



**TAM ARACIN ÇEŞİTLİ YOL ŞARTLARINDA
DİNAMİK DAVRANIŞLARININ ANALİZİ**

**2020
DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

Engin YILDIRIM

**Tez Danışmanı
Doç. Dr. İsmail ESEN**

**TAM ARACIN ÇEŞİTLİ YOL ŞARTLARINDA DİNAMİK
DAVRANIŞLARININ ANALİZİ**

Engin YILDIRIM

**Tez Danışmanı
Doç. Dr. İsmail ESEN**

**T.C.
Karabük Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalında
Doktora Tezi
Olarak Hazırlanmıştır**

**KARABÜK
Şubat 2020**

Engin YILDIRIM tarafından hazırlanan “TAM ARACIN ÇEŞİTLİ YOL ŞARTLARINDA DİNAMİK DAVRANIŞLARININ ANALİZİ” başlıklı bu tezin Doktora Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Doç. Dr. İsmail ESEN

Tez Danışmanı, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından Oy Birliği ile Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Doktora tezi olarak kabul edilmiştir. 14/02/2020

Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

Başkan : Prof. Dr. Hüseyin KURT (NEÜ)

Üye : Doç. Dr. İsmail ESEN (KBÜ)

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Cihan MIZRAK (KBÜ)

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Mehmet Akif KOÇ (SUBÜ)

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Harun ÇUĞ (KBÜ)

İmzası

KBÜ Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile, Doktora derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Hasan SOLMAZ

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Müdürü



“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”

Engin YILDIRIM

ÖZET

Doktora Tezi

TAM ARACIN ÇEŞİTLİ YOL ŞARTLARINDA DİNAMİK DAVRANIŞLARININ ANALİZİ

Engin YILDIRIM

Karabük Üniversitesi

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı:

Doç. Dr. İsmail ESEN

Şubat 2020, 180 sayfa

Bu çalışmada, araç yol etkileşiminin modellenerek araç aksamlarına etki eden dinamik kuvvetlerin analizinin yapılması hedeflenmiştir. Literatürde, araç modellemeleri üç farklı yöntem kullanılarak yapılmaktadır. Bu yöntemler basitten karmaşığa sırasıyla, çeyrek araç modeli, yarım araç modeli ve tam araç modeli sınıflandırılmaktadır. Çeyrek araç modeli en basit model olup, araç dinamiği hakkında temel bilgileri verebilmektedir. Yarım araç modeli ise çeyrek araç modelinden elde edilebilecek temel bilgilerin yanı sıra, yunuslama diye adlandırılan dönme hareketi hakkında da bilgi vermektedir. Ancak en karmaşık ve bir o kadar da gerçekçi yaklaşım ise tam araç modelidir. Bu modelde hem dikey yönde hem de dönme yönlerinde araca etki eden dinamik etkenler analiz edilebilmektedir. Bu çalışmada, araç ile yol etkileşiminin en gerçekçi şekilde ele alınabilmesi için tam araç modeli göz önünde bulundurularak analizler gerçekleştirilmiştir. Tam araç modeli için birden fazla model oluşturulduktan

sonra her bir model için analizler ayrı ayrı gerçekleştirilmiştir. Bu modeller, otomobil ve kamyon olarak ele alınmıştır. Her bir modelin serbestlik dereceleri ve sistem parametreleri de birbirinden farklıdır. Ayrıca, analizler gerçekleştirilirken her bir model için farklı yol profilinin araç dinamiği üzerine olan etkileri de göz önünde bulundurulmuştur. Analizler MATLAB programında Newmark Beta yöntemi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Analiz sonuçlarına göre, yol pürüzlülüğünün genliği arttıkça araç aksamalarında meydana gelen yer değiştirme, hız, ivme ve kuvvet genliklerinin değerlerinde de artışlar meydana gelmektedir.

Anahtar Sözcükler : Araç yol etkileşimi, Tam araç modeli, Süspansiyon, Araç aksamlarına etki eden kuvvetler, Aracın dikey ve dönme hareket analizleri, Yolcu konforu, Yol tutuşu.

Bilim Kodu : 91420

ABSTRACT

Ph. D. Thesis

ANALYSIS OF DYNAMIC BEHAVIOR OF FULL VEHICLE IN VARIOUS ROAD CONDITIONS

Engin YILDIRIM

Karabük University

Institute of Graduate Programs

Department of Mechanical Engineering

Thesis Advisor:

Assoc. Prof. Dr. Ismail ESEN

February 2020, 180 pages

In this study, it is aimed to model the vehicle road interaction and analyze the dynamic forces affecting vehicle components. In the literature, vehicle modeling is carried out using three different methods. These methods are classified from simple to complex as the quarter vehicle, half vehicle, and full vehicle model, respectively. The quarter vehicle model is the simplest model and can provide basic information about vehicle dynamics. The half-car model, on the other hand, provides basic information that can be obtained from the quarter-car model, as well as information about the rotational movement called pitching. However, the most complex and realistic approach is the full vehicle model. In this model, dynamic factors affecting the vehicle on both the vertical direction and the rotational directions can be analyzed. In this study, in order to handle the interaction of the vehicle with the road in the most realistic way, analyses have been performed by considering the full vehicle model. The full vehicle models

were created more than one and analyses were carried out for each model, separately. These models were tackled as automobiles and trucks. The degrees of freedom and system parameters of each model are also different. In addition, the effects of different vehicle speeds on vehicle dynamics for each model were also taken into account when performing the analyzes. The analyses were carried out using Newmark Betamethod in the Matlab program. According to the analysis results, as vehicle speed increases, the values of displacement, speed, acceleration and force amplitudes that occur in-vehicle components decrease.

Keyword : Vehicle road interaction, Full vehicle model, Suspension, Forces acting on vehicle components, Vertical and rotational motion analysis of the vehicle, Passenger comfort, Road holding.

Science Code : 91420

TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmasının planlanmasında, araőtırılmasında, yürütülmesinde ve oluşumunda ilgi ve desteğini esirgemeyen, engin bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım, yönlendirme ve bilgilendirmeleriyle çalıőmamı bilimsel temeller ışığında őekillendiren sayın hocam ve danıőmanım Doç. Dr. İsmail ESEN'e saygı ve őükranlarımı sunarım.

Tez çalıőmamız kapsamında bizlere KBÜBAP-17-DR-052 numaralı proje konusunda desteklerinin sunan Karabük Üniversitesi Bilimsel Araőtırmalar Birimine de teşekkür etmeyi borç bilirim.

Baőta annem olmak üzere sevgili kız kardeőim ve değerli aileme maddi ve manevi hiçbir yardımı esirgemedi yanımıda oldukları için tüm kalbimle őükranlarımı sunarım.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL.....	ii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xx
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xxi
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ	1
BÖLÜM 2	3
LİTERATÜR TARAMASI.....	3
BÖLÜM 3	24
ARAÇ MODELLEMELERİ ve ARAÇ HAREKETLERİ	24
3.1. ÇEYREK ARAÇ MODELİ	25
3.2. YARIM ARAÇ MODELİ	26
3.3. TAM ARAÇ MODELİ	27
3.4. KARAYOLU TAŞITLARINDA ARAÇ HAREKETLERİ.....	28
BÖLÜM 4	29
YOL PROFİLİ MODELLERİ	29
4.1. RASTGELE YOL PROFİLİ	29
4.2. RASTGELE OLMAYAN YOL PROFİLİ.....	32
BÖLÜM 5	34

	Sayfa
TEORİK ÇALIŞMALARDA KULLANILAN SAYISAL YÖNTEMLER.....	34
5.1. TRANSFER FONKSİYONU YÖNTEMİ	34
5.1.1. Laplace ve Ters Laplace Dönüşümü.....	34
5.1.1.1. Laplace Dönüşümünün Avantajları	35
5.2. MATLAB/SİMULİNK ARAYÜZÜ KULLANIMI YÖNTEMİ.....	36
5.3. DURUM UZAY YÖNTEMİ.....	37
5.4. NEWMARK YÖNTEMİ	37
5.4.1. Özel Durumlar	38
5.4.1.1. Ortalama İvmelenme Yöntemi.....	38
5.4.1.2. Doğrusal Hızlanma Yöntemi	39
BÖLÜM 6	40
SAYISAL ANALİZLER	40
6.1. OTOMOBİL DİNAMİK ANALİZLERİ	40
6.1.1. Otomobil Modeline Ait Serbest Cisim Diyagramı	41
6.2. RASTGELE YOL PÜRÜZLÜLÜĞÜ DURUMU ANALİZLERİ	46
6.3. RASTGELE OLMAYAN YOL PÜRÜZLÜLÜĞÜ DURUMU ANALİZLERİ	56
6.3.1. Tek Tümseğe Sahip Yol Profilinde Dinamik Analizler	57
6.3.2. Aynı Yükseklikte İki Tümseğe Sahip Yol Profilinde Dinamik Analizler	67
6.3.3. Farklı Yükseklikte İki Tümseğe Sahip Yol Profillerinde Dinamik Analizler	76
6.3.3.1. Birinci Tümseğin Yüksek Olması Durumu	77
6.3.3.2. İkinci Tümseğin Yüksek Olması Durumu	87
6.3.4. Yol Elastikliğinin Araç Dinamiği Üzerine Etkisi.....	97
6.3.4.1. Yol Sönümü $C=0$ Ns/m Olması Durumu.....	98
6.3.4.2. Yol Sönümü $C=2000$ Ns/m Olması Durumu.....	107
6.3.4.3. Yol Sönümü $C=4000$ Ns/m Olması Durumu.....	116
6.4. KAMYONUN TAM ARAÇ MODELİ VE ANALİZLERİ.....	125
BÖLÜM 7	164

	<u>Sayfa</u>
SONUÇ VE ÖNERİLER	164
KAYNAKLAR	169
ÖZGEÇMİŞ	180



ŞEKİLLER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 3.1. Çeyrek araç modeli.	25
Şekil 3.2. Yarım araç modeli.	26
Şekil 3.3. Tam araç modeli.	27
Şekil 3.4. Araçlarda dönme hareketlerinin gösterimi.....	28
Şekil 4.1. ISO-8608 standardına göre oluşturulan A, B ve C sınıfı yollar.....	31
Şekil 4.2. Bir hız kesici tümsekten meydana gelen yol profili.	32
Şekil 4.3. Farklı yükseklik ve genişliğe sahip hız kesici tümsek yol profili.....	33
Şekil 4.4. Aynı yükseklik ve genişliğe sahip hız kesici tümsek yol profili.	33
Şekil 5.1. Simulink programına ait bir örnek.....	36
Şekil 6.1. Sekiz serbestlik derecesine sahip bir tam araç modeli.....	41
Şekil 6.2. Yolcu koltuğuna ait serbest cisim diyagramı.....	41
Şekil 6.3. Otomobil sol ön tekerleğine ait serbest cisim diyagramı.....	42
Şekil 6.4. Otomobil sol arka tekerleğine ait serbest cisim diyagramı.....	42
Şekil 6.5. Otomobil sağ ön tekerleğine ait serbest cisim diyagramı.	42
Şekil 6.6. Otomobil sağ arka tekerleğine ait serbest cisim diyagramı.	43
Şekil 6.7. Otomobil gövdesine ait serbest cisim diyagramı.....	43
Şekil 6.8. A, B, C sınıfı yol pürüzlülüğünde sürücü koltuğu dikey yönündeki yer değiştirme grafikleri.	48
Şekil 6.9. A, B, C sınıfı yol pürüzlülüğünde araç gövdesi dikey yönündeki yer değiştirme grafikleri.	48
Şekil 6.10. A, B, C sınıfı yol pürüzlülüğünde araç gövdesi kafa vurma yönündeki yer değiştirme grafikleri.	49
Şekil 6.11. A, B, C sınıfı yol pürüzlülüğünde araç gövdesi yalpa yönündeki yer değiştirme grafikleri	49
Şekil 6.12. A, B, C sınıfı yol pürüzlülüğünde sürücü koltuğunun dikey yönündeki hız grafikleri.	50
Şekil 6.13. A, B, C sınıfı yol pürüzlülüğünde araç gövdesinin dikey yönündeki hız grafikleri.	50
Şekil 6.14. A, B, C sınıfı yol pürüzlülüğünde araç gövdesinin kafa vurma yönündeki hız grafikleri.	51
Şekil 6.15. A, B, C sınıfı yol pürüzlülüğünde araç gövdesinin yalpa yönündeki hız grafikleri.	51
Şekil 6.16. A, B, C sınıfı yol pürüzlülüğünde sürücü koltuğunun dikey yönündeki ivme grafikleri.	52

Şekil 6.17. A, B, C sınıfı yol pürüzlülüğünde araç gövdesinin dikey yönündeki ivme grafikleri.	52
Şekil 6.18. A, B, C sınıfı yol pürüzlülüğünde araç gövdesinin kafa vurma yönündeki ivme grafikleri.	53
Şekil 6.19. A, B, C sınıfı yol pürüzlülüğünde araç gövdesinin yalpa yönündeki ivme grafikleri.	53
Şekil 6.20. A, B, C sınıfı yol pürüzlülüğünde sürücü koltuğunun dikey yönündeki kuvvet grafikleri.	54
Şekil 6.21. A, B, C sınıfı yol pürüzlülüğünde araç gövdesinin dikey yönündeki kuvvet grafikleri.	54
Şekil 6.22. A, B, C sınıfı yol pürüzlülüğünde araç gövdesinin kafa vurma yönündeki moment grafikleri.	55
Şekil 6.23. A, B, C sınıfı yol pürüzlülüğünde araç gövdesinin yalpa yönündeki moment grafikleri.	55
Şekil 6.24. Tek tümsek yol profilinde yolcu koltuğunun dikey yer değiştirmeleri. .	57
Şekil 6.25. Tek tümsek yol profilinde araç gövdesinin dikey yer değiştirmeleri.	57
Şekil 6.26. Tek tümsek yol profilinde araç gövdesinin kafa vurma yönündeki yer değiştirmeleri.	58
Şekil 6.27. Tek tümsek yol profilinde araç gövdesinin yalpa yönündeki yer değiştirmeleri.	58
Şekil 6.28. Tek tümsek yol profilinde sürücü koltuğunun dikey yönündeki hızları.	59
Şekil 6.29. Tek tümsek yol profilinde araç gövdesinin dikey yönündeki hızları.	59
Şekil 6.30. Tek tümsek yol profilinde araç gövdesinin kafa vurma yönündeki hızları.	60
Şekil 6.31. Tek tümsek yol profilinde araç gövdesinin yalpa yönündeki hızları.	60
Şekil 6.32. Tek tümsek yol profilinde sürücü koltuğunun dikey yönündeki ivmeleri.	61
Şekil 6.33. Tek tümsek yol profilinde araç gövdesinin dikey yönündeki ivmeleri... 61	
Şekil 6.34. Tek tümsek yol profilinde araç gövdesinin kafa vurma yönündeki ivmeleri.	62
Şekil 6.35. Tek tümsek yol profilinde araç gövdesinin yalpa yönündeki ivmeleri... 62	
Şekil 6.36. Tek tümsek yol profilinde sürücü koltuğuna etki eden dikey yönündeki kuvvetler.	63
Şekil 6.37. Tek tümsek yol profilinde araç gövdesine etki eden dikey yönündeki kuvvetler.	63
Şekil 6.38. Tek tümsek yol profilinde araç gövdesine etki eden kafa vurma yönündeki momentler.	64
Şekil 6.39. Tek tümsek yol profilinde araç gövdesine etki eden yalpa yönündeki momentler.	64
Şekil 6.40. Aynı yükseklikte iki tümseğe sahip yol profilinde sürücü koltuğunun dikey yönündeki yer değiştirmeleri.	67
Şekil 6.41. Aynı yükseklikte iki tümseğe sahip yol profilinde araç gövdesinin dikey yönündeki yer değiştirmeleri.	67

Şekil 6.42. Aynı yükseklikte iki tümseğe sahip yol profilinde araç gövdesinin kafa vurma yönündeki yer değiştirmeleri.	68
Şekil 6.43. Aynı yükseklikte iki tümseğe sahip yol profilinde araç gövdesinin yalpa yönündeki yer değiştirmeleri.....	68
Şekil 6.44. Aynı yükseklikte iki tümseğe sahip yol profilinde sürücü koltuğunun dikey yönündeki hızları.	69
Şekil 6.45. Aynı yükseklikte iki tümseğe sahip yol profilinde araç gövdesinin dikey yönündeki hızları.	69
Şekil 6.46. Aynı yükseklikte iki tümseğe sahip yol profilinde araç gövdesinin kafa vurma yönündeki hızları.....	70
Şekil 6.47. Aynı yükseklikte iki tümseğe sahip yol profilinde araç gövdesinin yalpa yönündeki hızları.	70
Şekil 6.48. Aynı yükseklikte iki tümseğe sahip yol profilinde sürücü koltuğunun dikey yönündeki ivmeleri.....	71
Şekil 6.49. Aynı yükseklikte iki tümseğe sahip yol profilinde araç gövdesinin dikey yönündeki ivmeleri.....	71
Şekil 6.50. Aynı yükseklikte iki tümseğe sahip yol profilinde araç gövdesinin kafa vurma yönündeki ivmeleri.	72
Şekil 6.51. Aynı yükseklikte iki tümseğe sahip yol profilinde araç gövdesinin yalpa yönündeki ivmeleri.....	72
Şekil 6.52. Aynı yükseklikte iki tümseğe sahip yol profilinde yolcu koltuğuna dikey yönünde etki eden kuvvetler.	73
Şekil 6.53. Aynı yükseklikte iki tümseğe sahip yol profilinde araç gövdesinin dikey yönünde etki eden kuvvetler.	73
Şekil 6.54. Aynı yükseklikte iki tümseğe sahip yol profilinde araç gövdesinin kafa vurma yönündeki momentler.	74
Şekil 6.55. Aynı yükseklikte iki tümseğe sahip yol profilinde araç gövdesinin yalpa yönündeki momentler.....	74
Şekil 6.56. Birinci tümsek yüksekliği 0,1 m, ikinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin sürücü koltuğunun dikey yönündeki yer değiştirmesine olan etkisi.	77
Şekil 6.57. Birinci tümsek yüksekliği 0,1 m, ikinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesinin dikey yönündeki yer değiştirmesine olan etkisi.	77
Şekil 6.58. Birinci tümsek yüksekliği 0,1 m, ikinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesinin kafa vurma yönündeki yer değiştirmesine olan etkisi	78
Şekil 6.59. Birinci tümsek yüksekliği 0,1 m, ikinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesinin yalpa yönündeki yer değiştirmesine olan etkisi	78
Şekil 6.60. Birinci tümsek yüksekliği 0,1 m, ikinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin sürücü koltuğunun dikey yönündeki hızına olan etkisi....	79
Şekil 6.61. Birinci tümsek yüksekliği 0,1 m, ikinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesinin dikey yönündeki hızına olan etkisi.	79
Şekil 6.62. Birinci tümsek yüksekliği 0,1 m, ikinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesinin kafa vurma yönündeki hızına olan etkisi.	80

Şekil 6.63. Birinci tümsek yüksekliği 0,1 m, ikinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesinin yalpa yönündeki hızına olan etkisi.....	80
Şekil 6.64. Birinci tümsek yüksekliği 0,1 m, ikinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin sürücü koltuğunun dikey yönündeki ivmesine olan etkisi.	81
Şekil 6.65. Birinci tümsek yüksekliği 0,1 m, ikinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesinin dikey yönündeki ivmesine olan etkisi... ..	81
Şekil 6.66. Birinci tümsek yüksekliği 0,1 m, ikinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesinin kafa vurma yönündeki ivmesine olan etkisi.	82
Şekil 6.67. Birinci tümsek yüksekliği 0,1 m, ikinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesinin yalpa yönündeki ivmesine olan etkisi. ...	82
Şekil 6.68. Birinci tümsek yüksekliği 0,1 m, ikinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin sürücü koltuğuna etki eden dikey yönündeki kuvvete olan etkisi.	83
Şekil 6.69. Birinci tümsek yüksekliği 0,1 m, ikinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesine etki eden dikey yönündeki kuvvete olan etkisi.	83
Şekil 6.70. Birinci tümsek yüksekliği 0,1 m, ikinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesine etki eden kafa vurma yönündeki momente olan etkisi.	84
Şekil 6.71. Birinci tümsek yüksekliği 0,1 m, ikinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesine etki eden yalpa yönündeki momente olan etkisi.	84
Şekil 6.72. İkinci tümsek yüksekliği 0,1 m, birinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin sürücü koltuğunun dikey yönündeki yer değiştirmesine olan etkisi.	87
Şekil 6.73. İkinci tümsek yüksekliği 0,1 m, birinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesinin dikey yönündeki yer değiştirmesine olan etkisi.	87
Şekil 6.74. İkinci tümsek yüksekliği 0,1 m, birinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesinin kafa vurma yönündeki yer değiştirmesine olan etkisi.	88
Şekil 6.75. İkinci tümsek yüksekliği 0,1 m, birinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesinin yalpa yönündeki yer değiştirmesine olan etkisi.	88
Şekil 6.76. İkinci tümsek yüksekliği 0,1 m, birinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin sürücü koltuğunun dikey yönündeki hızına olan etkisi... ..	89
Şekil 6.77. İkinci tümsek yüksekliği 0,1 m, birinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesinin dikey yönündeki hızına olan etkisi.	89
Şekil 6.78. İkinci tümsek yüksekliği 0,1 m, birinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesinin kafa vurma yönündeki hızına olan etkisi.	90
Şekil 6.79. İkinci tümsek yüksekliği 0,1 m, birinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesinin yalpa yönündeki hızına olan etkisi.....	90
Şekil 6.80. İkinci tümsek yüksekliği 0,1 m, birinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin sürücü koltuğunun dikey yönündeki ivmesine olan etkisi.	91

