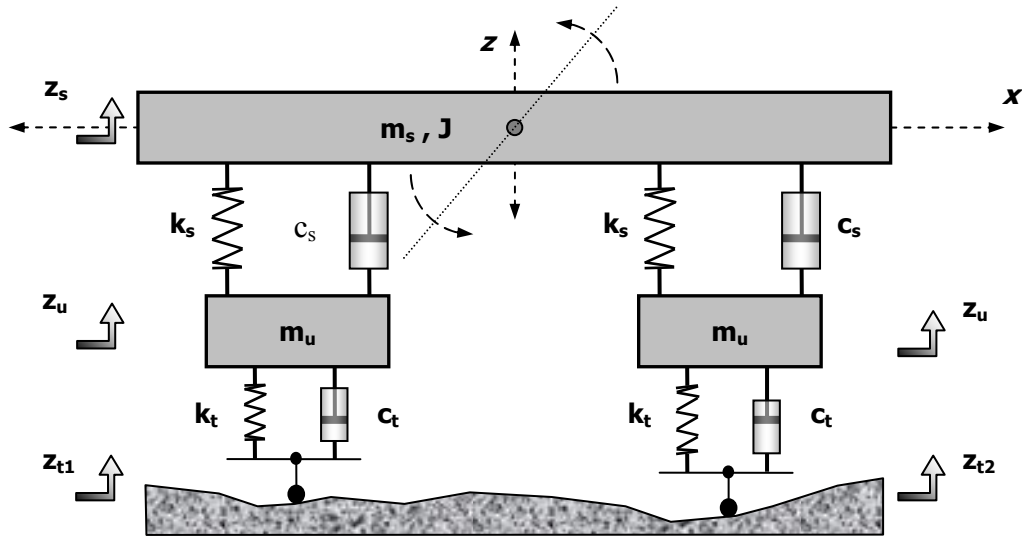
Bu model üzerinde görülen parametreler aşağıdaki gibidir:

- m_s : Taşıt gövdesi kütlesi (yaylı kütle)
- m_u : Tekerlek grubu kütlesi (yaysız kütle)
- k_s : Süspansiyon yayı yaylanma sabiti
- c_s : Sönümleyici sönümleme katsayısı
- k_t : Tekerlek yaylanma sabiti
- c_t : Tekerlek sönümleme sabiti

- z_s : Yaylı kütlein düşey doğrultulu yer değıştirmesi
- z_u : Yaysız kütlein düşey doğrultulu yer değıştirmesi
- z_t : Yoldan gelen giriş işareti

Taşıit süspansiyon sisteminin en basit modeli olan çeyrek taşıit modeli Şekil 3.14.' te görülmektedir. Bu modelde m_s ile gösterilen yaylı kütle tüm taşıit ağırlığının 1/4' üne eşit alınmaktadır. m_u ile gösterilen yaysız kütle ise tekerlek ve buna bağılı olan aks grubunun ağırlığıdır. k katsayıları ve c katsayıları ise sırasıyla yaylanma ve sönümlenme katsayılarıdır. z_s ve z_u ise z_t yol girişinin etkisiyle oluşun düşey doğrultulu yer değıştirmelerdir. Taşıitin düşey doğrultudaki titreşim hareketlerinin incelenmesi için yeterli bir modeldir.

3.4.2. Yarı Taşıit Modeli

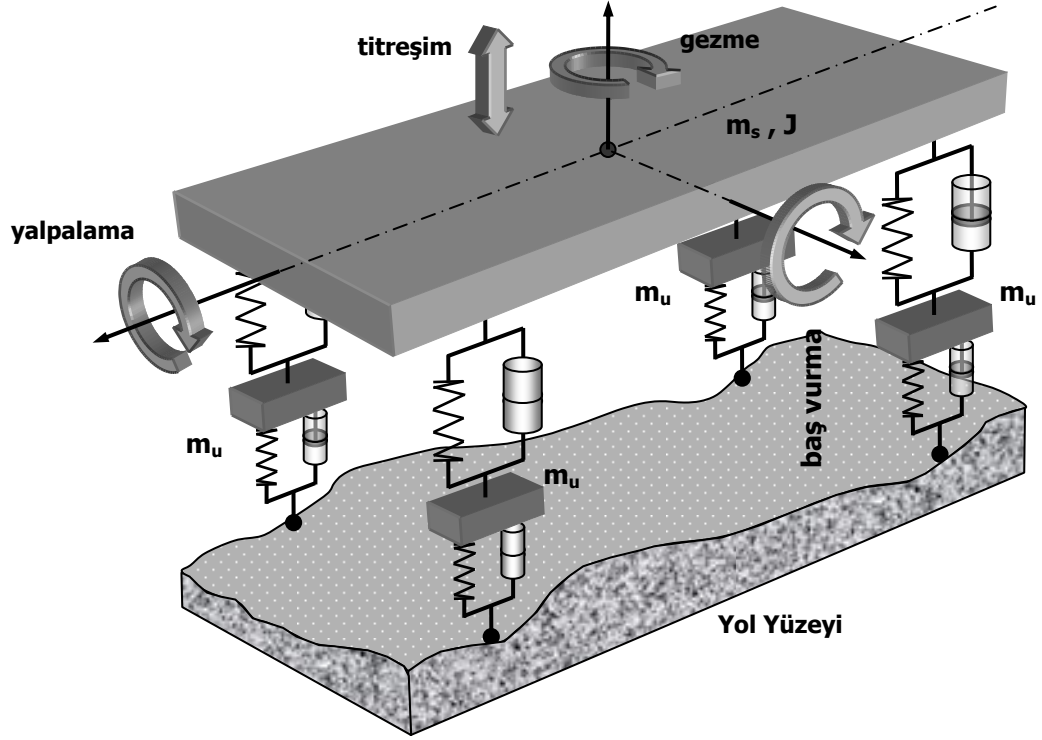


Şekil 3.15. Taşıit süspansiyon sistemi yarı taşıit modeli

Bu modelde taşıit, hareket ettiğı eksen boyunca simetrik olarak (sağ ve sol yarı) kabul edilerek iki boyutlu hale getirilmektedir. Böylece modeldeki ön ve arka tekerlekler belirli bir zaman farkıyla yol üzerindeki aynı noktalardan geçmektedir. Gerçek duruma daha yakın olan bu yaklaşım sayesinde taşıitin ağırlık merkezi ekseninde hareket doğrultusunda yapmış olduğı salınım hareketi (baş vurma) de ele

alınabilmektedir. Bu modelde taşıt gövdesi, ortada toplanmış toplam kütle $1/2$ ' si kadar bir m_s kütle ve kütle merkezine göre eylemsizlik momenti J olan katı bir cisim olarak kabul edilmektedir. Bu nedenle de yarı taşıt modeli olarak anılmaktadır.

3.4.3. Tam Taşıt Modeli



Şekil 3.16. Taşıt süspansiyon sistemi tam taşıt modeli

Her bir tekerlekte bağımsız birer süspansiyon sistemiyle taşıt gövdesine bağlandığı kabul edilen ve pratikteki uygulamalara en yakın olan fiziksel model Şekil 3.16.' da görülmektedir. Bu modelde m_s kütle tüm taşıtın kütle olarak alındığından tam taşıt modeli olarak anılmaktadır. Üç boyutlu olan bu model yapısı, iki adet yarı taşıt modelinin yan yana bağlanmış haline benzemektedir. Ancak yan yana bağlanan her iki blok ayrı izlerden gitmektedir. Tekerlekleri yalnız dikey yönde hareket yapan bu sistem modelinde her üç açısız salınım hareketini de incelemek mümkün olmaktadır.

Gerçekte ise taşıt titreşim sistemi çok daha karmaşık bir yapıya sahiptir. Örneğin taşıt gövdesi tek bir parçadan oluşmadığı gibi, çeşitli aktarma organları da yay ve

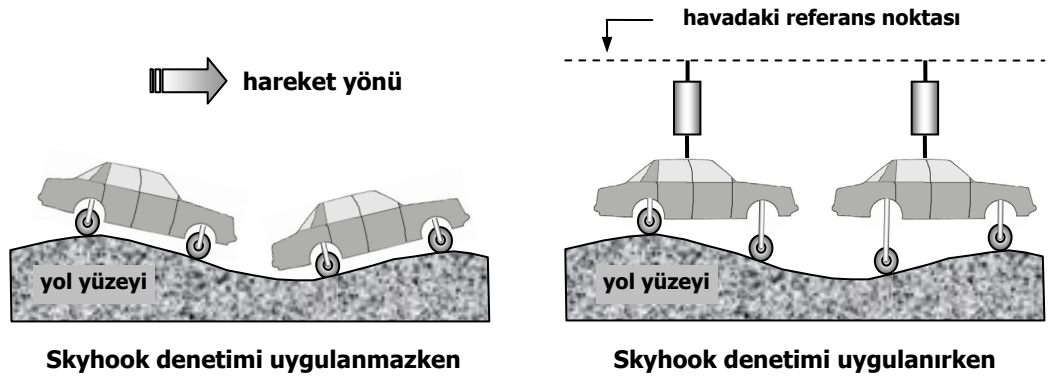
sönüm elemanlarına bağlı olduğundan taşıt titreşimlerinde rol oynamaktadır. Ancak çok serbestlik dereceli karmaşık bir modelin çözümü yerine en basit model olan çeyrek taşıt modeliyle çalışmak basitlik ve işlem hızı açısından daha çok avantaj sağlamaktadır.

3.5. Yarı Aktif ve Aktif Süspansiyon Sistemlerinde Denetim Yöntemleri

Yarı aktif ve aktif süspansiyon sistemlerinde sönümlenme kuvveti, belirlenen ölçütleri sağlayacak şekilde hesaplanarak sistemdeki sönümleyici tarafından sağlanmaktadır. Harici bir enerji kaynağı gerektiren bu işlemde gerekli hesaplamalar bir denetleyici aracılığıyla yapılmaktadır. Bu amaçla farklı denetim yöntemleri mevcut olup bunlardan en çok kullanılanları aşağıda sıralanmıştır.

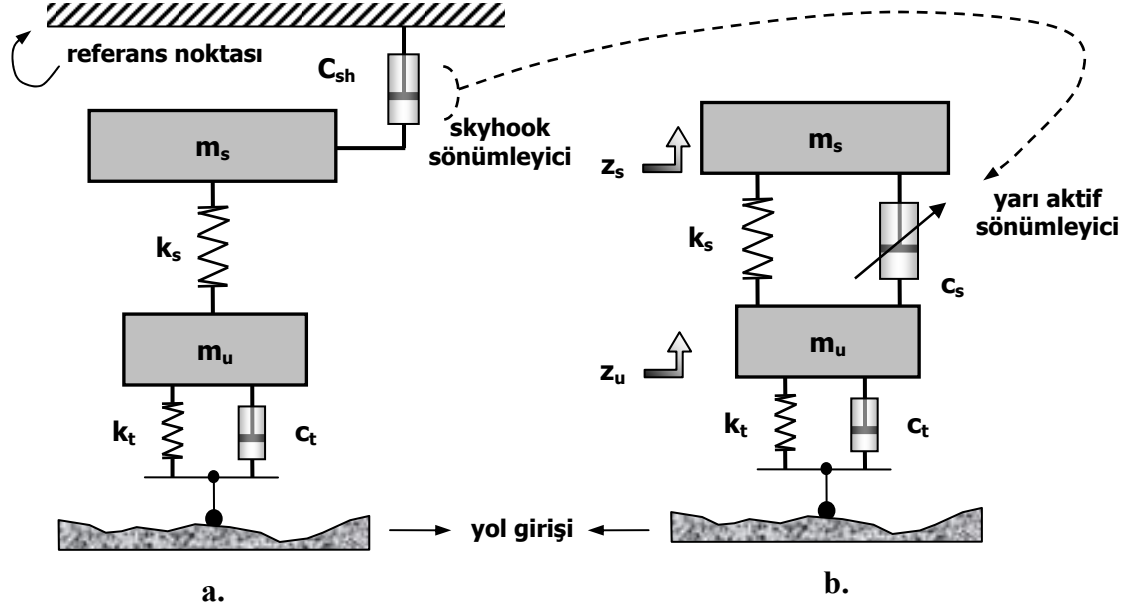
3.5.1. Skyhook Süspansiyon Denetimi

Skyhook süspansiyon denetimi, idealde Şekil 3.17’ de görüldüğü gibi süspansiyon sönümleyicisinin taşıt gövdesi ile onunla aynı hızda hareket eden havada asılı bir sabit varsayımsal nokta arasına bağlandığı kabul edilen hayali bir süspansiyon türüdür. Sönümleyici elemanının gerçekte var olmayan sanal bir referans noktasına bağlanması, bu elemanın kütleyle aynı yerdeğiştirmeye sahip olması anlamına gelmektedir. Böylece taşıt, şekilden de anlaşıldığı üzere yol yüzeyinden bağımsız bir biçimde, sanki yer yüzeyini değil de havadaki bu varsayımsal noktayı takip ediyormuş gibi ilerlemektedir.



Şekil 3.17. Skyhook süspansiyon denetiminin mantığı

Pratikte skyhook sönümleyicinin Şekil 3.18.a' daki gibi havada asılı duran bir referans noktasına bağlı olması mümkün olmadığından, sönümleyici Şekil 3.18.b' de görüldüğü gibi taşıt gövdesi ile tekerlek grubu arasına monte edilmektedir. Gerekli olan skyhook sönümleme gücü de sisteme entegre edilen bu yeni sönümleyici tarafından uygulanmaktadır.



Şekil 3.18. Skyhook süspansiyon denetimi ilkesi uygulanmış çeyrek taşıt modelleri
a. ideal model **b.** pratiğe uyarlanmış model

İdeal skyhook sönümleyiciye sahip bir sistemde sönümleme kuvveti (3.1)' deki gibi tanımlanmaktadır. Burada c_{sh} , skyhook sönümleyicinin sönümleme katsayısıdır.

$$F_{sh} = c_{sh} \cdot \dot{z}_s \quad (3.1)$$

Skyhook sönümleyici için hesaplanan sönümleme kuvveti yarı aktif sönümleyici tarafından sadece taşıt gövdesinin düşey hızı (\dot{z}_s) ile sönümleyicinin bağlı hızı ($\dot{z}_s - \dot{z}_u$) aynı işarete sahip iken yani aynı yönde hareket ediyorsa üretilebilmektedir. Farklı işaretlere sahip oldukları durumda ise; tekerlek grubunun hareketinden dolayı sönümleyici ancak taşıt gövdesinin hareketini engelleyecek yönün tersi yönde bir kuvvet üretebilmektedir. Yarı aktif sönümleme kuvvetinin tek kaynağı süspansiyon sisteminin hareketi olduğundan dolayı bu anda hiçbir kuvvet uygulamaması en

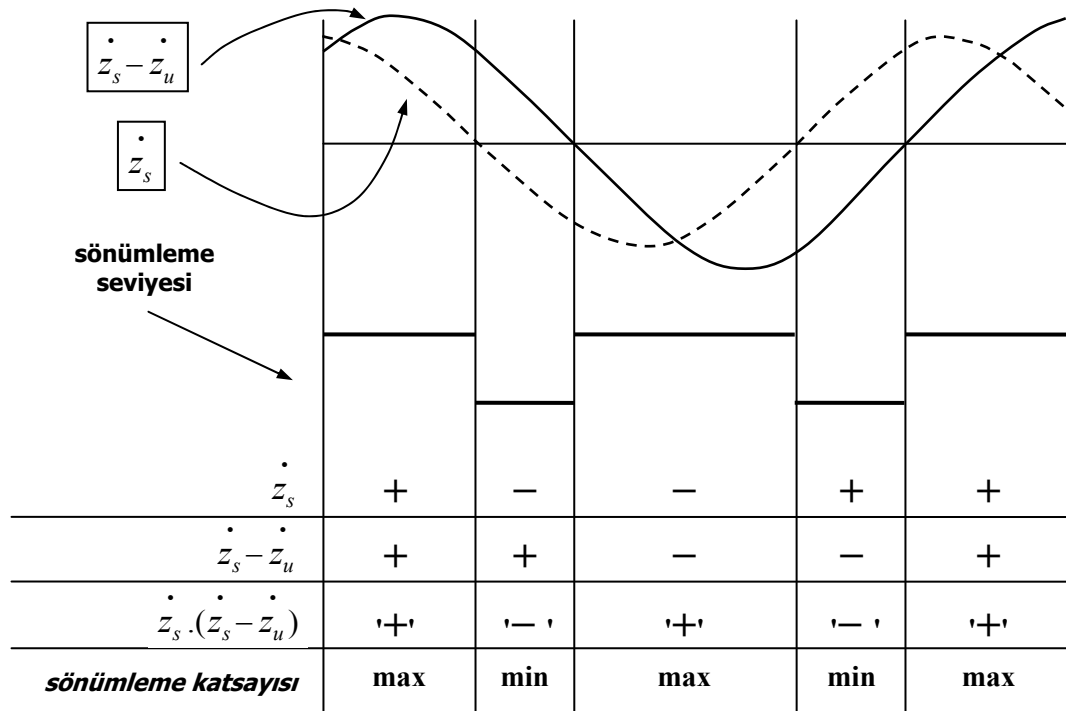
uygundur. Yarı aktif sönümlleme kuvvetini F_{sa} ile gösterirsek; buna göre şu eşitsizliği sağlamak zorundadır.

$$F_{sa} \cdot (\dot{z}_s - \dot{z}_u) \geq 0 \quad (3.2)$$

Skyhook denetimli süspansiyon sistemlerinin açık-kapalı ve sürekli değişken olmak üzere iki tipi mevcuttur. Her iki tipi ayrı ayrı ele alacak olursak:

3.5.1.1. Açık-Kapalı Skyhook Süspansiyon Denetimi

Açık-Kapalı skyhook süspansiyon denetiminde sönümleyici Şekil 3.9' da da belirtildiği gibi sadece iki sönümlleme değerini alabilmektedir (minimum ve maksimum sönümlleme değerleri). Gerçek zamanda bu iki değerden hangisinin seçileceğine sistemdeki denetleyici karar verecektir. Denetleyicinin karar mekanizması ise taşıt gövdesinin düşey hızı (\dot{z}_s) ve sönümleyicinin bağıl hızı ($\dot{z}_s - \dot{z}_u$)' na bakarak çalışmaktadır. Karar verme ölçütünü bir şekil üzerinde anlatmak gerekirse;



Şekil 3.19. Açık-Kapalı skyhook denetim için sönümlleme katsayısı karar ölçütü

Bu grafiklerde bir taşıtın sinüzoidal yol girişine maruz kaldığı durumda inceleyeceğimiz parametrelerin temsili cevapları görülmektedir. Her ikisi içinde durağan haldeki değerlerinden yukarıya doğru yaptıkları hareket '+' ile diğer yöndeki hareket ise '-' ile gösterilerek hesaplamalar yapılmaktadır.

Görüldüğü üzere sönümleyici katsayısının belirlenmesi $\dot{z}_s \cdot (\dot{z}_s - \dot{z}_u)$ terimi ile denetlenmektedir ki bu terim durum fonksiyonu adını almaktadır. Durum fonksiyonunun + ya da - olmasına göre sönümleme katsayısı aşağıdaki şekilde max ya da min değerine ayarlanmaktadır.

$$\left. \begin{array}{l} \dot{z}_s \cdot (\dot{z}_s - \dot{z}_u) \geq 0 \text{ ise } c_s = \max \\ \dot{z}_s \cdot (\dot{z}_s - \dot{z}_u) < 0 \text{ ise } c_s = \min \end{array} \right\} \text{ değeri seçilmektedir.}$$

Açık-Kapalı skyhook denetiminde süspansiyon sisteminin hareketleri esnasında; sönümleyicinin bağıl hızı pozitif olduğunda sönümleyici üzerindeki kütleyi çekiyormuş, negatif olduğunda ise itiyormuş gibi davranmaktadır. Taşıt gövdesinin ve sönümleyicinin hareket yönlerine göre durumu bir çizelge ile özetleyecek olursak şu çizelgeyi vermek mümkündür.

Çizelge 3.1. Açık-Kapalı Skyhook Denetimi için Süspansiyon Elemanları Hareketleri

	Taşıt Gövde Hızının Yönü	Sönümleyici Hızının Yönü	Tekerlek Grubu Hızının Yönü	Sönümleme Katsayısı Değeri	Sönümleyicinin Hareketi
1	↓	↓	↑ ya da (\dot{z}_s 'ten küçük ↓)	max	sıkışma
2	↓	↑	\dot{z}_s 'ten büyük ↓	min	açılma
3	↑	↓	\dot{z}_s 'ten büyük ↑	min	sıkışma
4	↑	↑	↓ ya da (\dot{z}_s 'ten küçük ↑)	max	açılma

1 numaralı hareket durumunda; taşıt gövdesi aşağı yönde hareket ederken kendisinde aşağı yönde hareket ederek sıkışan sönümleyici maksimum sönümleme katsayısı ile üzerindeki taşıt kütlesini itmektedir.

2 numaralı hareket durumunda; taşıt gövdesi yine aşağı yönde hareket ederken buna rağmen yine de yukarı yönde hareket ederek açılan sönümleyici minimum sönümleme katsayısı ile kütleyi aşağıya çekmeye devam etmektedir.

3 numaralı hareket durumunda; taşıt gövdesi yukarı yönde hareket ederken buna rağmen yine de aşağı yönde hareket etmekte olan ve sıkışan sönümleyici minimum sönümleme katsayısı ile hala kütleyi itmeye devam etmektedir.

4 numaralı hareket durumunda ise; taşıt gövdesi yukarı yönde hareket ederken aynı yönde hareket ederek açılan sönümleyici maksimum sönümleme katsayısı ile taşıt kütlelerini çekmektedir.

3.5.1.2. Sürekli Değişken Skyhook Süspansiyon Denetimi

Sürekli skyhook süspansiyon denetiminde sönümleme kuvveti açık-kapalı skyhook denetimindeki gibi sadece minimum ve maksimum değerleriyle sınırlı değildir. Şekil 3.9.b' de görüldüğü gibi sönümleyici minimum ve maksimum değerler arasındaki farklı sönümleme kuvvetlerini de üretebilmektedir. Bu özelliği sağlayan, sistemin ara sönümleme katsayısı değerlerine ayarlanabilmesidir. Böylece yarı aktif süspansiyon yapısının ideal yapılandırmaya yakın bir performans göstermesi sağlanmaktadır.

Sürekli skyhook denetimde az sönümleme durumu hala minimum sönümleme katsayısı ile sağlanırken, çok sönümleme durumu taşıt kütlelerinin düşey doğrultudaki hızının sabit bir sayı ile çarpımından elde edilen ve minimum ve maksimum sönümleme katsayıları değerlerinin arasında kalan bir sönümleme katsayısı ile sağlanmaktadır. Şöyle ki;

$$\begin{aligned} & \dot{z}_s \cdot (\dot{z}_s - \dot{z}_u) \geq 0 \quad \text{ise;} \\ & \rightarrow c_s = \max \left\{ \text{min. sönümleme kat.}, \min \left[G \cdot \dot{z}_s, \text{max. sönümleme kat.} \right] \right\} \\ & \dot{z}_s \cdot (\dot{z}_s - \dot{z}_u) < 0 \quad \text{ise;} \\ & \rightarrow c_s = \text{min. sönümleme katsayısı} \end{aligned}$$

değerleri seçilmektedir. Burada G kazancı, Şekil 3.9' da verilen sönümleme kuvveti değer aralığını sağlayacak şekilde belirlenmektedir. Bu değer aynı zamanda;

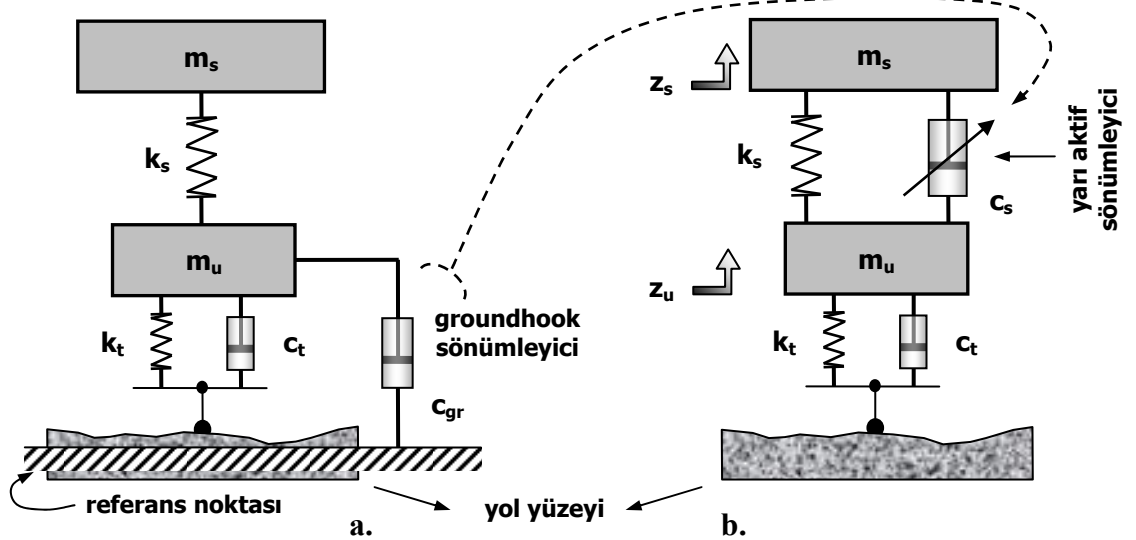
$$F_{sa} = c_{sh} \cdot \dot{z}_s = c_s \cdot (\dot{z}_s - \dot{z}_u) \quad (3.3)$$

olduğundan dolayı aşağıdaki ifadeden de elde edilebilmektedir.

$$G = c_{sh} / (z_s - z_u) \quad (3.4)$$

3.5.2. Groundhook Süspansiyon Denetimi

Groundhook süspansiyon denetimi, skyhook süspansiyon denetimine benzemekle birlikte ondan farklı olarak; idealde Şekil 3.20.a' da görüldüğü gibi süspansiyon sönümleyicisinin tekerlek grubu ile yer yüzeyinde onunla aynı hızda hareket eden bir sabit varsayımsal nokta arasına bağlandığı kabul edilen hayali bir süspansiyon türüdür. Pratikte sönümleyicinin yüzeye gömülü olan bir referans noktasına bağlı olması mümkün olmadığından, sönümleyici Şekil 3.20.b' de görüldüğü gibi taşıt gövdesi ile tekerlek grubu arasına monte edilmektedir. Gerekli olan groundhook sönümleme kuvveti de bu sönümleyici tarafından uygulanmaktadır.



Şekil 3.20. Groundhook süspansiyon denetimi ilkesi uygulanmış çeyrek taşıt modelleri
a. ideal model b. pratiğe uyarlanmış model

Groundhook denetim mantığı skyhook denetimin mantığının bir benzeridir. Tek farkı groundhook denetiminin yaysız kütleyi temel alarak çalışmasıdır. Böylece skyhook denetimindeki taşıt kütlesinin yerini aks kütlesi alarak tüm itme eylemleri çekmeye ve de tüm çekme eylemleri de itmeye dönüşmektedir. Yine benzer olarak sönümleyicinin sönümlenme katsayısının belirlenmesi için aks hızının ve sistemin bağlı hızının çarpımlarına bakılmaktadır. Şöyle ki;

$$\left. \begin{array}{l} \dot{z}_u \cdot (\dot{z}_s - \dot{z}_u) \leq 0 \quad \text{ise} \quad c_s = \max \\ \dot{z}_u \cdot (\dot{z}_s - \dot{z}_u) > 0 \quad \text{ise} \quad c_s = \min \end{array} \right\} \text{değeri seçilmektedir.} \quad (3.5)$$

Dikkat edilirse burada sönümlenme kuvveti yarı aktif sönümleyici tarafından sadece tekerlek grubunun düşey hızı (\dot{z}_u) ile sönümleyicinin bağlı hızı ($\dot{z}_s - \dot{z}_u$) farklı işarete sahip iken yani ters yönlerde hareket ediyorsa üretilebilmektedir. Aynı işaretlere sahip oldukları durumda ise; tekerlek grubunun hareketinden dolayı sönümleyici ancak taşıt gövdesinin hareketini engelleyecek yönün tersi yönde bir kuvvet üretebilmektedir. Bu anda hiçbir kuvvet uygulamaması en uygundur. Ancak fiziksel olarak sönümlenme katsayısını sıfır yapmak mümkün olmadığından olabilir en küçük sönümlenme katsayısı tercih edilmektedir.

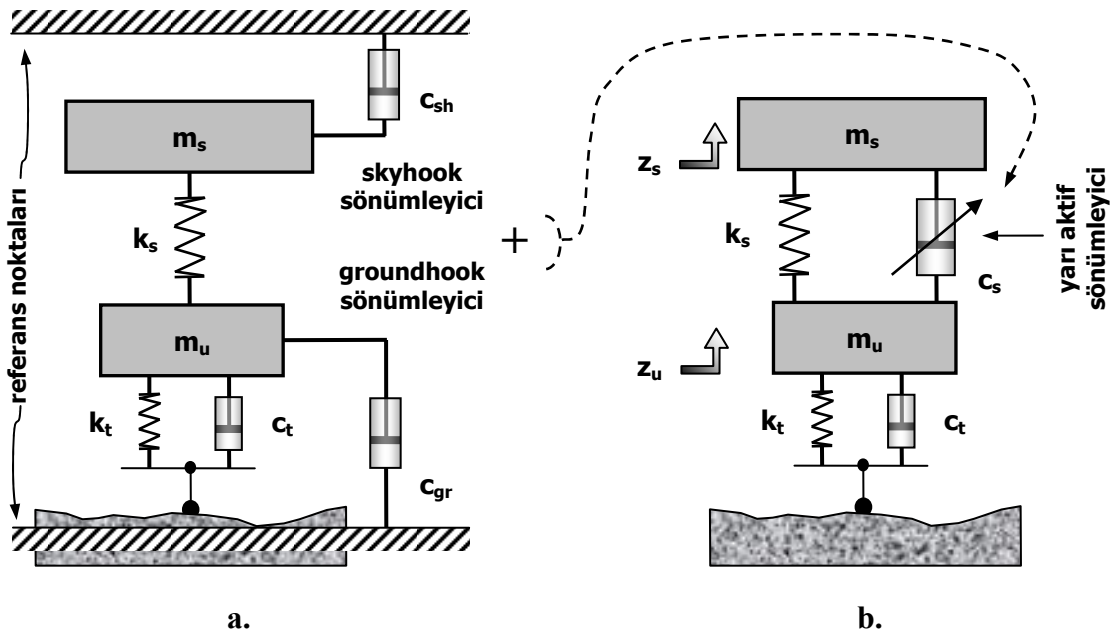
3.5.3. Hibrid Süspansiyon Denetimi

Bu denetim metodu skyhook ve groundhook denetim prensiplerini bir araya getirmektedir. Her iki denetim metodunu Şekil 3.21' de de görüldüğü üzere bir model üzerinde buluşturmaktadır. Buna göre taşıt gövdesine bağlı olan sönümleyici skyhook denetimi ile çalışmakta, tekerlek grubuna bağlı olan sönümleyici ise groundhook denetimi ile çalışmaktadır.

Hibrid denetimde süspansiyon sistemi skyhook veya groundhook ya da hem skyhook hem de groundhook denetimi bir arada çalışacak şekilde ayarlanabilmektedir. Matematiksel olarak hibrid denetim prensibi skyhook ve groundhook denetiminin doğrusal bir birleşimi olmaktadır. Bunu formüllerle ifade edecek olursak;

$$\left. \begin{cases} \dot{z}_s \cdot (\dot{z}_s - \dot{z}_u) \geq 0 & \text{ise } \sigma_{sh} = \dot{z}_s \\ \dot{z}_s \cdot (\dot{z}_s - \dot{z}_u) < 0 & \text{ise } \sigma_{sh} = 0 \end{cases} \right\} \\
 \left. \begin{cases} -\dot{z}_u \cdot (\dot{z}_s - \dot{z}_u) \geq 0 & \text{ise } \sigma_{gr} = \dot{z}_u \\ -\dot{z}_s \cdot (\dot{z}_s - \dot{z}_u) < 0 & \text{ise } \sigma_{gr} = 0 \end{cases} \right\} F_{sa} = G \cdot [\alpha \cdot \sigma_{sh} + (1 - \alpha) \cdot \sigma_{gr}] \quad (3.6)$$

Bu ifadelerde yer alan σ_{sh} ve σ_{gr} değişkenleri sönümlenme kuvvetinin skyhook ve groundhook bileşenleridir. α ise skyhook ve groundhook denetimleri arasındaki bağıl orandır. G sabit kazancı ise önceki bölümlerde belirtildiği şekilde seçilmektedir. $\alpha = 1$ seçilirse hibrid denetim saf skyhook denetime, $\alpha = 0$ seçilirse groundhook denetime dönüşmektedir.



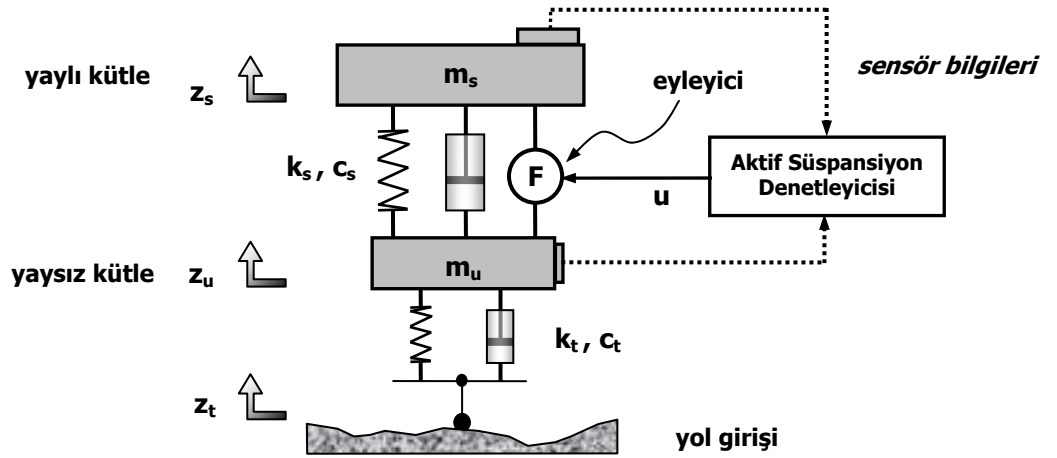
Şekil 3.21. Hibrid süspansiyon denetimi ilkesi uygulanmış çeyrek taşıt modelleri
a. ideal model b. pratiğe uyarlanmış model

3.6. Çalışmada Kullanılacak Olan Taşıt Modeli ve Denetim Yapısının Oluşturulması

Bu çalışmada; süspansiyon sistemini incelemek ve çalışmalar yapmak amacıyla tüm taşıtı temsil etmekte sıklıkla kullanılan ve özellikle sürüş konforunu belirleyen ölçütlerden en etkin olan düşey doğrultudaki hareketleri incelemek için yeterli bir model olan çeyrek taşıt modeli tercih edilmiştir. Bu modelin tercih edilmesindeki en önemli sebeplerden bir tanesi de yapısının karmaşık olmaması ve böylece işlem yükünün çok artmamasıdır. Aynı zamanda bu model üzerinde aktif bir süspansiyon sistemi oluşturularak daha fazla sönümleme performansı elde edilmeye çalışılmıştır.

3.6.1. Aktif Süspansiyon Sistemli Çeyrek Taşıt Modeli

Pasif süspansiyon sistemine sahip çeyrek taşıt modelinde titreşimleri bastırma işlevi geleneksel sönümleyici tarafından sağlanmaktadır. Bu model üzerinde sönümleme kuvvetini ayarlayarak sistemin titreşimleri bastırma yeteneğini arttırmak amacıyla yaylı ve yaysız kütle arasında (taşıt gövdesi ile tekerlek grubu arasında) bir eyleyici ilavesi yapılabilmektedir. Böylece ilave bir sönümleme kuvveti sağlanmış olmakta ve sistem aktif bir süspansiyon sistemine dönüşmektedir. Eyleyici ilavesinden sonra çeyrek taşıt modeli Şekil 3.22' deki hali almaktadır.



Şekil 3.22. Eyleyici ilavesi ile aktif çeyrek taşıt modeli

Görüldüğü üzere bu yeni modelde geleneksel sönümleyici varlığını sürdürmektedir. Bu sayede eyleyicinin yükü bir miktar azaltılmaktadır. Geleneksel sönümleyicinin yetersiz kaldığı anlarda eyleyici devreye girerek ürettiği ekstra sönümleme kuvveti ile süspansiyon sisteminin titreşimleri bastırma yeteneğini arttırmaktadır.

Ele alınan bu model üzerinde süspansiyon sistemleri için geçerli olan performans ölçütlerini, gözlenecek sistem değişkenleri ile birlikte yeniden ortaya koyacak olunursa aşağıdaki sıralama verilebilir. Burada ilk olarak belirtilen taşıt ve sürüş için önemli iki ölçütün yanı sıra süspansiyon sisteminin güvenliği açısından önemli iki ölçüt daha verilebilmektedir.

- i. Sürüş konforu: Taşıtlarda sürüş konforu ölçütü doğrudan hareket halinde iken yolcular tarafından hissedilen düşey doğrultudaki ivmelenme hareketleri ile ilgilidir. Bundan dolayı halde ilk gözlenmesi ve minimize edilmesi gereken değişken \ddot{z}_s olmaktadır.

$$\min \ddot{z}_s(t) \quad (3.7)$$

- ii. Sürüş güvenliği: Taşıtlardaki en önemli ölçütlerden birisi olan bu ölçüt yol tutuşu olarak ta adlandırılabilir. Yol yüzeyi ve tekerleklerin bu yüzeye olan temas kuvveti ile ilişkilidir. Öyle ki; tekerleklerin yol ile olan temaslarının kesilmemesini garanti etmek için tekerleklere uygulanan dinamik kuvvetin statik kuvvetten büyük olmaması gerekmektedir.

$$k_t(z_u - z_t) < 9.8(m_s + m_u) \quad (3.8)$$

Yukarıdaki ifadede m_s değeri taşıtın yüksüz durumdaki ağırlığını göstermektedir. 3.22 denklemine göre $(z_u - z_t)$ değeri yani tekerlek bağlı yerdeğiştirmesi miktarının belirli güvenlik değerlerinin dışına çıkmaması gerekmektedir. Buna göre izlenen ikinci ölçüt ifadesi $(z_u - z_t)$ olmalıdır.

- iii. Süspansiyon çalışma aralığı: Her fiziksel sistemde olduğu gibi süspansiyon sistemlerinin de belirli bir çalışma aralıkları mevcuttur. Bu aralık yay, sönümleyici ya da eyleyiciden kaynaklanıyor olabilmektedir. Çalışma

aralığının dışına çıkıldığında oluşabilecek sürüş konforu bozulmaları ve süspansiyon sisteminin zarar görmesi gibi problemlerin önüne geçilmesi için bu değerlerin bir z_{max} değerinden küçük olması gerekmektedir. Öyleyse ölçütün gözlenmesi amacıyla kullanılacak ifade yaylı ve yaysız kütlelerin arasındaki bağıl yerdeğiştirme $(z_s - z_u)$ olmaktadır.

$$|z_s - z_u| \leq z_{max} \quad (3.9)$$

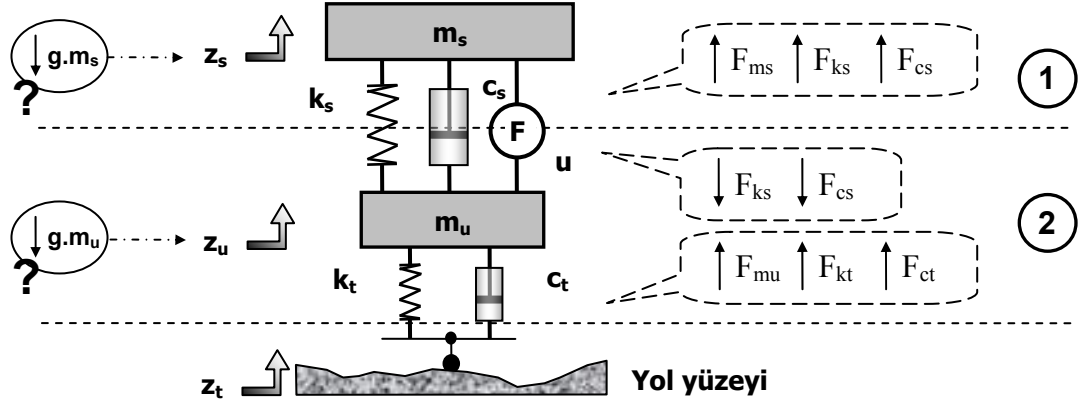
- iv. Sönümlenme kuvveti: Yukarıda sıralanan ölçütler gerçekleşirken eyleyici tarafından sağlanacak kuvvet miktarı ancak bazı sınırlamalar içerisinde karşılanabilmektedir. Buna göre izlenmesi gereken son değişken de eyleyicinin ürettiği kuvveti denetleyen $u(t)$ olmaktadır. Süspansiyon sisteminde geleneksel bir sönümleyici mevcut ise bu da dikkate alınmalıdır.

$$|u(t)| \leq u_{max} \quad (3.10)$$

Yukarıdaki dört ölçüt incelendiğinde; son üçünün gerçekte sadece sisteme ait sınırlandırmalardan ibaret olduğu, sadece ilk ölçütün minimize edilmesi gerektiği görülmektedir. Diğer bir deyişle; süspansiyon sistemi için denetim kanunlarını tasarlarırken güdülen strateji, son üç performans ölçütünü istenilen değer aralıklarında tutarken düşey doğrultulu gövde ivmelenme değerini minimize etmeye çalışmak şeklinde olmaktadır.