Şekil 6.81. İkinci tümsek yüksekliği 0,1 m, birinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesinin dikey yönündeki ivmesine olan etkisi... 91	91
Şekil 6.82. İkinci tümsek yüksekliği 0,1 m, birinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesinin kafa vurma yönündeki ivmesine olan etkisi. 92	92
Şekil 6.83. İkinci tümsek yüksekliği 0,1 m, birinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesinin yalpa yönündeki ivmesine olan etkisi... 92	92
Şekil 6.84. İkinci tümsek yüksekliği 0,1 m, birinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin sürücü koltuğuna etki eden dikey yönündeki kuvvete olan etkisi. 93	93
Şekil 6.85. İkinci tümsek yüksekliği 0,1 m, birinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesine etki eden dikey yönündeki kuvvete olan etkisi. 93	93
Şekil 6.86. İkinci tümsek yüksekliği 0,1 m, birinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesine etki eden kafa vurma yönündeki momente olan etkisi. 94	94
Şekil 6.87. İkinci tümsek yüksekliği 0,1 m, birinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesine etki eden yalpa yönündeki momente olan etkisi. 94	94
Şekil 6.88. $C=0$, yol yaylanmasının sürücü koltuğunun dikey yönündeki yer değiştirmesine olan etkisi. 98	98
Şekil 6.89. $C=0$, yol yaylanmasının araç gövdesinin dikey yönündeki yer değiştirmesine olan etkisi. 98	98
Şekil 6.90. $C=0$, yol yaylanmasının araç gövdesinin kafa vurma yönündeki yer değiştirmesine olan etkisi. 99	99
Şekil 6.91. $C=0$, yol yaylanmasının araç gövdesinin yalpa yönündeki yer değiştirmesine olan etkisi. 99	99
Şekil 6.92. $C=0$, yol yaylanmasının sürücü koltuğunun dikey yönündeki hızına olan etkisi. 100	100
Şekil 6.93. $C=0$, yol yaylanmasının araç gövdesinin dikey yönündeki hızına olan etkisi. 100	100
Şekil 6.94. $C=0$, yol yaylanmasının araç gövdesinin kafa vurma yönündeki hızına olan etkisi. 101	101
Şekil 6.95. $C=0$, yol yaylanmasının araç gövdesinin yalpa yönündeki hızına olan etkisi. 101	101
Şekil 6.96. $C=0$, yol yaylanmasının sürücü koltuğunun dikey yönündeki ivmesine olan etkisi. 102	102
Şekil 6.97. $C=0$, yol yaylanmasının araç gövdesinin dikey yönündeki ivmesine olan etkisi. 102	102
Şekil 6.98. $C=0$, yol yaylanmasının araç gövdesinin kafa vurma yönündeki ivmesine olan etkisi. 103	103
Şekil 6.99. $C=0$, yol yaylanmasının araç gövdesinin yalpa yönündeki ivmesine olan etkisi. 103	103
Şekil 6.100. $C=0$, yol yaylanmasının sürücü koltuğunun dikey yönündeki kuvvetine olan etkisi. 104	104
Şekil 6.101. $C=0$, yol yaylanmasının araç gövdesinin dikey yönündeki kuvvetine olan etkisi. 104	104

Şekil 6.102. C=0, yol yaylanmasının araç gövdesinin kafa vurma yönündeki momentine olan etkisi.	105
Şekil 6.103. C=0, yol yaylanmasının araç gövdesinin yalpa yönündeki momentine olan etkisi.	105
Şekil 6.104. C=2000, yol yaylanmasının sürücü koltuğunun dikey yönündeki yer değiştirmesine olan etkisi.	107
Şekil 6.105. C=2000, yol yaylanmasının araç gövdesinin dikey yönündeki yer değiştirmesine olan etkisi.	107
Şekil 6.106. C=2000, yol yaylanmasının araç gövdesinin kafa vurma yönündeki yer değiştirmesine olan etkisi.	108
Şekil 6.107. C=2000, yol yaylanmasının araç gövdesinin yalpa yönündeki yer değiştirmesine olan etkisi.	108
Şekil 6.108. C=2000, yol yaylanmasının sürücü koltuğunun dikey yönündekine hızına olan etkisi.	109
Şekil 6.109. C=2000, yol yaylanmasının araç gövdesinin dikey yönündeki hızına olan etkisi.	109
Şekil 6.110. C=2000, yol yaylanmasının araç gövdesinin kafa vurma yönündeki hızına olan etkisi.	110
Şekil 6.111. C=2000, yol yaylanmasının araç gövdesinin yalpa yönündeki hızına olan etkisi.	110
Şekil 6.112. C=2000, yol yaylanmasının sürücü koltuğunun dikey yönündeki ivmesine olan etkisi.	111
Şekil 6.113. C=2000, yol yaylanmasının araç gövdesinin dikey yönündeki ivmesine olan etkisi.	111
Şekil 6.114. C=2000, yol yaylanmasının araç gövdesinin kafa vurma yönündeki ivmesine olan etkisi.	112
Şekil 6.115. C=2000, yol yaylanmasının araç gövdesinin yalpa yönündeki ivmesine olan etkisi.	112
Şekil 6.116. C=2000, yol yaylanmasının sürücü koltuğunun dikey yönündeki kuvvetine olan etkisi.	113
Şekil 6.117. C=2000, yol yaylanmasının araç gövdesinin dikey yönündeki kuvvetine olan etkisi.	113
Şekil 6.118. C=2000, yol yaylanmasının araç gövdesinin kafa vurma yönündeki momentine olan etkisi.	114
Şekil 6.119. C=2000, yol yaylanmasının araç gövdesinin yalpa yönündeki momentine olan etkisi.	114
Şekil 6.120. C=4000, yol yaylanmasının sürücü koltuğunun dikey yönündeki yer değiştirmesine olan etkisi.	116
Şekil 6.121. C=4000, yol yaylanmasının araç gövdesinin dikey yönündeki yer değiştirmesine olan etkisi.	116
Şekil 6.122. C=4000, yol yaylanmasının araç gövdesinin kafa vurma yönündeki yer değiştirmesine olan etkisi.	117
Şekil 6.123. C=4000, yol yaylanmasının araç gövdesinin yalpa yönündeki yer değiştirmesine olan etkisi.	117
Şekil 6.124. C=4000, yol yaylanmasının sürücü koltuğunun dikey yönündeki hızına olan etkisi.	118
Şekil 6.125. C=4000, yol yaylanmasının araç gövdesinin dikey yönündeki hızına olan etkisi.	118

Şekil 6.126. C=4000, yol yaylanmasının araç gövdesinin kafa vurma yönündeki hızına olan etkisi.....	119
Şekil 6.127. C=4000, yol yaylanmasının araç gövdesinin yalpa yönündeki hızına olan etkisi.	119
Şekil 6.128. C=4000, yol yaylanmasının sürücü koltuğunun dikey yönündeki ivmesine olan etkisi.	120
Şekil 6.129. C=4000, yol yaylanmasının araç gövdesinin dikey yönündeki ivmesine olan etkisi.	120
Şekil 6.130. C=4000, yol yaylanmasının araç gövdesinin kafa vurma yönündeki ivmesine olan etkisi.	121
Şekil 6.131. C=4000, yol yaylanmasının araç gövdesinin yalpa yönündeki ivmesine olan etkisi.	121
Şekil 6.132. C=4000, yol yaylanmasının sürücü koltuğunun dikey yönündeki kuvvetine olan etkisi.....	122
Şekil 6.133. C=4000, yol yaylanmasının araç gövdesinin dikey yönündeki kuvvetine olan etkisi.	122
Şekil 6.134. C=4000, yol yaylanmasının araç gövdesinin kafa vurma yönündeki momentine olan etkisi.	123
Şekil 6.135. C=4000, yol yaylanmasının araç gövdesinin yalpa yönündeki momentine olan etkisi.	123
Şekil 6.136. 6 akslı 22 serbestlik dereceli kamyon modelinin sol yandan görünüşü.	126
Şekil 6.137. 6 akslı 22 serbestlik dereceli kamyon modelinin önden görünüşü.	127
Şekil 6.138. Kamyon sürücü koltuğunun dikey yönündeki yer değiştirmesi.	138
Şekil 6.139. Kamyon kabininin dikey yönündeki yer değiştirmesi.	138
Şekil 6.140. Kamyon şasesinin dikey yönündeki yer değiştirmesi.	139
Şekil 6.141. Römorkun dikey yönündeki yer değiştirmesi.	139
Şekil 6.142. Kamyon sürücü koltuğunun dikey yönündeki hızı.	140
Şekil 6.143. Kamyon kabininin dikey yönündeki hızı.	140
Şekil 6.144. Kamyon şasesinin dikey yönündeki hızı.....	141
Şekil 6.145. Römorkun dikey yönündeki hızı.....	141
Şekil 6.146. Kamyon sürücü koltuğunun dikey yönündeki ivmesi.	142
Şekil 6.147. Kamyon kabininin dikey yönündeki ivmesi.	142
Şekil 6.148. Kamyon şasesinin dikey yönündeki ivmesi.	143
Şekil 6.149. Römorkun dikey yönündeki ivmesi.	143
Şekil 6.150. Kamyon sürücü koltuğuna dikey yönünde etki eden kuvvetler.....	144
Şekil 6.151. Kamyon kabinine dikey yönde etki eden kuvvetler.....	144
Şekil 6.152. Kamyon şasesine dikey yönünde etki eden kuvvetler.	145
Şekil 6.153. Römorka dikey yönünde etki eden kuvvetler.	145

Sayfa

Şekil 6.154. Kamyon kabininin kafa vurma yönündeki yer değiştirmesi.	146
Şekil 6.155. Kamyon kabininin yalpa yönündeki yer değiştirmesi.	146
Şekil 6.156. Kamyon şasesinin kafa vurma yönündeki yer değiştirmesi.....	147
Şekil 6.157. Kamyon şasesinin yalpa yönündeki yer değiştirmesi.	147
Şekil 6.158. Römorkun kafa vurma yönündeki yer değiştirmesi.....	148
Şekil 6.159. Römorkun yalpa yönündeki yer değiştirmesi.	148
Şekil 6.160. Kamyon kabininin kafa vurma yönündeki hızı.....	149
Şekil 6.161. Kamyon kabininin yalpa yönündeki hızı.	149
Şekil 6.162. Kamyon şasesinin kafa vurma yönündeki hızı.	150
Şekil 6.163. Kamyon şasesinin yalpa yönündeki hızı.....	150
Şekil 6.164. Römorkun kafa vurma yönündeki hızı.	151
Şekil 6.165. Römorkun yalpa yönündeki hızı.....	151
Şekil 6.166. Kamyon kabininin kafa vurma yönündeki ivmesi.	152
Şekil 6.167. Kamyon kabininin yalpa yönündeki ivmesi.	152
Şekil 6.168. Kamyon şasesinin kafa vurma yönündeki ivmesi.....	153
Şekil 6.169. Kamyon şasesinin yalpa ivmesi.	153
Şekil 6.170. Römorkun kafa vurma yönündeki ivmesi.....	154
Şekil 6.171. Römorkun yalpa yönündeki ivmesi.	154
Şekil 6.172. Kamyon kabinine kafa vurma yönünde etki eden moment.	155
Şekil 6.173. Kamyon kabinine yalpa yönünde etki eden moment.	155
Şekil 6.174. Kamyon şasesine kafa vurma yönünde etki eden moment.	156
Şekil 6.175. Kamyon şasesine yalpa yönünde etki eden moment.....	156
Şekil 6.176. Römorka kafa vurma yönünde etki eden moment.	157
Şekil 6.177. Römorka yalpa yönünde etki eden moment.....	157

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 4.1. ISO-8608 Standardına göre $G_d(n_0)$ ve $G_d(\Omega_0)$ değerleri	30
Çizelge 6.1. Tam araç modeli parametreleri.	46
Çizelge 6.2. Yolcu ve araç gövdesine ait doğal frekans değerleri.	47
Çizelge 6.3. A, B, C sınıfı yollarda yolcu ve araç gövdesinin RMS değerleri.	47
Çizelge 6.4. ISO-2631-1 standardına göre titreşim konfor seviyeleri	47
Çizelge 6.5. Tek tümsek yol profilinde tam araç modelinin RMS değerleri.	65
Çizelge 6.6. Tek tümsek yol profili parametreleri.	65
Çizelge 6.7. Aynı yükseklikte iki tümseğe sahip yol profilinde tam araç modelinin RMS değerleri.	75
Çizelge 6.8. Aynı yükseklikte iki tümseğe sahip yol profili parametreleri.....	75
Çizelge 6.9. Birinci tümsek yüksekliği 0,1 m, farklı ikinci tümsek yüksekliklerinde tam araç modelinin ivmelerine ait RMS değerleri	85
Çizelge 6.10. Birinci tümseğin yüksek olduğu yol profili parametreleri.....	85
Çizelge 6.11. Birinci tümsek yüksekliği 0,1 m, farklı ikinci tümsek yüksekliklerinde tam araç modelinin ivmelerine ait RMS değerleri	95
Çizelge 6.12. İkinci tümseğin yüksek olduğu yol profili parametreleri.....	95
Çizelge 6.13. Yol sönümlleme katsayısının $C=0$ Ns/m değerinde olduğu durumda tam araç modelinin ivmelerine ait RMS değerleri.	106
Çizelge 6.14. Yol sönümlleme katsayısının $C=2000$ Ns/m değerinde olduğu durumda tam araç modelinin ivmelerine ait RMS değerleri.	115
Çizelge 6.15. Yol sönümlleme katsayısının $C=4000$ Ns/m değerinde olduğu durumda tam araç modeli araç aksamalarının RMS değerleri.	124
Çizelge 6.16. 6 akslı ve 22 serbestlik dereceli kamyon modeline ait uzunluklar. ...	127
Çizelge 6.17. 6 akslı ve 22 serbestlik dereceli kamyon modeline ait parametreler.	128
Çizelge 6.18. Kamyon modelinin ivmelerine ait RMS değerleri.....	158
Çizelge 6.19. Kamyon analizinin gerçekleştirildiği tümsekli yol parametreleri.....	159

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

m_p	: Sürücü ve Sürücü koltuğu kütlesi
m_s	: Otomobil tam araç modeli kütlesi
m_{flw}	: Otomobil sol ön tekerlek kütlesi
m_{rlw}	: Otomobil sol arka tekerlek kütlesi
m_{frw}	: Otomobil sağ ön tekerlek kütlesi
m_{rrw}	: Otomobil sağ arka tekerlek kütlesi
I_θ	: Otomobilin kafa vurma yönündeki kütle atalet momenti
I_ϕ	: Otomobilin yalpa yönündeki kütle atalet momenti
k_p	: Sürücü koltuğu süspansiyon yay sertliği
k_{fl}	: Otomobil sol ön süspansiyon yay sertliği
k_{rl}	: Otomobil sol arka süspansiyon yay sertliği
k_{fr}	: Otomobil sağ ön süspansiyon yay sertliği
k_{rr}	: Otomobil sağ arka süspansiyon yay sertliği
c_p	: Sürücü koltuğu süspansiyon sönüm katsayısı
c_{fl}	: Otomobil sol ön süspansiyon sönüm katsayısı
c_{rl}	: Otomobil sol arka süspansiyon sönüm katsayısı
c_{fr}	: Otomobil sağ ön süspansiyon sönüm katsayısı
c_{rr}	: Otomobil sağ arka süspansiyon sönüm katsayısı
k_{flw}	: Otomobil sol ön tekerlek yay sertliği
k_{rlw}	: Otomobil sol arka tekerlek yay sertliği
k_{frw}	: Otomobil sağ ön tekerlek yay sertliği
k_{rrw}	: Otomobil sağ arka tekerlek yay sertliği
c_{flw}	: Otomobil sol ön tekerlek sönüm katsayısı
c_{rlw}	: Otomobil sol arka tekerlek sönüm katsayısı
c_{frw}	: Otomobil sağ ön tekerlek sönüm katsayısı
c_{rrw}	: Otomobil sağ arka tekerlek sönüm katsayısı

- L_{psf} : Sürücü koltuğunun ön aksa olan mesafesi
 L_{psl} : Sürücü koltuğunun sol tekerleklere olan mesafesi
 G : Otomobilin ağırlık merkezi
 L_f : Otomobil ağırlık merkezinin ön aksa olan mesafesi
 L_R : Otomobil ağırlık merkezinin arka aksa olan mesafesi
 L_l : Otomobil ağırlık merkezinin sol tekerleklere olan mesafesi
 L_R : Otomobil ağırlık merkezinin sağ tekerleklere olan mesafesi
 Z_p : Sürücü ve Sürücü koltuğu dikey deplasmanı
 Z_s : Otomobil tam araç modeli dikey deplasmanı
 Z_{flw} : Otomobil sol ön tekerlek dikey deplasmanı
 Z_{rlw} : Otomobil sol arka tekerlek dikey deplasmanı
 Z_{frw} : Otomobil sağ ön tekerlek dikey deplasmanı
 Z_{rrw} : Otomobil sağ arka tekerlek dikey deplasmanı
 Z_{flg} : Otomobil sol ön tekerleğe etki eden zemin dikey deplasmanı
 Z_{rlg} : Otomobil sol arka tekerleğe etki eden zemin dikey deplasmanı
 Z_{frg} : Otomobil sağ ön tekerleğe etki eden zemin dikey deplasmanı
 Z_{rrg} : Otomobil sağ arka tekerleğe etki eden zemin dikey deplasmanı
 θ : Otomobil kafa vurma yönü deplasmanı
 φ : Otomobil yalpa yönü deplasmanı
 m_c : Kamyon kabini kütlesi
 m_b : Kamyon şasesi kütlesi
 m_t : Römork kütlesi kütlesi
 m_{flw} : Kamyon sol ön tekerlek kütlesi
 m_{rlw1} : Kamyon sol arka ilk tekerlek kütlesi
 m_{rlw1} : Kamyon sol arka ikinci tekerlek kütlesi
 m_{frw} : Kamyon sağ ön tekerlek kütlesi
 m_{rlw1} : Kamyon sağ arka ilk tekerlek kütlesi
 m_{rlw1} : Kamyon sağ arka ikinci tekerlek kütlesi
 m_{ltw1} : Römork sol ilk tekerlek kütlesi
 m_{ltw2} : Römork sol ikinci tekerlek kütlesi
 m_{ltw3} : Römork sol üçüncü tekerlek kütlesi
 m_{rtw1} : Römork sağ ilk tekerlek kütlesi