3.6.1.1. Aktif Süspansiyonlu Çeyrek Taşıt Modelinin Matematiksel Formu

Çeyrek taşıt modeli kullanılarak taşıt üzerindeki titreşim analizini gerçekleştirmek için modelleri kullanarak benzetimler yapmak gerekmektedir. Fiziksel modelleri benzetim ortamına aktarabilmek için de bunları matematiksel formlara yani denklem takımları ve transfer fonksiyonları haline dönüştürmek gerekmektedir. Fiziksel modelden matematiksel ifadeler elde edebilmek için öncelikle çeyrek taşıt modelinde kuvvetler dengesinden yola çıkarak hareket denklemlerini oluşturmak gerekmektedir.



Şekil 3.23. Çeyrek Taşıt Modeli üzerinde sisteme etkiyen kuvvetlerin gösterimi

Şekilde kesikli çizgi ile ayrılmış olan 1 numaralı bölgede yaylı kütleyle etki eden kuvvetler, 2 numaralı bölgede ise yaysız kütleyle etki eden kuvvetler gösterilmiştir. Şekil üzerindeki $g \cdot m$ ifadeleri çeyrek taşıt modelini oluşturan elemanların kendi ağırlıklarının etkisini göstermektedir. Ancak durağan koşullarda bu ağırlığın zaten yaylar üzerinde dengede tutulduğu göz önüne alındığında sadece yoldan gelen kuvvetlerin etkisini ele alan denklemler oluşturulmaktadır. Her bir kütleyle ilişkin hareket denklemlerini yazmak istersek; bunlara etkiyen kuvvetler toplamının sıfır olması gerekliliğinden hareket edilmektedir. Buna göre;

$$F_{küttele} + \sum F_{yay} + \sum F_{sönümleyici} = u(t) \quad (3.11)$$

Bu ifadedeki terimleri;

$$\left. \begin{aligned} F_{küttele} &= m_{küttele} \cdot z_{küttele} \\ F_{yay} &= k \cdot z_{bağlı} \\ F_{sönümleyici} &= c \cdot \dot{z}_{bağlı} \end{aligned} \right\} \text{şeklinde ifade etmek mümkündür.}$$

Burada k , süspansiyon sisteminde yer alan yay ve tekerleğin yaylanma sabitini, c ise sönümleyicinin ve tekerleğin sönümleme sabitini temsil etmektedir. $z_{bağlı}$ parametresi ise yay ve sönümleyicinin maruz kaldığı bağıl yerdeğiştirme. Buna göre 1 nolu hareket denklemi şöyle yazılmaktadır:

$$m_s \ddot{z}_s(t) + c_s [\dot{z}_s(t) - \dot{z}_u(t)] + k_s [z_s(t) - z_u(t)] = u(t) \quad (3.12)$$

2 numaralı hareket denklemi ise Şekil 3.23.' teki kuvvet yönleri de dikkate alınarak aşağıdaki gibi oluşturulmaktadır. Görüldüğü gibi yaysız kütlelerin hareket denkleminde eyleyici kuvveti (3.12) denklemindeki zıt işaretlisi yani “-” olarak ortaya çıkmaktadır.

$$m_u \ddot{z}_u(t) + c_s [\dot{z}_u(t) - \dot{z}_s(t)] + k_s [z_u(t) - z_s(t)] + c_t [\dot{z}_u(t) - \dot{z}_t(t)] + k_t [z_u(t) - z_t(t)] = -u(t) \quad (3.13)$$

Her iki denklemi bir matris denkleminde bir araya getirecek olursak;

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} m_s & 0 \\ 0 & m_u \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{z}_s(t) \\ \ddot{z}_u(t) \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_s & -c_s \\ -c_s & c_s + c_t \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{z}_s(t) \\ \dot{z}_u(t) \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_s & -k_s \\ -k_s & k_s + k_t \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} z_s(t) \\ z_u(t) \end{Bmatrix} \\ = \begin{bmatrix} 0 \\ c_t \end{bmatrix} \dot{z}_t(t) + \begin{bmatrix} 0 \\ k_t \end{bmatrix} z_t(t) + \begin{bmatrix} u(t) \\ -u(t) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3.14)$$

ifadesi elde edilmektedir. Sistemi daha rahat inceleyebilmek amacıyla zamana bağlı olan ifadeleri indirgemek için tüm başlangıç koşulları sıfır olmak üzere Laplace dönüşümü alınıp, matrisler Z_s ve Z_u ¹, ya göre düzenlendiğinde genel ifade aşağıdaki hale getirilebilmektedir.

$$\underbrace{\begin{bmatrix} (m_s s^2 + c_s s + k_s) & -(c_s s + k_s) \\ -(c_s s + k_s) & (m_u s^2 + (c_s + c_t) s + (k_s + k_t)) \end{bmatrix}}_{\mathbf{A}} \begin{Bmatrix} Z_s \\ Z_u \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} U \\ (c_t s + k_t) Z_t - U \end{bmatrix} \quad (3.15)$$

Bu ifadedeki 2*2' lik kare matrisi \mathbf{A} ile gösterirsek ve Z_s ile Z_u ' yu yalnız bırakmak için denklemin her iki yanını bunun tersi ile çarpılarak aşağıdaki yapı elde edilmektedir. (Bu ifade de $\Delta\Lambda = \det \mathbf{A}$ ' yı temsil etmektedir.)

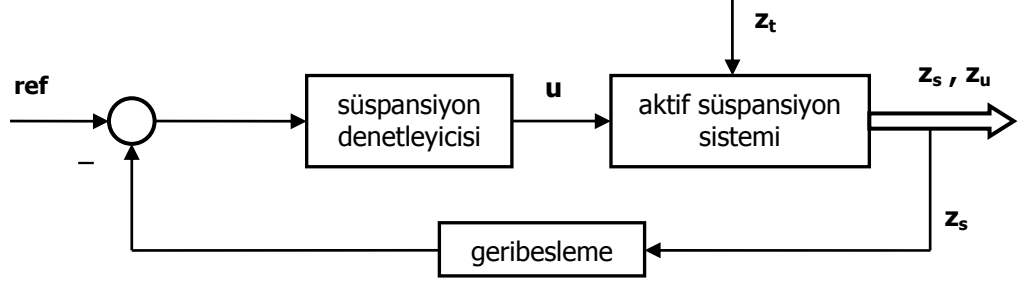
$$\begin{bmatrix} Z_s \\ Z_u \end{bmatrix} = \frac{1}{\Delta\Lambda} \begin{bmatrix} (m_u s^2 + (c_s + c_t) s + (k_s + k_t)) & (c_s s + k_s) \\ (c_s s + k_s) & (m_s s^2 + c_s s + k_s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U \\ (c_t s + k_t) Z_t - U \end{bmatrix} \quad (3.16)$$

\mathbf{A} matrisinin determinantının içeriği yani $\Delta\Lambda$ ise şöyledir.

¹ Z_s, Z_u, Z_t ve U parametreleri, $z_s(t), z_u(t), z_t(t)$ ve $u(t)$ parametrelerinin s-domeni'ndeki karşılıklarıdır.

$$\Delta\Lambda = m_s m_u s^4 + (m_s(c_s + c_t) + m_u c_s) s^3 + (m_u k_s + c_s c_t + m_s(k_s + k_t)) s^2 + (c_s k_t + c_t k_s) s + k_s k_t$$

Şekil 3.22' deki model ve (3.16) denkleminde de yararlanılarak aktif çeyrek taşıt modeli için aşağıdaki gibi genel bir blok diyagramı elde etmek mümkündür.



Şekil 3.24. Aktif süspansiyonlu çeyrek taşıt modeli için genel blok diyagramı

(3.16) denkleminde de açıkça görüldüğü üzere aktif süspansiyon sisteminin yol girişi işareti (z_t) ve eyleyici kuvveti (u) olmak üzere iki girişi mevcuttur. Sistemden çıkış olarak; yaylı ve yasız kütlelerin düşey doğrultudaki yerdeğiştirme büyüklükleri olan z_s ve z_u elde edilmektedir. Bu çıkış büyüklükleri denetleyiciye giriş olarak kullanılmakta ve denetleyici çıkışında bunlara göre yeni bir denetim kuvveti üretilmektedir.

(3.16) ifadesinin yardımıyla öncelikle sadece yol girişinin etkin olduğu durumu yani pasif süspansiyon sistemi için inceleme yapmak amacıyla $u = 0$ alınarak ifade yeniden düzenlenmektedir. Böylece pasif süspansiyon sistemi için ifadeler elde edilmiştir. Sistemin giriş değişkeni olan Z_t ' yi yalnız bırakmak için; (3.16) denkleminin sağ yanındaki 2×1 ' lik matrisi 2×2 ' lik matrisin içerisine gömmek gerekmektedir. Böylece giriş değişkeni bir tarafta ve çıkış değişkenleri diğer tarafta toplanmıştır. Ortadaki kare matris ise sistemin transfer fonksiyonunu oluşturmaktadır.

z_t etkin, $u = 0$ (Pasif Süspansiyon Sistemi)

$$\begin{bmatrix} Z_s \\ Z_u \end{bmatrix} = \frac{1}{\Delta\Lambda} \begin{bmatrix} c_s c_t s^2 + (c_s k_t + c_t k_s) s + k_s k_t \\ m_s c_t s^3 + (m_s k_t + c_s c_t) s^2 + (c_s k_t + c_t k_s) s + k_s k_t \end{bmatrix} \cdot Z_t \quad (3.17)$$

$\Delta\Lambda$ ifadesinin ve (3.17) denkleminin içeriğini basitleştirmek açısından (3.18) ifadesinde belirtildiği gibi bazı sembolik kısaltmalar yapılmaktadır.

$$\begin{aligned}
A &= m_s m_u & E &= m_s (c_s + c_t) + m_u c_s \\
B &= m_u k_s + c_s c_t + m_s (k_s + k_t) & F &= C \\
C &= k_s k_t & G &= c_s c_t \\
D &= c_s k_t + c_t k_s & H &= D
\end{aligned} \tag{3.18}$$

Bu kısaltmalarla (3.17) denklemini yeniden düzenleyecek olursak;

$$\begin{bmatrix} Z_s \\ Z_u \end{bmatrix} = \frac{1}{As^4 + Es^3 + Bs^2 + Ds + C} \begin{bmatrix} Gs^2 + Hs + F \\ m_s c_t s^3 + (m_s k_t + G)s^2 + Hs + F \end{bmatrix} \cdot Z_t \tag{3.19}$$

Buradan frekans domenine geçiş yapmak için yol girişinin frekansı ω olmak üzere $s = j\omega$ dönüşümü yapılabilir. Böylece yol girişinin (Z_t) frekansına bağlı taşıt gövdesi ve tekerlek grubu yerdeğiştirmesi değerleri elde edilebilmektedir. Taşıt gövdesi yerdeğiştirme değerlerinin konfor ölçütü için, tekerlek grubu yerdeğiştirmesi değerlerinin ise sürüş güvenliği ölçütü için takip edilmesi gerekmektedir.

$$\begin{bmatrix} Z_s \\ Z_u \end{bmatrix} = \frac{1}{A\omega^4 - B\omega^2 + C + j(D\omega - E\omega^3)} \begin{bmatrix} F - G\omega^2 + jH\omega \\ F - (G + m_s k_t)\omega^2 + j(H\omega - m_s c_t \omega^3) \end{bmatrix} \cdot Z_t \tag{3.20}$$

İfadedeki kompleks bileşenlerden kurtulmak ve yerdeğiştirme değerlerinin genliklerinin giriş işaretinin genliğine oranlarından transfer fonksiyonu kazanç değerlerini elde etmek için Z_t parametresini denklemin sol tarafına geçirip geriye kalan kısmın modülünü almak gerekmektedir. Böyle bir işlemden sonra taşıt gövdesinin hareketi için transfer fonksiyonu kazanç ifadesi (3.21)' teki gibi olmaktadır.

$$\left| \frac{Z_s}{Z_t} \right| = \sqrt{\frac{(F - G\omega^2)^2 + (H\omega)^2}{(A\omega^4 - B\omega^2 + C)^2 + (D\omega - E\omega^3)^2}} \tag{3.21}$$

Aynı şekilde tekerlek grubunun hareketi içinde bir transfer fonksiyonu kazanç ifadesi elde etmek mümkündür.

$$\left| \frac{Z_u}{Z_t} \right| = \sqrt{\frac{[F - (G + m_s k_t)\omega^2]^2 + (H\omega - m_s c_t \omega^3)^2}{(A\omega^4 - B\omega^2 + C)^2 + (D\omega - E\omega^3)^2}} \tag{3.22}$$

Benzer ifadeler süspansiyon ve tekerlek sıkışma miktarları için de tespit edilebilmektedir. Süspansiyon sıkışma miktarı yaylı ve yaysız kütlelerin arasındaki bağıl yerdeğiştirme ($Z_s - Z_u$) ölçülerek bulunmaktadır. Bu miktar süspansiyon sisteminin çalışma aralığını gözlemek açısından önemlidir. Çünkü bu aralığın sınırlı bir değeri mevcuttur. Aynı zamanda sönümleme gücünün değeri bu bağıl yerdeğiştirme miktarına bağlı olmaktadır. (3.20) denklemi kullanılarak süspansiyon sistemi bağıl yerdeğiştirme miktarı aşağıdaki şekilde tespit edilebilmektedir.

$$Z_u - Z_s = \left[\frac{F - (G + m_s k_t) \omega^2 + j(H \omega - m_s c_t \omega^3)}{A \omega^4 - B \omega^2 + C + j(D \omega - E \omega^3)} - \frac{F - G \omega^2 + jH \omega}{A \omega^4 - B \omega^2 + C + j(D \omega - E \omega^3)} \right] \cdot Z_t$$

Sadeleştirmelerden ve modül alma işleminin ardından da;

$$\left| \frac{Z_u - Z_s}{Z_t} \right| = \sqrt{\frac{(m_s k_t \omega^2)^2 + (m_s c_t \omega^3)^2}{(A \omega^4 - B \omega^2 + C)^2 + (D \omega - E \omega^3)^2}} \quad (3.23)$$

denklemi elde edilmektedir. Tekerlek sıkışması içinde aynı şekilde; (3.20) denklemi kullanılarak bulunabilen Z_u teriminden Z_t terimini çıkartıp modülünü alarak sonuca ulaşılabilmektedir.

$$Z_u - Z_t = \left[\frac{F - (G + m_s k_t) \omega^2 + j(H \omega - m_s c_t \omega^3)}{A \omega^4 - B \omega^2 + C + j(D \omega - E \omega^3)} - 1 \right] \cdot Z_t$$

$$\text{ise } Z_u - Z_t = \frac{-A \omega^4 + (B - G - m_s k_t) \omega^2 + (F - C) + j[(H - D) \omega + (E - m_s c_t) \omega^3]}{A \omega^4 - B \omega^2 + C + j(D \omega - E \omega^3)} \cdot Z_t$$

Sembolik kısaltmalar arasında birtakım sadeleşmeler mevcut olduğundan bu terimleri de açarak işlem yaparsak:

$$\left| \frac{Z_u - Z_t}{Z_t} \right| = \sqrt{\frac{[(m_s + m_u) k_s \omega^2 - m_s m_u \omega^4]^2 + [(m_s + m_u) c_s \omega^3]^2}{(A \omega^4 - B \omega^2 + C)^2 + (D \omega - E \omega^3)^2}} \quad (3.24)$$

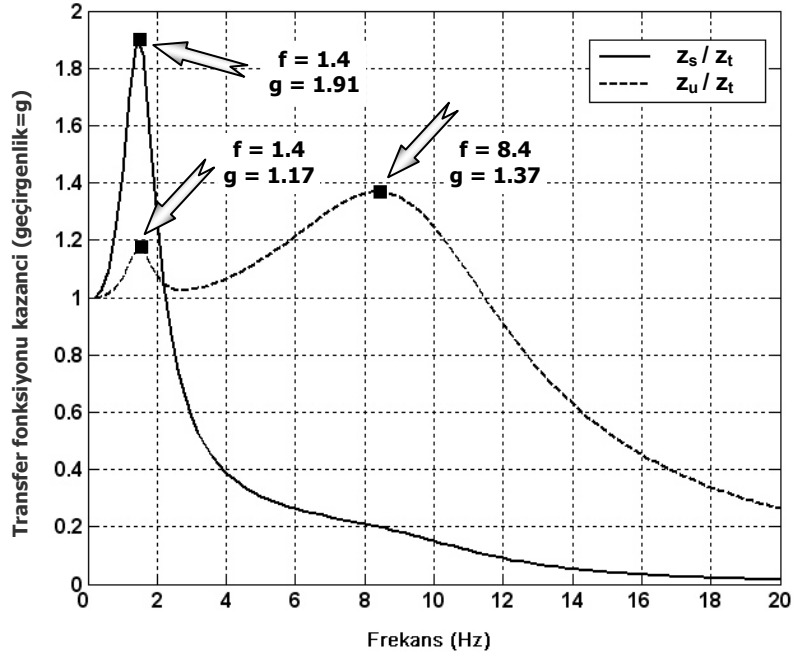
ifadesi bulunmaktadır. Bu yerdeğiştirme miktarının ölçülmesi de taşıtlar için önem arz etmektedir. Çünkü tekerleklerin yol tutuşu performanslarının göstergesi bu sıkışma miktarı olmaktadır.

Bu noktaya kadar elde edilen transfer fonksiyonlarında ilgili parametreler için değerler seçilerek yol girişinin frekansına (ω) göre kazanç grafikleri oluşturmak mümkündür. Üzerinde çalışılacak taşıt tipi olarak, Ek 1’ de verilmiş olan çizelgede yer alan taşıt tiplerinden orta büyüklükteki otomobil tercih edilerek çeyrek taşıt modelinin Çizelge 3.2’ deki parametrelere sahip olması öngörülmüştür.

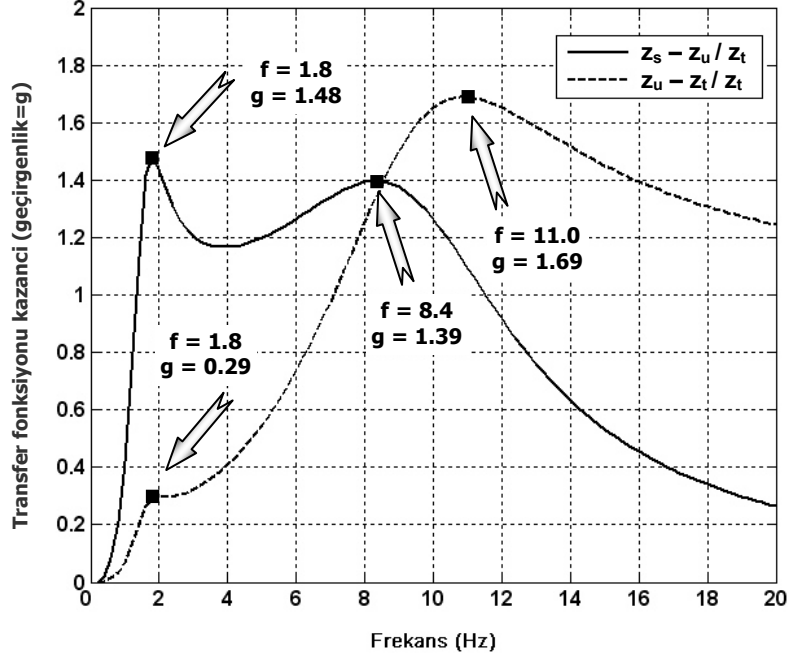
Çizelge 3.2. Çeyrek taşıt modeli fiziksel parametreleri

Parametre Adı	Açıklaması	Değeri	Birimi
m_s	yaylı kütle (taşıt gövdesinin ¼’ü)	300	kg
m_u	yaysız kütle (tekerlek grubu)	50	kg
c_s	süspansiyon sistemi sönümlenme katsayısı	2200	Ns/m
c_t	tekerlek sönümlenme katsayısı	2	Ns/m
k_s	süspansiyon sistemi yaylanma katsayısı	24	kN/m
k_t	tekerlek yaylanma katsayısı	176	kN/m

Bu değerler kullanılarak aşağıdaki titreşim geçirgenlik grafikleri elde edilmiştir.



Şekil 3.25. Yol girişine bağlı yaylı ve yaysız kütle titreşim geçirgenlik grafikleri



Şekil 3.26. Yol girişine bağlı süspansiyon ve tekerlek grubu bağlı yerdeğiştirmesi için titreşim geçirgenlik grafikleri

Grafikler incelendiğinde eğrilerin bazı noktalarda tepe yaptıkları görülmektedir. Eğrilerin genliklerinin yani transfer fonksiyonu kazanç değerlerinin bu frekans değerlerinde büyük olmasının nedeni; yol girişinin frekansının transfer fonksiyonu ile ilgili olan kütle sisteminin (yaylı ya da yaysız) doğal frekansına eşit olmasıdır. Frekanstaki bu uyuşma kazançların bir anda artmasına neden olmaktadır.

Süspansiyon sistemine ait (3.12) ve (3.13) genel hareket denklemlerinden yola çıkarak pasif durum için durum değişkenlerini oluşturarak sistemin durum-uzay modelini de oluşturmak mümkündür. Bunun için belirtilen ifadelerde $u = 0$ alınarak dönüşümler ve düzenlemeler sonucunda aşağıdaki ifadeler elde edilmektedir.

$$(m_s s^2 + c_s s + k_s).Z_s(s) = (c_s s + k_s).Z_u(s) \quad (3.25)$$

$$(m_u s^2 + (c_s + c_t)s + (k_s + k_t)).Z_u(s) - (c_s s + k_s).Z_s(s) = (c_t s + k_t).Z_t(s) \quad (3.26)$$

Görüldüğü üzere (3.26) denkleminde giriş işareti olan Z_t 'nin türevi yer almaktadır. Bu durum, durum değişkenlerinin oluşturulmasında özel bir yöntemle gidilmesini gerektirmektedir. Bu amaçla (3.25) ve (3.26) ifadelerinde Z_u terimi kendi

aralarında yok edilir ve oluşan ifade toparlanırsa 4. dereceden aşağıdaki gibi bir eşitlik elde edilmektedir;

$$\begin{aligned} & \left[m_s m_u s^4 + [(m_s + m_u)c_s + m_s c_t]s^3 + [(m_s + m_u)k_s + m_s k_t + c_s c_t]s^2 + \right. \\ & \left. + [c_s k_t + c_t k_s]s + k_s k_t \right]. Z_s(s) = \left[c_s c_t s^2 + [c_s k_t + c_t k_s]s + k_s k_t \right]. Z_t(s) \end{aligned} \quad (3.27)$$

Bu eşitlik aşağıda bulunan standart dördüncü dereceden diferansiyel eşitliğine benzemektedir.

$$z_s^{(4)} + a_1 z_s^{(3)} + a_2 z_s^{(2)} + a_3 \dot{z}_s + a_4 z_s = b_0 z_t^{(4)} + b_1 z_t^{(3)} + b_2 z_t^{(2)} + b_3 \dot{z}_t + b_4 z_t \quad (3.28)$$

İki ifadeyi eşleştirerek gerekli olan katsayıları elde edecek olursak;

$$\begin{aligned} a_1 &= \frac{(m_s + m_u)c_s + m_s c_t}{m_s m_u} & a_2 &= \frac{(m_s + m_u)k_s + m_s k_t + c_s c_t}{m_s m_u} \\ a_3 &= \frac{c_s k_t + c_t k_s}{m_s m_u} & a_4 &= \frac{k_s k_t}{m_s m_u} \\ b_0 &= 0 & b_1 &= 0 & b_2 &= \frac{c_s c_t}{m_s m_u} \\ b_3 &= \frac{c_s k_t + c_t k_s}{m_s m_u} & b_4 &= \frac{k_s k_t}{m_s m_u} \end{aligned}$$

Durum eşitlikleri matrisinin kanonik formda yazılabilmesi için durum değişkenleri şöyle tanımlanmaktadır.

$$\begin{aligned} x_1 &= z_s - \beta_0 z_t & \beta_0 &= b_0 \\ x_2 &= \dot{x}_1 - \beta_1 z_t & \beta_1 &= b_1 - a_1 \beta_0 \\ x_3 &= \dot{x}_2 - \beta_2 z_t & \beta_2 &= b_2 - a_1 \beta_1 - a_2 \beta_0 \\ x_4 &= \dot{x}_3 - \beta_3 z_t & \beta_3 &= b_3 - a_1 \beta_2 - a_2 \beta_1 - a_3 \beta_0 \\ & & \beta_4 &= b_4 - a_1 \beta_3 - a_2 \beta_2 - a_3 \beta_1 - a_4 \beta_0 \end{aligned}$$

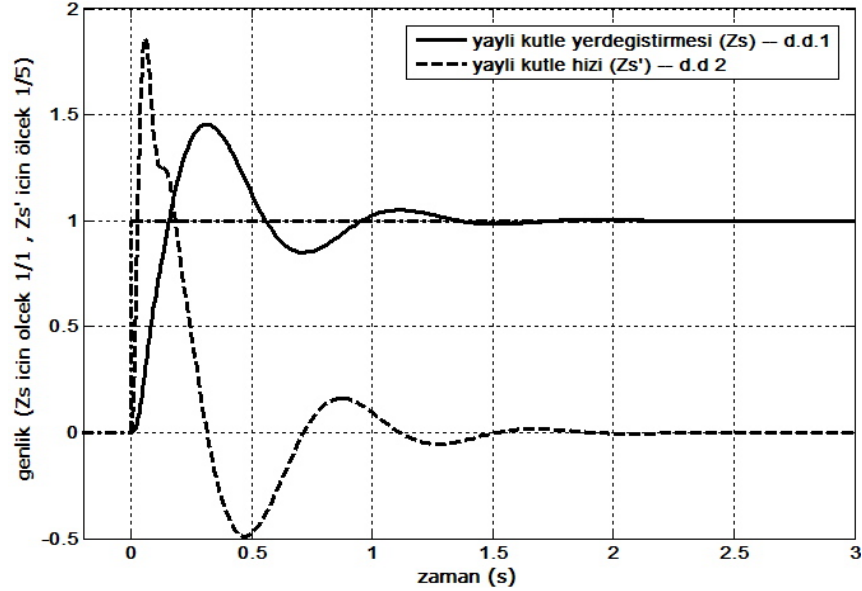
ve buradan durum eşitliğini oluşturmak için;

$$\dot{x}_1 = x_2 + \beta_1 z_t, \quad \dot{x}_2 = x_3 + \beta_2 z_t, \quad \dot{x}_3 = x_4 + \beta_3 z_t, \quad \dot{x}_4 = -a_4 x_1 - a_3 x_2 - a_2 x_3 - a_1 x_4 + \beta_4 z_t$$

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ x_1 \\ \dot{x}_2 \\ x_2 \\ \dot{x}_3 \\ x_3 \\ \dot{x}_4 \\ x_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -a_4 & -a_3 & -a_2 & -a_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \beta_1 \\ \beta_2 \\ \beta_3 \\ \beta_4 \end{bmatrix} z_t \quad (3.29)$$

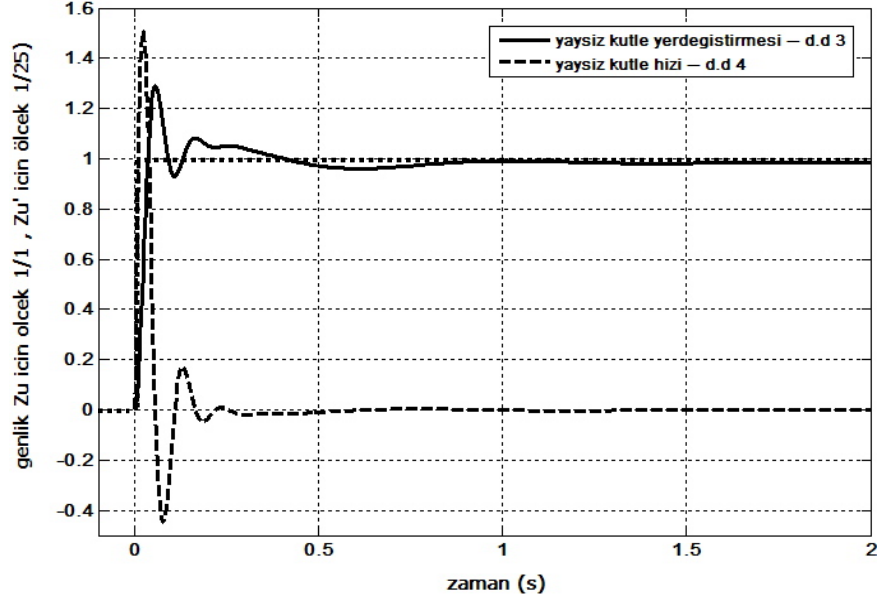
$$z_s = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + 0z_t \quad (3.30)$$

(3.29) ve (3.30) ifadelerinde Çizelge 3.2' de verilen değerler kullanılarak bulunan parametreler yerine konulduğunda sisteme ait durum ve çıkış eşitliği elde edilmektedir. Durum eşitliği kullanılarak, girişe uygulanan işarete göre sistemin çıkışından elde edilecek işaretleri gözlemek mümkündür. Bu amaçla MATLAB programındaki ode45 fonksiyonu kullanılarak sistem girişine biri basamak uygulandığına ilk iki durum değişkeninin (yaylı kütlenin yerdeğiştirmesi – z_s ve hızı – dz_s/dt) zamanla değişimi aşağıdaki gibi gözlenmektedir.



Şekil 3.27. Birim basamak girişine karşı çeyrek taşıt modelinden elde edilen yaylı kütle için durum değişkenlerinin zamanla değişimi

Yaysız kütle için benzer bir çalışma yapılmak istenirse (3.25) ve (3.26) ifadelerinde z_u yerine z_s terimini yok etmek yeterlidir. Bu durumda elde edilen durum eşitliği kullanılarak yine ode45 fonksiyonu yardımıyla yaysız kütleyle ait durum değişkenlerinin (z_u ve dz_u/dt) birim basamak girişe karşı zaman karşı değişimi şöyle gözlenmektedir.



Şekil 3.28. Birim basamak girişine karşı çeyrek taşıt modelinden elde edilen yaysız kütle için durum değişkenlerinin zamanla değişimi

Bu noktaya kadar (3.16) ifadesinden yola çıkılarak sadece yoldan gelen etkinin mevcut olduğu pasif süspansiyon sistemi için irdelenmeler yapılmıştır. Sadece eyleyicinin uyguladığı kuvvetin sistem üzerindeki etkisini incelemek içinse bu kez z_t göz ardı edilerek ifadeler yeniden düzenlenmektedir.

$z_t = 0$, u etkin(Aktif Süspansiyon Sistemi)

$$\begin{bmatrix} Z_s \\ Z_u \end{bmatrix} = \frac{1}{\Delta A} \begin{bmatrix} m_u s^2 + c_t s + k_t \\ -m_s s^2 \end{bmatrix} \cdot U \quad (3.31)$$

Burada (3.18)' deki kısaltmalar kullanılarak yeniden düzenleme yapıldığında ve frekans domenine geçildiğinde sisteme ait transfer fonksiyonları elde edilmektedir.

$$\begin{bmatrix} Z_s \\ Z_u \end{bmatrix} = \frac{1}{A\omega^4 - B\omega^2 + C + j(D\omega - E\omega^3)} \begin{bmatrix} (k_t - \omega^2 m_u) + j\omega c_t \\ \omega^2 m_s \end{bmatrix} \cdot U \quad (3.32)$$

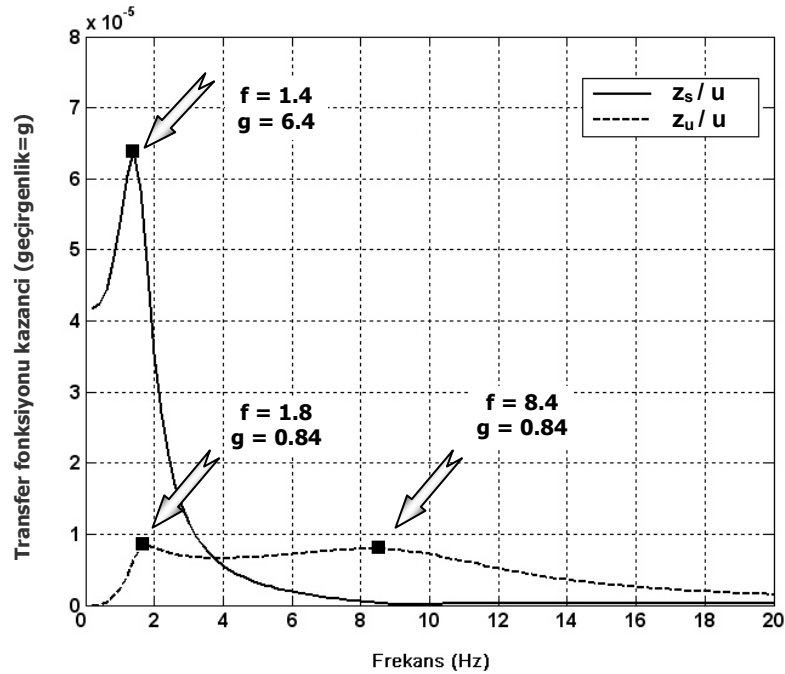
Z_s ve Z_u değerleri için (3.21) ve (3.22) ifadelerinde olduğu gibi eyleyici girişine bağlı transfer fonksiyonu kazançlarını etmek mümkün olmaktadır. Taşıt gövdesine ait yerdeğiştirmenin transfer fonksiyonu kazancı:

$$\left| \frac{Z_s}{U} \right| = \sqrt{\frac{(k_t - \omega^2 m_u)^2 + \omega^2 c_t^2}{(A\omega^4 - B\omega^2 + C)^2 + (D\omega - E\omega^3)^2}} \quad (3.33)$$

Aynı şekilde tekerlek grubuna ait yerdeğiştirme hareketi için de bir transfer fonksiyonu kazancı elde etmek mümkündür.

$$\left| \frac{Z_u}{U} \right| = \sqrt{\frac{(\omega^2 m_s)^2}{(A\omega^4 - B\omega^2 + C)^2 + (D\omega - E\omega^3)^2}} \quad (3.34)$$

Elde edilen bu transfer fonksiyonu kazanç değerlerinden sadece eyleyici kuvvetine bağlı geçirgenlik grafiklerini elde etmek mümkün olmaktadır.



Şekil 3.29. Eyleyici kuvvetine bağlı yaylı ve yaysız kütle titreşim geçirgenlik grafikleri

3.6.1.2. Çeyrek Taşıt Modelli Sistemin Doğal Frekanslarının Belirlenmesi

Griffin (2001a ve b)' in yaptığı çalışmalarda tipik kara taşıtları için doğal frekans değerlerinin 1-2 Hz ve 7-12 Hz değerleri arasında olduğu belirtilmiştir. Şekil 3.24' ü incelediğimizde yaylı kütle için 1.4 Hz frekansında, yaysız kütle içinde yine 1.4 ve 8.4 Hz frekanslarında birer tepe olduğu görülmektedir. Bu değerler Griffin' in çalışmalarına paralellik göstermektedir.

Bahsedilen doğal frekans değerlerini ele alınan çeyrek taşıt modelini kullanarak hesaplamakta mümkündür. Bunun için sistemin serbest titreşimlerini göz önünde bulundurmak gerekmektedir. Sistemin serbest titreşim analizlerini yapabilmek için yoldan ve eyleyiciden gelen etkiler, yani (3.12) ve (3.13) denklemlerinde sisteme etkiyen girişler (yol girişi ve eyleyici girişi) sıfırlanmaktadır ($z_t = u = 0$ alınarak) (Wickert 2001). Aynı zamanda serbest titreşim hareketinde sönümden bahsedilemeyeceğinden tüm c katsayıları da sıfır alınmaktadır. Yeni halleriyle hareket denklemleri aşağıdaki gibi olmaktadır:

$$m_s \ddot{z}_s(t) + k_s z_s(t) - k_s z_u(t) = 0 \quad (3.35)$$

$$m_u \ddot{z}_u(t) + k_s z_u(t) - k_s z_s(t) + k_t z_u(t) = 0 \quad (3.36)$$

(3.35) ve (3.36) diferansiyel denklemlerinin çözümünün aşağıdaki gibi olduğu kabul edilmektedir.

$$z_s(t) = Z_1 \cos(\omega_n t) \quad (3.37)$$

$$z_u(t) = Z_2 \cos(\omega_n t) \quad (3.38)$$

Yukarıdaki ifadelerde ω_n sistemin sönümsüz serbest titreşim frekansı, Z_1 ve Z_2 ise sırasıyla yaylı ve yaysız kütlelerin hareketlerinin genlikleridir. Bu çözümler ilk ifadelerde yerine konulursa;

$$-m_s \omega_n^2 Z_1 \cos(\omega_n t) + k_s Z_1 \cos(\omega_n t) - k_s Z_2 \cos(\omega_n t) = 0 \quad (3.39)$$

$$-m_u \omega_n^2 Z_2 \cos(\omega_n t) + k_s Z_2 \cos(\omega_n t) - k_s Z_1 \cos(\omega_n t) + k_t Z_2 \cos(\omega_n t) = 0 \quad (3.40)$$

Yukarıdaki iki ifade Z_1 ve Z_2 ' ye göre düzenlenir ve matris formunda yazılırsa;

$$\begin{bmatrix} k_s - \omega_n^2 m_s & -k_s \\ -k_s & k_s + k_t - \omega_n^2 m_u \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Z_1 \\ Z_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.41)$$

(3.41) ifadesinin herhangi bir Z_1 ve Z_2 için sağlanabilmesi için 2×2 ' lik katsayılar matrisinin determinantının sıfır olması gerekmektedir.

$$\begin{vmatrix} k_s - \omega_n^2 m_s & -k_s \\ -k_s & k_s + k_t - \omega_n^2 m_u \end{vmatrix} = 0 \quad (3.42)$$

$$\underbrace{(m_s m_u)}_{A_1} \omega_n^4 - \underbrace{(m_s k_s + m_s k_t + m_u k_s)}_{B_1} \omega_n^2 + \underbrace{k_s k_t}_{C_1} = 0 \quad (3.43)$$

(3.42)' teki determinantın açılımı bize sistemin karakteristik denklemini (3.43 ifadesi) vermektedir. Bu denklemin çözümü de ω_n için ikişer çözüm sağlamaktadır.

$$\omega_{n_{1,2}}^2 = \frac{B_1 \mp \sqrt{B_1^2 - 4A_1C_1}}{2A_1} \quad (\text{rad/s}) \quad (3.44)$$

Çözümünden elde edilen frekans değerlerinden ikisi negatif olduğundan göz ardı edilmektedir. Diğer iki frekans değeri ise sistemimizin doğal frekanslarıdır. Hz cinsinden doğal frekans değerleri ise şu şekilde hesaplanmaktadır:

$$f_{n_{1,2}} = \frac{1}{2\pi} \omega_{n_{1,2}} \quad (\text{Hz}) \quad (3.45)$$

Çizelge 3.2' de verilen çeyrek taşıt parametreleri kullanılarak sistemin doğal frekansları tespit edilirse;

$$\omega_{n_1}^2 = 70,29 \Rightarrow \omega_{n_1} = 8,38 \text{ rad/s} \Rightarrow f_{n_1} = 1,33 \text{ Hz}$$

$$\omega_{n_2}^2 = 4009,7 \Rightarrow \omega_{n_2} = 63,32 \text{ rad/s} \Rightarrow f_{n_2} = 10,08 \text{ Hz}$$

Büyük olan frekans tekerlek grubunun, diğeri ise taşıt gövdesinin doğal frekansıdır. Bu iki doğal frekans bulmak için yaklaşık bir metottan da faydalanılabilmektedir. Yaylı ve yaysız kütlelerin yaklaşık doğal frekanslarına f_{ns} ve f_{mu} dersek aşağıdaki ifadeler yardımıyla bunların değerleri hesaplanabilmektedir.

$$f_{ns} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_s k_t / (k_s + k_t)}{m_s}} \quad (3.46)$$

$$f_{nu} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_s + k_t}{m_u}} \quad (3.47)$$

Bu formüller ve Çizelge 3.2' deki parametreler kullanılarak hesaplanılan değerler;

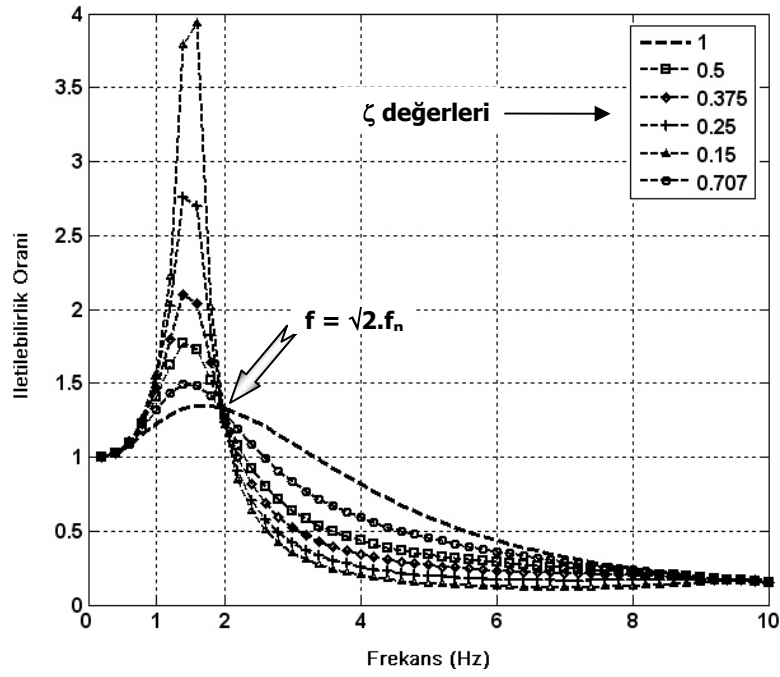
$$f_{ns} = 1.33 \text{ Hz} \quad \text{ve} \quad f_{nu} = 10.06 \text{ Hz}$$

şeklinde olmaktadır. Dikkat edilirse her iki yöntemle de bulunan sonuçlar birbirinin aynısı çıkmaktadır.

3.6.2. Taşıt Parametrelerindeki Değişimin Sistem Performansına Etkisinin Görsel Analiz İle İncelenmesi

Taşıtlar bir zemin üzerinde ilerlerken yoldan kaynaklanan ve sisteme giriş olarak uygulanan uyarı geniş bir frekans bandındaki bileşenlerden oluşmaktadır. Tekerlek bir tümseğe çarptığında oluşan darbe, tekerleği doğal frekansıyla (f_{nu}) titreşime zorlayacaktır. Tekerleğin yaptığı bu salınım hareketi taşıt gövdesi için uyarıcı bir giriş oluşturmaktadır. Ancak uyaran girişin frekansı gövdenin doğal frekansından çok daha büyük olduğu için gövdenin yapacağı salınımın genliği de küçük olmaktadır.

Şekil 3.30' da da görülebileceği gibi uyarı frekansı gövdenin frekansından uzaklaştıkça çıkışın girişe oranı yani transfer fonksiyonun kazancı düşmektedir. Düşük frekanslı uyarılar ise doğal frekans değerine yakın oldukları ölçüde taşıt gövdesine aynen hatta şekilden de görüldüğü gibi kuvvetlendirilerek iletilmekte yani transfer fonksiyonun kazancı artmaktadır. Bu değer "geçirgenlik" olarak anılmaktadır. Taşıtlar gövdesi ve tekerlek grubunun doğal frekansları (f_{ns} ve f_{nu}) arasındaki farkın büyük olması, süspansiyon sistemine titreşim yalıtım özelliği açısından bir avantaj sağlamaktadır.



Şekil 3.30. Farklı sönüm oranları için geçirgenlik grafikleri

Şekil 3.30' da verilen grafik üzerinde farklı sönümlenme oranları için çizimlere yer verilmektedir. ζ karakteri ile gösterilen sönüm oranı aşağıdaki ifade yardımıyla hesaplanmaktadır:

$$\zeta = \frac{c_s}{c_c} \quad (3.48)$$

Bu ifade de yer alan c_c parametresi süspansiyon sistemi için kritik sönümlenme katsayısıdır ve şu şekilde tanımlanmaktadır.

$$c_c = 2\sqrt{k_R m_s} \quad \left(k_R = \frac{k_s k_t}{k_s + k_t} \right) \quad (3.49)$$

Çizelge 3.2' den faydalanılarak süspansiyon sistemi için kritik sönümlenme katsayısı $c_c \cong 5000$ Ns/m olarak hesaplanmaktadır.

Taşıt parametrelerindeki değişimlerin süspansiyon sistemi performansı üzerindeki etkilerini görsel açıdan analiz etmek amacıyla her bir parametre (m_u/m_s , k_t/k_s ve ζ) için üç farklı değer belirlenmiş ve bu parametreler sisteme uygulanarak elde edilen

transfer fonksiyonu kazancı değerleri birlikte çizdirilmiştir. Buna ilişkin çizim ve sonuçlar 4.1.1. bölümünde ayrıntılarıyla yer almaktadır.

3.6.3. Taşıt Parametrelerindeki Değişimin Sistem Performansına Etkisinin İstatistiksel Analiz İle İncelenmesi

Bir önceki bölümde; taşıt parametrelerindeki değişimlerin, süspansiyon sisteminin titreşimleri bastırma yeteneğinin gözlenmesinde yardımcı olan ölçütler üzerindeki etkileri görsel açıdan incelenmiş, yapılan incelemeler sonucunda hangi frekans aralığında hangi kütle, yay ve sönümlenme sabiti değerlerinin tercih edilmesinin ölçütler üzerinde daha olumlu sonuçlar verdiği belirlenmiştir. Benzer bir yargıya, parametrelerdeki değişimlerin ölçütler üzerinde yarattığı etkileri istatistiksel olarak inceleyerek de ulaşmak mümkündür.

Burada etkileri incelenen parametreler; k_s , c_s ve m_s ' tir. Diğer parametreler olan k_t , c_t ve m_u değerleri sabit kabul edildiğinden analizlerde yer almamaktadır. İlk üç parametrenin etkisinin incelenmesi için 2^k faktöriyel tasarım adı verilen bir yöntem kullanılmaktadır.

3.6.3.1. 2^k Faktöriyel Tasarım Analiz Yöntemi

Sadece tek bir faktörün etkili olduğu bir sistemde, deneysel bir tasarım yardımıyla faktörün değişik değerlerine karşılık elde edilen sistem yanıtı incelenerek bu faktörün sistem yanıtı üzerindeki etkisi gözlemlenebilmektedir. Bununla birlikte k adet faktörün mevcut olduğu bir sistemde her bir faktörün ayrı ayrı etkilerinin yanı sıra kendi aralarındaki etkileşimde sistem yanıtını değiştirebilmektedir. Bu durumda faktörlerin ana etkilerini izlemek mümkün olmamaktadır. Faktöriyel deneyler hangi faktörlerin etkilerinin önemli olduğunu belirleme çalışmalarında yoğunlukla kullanılmaktadır (Gürsakal ve Oğuzlar, 2003)

Faktöriyel tasarımların en basit çeşidi iki düzeye sahip olan k faktörlü faktöriyel tasarımlardır. Bu düzeyler niceliksel değerlere sahip olabildikleri gibi niteliksel (büyük-

küçük, var-yok gibi) de olabilmektedir. Bu tip bir tasarımda olası tüm etkileri ve etkileşimleri gözlemlemek için $2*2*2*2*.....*2 = 2^k$ deney gerektiğinden dolayı bu yöntem 2^k faktöriyel tasarım olarak isimlendirilmiştir.

Örneğin 3 faktöre sahip olan bir sistemde tüm etkileri gözlemlemek için $2^3 = 8$ adet deney yapmak gerekmektedir. Her bir faktörün iki seviyesi olduğu bilindiğine göre Çizelge 3.3' teki gibi bir tasarım matrisi düzenlenerek deneyler oluşturulmaktadır.

Çizelge 3.3. 2^3 faktöriyel tasarım için tasarım matrisi

Faktör kombinasyon no	Faktör 1	Faktör 2	Faktör 3	Sistem Yanıtı R_i
1	-	-	-	R_1
2	+	-	-	R_2
3	-	+	-	R_3
4	+	+	-	R_4
5	-	-	+	R_5
6	+	-	+	R_6
7	-	+	+	R_7
8	+	+	+	R_8

Bu çizelgede faktörün alabildiği küçük değeri “ - ” ile, büyük değeri ise “ + ” ile gösterilmektedir. Elde edilen sistem yanıtları kullanılarak ana etkiler şöyle hesaplanmaktadır:

$$1 \text{ nolu faktör için} \quad e_1 = \frac{-R_1 + R_2 - R_3 + R_4 - R_5 + R_6 - R_7 + R_8}{4} \quad (3.50)$$

$$2 \text{ nolu faktör için} \quad e_2 = \frac{-R_1 - R_2 + R_3 + R_4 - R_5 - R_6 + R_7 + R_8}{4} \quad (3.51)$$

$$3 \text{ nolu faktör için} \quad e_3 = \frac{-R_1 - R_2 - R_3 - R_4 + R_5 + R_6 + R_7 + R_8}{4} \quad (3.52)$$

Görüldüğü üzere her bir ana etki hesaplanırken ilgili faktörün sütunundaki işaret sistem yanıtları ile çarpılarak işleme sokulmaktadır. Benzer bir yaklaşım ile etkileşimli etkiler de aşağıdaki örnekteki gibi hesaplanmaktadır:

$$e_{12} = \frac{+R_1 - R_2 - R_3 + R_4 + R_5 - R_6 - R_7 + R_8}{4} \quad (3.53)$$

Bu noktada da aralarındaki etkileşimin incelendiği faktörlerin sütunlarındaki işaretlerin çarpımıyla sistem yanıtları çarpılarak işleme tabi tutulmaktadır. Diğer etkileşimler (e_{13} , e_{23} ve e_{123}) benzer formüllerle bulunabilmektedir (Law ve Kelton, 1997).

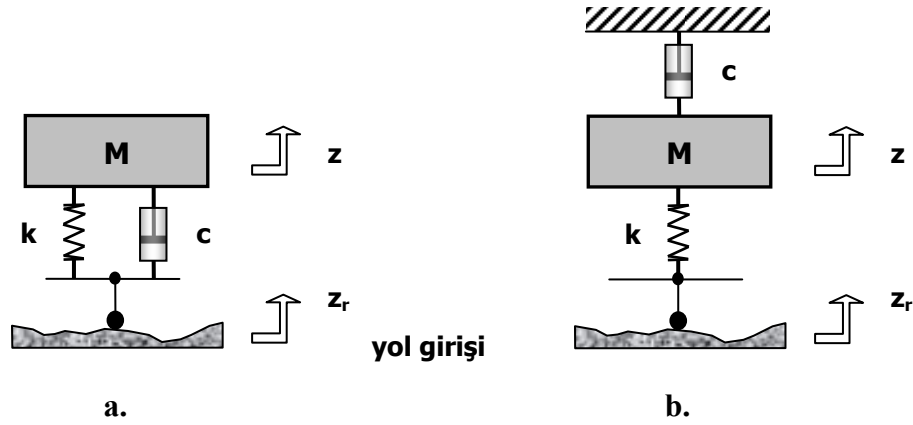
Deneyler esnasında alınabilecek hatalı sonuçların önüne geçebilmek amacıyla her bir faktör seviyesi için yapılan deney tekrarlanmaktadır. Ele aldığımız örnekteki gibi 3 faktörün incelendiği durumda 3 tekrar olması durumunda toplam $8 \cdot 3 = 24$ deney yapılmaktadır.

Bahsedilen tüm bu işlemleri teker teker hesaplayarak sonuçları elde etmek mümkün olduğu gibi istatistiksel analiz gerçekleştiren bilgisayar programlarından da yararlanılabilmektedir. Bu amaçla kullanılan programlardan birisi de MINITAB istatistiksel analiz programıdır.

Çalışmada etkilerini incelediğimiz üç adet parametre (k_s , c_s ve m_s) bulunduğundan bunlar için $2^3 = 8$ adet deney yapmak gerekmektedir. Aynı yol girişinin bir kereden fazla sisteme sokulmasının herhangi bir faydası olmadığından deney tekrar sayısı 1 (bir) olarak seçilmiştir. İstatistiksel analiz programı MINITAB tarafından oluşturulan tasarım matrisinde yer alan her parametre kombinasyonu MATLAB-SIMULINK programı üzerinde oluşturulan simülasyon ortamındaki sisteme uygulanarak bir sistem cevabı (R_i) elde edilmektedir. Bu noktadan sonra elde edilen her değer analiz programına giriş olarak uygulanmaktadır. Kullanılan istatistiksel analiz programı öncelikle parametrelerin tek tek ve ardından ikili ve üçlü etkileşimlerinin sistem cevabı üzerine etkileri değerlendirilerek sonuçları tablolar ve grafikler şeklinde kullanıcı tarafına yansıtmaktadır. Elde edilen bu değerlendirme sonuçlarına 4.1.2. bölümünde ayrıntılarıyla yer verilmiştir.

3.6.4. Aktif Süspansiyon Sistemli Çeyrek Taşıt Modeli Üzerinde Skyhook Denetiminin Uygulanması

Skyhook süspansiyon denetiminin taşıt süspansiyon sistemlerinde özellikle taşıt gövdesine olan titreşim iletilebilirliğini azalttığı, ele alınmış olan literatürdeki mevcut çalışmalarda da özellikle belirtilmektedir. Günümüzde kabul görmüş olan bu denetim yöntemi pek çok taşıt süspansiyon sisteminde yaygınlıkla kullanılmaktadır. Skyhook süspansiyon denetiminin başarısının nedenini açıklamak için tek serbestlik derecesine sahip birer geleneksel ve skyhook denetimli süspansiyon sisteminin transfer fonksiyonunu ele almak yeterli olmaktadır.



Şekil 3.31. Tek serbestlik dereceli çeyrek taşıt modelleri a. geleneksel model b. skyhook denetimli model

Geleneksel çeyrek taşıt modeli için hareket denklemlerinden elde edilen transfer fonksiyonu aşağıdaki gibidir.

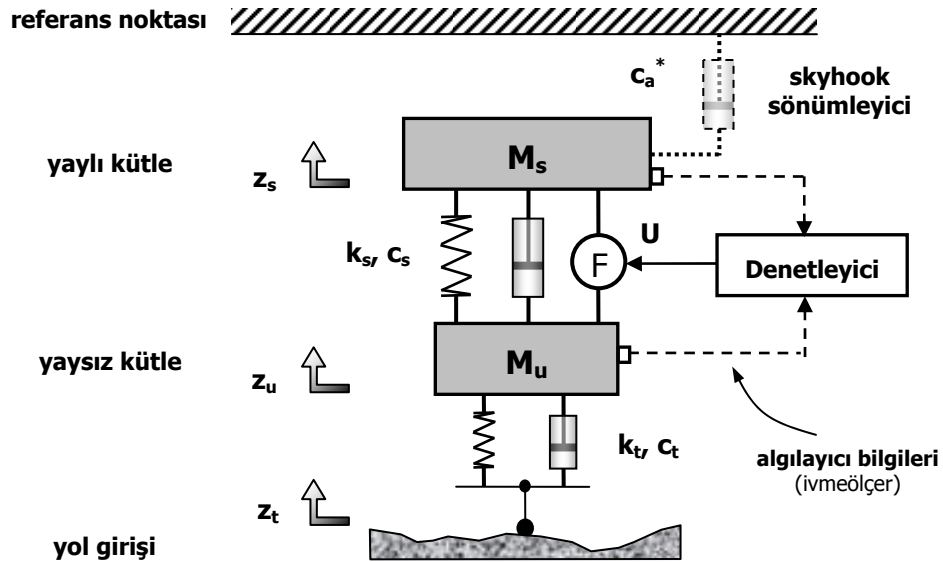
$$\frac{Z}{Z_r} = \frac{cs + k}{Ms^2 + cs + k} \quad (3.54)$$

Skyhook denetimli çeyrek taşıt modeli için hareket denklemlerinden elde edilen transfer fonksiyonu ise şöyledir.

$$\frac{Z}{Z_r} = \frac{k}{Ms^2 + cs + k} \quad (3.55)$$

Elde edilen transfer fonksiyonları karşılaştırıldığında skyhook denetimli model için oluşturulan ifade de sönümleyicinin yol yüzeyi ile temas etmemesinden dolayı pay kısmında sönümleyici katsayısının (c) bulunmadığı görülmektedir. Geleneksel modelin transfer fonksiyonu incelendiğinde; pay kısmındaki en büyük derece s , payda kısmındaki en büyük derece ise s^2 olduğu görülmektedir. Bu da transfer fonksiyonunun 20 dB/dekad zayıflatma oranına sahip olduğu anlamına gelmektedir. Skyhook denetimli modelde ise pay kısmında c bulunmadığı için en büyük dereceli terim s^0 ' dır. Böylece bu modelde zayıflatma oranı geleneksel modele göre iki kat fazla yani 40 dB/dekad olmaktadır. İşte bu özellik skyhook denetiminin başarısının anahtarı olmaktadır.

Üzerinde çalışılan aktif süspansiyon çeyrek taşıt modeline skyhook denetim yapısı entegre edildiğinde Şekil 3.32' deki yapı elde edilmektedir.



* c_a : skyhook sönümleyicinin sönümleme katsayısı

Şekil 3.32. Skyhook denetim ilkesi uygulanmış çeyrek taşıt modelli aktif süspansiyon sistemi (ideal model)

Şekildeki skyhook sönümleyicinin bağlantısı, havadaki bir referans noktasına bağlı olduğundan ideal bir yapıdadır. Pratik uygulamada ise sistemde skyhook sönümleyicinin uygulaması gereken sönümleme kuvveti eyleyici tarafından üretilmektedir. Yani eyleyici skyhook sönümleyici görevini üstlenmektedir.

Skyhook sönümleyicinin sönümlenme katsayısı değeri (c_a) ile gösterilmek üzere skyhook denetim ilkesine göre oluşturulan hareket denklemlerinde sönümleyici kuvveti;

$$F_{sh} = c_a \cdot \dot{z}_s \quad (3.56)$$

olarak hesaplanmaktadır. Bu kuvvet, sistemdeki eyleyici tarafından üretileceğinden

$$u = F_{sh} = c_a \dot{z}_s \quad (3.57)$$

yazılabilmektedir. Bu şu anlam gelmektedir ki skyhook sönümleyicinin işlevini yerine getirmek için bağlanan bu eyleyicinin ürettiği kuvvet de aynı olmalıdır. Süspansiyon sistemini modelleyen (3.16) genel ifadesinde U ile gösterilen girişi indirgeyebilmek için (3.57)' de elde edilen değeri (3.12) ve (3.13) hareket denklemlerinde yerine konularak; geleneksel modeldekine benzer şekilde aşağıdaki transfer fonksiyonu kazanç ifadeleri elde etmek mümkündür. Bu ifadelerde yer alan ifadelerde yer alan c_a teriminin değeri ve skyhook sönümlenme kuvvetinin uygulanacağı anlar sistemde yer alan denetleyici tarafından belirlenmektedir.

$$\begin{aligned} P &= m_s m_u & V &= R \\ Q &= m_s (k_s + k_t) + m_u k_s + c_t (c_s + c_a) & X &= c_s k_t + c_t k_s \\ R &= k_s k_t & Y &= m_s k_t + c_t (c_s + c_a) \\ S &= c_t k_s + (c_s + c_a) k_t & N &= S \\ T &= m_s (c_s + c_t) + m_u (c_s + c_a) \end{aligned} \quad (3.58)$$

olmak üzere; taşıt gövdesi için titreşim iletilebilirlik kazanç ifadesi:

$$\left| \frac{Z_s}{Z_t} \right| = \sqrt{\frac{(V - c_s c_t \omega^2)^2 + (X \omega)^2}{(P \omega^4 - Q \omega^2 + R)^2 + (S \omega - T \omega^3)^2}} \quad (3.59)$$

Benzer şekilde tekerlek grubunun hareketi içinde bir transfer fonksiyonu kazancı;

$$\left| \frac{Z_u}{Z_t} \right| = \sqrt{\frac{[V - Y \omega^2]^2 + (N \omega - m_s c_t \omega^3)^2}{(P \omega^4 - Q \omega^2 + R)^2 + (S \omega - T \omega^3)^2}} \quad (3.60)$$

Süspansiyon ve tekerlek grubu bağıl yerdeğiştirme miktarları için de transfer fonksiyonu kazanç değerleri şu şekilde oluşturulmaktadır.

$$\left| \frac{Z_u - Z_s}{Z_t} \right| = \sqrt{\frac{((Y - c_s c_t) \omega^2)^2 + (c_a k_t \omega - m_s c_t \omega^3)^2}{(P \omega^4 - Q \omega^2 + R)^2 + (S \omega - T \omega^3)^2}} \quad (3.61)$$

$$\left| \frac{Z_u - Z_t}{Z_t} \right| = \sqrt{\frac{[(m_s + m_u) k_s \omega^2 - m_s m_u \omega^4]^2 + [(T - m_s c_t) \omega^3]^2}{(P \omega^4 - Q \omega^2 + R)^2 + (S \omega - T \omega^3)^2}} \quad (3.62)$$

Bu kazanç ifadeleri ile geleneksel model için elde edilen yol girişinin frekansına bağlı kazanç eğrilerinin benzerlerini yeniden oluşturmak mümkündür. Yapılan ilavenin (Skyhook denetiminin eklenmesi) etkinliğini görmek amacıyla, skyhook denetimi ilavesinden önce ve sonraki kazanç eğrilerinin karşılaştırılması sonuçları 4.2. bölümünde ayrıntılarıyla ele alınmaktadır.

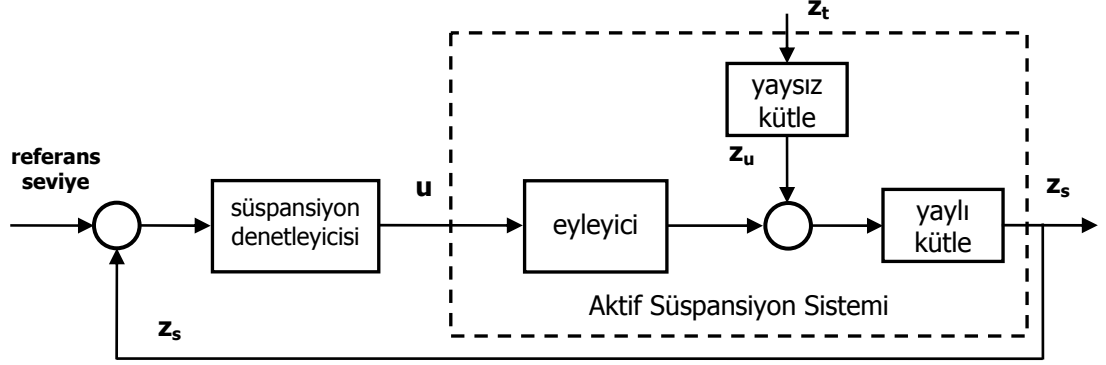
3.6.5. Sistemde Kullanılacak Olan Skyhook Denetim Yapısının Geliştirilmesi

Skyhook denetim mantığıyla çalışan bir sönümleyicinin ürettiği kuvvet (3.63) denklemindeki gibidir. Ancak bu kuvvet, denetim mantığının getirdiği kurallar çerçevesinde taşıt süspansiyon sisteminin hareketinin her anında uygulanmamaktadır. Çünkü bu kuvvetin kaynağı yalnız ve yalnızca sönümleyicinin düşey doğrultuda yaptığı bağıl harekettir. Denetim kuralı; taşıt gövdesinin düşey doğrultudaki hızı ve süspansiyon sisteminin tekerlek grubuna göre düşey doğrultudaki hızına bağlı şöyle olarak elde edilmektedir:

$$F_{sh} = \begin{cases} c_a \dot{z}_s & , \quad \dot{z}_s (\dot{z}_s - \dot{z}_u) \geq 0 \\ 0 & , \quad \dot{z}_s (\dot{z}_s - \dot{z}_u) < 0 \end{cases} \quad (3.63)$$

Yukarıda ele alınan ifade yarı aktif bir sistem için oluşturulmuştur. Görüldüğü üzere taşıt gövdesi ve süspansiyon sisteminin düşey doğrultudaki hızları aynı yönde olduğunda yani ikisi de aynı işarete sahip olduğunda sönümleyici sisteme bir kuvvet uygulamaktadır. Aksi durumda ise sönümleyici ancak olması gerekenden ters yönde kuvvet uygulayacağından hiçbir kuvvet uygulamaması daha uygun olmaktadır.

Bu çerçevede çeyrek taşıt modeli için Şekil 3.24' te oluşturulan blok diyagramı ele alınan denetim kuralına göre yeniden düzenlenecek olursa;

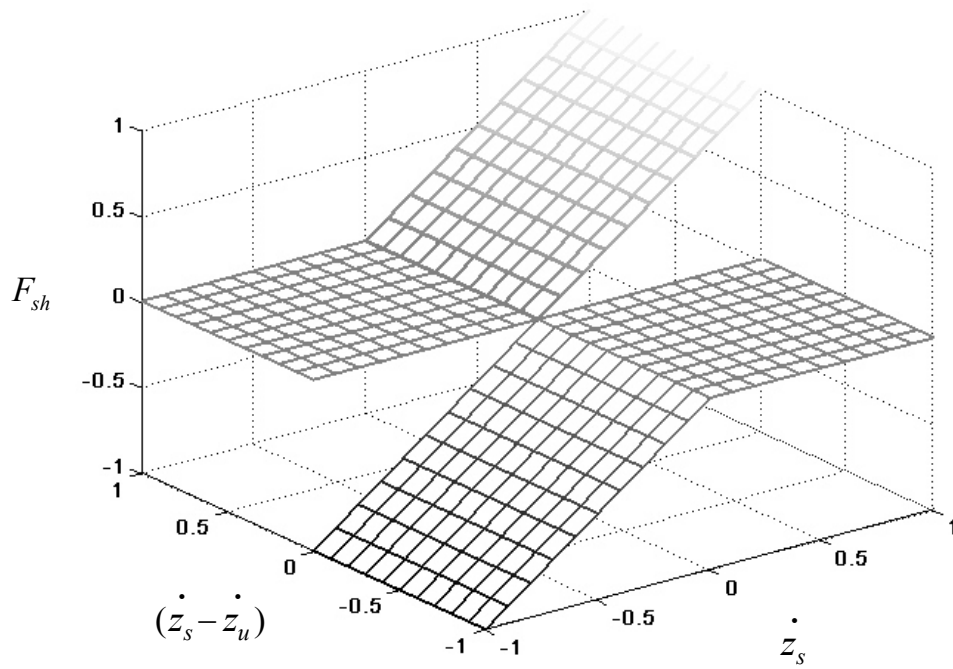


Şekil 3.33. Skyhook denetim ilkesi uygulanmış çeyrek taşıt modeli aktif süspansiyon sistemi blok diyagramı

Görüldüğü üzere (3.63) denkleminde de yer aldığı gibi skyhook denetim mantığına göre çalışan süspansiyon denetleyicisi için gerekli olan girişler (\dot{z}_s ve $\dot{z}_s - \dot{z}_u$) süspansiyon sisteminden elde edilerek geri besleme kanalı ile uygulanmaktadır. Aktif süspansiyon sisteminin ise yoldan kaynaklı giriş ve denetim kuvveti girişi (z_t ve u) olmak üzere iki girişi mevcuttur. Bu modelde referans seviye ile kastedilen büyüklük hareketin başlangıç anında, taşıt gövdesinin statik denge seviyesi (yani yol yüzeyinden yüksekliği) dir.

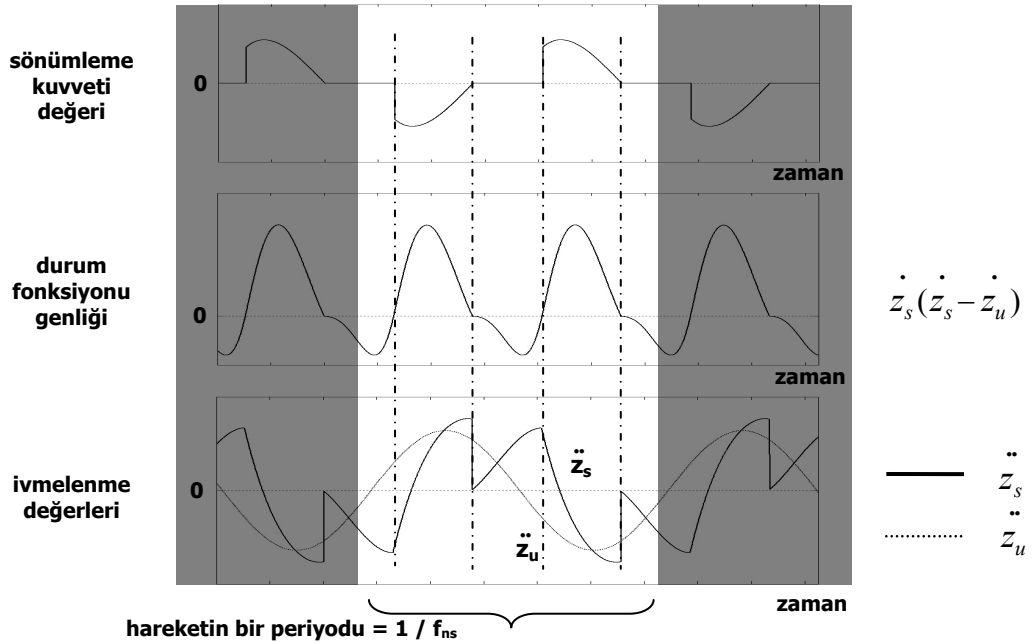
Skyhook sönümlenme kuvveti için, denetim kuralındaki değişkenlerin bir fonksiyonu olarak, üç boyutlu denetim yüzeylerini çizmek mümkündür. Bu amaçla öncelikle grafiklerin basitleşmesi açısından (3.63) ifadesini değişkenlere göre normalize ederek (durum fonksiyonundaki hız bileşenlerinin her iki düşey doğrultuda alabileceği en büyük değerler +1 ve -1 ile gösterilerek, bu değerler için elde edilecek skyhook sönümlenme kuvveti de +1 ve -1 ile ifade edilmektedir) ele almak anlamlı olmaktadır. Buna göre elde edilen grafik Şekil 3.34' teki gibidir:

Şekildeki yüzeyler incelendiğinde $(\dot{z}_s - \dot{z}_u) = 0$ noktasında yüzey süreksizlikleri olduğu görülmektedir. Liu ve ark. (2005)' na göre bu yüzey süreksizlikleri $(\dot{z}_s - \dot{z}_u)$ ' ın işaret değiştirdiği anlarda taşıt gövdesinde hissedilen ivmelenme değerlerinde ani ve ters yönlü sıçramalara yol açabilmektedir. Taşıt üzerinde gözlenmesi istenmeyen bu hareket "Jerk" olarak adlandırılmaktadır.



Şekil 3.34. Yarı aktif süspansiyon sistemi skyhook sönümleyici denetim yüzeyleri

Jerk adı verilen bu hareketleri gözlemleyebilmek için, süspansiyon sistemini harmonik bir girişe maruz bırakarak yapılan simülasyonda elde edilen sistem değişkenlerinin zamana göre grafikleri Şekil 3.35' deki gibi olmaktadır.



Şekil 3.35. Skyhook denetiminde kullanılan durum fonksiyonu işaretindeki değişimin taşıt gövdesi ivmelenme değerini etkilemesi

Şekilde de görüldüğü üzere durum fonksiyonun işaret değiştirdiği anlarda taşıt gövdesi üzerinde etkili olan ivmelenme değerinde ani ve mevcut yöne ters bir azalma ya da artma gözlenmektedir. Bu hareketin nedeni grafiklerin en üst kısmında görülen sönümleyici kuvvetinin durum fonksiyonun negatif işaretli olduğu anlarda sıfır olması ve bu işaret değiştirme anlarında Şekil 3.34' teki sönümleyici kuvvet yüzeyinde görüldüğü üzere bu değere bir anda ulaşmasıdır. Yüzey süreksizliği yüzünden oluşan istenmeyen bu durumun önüne geçebilmek için denetim yüzeyi üzerinde bir şekillendirme fonksiyonu tanımlamak ve süreksizliği ortadan kaldırmak gerekmektedir. Bu sayede sönümleyici kuvvetinin bir anda "0" değerini alması önlenmiş olmaktadır.

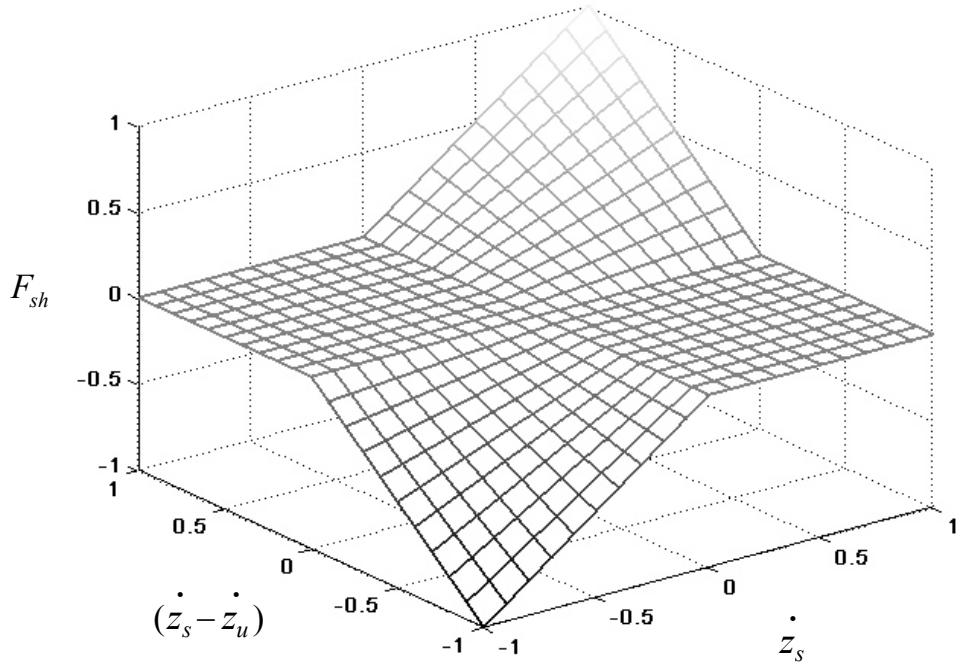
Denetim kuralı içerisinde kullanılan değişkenlerin bir fonksiyonu olarak yazılabilen bu fonksiyon seçilirken sürekli bir fonksiyon olmasına ve önceki durumda süreksizliğin oluştuğu noktada değerinin sıfır olmasına dikkat edilmelidir. Buna göre; şekillendirme fonksiyonu aşağıdaki gibi seçilebilmektedir.

$$f_{\text{sek}} = |\dot{z}_s - \dot{z}_u| \quad (3.64)$$

Seçilen fonksiyon Şekil 3.36' da da görüldüğü üzere her noktada sürekli ve süreksizliğin oluştuğu noktada değeri sıfır olmaktadır. Bu seçim ile skyhook sönümleme kuvveti aşağıdaki şekle dönüşmektedir.

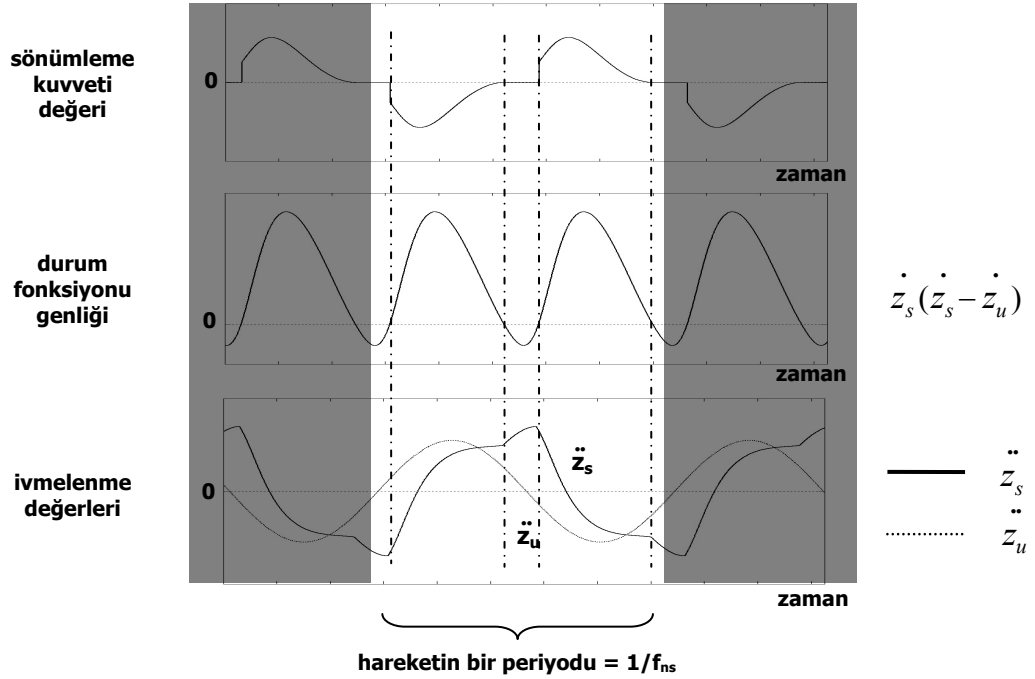
$$F_{sh} = \begin{cases} G |\dot{z}_s - \dot{z}_u| \dot{z}_s & , \dot{z}_s (\dot{z}_s - \dot{z}_u) \geq 0 \\ 0 & , \dot{z}_s (\dot{z}_s - \dot{z}_u) < 0 \end{cases} \quad (3.65)$$

Bu ifadede G kazanç faktörüdür ve sönümleyicinin minimum ve maksimum sönümleme katsayısı değer aralığında değerler alacak şekilde seçilmektedir. Şekillendirme fonksiyonu ilavesi ile üç boyutlu şekillendirme yüzeyi Şekil 3.36' daki hale dönüşmektedir. Görüldüğü üzere denetim yüzeyi üzerindeki süreksizlikler ortadan kaldırılmıştır. Grafik yine G kazanç faktörüne göre normalize edilerek çizilmiştir. Yüzeyde yatay birer düzlem olarak gözükken bölümler denetim kuralında tanımlanmış olan taşıt gövdesi ve süspansiyon sisteminin hızlarının farklı yönde olduğu anlarda skyhook sönümleyiciden elde edilen kuvvet miktarını göstermektedir.



Şekil 3.36. Şekillendirme fonksiyonu ilavesinden sonra yarı aktif süspansiyon sistemi skyhook sönümleyici denetim yüzeyleri

Yapılan bu düzenlemenin ardından durum fonksiyonundaki değişimlerin taşıt gövdesi ivmelenme değerleri üzerindeki etkisini gözlemlemek amacıyla Şekil 3.37’deki grafikler elde edilmiştir. Şekil incelendiğinde; şekillendirme fonksiyonu ilavesinin ardından skyhook sönümleyici kuvvetinin durum fonksiyonunun işaret değiştirdiği anlarda bir anda sıfır değerini almadığı bunun yerine daha yumuşak bir şekilde bu değere yaklaştığı görülmektedir. Bunun sonucu olarak da; taşıt gövdesi ivmelenme değerlerinde ani ve mevcut harekete göre farklı yöndeki değişimlerin önüne geçilmiştir. Şekilde görülen sapma değerleri de o anlarda sönümleyicinin herhangi bir kuvvet uygulamaması yüzünden oluşmaktadır. İşte bu dezavantajı ortadan kaldırmak için durum fonksiyonunun “-” işaretleri anında da sönümleme kuvvetinin uygulanmasını sağlayacak aktif bir yapının oluşturulması gerekmektedir.