- m_{rtw2} : Römork sağ ikinci tekerlek kütlesi
 m_{rtw3} : Römork sol üçüncü tekerlek kütlesi
 $I_{\theta c}$: Kamyon kabini kafa vurma yönündeki kütle atalet momenti
 $I_{\phi c}$: Kamyon kabini yalpa yönündeki kütle atalet momenti
 $I_{\theta b}$: Kamyon şasesi kafa vurma yönündeki kütle atalet momenti
 $I_{\phi b}$: Kamyon şasesi yalpa yönündeki kütle atalet momenti
 $I_{\theta t}$: Römork kafa vurma yönündeki kütle atalet momenti
 $I_{\phi t}$: Römork yalpa yönündeki kütle atalet momenti
 k_{flc} : Kamyon kabini sol ön yay sertliği
 k_{rlc} : Kamyon kabini sol arka yay sertliği
 k_{frc} : Kamyon kabini sağ ön yay sertliği
 k_{rrc} : Kamyon kabini sağ arka yay sertliği
 k_{flb} : Kamyon şasesi sol ön süspansiyon yay sertliği
 k_{rlb1} : Kamyon şasesi sol arka süspansiyon yay sertliği
 k_{rlb2} : Kamyon şasesi sol arka süspansiyon yay sertliği
 k_{frb} : Kamyon şasesi sağ ön süspansiyon yay sertliği
 k_{rrb1} : Kamyon şasesi sağ arka süspansiyon yay sertliği
 k_{rrb2} : Kamyon şasesi sağ arka süspansiyon yay sertliği
 k_{lt1} : Römork sol ilk süspansiyon yay sertliği
 k_{lt2} : Römork sol ikinci süspansiyon yay sertliği
 k_{lt3} : Römork sol üçüncü süspansiyon yay sertliği
 k_{rt1} : Römork sağ ilk süspansiyon yay sertliği
 k_{rt2} : Römork sağ ikinci süspansiyon yay sertliği
 k_{rt3} : Römork sağ üçüncü süspansiyon yay sertliği
 k_{flw} : Kamyon şasesi sol ön tekerlek süspansiyon yay sertliği
 k_{rlw1} : Kamyon şasesi sol arka tekerlek süspansiyon yay sertliği
 k_{rlw2} : Kamyon şasesi sol arka tekerlek süspansiyon yay sertliği
 k_{frw} : Kamyon şasesi sağ ön tekerlek süspansiyon yay sertliği
 k_{rrw1} : Kamyon şasesi sağ arka tekerlek süspansiyon yay sertliği
 k_{rrw2} : Kamyon şasesi sağ arka tekerlek süspansiyon yay sertliği
 k_{ltw1} : Römork sol ilk tekerlek yay sertliği
 k_{ltw2} : Römork sol ikinci tekerlek yay sertliği
 k_{ltw3} : Römork sol üçüncü tekerlek yay sertliği

- k_{rtw1} : Römork sağ ilk tekerlek yay sertliği
 k_{rtw2} : Römork sağ ikinci tekerlek yay sertliği
 k_{rtw3} : Römork sağ üçüncü tekerlek yay sertliği
 c_{flc} : Kamyon kabini sol ön sönüm katsayısı
 c_{rlc} : Kamyon kabini sol arka sönüm katsayısı
 c_{frc} : Kamyon kabini sağ ön sönüm katsayısı
 c_{rrc} : Kamyon kabini sağ arka sönüm katsayısı
 c_{flb} : Kamyon şasesi sol ön süspansiyon sönüm katsayısı
 c_{rlb1} : Kamyon şasesi sol arka süspansiyon sönüm katsayısı
 c_{rlb2} : Kamyon şasesi sol arka süspansiyon sönüm katsayısı
 c_{frb} : Kamyon şasesi sağ ön süspansiyon sönüm katsayısı
 c_{rrb1} : Kamyon şasesi sağ arka süspansiyon sönüm katsayısı
 c_{rrb2} : Kamyon şasesi sağ arka süspansiyon sönüm katsayısı
 c_{lt1} : Römork sol ilk süspansiyon sönüm katsayısı
 c_{lt2} : Römork sol ikinci süspansiyon sönüm katsayısı
 c_{lt3} : Römork sol üçüncü süspansiyon sönüm katsayısı
 c_{rt1} : Römork sağ ilk süspansiyon sönüm katsayısı
 c_{rt2} : Römork sağ ikinci süspansiyon sönüm katsayısı
 c_{rt3} : Römork sağ üçüncü süspansiyon sönüm katsayısı
 c_{flw} : Kamyon şasesi sol ön tekerlek süspansiyon sönüm katsayısı
 c_{rlw1} : Kamyon şasesi sol arka tekerlek süspansiyon sönüm katsayısı
 c_{rlw2} : Kamyon şasesi sol arka tekerlek süspansiyon sönüm katsayısı
 c_{frw} : Kamyon şasesi sağ ön tekerlek süspansiyon sönüm katsayısı
 c_{rrw1} : Kamyon şasesi sağ arka tekerlek süspansiyon sönüm katsayısı
 c_{rrw2} : Kamyon şasesi sağ arka tekerlek süspansiyon sönüm katsayısı
 c_{ltw1} : Römork sol ilk tekerlek sönüm katsayısı
 c_{ltw2} : Römork sol ikinci tekerlek sönüm katsayısı
 c_{ltw3} : Römork sol üçüncü tekerlek sönüm katsayısı
 c_{rtw1} : Römork sağ ilk tekerlek sönüm katsayısı
 c_{rtw2} : Römork sağ ikinci tekerlek sönüm katsayısı
 c_{rtw3} : Römork sağ üçüncü tekerlek sönüm katsayısı
 z_c : Kamyon kabini ağırlık merkezi dikey deplasmanı
 z_b : Kamyon şasesi ağırlık merkezi dikey deplasmanı

- z_t : Römork ağırlık merkezi dikey deplasmanı
 θ_c : Kamyon kabini kafa vurma deplasmanı
 θ_b : Kamyon şasesi kafa vurma deplasmanı
 θ_t : Römork kafa vurma deplasmanı
 φ_c : Kamyon kabini yalpa deplasmanı
 φ_c : Kamyon şasesi yalpa deplasmanı
 φ_c : Römork yalpa deplasmanı
 Z_{flw} : Kamyon sol ön tekerlek dikey deplasmanı
 Z_{rlw1} : Kamyon sol arka ilk tekerlek dikey deplasmanı
 Z_{rlw2} : Kamyon sol arka ikinci tekerlek dikey deplasmanı
 Z_{frw} : Kamyon sağ ön tekerlek dikey deplasmanı
 Z_{rrw1} : Kamyon sağ arka ilk tekerlek dikey deplasmanı
 Z_{rrw2} : Kamyon sağ arka ikinci tekerlek dikey deplasmanı
 Z_{ltw1} : Römork sol ilk tekerlek dikey deplasmanı
 Z_{ltw2} : Römork sol ikinci tekerlek dikey deplasmanı
 Z_{ltw3} : Römork sol üçüncü tekerlek dikey deplasmanı
 Z_{rtw1} : Römork sağ ilk tekerlek dikey deplasmanı
 Z_{rtw2} : Römork sağ ikinci tekerlek dikey deplasmanı
 Z_{rtw3} : Römork sağ üçüncü tekerlek dikey deplasmanı
 Z_{flg} : Kamyon sol ön tekerleğe etki eden zemin dikey deplasmanı
 Z_{rlg1} : Kamyon sol arka ilk tekerleğe etki eden zemin dikey deplasmanı
 Z_{rlg2} : Kamyon sol arka ikinci tekerleğe etki eden zemin dikey deplasmanı
 Z_{frg} : Kamyon sağ ön tekerleğe etki eden zemin dikey deplasmanı
 Z_{rrg1} : Kamyon sağ arka ilk tekerleğe etki eden zemin dikey deplasmanı
 Z_{rrg2} : Kamyon sağ arka ikinci tekerleğe etki eden zemin dikey deplasmanı
 Z_{ltg1} : Römork sol ilk tekerleğe etki eden zemin dikey deplasmanı
 Z_{ltg2} : Römork sol ikinci tekerleğe etki eden zemin dikey deplasmanı
 Z_{ltg3} : Römork sol üçüncü tekerleğe etki eden zemin dikey deplasmanı
 Z_{rtg1} : Römork sağ ilk tekerleğe etki eden zemin dikey deplasmanı
 Z_{rtg2} : Römork sağ ikinci tekerleğe etki eden zemin dikey deplasmanı
 Z_{rtg3} : Römork sağ üçüncü tekerleğe etki eden zemin dikey deplasmanı

KISALTMALAR

- ISO : International Organization for Standardization (Uluslararası Standartlar Teşkilatı)
RMS : Root Mean Square (Kareköklerin Ortalaması)



BÖLÜM 1

GİRİŞ

Teknolojik gelişmeler ne kadar ilerlerse ilerlesin günümüzün en büyük problemlerinden birisi ulaşımdır. Özellikle insan nüfusunun yoğun olduğu yerleşim birimlerinde trafik sıkışıklıkları had safhalara ulaşmaktadır. Bu bölgelerde trafikte yaşanan sürekli dur kalklar, ani frenler ve ani hızlanmalar araç içerisinde yolculuk yapan insanları ve diğer canlıları olumsuz yönde etkilemektedir. Kırsal bölgelere doğru gidildikçe, azalan nüfus ile yolların kalitesinde de bozulmalar meydana gelmektedir. Bu bölgelerde ise çukur, tümsek, stabilize, çamur, toprak vb. şekillerde bozuk yol şartlarına maruz kalınmaktadır. Bu yol şartları da tıpkı nüfus yoğunluğunun fazla olduğu bölgelerde yaşanan dur kalklar, ani hızlanmalar ve ani frenler gibi araç içerisinde yolculuk yapan insanları olumsuz etkilemektedir. Tüm bu olumsuz yol şartları ulaşımın kalitesini düşürerek daha az konforlu seyahatlere neden olmaktadır. İnsanlar bütün işlerinde olduğu gibi ulaşımını da konforlu bir şekilde gerçekleştirmek istemektedir. Araç ile yolun etkileşimi ve bu etkileşimden kaynaklanan ve araç dinamiğini etkileyen hareketler hem seyahat konforunu hem de araç bileşenlerine etki eden dinamik kuvvetleri önemli derecede etkilemektedir. Araç bileşenlerine etki eden dinamik kuvvetler en az seyahat konforu kadar önemlidir. Çünkü, etki eden bu dinamik kuvvetler araç bileşenlerinin dayanım sınırlarını aşarsa, araç bileşenlerinde ciddi hasarlara neden olabilirler. Bu hasarlar büyük maddi kayıpların yanı sıra can kaybının da gerçekleşebileceği kazalara da sebep olabilirler. Ayrıca, hareket halindeki aracın yol tutuşunun iyi olması gerekliliği de bir başka dikkat edilmesi gereken husustur. Yol tutuşunun iyi olmadığı durumlarda, araç hakimiyetinin kaybolması nedeniyle de çok ciddi kazalar meydana gelmektedir. Araç yol etkileşiminin etkileri sadece seyahat yapan yolcular için değil aynı zamanda aracı üreten firmalar açısından da önemlidir. Artan otomotiv pazarı, otomotiv sektöründe faaliyet gösteren firmalar arasındaki rekabeti de önemli ölçüde arttırmaktadır. Firmalar hem pazar paylarını arttırabilmek hem de üretim maliyetlerini azaltabilmek ve bu sayede yaşanan

rekabetten daha az olumsuz etkilenmek için ürettikleri araçlar ile ilgili olarak çeşitli testler yapmaktadırlar. Yapılan testlerden bazıları da araçların ve araç bileşenlerinin maruz kalabilecekleri dinamik kuvvetler altında nasıl tepkiler vereceğinin gözlemlenebileceği dinamik testlerdir. Bu maksatla, çeşitli yol girişlerine karşılık araç bileşenlerinde meydana gelen değişimler incelenmekte ve elde edilen sonuçlar doğrultusunda araç imalatında çeşitli değişikliklere gidilerek iyileştirmeler yapılmaktadır. Ancak bu test düzeneklerinin oluşturmasının getirmiş olduğu bazı dezavantajlar da bulunmaktadır. Bu dezavantajlar temel olarak yüksek maliyet ve bu testleri gerçekleştirebilecek nitelikli elemana olan ihtiyaçlardır. Ayrıca test için harcanacak zaman ve testin gerçekleştirilebilmesi için ayrılacak alan da yine dezavantajlar olarak değerlendirilebilir.

Tüm bu durumlar göz önüne alındığında, araç yol etkileşiminin ne kadar önemli olduğu ortaya çıkmaktadır. Bu etkileşimin etkilerinin incelenmesi için oluşturulacak deney düzeneklerinin de ne kadar maliyetli olacağı göz önünde bulundurulduğunda, bu etkileşimin analizinin yapılmasının kaçınılmaz olduğu görülmektedir. Analiz yaparken gerçek yol ve araç şartlarının göz önünde bulundurulması çok önemlidir. Bu nedenle, bu tez çalışmasında araç yol etkileşiminin gerçekçi bir yaklaşımla ele alınarak, araç aksamalarında meydana gelen dinamik değişimler incelenmiştir. Analizler MATLAB programında gerçekleştirilmiş ve sonuçlar detaylı bir şekilde incelenmiştir. Ayrıca birden fazla araç modeli ele alınarak, farklı araç türlerinde oluşacak dinamik değişimler analiz edilmiştir.

BÖLÜM 2

LİTERATÜR TARAMASI

Pisarski ve Bajer tek serbestlik dereceli Euler Bernoulli kiriş olarak modellenen sürekli bir ortamda hareket eden m kütleli bir cismin, yarı aktif kontrolü üzerine çalışma yapmışlardır. Yaptıkları çalışmada, uygulanan kontrol yönteminin basit olmasına rağmen kullanışlı olduğu gözlemlenmiştir [1]. İki serbestlik dereceli bir taşıtın Lagrange yöntemi kullanarak matematiksel modeli elde edilmiştir. Elde edilen taşıt modeline, Matlab Simulink ortamında PID kontrolcünün nasıl uygulanacağına yönelik temel bir çalışma yapılmıştır [2]. Şefkat vd. Matlab Simulink programı kullanılarak, çeyrek taşıt modelinin pasif ve yarı aktif modellerinin simülasyonlarını yapmış ve sistem parametrelerinin etkilerini frekans cevabı üzerinden incelemiştir [3]. Şengirgin vd. çeyrek araç modelinde, pasif ve yarı aktif süspansiyon sistemi modellerinin çeşitli yol şartları altında Matlab Simulink programı kullanılarak karşılaştırılması gerçekleştirilmiştir [4]. Yoshimura vd. kayan kipli kontrolcü kavramını kullanarak, aktif bir kontrolcü tasarımı gerçekleştirmiş ve çeyrek araç modelinin süspansiyon sistemine uygulamışlardır. Elde edilen sonuçlara göre, bu kontrolcü lineer kuadratik (LQ) kontrol teorisi ve pasif süspansiyon sistemine göre araç gövdesinin titreşimlerinin azaltılmasında daha etkilidir [5]. Lauwerys vd. çeyrek araç deney düzeneğinde doğrusal güçlü bir kontrol tasarımı için bir kontrolcü tasarlamışlardır. Diğer kontrolcü tasarımlarına göre bazı eksiklikleri olsa da istenilen performans kriterlerinin sağlandığı gözlemlenmiştir [6]. Onat vd. doğrusal olmayan yay ve sönüm elemanına sahip çeyrek araç süspansiyon sistemi için, lineer parametre değişimine dayalı bir kontrolcü tasarlamışlardır. Tümsekli ve rastgele yol koşulları altında kontrolcünün etkinliğini göstermişlerdir [7]. Yao ve Zheng bir yol sinyalinin gerekliliğini ortadan kaldıran ve sönümlenme kuvvetini ölçen bir kontrolcü modeli olan kayan kipli kontrolcü tasarımı üzerinde durmuşlardır. Önerilen kontrolcü tasarımının pasif, pratik skyhook ve ideal skyhook yöntemleri ile kıyaslanmasını gerçekleştirmişlerdir. Elde edilen sonuçlara göre, önerilen kontrolcünün sürüş

konforunu arttırdığı ve ideal skyhook yöntemine oldukça yakın sonuçlar elde ettiği görülmüştür. Ancak, yol tutuşu açısından değerlendirildiğinde, pasif süspansiyon sisteminden dahi daha kötü bir performansa sahip olduğunu gözlemlemişlerdir [8]. Vassal vd. lineer parametre değişkenli kontrolcü teorisi kullanılarak yeni bir yarı aktif kontrolcü tasarımı gerçekleştirmiş ve elde edilen sonuçlar skyhook ve model kestirimci kontrol tasarımları ile kıyaslandığında bazı avantajlara sahip olduğu gözlemlemişlerdir [9]. Türkay ve Akçay geri beslemenin çarpanlarına ayrıştırılması yöntemini kullanarak çeyrek araç modelinin kapalı döngü yol frekans tepkilerini, geri besleme kontrolü ile şekillendirme esnekliğini incelemiştir. Ayrıca, tekerlek sönümlemesinin çeyrek araç modeli için doğrusal kuadratik Gaussian ve interpolasyon yaklaşımının bir karışımı olarak aktif bir süspansiyon sistemi üzerindeki etkisini de göstermişlerdir [10]. Priyandoko vd. skyhook adaptif nöro aktif kuvvet kontrolünü kullanan yeni bir kontrolcü tasarlamıştır. PID kontrollü ve pasif süspansiyon sistemleri ile kıyaslandığında araç gövdesinde meydana gelen yer değiştirme ve ivmelenmenin kontrol altına alınmasında daha etkili olduğu yapılan simülasyonlar sonucunda elde etmişlerdir [11]. Darus ve Enzai çeyrek araç modelinde, iki farklı yol girdisi kullanarak PID ve lineer kuadratik düzenleyici kontrolcülerinin kıyaslamasını yapmıştır. Elde edilen simülasyon sonuçlarına göre, her iki kontrolcünün de hem sürüş konforunu hem de yol tutuşu performanslarını olumlu yönde etkilediği gözlemlemişlerdir [12]. Vassal vd. bir motosikletin çeyrek araç modeli oluşturarak, bir yarı aktif kontrollü süspansiyon sistemi tasarlamış ve tasarlanan bu yarı aktif kontrolcülü süspansiyon sistemini daha önceden tasarlanmış olan diğer yarı aktif kontrolcülü süspansiyon sistemleri ile kıyaslamışlardır [13]. Sanchez yol profilinden kaynaklı kuvvetlerin araç gövdesine etkisini azaltmak için çeyrek araç yönteminde güçlü bir kontrolcü tasarımı yapmıştır. Bu maksatla kayan kipli kontrolcü çeyrek araç modelinde süspansiyon sistemine eklenmiştir. Ayrıca araç gövdesinin kütesinin hesaplanabilmesi için de bir cebirsel yöntem üzerinde çalışmış ve elde edilen sonuçlar bu cebirsel yöntemin araç gövdesinin kütesinin hesaplanmasında başarılı olduğunu göstermektedir [14]. Özdemir ve Maden durum değişkenlerinin tam olarak tespit edilemediği alanlarda kullanılan Luenberger gözlemcisine sahip bir aktif süspansiyon sistemine sahip çeyrek araç modelini ele almıştır. Ele alınan bu süspansiyon sisteminin, daha sonra belirli performans kriterlerini karşılayabilmesi için, optimal geri besleme kontrolcü ile birleştirmişlerdir. Optimal kontrolcüye sahip süspansiyon sisteminin aşma değerinin