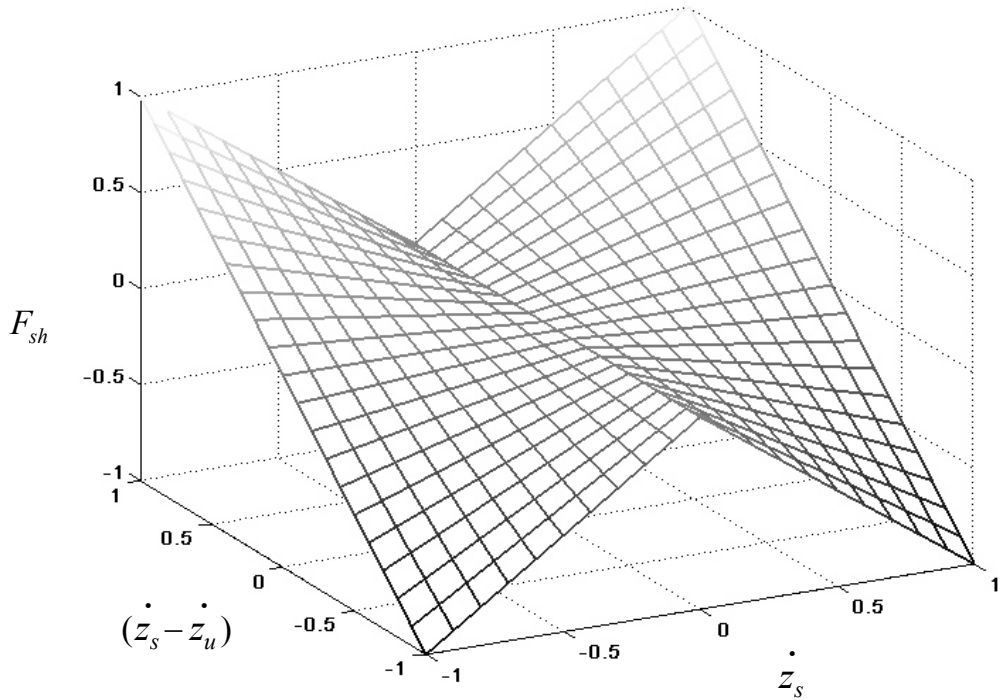


Şekil 3.37. Şekillendirme fonksiyonu ilavesinin ardından skyhook denetiminde kullanılan durum fonksiyonu işaretinin taşıt gövdesi ivmelenme değerini etkilemesi

Çizelge 3.1’ de açıklandığı şekliyle; taşıt gövdesi ve sönümleyicinin her ikisinin de düşey doğrultudaki hızları aynı olduğunda örneğin “+” yönde olduğunda taşıt gövdesi yukarı yönde hareket ederken açılma hareketi yapan sönümleyici kütleyi aşağıya çekmektedir. “-” yönde olduğunda ise taşıt gövdesi aşağı yönde hareket ederken sıkışma hareketi yapan sönümleyici kütleyi yukarıya doğru itmektir. Yönleri farklı olduğu anlarda ise örneğin taşıt gövdesi + yönde iken yani yukarı yönde hareket ederken – yönde hareket eden yani sıkışan sönümleyici kütleyi hala itmeye çalışmakta, taşıt gövdesi – yönde yani aşağı yönde hareket ederken + yönde hareket eden yani açılan sönümleyici hala kütleyi çekmeye çalışmaktadır. Bu nedenle yarı aktif sistemlerde bu anlarda sönümleyicinin olabildiğince az kuvvet uygulaması istenilmektedir. Sönümleyicinin yarı aktif olmasından kaynaklanan bu durumun üstesinden gelmek için çalışmamızda sönümleyici olarak kullanılan eyleyiciden faydalanmak mümkün olmaktadır. Bunun için taşıt gövdesi ve süspansiyon sisteminin düşey doğrultudaki hızlarının farklı olduğu anlarda sönümlenme kuvvetini ters işaretli olarak hesaplamak gerekmektedir. Eyleyicimiz aktif bir sönümlenme elemanı olduğundan dolayı hareket doğrultusuna zıt yönde uygulanacak kuvvetleri de elde edebilmektedir. Böylece yeni skyhook denetim kuvveti:

$$F_{sh} = \begin{cases} G |\dot{z}_s - \dot{z}_u| \dot{z}_s & , \dot{z}_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) \geq 0 \\ -G |\dot{z}_s - \dot{z}_u| \dot{z}_s & , \dot{z}_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) < 0 \end{cases} \quad (3.66)$$

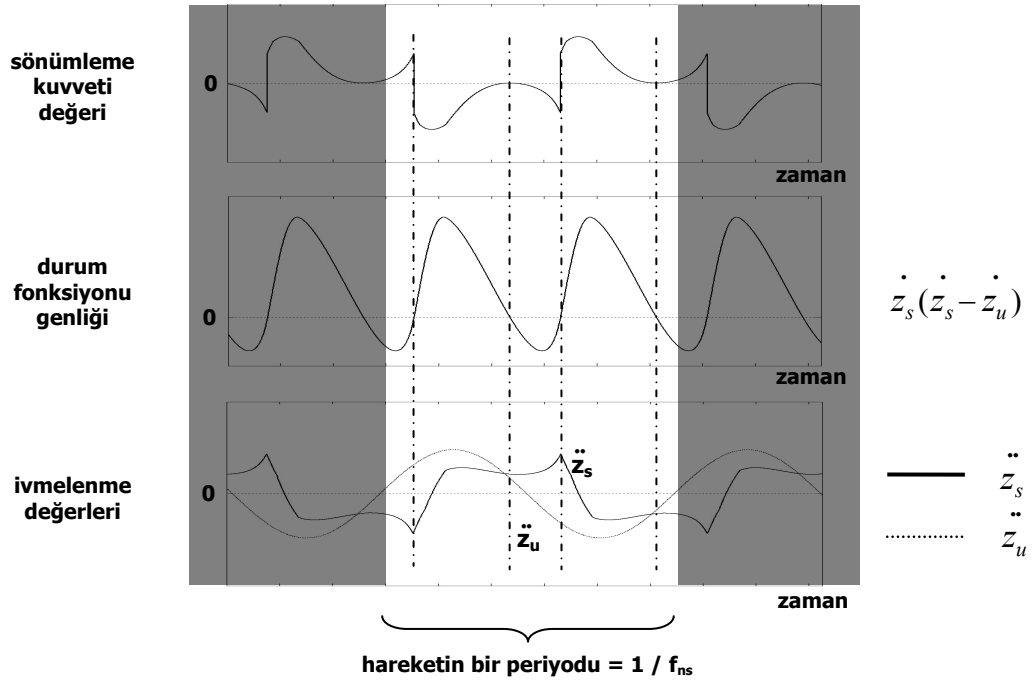
şeklinde hesaplanmaktadır. Görüldüğü üzere sönümleyici kuvveti sadece işaret değiştirmektedir. Bu hale göre oluşturulan üç boyutlu denetim yüzeyleri ise (yine G kazanç faktörüne göre normalize edilmiş olarak);



Şekil 3.38. Aktif süspansiyon sistemi skyhook sönümleyici denetim yüzeyleri

Şekil 3.38’ de görülen aktif skyhook sönümleyici denetim yüzeyleri $\dot{z}_s = 0$ düzlemine göre simetrik ve noktada süreklidir. Böylece yüzey süreksizliklerinin yaratabileceği olumsuzlukların önüne geçilmiş olmaktadır.

Yapılan yeni düzenlemenin ardından taşıt gövdesi ivmelenme değerlerindeki etkileri gözlemlemek amacıyla Şekil 3.39’ daki grafikler elde edilmiştir. Şekil incelendiğinde; durum fonksiyonunun negatif olduğu anlarda skyhook sönümleyici tarafından sağlanan ters yöndeki sönümlenme kuvvetinin ivmelenme hareketini bir miktar daha yumuşattığı ve azalttığı görülmektedir.



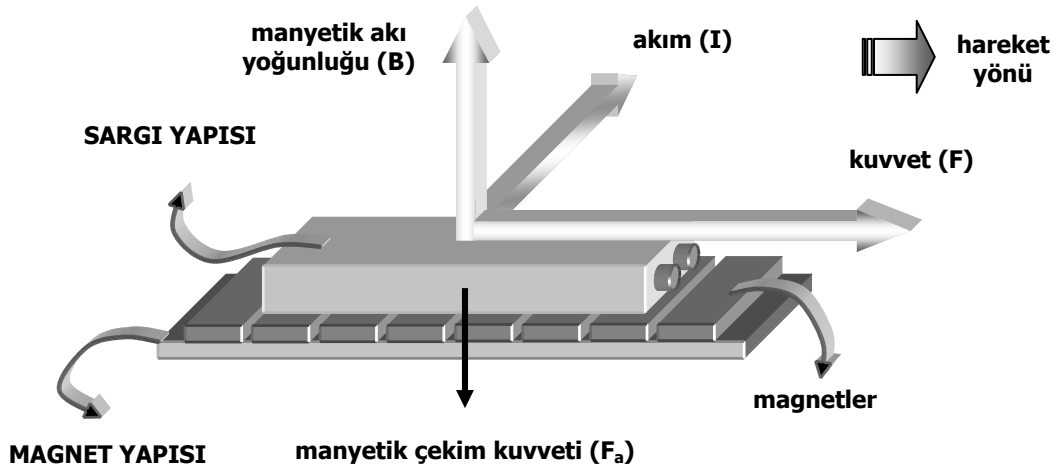
Şekil 3.39. Sürekli aktif skyhook denetiminin sağlanmasıyla durum fonksiyonu işaretindeki değişimlerin taşıt gövdesi ivmelenme değerini etkilemesi

Bu noktaya kadar gerçekleştirilmiş olan tüm düzenlemelerin sonuçlarına bakılacak olunursa; sürekli aktif skyhook denetiminin sağlanmasıyla en etkin sonuçlara ulaşıldığı gözlenmektedir. Bu sebepten dolayı süspansiyon sisteminde aktif bir eyleyicinin kullanımıyla sürekli aktif yapının oluşturulması tercih edilmiştir. Gerekli aktif eyleyicinin oluşturulması işlemine takip eden bölümde yer verilmektedir.

3.7. Aktif Süspansiyon Sisteminde Kullanılacak Elektromekanik Eyleyicinin Belirlenmesi

Bu çalışmada yer alan süspansiyon sisteminde eyleyici olarak doğrusal motor kullanılmaktadır. Doğrusal motorların geleneksel sistemlere göre birçok avantajları mevcut olup bunlar tercih edilmelerinde önemli rol oynamaktadır. Bu avantajlardan bazılarını Anonim (2002) ve Anonim (2004b)' ye göre aşağıda olduğu gibi sıralamak mümkündür:

- Doğrusal motorlar ürettikleri kuvveti doğrudan doğrusal hareket olarak ortaya çıkardıkları için döner motorlardaki gibi hareket dönüşüm elemanlarına (dişli-kremayer sistemleri gibi) ihtiyaç duymamaktadırlar. Böylece kayıpların ve daha fazla yer kaplamalarının önüne geçilmektedir.
- Doğrusal motorlarda hareket alanı tercihe bağlı olarak ayarlanabilmektedir.
- Doğrusal motorlar hızlı reaksiyon sürelerine sahiptir. Aynı zamanda yaklaşık 10 m/s' ye kadar yüksek çalışma hızlarına sahiptirler.
- Doğrusal motorlarda üretilen kuvvetin neredeyse tamamına yakın kısmı motor üzerindeki yükü hareket ettirmeye harcanmaktadır. Oysa dişli ya da vida sistemlerine sahip döner motorlarda üretilen kuvvetin büyük kısmı rotor, dişli ya da bağlantılarının eylemsizliğini yenmek için kullanılmaktadır.



Şekil 3.40. Doğrusal elektromekanik motorun genel yapısı

Doğrusal motorların yapısı temelde döner motorlar ile benzer prensiplere sahiptir. Aslında tasarım mantıkları çok basittir. Geleneksel bir döner motor boyuna kesilip açılarak düzleştirildiğinde doğrusal bir motor elde edilmektedir. Oluşturulan bu yeni yapıda döner motordaki rotor, kuvvetin uygulandığı eleman konumuna, stator ise sabit magnet yapısı konumuna karşılık düşmektedir. Bu tasarım şekliyle motor

doğrudan yükün üzerine bağlanmış gibi olmakta, doğrusal hareket bir dairesel hareketten doğrusal harekete dönüştürücü olmadan direkt olarak uygulanmaktadır.

Sargı yapısı, çekirdek materyali (epoksi, çelik v.b.) olarak adlandırılan bir materyal içerisinde yer alan ve gruplar halinde paketlenmiş bakır sarımlardan oluşmaktadır. Bu sarımlar sayesinde sargı yapısı üzerinden şekilde gösterilen doğrultuda akım geçirilebilmektedir. Magnet yapısı ise alternatif polariteli mıknatısların çelik bir yüzey üzerine kısa aralıklarla sıralanmasıyla meydana gelmektedir. Yapısındaki mıknatıslar sayesinde şekildeki gibi bir manyetik çekim kuvveti oluşturarak üst yapıda yer alan çekirdek materyali üzerinde bir manyetik akı yoğunluğu (**B**) üretmektedir. Elektromanyetik alanlar kanunlarına göre; üzerinden akım geçen bir iletken maruz kaldığı manyetik alana ve akım yönüne de dik doğrultuda (üç parmak kuralına uygun biçimde, yukarıdaki şekildeki gibi) bir kuvvet üretmektedir. Bu bağıntı şöyle ifade edilmektedir:

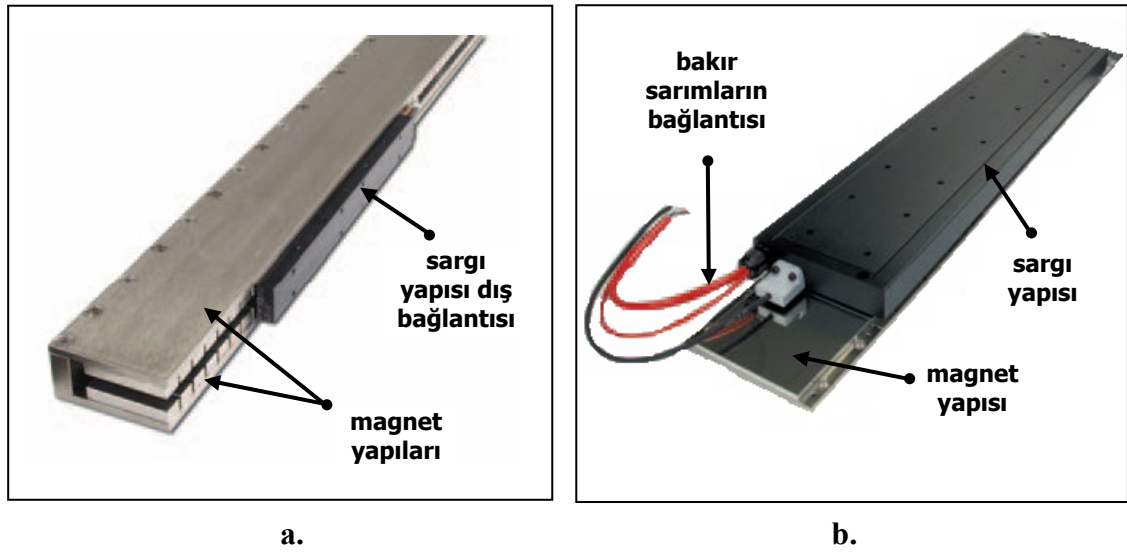
$$\vec{F} = \vec{I} \times \vec{B} \quad (3.67)$$

Bu türden motorlarda sargı yapısı tipik olarak makinenin hareketli olan kısmında yer almaktadır. Magnet yapısı ise genellikle makinenin sabit olan kısmına monte edilmektedir. İki yapı arasında yer alan ve motorun çalışması için hayati bir önem taşıyan hava boşluğunun değeri genellikle 0.5 mm değerini geçmemektedir.

Magnet yapısının sabit ve tüm modellerde ortak bir yapıya sahip olduğu bu tip motorlar kendi aralarında da epoksi çekirdekliler (ferrit olmayan malzemeler) ve çelik çekirdekliler olmak üzere iki tipe ayrılmaktadırlar. Epoksi çekirdekli doğrusal motorlarda sargı yapısındaki bakır sarımlar epoksi ile çevrili bulunmaktadır. Düşük manyetik akı yoğunluğuna sahip bu modeller oldukça yumuşak hareket yeteneğine sahiptir. Çelik çekirdekli doğrusal motorlarda ise sargı yapısındaki çelik yüzünden oldukça yoğun bir manyetik akı yoğunluğu oluşmakta, bunun sonucunda da büyük kuvvetler elde edilmektedir. Oluşan manyetik çekim kuvveti daha öncede belirtildiği gibi harekete dik doğrultudadır. Bu kuvvet her zaman sabit bir değerde olup motorun enerjilenmesine ya da enerjilenmemesine bağlı değildir.

Epoksi çekirdekli doğrusal motorlarda Şekil 3.41.a' da da görüldüğü gibi "sandwich" şeklindeki iki magnet yapısı arasında kapalı bir manyetik yol

bulunmaktadır. Sargı yapısı bu iki magnet yapısının arasında hareket etmektedir. Ancak magnet yapısı ile sargı yapısı arasında bir manyetik çekim kuvveti bulunmamaktadır. Bu sebepten dolayı epoksi çekirdekli doğrusal motorlarda motorun dışında oldukça küçük akıllar oluşmaktadır. Çelik çekirdekli doğrusal motorlarda ise tek bir magnet yapısı bulunmasına rağmen hemen karşısında bulunan ferrit malzeme yüzünden oldukça büyük manyetik çekim kuvveti ve manyetik akı oluşmakta ve bu akıllar motor çevresinde de görülmektedir.

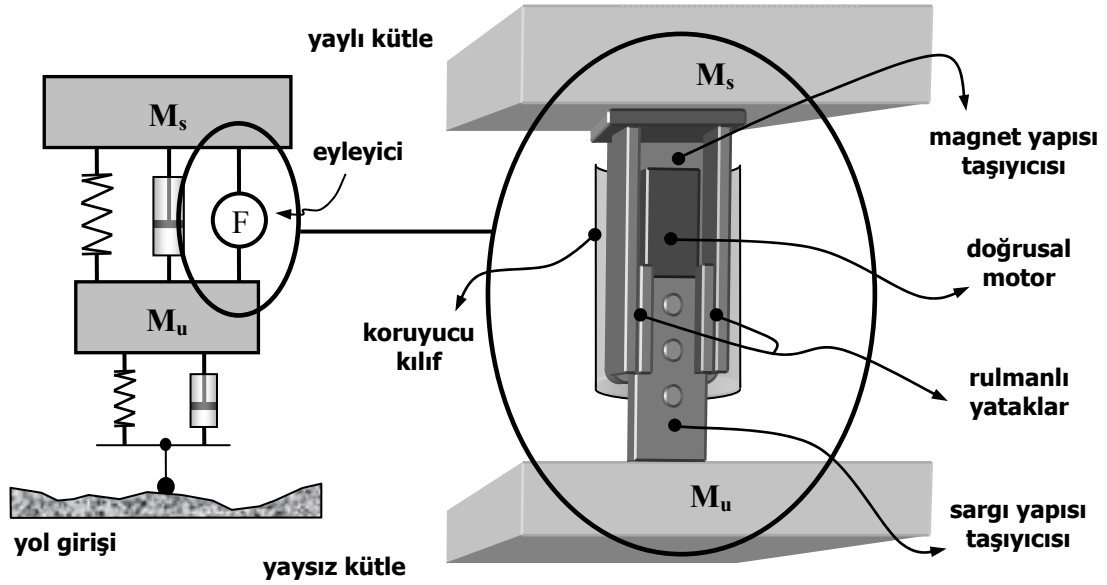


Şekil 3.41. Doğrusal motor tipleri **a.** epoksi çekirdekli model **b.** çelik çekirdekli model (Anonim 2004b)

Doğrusal motorlar hem yatay hem de düşey doğrultuda rahatlıkla kullanılabilir. Ancak düşey kullanımlarda motorda güç kesilmesi anında üzerindeki yükün kendi ağırlığıyla motora zarar vermemesi için destekleyici yay sistemleri, ya da hava silindirleri gibi yardımcı elemanlar kullanılması gerekmektedir. Doğrusal motoru bir eyleyici olarak kullanmayı düşündüğümüz süspansiyon sisteminde; taşıt gövdesinin kütlesi durağan koşullarda zaten pasif yay ve sönümleyici tarafından taşındığı için böyle bir önleme gerek kalmamaktadır. Ancak doğrusal motorun magnet yapısı uzunluğu belirlenirken süspansiyon sisteminin maksimum çalışma aralığı değeri göz önünde bulundurulmalıdır.

Bu türden bir doğrusal motorun eyleyici olarak süspansiyon sistemimize yerleşiminin ise Şekil 3.42' deki gibi olması öngörülmüştür. Burada önemli olan nokta

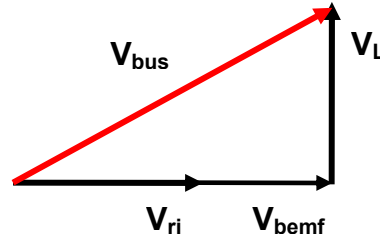
motorun çalışması için gerekli olan magnet ve sargılar arasındaki hava boşluğunun eyleyicinin sisteme montajı esnasında sağlanması ve çalışma esnasında da bu değer korunması olmaktadır. Çünkü bu motorlar standart bir yatak sistemine sahip değildir. Belirgin bir yatak sisteminin oluşturulması ve bu sistemin motoru sürekli olarak 90° (düşey doğrultuda) açıyla çalıştırması amacıyla Şekil 3.38’deki yapı oluşturulmuştur.



Şekil 3.42. Doğrusal motorun eyleyici olarak çeyrek taşıt aktif süspansiyon sisteminde konumlandırılması

Şekil 3.42’de görülen yerleşimde doğrusal motorun magnet yapısı yaylı kütleyle yani taşıt gövdesine bağlı olan taşıyıcıya, sargı yapısı ise yaysız kütleyle yani tekerlek grubuna bağlı olan taşıyıcıya monte edilmiştir. Her iki taşıyıcı birbirlerinin üzerinde rulmanlı yatakları sayesinde düşey doğrultuda rahatlıkla hareket edebilmektedir. Ancak yataklar yatay ve yanal hareketlere izin vermeyecek şekilde konumlandırılmıştır. Böylece magnet ve sargı yapısı arasındaki hava boşluğu güvence altına alınmaktadır. Bu yerleşimde magnet taşıyıcısı ile yaysız kütle arasında, alttaki kütlenin hareketlerinden eyleyicinin zarar görmemesi için maksimum süspansiyon yerdıştirmesi kadar (ki bu mesafe pasif sönümleyicinin çalışma aralığı ile belirlenmektedir) bir mesafede montaj gerçekleştirilmektedir.

Doğrusal motorlar sürücü devresi tarafından sarım uçlarına uygulanan gerilim değerleriyle denetlenmektedirler. Çalışmamızda ele aldığımız motorlar DC gerilim değerleriyle sürülmektedir. Motorlara ait ayrıntılı hareket ve kuvvet denklemlerine EK II' de yer verilmektedir (Anonim 2004a). Ekte verilen formüllere uyarlanarak motoru denetleyecek olan gerilim değeri (V_{bus}) aşağıda görülen diyagrama göre elde edilmektedir.



Şekil 3.43. Doğrusal motorun gerilim-faz diyagramları

Bu genlik diyagramında yer alan büyüklüklerin matematiksel ifadeleri ise Ek II' ye göre aşağıdaki gibi olmaktadır (Anonim 2004a).

$$V_{bemf} = K_e \cdot v(m/s) \quad (3.68)$$

$$V_{ri} = 1.225 \cdot R_{hot} \cdot I_{pA} \quad (3.69)$$

$$V_L = 7.695 \cdot v(m/s) \cdot L(mH) \cdot I_{pA} / \text{Electrical Cycle}(mm) \quad (3.70)$$

$$V_{bus} = 1.15 \cdot \sqrt{(V_{bemf} + V_{ri})^2 + V_L^2} \quad (3.71)$$

(3.68) – (3.71) denklemlerinde elde edilen gerilimler sırasıyla; rotorun hareketi yüzünden indüklenen ters-emk gerilimi (K_e : ters-emk sabiti), sarım direnci üzerinde oluşan gerilim düşümü, sarımların oluşturduğu bobin etkisi tarafından depolanan gerilim ve son olarakta motora uygulanan gerilimdir. Şekil 3.39' daki diyagrama göre V_{bus} değeri hesaplanırken kullanılan 1.15 katsayısı güvenlik katsayısıdır. V_{bemf} ve V_L değerlerinin hesaplanmasında kullanılan $v(m/s)$ değeri hareketli parçanın yani sargı yapısının düşey doğrultudaki hızıdır ve sistem üzerinden elde edilen ivme ölçümünden hesaplanabilmektedir. (3.69) ve (3.70) nolu denklemlerde kullanılan I_{pA} değeri motorda harcanan anlık akım değeridir ve şöyle hesaplanmaktadır:

$$I_{pA} = F_{pA} / K_f \quad (3.72)$$

Bu ifadede yer alan F_{pA} motor için anlık kuvvet değeridir ve değeri tüm kuvvet hesaplamaları içerisinde en yüksek değerde olana eşittir. K_f ise motor için kuvvet sabitidir. Uygulama içinde geçerli olan tüm diğer kuvvet hesaplamaları ise Ek II' ye göre aşağıdaki gibidir (Anonim 2004a).

$$\text{Sürtünme kuvveti} \quad F_f = M \cdot g \cdot [\sin(\alpha) + \mu \cos(\alpha)] + F_a \cdot \mu + F_r \quad (3.73)$$

$$\text{Eylemsizlik kuvveti} \quad F_i = M \cdot a(m/s^2) \quad (3.74)$$

$$\text{Sönümleme kuvveti} \quad F_d = K_v \cdot v(m/s) \quad (3.75)$$

$$\text{Toplam ivmelenme kuvveti} \quad F_{ta} = F_i + F_f + F_d \quad (3.76)$$

$$\text{Toplam yavaşlama kuvveti} \quad F_{td} = F_i - F_f - F_d \quad (3.77)$$

$$\text{Sabit hızda toplam kuvvet} \quad F_{tcv} = F_f + F_d \quad (3.78)$$

$$\text{Uygulamada ani kuvvet değeri} \quad F_{pA} = \max[F_{ta}, F_{td}, F_{tcv}] \quad (3.79)$$

Yukarıdaki ifadelerde F_a değeri motorun sargı ve magnet grubu arasındaki manyetik etkileşim kuvvetini, F_r ise harekete karşı olan diğer tüm direnç kuvvetlerini göstermektedir. a parametresi ise sargı grubunun düşey doğrultudaki ivme değeridir. (3.73) ve (3.78) ifadelerinde yer alan α değeri de motorun yer yüzeyine göre açısıdır ve çalışmadaki değeri 90° dir. μ ise sürtünme katsayısını göstermektedir.

Bu çalışmada, skyhook sönümleyicisinin yerine geçecek bir eyleyici olarak halen farklı endüstriyel alanlarda da kullanılmakta ve üretilmekte olan Rockwell firmasının ANORAD LC-100-300-AC-E doğrusal motorunun kullanılabilirliği incelenmiştir. Şekil 3.41.b' de şekli görülen bu motor çelik çekirdekli yapıya sahip olup 1860 N anlık kuvvet üretebilen bu model çeyrek taşıt modeli için yeterli özelliklere sahiptir. Ek III' te ayrıntılı katalog bilgileri verilen bu motorun çalışmada gerekli olan fiziksel parametreleri Çizelge 3.4' teki gibi özetlenebilmektedir. Takip eden bilgilerde de doğrusal motorun fiziksel olarak süspansiyon sistemine yerleşiminin ve süspansiyon hareket alanına uygunluğunun incelenmesi, gerekli sönümleyici kuvvetini mevcut

hareket hızlarında ve alanında sağlamasının incelenmesi ve bu kuvveti uygulamak için gerek duyduğu (sistemden çekeceği) güç miktarının incelenmesi çalışmaları yer almaktadır.

Çizelge 3.4. Eyleyici olarak kullanılan doğrusal motorun fiziksel parametreleri

Parametre	Değer	Parametre	Değer
Anlık Kuvvet (max)	1860 N	Sürtünme katsayısı (μ)	0.005
Sürekli Kuvvet (max)	981 N	R_{hot}	2,04 Ω
V_{DC} (max)	650 V	L (mH)	20
Elektriksel Çevrim Uzunluğu(mm)	50	Manyetik etkileşim kuvveti (F_a)	3930 N
Kuvvet Sabiti (K_f)	60,7	Sargı Grubu Kütlesi	~8 kg
Ters-emk Sabiti (K_e)	71,7	Magnet Grubu Kütlesi	~8 kg

Yukarıdaki çizelgede belirtilen sargı ve magnet yapısı kütleleri şu şekilde belirlenmiştir; Seçtiğimiz doğrusal motorun sargı yapısının uzunluğu 33 cm ve genişliği ise 13 cm' dir (Bakınız Ek III). Motor tipi belirlendikten sonra sargı yapısının büyüklüğüne ilişkin herhangi bir seçim yapılamamaktadır. Standart sargı yapısının ağırlığı da soğutucusu ile birlikte ~8 kg' dır. Magnet yapısının büyüklüğüne ise uygulamanın çeşitliliğine göre karar verilebilmektedir. Buna göre standart büyüklükler içerisinde 50 cm' lik model seçilmiştir. Her iki yöndeki hareket için 10 cm' lik güvenlik payı ile birlikte magnet yapısının toplam uzunluğu 70 cm olmaktadır. Magnet yapısının genişliği ise 13,5 cm' dir. 11,39 kg/m birim ağırlığına sahip bu yapının ağırlığı ise seçtiğimiz uzunluğa bağlı olarak ~8 kg olmaktadır. Sargı ve magnet yapısını süspansiyon sisteminde taşıyacak olan mekanik aksam için de yaklaşık olarak 4 kg' lık bir ağırlık belirlersek bir eyleyici için toplam ağırlık miktarı yaklaşık 20 kg olmaktadır.

Belirlenen uzunluğa göre eyleyici için yaklaşık olarak 20 cm' lik bir etkin kuvvet uygulama alanı yaratılmış olmaktadır. Sisteme montajı esnasında sargı yapısı denge merkezi magnet yapısının ortasına gelecek şekilde yerleştirildiğinden, eyleyici her iki yönde de yaklaşık olarak 10 cm' lik bir etkin kuvvet uygulama aralığına sahiptir.

Süspansiyon sistemi modelinde çeyrek taşıt kütlesi olarak belirlenen değer 300 kg' dır. Normalde bu kütle durağan koşullarda (eyleyicinin herhangi bir kuvvet uygulamadığı anlarda) yay ve pasif sönümleyicinin üzerinde dengede durmaktadır. Bu nedenle (3.73) ifadesindeki sönümlenme kuvvetini oluşturan bileşenlerden ilk kısmı yani yükün etkisi yok sayılmaktadır. Buna göre; doğrusal motor için geçerli olacak hareketli kütle miktarı eyleyicinin ~20 kg olan toplam ağırlığıyla birlikte $300 + 20 = 320$ kg olmaktadır. Yine Ek-II 'de mevcut olan bazı parametre değerleri kullanılarak eyleyiciye ait kuvvet denklemleri şöyle bulunmaktadır.

$M = 320$ kg , $\mu = 0.005$ ve $F_r = 20$ N (üretici firmanın belirlediği) olmak üzere:

$$F_f = 0 + 3930 * 0.005 + 20 = 40 \text{ N}$$

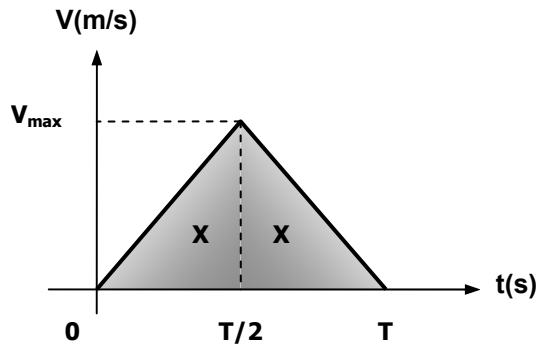
system statik dengede olduğundan

$F_i = 320 * 5 = 1600$ N ve $F_d = 0$ N kabul edersek ($K_v < 1$ olması nedeniyle) ;

$$F_{ta} = 1600 + 40 = 1640 \text{ N} , \quad F_{tcv} = 40 \text{ N} , \quad F_{td} = 1600 - 40 = 1560 \text{ N}$$

$$F_{pa} = \max[F_{ta}, F_{tcv}, F_{td}] = 1640 \text{ N olarak bulunmaktadır.}$$

Yukarıdaki hesaplarda F_i değeri bulunurken a değeri için 5 m/s^2 seçilmiştir. Bu değer belirlenmesinde aşağıdaki gibi bir varsayımdan yola çıkılmaktadır.



Şekil 3.44. Doğrusal motor için hız-zaman grafiği

Doğrusal motora ait hız-zaman grafiğini çizecek olursak; Bu hız-zaman grafiğinden motora ait ivme değeri ve yerdeğiştirme değeri elde edilebilmektedir.

$$a = \frac{V_{\max}}{T/2} \Rightarrow a = 2 \frac{V_{\max}}{T} \quad (3.80)$$

$$2X = V_{\max} * \frac{T}{2} \Rightarrow X = \frac{V_{\max} * T}{4} \quad (3.81)$$

Taşıt gövdesi için etkin olan düşey doğrultulu hareketlerin frekansının 1 Hz civarında olduğu daha önceki kısımlarda ortaya çıkarılmıştır. Buna göre hareketlerin birbirini tekrarlama sıklığı da yaklaşık 1 saniyede gerçekleşmektedir. İstenmeyen düşey doğrultulu hareketleri bastırmak amacıyla kullanılan eyleyicinin de bu süreden daha kısa bir zaman sürecinde cevap üretmesi gerekmektedir. Eyleyici açısından arzu edilen mesafenin alınması değil arzu edilen kuvvetin üretilmesi önemli olduğundan Şekil 3.44' ta görülen ($V_{\max}, T/2$) noktasına ulaşmak yeterlidir. Hesaplamaları bunlara göre yapacak olursak; $T = 0,2$ s için (3.80) denkleminde:

$$5 = 2 * V_{\max} / 0,2' \text{ ten } V_{\max} = 0,5 \text{ m/s}$$

değeri elde edilmektedir. Bu hız değeri ile eyleyicinin hareketli kısmının kat edeceği mesafe ise (3.81) denklemi yardımıyla bulunabilmektedir.

$$X = 1 * 0,5 / 4' \text{ ten } X = 0,125 \text{ m} = 12,5 \text{ cm}$$

gibi bir değer bulunmaktadır ki bu miktar eyleyici açısından öngörülen maksimum çalışma aralığının yarısının altında kalmaktadır. Elde edilen değerler kullanılarak eyleyicinin diğer parametreleri de şu şekilde hesaplanmaktadır.

$$I_{pa} = 1640 / 60,7 = 27 \text{ A}$$

$$V_{bemf} = 71,7 * 0,5 = 35,85 \text{ V}$$

$$V_{ri} = 1,225 * 2,04 * 21,75 = 54,35 \text{ V}$$

$$V_L = 7,695 * 0,5 * 20 * 21,75 / 50 = 33,47 \text{ V}$$

$$V_{bus} = ((V_{bemf} + V_{ri})^2 + V_L^2)^{0,5} = 96,3 \text{ V}$$

Ele alınan bu örnek uygulama için doğrusal motorun denetlenmesinde kullanılan gerilim değeri yaklaşık 100V olarak bulunmuştur. Bu değer öngörülen en zor durum için elde edilen değerdir. Günümüz elektrikli taşıtlarında mevcut olan batarya sistemleri bu ihtiyacı karşılayacak niteliktedir (Anonim 2006c). Tüm işlemler sonucunda elde edilen diğer değerler de motor için belirtilen sınır değerlerin içerisinde yer almaktadır.

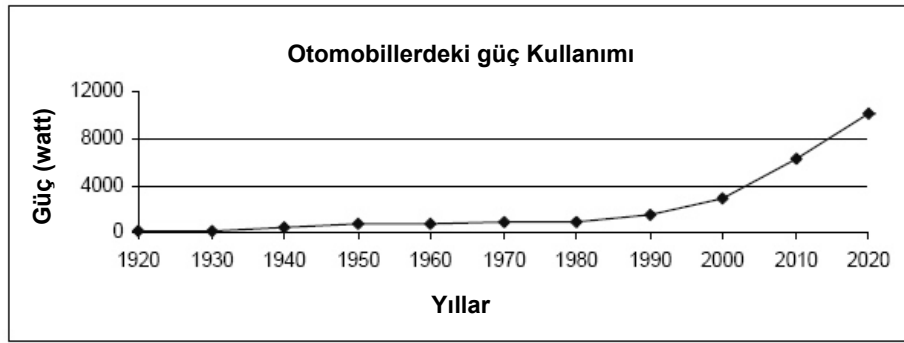
Buna göre seçtiğimiz motor sistemimize uygun özellikler taşımaktadır ve uygulamadaki gereksinimlerimizi karşılayacak kapasitededir denilebilir.

Aktif süspansiyon sistemi içerisinde eyleyici olarak yer alan doğrusal motor aslında sadece bir sönümlenme kuvveti üretici olarak kullanılmaktadır. Motorun doğrusal yapıda olması nedeniyle sargı yapısının kuvvet uygulama gereksinimi anında magnet grubunun üzerinde hangi konumda olduğunun bir önemi bulunmamaktadır. Bu nedenle motor için konum denetimi yapılmasına gerek duyulmamaktadır. Ancak motorun hareketli kısmının düşey doğrultudaki hızı hareket denklemlerini etkilediğinden bilinmesi gerekmektedir. Motorun çalışma aralığı zaten sistemdeki pasif sönümleyici tarafından sınırlandırılmaktadır. Motorun sönümleyici olarak kullanılması için sadece yukarıda yer alan (3.68) – (3.72) denklemlerinden ve sistemden elde edilen hız bilgilerinden yararlanılmaktadır.

Ele aldığımız uygulamamızda; süspansiyon sisteminden hareket denklemleri aracılığıyla hesaplanan skyhook sönümlenme kuvveti değeri eyleyici yani doğrusal motor tarafından ters yönlü olarak uygulanmaktadır. Belirlenen amaç doğrultusunda; F_{pa} ile gösterilen kuvvet değeri olarak, işte bu hesaplanan skyhook sönümlenme gücü konulmaktadır. Süspansiyon sisteminin kütesinin (M) ve ivmelenme (a) büyüklükleri düşünülürse bu değer hem sönümlenme hem de sürtünme kuvvetin değerlerinden kat kat büyük olacaktır. Kabul edilen bu değer (3.72) numaralı denklemde yerine konulması ile I_{pa} bulunmaktadır. Sistem üzerine yerleştirilmiş olan ivmelenme algılayıcıları ile elde edilen değer entegralinden v hız değeri bulunmaktadır. Böylece (3.68), (3.69) ve (3.70) denklemleri ile motorun üzerindeki tüm gerilim değerleri elde edilebilmektedir. Sonuç olarak t_a (3.71) nolu denklem ile motorun hareketini belirleyen V_{bus} parametresine ulaşılmaktadır.

3.8. Süspansiyon Sistemlerinde Enerjinin Geri Kazanımı

Otomotiv endüstrisi tasarımlarında güvenlik, sürüş, verimlilik ve konfor alanlarında yeni ve gelişmiş teknolojileri kullanmaya devam ettikçe taşıtlar daha fazla enerji ihtiyacı olmaktadır. Geçtiğimiz yüzyılın son çeyreğinde otomobillerin elektriksel güç ihtiyacı iki kat artmıştır. Geçmişten günümüze araçlardaki elektriksel güç tüketiminin artan grafiği Şekil 3.45' te görülmektedir. Bu grafik geçmiş 80 yılın verilerinden ve önümüzdeki 20 yılın hedeflerinden oluşturulmuştur (Trevett 2002).

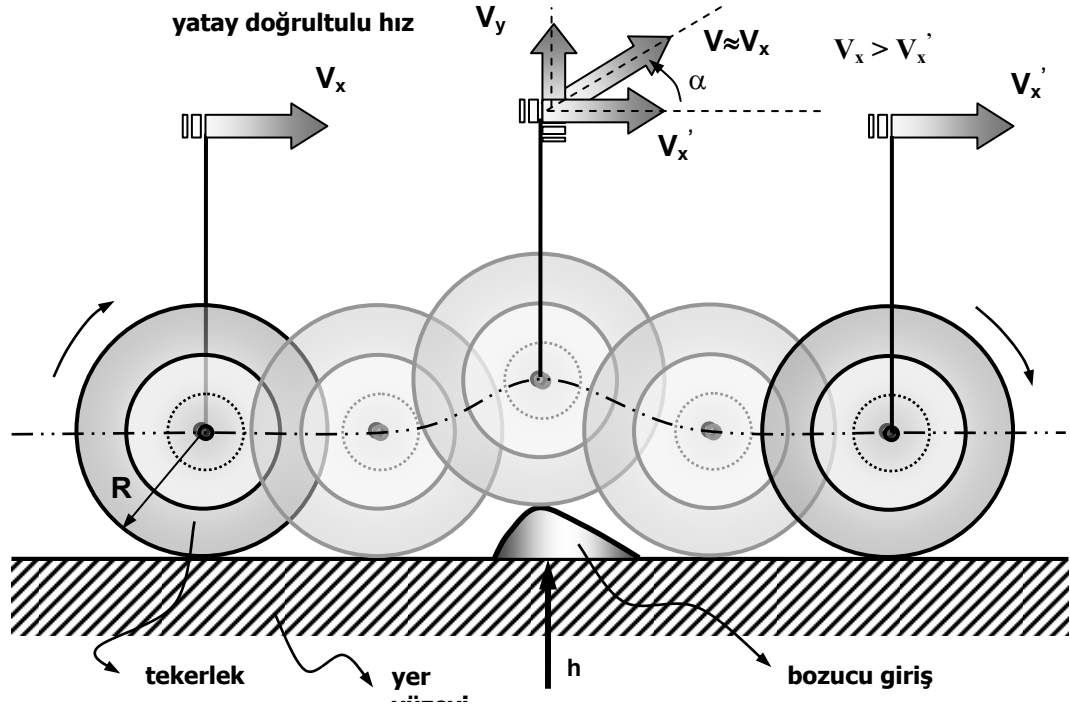


Şekil 3.45. Yıllara göre otomobillerdeki güç kullanımı (Trevett 2002)

Grafikten de görüldüğü üzere güç ihtiyacı zaman içerisinde sürekli artmaktadır. Taşıtlar üzerinde güç ihtiyacını arttıran bölümlerden birisi de süspansiyon sistemleridir. Pasif sistemlere nazaran sağladığı sürüş konforu ve güvenliği sayesinde tercih edilen aktif süspansiyon sistemleri, bu amaç için harici bir enerji kaynağından yararlanmak durumundadır. Harici enerji ihtiyacının giderilmesi aktif süspansiyon sistemlerindeki en önemli problemlerden birisini oluşturmaktadır. Hatta aktif süspansiyon sistemlerinin yüksek enerji ihtiyacı tasarımcıları yar-aktif süspansiyon sistemlerini geliştirmeye yöneltmiştir. Yarı-aktif sistemlerle hem enerji ihtiyacı aşağıya çekilmiş hem de aktif sistemler kadar olmasa da pasif sistemlere göre performans artışı sağlanmıştır.

Taşıtların süspansiyon sistemlerinde ele alınan ana problem olan, titreşim hareketlerinin önüne geçilmesi, aslında enerji kaynağı yaratma problemi için önemli bir çözümü de içerisinde barındırmaktadır. Hâlihazırda taşıtların ileri yöndeki hareketinden dolayı yol bozukluklarının hareket yönünü değiştirmesi ile düşey doğrultuda oluşan titreşimler taşıtların kütlesi de göz önüne alınırsa önemli bir enerji kaynağı

oluşturabilmektedir. Hareketin yön değiştirmesi ilkesini açıklamak için hareket halindeyken bir tümsek ile karşılaşan taşıt tekerleğinin maruz kaldığı etkiler aşağıdaki gibi bir temsili çizim üzerinde gösterilebilir:



Şekil 3.46. Hareket halindeyken bir tümsek ile karşılaşan tekerleğin hareketleri

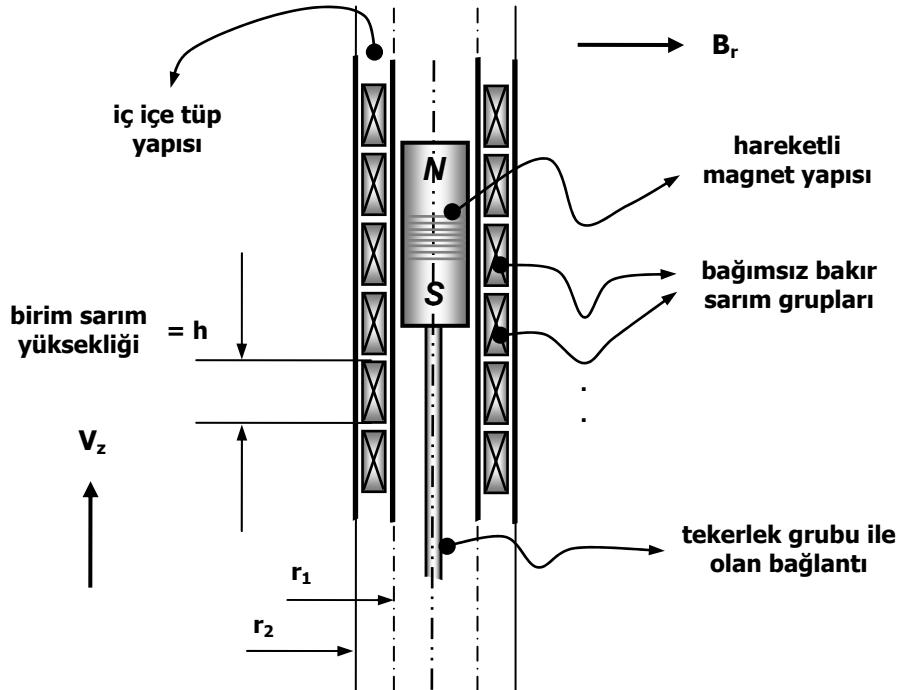
Şekilde görüldüğü gibi sadece yatay doğrultulu bir V_x hızı ile ilerlemekte olan tekerlek, h yüksekliğinde bir yol bozukluğu ile karşılaştığında, tekerlek merkezinin takip ettiği iz yaklaşık olarak yol bozukluğunun yüksekliği kadar yukarıya doğru değişmektedir. Taşıt sadece yatay doğrultuda bir hızla ilerlemesine rağmen, bundan dolayı hareket yönü kısa bir süreliğine de olsa V ile gösterilen yönde olmaktadır. V vektörel olarak ayrıştırılırsa V_x' ve V_y bileşenleri elde edilmektedir. Burada V_x' değeri V_x ' ten küçük olacaktır ve ortaya düşey doğrultulu bir V_y hızı çıkmaktadır.

Düşey doğrultuda oluşan bu hız bileşeni taşıtı ileri doğru hareket ettirmek için kullanılan gücün bir miktarının düşey doğrultuda açığa çıkması anlamına gelmektedir. Bu enerjinin geri kazanılarak uygun bir ortamda depolanması süspansiyon sistemdeki eyleyicinin harcadığı gücün en azından bir kısmından tasarruf edilmesini mümkün kılmaktadır. Bu türden bir mantıkla donatılmış aktif süspansiyon sistemleri enerji geri kazanımlı (rejeneratif) sıfatını almaktadır. Geri kazanımlı sistemlerin kullanımı günlük

hayatta giderek kendilerine daha fazla yer bulan elektrikli ve hibrid taşıtların etkinliği ve verimliliği artmaktadır (Montazeri ve Kashani 2003).

3.8.1. Enerji Geri Kazanımlı Aktif Süspansiyon Sisteminin Gerçeklenmesi

Üzerinde çalışılan aktif süspansiyon sisteminde enerji geri kazanımını sağlamak için selenoid yapısı ve motor/jeneratör yapısı olmak üzere iki farklı alternatiften yararlanılmaktadır. Bunlardan ilki olan selenoid yapısına sahip bir geri dönüşüm elemanı Şekil 3.47’ de görülmektedir. Öngörülen bu selenoid yapısı; iç içe duran iki adet bakır tüpten oluşmakta, iç kısımdaki tüpün içerisinde düşey doğrultuda hareket edebilen bir magnet çubuk, iki tüpün arasında da yoğun bakır sargılar bulunmaktadır. Magnet çubuk yaysız kütleyle yani tekerlek grubuna, sargıların bulunduğu tüp yapısı da yaylı kütleyle yani taşıt gövdesine bağlantılıdır. Böylece tekerleğin düşey doğrultudaki hareketleri ve dolayısıyla magnet çubuğun hareketi sonucunda sarımlar üzerinde bir elektrik akımı oluşmaktadır.



Şekil 3.47. Selenoid yapılı enerji geri kazanım elemanı prototipi

Bu yapıda magnet uzunluğuna bağlı olarak bakır sarım grupları kendi aralarında bağlantılıdır. Böylece magnet çubuğun hareketi esnasında manyetik kutuplar ile hizalarına denk gelen sarım çiftleri arasında bir manyetik yol oluşmaktadır. Hareketin hızına da bağlı olarak manyetik çekim kuvvetinin sonucunda sarım telleri üzerinden bir akım akmaktadır. Buna ilişkin matematiksel ifadeleri sırasıyla verecek olursak: (B_r manyetik akı yoğunluğunu, V_z magnet çubuğun düşey doğrultudaki hareket hızını göstermektedir.)

$$\text{Elektrik Alanı} \quad E_\phi = v_z B_r \quad (3.82)$$

$$\text{Ters-emk gerilimi} \quad V_e = \int_{\text{sarımboyu}} E_\phi dL_{\text{sarım}} \approx B_r v_z L_{\text{sarım}} \quad (3.83)$$

$$\text{Akım} \quad I \approx \sigma_{cu} B_r v_z A_{\text{sarım}} \quad (3.84)$$

$$\text{Maksimum güç} \quad P_{\text{max}} \equiv \frac{V_e I}{4} \approx (\sigma_{cu} \cdot v_z^2 \cdot B_r^2 \cdot \text{vol}_{\text{sarım}}) / 4 \quad (3.85)$$

$$\text{Sarım hacmi} \quad \text{vol}_{\text{sarım}} = L_{\text{sarım}} \cdot A_{\text{sarım}} \approx \pi \cdot (r_2^2 - r_1^2) \cdot h \quad (3.86)$$

Şekil 3.47' deki yapı üzerindeki büyüklükleri: $r_1 = 0,01$ m, $r_2 = 0,03$ m ve $h = 0,03$ m olarak kabul edersek (bu kabul ile sarımların içerisinde bulunduğu üç boyutlu dairesel halka yapısının tamamen bakır sarımlar ile dolu olduğu varsayılmaktadır) birbirine bağlı iki sarım grubunun kapladığı hacim değeri ($\text{vol}_{\text{sarım}}$) (3.86) denkleminde yaklaşık $\sim 15e^{-5}$ m³ olarak hesaplanmaktadır.

Örnek bir hesaplama yapmak için 20 m/s hızla ilerleyen bir taşıt ele alınabilir. Bu taşıtın bir tekerleğinin 0.4 m uzunluğunda ve merkezinde yüksekliği 0.1 m olan üçgen şekilli bir tümsekten geçtiğini varsayalım. Buna göre taşıtın tümseği geçiş anında hızını koruduğunu düşünürsek; tümseğin yarısına kadar yaklaşık 0.011 saniyede geldiğini ve bu esnada ortalama 9 m/s düşey hıza ulaştığını söyleyebiliriz. Bakır'ın öz iletkenliği (σ_{cu}) = $5,76e^7$ S/m olduğuna göre ve magnet'in bakır sarımlar üzerinde oluşturduğu ortalama manyetik akı yoğunluğunu da $B_r = 0,3$ Wb/m² olarak kabul edersek elde edilebilecek maksimum güç değeri 3.81 nolu denklemden:

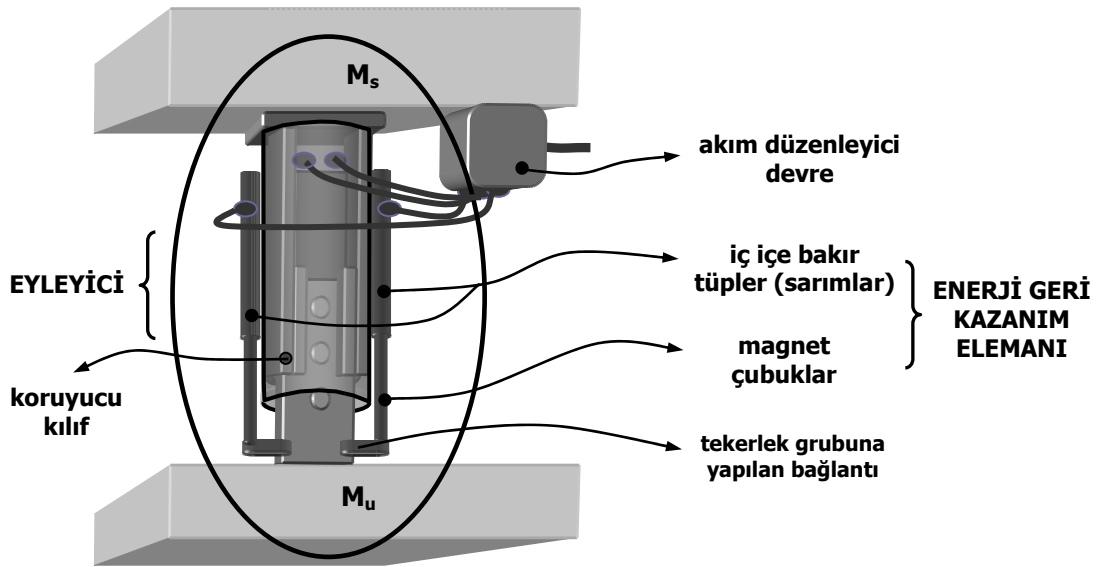
$$P_{\text{max}} \approx 5.76e^7 * 9^2 * 0.3^2 * 15e^{-5} / 4 \cong 15.75 \text{ kW}$$

Gücün etkili olarak kaldığı süre miktarı ise yukarıda da bahsedildiği gibi yalnızca 0.011 saniyedir. Buna göre geri kazanılan enerji miktarı ise;

$$W_{\text{tek}} = 15750 * (0.011 / 3600) \cong 0.05 \text{ Wh}$$

Tekerleğin yaptığı hareketin bir de iniş yanı olduğu için bu kazanım miktarı iki ile çarpılmaktadır. Ayrıca bir süspansiyon sisteminde iki adet yer aldığını ve diğer tekerlek üzerinde de olduğunu düşünürsek toplam enerji geri kazanım miktarı $8 W_{\text{tek}}$ kadar olacaktır. Taşıt tekerleğinin ortalama olarak 1 dakika içerisinde 4 kez bu türden bir tümsekten geçtiği varsayılırsa 1 saatlik bir seyahat sonucunda geri kazanılan toplam enerji miktarı:

$$W_{\text{top}} = 8 * W_{\text{tek}} * \text{tekrar sayısı} = 0.05 * 8 * (4 * 60) \cong 0.1 \text{ kWh}$$



Şekil 3.48. Enerji geri kazanım elemanının süspansiyon sistemi üzerindeki yerleşimi

Şekil 3.48' de bu türden bir geri kazanım elemanının süspansiyon sistemi üzerinde yerleşimi görülmektedir. Şekilde görülen akım düzenleyici devre geri kazanım elemanlarından elde edilen akım değerini (polarizasyon ve genlik açısından) düzenlemektedir. Elemanın çıkışı ise doğrudan enerji depolayan ünitelere yani akülerle bağlantılıdır. Bu devrenin kullanımı sayesinde akülerin daha verimli dolması sağlanmakta ve ömürleri uzatılmaktadır.

Motor/jeneratör yapısının kullanıldığı alternatifte ise sistemde mevcut olan eyleyici ya da eklenecek olan ikinci bir eyleyici, yani doğrusal motor kullanılarak geri kazanım sağlanmaktadır. Elektrik motorlarında rotor üzerindeki elektromanyetik alandan bir elektrik akımı geçirilmesi etkisi ile bir dönme ya da öteleme hareketi oluşmaktadır. Tersinir şekilde rotorun dönme ya da öteleme hareketinin başka bir fiziksel hareket kaynağından ötürü oluşması sonucu mevcut elektromanyetik alan dolayısıyla bir elektrik akımı meydana gelmektedir. Süspansiyon sistemlerinde bu hareket kaynağı yoldan gelen bozucu etkiler olmaktadır. Ters-emk olarak adlandırılan bu olay motorun normal çalışma şartlarında üstesinden gelinmesi gereken bir kuvvet iken boşta çalışma esnasında bir enerji geri kazanım unsuruna dönüşmektedir.

Şekil 3.43' te verilmiş olan doğrusal motora ait gerilim-faz diyagramlarında yer alan V_{bemf} gerilimi ters-emk' dan dolayı oluşan gerilim düşümüdür. Değeri de doğrusal motorun sargı yapısının düşey doğrultudaki hızına bağlı olarak (3.72) denklemindeki gibi $K_e * v$ ifadesi ile hesaplanmaktadır. Buna göre örneğin 1 m/s' lik ortalama düşey hıza sahip bir hareketin 0,5 saniye etkidiğini varsayarsak;

$$V_{bemf} = 71,7 * 1 = 71,7 \text{ V}$$

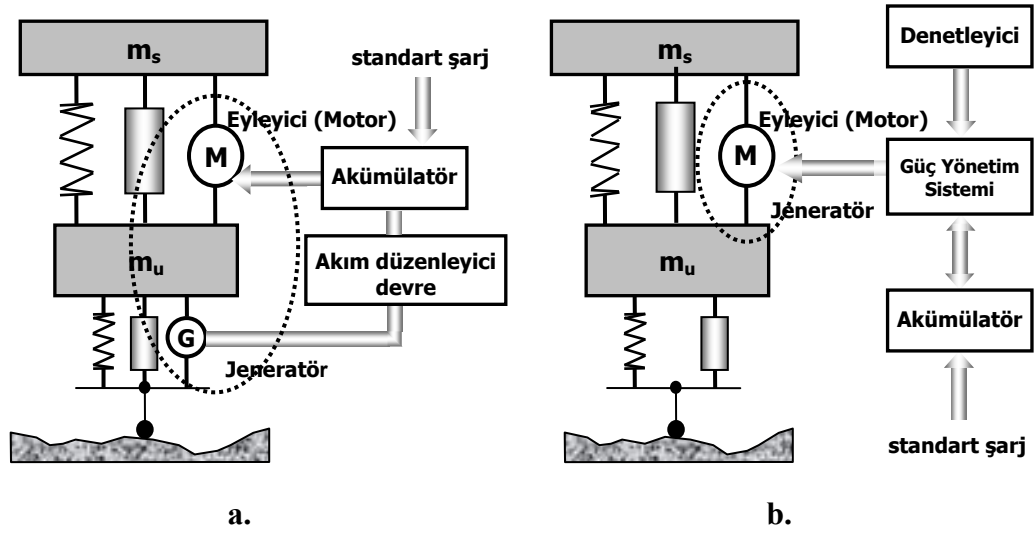
$$P = V_{bemf}^2 / R = 71,7^2 / 2,04 = 2,52 \text{ kW}$$

$$W_{tek} = 2520 * (0,5 / 3600) = 0,35 \text{ kWh}$$

Solenoid yapısındaki örnekte ele alındığı gibi taşıt tekerleğinin ortalama olarak 1 dakika içerisinde 4 kez bu türden bir hareketi yaptığı varsayılırsa 1 saatlik bir seyahat sonucunda 2 eyleyiciden geri kazanılan toplam enerji miktarı:

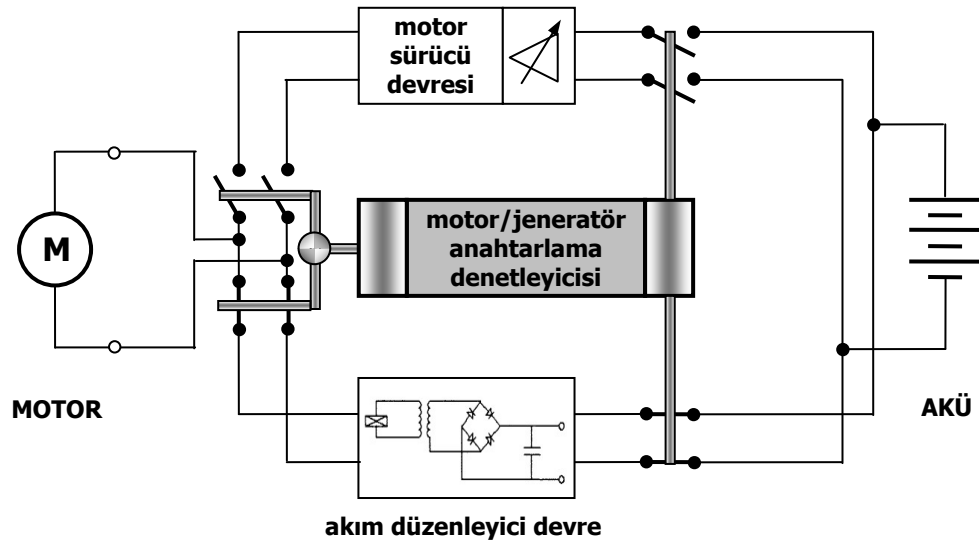
$$W_{top} = 2 * W_{tek} * \text{tekrar sayısı} = 2 * 0,35 * (4 * 60) \cong 0,17 \text{ kWh}$$

Görüldüğü üzere elektrik motorunun yani eyleyicinin jeneratör olarak kullanımı enerji geri kazanımı miktarını bir miktar daha arttırabilmektedir. Ancak bu alternatifin dezavantajı; sadece eyleyicinin boşta çalıştığı anlarda geri kazanımın yapılabilmesidir. Bu dezavantajı ortadan kaldırmak için Şekil 3.49.a' da görüldüğü gibi ikinci bir eyleyici sadece jeneratör modunda çalışmak üzere sisteme ilave edilebilmektedir. Ancak bu ilavede sisteme fazladan bir maliyet eklemektedir.



Şekil 3.49. Enerji geri kazanımlı aktif süspansiyon sistemi modelleri a. motor ve jeneratör modeli b. motor/jeneratör modeli

Motor ve jeneratör yapısında jeneratör sayesinde geri kazanılan enerji akım düzenleyici devreden geçerek akümülatörlerde depolanmaktadır. Motor/jeneratör yapısında ise eyleyici ve aküler arasındaki akış Şekil 3.49.b' de de görüldüğü üzere bir denetleyici ve anahtarlama düzeneği tarafından denetlenmektedir. Bunun için Şekil 3.50' deki gibi bir anahtarlama düzeneği kullanılmaktadır.



Şekil 3.50. Enerji geri kazanımlı süspansiyon sistemi için akım anahtarlama düzeneği

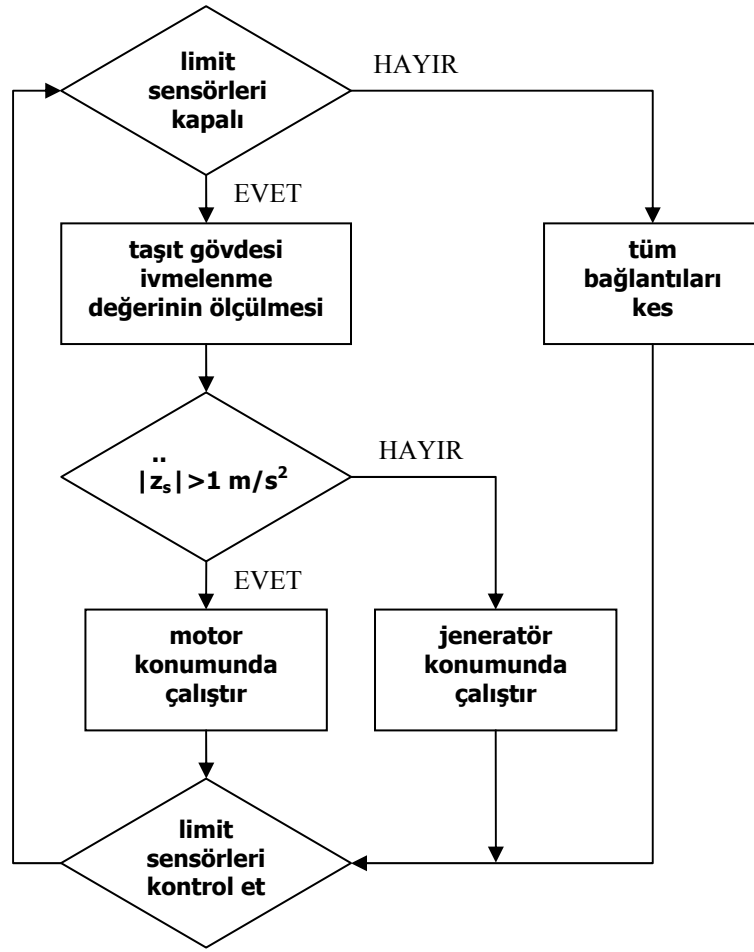
Anahtarlama düzeneğinin çalışması şu şekildedir: Eyleyici motor konumunda çalışırken yani sargılara bir akım uygulanıyorken anahtarlama devresi aküleri doğrudan motor sürücü devresine bağlamakta, böylece akülerden elde edilen gerilim değeri ilgili kuvvetlendirme ve polarizasyon işlemlerinden geçirildikten sonra motor sürülmektedir. Jeneratör konumunda çalışırken de sargı yapısını doğrudan akım düzenleyici devresine bağlanarak motor sargılarından ters emk olayı ile elde edilen gerilim değeri devre sayesinde düzelterilip polarize edilerek akülere gönderilmektedir. Anahtarlama düzeneği motor ve jeneratör konumlarında zarar görmemeleri için sürücü ve akım düzenleyici devrelerini karşılıklı olarak devreden çıkarmaktadır. Ayrıca istenildiği takdirde doğrusal motor ile ilişkin her iki bağlantıyı da (motor sürücü devresi ve akım düzenleyici devre) keserek, motoru tamamen devre dışı da bırakabilmektedir.

Bu noktada anahtarlama düzeneğinin hangi anlarda görevini yerine getireceğinin belirlenmesi yani eyleyicinin hangi anlarda motor hangi anlarda jeneratör olarak çalışacağına ayırt edilmesi gerekmektedir. Bu amaçla taşıt gövdesinin düşey doğrultudaki ivmelenme hareketlerinden faydalanılmaktadır. Hareket esnasında kaydedilen ivmelenme değeri ISO tarafından belirlenmiş olan ivmelenme değer aralıklarıyla karşılaştırılarak eyleyicinin çalışmasına ilişkin bir karar verilmektedir.

Çizelge 3.5. ISO 2631'e göre insan sağlığı ve konforu açısından titreşim genliği değer aralıkları (Anonim 1997)

İvmelenme değer aralıkları	Konfor değerlendirilmesi
0.315 m/s ² den küçük değerler için	konforsuz değil
0.315 m/s ² – 0.63 m/s ² arası değerler için	biraz konforsuz
0.5 m/s ² – 1 m/s ² arası değerler için	neredeyse konforsuz
0.8 m/s ² – 1.6 m/s ² arası değerler için	konforsuz
1.25 m/s ² – 2.5 m/s ² arası değerler için	çok konforsuz
2 m/s ² den büyük değerler için	oldukça konforsuz

Çizelge 3.5' e göre ivmelenme değeri 1 m/s² değerinin üzerindeki titreşim hareketleri insan açısından konforsuz olarak değerlendirilmektedir. Buna göre anahtarlama düzeneği aşağıdaki gibi bir algoritma ile denetlenmektedir.



Şekil 3.51. Anahtarlama düzeneğinin çalışmasını denetleyen algoritma

Görüldüğü üzere taşıt gövdesinin ivmelenme değeri 1 m/s^2 eşik değerini aştığı anda eyleyici motor olarak, eşik değerinin altında ise jeneratör olarak çalıştırılmaktadır. Eyleyicinin çalışması esnasında her an çalışma aralığının maksimum değerlerine ulaşıp ulaşılmadığı denetlenmektedir. Bu anlarda eyleyici kendisi ve bataryaların güvenliği açısından devre dışı bırakılmaktadır.

4. BULGULAR ve TARTIŞMA

4.1. Taşıt Parametrelerindeki Değişimin Sistem Performansına Etkisi

Bir kara taşıtı temsil eden çeyrek taşıt modelinin parametrelerindeki değişimler, süspansiyon sisteminin titreşimleri bastırma yeteneğine farklı şekillerde etki etmektedir. Bu etkileri gözlemlemek amacıyla parametrelerin değiştirilmesi sonucunda elde edilen sistem cevapları görsel (sistem cevaplarının genlik değerleri karşılaştırılarak) ve istatistiksel olarak incelenmiştir.

4.1.1. Görsel Analiz Sonuçları

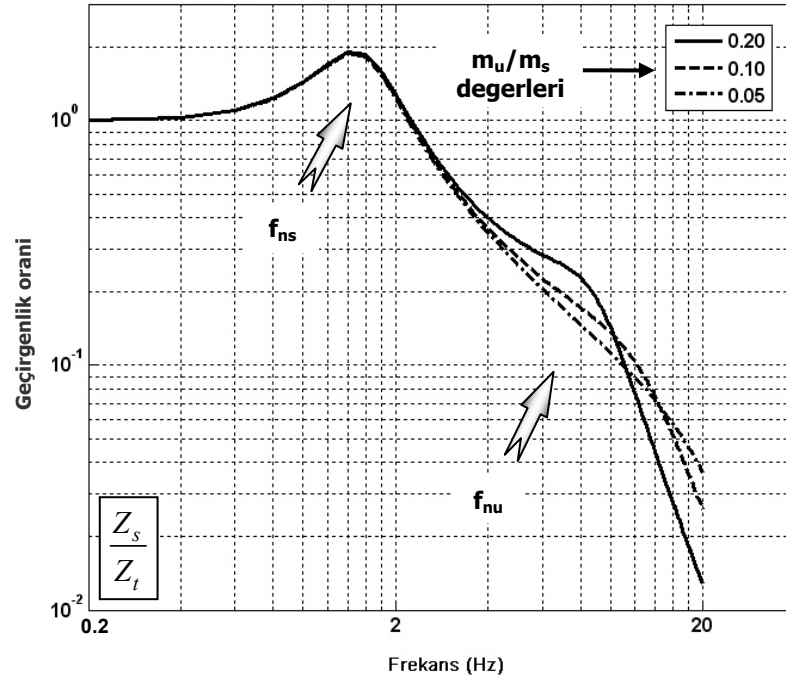
Görsel analizleri gerçekleştirmek amacıyla; 3.6.1.1. bölümünde oluşturulan sisteme ait transfer fonksiyonu kazanç ifadelerinden faydalanılarak, farklı parametre değerleri sırasıyla değiştirilip sisteme ait kazanç eğrileri elde edilmiştir. Eğrileri elde etmek için (3.21) – (3.24) transfer fonksiyonu kazanç ifadeleri MATLAB programı üzerinde oluşturulmuş ver girdi değeri olarak da 0-20 Hz aralığındaki frekans değerleri uygulanmıştır. Bu frekans aralığının seçilmesinin nedeni; 3.6.1.2. bölümünde bulunmuş olan taşıt için geçerli doğal frekans değerlerini kapsamasıdır.

Her bir parametre (m_u/m_s , k_t/k_s ve ζ) için üç farklı değer seçilmiş ve bunlar için ayrı ayrı MATLAB üzerinde koşulan döngüler ile elde edilen sonuçlar yine aynı program aracılığıyla tek bir grafik üzerinde çizilmiştir. Bu sayede kazanç eğrilerinin arasındaki genlik farkı bize parametredeki değişimin yarattığı etkiler konusunda fikirler vermektedir. Çizimler üzerinde yapılan etki incelemesi taşıt ve tekerlek grubu doğal frekanslarının (f_{ns} ve f_{nu}) belirlediği üç frekans bölgesi için ayrı ayrı yapılmıştır.

Parametre değişimlerinin etkisini incelemek için 3 ölçüt göz önüne alınmaktadır:

i. Sistem parametrelerinin değişiminin titreşim izolasyonu açısından etkileri

Bu ölçütün gözlenmesi amacıyla yoldan gelen uyarıya (giriş) karşılık taşıt gövdesinin cevabı (çıkış) değerlendirilmektedir. Buna geçirgenlik (transmissibility) de denilmektedir.

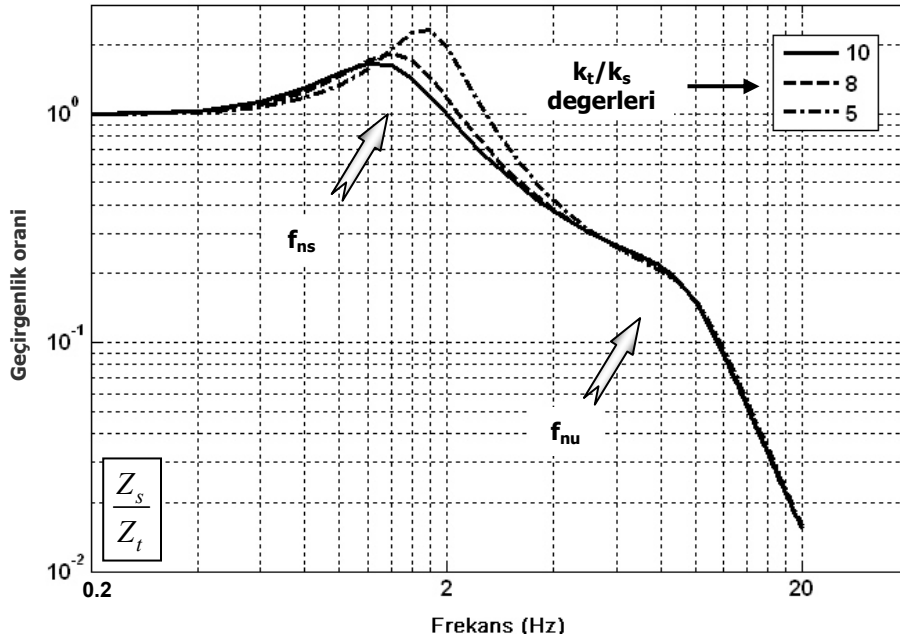


Şekil 4.1. Farklı m_u/m_s değerlerinde taşıt gövdesi için geçirgenlik grafikleri

Şekil 3.6 incelendiğinde taşıt gövdesinin doğal frekansının (f_{ns}) altındaki frekans bölgesinde tekerlek grubu kütesinin yani yaysız kütenin değişimlerinin gövde titreşimine etkisinin çok küçük olduğu görülmektedir. Uyarı frekans değeri tekerlek grubunun doğal frekans değerine (f_{nu}) yaklaştığında ise yaysız kütle ne kadar azalır ise titreşim iletilebilirliğinin de o kadar azaldığı gözlenmektedir. Bununla birlikte tekerlek grubunun doğal frekansından büyük frekans değerlerine sahip uyarılarda ise (çalışmada geçerli olan değerlere göre $f > 10\text{Hz}$) tekerlek grubu kütlesi tam tersi olarak geçirgenliği arttırmaktadır.

Sonuç olarak m_u/m_s oranındaki değişimlerin taşıt gövdesine olan titreşim geçirgenliği üzerine etkileri açısından şöyle bir özetleme yapmak mümkün olmaktadır:

- Doğal frekansların bulunduğu frekans bandına göre daha düşük frekans bölgesinde m_u/m_s değişimleri taşıt gövdesi titreşimi üzerinde çok az etkilidir.
- Orta frekanslar bölgesinde ise m_u/m_s değişimi ile taşıt gövdesi titreşim genliği doğru orantılıdır. Yani küçük m_u/m_s oranı iyi titreşim yalıtımı sağlamaktadır.
- Yüksek frekanslarda ise m_u/m_s değişimi ile taşıt gövdesi titreşim genliği ters orantılıdır. Yani büyük m_u/m_s oranı daha iyi titreşim yalıtımı sağlamaktadır.

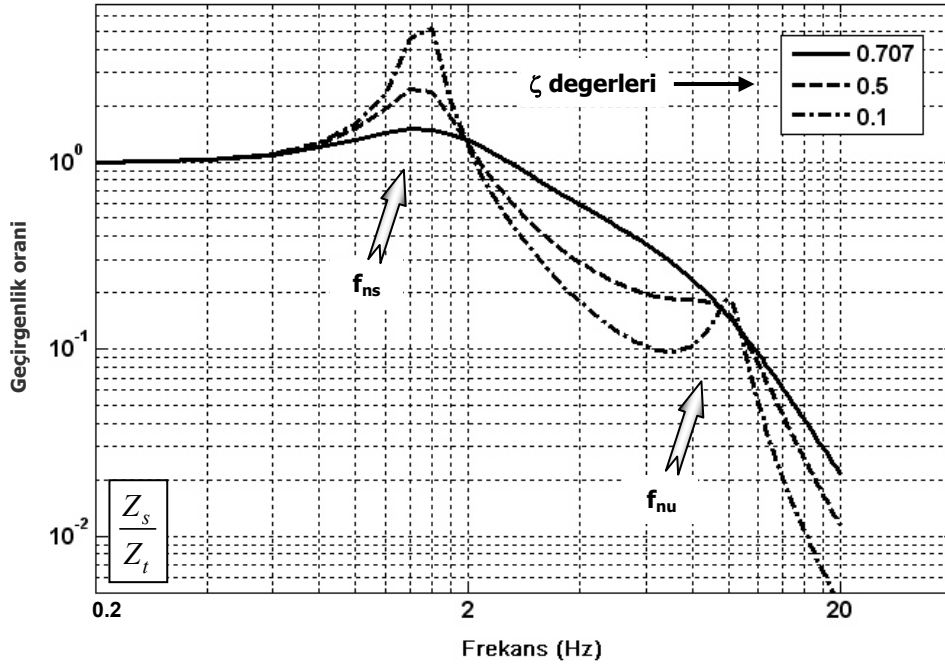


Şekil 4.2. Farklı k_t/k_s değerlerinde taşıt gövdesi için geçirgenlik grafikleri

Şekil 4.2, k_t/k_s oranındaki değişimlerin süspansiyon sisteminin titreşim yalıtımına olan etkisini göstermektedir. Tekerlek yaylanma sabitinin (k_t) değerinin belirli olduğu varsayımıyla k_t/k_s oranının artması süspansiyon sistemindeki yayın yaylanma katsayısının azalması anlamına gelmektedir. Buna göre; taşıt gövdesi doğal frekansından küçük frekanslarda k_t/k_s oranı azaldıkça titreşim geçirgenlik oranı da azalmaktadır. Taşıt gövdesi ve tekerlek grubunun doğal frekanslarının arasında kalan frekans değerlerinde ise büyük k_t/k_s oranı titreşim geçirgenliğini azaltmaktadır. Tekerlek grubunun doğal frekansından büyük frekanslı uyarılarda ise k_t/k_s oranının değişimi etkili gözükmemektedir.

k_t/k_s oranındaki değişimlerin taşıt gövdesine olan titreşim geçirgenliği üzerine etkileri açısından sonuç olarak şöyle bir özetleme yapmak mümkün olmaktadır:

- Doğal frekansların bulunduğu frekans bandına göre orta ve yüksek frekans değerlerinde büyük k_t/k_s oranı yani yumuşak süspansiyon sistemi yayı daha iyi titreşim yalıtımı sağlamaktadır.
- Düşük frekanslarda ise bunun tam tersi olarak küçük k_t/k_s oranı daha iyi titreşim yalıtımı sağlamaktadır. Bu da sert süspansiyon sistemi yayı kullanımı demektir.



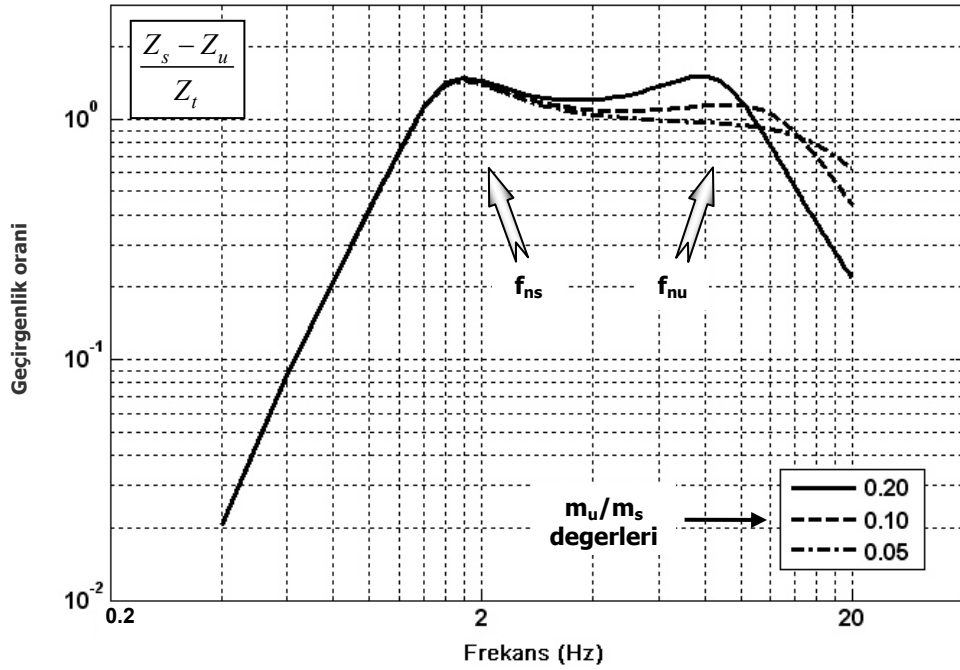
Şekil 4.3. Farklı ζ değerlerinde taşıt gövdesi için geçirgenlik grafikleri

Şekil 4.3’ de de süspansiyon sönümlenme oranının taşıt gövdesine ait geçirgenlik oranına olan etkisi görülmektedir. Taşıt gövdesinin doğal frekansından küçük frekanslı uyarıcı girişlerde özellikle bu frekansa yakın değerlerde sönümlenme oranı arttıkça geçirgenlik oranının azaldığı gözlenmektedir. Taşıt gövdesi ve tekerlek grubunun doğal frekanslarının arasında kalan bölgede ve büyük frekanslarda ise tam tersi şekilde sönümlenme oranı azaldıkça geçirgenlik oranı azalmaktadır. Tam tekerlek grubunun doğal frekansının yakınında ise sönümlenme oranının etkili olmadığı görülmektedir.