%80 oranında daha az olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca oturma süresinin de %60 oranında daha düşük olduğu da gözlemlenmiştir [15]. Sharma vd. durum uzay yöntemini kullanarak, pasif bir süspansiyon sistemine sahip çeyrek araç modelinin hareket denklemlerini oluşturmuş ve 0,1 m genlikli birim basamak yol girişi uyarıtısı karşısında, tekerleğin ve araç gövdesinin dikey yönündeki yer değiştirme ve ivmelenmelerini incelemiştir. Elde ettikleri sonuçlara göre, araç gövdesinde meydana gelen aşma değeri %70 ve ivmelenme değeri ise $1,75 \text{ m/s}^2$ dir. Bu değerler oldukça yüksek ve istenmeyen değerlerdir. Süspansiyon sistemlerinin daha iyi ve uzun ömürlü olarak çalışabilmesi için aşma değerlerinin çok yüksek olmaması gerekir. Tekerleğin aşma değeri ise %30 dur ve ivmelenme değeri ise 4 m/s^2 den aniden $0,7 \text{ m/s}^2$ ye düşmektedir. Bu ani düşüşlerde sürüş kalitesi açısından istenmeyen durumlardır. Elde edilen bu olumsuz sonuçların aktif bir kontrolcü ile aşılabileceği düşünülmektedir [16]. Qazi vd. MATLAB/Simulink ortamında yarı aktif bir süspansiyon sistemine sahip çeyrek araç modelinde, sönüm katsayısının belirlenebilmesi için bulanık mantık kontrolcüsü tasarlamışlardır. 3 farklı sönümleme katsayısını ele alarak, iki sinüzoidal eğrinin bir kombinasyonu olarak tasarlanan yol girdisi etkisi altında yarı aktif süspansiyon sisteminin analizleri gerçekleştirmişlerdir. Elde ettikleri sonuçlara göre, sönüm katsayısının 4000 Ns/m olduğu durumda süspansiyon sisteminin görevini en iyi şekilde yerine getirdiği sonucuna varmışlardır [17]. Çakan iki serbestlik derecesine sahip bir çeyrek araç modelinde, aktif bir süspansiyon sisteminin tasarımı için PID ve Yapay Sinir Ağı Tabanlı Bulanık Mantık Kontrol şeklinde iki farklı kontrolcü tasarlamıştır. Tasarlanan bu kontrolcülerin performansları MATLAB/Simulink ve ADAMS programlarında analiz ederek incelemiştir. Elde edilen sonuçlara göre kullanılan her iki programında birbirleriyle uyumlu sonuçlar verdiğini gözlemlenmiştir [18]. Florin vd. pasif süspansiyon sistemine sahip iki serbestlik dereceli bir çeyrek araç modelinin MATLAB/Simulink programında süspansiyon davranışını analiz etmiştir. Elde edilen sonuçları, durum uzay yöntemi kullanılarak elde edilen sonuçlarla kıyaslamış ve birbirleriyle uyum içerisinde olduklarını tespit etmiştir [19]. Van der Sande, elektromanyetik süspansiyon sistemine sahip bir çeyrek araç modelinde, güçlü bir kontrolcü tasarımı gerçekleştirmiştir. Elde ettiği sonuçlara göre, pasif süspansiyon sistemine sahip bir BMW'ye göre konforda %41'lik bir artış ve yol tutuşunda da %31'lik bir artış gerçekleşmiştir. Ayrıca 3 cm'lik bir hız tümseğinden geçerken konforun %53 oranında

arttırılabileceğini de gözlemlemiştir. Ölçümler ile simülasyonlar arasındaki farklılığın ise aktif süspansiyon sisteminde bulunan statik sürtünmeden kaynaklandığını düşünmektedir [20]. Kerumali ve Sawant titreşimlerin yalıtılmasında kullanılan helisel sıkıştırma yayının karşılaştırmalı statik analizini yapmışlardır. Teorik analizler ile deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlar arasında oluşan farklılıklar, yayların doğrusal olmayan özelliklerinden kaynaklandığını düşünmektedirler. Benzer şekilde sönüm elemanında ortaya çıkan farklılıkların da yine sönüm elemanında bulunan doğrusal olmayan karakteristik ile alakalı olduğunu düşünmektedirler [21]. Sağlam ve Ünlüsoy, Hidro-Pnömatik süspansiyon sistemli iki serbestlik derecesine sahip bir çeyrek araç modelinde, sürüş konforu ve araç gövdesinin dikey yer değiştirmeleri üzerine çalışma yapmışlardır. Bu araca ait hareket denklemlerini Durum Bağımlı Ricatti Eşitliği yöntemini kullanarak aktif süspansiyon sistemini tasarlamışlardır. Tasarlanan aktif süspansiyonun performansını zaman tabanlı benzetimlerle incelemiş ve elde edilen sonuçlara göre kontrolcünün istenilen fonksiyonları gerçekleştirebildiğini gözlemlemiştirler [22]. Tandel vd. çift salıncaklı bir süspansiyon sistemine sahip çeyrek araç modelinde, süspansiyon sistemini MATLAB programının alt paketleri olan Simulink ve SimMechanics ile modellemiştirler. Her iki model de PID kontrolcü kullanarak, dikey yer değiştirmelerin azaltılmasını amaçlamışlardır. Ayrıca çeşitli yay sertliği ve sönüm katsayılarında, her iki modelin sonuçlarını kıyaslamışlardır. Elde ettikleri sonuçlara göre, aktif süspansiyon sisteminin pasif süspansiyon sistemine göre araç gövdesinde meydana gelen ivmelenmeleri neredeyse yarı yarıya indirdiğini gözlemlemiştirler. Süspansiyonun yay sertliği arttığında veya sönüm katsayısı azaldığında araç gövdesine ait ivmelenmenin de arttığı gözlemlemiştirler. Her iki modellemenin kıyaslamasını yaptıklarında hem aktif hem de pasif süspansiyon sistemlerinde araç gövdesinin ivmelenme genliklerinin benzer oldukları gözlemlemiştirler. Ancak, pasif süspansiyon sistemine sahip modelin araç gövdesinin ivmelenme analizinin SimMechanics programıyla daha uzun sürede gerçekleştirildiğini tespit etmişlerdir [23]. Brezas vd. yarı aktif bir araç süspansiyon sistemine sahip çeyrek araç modelinde sürüş konforunu ve yol tutuşunu aynı anda optimize edecek bir algoritma geliştirilmesi üzerine çalışma yapmışlardır. Geliştirilen algoritmaya sahip yarı aktif süspansiyon sistemi doğrusal kuadratik kontrolcü ile kıyaslanmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, önerilen yarı aktif kontrol yönteminin daha başarılı olduğu gözlemlemiştirler [24].

Appala ve Ghosal yumru şekline sahip bir tekerlek tasarımı ile 3 tekerlekli bir mobil robotun tasarımını yapmışlardır. Yapılan deneysel çalışmalar 3 tekerlekli robotun düşük tekerlek kayması ile yanal yönde hareketini tamamlayabildiğini göstermektedir [25]. Huang vd. bilinmeyen doğrusal olmayan özelliklere sahip aktif bir süspansiyon sistemi için uyarlanabilir kontrol tasarımları önermişlerdir. Sürüş konforunu, yol tutuşunu ve süspansiyon sisteminin daha az hareket etmesini sağlamak amacıyla bir adaptif kontrol önerilmiştir. Hem bilinmeyen doğrusal olmayan özelliklerin telafi edilebilmesi hem de parametre tahmin hatasından kaynaklı hataların üstesinden gelebilmek için uyarlanabilir yasalar geliştirmişlerdir. Elde edilen sonuçlara göre her iki kontrolcünün etkinliğini simülasyonlarla göstermişlerdir [26]. Wang vd. çeyrek araç modelinde, gelişmiş kültürel algoritmaya dayanan bulanık mantık temelli PID kontrolcü tasarımı gerçekleştirdiler. Bulanık mantığa dayanan PID kontrolcüsünün performansını optimize edebilmek için kültürel algoritma ile niche algoritması bir araya getirilmiştir. Elde edilen simülasyon sonuçlarına göre, gelişmiş kültürel algoritma ile optimize edilen bulanık PID kontrol sistemine sahip aktif süspansiyonun, araç gövdesinin titreşiminin yalıtılmasında ve sürüş konforunun arttırılmasında etkili olduğu görülmüştür [27]. Szymanski vd. araç süspansiyon sisteminde boşluk olması durumunda, süspansiyon elemanlarının darbeleriyle oluşturulan araba gövdesinin serbest titreşimlerin frekans bantlarının belirlenmesi için zaman spektrum analizi üzerine çalışma yaptılar. Yapılan çalışmalarda 1-2 kHz bandındaki titreşim ivmesinin tepe değerlerine dayanan bir model kullanılması gerektiği görülmüştür. Elde edilen sonuçlar, araç süspansiyon sisteminde var olan boşluğun tahmin edilebileceğini göstermiştir [28]. Xie ve Wang yol pürüzlülüklerinden kaynaklanan titreşime maruz kalan bir aracın süspansiyon sisteminde meydana gelen titreşimlerden enerji toplamak amacıyla çift kütleli bir piezoelektrik kiriş tasarlanarak çeyrek araç modeline yerleştirmişlerdir. Elde edilen sonuçlara göre, 0,015 m genişliğe ve 0,1 m yüksekliğe sahip bir piezoelektrik kirişinden 738 W'a kadar bir güç edilebileceği tespit edilmiştir [29]. Easu vd. demir oksit parçacıklarının büyüklüklerinin ve şekillerinin hayati bir rol oynadığı Magnetorheological (MR) sıvı damperinin performansını incelemiştir. Tek serbestlik dereceli çeyrek araç modelinde, iki farklı büyüklükte demir tozuna sahip MR sıvı damperinin performansları ele alınmıştır. Yapılan deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlara göre, nano boyutta Fe_3O_4 içeren MR damperin titreşim sönümlemede daha etkili olduğu gözlemlenmiştir [30]. Rajeswari vd. sürüş konforunu

arttırmak amacıyla, bir gri bulanık sürgülü kontrolcü tasarımı geliştirmişlerdir. Sistemin verimliliğini ve az miktarda veri ile sistemde oluşan hatayı tahmin etmek için gri tahmin algoritması kullanılmıştır. Yapılan simülasyon çalışmalarından elde edilen sonuçlara göre, önerilen kontrolcünün hem sürüş konforunu arttırdığı hem de zorlu şartlar altında dahi güçlü bir performans gösterdiği görülmektedir [31]. Sibiak vd. sinüzoidal sinyaller ile uyarılan bir sistemin optimal kontrol sağlayabilmek için çalışma gerçekleştirmişlerdir. Yapılan simülasyon çalışmalarına göre, titreşimler arzu edilen seviyelere indirilebilirken, yapılan deneysel çalışmalarda ise titreşim azaltmasının donanımsal kısıtlamalara da maruz kalmasından dolayı simülasyon çalışmalarına göre bir miktar eksik kaldığı görülmüştür [32]. Martinez vd. araç gövdesinin kütlede meydana gelebilecek değişiklikleri de göz önünde bulundurarak, meydana gelebilecek titreşimlerin yalıtımını sağlayabilmek adına doğrusal parametre değişimine dayanan bir kontrolcünün, çeyrek araç modelinin süspansiyon sistemine dahil edilmesini düşünmüşlerdir. Frekans ve zaman alanında elde edilen sonuçlar değerlendirildiğinde, önerilen kontrolcünün pasif süspansiyon sistemine ve kütle değişimlerini göz önünde bulundurmeyen standart bir doğrusal parametre değişimine dayanan kontrolcüye göre daha etki olduğu saptanmıştır [33]. Schiehlen ve Iroz araç performansı değerlendirilirken kullanılan sürüş konforu, sürüş güvenliği ve süspansiyon sürüşünden oluşan 3 kriteri ele almıştır. Bu kriterleri değerlendirirken, yıpranma ve kötü kullanımdan dolayı hem süspansiyonun hem de tekerlek yayının parametreleri belirsizleşmektedir. Bu belirsizlikleri analiz edebilmek için pareto-optimal bir problem baz alınmıştır. Kontrol edilen süspansiyon sisteminin, sürücünün ani kararlar vermesinden kaynaklanan durumlardan dolayı kararsız kaldığı gözlemlenmiştir [34]. Shen vd. çeyrek araç modelinde, ISD olarak adlandırılan ve inerter, yay ve sönüm elemanından oluşan bir süspansiyon sisteminin analizlerini, genetik optimizasyon algoritması kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Frekans alanından elde edilen simülasyon sonuçları, özellikle araç gövdesinin ofset frekansında, ISD süspansiyonunun, araç süspansiyonunun sisteminin sönümleme performansını olumlu yönde etkilediğini göstermiştir. Son olarak da bir vidalı mil prototipli inerter tasarlanmış ve analizler gerçekleştirilmiştir. Rastgele yol girdisi altında, araç gövdesi titreşimlerinin RMS değerlerinde en fazla %4'lük, süspansiyon hareketinin RMS değerinde en fazla %16'luk ve tekerleğin dinamik yüklenmesinin RMS değerinde de en fazla %6'luk bir azalma meydana gelmiştir [35]. Mohite ve Mitra çeyrek araç

modelinde, süspansiyon sisteminin doğrusal olmayan modellenmesini yapmışlardır. Durum uzay modeli ve MATLAB/Simulink ortamında gerçekleştirilen pasif süspansiyon sistemine sahip çeyrek araç modelinden elde edilen sonuçlarla, doğrusal olmayan özelliklerle modellenen süspansiyon sisteminden elde edilen sonuçlar kıyaslandığında, sonuçların oldukça benzer olduğu gözlemlenmiştir [36]. Yıldırım ve Esen ISO-8608 standardına göre A, B ve C sınıfı yollarda, çeyrek araç modeli oluşturmuş ve analizleri MATLAB programında Newmark Beta yöntemini kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Elde edilen simülasyon sonuçlarına göre, yüzey pürüzlülük değeri daha yüksek olan yollarda yer değiştirme, hız ve ivmelenme değerlerinin daha yüksek genliklere sahip oldukları gözlemlenmiştir [37]. Yıldırım ve Esen çeyrek araç modeli kullanarak hem ISO-8608 standardına göre oluşturulmuş 3 farklı yol şartında hem de önceden tasarlanmış tümsek bir yol profilinde, araç süspansiyon sisteminde bulunan damperin sönüm katsayısının sürücü koltuğunda bulunan damperin sönüm katsayısına oranının farklı olduğu durumları ele alarak, araç gövdesinde ve sürücü koltuğunda meydana gelen dinamik değişimleri incelemişlerdir. Elde edilen simülasyon sonuçlarından, araç süspansiyon sisteminin sönüm katsayılarında meydana gelen değişimler, araç dinamiği üzerinde çok fazla bir değişikliğe neden olmazken, sürücü koltuğu üzerinde ise bir miktar değişimler meydana getirdiği gözlemlenmiştir [38]. Özcan vd. yarım araç modelinde arka aksın doğrusal olmayan süspansiyon sistemi tasarımını ele almışlardır. Doğrusal olmayan süspansiyon sistemi için basit bir optimizasyon tekniğini geliştirmiş ve ideal olmayan başlangıç şartlarında sistem çalıştırmışlardır. MATLAB programında grafik ara yüzü kullanılarak simülasyon çalışmaları yapılmış ve elde edilen sonuçlara göre geleneksel süspansiyon tasarım yöntemine kıyasla sonuçların daha hızlı şekilde elde edildiği gözlemlenmiştir [39]. Demir vd. araç tekerlek sertliğinin ikinci dereceden ve araç süspansiyon sistemi sertliğini de üçüncü dereceden alarak, lineer olmayan bir yarım araç modelini ele almışlardır. Bulanık mantık ile PID kontrolcününün birleştirilmesiyle oluşturulan hibrit bulanık mantık yaklaşımı, sürücü koltuğu ve araç gövdesinde meydana gelen titreşimleri kontrol altına almak amacıyla oluşturulmuş. Elde edilen simülasyon sonuçlarına göre, oluşturulan hibrit bulanık mantığına dayanan kontrolcünün iyi bir performans gösterdiği gözlemlenmiştir [40]. Huang vd. yarım araç modelinde, yol uyarlamalı bir kontrolcü tasarımı gerçekleştirmiş, süspansiyon hareketini sürekli takip eden ve gelen uyarılara göre cevap oluşturan bir kontrol algoritması tasarlamışlardır.

Elde edilen simülasyon sonuçlarından, oluşturulan uyarlamalı kontrol algoritmasının istenilen performans kriterlerinin sağlanabilmesi için yüksek bir potansiyele sahip olduğu görülmüştür [41]. Jin ve Luo rastgele optimal aktif kontrolcü tasarımı kullanarak, yarım araç modelinde süspansiyon sisteminin performans analizi yapılmıştır. Yol pürüzlülüğünün yüksekliği olarak beyaz Gauss gürültüsünün birinci dereceden doğrusal bir filtrenin çıkışı olarak modellenmiştir. Doğrusal olmayan yay sertliği ve kuadratik sönüme sahip olan araç modelinin cevapları eşdeğer doğrusallaştırma yöntemi kullanılarak elde edilmiştir. Simülasyon sonuçlarına göre, sürüş konforu, süspansiyon hareketi ve genel performans değerlendirmesine göre daha iyi sonuçların elde edildiği gözlemlenmiştir. Ayrıca teorik olarak elde edilen sonuçlar Monte Carlo simülasyonu ile de doğrulanmıştır [42]. Öcal vd. 4 tekerlekli bir araç modelini ele alarak, araçların yalpa ve devrilme dinamiklerinin doğrusal olmayan modelleri oluşturmuş ve bu modeller durum uzay formuna dönüştürerek, sisteme model öngörülü kontrol uygulaması yapmışlardır. Elde edilen simülasyon sonuçlarından, kontrolcü kullanılmasıyla dinamik yük transfer oranı cevabında oldukça iyileştirmeler gerçekleştirilmiş ve aracın devrilmesinin önüne geçildiği tespit edilmiştir [43]. Gao vd. araç kütlesi ve atalet momentlerinin, ön ve arka tekerlek kütleleri, yay sertlikleri ve sönümleme katsayılarının, ön ve arka süspansiyon sertliğinin ve araç gövdesinin ağırlık merkezine uzaklığı gibi sistemin temel parametrelerinin rastgele değişkenler olarak belirlenmesiyle yarım araç modeli oluşturmuşlardır. Araç parametrelerinde oluşturulan bu rastlantısal durumun araç dinamiği üzerine olan etkileri analiz edilmiştir [44]. Kruczek ve Stribrsky dört adet çeyrek araç modelinin birbirleri ile bağlanmasıyla tam araç modelini oluşturmuş ve frenleme, hızlanma, direksiyon etkisi gibi konuları ele almışlardır [45]. Swevers vd. bir aracın sürüş konforunu ve yol tutuşunu arttırmak için, pasif süspansiyon sistemleri yerine yarı aktif süspansiyon sistemlerinin kullanılmışlardır. Parametrelerin ayarlanması sürecinin ve kontrol tasarımının karmaşıklığını belirlediği için uygun kontrol yapısının belirlenmesi oldukça önemlidir. Esnek ve şeffaf bir kontrol yapısını ele alarak tam araç modelinde analizler gerçekleştirmişlerdir. Uygulanan kontrolcünün sürüş konforunu sağladığı ve manevra kabiliyetlerinin de iyi olduğu tespit edilmiştir [46]. Lee vd. MATLAB/Simulink programını kullanarak farklı serbestlik derecelerinde tam araç modelinin dinamik analizlerini ele almışlardır. Modellemelerin analiz sonuçları ele alındığında, yalpalama açısından %17'ye varan farklılıklar olduğu

gözlemlenmiştir [47]. Shirahatt vd. tam araç modelini kullanarak, araç dinamiği ve sürüş konforu analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Bu amaçla hem pasif hem de aktif süspansiyon sistemine sahip araçların matematiksel modelleri genetik algoritma yöntemiyle çözülmüş ve sonuçlar benzetimli tava yöntemi ile kıyaslanmıştır. Aktif süspansiyon sisteminin kullanılmasıyla, yolcunun yer değiştirmesinde %74,2'lik, yolcunun ivmelenmesinde %88,72'lik ve tekerleklerin yer değiştirmesinde ise %28,5'lik azalmaların meydana geldiği saptanmıştır [48]. Doğrusal olmayan süspansiyon elemanlarına sahip yedi serbestlik bir tam araç modeli ele alınarak, sinüzoidal bir yol girdisi altında dinamik analizler gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sayısal sonuçlardan aracın dinamik davranışlarının kaotik özellikler gösterebileceği gözlemlenmiştir [49]. Hajkarami vd. doğrusal kuadratik düzenleyici kontrolcüsünü kullanarak, bir tam araç modelinin aktif süspansiyon sisteminin analizini gerçekleştirmişlerdir. Bu maksatla iki farklı yol pürüzlülük profili oluşturulmuş ve elde edilen matematiksel modelin simülasyonları MATLAB/Simulink programında gerçekleştirilmiştir. Elde edilen simülasyon sonuçlarına göre, doğrusal kuadratik düzenleyici kontrolcüsünün kullanımı araç gövdesinin ve tekerleklerin yer değiştirmesinin azaltılmasında etkili olduğu görülmüştür [50]. Darus ve Sam farklı yol profilleri altında, tam araç modelini kullanarak pasif ve aktif araç süspansiyon sistemlerinin karşılaştırılmasını yapmışlardır. Aktif süspansiyon sistemini elde edebilmek için doğrusal kuadratik düzenleyici kontrolcüsü tasarlamışlardır. Elde edilen sonuçlardan, tasarlanan aktif kontrolcünün araç süspansiyon sisteminin performansında artışlar oluşturduğu anlaşılmıştır [51]. Creed vd. standart bir tam araç modelini ele alarak süspansiyon sisteminin geliştirilmesi için aktüerler yerleştirdiler. Oluşturulan bu aktif süspansiyon sistemleri aracın dikey hareketlerini kontrol etmek için tasarlanmıştır [52]. Jahromi ve Zabihollah Magnetorheological damperi kullanarak oluşturulan yarı aktif süspansiyon sistemiyle donatılmış tam araç modelini ele almışlardır. Yarı aktif süspansiyon sistemi yoldan kaynaklı titreşimlerin azaltılması amacıyla oluşturulmuştur. Optimal kontrol algoritması, bulanık mantık, doğrusal kuadratik düzenleyici ve bulanık denetleyici temel alınarak kontrol mekanizmaları oluşturulmuştur. Darbe girdisi verilerek kontrolcülerin performansları kıyaslanmış ve sonuç olarak doğrusal kuadratik düzenleyicinin konfor şartlarını sağladığını tespit etmişlerdir [53]. Currier sürüş açısının ve araç gövdesi kayma açısının, araç dinamiği ve araç dengesi üzerine etkisini inceleyebilmek için anlık manevra manifoldu isimli

yeni bir yaklaşım getirmişlerdir. Elde edilen sonuçlara göre, önerilen yaklaşımın otonom kara taşıtlarının gerçekçi çalışma koşullarında güvenli ve kontrol edilebilir bir şekilde çalışma yeteneğini büyük ölçüde artırma yeteneğine sahip olduğu gözlemlenmiştir [54]. Ning vd. tasarımcıların daha sonradan kendi tasarımlarını yaparken süre tasarrufu yapabilmeleri için, tam araç modelinin ADAMS/Car programında parametrik tam araç modelini oluşturarak aracın kinematik ve dinamik analizlerini gerçekleştirmişlerdir. B sınıfı yol şartları altında gerçekleştirilen simülasyon sonuçlarına göre aracın konfor gereksinimlerini karşıladığını gözlemlenmiştir [55]. Sun ve Cui yedi serbestlik dereceli tam araç modelinde, araç gövdesinin dikey ivmelenmesi ve kafa vurma hareketi ile ön tekerleğin dikey ivmelenmesinin incelenmesi için farklı kütle, yay ve sönüm elemanı parametrelerinde kök yer eğrisi ve transfer fonksiyonu analizlerini MATLAB programında gerçekleştirmişlerdir. Simülasyon sonuçlarından elde edilen verilere göre, araç gövde süspansiyonunun sönüm katsayısının ve tekerlek yay sertliğinin diğer parametrelere kıyasla daha hassas olduğu görülmüştür [56]. Fang vd. çift döngüye sahip yarı aktif bir kontrolcü tasarımını, yedi serbestlik derecesine sahip bir tam araç modeli için gerçekleştirmişlerdir. İç döngüde yer alan kontrolcü bulanık kontrolcü olarak düşünülmüş, dış döngü de yer alan kontrolcü ise araç gövdesi için temel kontrolcü olarak tasarlanmıştır. Gerçekleştirilen simülasyonlardan elde edilen sonuçlara göre, tasarlanan yarı aktif kontrolcünün aracın kafa vurma, yalpa ve savrulma yönlerinde meydana gelen ivmelenmelerini azaltmada, bulanık mantık kontrolcüsüne ve pasif sisteme göre daha etkili olduğu gözlemlenmiştir [57]. Soleymani vd. sekiz serbestlik dereceli bir tam araç modelinde sürüş konforunu arttırmak ve süspansiyon hareketini azaltmak için, ön ve arka süspansiyonlarda iki ayrı bulanık mantık kontrolcülerini kullanmışlardır. Çeşitli trafik koşullarında yapılan analizler neticesinde, önerilen kontrolcünün tüm trafik koşullarında uygun şekilde çalışmasından ziyade bazı trafik koşullarında uygun şekilde çalıştığını göstermektedir [58]. Dugard vd. güvenilir ve pahalı olmayan ivmeölçerler kullanarak, bir süspansiyon kontrol algoritması için bir belirsiz girdiler gözlemcisi tasarlamış ve bu tasarlanan gözlemcinin araç gövdesinin ve tekerleklerin dikey ivmelenmesinin gözlemlenmesinde başarılı olduğunu gözlemlenmiştir [59]. Chetan ve Priyal yol tutuşu performansının incelenebilmesi için, tam araç modelinin savrulma, kafa vurma, yalpa, ve yan kayma açılarının analizlerini ADAMS/Car programında gerçekleştirmişlerdir. Sonuçlar bazı

varyasyonları ve onların etkilerini göstermektedir. ADAMS/Car modelinden elde edilen sonuçların literatürde yapılan diğer çalışmalarla uyum içinde olması, bu programın araç dinamiği analizlerinde kullanılmasının uygun olduğunu göstermektedir [60]. Qamar vd. aktif süspansiyon sistemlerinin kapasitesini arttırmak ve daha iyi yol tutuşu ve sürüş konforu elde edebilmek için, güçlü bir adaptif B-spline nöro bulanık mantık tabanlı bir kontrol stratejisini tam araç modelinde kullanmışlardır. Tam araç modelinin matematiksel modelinden elde edilen hareket denklemleri MATLAB/Simulink programında çözülmüştür. Elde edilen simülasyon sonuçlarına göre, önerilen kontrolcü yaklaşımının, pasif ve yarı aktif süspansiyon sistemlerinden daha iyi kontrol sağladığı gözlemlenmiştir [61]. Unger vd. yarı aktif süspansiyon sistemine sahip tam araç modelinde, bir doğrusal kuadratik kontrolcü ve gözlemcinin uygulanması ve gerçek araçların süspansiyon sistemlerinde kullanılan skyhook kontrolcü sistemiyle deneysel olarak kıyaslanması çalışmasını yapmışlardır. Yapılan çalışmalardan elde edilen sonuçlara göre, önerilen kontrolcü tasarımının gerçek araçlarda kullanılmasının uygun olacağı öngörülmektedir [62]. Mitra vd. pasif süspansiyon sistemine sahip yedi serbestlik derecesine sahip tam araç modelinden elde edilen hareket denklemlerini hem MATLAB/Simulink ile hem de durum uzay yöntemini kullanarak çözmüşlerdir. Değişik yol tiplerinde bulunan hız tümsekleri, yol pürüzlülüğü girdisi olarak sisteme ilave edilmiştir. Farklı araç hızlarında yapılan analizlerden elde edilen sonuçlara göre, araç süspansiyon sisteminin yay sertlik değeri 25000 N/m ve süspansiyon damperinin sönüm katsayısının 4000 Ns/m olduğu durumda en iyi konfor şartlarının gerçekleştiği gözlemlenmiştir [63]. Eriksson araçta frenleme yapıldığında yoldan gelen tepkinin simülasyonunun doğruluğunu geliştirebilmek için Simulink EBS modeli ile eş güdüm içerisinde çalışacak ADAMS/Car tam araç modeli oluşturmuştur. Volvo araçlarının günümüzde kullandığı basit ABS modeli ile kıyaslandığında, önerilen modelin ABS sistemi davranışını, tekerlek hızı ve fren hattı basıncı açısından geliştirdiği gözlemlenmiştir [64]. Löfdahl vd. çok girdi çok çıktı tekniğine dayanan yeni bir mekanik hareketlilik matrisi elde etme yöntemini geliştirilebilmek için, altı serbestlik derecesine sahip bir araçta, mekanik hareketlilikleri tekerlek göbeğine yerleştirilmiş cihazlarla incelemişlerdir. İncelemeler neticesinde 150-200 Hz frekans aralığında iyi ölçüm kalitesinin elde edildiği görülmüştür ve uygulanan tekniğin farklı uygulamalar için de uygun olduğu belirlenmiştir [65]. Paksoy vd. doğrusal yay ve Bouc-Wen histerezis yöntemine sahip

MR damperlerden oluşan süspansiyon sistemine sahip yedi serbestlik dereceli tam araç modelinde, bulanık mantık ve kendinden ayarlı bulanık mantık tabanlı kontrolcülerini kullanarak, yarı aktif süspansiyon sisteminin MATLAB/Simulink programı ile analizleri gerçekleştirmişlerdir. Her iki kontrolcü türünün de kontrolcünün olmadığı süspansiyon sistemi ile kıyaslandığında daha iyi performanslara sahip olduğu gözlemlenmiştir. Kontrolcüler birbirleri ile kıyaslandığında ise kendinden ayarlı bulanık tabanlı kontrolcünün titreşimin azaltılmasında daha etkili olduğu gözlemlenmiştir [66]. Hamed vd. 7 serbestlik dereceli bir tam araç modelinde, 3 farklı tümsek yüksekliğine sahip hız tümseği profilinin yol pürüzlülüğü olarak ele alındığı bir modeli incelemişlerdir. Araç hızı için 16 km/s, 24 km/s ve 32 km/s hızları seçilmiş ve analizler gerçekleştirilmiştir. Araç hızı arttıkça titreşimlerin maksimum değerlerinde azalmalar olduğu tespit edilmiştir [67]. Nguyen vd. doğrusal parametre değişimine dayanan (LPV) dört yarı aktif süspansiyon sistemi ile donatılmış bir tam araç modelinin durum geri bildirimine dayanan bir uygulama çalışmasını yapmışlardır. Elde edilen simülasyon sonuçları, yaklaşımın etkinliğini göstermektedir [68]. Hassaan vd. Lagrange yöntemini kullanarak, 10 serbestlik derecesine sahip bir tam araç modelinin hareket denklemlerinin matematiksel modelini elde etmiş ve elde edilen hareket denklemlerinin çözümlerini MATLAB programını kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Yol girdisi olarak 18 Hz'e kadar sinüzoidal yol pürüzlülüğü modeli kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, 24 saate kadar geçen süre zarfında tüm frekans değerlerinde yolcunun titreşim değerlerinin güvenli bölgede kaldığı tespit edilmiştir. Sürücü için ise 1,66-2,66 Hz frekansları arasında 24 saatlik sürede titreşim seviyelerinin güvenli olmayan bölgede olduğunu tespit etmişlerdir [69]. Wang vd. sonlu frekans kısıtlamalı, güçlü bir hata tolerans kontrol stratejisini bir tam araç modelinin aktif süspansiyon sistemi için tasarlamışlardır. Bu tasarımdaki amaç bazı aktüatörler hatalı dahi olsa, süspansiyon hareketi ve aktüatör doyumluğu gibi zorlu kısıtlamalar altında dahi sürüş konforu ve yol tutuşunu geliştirebilmektir. Elde edilen simülasyon sonuçlarından önerilen kontrolcünün istenilen performansları sağladığı görülmektedir [70]. Fossati vd. pasif süspansiyon sistemine sahip 8 serbestlik dereceli bir tam araç modelinin süspansiyon sisteminin optimizasyonunun sağlamak amacıyla bir metodoloji önermişlerdir. Elde edilen simülasyon sonuçlarına göre, optimize edilmiş süspansiyon sisteminin, optimize edilmemiş süspansiyon sistemi ile kıyaslandığında, yolcu koltuğunun dikey ivmelenmelerinin ağırlıklı RMS değerlerini

%21,14'e kadar azalttığı görülmüştür [71]. Hassen vd. bağımsız bileşen analizi (ICA) tekniğine dayanan yeni bir yöntem ile araçları etkileyen yol profillerinin tahmin edilmesi için bir yöntem geliştirmişlerdir. Bu yöntem çeyrek araç, yarım araç ve tam araç modellerinde kullanılmış ve elde edilen sonuçlar önerilen yöntemin, yolu tahmin etmede kullanılabileceğini göstermiştir [72]. Jing vd. aktif süspansiyon sistemlerinin, insan vücudunun hassas olduğu 4-8 Hz aralığında titreşimlerini bastırılabilmesi için, sağlam bir sonlu frekans durum geri beslemeli H_{∞} kontrolcüsünü kullanmışlardır. Farklı yol koşullarında ve araç parametrelerinin belirsiz olması durumunda dahi önerilen kontrol yönteminin etkin olduğu gözlemlenmiştir [73]. Lines tarımda kullanılan traktör tekerleklerinin radyal süspansiyon özelliklerini hesaplayabilmek için bir yöntem kullanmıştır. Durgun tekerlek özellikleri ile kıyaslandığında hareket halindeki tekerleklerin özelliklerinin doğru şekilde hesaplanmasında önemli ilerlemeler kaydetmiştir. Kafa vurma ve dikey titreşimlerin doğal frekanslarının ve modlarının hesaplanması $\pm\%10$ aralığında bulunmaktadır. Ancak RMS ivmelenme seviyelerinin hesaplanmasında ise bu doğruluk daha düşük seviyededir [74]. Hansson sürücüye etki eden titreşimin etkilerini en aza indirilebilmek için, traktör kabininin doğrusal olmayan süspansiyon sisteminin optimizasyonu üzerine çalışma yapmıştır. Elde edilen sonuçlardan, kullanılabilir süspansiyon alanı arttıkça optimum süspansiyonun daha iyi hale geldiği, ayrıca yüzey pürüzlülüğünün artması süspansiyonun kapasitesini de azaltmaktadır [75]. Ahmed ve Goupillion sürücü koltuğuna etki eden titreşimlerin azaltılabilmesi için tekerlek, kabin ve sürücü koltuğu modellerinin montajı yoluyla analitik modeli elde edilmişlerdir. Süspansiyon elemanlarının doğrusal olmayan özelliklere sahip olduğunu düşünmüşlerdir. Oluşturulan modeli değerlendirebilmek için, standartlara uygun paletler tarafından oluşturulmuş yol üzerinden geçen traktörün sürücü koltuğunda meydana gelen titreşimlerin ölçümü ile modelden elde edilen titreşim seviyeleri kıyaslanmıştır. Bu kıyaslama ile ölçümler ve simülasyonlar arasındaki uyumluluk ayarlanmıştır [76]. Deprez vd. pasif ve yarı aktif Hidro-Pnömatik kabin süspansiyon sisteminin olduğu bir traktörde sürüş konforunun analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Titreşim seviyelerinin azaltılabilmesi için global bir optimizasyon tekniği uygulanmış ve elde edilen sonuçlardan, konfor değerlerinde %60 oranına kadar iyileştirmeler gerçekleştirilmiştir [77]. Yang vd. tandem süspansiyon sistemine sahip bir traktörün parametrik bir modelini oluşturabilmek ve simülasyonlarını gerçekleştirebilmek için

araç dinamiği modelini ADAMS programında oluşturmuşlardır. Performansa dayalı tasarım talebine göre, sürüş konforu, manevra kabiliyeti ve güvenlik arasında dengenin sağlanabilmesi için sistemde yapı optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Deneysel sonuçlara göre, öne sürülen yaklaşımın sürüş konforunu tahmin etmede ve iyileştirmede oldukça etkili olduğu görülmektedir [78]. Dhoshi vd. dinamik yük etkilerini göz önünde bulundurarak, traktör römorkunda bulunan yaprak yayların geliştirilebilmesi için analitik yöntem ve sonlu elemanlar yöntemini kullanılmışlardır. Yapılan simülasyon çalışmaları ile 17 olan yaprak sayısının 13'e düşürülmesi sağlanmış ve böylece yaklaşık olarak 6 kg ağırlık azaltılması ve ürün maliyetinde yaklaşık %20 azalma sağlanmıştır [79]. Flaugh tarımsal faaliyetlerde kullanılan bir traktörün tekerleklerinin araç dinamiğine olan etkilerini analiz etmiştir. Analiz sonuçlarından elde edilen verilere göre, sertlik karakteristiğinin doğrusal olmayan özellikleri arttıkça, tepki genliğinin azaldığı gözlemlenmiştir. Tekerleklerdeki hava basıncının ön ve arka tekerlekler için ayrı ayrı değiştirilmesinin sistem dinamiği üzerinde minimum etkiye sahip olduğu da gözlemlenmiştir [80]. Zehsaz vd. dinamik modelleme ve sonlu elemanlar yöntemiyle modellenen ITM285 tipi bir traktörün süspansiyon sisteminin optimizasyonu üzerine çalışma yapmışlardır. Farklı araç hızlarında ve farklı yol koşulları altında titreşim ölçümleri, kabin ile traktör şasesinin bağlantı noktalarına ve kabinin iç kısımlarına yerleştirilen ivme ölçerler vasıtasıyla gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlardan, optimizasyon işlemi ile sürüş konforu, yorulmanın azaltılması ve verimliliği artırma açısından önemli ilerlemeler sağlandığı görülmektedir. Ancak, RMS kıyaslaması yapıldığında optimize edilmiş veya optimize edilmemiş süspansiyon sistemlerinde 8 saat titreşime maruz kalınması durumunda titreşim eşiklerinin aşıldığı görülmektedir [81]. Shamshiri ve Ismail, Kubota M110X model traktörde, araziden kaynaklı engebelerden dolayı sürücünün maruz kaldığı titreşimlerin aktif süspansiyon sistemi ile en aza indirilebilmesi için tam geri beslemeli kontrolcü yaklaşımını kullanmışlardır. Sistemin girişleri olarak, aktif süspansiyon sisteminin hidrolik eyleyicisinin kuvveti ile çukur ve bilinmeyen yüzey şartlarının olduğu yol pürüzlülükleri olarak ele alınmıştır. Sistemin davranışları 0,25 m genliğe sahip yol pürüzlülüğünde incelenmiştir. Elde edilen simülasyon sonuçlarına göre, sistemin oturma zamanının 4,36 saniye olduğu ve aşma miktarının ise %12 olduğu tespit edilmiştir [82]. Shamshiri, iki serbestlik dereceli aktif süspansiyon sistemine sahip bir traktörün performansının inceleyebilmek için bir algoritma geliştirmiştir.

Doğal frekanslar, hareket genlikleri, normal modlar, genelleştirilmiş kütle, sertlik ve sönüm matrisleri, yeniden normalize edilmiş normal modlar, köşegen sönümleme matrisi ve etkili modal sönümleme hesaplanmıştır. İki serbestlik derecesine sahip süspansiyon sisteminin analizinde uygulanan sayısal yöntemin etkinliğinin hesaplayabilmek için hem sönümlü hem de sönümsüz süspansiyon sistemi ele alınmıştır. Sönümlü süspansiyon sisteminin kararlılığı Lyupanov'un doğrudan yöntemi uygulanarak gösterilmiştir [83]. Ahmadi, MF285 traktörünün titreşimlerini tam araç modeli ile ele alarak incelemiştir. Oluşturulan modelin doğruluğunu gösterebilmek için, sonuçları önceden tahmin edilebilen parametrelerle deneme yapılmış ve elde edilen sonuçlara göre, oluşturulan modelin traktörün titreşimlerini inceleyebilmek için uygun olduğuna karar kılınmıştır. Daha sonra parametreler değiştirilmiş ve elde edilen sonuçlara göre simülasyon hataları daha da düşük seviyelere çekilmiştir [84]. Langer vd. bir traktörün dört tekerleğinden de çekişli olması durumunda meydana gelen titreşimleri incelemiştir. Bu amaçla, traktörün yokuş yukarı çıkarken ve yokuş aşağı inerken analizleri yapılmış ve elde edilen sonuçlara göre de dört tekerlekten çekiş almasının titreşim seviyesini arttırdığı ve en yüksek titreşim seviyesine ise yokuş aşağı inerken maruz kalındığı gösterilmiştir [85]. Shinde ve Jadhay, traktörlerde sürücünün direksiyondan kaynaklı titreşimlere maruz kalmasının etkileri araştırmışlardır. Titreşimin ana kaynağının rezonans olduğu tespit edilmiş ve bu sorunun en iyi çözümünün elastomer bir damperin olduğu tespit edilmiştir. Eksenal yönde yerleştirilen damperlerin titreşimlerin genel seviyesinde %33'lük bir azalma sağladığı tespit edilmiştir [86]. Paraforos vd. traktörlerde titreşim kaynaklı yorulmaları analiz edebilmek için bir sensör tasarlamış ve bu tasarlanan sensörü traktöre yerleştirerek analizler yapmışlardır. Teorik olarak da hesaplama yapabilmek için traktörün çeyrek araç modeli oluşturulmuş ve doğrudan spektrum tahmini ve ISO tabanlı modelleme ile ilişkilendirmeler yapılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, ISO tabanlı modelleme ile kıyaslandığında, doğrudan spektrum tahmini modeli ile elde edilen birikimli hasarlar, ölçüm yapılan hasarlara daha yakın sonuç vermiştir [87]. Pobedin vd. standart traktör kabinlerinde titreşimlerin yalıtımı için kauçuk blokları ele almışlardır. Bu bloklar özellikle düşük frekanslı titreşimlerin yalıtımı için yeterli gelmemektedir. Bu yüzden traktör kabini titreşim yük seviyelerinin azaltılması için dinamik titreşim emiciler kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlardan önerilen titreşim emicilerin titreşim seviyelerini önemli ölçüde azalttığı görülmüştür