Buradan yola çıkarak, taşıt gövdesinin doğal frekansına yakın bölgelerde iyi bir titreşim yalıtımı sağlamak için yüksek sönümlenme oranlarına, orta ve yüksek frekans bölgelerinde ise düşük sönümlenme oranlarına ihtiyaç duyulduğu söylenebilmektedir.

ii. Sistem parametrelerinin değişiminin süspansiyon sistemi yerdeğiştirmesine etkileri

Süspansiyon sistemi yerdeğiştirmesi, taşıt gövdesi ile tekerlek grubunun arasındaki bağıl yerdeğiştirme miktarı ($z_s - z_u$) ile ölçülmektedir. Değişimlerin etkisini incelemek için giriş işaretinin genliğine (z_i) göre karşılaştırma yapılmaktadır.

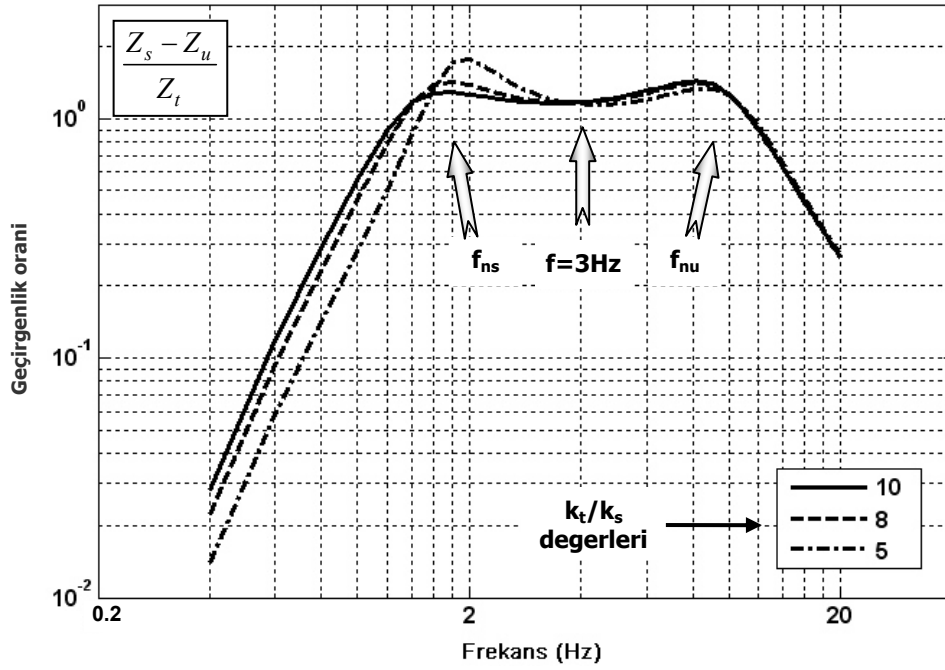


Şekil 4.4. Farklı m_u/m_s değerlerinde süspansiyon sistemi yerdeğiştirmesi için geçirgenlik grafikleri

Bu grafik m_u/m_s oranları değiştirilerek elde edilen süspansiyon sistemi bağlı yerdeğiştirmesi için geçirgenlik değerlerini göstermektedir. Grafiğe göre; taşıt gövdesi doğal frekansından kk frekanslı uyarıcı girişlerin süspansiyon sistemi bağlı yerdeğiştirmesine bir etkisi yoktur. f_{ns} ve f_{nu} arasında kalan frekans bölgesinde ise kütle oranındaki artış süspansiyon sistemi bağlı yerdeğiştirmesinde artışa yol açmaktadır. Bununla birlikte yüksek frekanslı girişlerde ise tam tersi söz konusudur. Buna göre;

- Taşıt gövdesi doğal frekansından kk frekans bölgesinde m_u/m_s değişimlerinin süspansiyon sistemi yerdeğiştirmesi üzerinde etkisi yoktur.
- Orta frekanslar bölgesinde ise m_u/m_s oranındaki azalma yani tekerlek grubu kütlesinin azalması ya da taşıt kütlesinin artması süspansiyon sistemi yerdeğiştirme oranını azaltmaktadır.
- Yüksek frekanslarda ise tam tersine m_u/m_s oranındaki azalma bu değeri arttırmaktadır.

Yine benzer şekilde k_r/k_s oranı değişimlerinin etkisini incelemek amacıyla aşağıdaki gibi bir grafik oluşturulabilmektedir.

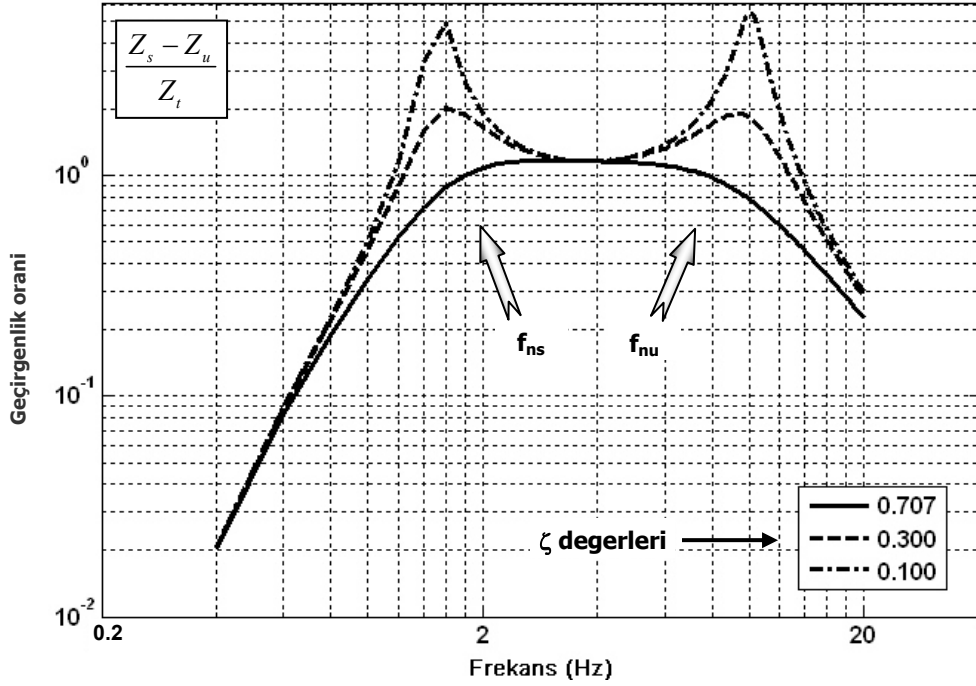


Şekil 4.5. Farklı k_t/k_s değerlerinde süspansiyon sistemi yerdeğiştirmesi için geçirgenlik grafikleri

Şekil 4.5, k_t/k_s oranındaki değişimlerin, süspansiyon sistemi bağlıl yerdeğiştirmesi geçirgenlik oranına olan etkisini göstermektedir. Şekildeki grafikler incelendiğinde taşıt gövdesi doğal frekansından küçük frekansa sahip uyarı girişlerinde küçük k_t/k_s oranlarının daha küçük süspansiyon sistemi yerdeğiştirmesine yol açtığı görülmektedir. Tekerlek grubu doğal frekansından büyük frekanslarda ise k_t/k_s oranının bir etkisi gözlenmemektedir. Orta frekanslar bölgesinde ise bu bölgenin ilk yarısında küçük k_t/k_s oranlarının süspansiyon sistemi yerdeğiştirme oranını arttırdığı, ikinci yarıda ise tam tersine azalttığı görülmektedir. Şekil üzerinde dikkat çekici olan bir nokta da 3 Hz gibi bir orta frekans değerinde eğrilerin çakışmasıdır. Bu noktada k_t/k_s oranının herhangi bir etkisi bulunmamaktadır.

Sonuçlar özetlenecek olursa;

- Taşıt gövdesi doğal frekansından küçük frekans bölgesinde ve orta frekanslar bölgesinin ikinci yarısında sert süspansiyon yayı kullanımı
- Orta frekanslar bölgesinin ilk yarısında ise yumuşak süspansiyon yayı kullanımı süspansiyon sistemi bağlıl yerdeğiştirmesi değerini azaltacak yönde etki etmektedir. Yüksek frekans bölgesinde ise k_t/k_s oranının herhangi bir etkisi olmamaktadır.



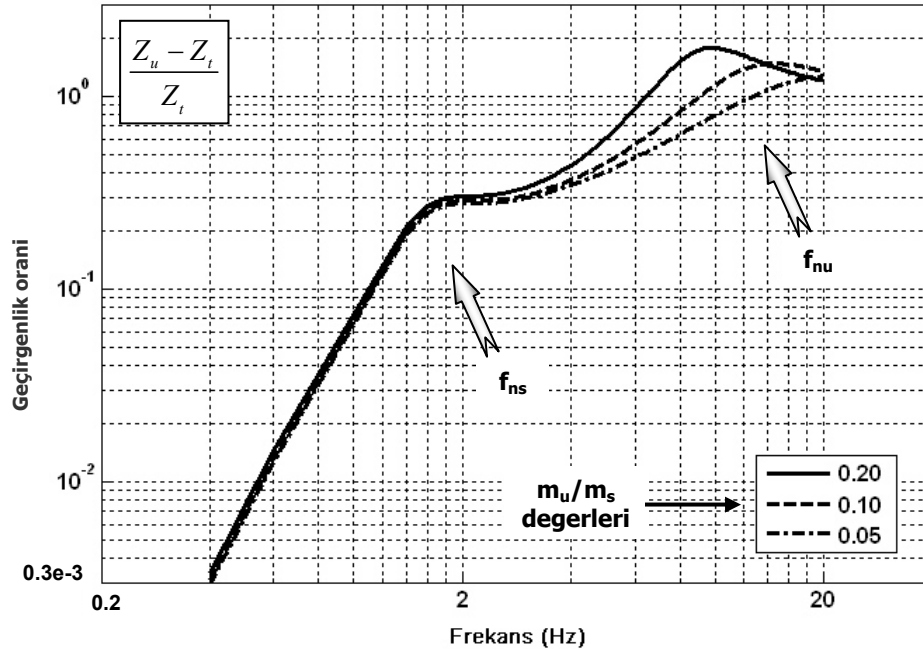
Şekil 4.6. Farklı ζ değerlerinde süspansiyon sistemi yerdeğiştirmesi için geçirgenlik grafikleri

Farklı süspansiyon sönümleme oranları için çizilen bu grafiklerde ortak olan nokta tüm frekans bölgesinde sönümleme oranının (ζ) artmasıyla birlikte süspansiyon sistemi bağıl yerdeğiştirme oranının azalma göstermesidir. Bu sonuç, süspansiyon sistemi yerdeğiştirme değerini azaltmak için yüksek sönümleme oranlarına ihtiyaç duyulduğunu göstermektedir.

iii. Sistem parametrelerinin değişimin yol tutuş yeteneğine etkileri

Yoldan gelen bozucu girişlerin sonucunda titreşim hareketi yapmaya başlayan tekerlek ile yol yüzeyi arasındaki mevcut etkileşim kuvvetinde bozulmalar olmaktadır. Bunun sonucunda bu etkileşim kuvvetine bağlı olan manevra yeteneği, frenleme yeteneği gibi özellikler zarar gördüğünden tekerleklerin yola tutunuşu azalmaktadır; bu da sürüş güvenliğini tehdit etmektedir. Tekerlek ile yol yüzeyi arasındaki kuvvet, tekerlek grubu kütesinin (yaysız kütle) yol yüzeyine göre olan yerdeğiştirmesi ile belirlenmektedir.

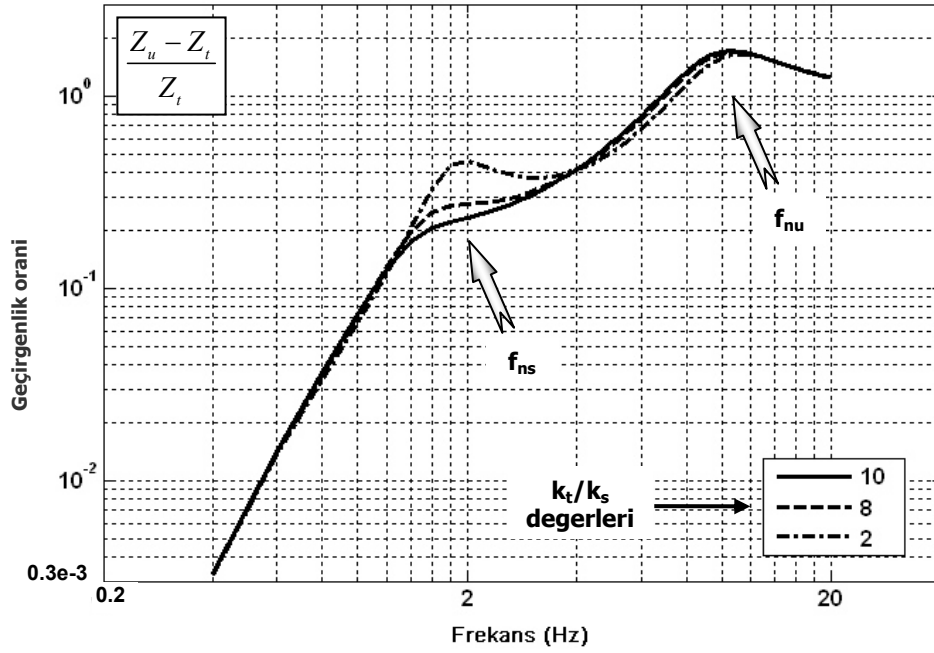
Aşağıdaki şekillerde kütle oranı, yaylanma sabitleri oranı ve sönümleme oranlarının değişiminin tekerlek yer değiştirmesine etkileri incelenmektedir.



Şekil 4.7. Farklı m_u/m_s değerlerinde tekerlek grubu yerdeğiştirmesi için geçirgenlik grafikleri

Şekil 4.7, m_u/m_s oranındaki değişimlerin tekerlek grubu yerdeğiştirmesi için geçirgenlik oranı üzerindeki etkisini göstermektedir. Buna göre; taşıt gövdesinin doğal frekansından küçük frekanslar bölgesinde kütle oranının herhangi bir etkisi gözlenmemektedir. f_{ns} ve f_{nu} arasında kalan frekans bölgesinde ise kütle oranındaki artış geçirgenlik oranında artışa yol açmaktadır. Yerdeğiştirme oranının en büyük değerlerini aldığı tekerlek grubunun doğal frekans değerinde ise süspansiyon sistemi açısından önemli bir sorun oluşabilmektedir. Bu sorun tekerleğin yoldan temasının kesilmesidir. Bu olayın nedeni; yol girişinden kaynaklanan dinamik yerdeğiştirme değerinin durağan yerdeğiştirme değerinden büyük olabilmesidir. Şöyle ki:

Yukarıdaki grafikte $m_u/m_s = 0.2$ için yapılan çizimlerden faydalanırsak; tekerlek grubunun doğal frekans değeri $f_{nu} \cong 10$ Hz ve bu noktada tekerlek yerdeğiştirmesi için kuvvetlendirme faktörü yaklaşık 1.8 olmaktadır. Tekerleğin statik yerdeğiştirme miktarı ise; $(m_s + m_u).g = k_t.x$ bağıntısından yaklaşık olarak 2 cm bulunmaktadır. Bu sonuç şu anlama gelmektedir. Eğer yol profilinin frekansı 10 Hz ve genliği de $z_t = 1.5$ cm olursa, tekerleğin dinamik yerdeğiştirme miktarı $1,8 \times 1,5 = 2,7$ cm olacaktır. Dinamik yerdeğiştirme miktarı durağan yerdeğiştirme miktarından büyük olduğu için bu da tekerleğin yol ile temasının kesilmesi anlamına gelmektedir.



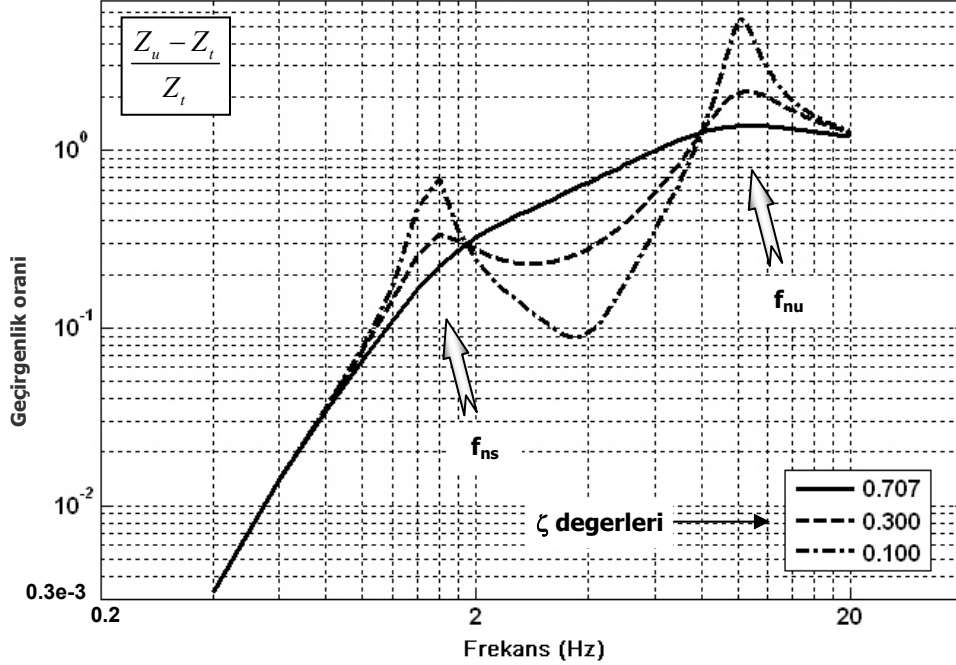
Şekil 4.8. Farklı k_t/k_s değerlerinde tekerlek grubu yerdeğiştirmesi için geçirgenlik grafikleri

k_t/k_s oranındaki değişimlerin tekerlek yerdeğiştirmesi için geçirgenlik oranına etkisinin gözleendiği Şekil 4.8 incelendiğinde taşıt gövdesinin doğal frekansına göre küçük ve tekerlek grubunun doğal frekansına göre büyük olan frekans bölgelerinde bu orandaki değişimlerin pek etkili olmadığı görülmektedir. Orta frekanslar bölgesinde ise eğrilerin çakışma noktalarına (yaklaşık 4 Hz) kadar k_t/k_s oranının artması yani süspansiyon yayının yumuşaması daha düşük tekerlek yerdeğiştirmesi değerleri sağlamaktadır. Çakışma noktası ile tekerlek grubu doğal frekansı arasında kalan bölgede ise bunun tam tersi bir durum söz konusu olmaktadır.

Bu gözlemlere dayanılarak yumuşak süspansiyon yayının genel olarak daha iyi bir titreşim yalıtımı sağladığı söylenebilmektedir. Bununla birlikte tekerlek grubu doğal frekansına yakın uyarı frekanslarında daha iyi bir yol tutuşu performansı isteniyorsa daha sert bir süspansiyon yayı tercih edilmesi gerektiği de açıktır. Sportif taşıtlarda standart taşıtlara göre daha sert süspansiyon yayı kullanılmasının nedeni de budur.

Şekil 4.9' da ise farklı süspansiyon sönümlenme oranları için tekerlek yerdeğiştirme oranının grafikleri verilmektedir. Taşıt gövdesi doğal frekansından küçük frekanslarda ve tekerlek grubu doğal frekanslarına yakın frekanslarda yol tutuşunu arttırmak amacıyla yüksek sönümlenme oranı gerektiği şekildeki eğriler üzerinden

görülmektedir. Bununla birlikte taşıt gövdesi ve tekerlek grubu doğal frekansları arasında kalan orta frekanslar bölgesinde küçük sönümlenme oranları daha iyi sonuçlar vermektedir.



Şekil 4.9. Farklı ζ değerlerinde tekerlek yerdeğiştirmesi için geçirgenlik grafikleri

Taşıt süspansiyon sisteminin titreşim bastırma yeteneğini değerlendirmek amacıyla ele alınan üç farklı ölçüt için elde edilen gözlemleri genel bir şekilde yorumlamak amacıyla aşağıdaki gibi bir çizelge oluşturulmuştur. Çizelgede yer alan kısaltma ve değişkenlerin açıklamaları ise aşağıdaki gibidir.

f	yol profilinin frekansı	ζ	sönümlenme oranı
f_{ns}	taşıt gövdesi doğal frekansı	E	ETKİSİZ
f_{nu}	tekerlek grubu doğal frekansı	K	KÜÇÜK
m_u	yaylanır kütle (taşıt gövdesi)	B	BÜYÜK
m_s	yaylanmaz kütle (tekerlek grubu)		
k_t	tekerlek yaylanma sabiti		
k_s	süspansiyon yayı yaylanma sabiti		

Çizelge 4.1. Taşıt parametrelerindeki değişimlerin süspansiyon sistemi doğal frekans değeri aralıklarında performans ölçütlerine etkilerinin karşılaştırılması

ÖLÇÜT	frekans aralığı	m_u/m_s	k_t/k_s	ζ
Taşıt Gövdesi Titreşim Geçirgenliği	$f < f_{ns}$	E	K	B
	$f_{ns} \leq f \leq f_{nu}$	K	B	K
	$f_{nu} < f$	B	E	K
Süspansiyon Sistemi Bağlı Yerdeğiştirilmesi	$f < f_{ns}$	E	K	B
	$f_{ns} \leq f \leq f_{nu}$	K	B / K	B
	$f_{nu} < f$	B	E	B
Tekerlek Grubu Yerdeğiştirilmesi	$f < f_{ns}$	E	K	B
	$f_{ns} \leq f \leq f_{nu}$	K	B / K	K
	$f_{nu} < f$	B	E	B

Çizelge 4.1 incelendiğinde kütle ve yaylanma sabiti oranlarının değişiminin her üç ölçütte de farklı frekans aralıklarında benzer sonuçlar verdiği görülmektedir. Sadece sönümlenme oranının değişimleri her ölçüt için farklı aralıklarda farklı sonuçlar vermektedir.

Kütle oranındaki değişim açısından;

- Taşıt gövdesi doğal frekansından küçük frekanslı uyarılarda her üç ölçüt için de neredeyse etkisizdir.
- Taşıt gövdesi doğal frekansı ile tekerlek grubu doğal frekansı arasındaki frekanslarda ise küçük kütle oranları tercih edilmelidir. Yani tekerlek kütlelerinin sabit olduğu varsayımıyla taşıt kütlesi çok küçük olmamalıdır.
- Tekerlek grubu doğal frekansından büyük frekanslı uyarılarda ise büyük kütle oranları tercih edilmelidir. Yani taşıt çok yüklenmemelidir.

Yaylanma sabitleri oranındaki değişim açısından;

- Taşıt gövdesi doğal frekansından küçük frekanslı uyarılarda küçük yay sabiti oranları tercih edilmelidir. Bu, tekerlek yaylanma sabitinin değişmeyeceği kabul ile süspansiyon yayının daha sert seçilmesi anlamına gelmektedir.
- Taşıt gövdesi doğal frekansı ile tekerlek grubu doğal frekansı arasındaki frekanslarda ise iki tercih söz konusu olmaktadır. Taşıt gövdesi doğal frekansına daha yakın olan frekans aralığında büyük yaylanma sabiti oranı, tekerlek grubu doğal frekansına yakın olan frekans aralığında ise küçük yaylanma sabiti oranları tercih edilmelidir. Taşıt üzerinde büyük yaylanma sabit elde etmenin yolu; yine tekerlek yaylanma sabitinin değişmeyeceği kabulü ile süspansiyon yayının daha yumuşak seçilmesi anlamına gelmektedir.
- Tekerlek grubu doğal frekansından büyük frekanslı uyarılarda her üç ölçüt için de neredeyse etkisizdir.

Sönümlenme oranındaki değişim açısından;

- Taşıt gövdesi doğal frekansından küçük frekanslı uyarılarda büyük sönümlenme oranları tercih edilmelidir. Süspansiyon sisteminde büyük sönümlenme oranı elde etmenin yolu diğer taşıt parametrelerinin sabit kalması koşulu ile (3.48) denkleminde de anlaşılacağı üzere sönümleyicinin sönümlenme katsayısının (c_s) artırılmasıdır. (Sistem parametrelerinin sabit kaldığı kabulü ile (3.49) denklemine göre c_c kritik sönüm katsayısı değeri sabit kalmaktadır).
- Taşıt gövdesi doğal frekansı ile tekerlek grubu doğal frekansı arasındaki frekanslarda ise süspansiyon sistemi bağıl yerdeğiştirme değerleri üzerinde olumsuz etkileri gözlenmesine rağmen diğer iki ölçüt açısından iyi neticeler veren küçük sönümlenme oranları tercih edilmelidir.
- Tekerlek grubu doğal frekansından büyük frekanslı uyarılarda ise taşıt gövdesi titreşim iletilebilirliği değerine olumsuz etkisi olmasına rağmen sürüş güvenliğini arttıran büyük sönümlenme oranları tercih edilmelidir. Zaten kütle oranı değerlendirmesinde bu frekans aralığı için büyük kütle oranı yani

küçük m_s önerilmektedir. Küçük m_s değeri küçük kritik sönümlenme katsayısı değeri o da büyük sönümlenme oranı değerleri yaratmaktadır. Böylece iki ölçüt aslında birbirini desteklemiş olmaktadır.

4.1.2. İstatistiksel Analiz Sonuçları

Çeyrek taşıt modeline ait parametrelerin değişiminin, süspansiyon sistemi titreşim bastırma yeteneğine olan etkilerine ilişkin yapılan görsel analizlerin paralelinde elde edilen sistem cevaplarının istatistiksel analizleri de yapılmıştır. Bir önceki bölümde; taşıt parametrelerindeki değişimlerin, süspansiyon sisteminin titreşimleri bastırma yeteneğinin gözlenmesinde yardımcı olan ölçütler üzerindeki etkileri görsel açıdan incelenmişti. Buna göre; yapılan incelemeler sonucunda elde edilmiş olan Çizelge 4.1’ de hangi frekans aralığında hangi kütle, yay ve sönümlenme sabiti değerlerinin tercih edilmesinin ölçütler üzerinde daha olumlu sonuçlar verdiği belirlenmiştir. Çizelgedeki ilgili sütunda hiçbir E = ETKİSİZ ibaresi bulunmayan parametre değişimlerinin sistem performansı üzerinde en etkin olduğu söylenir. Bu parametre de sönümlenme sabiti olmaktadır.

Benzer bir yargıya, parametrelerdeki değişimlerin ölçütler üzerinde yarattığı etkileri istatistiksel olarak inceleyerek de ulaşmak mümkündür. Bunun için 3.6.3. bölümünde bahsedilen analiz metodu kullanılmıştır. Analiz programını üzerinde yürütmek amacıyla da bir istatistiksel analiz programı olan MINITAB paket programından faydalanılmıştır. Analizlere temel oluşturacak olan “cevap” (karar ölçütü) belirlemede ise; transfer fonksiyonu kazanç değerlerinden faydalanılarak, taşıt gövdesi doğal frekansındaki titreşim geçirgenliği için kazanç değeri tercih edilmiştir.

Paket programdan birçok farklı değerlendirme sonucu elde edilebilmesine rağmen bu çalışmada sadece, etkileşimlerin sayısal değerleri (program ekranından elde edilmiş görüntüler kullanılmıştır) ile bazı grafik çizimlere yer verilmiştir. Tüm bu analizler hem geleneksel çeyrek taşıt modeli hem de skyhook denetimi uygulanmış çeyrek taşıt modeline uygulanmıştır. İlk olarak geleneksel çeyrek taşıt modeli için elde edilmiş olan analiz sonuçlarına bakacak olursak; MINITAB programının ekranından elde edilen sonuç çizelgesi aşağıdaki gibidir.

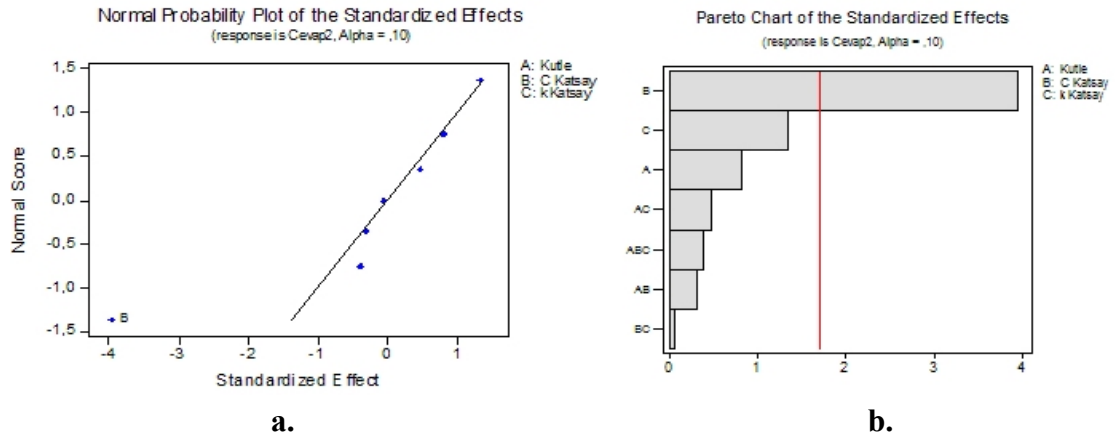
Çizelge 4.2. Geleneksel çeyrek taşıt modeli için elde edilen istatistiksel analiz sonuçları

Estimated Effects and Coefficients for Cevap (coded units) ← 1						
Term	Effect	Coef	SE Coef	T	P	
Constant		1,4087	0,04834	29,14	0,000	
Kutle	0,0780	0,0390	0,04834	0,81	0,428	
C Katsay	-0,3804	-0,1902	0,04834	-3,93	0,001	
k Katsay	0,1299	0,0649	0,04834	1,34	0,192	
Kutle*C Katsay	-0,0300	-0,0150	0,04834	-0,31	0,759	
Kutle*k Katsay	0,0463	0,0231	0,04834	0,48	0,636	
C Katsay*k Katsay	-0,0056	-0,0028	0,04834	-0,06	0,954	
Kutle*C Katsay*k Katsay	-0,0365	-0,0183	0,04834	-0,38	0,709	
Analysis of Variance for Cevap (coded units) ← 2						
Source	DF	Seq SS	Adj SS	Adj MS	F	P
Main Effects	3	1,34099	1,34099	0,446996	5,98	0,003
2-Way Interactions	3	0,02459	0,02459	0,008195	0,11	0,954
3-Way Interactions	1	0,01066	0,01066	0,010664	0,14	0,709
Residual Error	24	1,79456	1,79456	0,074774		
Pure Error	24	1,79456	1,79456	0,074774		
Total	31	3,17080				
Estimated Coefficients for Cevap using data in uncoded units ← 3						
Term	Coef					
Constant	1,72714					
Kutle	-0,00052720					
C Katsay	-0,000277818					
k Katsay	-1,49830E-05					
Kutle*C Katsay	2,868292E-07					
Kutle*k Katsay	6,736658E-08					
C Katsay*k Katsay	7,631569E-09					
Kutle*C Katsay*k Katsay	-2,43405E-11					

Çizelgenin ilk kısmında yer alan “Effect” sütununda parametre ya da etkileşimlerinin etkisi görülmektedir. Buradaki değer negatif olması parametre değerinin artmasının sistem cevabını azalttığını göstermektedir. En sağdaki “P” sütunu ise olasılık değerini göstermektedir. Başlangıçta girilen güvenlik değeri α ’nın kendisinden küçük olan P değerine sahip parametre ya da etkileşimin çıktı üzerinde etkin olduğu kabul edilmektedir. Yani en küçük P değerine sahip olan parametre en etkin olmaktadır. Analizler esnasında kullanılan α değeri 0,1’dir.

İkinci kısımda ise elde edilen varyansların gösterimi mevcuttur. Buna göre ana etkilerin çıktı üzerinde daha etkin olduğu gözlenmektedir (P değerlerinden dolayı).

Üçüncü kısımda ise; $sistem\ cevabı = sabit\ değer + katsayı1*parametre1 + katsayı2*parametre2 + \dots$ şeklinde bir ifade yazabilmek için gerekli olan sabit sayı ve parametreler bulunmaktadır. Buna göre katsayısı büyük olan parametre en etkin olmaktadır. Tüm bu sonuçları grafiksel olarak aşağıdaki gibi gözlemek de mümkündür.



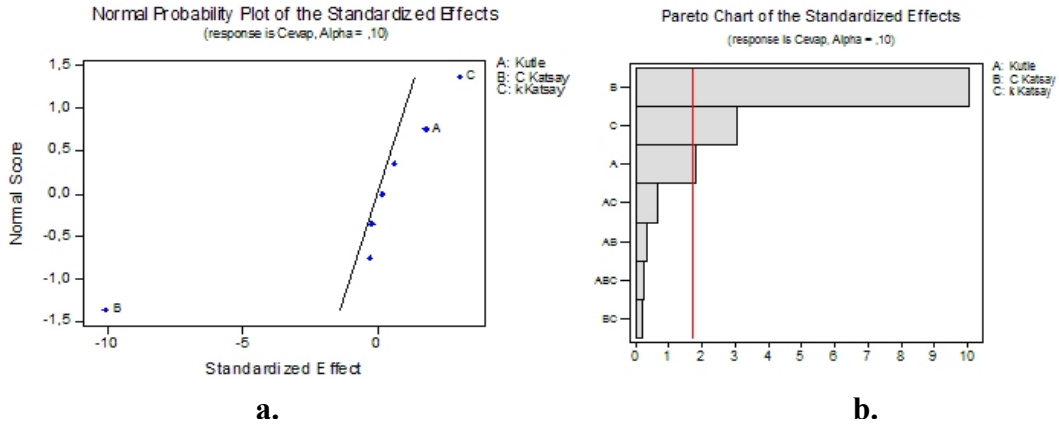
Şekil 4.10. Geleneksel çeyrek taşıt modeli için elde edilen istatistiksel sonuçların grafiksel gösterimleri

Çizelge 4.2. ve Şekil 4.10' da da görüldüğü üzere B harfiyle gösterilen parametre yani c_s katsayısı girilen güvenlik değerine göre sistemin titreşim geçirgenliği üzerinde etkindir. Diğer parametreler içinse; k_s parametresindeki değişim m_s parametresine göre daha etkindir denilebilmektedir.

Çizelge 4.3. Skyhook çeyrek taşıt modeli için elde edilen istatistiksel analiz sonuçları

Estimated Effects and Coefficients for Cevap (coded units)						
Term	Effect	Coef	SE Coef	T	P	
Constant		1,1745	0,02135	55,02	0,000	
Kutle	0,0768	0,0384	0,02135	1,80	0,085	
C Katsay	-0,4274	-0,2137	0,02135	-10,01	0,000	
k Katsay	0,1294	0,0647	0,02135	3,03	0,006	
Kutle*C Katsay	-0,0128	-0,0064	0,02135	-0,30	0,768	
Kutle*k Katsay	0,0270	0,0135	0,02135	0,63	0,533	
C Katsay*k Katsay	0,0072	0,0036	0,02135	0,17	0,867	
Kutle*C Katsay*k Katsay	-0,0088	-0,0044	0,02135	-0,21	0,838	
Analysis of Variance for Cevap (coded units)						
Source	DF	Seq SS	Adj SS	Adj MS	F	P
Main Effects	3	1,64208	1,64208	0,547359	37,53	0,000
2-Way Interactions	3	0,00756	0,00756	0,002520	0,17	0,914
3-Way Interactions	1	0,00062	0,00062	0,000625	0,04	0,838
Residual Error	24	0,34998	0,34998	0,014583		
Pure Error	24	0,34998	0,34998	0,014583		
Total	31	2,00025				
Estimated Coefficients for Cevap using data in uncoded units						
Term	Coef					
Constant	1,34319					
Kutle	0,00010255					
C Katsay	-0,000231552					
k Katsay	-2,80010E-06					
Kutle*C Katsay	3,272779E-08					

Benzer bir çalışma skyhook denetim modeli uygulanmış çeyrek taşıt modeli için de yapılmış ve Çizelge 4.3' teki sonuç çizelgesi elde edilmiştir. Buna göre skyhook denetimi uygulanmış çeyrek taşıt modelinde sönümlenme katsayısı yine en küçük P değerine sahip olduğundan en etkin parametredir. Geleneksel model için geçerli olan aynı analiz adımları uygulanarak aşağıdaki istatistiksel sonuçlara ulaşılmıştır.



Şekil 4.11. Skyhook çeyrek taşıt modeli için elde edilen istatistiksel sonuçların grafiksel gösterimleri

Elde edilen sonuçlar değerlendirildiğinde geleneksel modelden farklı olarak diğer iki sistem parametresinin de çıktı üzerinde etkin olduğu görülmektedir. Ancak yine en etkin olan parametre sönümlenme katsayısı yani c_s olmaktadır. Bunun ardından süspansiyon yay sabiti k_s katsayısı ve taşıt gövdesi kütlesi m_s gelmektedir.

Bu noktaya kadar iki farklı çeyrek taşıt modeli için yapılan analizlerin sonuçları, parametrelerin etkinliğini görmek açısından bir çizelgede gösterilecek olursa;

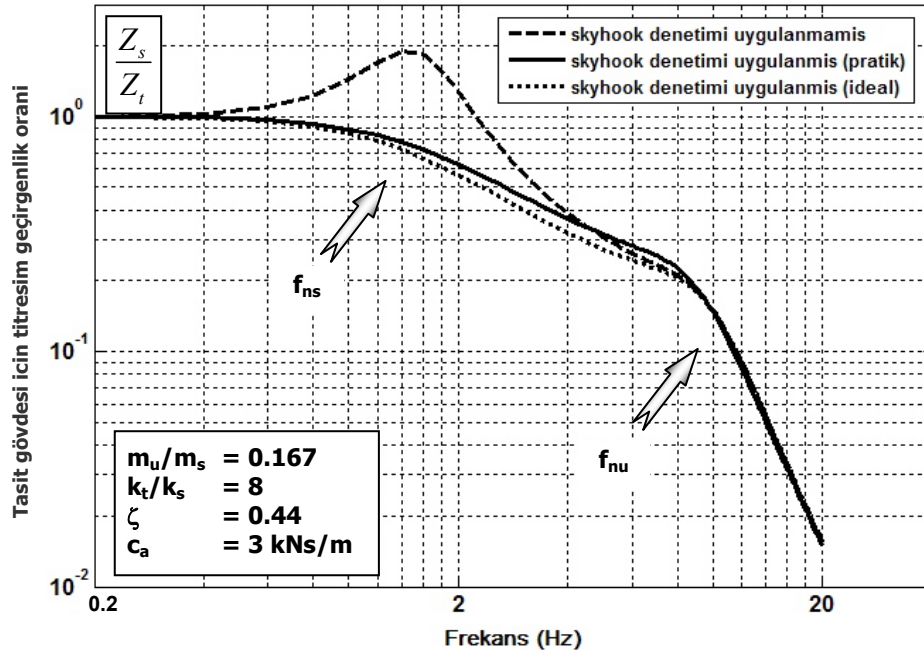
Çizelge 4.4. İstatistiksel analizlerin sonucuna göre sistem performansı üzerinde etkin olan sistem parametreleri

MODEL ADI	sistem üzerinde etkin olan parametreler (etkinlik sırasına göre)		
	1	2	3
Geleneksel Çeyrek Taşıt Modeli	c_s	-	-
Skyhook Çeyrek Taşıt Modeli	c_s	k_s	m_s

Çizelgeden de görüleceği üzere her iki model için de süspansiyon sistemi sönümleme katsayısındaki değişimler sistem performansı üzerinde daha etkili sonuçlara yol açmaktadır. İstatistiksel analizler sonucunda elde edilen neticeler, görsel analizler ile elde edilen sonuçlarla uyum göstermektedir (görsel analizler sonucunda oluşturulan çizelgede sönümleme katsayısının değişimi her noktada etkili çıktığından dolayı).