[88]. Raut ve Shekhawat, traktörlerde direksiyon titreşimlerinin genel sebeplerini ele almış ve bunlar ile alakalı olarak literatürde oluşturulmuş temel çözümleri incelemişlerdir [89]. Brinkmann, traktörlerde kullanılan tekerleklerin titreşim özelliklerinin deneysel olarak incelemiştir. 0-80 Hz arasında tekerleğin 15 modunun hesaplanabilmiştir. Tekerlek boyutu ne kadar büyük olursa, modların daha net tespit edildiği görülmüştür [90]. Zheng vd. hava yayı ve MR damperli sürücü koltuğuna sahip bir traktörün dinamik özelliklerini incelemişlerdir. Sürücü koltuğunun doğal frekansı 2,029 Hz ve şasenin doğal frekansı da 2,975 Hz olarak hesaplanmıştır. Sönüm elemanlarında bulunan ve orifis olarak isimlendirilen deliklerin alanı arttıkça sürücü koltuğunun ve kabinin ivmelenmelerinin RMS değerleri artarken, şasenin ivmelenmelerinin RMS değerleri ise azaldığını gözlemlemişlerdir [91]. Sim vd. bir traktörün sürüş konforunu arttırmak için, yarı aktif kontrollü bir hidro-pnömatik süspansiyon modelini geliştirmişlerdir. Doğrusal kuadratik Gaussian yöntemini kullanarak, traktörün yarı aktif süspansiyonunun optimal kontrolünü sağlamak için bir tasarım geliştirmişlerdir. Simülasyonlar MATLAB/Simulink programında gerçekleştirilmiş ve deneysel veriler ile kıyaslamalar yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar sürüş konforu açısından değerlendirildiğinde, geliştirilen yarı aktif süspansiyon sisteminin pasif süspansiyon sisteminden daha etkili olduğu gözlemlenmiştir [92]. Kabir vd. traktörlerde yoldan kaynaklı titreşimlerin sürüş konforuna olan etkisinin incelenmesi için bir sistem tasarlamış ve sürücünün üzerine etki eden titreşimlerin tehlike risklerini, ISO standartlarına göre incelemişlerdir. Bu maksatla, asfalt, beton, çayır ve toprak arazi yollarında analizler gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlara göre, günlük 8 saat titreşime maruz kalınması durumunda en iyi sonuç asfalt yoldan elde edilmiştir. Traktörün hızı 16 km/s olduğunda beton yolda, 10,9 km/s olduğu durumda ise hem çayır hem de toprak arazi şartlarında ağırlıklandırılmış RMS sınır değerleri aşılmaktadır [93]. Cutini vd. çeşitli tarım araçlarının sürücülerine ilettiği titreşimlerin incelenebilmesi için oluşturulmuş test düzeneklerini, titreşim ve güvenlik standartları bakımından incelemişlerdir. Elde edilen sonuçlardan, oluşturulan test düzeneklerinin, titreşimlerin olumsuz etkilerinin doğru şekilde analiz edilebilmesinde yetersiz kaldığını görmüşlerdir [94]. Deboli vd. pnömatik süspansiyon tarafından sunulan sürüş konforu değerlerini doğrulamak için, 93 kW motor gücüne sahip bir traktörde dikey, enine ve boyuna yönlerde saha testlerini gerçekleştirmişlerdir. Farklı traktör kütlelerinde, farklı traktör hızlarında, farklı tekerlek basınçlarında ve farklı yol

şartlarında testler gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, dikey yöndeki geçirgenlik oranının 0,7 olması bu doğrultudaki titreşimlerin yalıtımının iyi yapıldığının göstergesi olmuştur. Enine ve boyuna titreşimlerde ise asfalt yol şartı dışındaki yol şartlarında 1'den az değere ulaşamamıştır [95]. Zeliko vd. tarım araçlarının test edilebileceği standartlara sahip yol şartlarında, traktörlerde 2015 ve 2016 yılları boyunca titreşim ölçümleri yapmışlardır. 3 ekseninde de yapılan ölçümler neticesinde en düşük titreşim seviyelerinin asfalt yol şartlarında elde edildiği gözlemlenmiştir. Her ne kadar 2016 senesinde daha yüksek titreşim seviyelerine ulaşılsa da elde edilen verilere göre bu değerler $1,15 \text{ m/s}^2$ değerini aşmadığı için, sürücünün sağlığı açısından tehlikeli bir durumun oluşmadığı tespit edilmiştir [96]. Kim vd. traktör sürücülerinin maruz kaldıkları titreşimin, insan vücuduna olan olumsuz etkilerinin araştırabilmek için bir deney düzeneği kurmuşlardır. Kurulan deney düzeneği ile oluşturulan titreşimlerin insan vücudunun belirli bölgelerine olan etkileri analiz edilmiştir [97]. Hady ve Seoud, traktörlerde insan vücuduna etki eden titreşimleri en aza indirebilmek için klasik ve uyarlanabilir nöro bulanık çıkarım sistemine sahip bir kontrolcü tasarımı geliştirmiş ve bu kontrolcünün etkinliğini çakıllı yolda test etmişlerdir. Uygulanan kontrol tekniğinin, sürücüye iletilen titreşimlerin azaltılmasında etkili olduğu gözlemlenmiştir [98]. Zheng vd. pasif kabin süspansiyonuna ve hidro-pnömatik bir ön süspansiyon sistemine sahip traktörün üç boyutlu dinamik modelini oluşturmuşlardır. Önerilen modelin öngördüğü titreşim özellikleri ile ölçümler yoluyla elde edilen titreşimlerin özellikleri birbirleriyle uyumlu olduğu için önerilen sistemin doğru olduğu tespit edilmiştir. Elde edilen simülasyon sonuçlarından, ön aks hidro-pnömatik süspansiyonun, sürüş konforunu olumsuz yönde etkilediği, ancak kafa vurma ve yalpa yönlerindeki hareketliliğin dengeye ulaşmasında olumlu rol oynadığı gözlemlenmiştir. Sürüş konforu bakımından, hidro-pnömatik ön süspansiyon sistemine kıyasla kabinin pasif süspansiyon sisteminin daha etkili olduğu ortaya çıkmıştır [99]. Sun vd. eğimli bir yüzeyde traktörlerin devrilme dinamiği üzerine analizler gerçekleştirmişlerdir. Yapılan simülasyon çalışmaları ile devrilme için gerekli kritik eğimli yüzey yüksekliği de hesaplanmıştır [100]. Onesto vd. asfalt yüzeylerde gerçekleştirilen manevralar göz önüne alınarak, görüntü işleme yaklaşımı ile bir traktörün dinamik analizini gerçekleştirmişlerdir. Kabine yerleştirilmiş bir sensör vasıtasıyla, kabin ve şasenin yer değiştirmesi, lastiklerin sıkışması ve aracın boyuna kayması analizleri gerçekleştirilmiştir [101]. Gao vd. traktörlerin sürücü

koltuğunda meydana gelen titreşimleri analiz edebilmek için, 3 Hz titreşim oluşturan bir sistem tasarlanarak traktör koltuğunun bir modelini oluşturmuş ve farklı kütlelere sahip insanlar üzerindeki fizyolojik etkilerini incelemişlerdir. Elde edilen sonuçlara göre, 40 dakikalık bir sürüşün ardından traktör sürücüsünün mola vermesi gerektiğini göstermektedir. Ayrıca fizyolojik açıdan güvenli bir sürüşün olabilmesi için, sürüş süresinin 90 dakikadan az olması gerektiği de tespit edilmiştir [102]. Zheng vd. bir traktörün dinamik analizlerinin gerçekleştirilebilmek için, pasif kabin süspansiyonu ile hidro-pnömatik ön süspansiyon sistemlerinin karşılaştırılmasını yapmışlardır. Elde edilen sonuçlardan, hidro-pnömatik ön süspansiyon sisteminin sürüş konforunu bozduğu ancak yol tutuşunu ise olumlu yönde etkilediği, ayrıca pasif kabin süspansiyon sisteminin ise sürüş konforunu arttırdığı gözlemlenmiştir [103]. Todd vd. ağır vasıta kamyonlarında meydana gelen dinamik davranışların analizleri için çeyrek araç ve yarım araç modellemelerini oluşturarak simülasyonlar yapmışlardır. Olası standardizasyon çalışması için bazı sayısal değerler önerilmiştir. Elde edilen sonuçlar grafikler halinde sunulmuştur [104]. Kawana ve Shimogo, ağır vasıta kamyonlarının sürücü koltuğunda oluşan titreşimlerin azaltılması için optimal kontrol teorisine dayanan bir kontrolcü tasarlamışlardır. Yapılan deneysel çalışmayla elde edilen sonuçlardan, kontrolcü olmayan süspansiyon sistemine sahip koltuğun RMS ivmelenme değerleri 1 m/s^2 iken kontrolcü kullanıldığında ise bu değer $0,5 \text{ m/s}^2$ değerine düşmüştür [105]. Kirkegaard vd. 48 ton ağırlığına sahip Scania model bir ağır yük kamyonunun analizleri için yarım araç modeli oluşturmuş ve oluşturulan model ile köprü etkileşimlerini incelemişlerdir [106]. Valasek vd. çok amaçlı parametre optimizasyonu yaklaşımı ile geliştirilen yarı aktif kontrollü süspansiyon sisteminin SKODA-LIAZ tipi kamyonlarda kullanılmasıyla, tekerleklere yoldan gelen kuvvetlerin %10-30 arasında azaltılmasını sağlamışlardır. Bu durum, yol kaynaklı yüklemeyi yaklaşık %70'e kadar da azalttığı için, kamyonla yüklenebilen her 10 tonluk yük için 1 ton fazladan yük yüklenebilmesini sağlamaktadır [107]. Cole, ağır vasıta araçlarının süspansiyon sistemleri üzerine bir literatür taraması yapmış ve elde edilen sonuçlardan süspansiyon ayarlamasının ve süspansiyon konfigürasyonunun detaylı şekilde incelendiğini görmüştür [108]. Xu ve Guo, türbülanslı rüzgarlar altında bir kara yolu taşıtı ile kablo askılı köprüden oluşan sistemin dinamik analizleri için simülasyon çalışması gerçekleştirmişlerdir. Elde edilen sonuçlar simülasyon çalışmasının sistemin modellenmesinde ve analiz edilmesinde başarılı olduğunu göstermektedir [109].

Valasek vd. Skoda marka bir kamyonu kullanılmak üzere bir yarı aktif süspansiyon modeli geliştirmişlerdir. Yarı aktif süspansiyon sisteminin hem MATLAB programı kullanılarak simülasyonu gerçekleştirilmiş hem de araç üzerinden ölçümler alınmıştır. Simülasyondan elde edilen sonuçlar araç üzerinden yapılan ölçüm sonuçları ile uyumlu olması, süspansiyon modelinin ve bu modelin simülasyonunun doğru olduğunu göstermektedir [110]. Harris vd. Euler Bernoulli kirişi olarak modellenen kısa uzunluktaki bir köprü ile köprünün üzerinden geçen bir kamyonun, köprü üzerinde bulunan basamak şeklindeki yol pürüzlülüklerinden geçerken oluşan etkileşiminin dinamik analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Köprü dostu olarak tanımlanan bir kontrolcü tasarımı ile oluşturulan kamyon süspansiyon sisteminin, köprü üzerine olan olumsuz etkilerini %40'a varan düzeylerde azalttığı gözlemlenmiştir [111]. Gonzalez vd. köprü ile kamyon etkileşimi üzerine modelleme yapmış ve modellemenin basit bir şekilde gerçekleştirilebilmesi için kamyonu hareket halindeki noktasal yükler olarak tanımlamışlardır. Oluşturulan bu basit modellemenin, en kritik hızların tespit edilmesinde kullanılabileceği gözlemlenmiştir [112]. Cantero vd. büyük bir vincin köprü üzerinden geçişi esnasında köprüde oluşan dinamik cevapları analiz edebilmek için Monte Carlo tekniğini kullanılarak simülasyonlar gerçekleştirmişlerdir. Köprünün basit destekler ile desteklenerek sabitlendiği varsayılarak, belirli köprü açıklıklarında analizler gerçekleştirilmiş ve köprüde oluşan dinamik cevaplar 5 akslı bir kamyonun kaynaklanan dinamik cevaplar ile kıyaslanmıştır [113]. Chen vd. 4 akslı ağır bir kamyon modelinin ön optimizasyonu için arka tandem süspansiyonlarının yerine uygun pasif hava süspansiyonlarını seçerek ve değiştirilmiş skyhook ve PID kontrolcüler ilave ederek, süspansiyon sistemlerini yarı aktif hale getirmişlerdir. Dikey ivmelenmelerin RMS değerleri incelendiğinde, değiştirilmiş skyhook kontrolcüsünün PID kontrolcüsünden daha etkili olduğu gözlemlenmiştir. Ancak PID kontrolcüsünün 5 Hz'den yüksek frekansa sahip titreşimlerin yalıtılmasında ise daha etkili olduğu görülmüştür [114]. Park vd. kamyonların çalışma koşullarının kamyon dinamiği üzerine olan etkilerinin incelenebilmesi için, iki boyutlu yarı kamyon modelinde yol pürüzlülüğünün, araç hızının, süspansiyon sertliğinin ve sönümlemesinin aksların üzerine dinamik etkilerini analiz etmek için simülasyon çalışması gerçekleştirmişlerdir. Dinamik yüklerle dayanan etki faktörü ve dinamik yük katsayıları hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, yol pürüzlülüğü ve araç hızı arttıkça etki faktörünün ve dinamik yük

katsayılarının arttığı gözlemlenmiştir. Ayrıca, süspansiyon sertliğinin azaltılması ve süspansiyon sönümlemesinin arttırılması ise etki faktörünü azaltıcı yönde etki ettiği görülmüştür [115]. Roy, On beş serbestlik derecesine sahip bir kamyon modelinde, sürüş konforunun analiz edilebilmesi için, kamyon kabinin ve sürücü koltuğunun TruckSim ve MATLAB programlarında simülasyonlarını gerçekleştirmişlerdir. Elde edilen sonuçlardan iki farklı optimal çözümün olduğu görülmüştür. Bunlardan ilkinin pasif bir yay ve damperin paralel şekilde yerleştirilmesi, diğeri ise pasif bir yay ve bulanık mantık tabanlı ve yaya paralel olarak sürekli değişen bir damperin yerleştirilmesi olduğu saptanmıştır [116]. Belhekar vd. titreşimleri en aza indirebilmek için sürücü koltuğunda bulunan helisel yayın sonlu elemanlar yöntemiyle analizleri gerçekleştirmişlerdir. Genellikle koltuk yayı çekme yönünde kullanıldığı için sürekli devam eden gerilmelerin etkisiyle yay ömrünün azalması durumu söz konusu olabiliyor. Bunun önüne geçilebilmesi için çekme yönünde değil de basma yönünde etki eden yaylar kullanılarak analizler yapılmış ve elde edilen sonuçlara göre yayın ömründe artış meydana geldiği tespit edilmiştir [117]. Gupta ve Rastogi, On bir serbestlik derecesine sahip bir kamyonun ait kabinin ve şasesinin dinamik modelini bağ grafiği tekniği ile oluşturmuş ve üç farklı araç hızında hız tümseğinin bozucu yol girişi etkisi altında aracın dinamik davranışlarını ele almıştır [118]. Shaohua vd. doğrusal olmayan parametrelere sahip ağır vasıta kamyonunun enine, boyuna ve dikine dinamik analizlerini gerçekleştirebilmek için topaklanmış kütle kabulü yöntemini benimseyerek incelemeler yapmışlardır. Elde edilen sonuçlardan yüksek araç hızının, ön tekerleklerin büyük dönüş açılarının, tekerleğin geniş viraj alma sertliğinin veya kısa frenleme momentinin yalpa ve savrulma dengesini olumsuz etkilediği görülmüştür. Yol yüzeyinin sürtünme katsayısının özellikle savrulma dengesini etkilediği ve ayrıca tekerleğin dikey sertliğinin ve yol yüzeyinin pürüzlülüğünün ise yalpalama dengesini etkilediği gözlemlenmiştir [119]. Ahan vd. ağır vasıta araçlarında sürüş konforunu analiz edebilmek için H_{∞} denetleyicisine sahip aktif bir süspansiyon tasarımını gerçekleştirmişlerdir. Elde edilen sonuçlara göre, pasif süspansiyon sistemi ile kıyaslandığında, aktif süspansiyon sisteminin sürüş konforunu önemli ölçüde arttırdığı görülmüştür [120]. Nurzaki vd. iki akslı bir ISUZU FSR kamyonunun bilgisayar ortamında sanal bir modelini oluşturmuş ve hem oluşturulan sanal modelden elde edilen simülasyon sonuçları hem de gerçek kamyonun alınan ölçümler karşılaştırılmıştır. Gerçek kamyonun alınan sonuçlarla oldukça örtüşen sonuçlar elde

edildiği için, oluşturulan simülasyon modelinin doğru olduğu söylenebilir [121]. Harun vd. 3 serbestlik derecesine sahip bir kamyonun şase analizleri araç hızı 90 km/s hızda ve 10 cm'lik çarpma tümseği şartlarında Matlab/Simulink ve TruckSim programlarında gerçekleştirilmiştir. RMS değerleri incelendiğinde TruckSim programından elde edilen değerler, MATLAB/Simulink programından elde edilen değerlerden %5 daha olarak tespit edilmiştir [122]



BÖLÜM 3

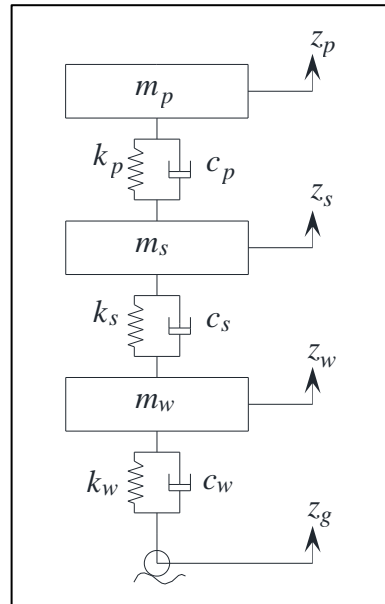
ARAÇ MODELLEMELERİ ve ARAÇ HAREKETLERİ

Gelişen teknoloji insanların konforlu yaşam sürme arzusunu giderek arttırmaktadır. Hayatın her alanında olduğu gibi karayolu taşıtlarının kullanımında da her geçen gün konfor ihtiyacı artmaktadır. Bu ihtiyacın karşılanması için taşıtlara eklenen her yeni eleman, sistemi daha karmaşık hale getirmekte ve sistemin bütüncül olarak analiz edilebilmesini güçleştirmektedir. Bu güçlüğü ortadan kaldırmak için, zaman içerisinde taşıt elemanlarının tek tek ele alınmasından ziyade taşıtta araştırılmak istenen konu ile ilgili olarak modellemeler yapılması fikri ortaya çıkmıştır. Burada önemli olan husus araştırma konusuna uygun modellemenin nasıl yapılması gerektiğidir. Uygun bir modelleme yapılabilir ise ancak o zaman karşılaşılan problemlere veya arzu edilen konfor seviyesine ulaşılabilir. Mekanik olarak konforlu bir sürüş gerçekleştirebilmek için, motordan veya yol, rüzgâr gibi dış etkenlerden kaynaklanan olumsuz etkilerin ortadan kaldırılması gerekmektedir. Bu olumsuz etkilerin ortadan kaldırılabilmesi veya en aza indirilebilmesi için taşıtlarda süspansiyon sistemleri kullanılmaktadır. Süspansiyon sistemleri genel olarak, kendisine etki eden dinamik kuvvetlere direnç gösteren yay elemanından ve bu dinamik kuvvetlerin zaman içerisinde sönümlenmesini sağlayan amortisör elemanından oluşmaktadır. Bu elemanlardan oluşan süspansiyon sistemlerine pasif süspansiyon sistemleri adı verilir. Süspansiyon sistemleri bu elemanlar dışında, sistemi gelen dış uyartılara göre sistemin sönümleme karakteristiğini değiştirebilecek elemanlarda ilave edilmiş ise bu süspansiyon sistemlerine yarı aktif süspansiyon sistemleri denir. Kendi başına güç üretebilerek sisteme etki eden dış uyartılara göre kendisini ayarlayan veya adapte edebilen bir yapıya dönüştürmesini sağlayan elemanlara da sahip olursa bu süspansiyon sistemlerine aktif süspansiyon sistemleri denir. Karayolu taşıtlarında pasif süspansiyon sistemleri, birbirlerine göre zıt oluşma şartları taşıyan sürüş konforu ve yol tutuşunu aynı anda sağlayabilme konusunda yeterli olamamaktadır. Bu yüzden, karayolu taşıtlarında genel olarak aktif veya yarı aktif süspansiyon sistemleri tercih edilmektedir. Karayolu taşıtlarında süspansiyon

sistemlerinin analiz edilebilmesi için, süspansiyon sisteminin aktif veya pasif olması durumundan bağımsız olarak sistemin modellenmesi gerçekleştirilir. Araştırmacılar tarafında bu modeller genel olarak üç gruba ayrılırlar. Bunlar; çeyrek araç modellenmesi, yarım araç modellenmesi ve tam araç modellenmesi olarak tanımlanırlar.