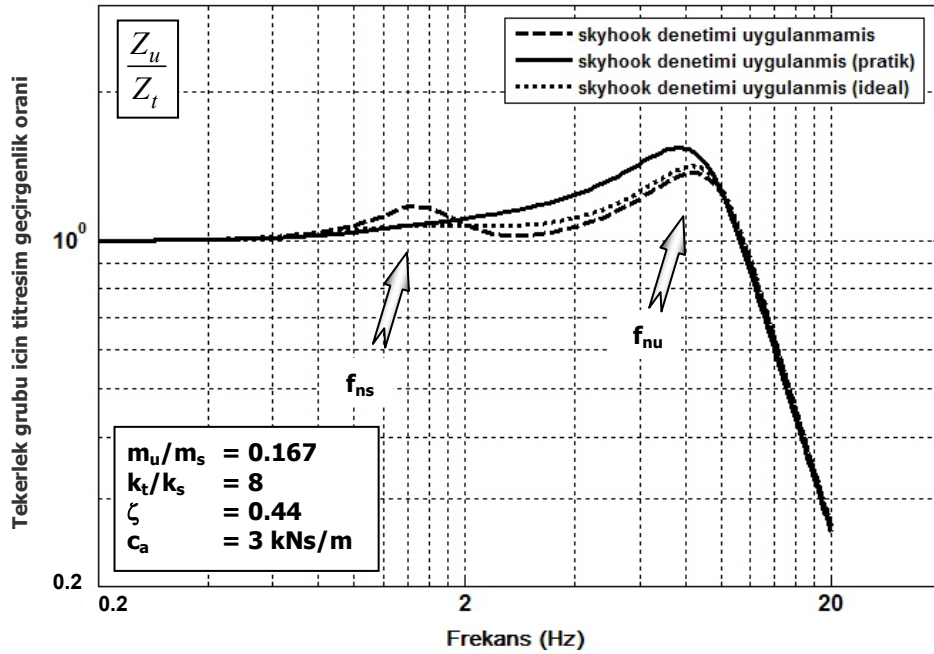
4.2. Skyhook Denetimli Modelin Geleneksel Model ile Karşılaştırılması

Skyhook denetimi uygulanmış çeyrek taşıt modeli ile süspansiyon sisteminin titreşimleri bastırma yeteneğinde elde edilen iyileşmeyi görmek amacıyla; (3.59) – (3.62) transfer fonksiyonu kazanç ifadelerinden elde edilen eğriler, geleneksel model ile elde edilen eğriler ile aynı grafik üzerinde gösterilmektedir. Uygulanan skyhook denetiminde sönümleyici var olmayan bir referans noktasına bağlanmadığından modeli ideal yapıdan çıkarmaktadır. (3.59) – (3.62) transfer fonksiyonu kazanç ifadeleri pratik skyhook olarak adlandırılan bu yapı ile elde edilmiştir. Ancak ideal skyhook yapısının kullanılamamasının sistem performansında ne gibi bir kayba yol açtığının görülmesi için çizimlerde bu yapı ile elde edilen eğrilere de yer verilmiştir.



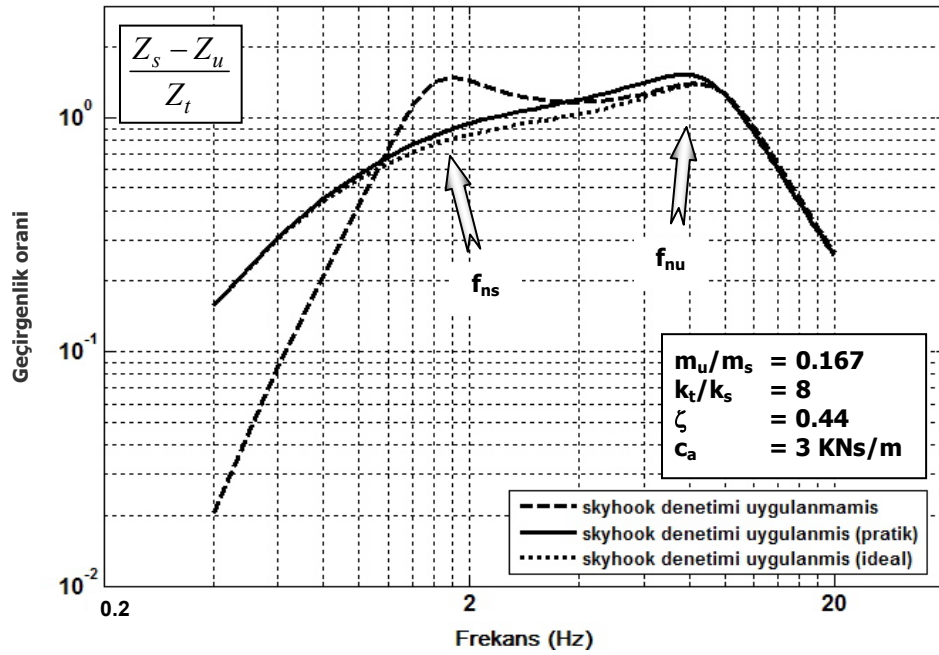
Şekil 4.12. Taşıt gövdesi için titreşim geçirgenliği oranı açısından skyhook denetiminin etkinliğinin karşılaştırılması

Şekilden de görüldüğü üzere süspansiyon sistemi modelinde skyhook denetim mantığının kullanılması taşıt gövdesi için elde edilen titreşim geçirgenliği oranlarında oldukça göze çarpan iyileşmeler sağlamaktadır. Bunun anlamı; özellikle taşıt gövdesi doğal frekansına yakın frekans değerlerine sahip yol profillerinde, yoldan kaynaklanan etkilerin çok daha etkin bir şekilde bastırıldığı ve gövdeye skyhook denetimi uygulanmayan yapıya göre daha az iletildiğidir.



Şekil 4.13. Tekerlek grubu için titreşim geçirgenliği oranı açısından skyhook denetiminin etkinliğinin karşılaştırılması

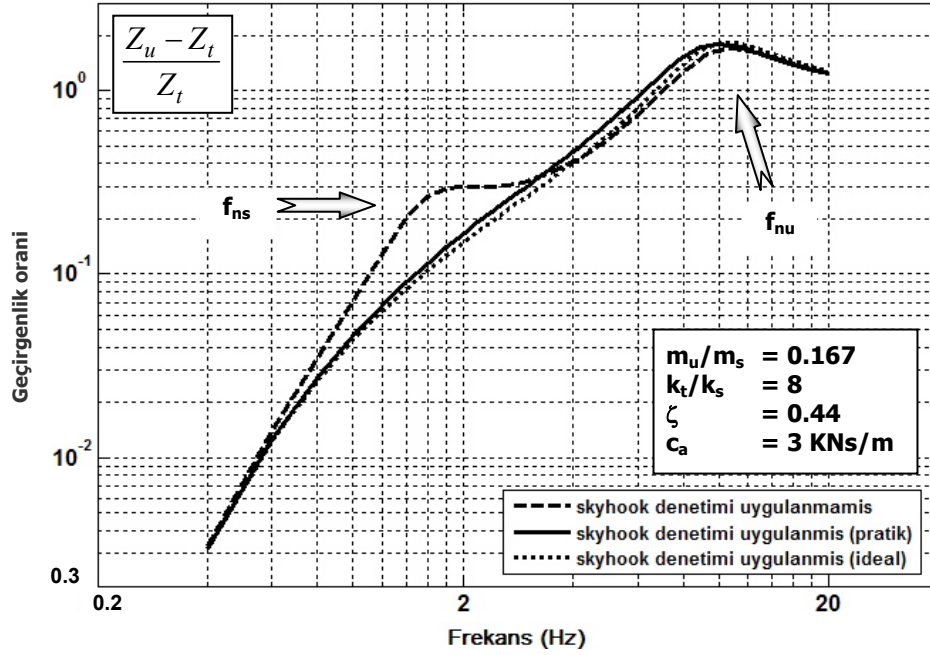
Yukarıdaki şekilden de görüldüğü üzere; skyhook denetimi taşıt gövdesine ait titreşim geçirgenliği oranları üzerinde özellikle doğal frekans bölgesinde oldukça etkin olmakla birlikte tekerlek grubuna ait titreşim geçirgenliği oranı üzerinde etkin değildir. Hatta skyhook denetimi uygulanmamış geleneksel model bile daha iyi sonuçlar sağlamaktadır. Skyhook denetimli model taşıt gövdesi doğal frekansı civarında çok az bir miktar da olsa daha iyi sonuç vermesine rağmen diğer tüm frekans değerlerinde skyhook denetimi uygulanmamış model daha iyi sonuçlar vermektedir. Bununla birlikte taşıt gövdesi titreşim geçirgenliği oranları ile karşılaştırıldığında aradaki bu farklar çok küçüktür. Sonuç olarak skyhook denetim yapısı tekerlek grubu titreşim iletilebilirliği üzerinde etkili değildir denilebilir.



Şekil 4.14. Süspansiyon sistemi bağıl yerdeğiştirmesi için geçirgenlik oranı açısından skyhook denetiminin etkinliğinin karşılaştırılması

Skyhook denetimi ilavesi ile taşıt gövdesi ve tekerlek grubu yerdeğiştirme değerleri için yapılan karşılaştırmaların bir benzeri süspansiyon sistemi bağıl yerdeğiştirmesi açısından da yapılabilir. Şekil 4.14 bu amaçla oluşturulmuştur. Grafikler incelendiğinde skyhook denetimi uygulanmış model ile elde edilen eğrinin taşıt gövdesi doğal frekansının altındaki dar bir bölgede geleneksel model ile elde edilen eğriden daha kötü sonuç vermesine rağmen aynı taşıt gövdesi titreşim geçirgenliği eğrilerinde olduğu gibi doğal frekans civarında oldukça iyi sonuçlar verdiği görülmektedir. Burada iyi sonuç ile kastedilen transfer fonksiyonunun kazancının o noktada daha küçük olmasıdır. Bu ise yoldan gelen etkinin o derece daha fazla bastırılacağı anlamına gelmektedir.

Şekil 4.15’ de ise tekerlek grubunun bağıl yerdeğiştirmesi açısından skyhook denetiminin geleneksel model ile karşılaştırılması yapılmaktadır. Buna göre; bundan önceki karşılaştırmalarda da olduğu gibi taşıt gövdesi doğal frekans bölgesinde skyhook denetimi geleneksel modele göre daha iyi sonuçlar vermektedir. Tekerlek grubu doğal frekans ve civarında ise herhangi bir etkisi bulunmamaktadır. Bu son iki bağıl yerdeğiştirme için çizilen grafikte skyhook denetimi ile elde edilen iyileşme sadece taşıt gövdesi yerdeğiştirme değerindeki iyileşme sayesinde kazanılmaktadır.



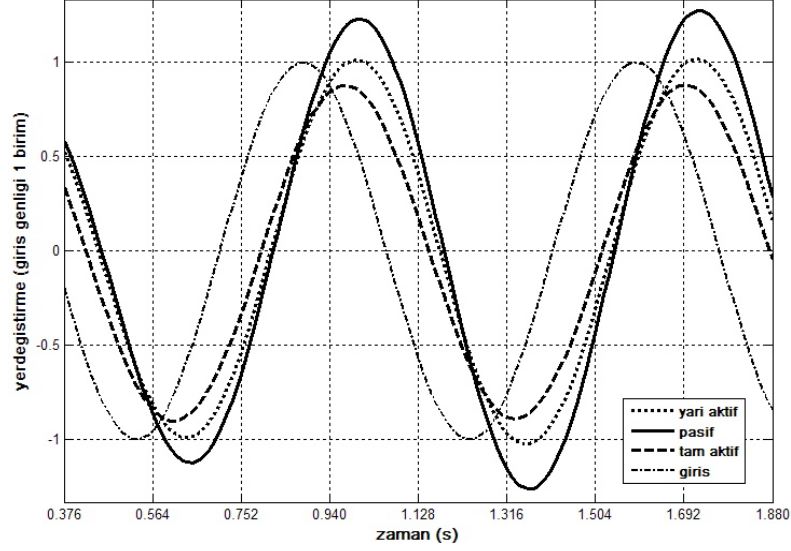
Şekil 4.15. Tekerlek grubu bağıl yerdeğiştirmesi için geçirgenlik oranı açısından skyhook denetiminin etkinliğinin karşılaştırılması

Bu bölümde yer alan dört grafikte de, noktalı çizgi ile gösterilen kazanç eğrileri ideal skyhook yapısı kullanılarak bulunan sistem transfer fonksiyonlarından elde edilmiştir. İdeal skyhook yapısında skyhook sönümleyicisi sadece taşıt gövdesine bağlıdır. Sönümleyicinin diğer ucu var olmayan bir noktaya bağlı olduğundan, gerçekte bu denetim yapısını uygulamak için sönümleyicinin boşta olan ucunu yine tekerlek grubuna bağlamak gerekmektedir. Bu yaklaşımın etkilerini gözlemlemek amacıyla çizimler üzerinde ideal model ile elde edilen sonuçlara da yer verilmiştir. Görüldüğü üzere pratikte uygulanan yaklaşım ile arasında çok büyük bir fark oluşmamaktadır. Buna göre; pratik skyhook modeli ideal modeli en iyi bir şekilde yansıtmaktadır denilebilir.

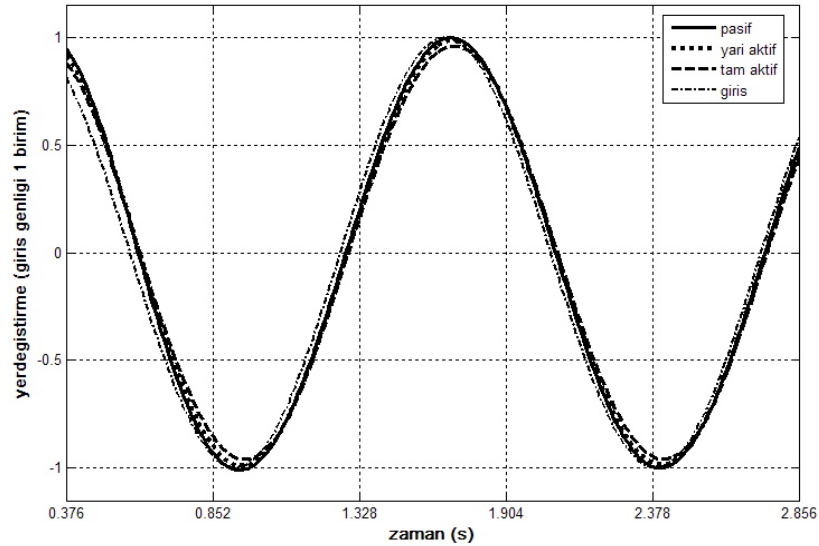
Buradaki dört farklı karşılaştırmadan genel anlamda bir sonuç çıkaracak olursak; skyhook denetimli aktif süspansiyon sistemi modelinin özellikle taşıt gövdesinin doğal frekansı ve civarındaki frekanslara sahip yol girişlerinde oldukça iyi bir titreşim bastırma yeteneği gösterdiği söylenebilmektedir. Bununla birlikte tekerlek grubu doğal frekansı bölgesinde önemli bir farklılık yaratamamaktadır. Bunun da nedeni skyhook sönümleyicinin uyguladığı sönümleme kuvvetinin sadece taşıt gövdesinin yerdeğiştirme değerine bağlı olmasıdır.

4.3. Zaman Bölgesinde Aktif Süspansiyon Denetim Performansı Karşılaştırılması

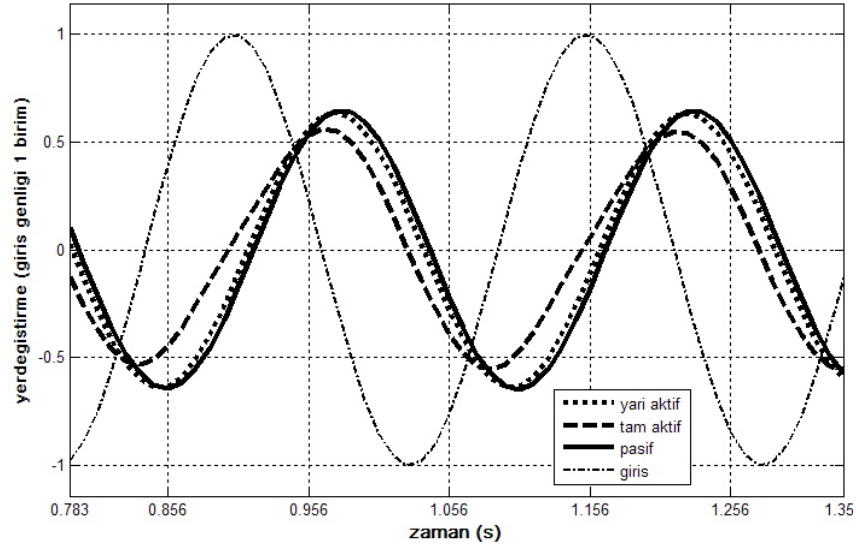
Aktif Skyhook denetimli çeyrek taşıt modeli ile zaman bölgesinde elde edilen simülasyon sonuçları ise aşağıdaki gibi olmaktadır. Simülasyonlar MATLAB programında ve sinüzoidal yol modeli kullanılarak gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.16. $\omega = \omega_{ns}$ frekanslı yol girişi için tam aktif süspansiyon denetimi performansının taşıt gövdesi yerdeğiştirme miktarı açısından karşılaştırılması



Şekil 4.17. $\omega = 0.5\omega_{ns}$ frekanslı yol girişi için tam aktif süspansiyon denetimi performansının taşıt gövdesi yerdeğiştirme miktarı açısından karşılaştırılması



Şekil 4.18. $\omega = 3\omega_{ns}$ frekanslı yol girişi için tam aktif süspansiyon denetimi performansının taşıt gövdesi yerdeğiştirme miktarı açısından karşılaştırılması

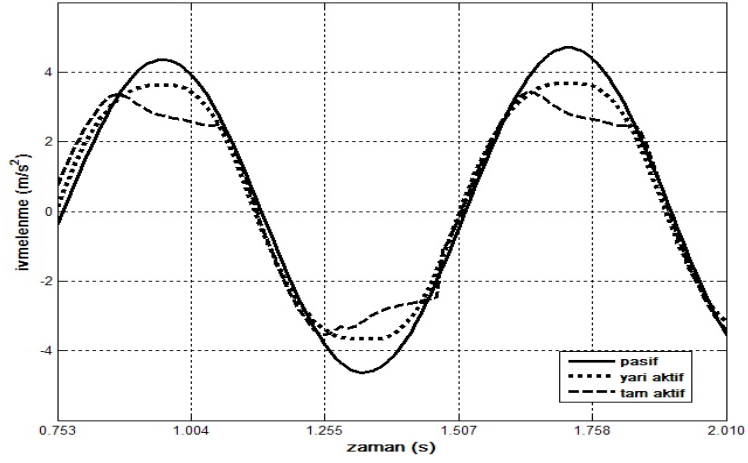
Görüldüğü üzere taşıt gövdesi yerdeğiştirme değerleri açısından yapılan karşılaştırmalarda en etkin sonuçların taşıt gövdesi doğal frekansı civarında yakalandığı görülmektedir (Bakınız Şekil 4.16). Bu, 4.1.1. bölümünde verilmiş olan matematiksel modellerin görsel analiz ile karşılaştırılması sonuçlarıyla da uyumlu olmaktadır. Her üç sistem (pasif, yarı aktif ve aktif) içerisinde; özellikle $\omega = \omega_{ns}$ ve $\omega = 3\omega_{ns}$ frekanslı sinüzoidal yol girişlerinde en iyi sonuçların geliştirilmiş olan aktif yapıya ait olduğu açıkça görülmektedir. Taşıt gövdesi hareketinin bir periyodunda gözlenen en büyük genlik değerleri açısından bir karşılaştırma ölçütü oluşturacak olursak (her bir model için kaydedilen en büyük genlik değerleri arasındaki farka göre);

$\omega = \omega_{ns}$ frekanslı sinüzoidal yol girişi kullanıldığında aktif sistemde pasif sisteme göre ~%25, yarı aktif sisteme göre ise %10 daha düşük genlik değerleri elde edilmiştir.

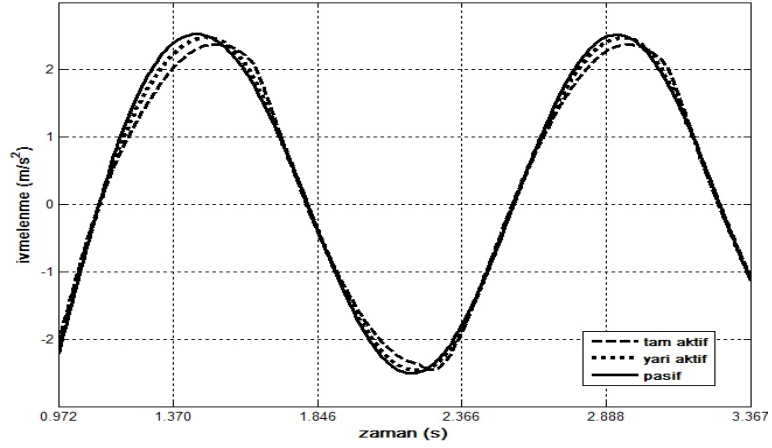
$\omega = 3\omega_{ns}$ frekanslı sinüzoidal yol girişinde ise; hem pasif sisteme göre hem de yarı aktif sisteme göre ~%15 daha düşük genlikli sonuçlar elde edilmiştir.

$\omega < 0.7\omega_{ns}$ frekanslı sinüzoidal yol girişinde ise kayda değer bir gelişme elde edilememiştir.

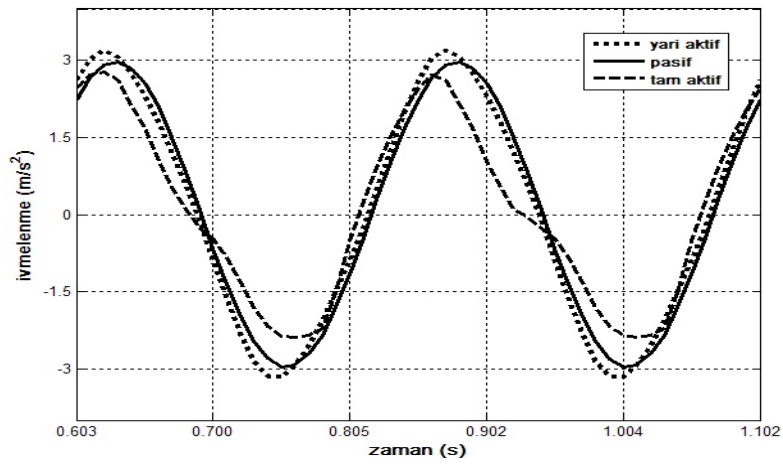
Benzer türde karşılaştırmaları taşıt gövdesi ivmelenme değerleri içinde yapmak mümkündür. Bu amaçla yine taşıt gövdesi doğal frekansının 0.5, 1 ve 3 katı değerlerinde sinüzoidal yol girişleri ile denemeler yapılmıştır.



Şekil 4.19. $\omega = \omega_{ns}$ frekanslı yol girişi için tam aktif süspansiyon denetimi performansının taşıt gövdesi ivmelenme değeri açısından karşılaştırılması



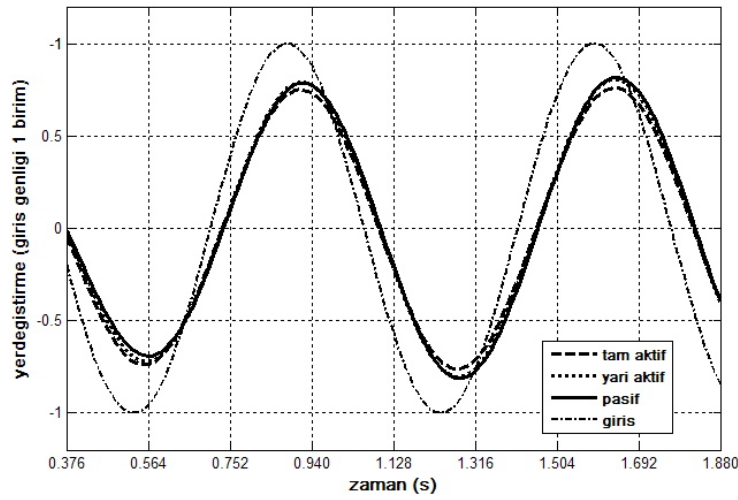
Şekil 4.20. $\omega = 0.5\omega_{ns}$ frekanslı yol girişi için tam aktif süspansiyon denetimi performansının taşıt gövdesi ivmelenme değeri açısından karşılaştırılması



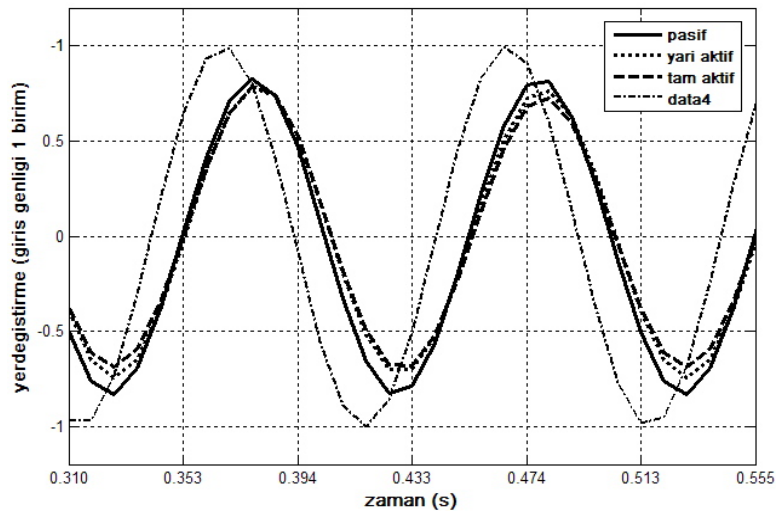
Şekil 4.21. $\omega = 3\omega_{ns}$ frekanslı yol girişi için tam aktif süspansiyon denetimi performansının taşıt gövdesi ivmelenme değeri açısından karşılaştırılması

Şekil 4.19 – Şekil 4.21 incelendiğinde taşıt gövdesi yerdeğiştirme değerleri karşılaştırması sonuçlarındakine paralel sonuçlar elde edildiği görülmektedir. Yerdeğiştirme değerlerini karşılaştırmak için oluşturduğumuz ölçütü yine uygulayacak olursak (her bir model için kaydedilen en büyük genlik değerleri arasındaki fark açısından); $\omega = \omega_{ns}$ frekansında pasif sisteme göre ortalama %33, yarı aktif sisteme göre ise ortalama %13 daha düşük genlikli sonuçlar elde edilmiştir. $\omega = 3\omega_{ns}$ frekansında ise her ikisine göre de genlik değerlerinde ortalama %20 azalma sağlanmıştır.

Tekerlek grubu yerdeğiştirmesi için yapılan karşılaştırmalar ise şöyledir:



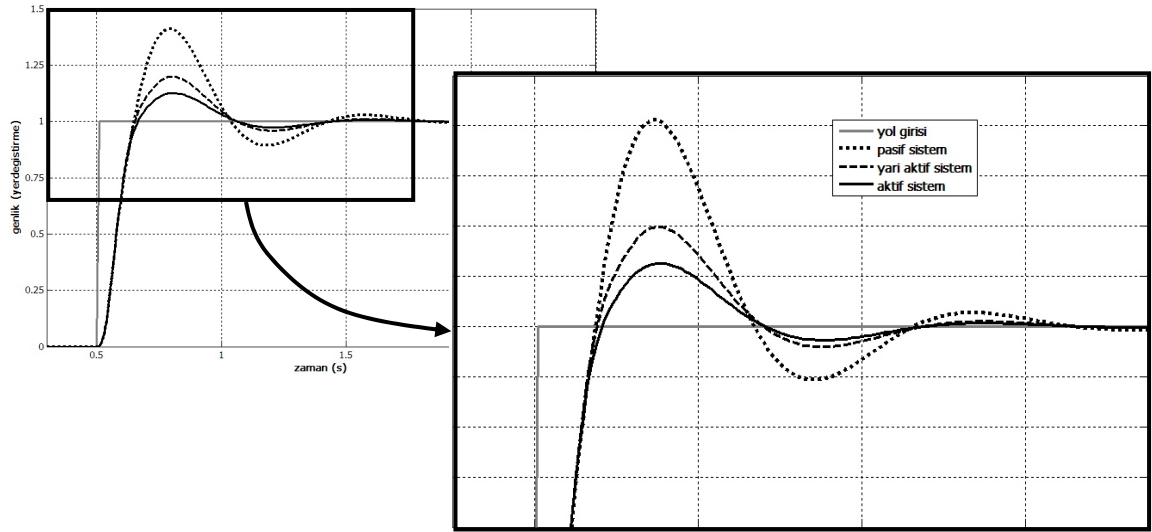
Şekil 4.22. $\omega = \omega_{ns}$ frekanslı yol girişi için tam aktif süspansiyon denetimi performansının tekerlek grubu yerdeğiştirme miktarı açısından karşılaştırılması



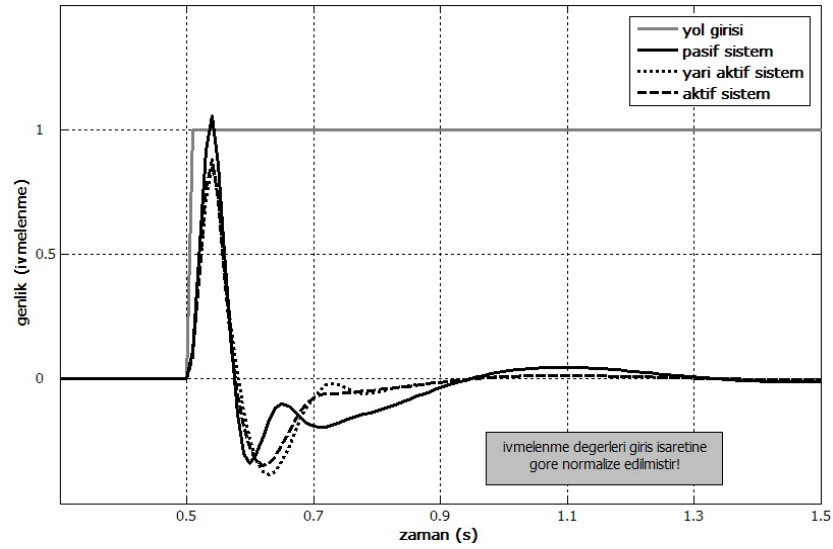
Şekil 4.23. $\omega = \omega_{nu}$ frekanslı yol girişi için tam aktif süspansiyon denetimi performansının tekerlek grubu yerdeğiştirme miktarı açısından karşılaştırılması

4.1.1. kısımdaki grafiklerde görüldüğü ve 3.5. bölümünde de ele alındığı üzere Skyhook denetimi taşıt gövdesi düşey doğrultulu hareketlerini bastırmak konusunda yeteneklidir ancak tekerlek grubunun hareketi üzerinde etkili olamamaktadır. Şekil 4.22 ve 4.23' te de görüldüğü üzere tekerlek grubu yerdeğiştirme miktarları üzerinde önemli bir iyileşme (genlik değerlerinde azalma) sağlanamamıştır.

Yol girişi olarak sinüzoidal işaret yerine, birim basamak şeklinde bir işaret uygulanarak ta benzer karşılaştırmalar gerçekleştirilmiştir. Şöyle ki;



Şekil 4.24. Birim basamak yol girişi için tam aktif süspansiyon denetimi performansının taşıt gövdesi yerdeğiştirme miktarı açısından karşılaştırılması



Şekil 4.25. Birim basamak yol girişi için tam aktif süspansiyon denetimi performansının taşıt gövdesi ivmelenme değeri açısından karşılaştırılması

5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Kara taşıtları için sürüş esnasında ortaya çıkan önemli problemlerden birisi olan yoldan kaynaklanan bozucu etkilerin sürüş şekline, taşıt üzerinde bulunan insanların konforuna ve eşyaların güvenliğine olan etkilerini ortadan kaldırmak ya da en aza indirgeyebilmek amacıyla yapılan bu çalışmada;

Bir taşıtın seyri esnasında, üzerinde bulunan yolcuların rahatlığının ve yüklerin bütünlüğünün korunması (sürüş konforu) ile güvenli ve kararlı bir sürüşün sağlanması (sürüş güvenliği) açısından süspansiyon sisteminin üzerine düşen işlevler ortaya konmuş, bunları gözlemekte kullanılacak ölçütler belirlenmiştir.

Taşıtı ve üzerindeki süspansiyon sistemini temsil eden modeli oluşturan parametreler içerisinde, belirlenmiş olan bu ölçütler üzerinde en etkili olan parametre tespit edilmeye çalışılmıştır. Bu amaçla analitik ve istatistiksel çıktı analizine dayanan yöntemlerle incelemeler yapılmıştır. Tüm incelemeler sonucunda, belirlenmiş olan ölçütler göz önünde bulundurularak, bu parametreler içerisinde süspansiyon sistemi sönümleme katsayısındaki değişimlerin sistem performansı üzerinde en etkin olduğu görülmüştür. Bu nedenle; sönümleyici yapısında yapılacak olan geliştirmeler ile sönümleme katsayısının istenilen değerlerde ayarlanabilmesinin ve bunun denetlenebilmesinin sağlanmasına yönelik çalışmalar yapılmıştır.

İstenilen sönümleme katsayısı değerinin elde edilebilmesi için süspansiyon sisteminde yer alan sönümleyicinin bu ihtiyaca cevap verecek yetenekte olması gerektiği görülmüştür. Geleneksel sönümleyicilerin sabit ve denetime kapalı yapıları yüzünden bu ihtiyacı karşılamaktan uzak oldukları açıktır. Günümüze kadar yapılan çalışmalarda geliştirilmiş olan mevcut sönümleyici yapıları ise geleneksel yapı üzerinde ya yeni mekanik unsurların ya da elektromekanik elemanların eklenmesi ile uyarlanmış versiyonlarından ibaret olmaktadır. Bu yapılarda kullanılan eleman sayısı yüzünden sistem kompleksliği ve maliyeti artmakta, buna karşılık sönümleme katsayısının değeri istenilen her koşul ve miktarda ayarlanamamaktadır. Bunun nedeni sönümleme işlevini yerine getiren esas kısmın işlevinin hala taşıt gövdesinin hareketine bağımlı olmasından kaynaklanmaktadır. Belirtilen sorunun çözümü olarak bu geleneksel yapı yerine yeni nesil bir tasarım ortaya konmaya çalışılmıştır.

İstenilen değerde ayarlanabilir bir sönümlenme katsayısının sağlanması için sistem üzerinde bir eyleyiciye ihtiyaç duyulmuş ve bu gereksinim elektromekanik bir eleman kullanılarak giderilmeye çalışılmıştır. Elektromekanik bir eleman tercih edilmesinin nedeni ise günümüzde yaşanan ve gelecekte olması beklenen enerji kaynaklarına erişim sıkıntısının vermiş olduğu kaygılar neticesinde yaşanan elektrikli araçlara yönelim olmuştur.

Bu çalışmada; süspansiyon sönümleyicisi elemanının yerine literatürde mevcut olan eyleyicilerden farklı olarak doğrusal bir doğru akım elektrik motorunun kullanılabilmesi gösterilmiştir. Halen piyasada mevcut olan bir doğrusal motor örnek olarak ele alınmış ve yapılan hesaplamalar ile böyle bir elemanın taşıt üzerinde istenilen sönümlenme değerlerini standart taşıt parametreleri ve fiziksel imkanları dahilinde sağlayabileceği görülmüştür. Aynı zamanda bu türden bir doğrusal motorun süspansiyon sistemi yapısının üzerine uygun bir şekilde yerleşebilmesi açısından gerekli olan fiziksel düzenlemelerde tasarlanarak tam bir süspansiyon sistemi yapısı ortaya konulmuştur.

Ele alınan türden bir motorun süspansiyon sisteminde kullanımının, süspansiyon sistemi modelleri (pasif, yarı-aktif ve aktif) içerisinde aktif yapının tercih edilmesini gerektirdiği gösterilmiştir. Aktif süspansiyon sistemi yapılarının, pasif ve yarı-aktif sistemlere göre harici bir enerji kaynağı gereksinimlerinin bulunması ve sistemin yapısını karmaşıklaştırması gibi dezavantajları bulunmasına rağmen sistem performansında sağladıkları artış açısından değerlendirildiklerinde daha avantajlı oldukları belirlenmiştir.

Oluşturulan yeni nesil sönümleyici yapısı için denetim yöntemi olarak skyhook denetim yapısı tercih edilmiştir. Skyhook denetim yapısının tercih edilmesinin nedenleri olarak; basitliği sayesinde taşıt üzerindeki uygulanabilirliğinin yüksek oluşu ve algoritmasının çok yüksek özelliklere sahip olmayan bir mikrodenetleyiciyle bile rahatlıkla koşulabileceği sayılabilmektedir. Literatürde, aktif süspansiyon sistemi yapılarının denetimi için pek çok yöntem bulunmakla birlikte bunların çoğunun işlem yükünün fazlalığı sebebiyle gerçek bir araç üzerinde uygulanmaları zor hatta günümüz koşulları için neredeyse imkânsız olabilmektedir. Bununla birlikte skyhook denetim yapısının kullanımı ile bu dezavantaj ortadan kaldırılmıştır.

Skyhook denetim algoritmasının kullanılması ile geleneksel sistemlere göre; taşıt gövdesi titreşim geçirgenliği değerlerinde taşıt gövdesi rezonans frekansı civarında %25' e, tekerlek grubu titreşim geçirgenliği değerlerinde ise tekerlek grubu rezonans frekansı civarında %10' a varan oranlarda azalmalar sağlanmıştır. Yine taşıt gövdesi rezonans frekansı civarında sönümleyici bağıl yerdeğiştirmesi için geçirgenlik oranlarında %20'ye varan azalma görülmüştür. Aynı zamanda, pratik skyhook modelinin kullanımının ideal skyhook modeli kullanımı arasında önemsenmeyecek miktarlarda farklılık yarattığı tespit edilmiştir.

Skyhook denetim yapısı mevcut çalışmalarda sönümleyicinin getirdiği kısıtlamalar yüzünden (sönümlenme kuvvetinin taşıt gövdesi hareketine bağımlı olması) genellikle pasif ve yarı-aktif sistemlerde yoğunlukla kullanılmaktadır. Yarı-aktif sistemlerde sönümlenme katsayısının değeri istenilen noktaya her koşulda getirilemediğinden (bunu sağlamak için harici bir kaynağa gereksinim duyulmaktadır) süspansiyon sisteminin sönümlenme performansında belirli bir noktaya kadar artış sağlanabilmektedir. Tam aktif sistemlerde ise harici bir enerji kaynağı ve bir eyleyici kullanımı ile bunu sağlamak mümkün olmaktadır. İşte belirtilen amaçla bu çalışmada; tasarımı gerçekleştirilmiş olan elektromekanik eyleyicinin kullanımı ve skyhook denetim kuralında yapılan bazı değişikliklerle tam aktif skyhook denetimli bir süspansiyon sistemi gerçekleştirilmiştir.

Skyhook denetim kuralının uygulanması esnasında ortaya çıkan ve "Jerk" adı verilen istenmeyen taşıt gövdesi sarsıntı hareketlerinin önüne geçmek için denetim kuralı algoritmasında bazı eklentiler yapılmıştır. Bahsedilen tarzda bir istenmeyen sarsıntı hareketi harmonik bir yol girişine maruz kalmış olan sistemde, taşıt gövdesi hareketinin bir periyodunda 4 kez oluşabilirken, yapılan düzenleme ile bu hareketin sarsıntı olarak önemsenmeyecek seviyelere indirgenmesi sağlanmıştır.

Elektromekanik elemanlardaki elektriksel enerjinin mekanik enerjiye dönüşüm işleminin tersinir de olabilmesi özelliğinden faydalanılarak, süspansiyon sistemi için geliştirilmiş olan eyleyici ile enerji geri kazanımının yolları araştırılmıştır. Bu sayede eyleyicinin harcadığı enerjinin bir kısmı geri kazanılarak tasarruf yapabilmenin mümkün olabileceği gösterilmeye çalışılmıştır. Bu amaçla farklı geri kazanım yöntemleri uygulanmaya çalışılmış, bunlar içerisinde en uygun olan iki çözüm

üzerinde durulmuştur. Ancak geri kazanım olayı için öngörülen çalışma şartları ve günümüzdeki mevcut elemanlar ile en iyi durumda bile enerji geri kazanım oranının oldukça küçük değerlerde kalacağı görülmüştür.