3.1. ÇEYREK ARAÇ MODELİ

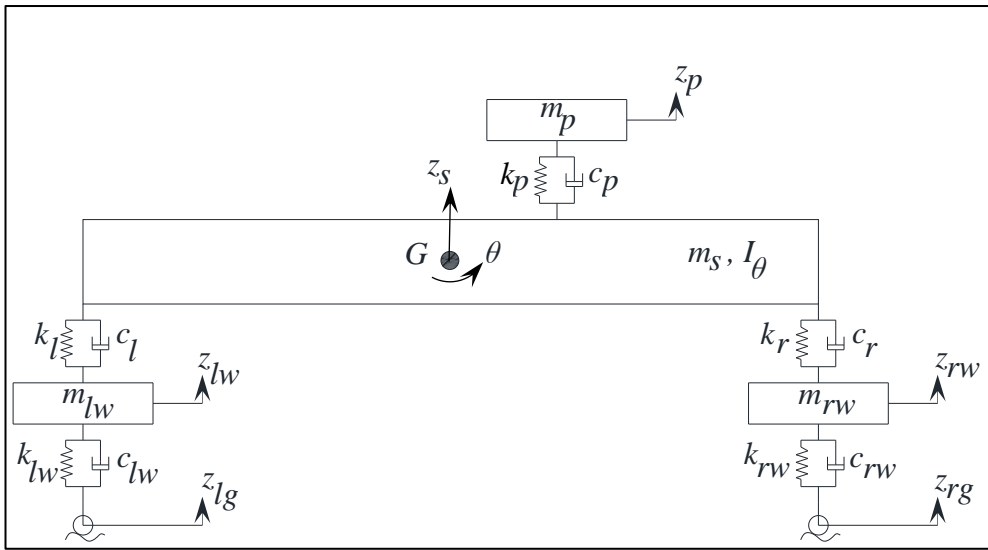
Karayolu taşıtlarının dinamik analizlerinin gerçekleştirilmesi için oluşturulan en basit modeldir. Oluşturulmasının basit olması ve analizlerinin diğer yöntemlere göre daha kolay yapılabilmesinden dolayı pek çok araştırmacı tarafından bu model, araç dinamiği hakkında genel bilgileri vermesinden dolayı kullanılmaktadır. Araştırılmak istenilen konuya bağlı olarak, çeyrek araç modelleri genel olarak iki veya üç serbestlik dereceli olarak modellenmektedirler. İki serbestlik derecesine sahip modellerde daha çok tekerlek ve araç gövdesinin genel dinamik analizleri yapılabilirken, üç serbestlik derecesine sahip modellerde ise bunlara ilave olarak sürücüye veya yolcuya etki eden dinamik kuvvetlerin ve bu kuvvetlerden dolayı sistem elemanlarının vermiş oldukları dinamik cevapların analizleri de gerçekleştirilebilmektedir. Üç serbestlik derecesine sahip bir çeyrek araç modelinin genel görünümü Şekil 3.1’de gösterilmektedir.



Şekil 3.1. Çeyrek araç modeli.

3.2. YARIM ARAÇ MODELİ

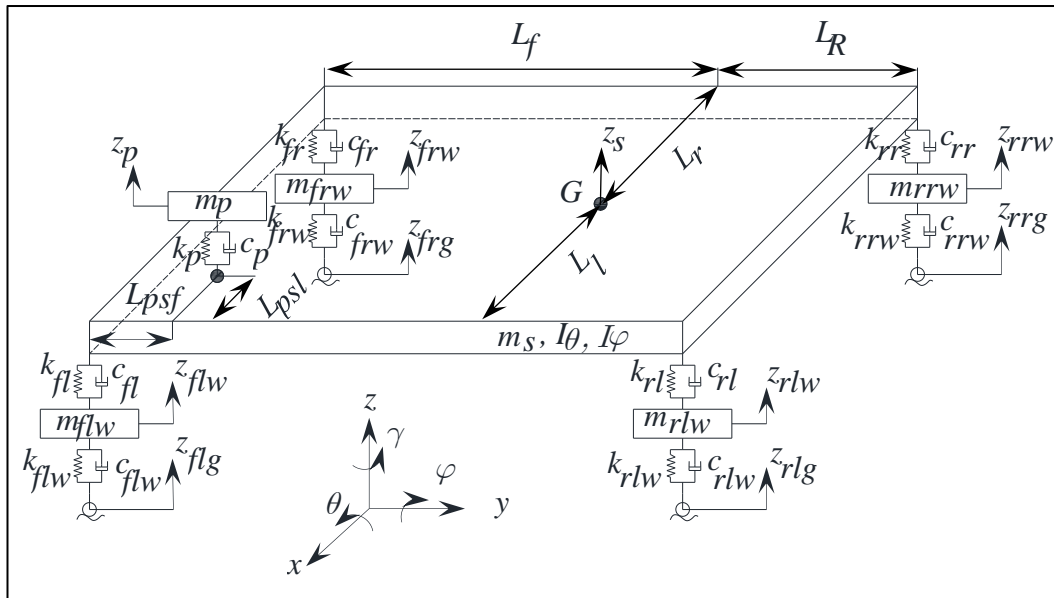
Bir önceki bölümde tanıtılan çeyrek araç modelinde, aracın dönme hareketlerinden kaynaklanan dinamik davranışlarının incelenebilmesi mümkün değildir. Bu amaçla, dönme hareketlerinden birinin de incelenebilmesine olanak sağlayan yarım araç modeli literatürde araştırmacılar tarafından oluşturulmuştur. Bu modelde çeyrek araç modeli ile elde edilemeyen dönme hareketi de incelenebilmektedir. Hangi yönde meydana gelen dönme hareketinin inceleneceği ise araştırmanın konusudur. Kafa vurma veya yalpalama dönme hareketlerinden birisi ele alınarak inceleme yapılır. Bununla birlikte, yarım araç modelinde sadece dönme hareketleri değil aynı zamanda çeyrek araç modelinde de incelemeleri gerçekleştirilebilen dikey yöndeki hareketliliklerin de dinamik analizleri gerçekleştirilebilmektedir. Çeyrek araç modeli ile kıyaslandığında yarım araç modelinin, dönme hareketi etkilerinin de sisteme dahil olmasıyla birlikte daha detaylı ve daha gerçekçi sonuçlara ulaşılmasını sağladığı görülmektedir. Yarım araç modellerinin de tıpkı çeyrek araç modellerinde olduğu gibi, incelenen konuya göre farklı serbestlik derecelerine sahip olması mümkündür. Sadece araç dinamikleri incelenecekse genel olarak dört serbestlik dereceli olan yarım araç modellerine, yolcunun da eklenmesi durumunda var olan serbestlik derecesinin artacağı da ortadadır. Şekil 3.2’de beş serbestlik dereceli bir yarım araç modeli gösterilmektedir.



Şekil 3.2. Yarım araç modeli.

3.3. TAM ARAÇ MODELİ

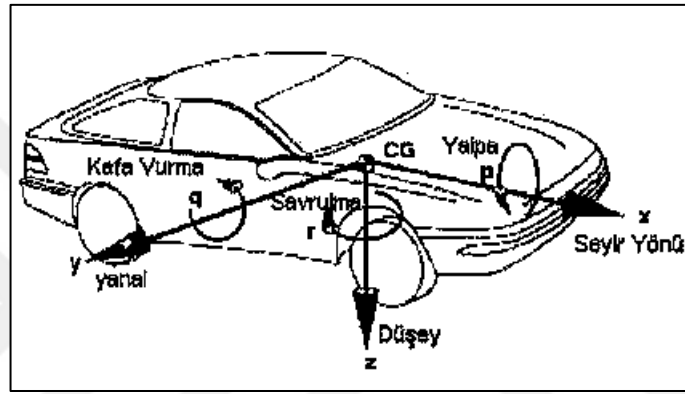
Karayolu taşıtlarının dinamik hareketliliklerinin analizlerini gerçekleştirilirken kullanılan en karmaşık ve detaylı yöntem tam araç modelidir. Bu modelde, diğer iki modelde de olduğu gibi araçta meydana gelebilecek dikey yöndeki dinamik davranışlarına ilave olarak dönme hareketlerinin de dinamik davranışları incelenebilmektedir. Yarım araç modelinde tek yöndeki dönme hareketlilikleri analiz edilebilirken, tam araç modelinde ise incelenmek istenen duruma göre iki veya üç yönde meydana gelen dönme hareketlerinin de analizleri aynı anda gerçekleştirilebilmektedir. Taşıtın modellenmesi daha detaylı bir şekilde ele alındığı için sistemin serbestlik derecesinde de artışlar meydana gelmektedir. Serbestlik derecesi artışı sistemi daha karmaşık hale getirmekte ve analizlerin gerçekleştirilmesini de daha da zorlaştırmaktadır. Ancak elde edilen sonuçlar, diğer modelleme yöntemleri ile kıyaslandığında daha detaylı ve gerçekte ele alınan taşıtın dinamik davranışlarıyla daha uyumludur. Tam araç modellerinin de tıpkı diğer iki araç modellerinde olduğu gibi, incelenen konuya göre farklı serbestlik derecelerine sahip olması mümkündür. Karayolu taşıtlarına ait örnek bir modelleme Şekil 3.3'te gösterilmektedir.



Şekil 3.3. Tam araç modeli.

3.4. KARAYOLU TAŞITLARINDA ARAÇ HAREKETLERİ

Karayolu taşıtlarının dinamik analizleri gerçekleştirilirken önemli konulardan birisi de hareket doğrultularının belirlenmesidir. Çeyrek araç modellemelerinde sadece dikey yönde hareketler olduğu için hareket tek doğrultudur. Ancak yarım ve tam araç modellerinde sadece dikey hareketler değil aynı zaman da dönme hareketleri de sisteme dahil olduğundan, hareket doğrultularının belirlenmesi önemli olmaktadır. Bir karayolu taşıta oluşan dönme hareketleri Şekil 3.4'te gösterildiği gibidir.



Şekil 3.4. Araçlarda dönme hareketlerinin gösterimi [123].

Şekil 3.4'te de gösterildiği gibi, bir kara yolu taşıtında aracın yanal eksen etrafında dönmesi sonucunda kafa vurma hareketi, seyir yönü eksenini etrafında dönmesi sonucunda yalpalama hareketi ve düşey eksen etrafında dönmesi sonucunda ise savrulma hareketi meydana gelmektedir. Bu dönme hareketleri de araç dinamiği üzerinde etkili olduğu için, en gerçekçi sonuçlar tam araç modeli kullanılarak elde edilir.

Yıldırım ve Esen yaptıkları çalışmada farklı araç hızlarında, araçta meydana gelen dinamik hareket ve kuvvetleri ele almışlardır [125].

BÖLÜM 4

YOL PROFİLİ MODELLERİ

Karayolu taşıtlarında araç dinamiği üzerine çalışmalar yapılırken, dikkate alınması gereken bazı parametreler vardır. Bu parametrelerin bir kısmı araç aksamalarının özellikleri tarafından belirlenirken bir kısmı da araç dışı parametrelerden kaynaklanmaktadır. Araç süspansiyon sisteminin özellikleri, araç ağırlığı, motor dinamiği gibi konular araç ile ilgili özelliklere örnek olarak verilir. Araç dışı örnekler ise rüzgâr, yol yüzeyinin pürüzlülüğü, yol yapısı gibi etkenler olarak verilebilir. Rüzgâr etkisi bu tez kapsamında değerlendirilmemiştir. Yol yapısı ve yol yüzeyinin pürüzlülüğü yol profilini etkileyen temel parametrelerdir. Gelişen teknoloji her alanda olduğu gibi yol yüzeylerinin de kalitesinin artmasına olanak sağlamaktadırlar. Ancak bütün yollarda aynı standardı ve kaliteyi yakalayabilmek pek mümkün gözükmemektedir. Karayolunda seyahat ederken bazı yolların son derece düzgün olduğu ve araç içerisinde seyahat eden yolcuların seyahat konforuna olumsuz herhangi bir etkisinin olmadığı görülürken, bazı yol şartlarında ise yol yüzeyinin profilinden kaynaklanan ve seyahat konforu açısından son derece rahatsız edici olan durumlarla karşılaşmaktadır. Bu gibi durumları doğru şekilde analiz edebilmek için literatürde yol profilleri genel olarak, rastgele ve rastgele olmayan yol profili olarak iki farklı şekilde ele alınmaktadır.

4.1. RASTGELE YOL PROFİLİ

Rastgele yol profilleri ISO-8608 yol standartlarına göre oluşturulmaktadır. Bu yol profilleri yüzey pürüzlülük değerleri en az olandan en çok olana doğru sırasıyla A, B, C, D, E, F, G ve H yol profillerinden oluşmaktadır. Bu yol profilleri oluşturulurken sinüzoidal dalga denklemlerinden yararlanılmaktadır. Bilindiği üzere, bütün şekiller veya profiller FFT (Fast Fourier Transform) Hızlı Fourier Dönüşümü vasıtasıyla sinüs veya kosinüs denklemleri ile ifade edilebiliyorlar. FFT dönüşümü kullanılmasıyla

ISO-8608 standartlarına uygun şekilde yol yüzey pürüzlülükleri oluşturulabilmektedir. Özellikle otoyollar ve karayolları bu şekilde modellenebilirler. ISO-8608 standardına göre, yol pürüzlülüklerinin sınıflandırılması Çizelge 4.1’de gösterilmektedir.

Çizelge 4.1. ISO-8608 Standardına göre $G_d(n_0)$ ve $G_d(\Omega_0)$ değerleri [124].

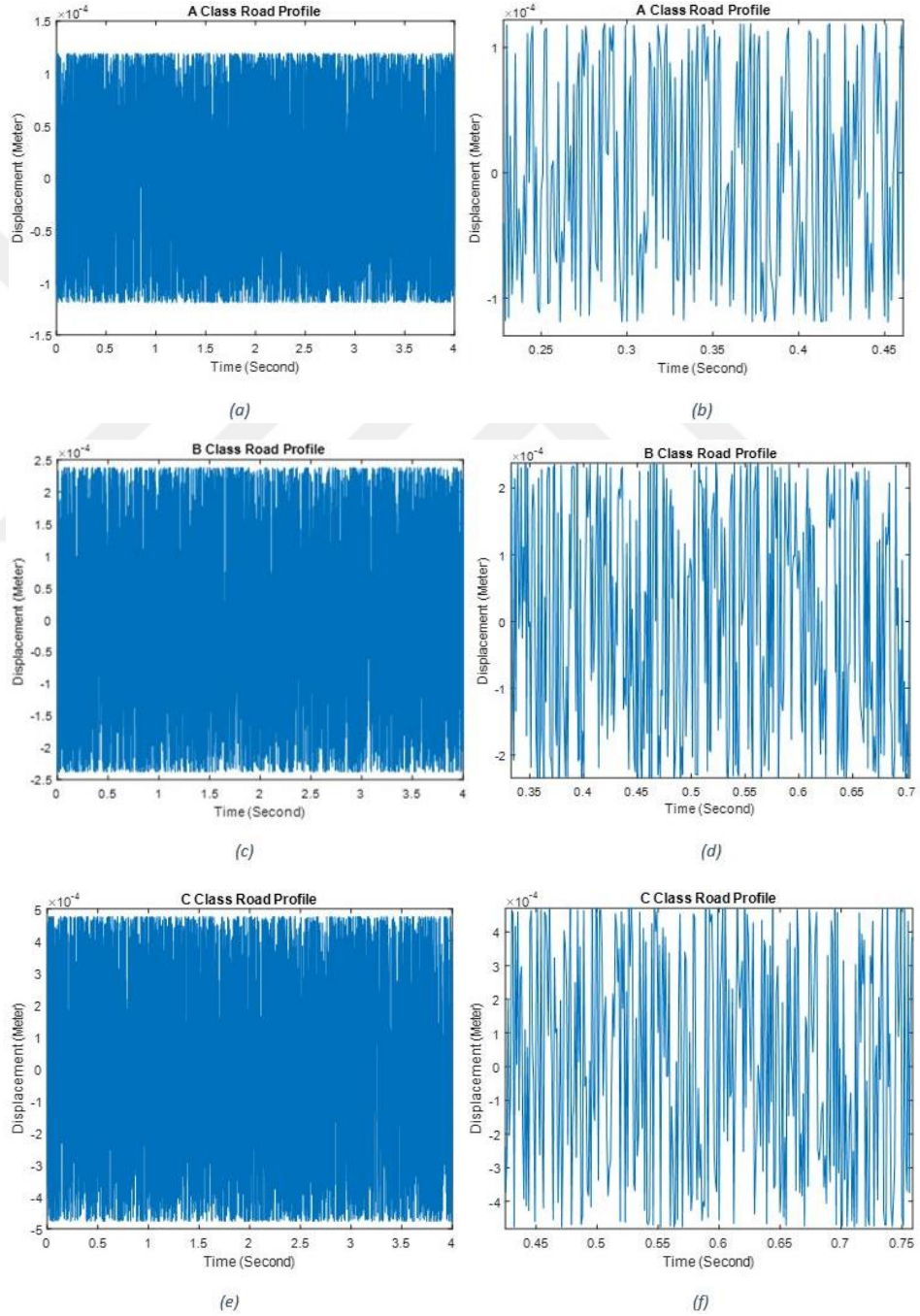
	$G_d(n_0)(10^{-6})m^3$		$G_d(\Omega_0)(10^{-6})m^3$	
	Lower Limit	Upper Limit	Lower Limit	Upper Limit
A (Very good)	-	32	-	2
B (Good)	32	128	2	8
C (Average)	128	512	8	32
D (Poor)	512	2048	32	128
E (Very poor)	2048	8192	128	512
F	8192	32768	512	2048
G	32768	131072	2048	8192
H	131072	-	8192	-
$n_0 = 0.1 \text{ cycle/m}$			$\Omega_0 = 1 \text{ rad/m}$	

Çizelge 4.1’de ifade edilen değerler PSD (Power Structural Density) olarak adlandırılan yapısal güç yoğunluklarını frekans ortamında ifade eder. Frekans ortamında belirtilen bu ifadeler ters FFT dönüşümü uygulanarak, yol pürüzlülük ifadeleri zaman bölgesinde elde edilmiş olur. Bu ifadelerin frekans ortamından zaman ortamına geçirilebilmesi için kullanılan ters FFT dönüşümü fonksiyonu Eş. 4.1’de verildiği gibidir.

$$r(x) = \sum_{i=1}^N \sqrt{4G_d(n_i)\Delta n} \cos(2\pi n_i x + \theta_i) \quad (4.1)$$

Bu denklemde yer alan N ifadesi yol profiline uygun bir yüzey pürüzlülüğü elde edilebilmesi için gereken kosinüs dalgasının sayısını, n_i ifadesi 1’den N’ye kadar kaçınıcı kosinüs dalgasında bulunduğunu, Δn ifadesi iki kosinüs dalgası arasındaki farkın büyüklüğünü, θ_i ifadesi oluşturulan her bir kosinüs dalgasında meydana gelen faz farkını, x alınan yol mesafesini ve $r(x)$ ifadesi de yüzey pürüzlülük değerini göstermektedir. ISO-8608 yol standartlarına göre oluşturulmuş A, B ve C sınıfı

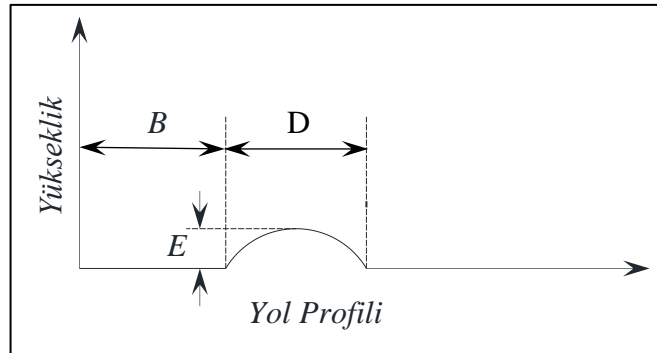
yollarına ait grafikler Matlab programı kullanılarak oluşturulmuş ve oluşturulan bu yol profilleri Şekil 4.1’de gösterilmektedir. Her bir yol profilinin pek çok kosinüs dalgasından meydana geldiğinin daha iyi anlaşılabilmesi için, her bir yol sınıfına ait grafiklerin sağ tarafına detay grafikleri de eklenmiştir. Diğer sınıflara ait grafiklerde benzer sonuçlar verecektir, aralarında oluşacak tek farklılık genlik değerlerinin daha yüksek seviyede çıkması olacaktır.