Sonuç olarak; geliştirilmiş olan elektromekanik eyleyici yapısının skyhook denetim yapısı ile süspansiyon sisteminde kullanımının ve bu sayede yaratılan aktif süspansiyon sisteminin geleneksel modellere göre olumlu gelişmeler sağladığı görülmüş, sürüş konfor değerlerinde iyileşmeler kaydedilmiştir. Tatmin edici seviyelerde olmamakla birlikte bu türden bir sistemden enerji geri kazanımının yapılabileceği de gösterilmiştir.

Bu türden bir süspansiyon sisteminin olası kullanım alanları olan şehir dışı ve engebeli arazi türü kullanımlarda etkili olacağı öngörülmektedir. Özellikle hafif ölçekteki (jeep tarzı) askeri araçların bu sistemi kullanmaları ile bahsedilen türdeki arazilerde hızlı ve sessiz bir seyretmelerini sağlamak, böylece bu araçların ve taşıdıkları insan ve eşyaların sağlığını ve güvenliğini sağlamak mümkün olacaktır.

Yakın gelecekte motor üretim teknolojisinde sağlanan gelişmeler sayesinde üretilen daha güçlü ve daha küçük motorların süspansiyon sistemlerinde kullanımı ile daha fazla performans elde edilmesi mümkün olacaktır. Aynı zamanda bu motorların enerji tüketimi de daha az olacaktır.

Benzer bir beklenti ile elektrikli araçların daha yaygın olarak kullanıma çıkması ile bataryalar konusunda da gelişmeler sağlanması halinde taşıt üzerinde enerjinin paylaşımı sorun olmayacaktır.

Daha güçlü mikrodenetleyicilerin kullanımı ile süspansiyon sistemi için kullanılan denetim yapısının daha fazla geliştirilmiş versiyonlarının da taşıt üzerinde kullanımı mümkün olacaktır.

KAYNAKLAR

AHMADIAN, M. 2001. Active Control of Vehicle Vibration. In: S. Braun, D. Ewins, S.S. Rao (Editors), Encyclopedia of Vibration (2002). Academic Press, San Diego, USA. vol.1, p.37-45

AHMED, A.K.W., 2001. Ground Transportation Systems. In: S. Braun, D. Ewins, S.S. Rao (Editors), Encyclopedia of Vibration (2002). Academic Press, San Diego, USA. Vol.1, p.603-620.

ANONİM, 1987. Measurement and Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Mechanical Vibration and Repeated Shock. London, England. British Standart BS 6841.

ANONİM, 1997. Mechanical Vibration and Shock - Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration - Part 1: General Requirements. International Organization for Standartization, Geneva, Italy. International Standart ISO 2631-1.

ANONİM, 2002. A Complete Spectrum of Products for Automation Systems Catalog. Parker Haniffin Corporation, USA.

ANONİM, 2004a. ANORAD Linear Servo Motors Guide. Rockwell Automation, USA.

ANONİM, 2004b. BALDOR Servo, Linear & Motion Control Products Guide. Baldor Electric Company, USA.

ANONİM, 2005. Süspansiyon Sistemleri. T.C. Milli Eğitim Bakanlığı, Mesleki Eğitim ve Öğretim Sistemini Güçlendirme Projesi Ders Notları, Ankara, 2005. 76 sayfa.

ANONİM, 2006a. Piezo System's Catalog #7 (2006), pages 20,21,22,23,60,61&62. <http://piezo.com/tech2intropiezotrans.html>. Erişim Tarihi: 01.11.2006, Konu: Piezoelectricity.

ANONİM, 2006b. http://www.carbibles.com/suspension_bible.html. Erişim Tarihi: 01.11.2006, Konu: Suspension Systems.

ANONİM, 2006c. http://www.eaaev.org/Battery_Electric_Vehicles. Electric Auto Association - Electric Vehicles and Cars. Erişim Tarihi: 10.12.2006, Konu: Electrical Vehicles.

APTER, R., M. PRATHALER, 2002. Regeneration of Power in Hybrid Vehicles. IEEE 55th Vehicular Technology Conference, 6-9 May 2002, vol.4, p.2063-2069.

AUTOZINE, 2006. <http://www.autozine.org/technical-school/tech-index.html>. Erişim Tarihi: 01.01.2006, Konu: AutoZine Technical School - Suspension Notes.

BANNATYNE, R., 1998. Future Developments in Electronically Controlled Steering and Suspension Systems. In: R.K.Jurgen (Editor), Electronic Steering and Suspension Systems (1999), Society of Automotive Engineers, Warrendale-PA, USA, p. 539-557.

CANALE, M., M. MILANESE, C. NOVARA, Z. AHMAD. 2005. Semi-Active Suspension Control Using "Fast" Model Predictive Control. 2005 American Control Conference, Portland, OR, USA. June 8-10 2005, p. 274-281.

CHEN, P.C., A.C. HUANG, 2005. Adaptive Sliding Control of Non-Autonomous Active Suspension Systems with Time-Varying Loadings. *Journal of Sound and Vibration*, vol. 282(2005):1119-1135.

CHUNG, S.K., H.B. SHIN, 2004. High-Voltage Power supply for Semi-Active Suspension System with ER-Fluid Damper. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol.53, no.53, p.206-214.

DEMERDASH, S.M., 1998. Performance of Limited Bandwidth Active Suspension Based on a Half Car Model, 981118. In: R.K.Jurgen (Editor), *Electronic Steering and Suspension Systems (1999)*, Society of Automotive Engineers, Warrendale-PA, USA, p. 251-259.

DEMERDASH, S.M., A.R. PLUMMER, D.A. CROLLA, 1995. Digital Control for Active Suspension Systems, C498/19/068/95. In: R.K.Jurgen (Editor), *Electronic Steering and Suspension Systems (1999)*, Society of Automotive Engineers, Warrendale-PA, USA, p. 401-408.

DONAHUE, M.D., 2001. Implementation of an Active Suspension, Preview Controller for Improved Ride Comfort. MSc Thesis, The University of California at Berkeley, USA.

EMURA, J., S.KAKIZAKI, F. YAMAOKA, M. NAKAMURA. 1994. Development of the Semi-Active suspension System Based on the Sky-Hook Damper Theory, 940863. In: R.K.Jurgen (Editor), *Electronic Steering and Suspension Systems (1999)*, Society of Automotive Engineers, Warrendale-PA, USA, p. 298-306.

FIALHO, I., G.J. BALAS, 2002. Road Adaptive Active Suspension Design Using Linear Parameter-Varying Gain-Scheduling. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol.10, no.1, p.43-54.

FISCHER, D., R ISERMANN, 2004. Mechatronic Semi-Active and Active Vehicle Suspensions. *Control Engineering Practice* 12(2004), p.1353-1367.

GAO, H., LAM J., WANG C., 2006. Multi-Objective Control of Vehicle Active Suspension Systems Via Load-Dependent Controllers. *Journal of Sound and Vibration*, 290(2006):654-675.

GILLESPIE, T.D., 1992. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Society of Automotive Engineers Publications, Warrendale, PA, USA.

GOLDNER, R.B., P. ZERIGIAN, J.R. HULL, 2001. A Preliminary Study of Energy Recovery in Vehicles by Using Regenerative Magnetic Shock Absorbers, 2001-01-2071. Society of Automotive Engineers, 8 p.

GORDON, T.J., R.S. SHARP. 1998. On Improving The Performance of Automotive Semi-Active Suspension Systems Thorough Road Preview. *Journal of Sound Vibration*, 217(1):163-182.

GRAVES, K.E., D. TONCICH, P.G. IOVENITTI, 2000. Theoretical Comparison of Motional and Transformer EMF Device Damping Efficiency. *Journal of Sound and Vibration*, vol. 233, no.3, p.441-453.

GRIFFIN, M.J., 2001. Motion Sickness. In: S. Braun, D. Ewins, S.S. Rao (Editors), *Encyclopedia of Vibration (2002)*. Academic Press, San Diego, USA. Vol.2, p.857-861.

GRIFFIN, M.J., 2001. Whole-Body Vibration. In: S. Braun, D. Ewins, S.S. Rao (Editors), *Encyclopedia of Vibration (2002)*. Academic Press, San Diego, USA. Vol.3, p.1570-1578.

GÜRSAKAL, N., A. OĞUZLAR, 2003. Altı Sigma. Uludağ Üniversitesi Güçlendirme Vakfı Yayınları, Bursa, 272s.

HE, Y., J. McPhee, 2005. Multidisciplinary Design Optimization of Mechatronic Vehicles with Active Suspensions. *Journal of Sound and Vibration*, vol. 283(2005):217-241.

HOLDMANN, P., M. HOLLE, 1999. Possibilities to Improve the Ride and Handling Performance of Delivery Trucks by Modern Mechatronic Systems. *Society of Automotive Engineers of Japan Review* vol. 20(1999):505-510.

HONG, S.K., H.C. SOHN, J.K. HEDRICK, 2002. Modified Skyhook Control of Semi Active Suspensions: A New Model, Gain Scheduling and Hardware-In-The-Loop-Tuning. *Transactions of the ASME - Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, vol.124, p.158-167.

HOOGTERP, F.B., J.H. BENO, D.A. WEEKS, 1997. An Energy Efficient Electromagnetic Active Suspension System, 970385. In: R.K.Jurgen (Editor), *Electronic Steering and Suspension Systems (1999)*, Society of Automotive Engineers, Warrendale-PA, USA, p. 367-371.

HWANG, S.H., S.J. HEO, K. PARK, 1998. Design and Evaluation of Semi-Active Suspension Control Algorithms Using Hardware-In-The-Loop Simulations. *Int. Journal of ehicle Design*, vol.19, no.4, p.540-551.

IKENAGA, S., F.L. LEWIS, L. DAVIS, J. CAMPOS, M. EVANS, S. SCULLY, 1999. Active Suspension Control Using a Novel Strut and Active Filtered Feedback: Design and Implementation. *Proceedings of the 1999 IEEE International Conference on Control Applications*, August 22-27, Hawai'i, USA. p.1502-1508.

ISERMANN, R., 1996. On the Design and Control of Mechatronic Systems - A Survey. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol.43, no.1, p.4-15.

JANEWAY, R.N., 1975. Human Vibration Tolerance Criteria and Applications to Ride Evaluation, 750166. SAE Technical Papers, Warrendale, PA, USA.

JORDAN, T.C., M.T. SHAW, 1989. Electrorheology. IEEE Transactions of Electrical Insulation, vol.24, no.5, p.849-878.

KARAÇAY, T., 2002. Bir Taşıtın Sürüş Karakteristiğinin Durağan Olmayan İstatistiksel Analizi. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Ankara. 132 sayfa.

KUO, Y.P., T.H.S. LI, 1999. GA-Based Fuzzy PI/PD Controller for Automotive Active Suspension System. IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol.46, no.6, p.1051-1056.

LAW, A.M., W.D. KELTON, 1997. Simulation Modelling and Analysis. McGraw Hill Higher Education Publication, New Jersey - USA, 544p.

LIU, Y., T.P. WATERS, M.J. BRENNAN, 2005. A Comparison of Semi-Active Damping Control Strategies for Vibration Isolation of Harmonic Disturbances. Journal of Sound and Vibration, vol. 280(2005):21-39.

MCCONNELL, K.G., 2001. Transducers for Absolute and Relative Motion. In: S. Braun, D. Ewins, S.S. Rao (Editors), Encyclopedia of Vibration (2002). Academic Press, San Diego, USA. Vol.3, p.1381-1406.

MONTAZERI, M.G., M.A. KASHANI, 2002. Energy Regeneration of Active Suspension System in Hybrid Electric Vehicle. 6th International Symposium on Advanced Vehicle Control, September 2002, Hiroshima, Japan.

MONTAZERI, M.G., M.A. KASHANI, 2003. Applications of Active Suspension Systems in the Hybrid Electric Vehicles. Proceedings of the First Symposium on Hybrid Vehicles, August 2003, IUST, Tehran, IRAN.

MSI, 2005a. <http://www.msiusa.com/piezo/documentation.asp>. Erişim Tarihi: 07.02.2005, Konu: Energy Generation Using PiezoFilm, Measurment Specialist Inc. USA.

MSI, 2005b. <http://www.msiusa.com/piezo/documentation.asp>. Erişim Tarihi: 07.02.2005, Konu: Piezo Film Sensors Technical Manual, part 6-18, Measurment Specialist Inc. USA.

NAKANO, K., Y. SUDA, S. NAKADAI, 2000. Self-Powered Active Vibration Control Using Continuous Control Input. JSME International Journal, vol. C, p.726-731.

NGUYEN, T.T., T.H. BUI, T.P. TRAN, S.B. KIM, 2001. A Hybrid Control of Active Suspension System Using Hs and Nonlinear Adaptive Controls. IEEE International Symposium on Industrial Electronics, June 12-16, Pusan, Korea. p. 839-844.

OKADA, Y., H. HARADA, 1996. Regenerative Control of Active Vibration Damper and Suspension Systems. Proceedings of the 35th Conference on Decision and Control, December 1996, Kobe, JAPAN. p. 4715-4720.

PINKOS, A., E. SHTARKMAN, 1996. Electronically Controlled Smart Materials in Active Suspension Systems, 96C004. In: R.K.Jurgen (Editor), Electronic Steering and Suspension Systems (1999), Society of Automotive Engineers, Warrendale-PA, USA, p. 393-400.

RAMSBOTTOM, M., D.A. CROLLA, A.R. PLUMMER, 1999. Robust Adaptive Control of an Active Vehicle Suspension System. Proceedings of Institution of Mechanical Engineers, vol.213, part.D, p.1-17.

RAMSBOTTOM, M., D.A. CROLLA, 1997. Development and Analysis of a Prototype Controllable Suspension, 972691. In: R.K.Jurgen (Editor), Electronic Steering and Suspension Systems (1999), Society of Automotive Engineers, Warrendale-PA, USA, p. 383-391.

ROBSON, J.D., 1979. Road Surface Description and Vehicle Response. International Journal of Vehicle Design, vol.1, no.1, p.25-35.

ROH, H.S., Y. PARK, 1998. Preview Control of Active Vehicle Suspensions Based on a State and Input Estimator, 981121. In: R.K.Jurgen (Editor), Electronic Steering and Suspension Systems (1999), Society of Automotive Engineers, Warrendale-PA, USA, p. 277-284.

SAM, Y.M., R.H.A. GHANI, N. AHMAD, 2000. LQR Controller for Active Car Suspension. Proceedings of the TENCON 2000, September 24-27, Kuala Lumpur, Malaysia, p. 441-444.

SAYERS, M.W., S.M. KARAMIHAS, 1998. The Little Book of Profiling. University of Michigan Transportation Research Institute Ders Notları, Michigan, USA.

SHARP, R.S., D.A. CROLLA, 1987. Road Vehicle Suspension System Design - A Review. Vehicle System Dynamics, vol.16, p.167-192.

SUDA, Y., S. NAKADAI, K. NAKANO, 1998. Study on the Self-Powered Active Vibration Control. Proceedings of the 4th International Conference on Motion and Vibration Control, Zurich, Switzerland, vol. 1, p. 91.

ŞİREN, M.N., 1996. Bir Yarı Aktif Süspansiyon Sisteminin Tasarımı ve Analizi. Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi, Bursa.

TERAMURA, E., S. HASEDA, Y. SHIMOYAMA, T. ABE, K. MATSUOKA, 1997. Semi-Active Damping Control System with Smart Actuator. New Technologies and New Cars (1997):529-535.

THIRUPATHI, S.R., N.G. NAGANATHAN, 1995. A New Class of Smart Automotive Active Suspensions Using Piezoceramic Actuation, 950588. n: R.K.Jurgen (Editor), Electronic Steering and Suspension Systems (1999), Society of Automotive Engineers, Warrendale-PA, USA, p. 329-339.

TREVETT, N.R., 2002. X-by-Wire, New Technologies for 42V Bus Automobile of the Future. Honors Thesis, South Carolina Honors College, USA.

VUJIC, N., 2002. Power Regeneration in Actively Controlled Structures. MSc Thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University, USA.

WALKER, G.W., 1997. Constraints Upon the Achievable Performance of Vehicle Suspension System. PhD Thesis, Cambridge University, England.

WEEKS, D.A., D.A. BRESIE, J.H. BENO, A.M. GUENIN, 1999. The Design of an Electromagnetic Linear Actuator for an Active Suspension, 1999-01-0730. Society of Automotive Engineers, 11 p.

WEEKS, D.A., J.H. BENO, A.M. GUENIN, D.A. BREISE, 2000. Electromagnetical Active Suspension Demonstration for Off-Road Vehicles, 2000-01-0102. Society of Automotive Engineers, 10 p.

WICKERT, J., 2001. Equations of Motion. In: S. Braun, D. Ewins, S.S. Rao (Editors), Encyclopedia of Vibration (2002). Academic Press, San Diego, USA. Vol.3, p.1324-1332.

WILLIAMS, R.A., 1997. Automotive Active Suspensions, Part.1: Basic Principles. Proceedings of Institution of Mechanical Engineers, vol.211, part.D, p.415-426.

WILLIAMS, R.A., 1997. Automotive Active Suspensions, Part.2: Practical Considerations. Proceedings of Institution of Mechanical Engineers, vol.211, part.D, p.427-444.

YANG, B., 2001. Theory of Vibration. In: S. Braun, D. Ewins, S.S. Rao (Editors), Encyclopedia of Vibration (2002). Academic Press, San Diego, USA. Vol.3, p.1290-1333.

YOSHIDA, H., K. TANGE, K. MORIKAWA, 1999. Development of Actuator for Suspension Control. Society of Automotive Engineers of Japan Review vol. 20 (1999):487-492.

EKLER

Ek 2: Doğrusal Motorlara ait Hareket ve Kuvvet Denklemleri (Anonim 2004a)

Linear Motor Engineering Notes

Useful formulas

Variable	Units		Symbol
	Metric	US custom	
Move			
Displacement	m	in	X
Velocity	m/sec	in/sec	V
Acceleration, Deceleration	m/sec ²	in/sec ²	A, D
Jerk	m/sec ³	in/sec ³	J
Moving Mass	kg	lbm	M
Duty Cycle	%	%	d/c
Move Time	sec	sec	Tm
Cycle Time	sec	sec	Tc
Acceleration Time	sec	sec	Ta
Constant Velocity Time	sec	sec	Tcv
Deceleration Time	sec	sec	Td
Dwell Time	sec	sec	Tdw
Smoothing time	sec	sec	Tj
Settling Time	sec	sec	Tst

Note: Moving mass M = Payload + structure weight + Motor weight (coil for moving coil or magnet tracks for moving magnet motor)

Force

Resistive Force	N	lbf	Fr
Inertial Force	N	lbf	Fi
Friction Force	N	lbf	Ff
Damping Force	N	lbf	Fd
Spring Force	N	lbf	Fs
Damping Coefficient	N/m/sec	lbf/in/sec	Kv
Friction Coefficient	—	—	μ
Total Acceleration Force	N	lbf	Fta
Total Constant Velocity Force	N	lbf	Ftcv
Total Deceleration Force	N	lbf	Ftd
Total Dwell Force	N	lbf	Ftdw

Note: Typical friction coefficient $\mu = 0.002$ to 0.005 for linear rails with balls.

Motor

Force Constant	N/Apk	lbf/Apk	Kf
Back EMF Constant p-p	Vp/m/sec	Vp/in/sec	Ke
Cold Resistance p-p	ohm	ohm	R ₂₅
Max. Coil Temperature	°C	°F	Tmax
Motor Peak Force	N	lbf	Fp
Motor Continuous Force	N	lbf	F _{ctmax}
Motor Rated Current	A rms	A rms	I _{crmax}
Motor Inductance p-p	mH	mH	L
Motor Electrical Cycle Length	mm	in	Ec
Motor Thermal Resistance	°C/W	°C/W	Rth
Motor Magnetic Attraction	N	lbf	Fa

Note: p-p = Phase to phase (line to line)

Environment

Ambient Temperature	°C	°F	Tamb
---------------------	----	----	------

Amplifier

Amplifier Peak Current (0-peak value)	Amp	Amp	I _{p1} (0-p)
Amplifier Continuous Current (0-peak value)	Amp	Amp	I _{c1} (0-p)
Amplifier Max Bus Voltage	Vdc	Vdc	Vbus

Cautionary note: Rockwell Automation and some other manufacturer rate their Brushless sinusoidal amplifier by Peak current but some others do it by rms current.

Encoder	Units Metric	Symbol
Scale Pitch	µm	Sp
Interpolation	KX	Ei
Resolution	µm	Er

Note: Interpolation could be done inside the encoder reading head (Square wave output) or inside the Amplifier/Controller

Temperature Formula

$T (^{\circ}C) = [T (^{\circ}F) - 32] * 5/9$
 $T (^{\circ}F) = [T (^{\circ}C)] * 9/5 + 32$

Encoder Formulas

Encoder Resolution $Er (\mu m) = Sp (\mu m) / (4 * KX)$
 Square Wave Output Encoder:
 Encoder Output Frequency (per channel) (Hz) $Fenc (Hz) = V (m/sec) * 10^6 / (4 * Er (\mu m))$
 Sine – Cosine Encoder:
 Encoder Output Frequency (per channel) $Fenc (Hz) = V (m/sec) * 10^6 / Sp (\mu m)$

Note: Ensure encoder output Frequency (Fenc) is lower than the Amplifier or Amplifier/Controller per channel Input Frequency.

Force Equations

Friction Force^{1,2} $Ff (N) = M (kg) * g * [\sin(\alpha) + \mu * \cos(\alpha)] + Fa (N) * \mu + Fr(N) (g = 9.81 m/sec^2)$
 Inertial Force $Fi (N) = M (kg) * A (m/sec^2)$
 Damping Force $Fd (N) = Kv (N/m/sec) * V (m/sec)$
 Total Acceleration Force $Fta (N) = Fi (N) + Ff (N) + Fd (N)$
 Total Constant Velocity Force $Ftcv (N) = Ff (N) + Fd (N)$
 Total Deceleration Force $Ftd (N) = Fi (N) - Ff (N) - Fd (N)$
 Total Dwell Force³ $Ftdw (N) = M (kg) * g * \sin(\alpha) (g = 9.81 m/sec^2)$
 RMS Force² $Frms (N) = \sqrt{[(Fta_1^2 * Ta1 + Ftr_1^2 * Tr_1 + Ftd_1^2 * Td_1 + Ftdw_1^2 * Tdw_1 + \dots + Ftdw_n^2 * Tdw_n) / Tc]}$
 Peak Force in Application $Fpa (N) = \text{Max}[Fta_1, Ftr_1, Ftd_1, Ftdw_1, \dots, Ftdw_n]$

Check that $Fpa < Fp/1.2$ (safety factor 1.2). If not, size a larger motor or add another motor
 Check that $Frms < FcTmax * 0.6$ (safety factor 0.6 typical). If not, increase dwell time or consider cooling the motor (air or water).

Current

Rms Current in Application $Ica (rms) = Frms (N) / [Kf (N/Apk) * \sqrt{2}]$
 Peak Current (0-peak value) $Ipa (Apk) = Fpa (N) / Kf (N/Apk)$

Thermal Equation

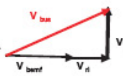
Motor Coil Temperature $Tc (^{\circ}C) = Tamb + 1/[1/(1.5 * Rps * (Ic rms)^2 * Rth) - 1/259.5]$
 Motor Resistance Hot $Rhot = R25 * [234.5 + Tc (^{\circ}C)] / (234.5 + 25)$
 Motor Power Losses $Pl (W) = 1.5 * Rhot(ohm) * (Ic rms)^2$
 Motor Continuous Force vs Ambient Temperature $Fc1 = Fc * [1 - 0.0039 * (Tamb (^{\circ}C) - 25 (^{\circ}C))]$

Amplifier Sizing

Voltage due to Back Emf $Vbemf = Ke (Vp/m/sec) * V (m/sec)$
 Voltage due to R*I $Vri = 1.225 * Rhot (ohm) * Ip (A 0-peak)$
 Voltage due to Inductance $Vl = 7.695 * V(m/sec) * L(mH) * Ip (A 0-peak) / \text{Electrical Cycle (mm)}$
 Minimum Bus Voltage needed in applic.⁵ $Vbus = 1.15 * \sqrt{(Vbemf + Vri)^2 + Vl^2}$
 Peak Current (0-peak value)⁷ $Ipl (Apk) = Ipa * 1.2$
 Peak Current (rms value)⁷ $Ipl (A rms) = Ipa (rms) * 1.2$
 Continuous Current (0-peak value)⁷ $Icl (Apk) = Ica (rms) * 1.2$
 Continuous Current (rms value)⁷ $Icl (rms) = Ica * 1.2$

Notes:

- ¹ Resistive force Fr may include linear bearings friction, spring force or any applied load force opposing motion.
- ² Assuming n number of moves: calculate rms force for all moves (1 to n): Fta1 (acceleration), Ftcv2 (Const. Vel.), Ftd3 (deceleration), Ftdw4 (dwell), Fta2 (acceleration move 2) etc.
- ³ Angle α is load displacement versus horizontal e.g. Horizontal α = 0°, Vertical α = 90°
- ⁴ For US units, use above noted US units and g = 386 in/sec².
- ⁵ Coefficient 1.15 in Vbus is the minimum safety factor to have enough bus voltage regulation.
- ⁶ For speed V take Vmax*1.2 to allow for possible speed overshoot.
- ⁷ Amplifier peak current and Continuous current: 1.2 is a typical safety factor.

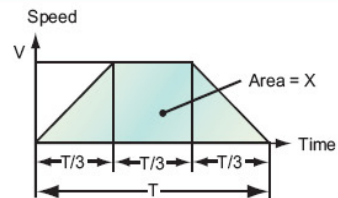


Units

- 1 m (meter) = 10⁶ µm (micron) = 10⁹ nm (nanometer)
- 1 in = 25.4 mm = 25.4 * 10⁻³ m
- 1 lbf (pound force) = 4.4482 N (newton)
- 1 kg (kilogram) = 2.2046 lbm (pound mass)

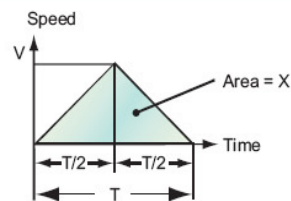
Move Formulas

Trapezoidal Profile 1/3, 1/3, 1/3



	$\frac{X \text{ (m)}}{T \text{ (sec)}}$	$\frac{V \text{ (m/sec)}}{T \text{ (sec)}}$	$\frac{A \text{ (m/sec}^2\text{)}}{T \text{ (sec)}}$	$\frac{A \text{ (m/sec}^2\text{)}}{V \text{ (m/sec)}}$ $\frac{V \text{ (m/sec)}}{X \text{ (m/sec)}}$
Displacement X (m)		$X = \frac{2}{3} \cdot V \cdot T$	$X = \frac{1}{4.5} \cdot A \cdot T^2$	$X = 2 \cdot \frac{V^2}{A}$
Velocity V (m/sec)	$V = 1.5 \cdot \frac{X}{T}$		$V = \frac{A \cdot T}{3}$	$V = \sqrt{\frac{A \cdot X}{2}}$
Acceleration A (m/sec ²)	$A = 4.5 \cdot \frac{X}{T^2}$	$A = 3 \cdot \frac{V}{T}$		$A = 2 \cdot \frac{V^2}{X}$

Triangular Profile 1/2, 1/2



	$\frac{X \text{ (m)}}{T \text{ (sec)}}$	$\frac{V \text{ (m/sec)}}{T \text{ (sec)}}$	$\frac{A \text{ (m/sec}^2\text{)}}{T \text{ (sec)}}$	$\frac{A \text{ (m/sec}^2\text{)}}{V \text{ (m/sec)}}$ $\frac{V \text{ (m/sec)}}{X \text{ (m/sec)}}$
Displacement X (m)		$X = \frac{1}{2} \cdot V \cdot T$	$X = \frac{1}{4} \cdot A \cdot T^2$	$X = \frac{V^2}{A}$
Velocity V (m/sec)	$V = 2 \cdot \frac{X}{T}$		$V = \frac{A \cdot T}{2}$	$V = \sqrt{A \cdot X}$
Acceleration A (m/sec ²)	$A = 4 \cdot \frac{X}{T^2}$	$A = 2 \cdot \frac{V}{T}$		$A = \frac{V^2}{X}$

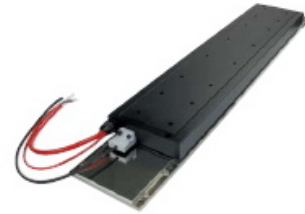
Note: To calculate correct Velocity and Acceleration use $T = T_m - (T_{st} + T_j)$

Ek 2: Çalışmada Kullanılan Doğrusal Motora ait Katalog Bilgileri (Anonim 2004a)

LC-100 Linear Motor

Product Features

- High force, steel core design
- Sinusoidal flux density and low-cog design
- Internal thermal sensor
- IP 65 rated
- Optional UL rating
- Ideal for heavy-duty applications



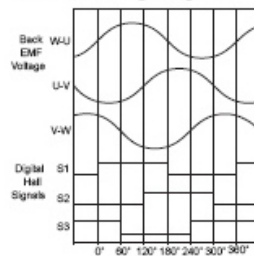
Specifications

Performance Parameters	Symbol	Units	LC-100-100			LC-100-200			LC-100-300			LC-100-400			LC-100-600									
			NC	AC	WC	NC	AC	WC	NC	AC	WC	NC	AC	WC	NC	AC	WC							
Cooling Method																								
Continuous Force ¹	F_{ctmax}	N (lb _f)	262 (59)	328 (74)	394 (89)	523 (118)	654 (147)	795 (176)	795 (176)	991 (221)	1177 (265)	1046 (235)	1308 (294)	1570 (353)	1570 (353)	1962 (441)	2354 (529)							
Peak Force ²	F_p	N (lb _f)	622 (140)	622 (140)	622 (140)	1240 (279)	1240 (279)	1240 (279)	1860 (418)	1860 (418)	1860 (418)	2480 (558)	2490 (558)	2490 (558)	3720 (836)	3720 (836)	3720 (836)							
Motor Constant ¹	K_M	N/√W (lb _f /√W)	23.7 (5.3)	23.7 (5.3)	23.7 (5.3)	33.5 (7.5)	33.5 (7.5)	33.5 (7.5)	41.0 (9.2)	41.0 (9.2)	41.0 (9.2)	47.3 (10.6)	47.3 (10.6)	47.3 (10.6)	58.0 (13.0)	58.0 (13.0)	58.0 (13.0)							
Thermal Resistance	R_{th}	°C/W	0.89	0.57	0.40	0.45	0.29	0.20	0.30	0.19	0.13	0.23	0.14	0.10	0.15	0.10	0.07							
Max Power Dissipation	P_{ctmax}	W	123	192	277	244	382	550	367	573	825	489	764	1100	733	1146	1650							
Maximum Applied Bus Voltage	V_{DC}	Volts	650			650			650			650			650									
Electrical Cycle Length	E_c	mm	50			50			50			50			50									
Electrical Time Constant	τ_e	msec	10			10			10			10			10									
Maximum Coil Temperature	T_{max}	°C	130			130			130			130			130									
Winding Type			D	E		D	E		D	E		D	E		D	E								
Force Constant ^{1,6}	K_F	N/A (lb/A _{ms})	60.7 (13.6)	N/A		60.7 (13.6)	121.3 (27.3)		60.7 (13.6)	182.0 (40.9)		60.7 (13.6)	121.3 (27.3)		60.7 (13.6)	121.3 (27.3)								
Back EMF Constant p-p ^{1,4,5}	K_e	V _p /m/s (V _p /m/s)	71.7 (1.82)	N/A		71.7 (1.82)	143.3 (3.64)		71.7 (1.82)	215.0 (5.46)		71.7 (1.82)	143.3 (3.64)		71.7 (1.82)	143.3 (3.64)								
Peak Current ⁴	I_p	A _{ms} (A _{ms})	12.1 (9.5)	N/A		24.0 (17.0)	12.0 (8.5)		36.1 (25.5)	12.0 (8.5)		48.1 (34.0)	24.0 (17.0)		72.1 (51.0)	36.1 (25.2)								
Cooling Type			NC	AC	WC	NC	AC	WC	NC	AC	WC	NC	AC	WC	NC	AC	WC	NC	AC	WC				
Continuous Current ^{1,4}	I_{ctmax}	A _{ms} (A _{ms})	4.3 (3.1)	5.4 (3.8)	6.5 (4.6)	N/A	N/A	N/A	8.6 (6.1)	10.8 (7.6)	12.9 (9.1)	4.3 (3.0)	5.4 (3.8)	6.5 (4.6)	17.2 (12.2)	21.6 (15.2)	25.9 (18.3)	8.6 (6.1)	10.8 (7.6)	12.9 (9.1)	16.0 (11.4)	19.2 (13.7)	22.4 (16.1)	25.2 (18.1)
Resistance p-p ^{2,4} @20°C	$R_{2\theta}$	ohm	6.12	N/A		3.06	12.24		2.04	18.36		1.53	6.12		1.02	4.08								
Inductance p-p ³	L	mH	61	N/A		31	122		20	184		15	61		10	41								
Mechanical Parameters																								
Magnetic Attraction	F_a	N (lb _f)	1310 (294)			2620 (589)			3930 (883)			5240 (1178)			7960 (1767)									
Coil Mass ⁵	M_t	kg (lb _m)	2.93 (6.5)	3.29 (7.3)	3.29 (7.3)	5.22 (11.5)	5.85 (12.9)	5.85 (12.9)	7.51 (16.5)	8.41 (18.5)	8.41 (18.5)	9.75 (21.5)	10.93 (24.1)	10.93 (24.1)	14.33 (31.6)	16.01 (35.3)	16.01 (35.3)							
Magnetic Track Mass	M_s	kg/m (lb/in)	11.39 (0.64)			11.39 (0.64)			11.39 (0.64)			11.39 (0.64)			11.39 (0.64)									

Notes: Motor performance specifications are with sinusoidal commutation.

- ¹ Continuous forces, motor constant and current listed are with coils at maximum temperature 130°C, mounted to a 1" aluminum heat sink whose area equals 3x the coil mounting area, and at 20°C ambient.
- ² Max on time 1 sec. In certain applications, the motor may produce significantly higher peak forces. Please contact Anorad Applications Engineering for details.
- ³ All winding parameters listed are measured line-to-line (phase-to-phase).
- ⁴ All currents and voltages listed are measured 0-peak of the sine wave unless noted rms.
- ⁵ AC and WC include mass of cooling plate. Consult Anorad for Flow and Pressure for air cooled and water cooled version.
- ⁶ All specifications are ±10%.

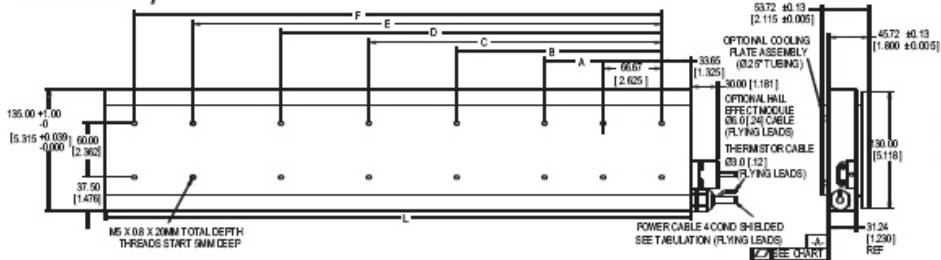
Motor Phasing Diagram



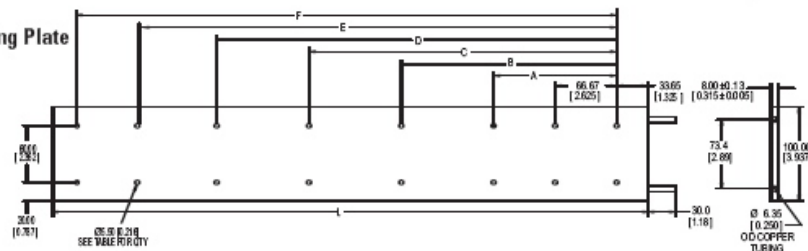
LC-100 Linear Motor Diagram

Dimensions mm [in]

Coil Assembly



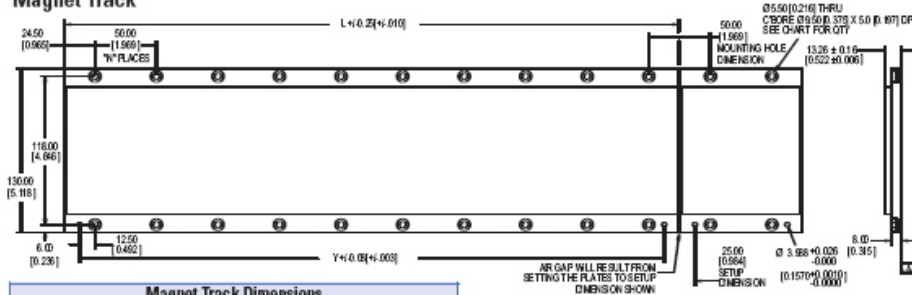
Cooling Plate



Coil and Cooling Plate Dimensions								
Coil Size	L	A	B	C	D	E	F	Hole Qty (N)
100 x 100	134							4
100 x 200	234	100	166.67					8
100 x 300	334	133.33	200	266.67				10
100 x 400	434	133.33	233.33	300	366.67			12
100 x 600	634	133.33	233.33	333.33	433.33	500.00	566.66	16

Power Cable Gauge		
Coil Size	Winding Type	Wire Gauge
100 x 100	D	18 GA
100 x 200	D	18 GA
100 x 200	E	18 GA
100 x 300	D	18 GA
100 x 300	E	18 GA
100 x 400	D	18 GA
100 x 400	E	18 GA
100 x 600	D	16 GA
100 x 600	E	18 GA

Magnet Track



Magnet Track Dimensions					
Magnet Track Length	L	Y	Hole Qty	N	Flatness -A-TIR
100 mm	99.0	75.00	4	1	0.13
250 mm	249.0	225.00	10	4	0.38
400 mm	399.0	375.00	16	7	0.63
500 mm	499.0	475.00	20	9	0.90

ÖZGEÇMİŞ

15 Mayıs 1977 tarihinde Çanakkale ili Biga ilçesinde dünyaya gelen Ekrem DÜVEN, ilk-orta ve lise öğrenimi aynı ilçede tamamlamıştır. 1998 yılında Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Elektronik Mühendisliği Bölümü' nden mezun olmuştur. Aynı yıl Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Elektronik Mühendisliği Anabilim Dalı' nda yüksek lisans yapmaya hak kazanmış ve bu bölümde araştırma görevlisi olarak çalışmaya başlamıştır. Yüksek lisans eğitimini 2001 yılında tamamlayarak aynı yıl doktora programına başlamıştır. Halen aynı bölümdeki görevine devam etmektedir.

TEŞEKKÜR

Bu doktora çalışması konusunun ortaya çıkmasını sağlayan, yüksek lisans ve doktora çalışmamın bir bölümünü birlikte yürüttüğüm Sayın Yrd. Doç. Dr. Murat TÜRE' ye, doktora çalışmamın büyük bölümünde danışmanlığımı üstlenen ve tez çalışmamı tamamlamamı sağlayan Sayın Prof. Dr. Erdoğan DİLAVEROĞLU' na, tez izleme çalışmalarında bana yol gösteren, bilgi ve desteklerini esirgemeyen Sayın Prof. Dr. Osman KOPMAZ ve Yrd. Doç. Dr. Osman Hilmi KOÇAL' a en içten teşekkürlerimi sunarım.

Tüm eğitim hayatım boyunca türlü fedakârlıklar göstererek bu günlere gelmemi sağlayan aileme de bu satırlar aracılığıyla saygı ve sevgilerimi sunuyorum.

Doktora çalışmam süresince tüm sıkıntıları ve zorlukları benimle birlikte yaşayıp bana destek olan ve güç veren, bana göre bu çalışmanın tamamlanmasında en büyük paylardan birine sahip olan çok değerli eşim Nilüfer DÜVEN' e de sonsuz sevgilerimi sunar ve bu hayatı benimle paylaştığı için teşekkür ederim.

Aynı zamanda doktora çalışmalarım esnasında yardım ve desteklerini gördüğüm tüm çalışma arkadaşlarıma da teşekkürü bir borç bilirim.

Ekrem DÜVEN

Bursa, 2007