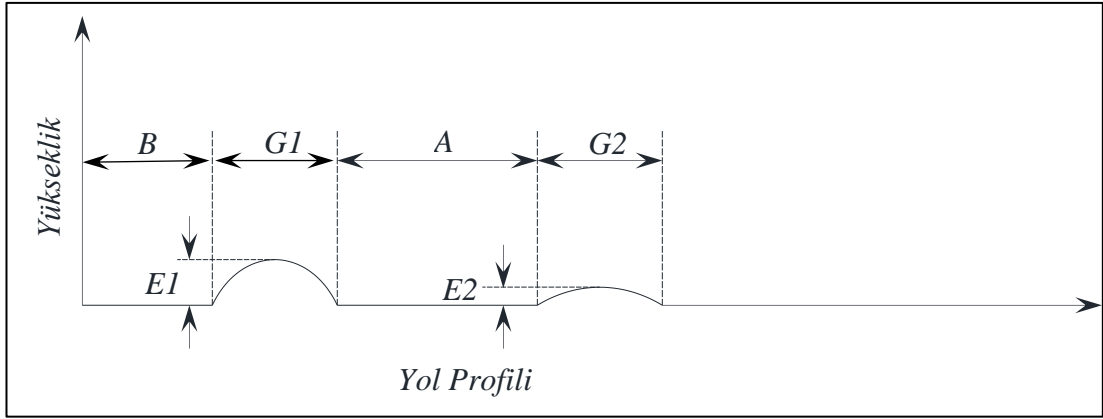
Şekil 4.1. ISO-8608 standardına göre oluşturulan A, B ve C sınıfı yollar.

4.2. RASTGELE OLMAYAN YOL PROFİLİ

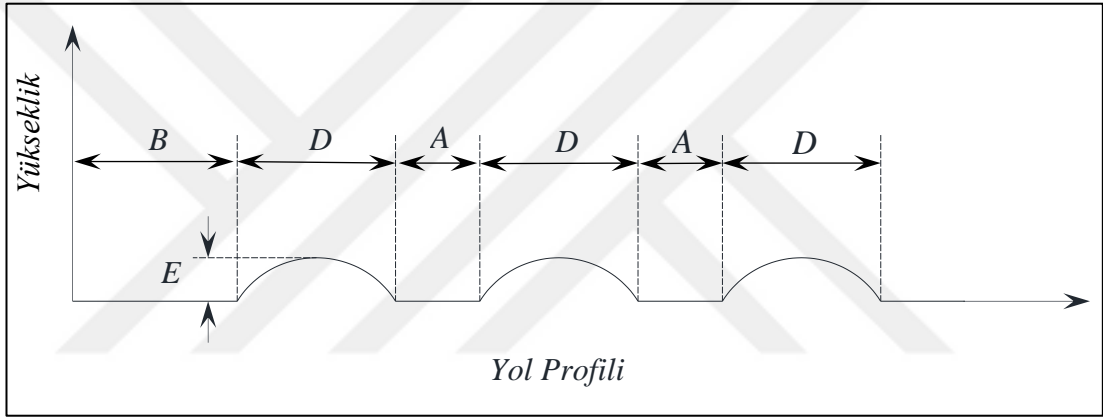
Yol profilleri incelenirken otoyollar veya karayollarını kusursuz olarak göz önünde bulundurmak yeterli bir yaklaşım olmayacaktır. Zaman içerisinde bu yolların yüzeylerinde oluşan kazalardan veya yapılan yol bakım çalışmalarından dolayı çukurlar, tümsekler veya eski asfalt ile yeni asfalt arasında oluşan kot farkı gibi yol kusurları oluşmaktadır. Ayrıca sadece otoyolların ve karayollarının göz önünde bulundurulması da eksik bir yaklaşım olacaktır. Şehir içi trafikte özellikle okul, hastane gibi kalabalık yaşam alanı bölgelerinde, oluşabilecek kazaları en aza indirebilmek adına hız kesici tümsekler bulunmaktadır. Bu tümseklerin sayısı, yüksekliği ve genişliği bulunan yere ve uygulamaya göre farklılık göstermektedir. Yol kusuru ve hız kesici tümsek gibi yol şartlarını modelleyebilmek için, rastgele olmayan yol profili yöntemi kullanılmaktadır. Rastgele olmayan yol profili için farklı hız tümseği profilleri bulunmaktadır. Sadece bir tane hız tümseğinin olduğu yol profili Şekil 4.2’de, birbirlerinden farklı yükseklik ve genişliklere sahip hız tümseklerinin olduğu bir diğer yol profili Şekil 4.3’te ve aynı yükseklik ve genişlik değerlerine sahip hız tümseği profili ise Şekil 4.4’te gösterilmektedir. Bu yol profilleri dışında daha farklı yol profilleri de oluşturulabilir. Bu yol profilleri de yine kosinüsoidal bir yol yüzeyi profiline sahiptir. Bunlarında dışında ise birim basamak ve trapez gibi hız tümseği profilleri de ele alınabilir. Ancak gerçek hayatta en çok karşılaşılabilecek durum kosinüsoidal hız tümseği şekilleridir. Bu çalışmada da aşağıdaki şekillerde belirtilen yol profilleri, rastgele olmayan yol profilleri olarak ele alınmıştır.



Şekil 4.2. Bir hız kesici tümsekten meydana gelen yol profili.



Şekil 4.3. Farklı yükseklik ve genişliğe sahip hız kesici tümsek yol profili.



Şekil 4.4. Aynı yükseklik ve genişliğe sahip hız kesici tümsek yol profili.

BÖLÜM 5

TEORİK ÇALIŞMALARDA KULLANILAN SAYISAL YÖNTEMLER

Tam araç modelinin deney düzeneğinin kurulması için gerekli ekipman yazılımların kurulması oldukça pahalı bir işlemdir. Bu sebepten dolayı bu çalışmaları bilgisayar ortamında çeşitli yazılım programları vasıtasıyla gerçekleştirmek hem maliyet hem de zaman açısından tasarruflar sağlayacaktır. Bu sebepten dolayı bu konu teorik olarak çalışılmıştır. Literatürde de bu konu ile alakalı olarak teorik çalışmalar mevcuttur. Bu çalışmalar için kullanılacak farklı yöntemler mevcuttur.

5.1. TRANSFER FONKSİYONU YÖNTEMİ

Zamandan bağımsız doğrusal sistemlerin giriş ve çıkışı arasındaki ilişki ifade edebilmek amacıyla kullanılan bir yöntemdir. Doğrusal bir sistemin transfer fonksiyonu, çıkış değişkenine ait Laplace dönüşümünün giriş değişkenine ait Laplace dönüşümüne oranı olarak ifade edilir. Bu yöntemde Laplace ve ters Laplace kavramları önem kazanmaktadır. Transfer fonksiyonun avantajlarının yanı sıra dezavantajları da mevcuttur. Bu dezavantaj ise, transfer fonksiyonunun doğrusal sistemlere uygulanabileceği ve başlangıç şartlarının da sıfır olması gerektiğidir. Doğrusal olmayan sistemlerde transfer fonksiyonu yöntemi kullanılamaz.

5.1.1. Laplace ve Ters Laplace Dönüşümü

Dinamik sistemler analiz edilirken, Newton yasası ve Kirchoff yasası gibi fizik kuralları göz önünde bulundurularak, sistemin matematiksel bir modeli oluşturulur. Oluşturulan bu matematiksel modeller diferansiyel denklemlerden meydana geldiği için zaman alanında yer almaktadırlar. Bu diferansiyel denklemlerin çözümleri basit problemlerde hızlı bir şekilde gerçekleştirilebilirken, sistemin karmaşıklığı arttıkça elde edilen diferansiyel denklemlerin de çözümleri giderek zorlaşmaktadır. Bu durumda sisteme Laplace dönüşümü uygulanarak, elde edilen matematiksel modeller

zaman alanından frekans alanına geçirilir. Laplace dönüşümü uygulanarak frekans alanına geçirilen denklemler aynı anda cebirsel denklemlere de dönüştürülmüş olur. Böylece, cebirsel kurallar uygulanarak denklemler çözülür. Elde edilen çözüme daha sonra ters Laplace dönüşümü uygulanarak, frekans bölgesinde elde edilen bu çözüm zaman bölgesine geçirilmiş olur. Laplace dönüşümü Eşitlik 5.1 de ve ters Laplace dönüşümü de Eşitlik 5.2 de verilmektedir.

$$\mathcal{L}[f(t)] = F(s) = \int_0^{\infty} f(t)e^{-st} dt \quad (5.1)$$

$$f(t) = \mathcal{L}^{-1}[F(s)] = \frac{1}{2\pi j} \int_{\sigma-j\infty}^{\sigma+j\infty} F(s)e^{st} ds \quad (5.2)$$

Eşitlik 4.2’de yer alan σ ifadesi $F(s)$ ’in tüm tekilliklerinin reel kısmından daha büyük bir reel sayıyı ifade eder.

5.1.1.1. Laplace Dönüşümünün Avantajları

- Laplace dönüşümünün uygulanmasıyla diferansiyel denklemler s değişkeni şeklinde cebirsel denklemlere dönüştürülmüş olur. Böylece, elde edilen denklemlere temel cebirsel kurallar uygulandıktan sonra s alanından ters Laplace dönüşümü uygulanarak tekrar t alanına geçirilerek diferansiyel denklemlerin çözümleri elde edilmiş olur.
- Pek çok temel fonksiyon için önceden hazırlanmış Laplace dönüşüm tabloları bulunmaktadır. Bu sayede daha fazla işlem yapmadan dönüşümler elde edilmiş olur. Ters Laplace dönüşümü için de aynı tablolardan faydalanılabilir.
- Sistemin kalıcı ve geçici çözümleri aynı anda elde edilir.
- Diferansiyel denklemlerin çözülmesine ihtiyaç duyulmadan, sistem dinamiğinin analizlerini gerçekleştirilmesini sağlar.

Laplace dönüşümünün avantajlarının yanı sıra iki önemli dezavantajı da vardır. Bu dezavantajlardan ilki sistemin başlangıç şartlarının sıfır olarak verilmesi gerekliliğidir. İkinci bir dezavantaj olarak da lineer sistemlerde kullanılabilir olmasıdır.

5.2. MATLAB/SİMULİNK ARAYÜZÜ KULLANIMI YÖNTEMİ

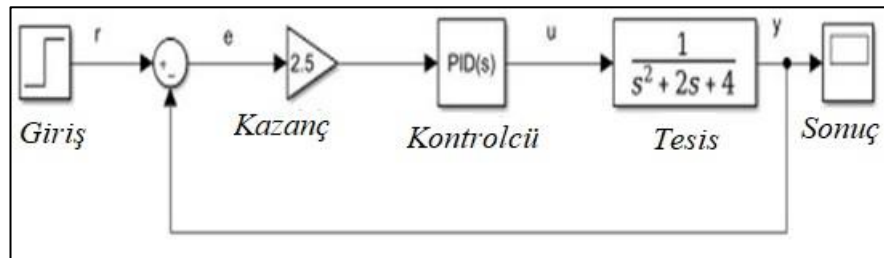
Transfer fonksiyonları elde edilen bir sistemin dinamik analizlerini gerçekleştirmek için kullanılan yöntemlerden birisi de Simulink yöntemidir. Simulink, Matlab programı ile çalışan bir simülasyon programıdır. Sürekli zamanlı ve ayrık zamanlı sistemleri veya her ikisini de içeren karma sistemleri de destekleyen bir yapısı bulunmaktadır. İçinde pek çok alt sistemi blok olarak bulundurduğu için, sürükle ve bırak yapılarak farklı sistemler kısa sürede oluşturularak dinamik analizleri gerçekleştirilebilir. Simulink ortamında bulunan temel parametreler aşağıda ifade edilmektedir.

Simulink Kütüphanesi: Simülasyon yaparken kullanılacak blokların kategorilere ayrılmış halde bulunduğu yerdir.

Blok Diyagramlar: Sürekli zamanda veya ayrık zamanda sonuçların elde edildiği dinamik sistemlerin temsil edildiği kısımlardır.

Durumlar: Bazı bloklar türev, integral gibi işlemlerin gerçekleştirilmesini sağlamaktadır. Bu bloklara da durumlar denilmektedir.

Şekil 5.1’de temel bir Simulink programının blok diyagramları ile gösterimi verilmektedir. Bu sistemde birim basamak girdisine karşılık gelen çıktı incelenmektedir. Sistemde ayrıca PID kontrolcüsü ve kazanç faktörleri de bulunmaktadır.



Şekil 5.1. Simulink programına ait bir örnek.

5.3. DURUM UZAY YÖNTEMİ

Araç dinamiği analizlerinde literatürde en çok kullanılan yöntemlerden birisi durum uzay yöntemidir. Sadece araç dinamiği analizlerinde değil, pek çok mühendislik problemlerinin analiz ve çözümlenmesinde kullanılan bir yöntemdir. Durum uzay yönteminin temel mantığı, n. dereceden bir diferansiyel denklemin n adet birinci dereceden diferansiyel denklemlerle ifade edilebilmesine olanak sağlayan durum değişkenlerine dönüştürmektir. Sürekli zaman uzayında gerçekleşen bu yönteme ait genel denklem ifadesi Eşitlik 5.3 ve Eşitlik 5.4'te verilmektedir.

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (5.3)$$

$$y = Cx + Du \quad (5.4)$$

Eşitlik 5.3 ve Eşitlik 5.4'te bulunan terimlerin anlamları aşağıdaki gibidir.

x: Durum vektörü (n elemanlı sütun vektör)

u: Kontrol vektörü (r elemanlı sütun vektör)

y: Çıkış vektörü (m elemanlı sütun vektörü)

A: Sistem matrisi (n*n elemanlı matris)

B: Giriş matrisi (n*r elemanlı matris)

C: Çıkış matrisi (m*n elemanlı matris)

D: Doğrudan iletim matrisi (m*r elemanlı matris)

Özellikle çok giriş ve çok çıkışlı doğrusal problemlerin çözümünde durum uzay yöntemi kullanılmaktadır. Tek girişli ve tek çıkışlı doğrusal sistemlerde ise daha çok transfer fonksiyonu ile çözüm yapılmaktadır.

5.4. NEWMARK YÖNTEMİ

Yapısal mekanik problemlerinin adım adım çözümünde kullanılmak üzere 1959 senesinde Nathan. M. Newmark tarafından yeni bir yöntem geliştirilmiştir. Geliştirdiği yöntem kendi adıyla anılmaktadır. Newmark yönteminin genel işleyişi Eşitlik 5.5 ve Eşitlik 5.6'da gösterildiği gibidir.

$$u_{i+1} = u_i + (\Delta t)\dot{u}_i + [(0.5 - \beta)(\Delta t)^2]\ddot{u}_i + [\beta(\Delta t)^2]\ddot{u}_{i+1} \quad (5.5)$$

$$\dot{u}_{i+1} = \dot{u}_i + [(1 - \gamma)\Delta t]\ddot{u}_i + [\gamma\Delta t]\ddot{u}_{i+1} \quad (5.6)$$

Bu yöntem kapalı bir yöntemdir ve \ddot{u}_{i+1} ifadesi $f(u_{i+1}, \dot{u}_{i+1})$ fonksiyonunun diferansiyel denklemi ile tanımlanabilir. Ayrıca, β ve γ parametreleri, bir adım aralığında ivme değişimini tanımlar ve yöntemin kararlılık ve doğruluk özelliklerini belirler. Genel olarak bu parametreler aşağıdaki gibi seçilirler.

$$\gamma = 0.5 \quad (5.7)$$

$$\frac{1}{6} \leq \beta \leq \frac{1}{4} \quad (5.8)$$

Bu parametrelerin aldıkları değerlere göre bazı özel durumlar oluşmaktadır [124].

5.4.1. Özel Durumlar

$\gamma = 0.5$ seçildiği durumda bu yöntem Newmark Beta yöntemi olarak adlandırılmaktadır.

5.4.1.1. Ortalama İvmelenme Yöntemi

Ortalama ivmelenme yöntemi olarak adlandırılan bu yöntemde $\gamma = 0.5$ ve $\beta = 1/4$ değerlerini almaktadır. Bu durumda, i adım aralığında ivmelenme değeri sabittir ve \ddot{u}_i ve \ddot{u}_{i+1} ifadeleri aşağıda gösterildiği gibi değişmektedir.

$$\ddot{u}(\tau) = \frac{1}{2}(\ddot{u}_{i+1} + \ddot{u}_i) \quad (5.9)$$

$$\dot{u}(\tau) = \dot{u}_i + \frac{\tau}{2}(\ddot{u}_{i+1} + \ddot{u}_i) \quad (5.10)$$

$$\dot{u}_{i+1} = \dot{u}_i + \frac{\Delta t}{2}(\ddot{u}_{i+1} + \ddot{u}_i) \quad (5.11)$$

$$u(\tau) = u_i + \dot{u}_i\tau + \frac{\tau^2}{4}(\ddot{u}_{i+1} + \ddot{u}_i) \quad (5.12)$$

$$u_{i+1} = u_i + \dot{u}_i\Delta t + \frac{(\Delta t)^2}{4}(\ddot{u}_{i+1} + \ddot{u}_i) \quad (5.13)$$

Bir sonraki adımda oluşan konum, hız ve ivme değerleri bir önceki adımdaki değerlere bağlı olarak değişmektedir. Bu değişimler Eşitlik 5.14'ten Eşitlik 5.16'ya kadar olan denklemlerle ifade edilmektedir.

$$u_{i+1} = u_i + \Delta u_i \quad (5.14)$$

$$\dot{u}_{i+1} = \dot{u}_i + \Delta \dot{u}_i \quad (5.15)$$

$$\ddot{u}_{i+1} = \ddot{u}_i + \Delta \ddot{u}_i \quad (5.16)$$

5.4.1.2. Doğrusal Hızlanma Yöntemi

Bu yöntemde $\gamma = 0.5$ ve $\beta = \frac{1}{6}$ olarak seçilirse, u_{i+1} ve \dot{u}_{i+1} denklemleri her bir adım aralığında doğrusal olarak artacaktır. Bu durumda \ddot{u}_i ve \ddot{u}_{i+1} ifadeleri Eşitlik 5.17-5.21 arasında gösterilmektedir.

$$\ddot{u}(\tau) = \ddot{u}_i + \frac{\tau}{\Delta t} (\ddot{u}_{i+1} - \ddot{u}_i) \quad (5.17)$$

$$\dot{u}(\tau) = \dot{u}_i + \ddot{u}_i \tau + \frac{\tau^2}{2\Delta t} (\ddot{u}_{i+1} - \ddot{u}_i) \quad (5.18)$$

$$\dot{u}_{i+1} = \dot{u}_i + \frac{\Delta t}{2} (\ddot{u}_{i+1} + \ddot{u}_i) \quad (5.19)$$

$$u(\tau) = u_i + \dot{u}_i \tau + \ddot{u}_i \frac{\tau^2}{2} + \frac{\tau^3}{6\Delta t} (\ddot{u}_{i+1} - \ddot{u}_i) \quad (5.20)$$

$$u_{i+1} = u_i + \dot{u}_i \Delta t + (\Delta t)^2 \left(\frac{1}{6} \ddot{u}_{i+1} + \frac{1}{3} \ddot{u}_i \right) \quad (5.21)$$

Bu tez çalışmasında, Newmark Beta yöntemi kullanılmıştır.

BÖLÜM 6

SAYISAL ANALİZLER

Tam araç modeline ait teorik çalışmalar Matlab programında gerçekleştirilmiştir. Analizleri yapabilmek için öncelikle tam araca ait fiziksel modellemeler yapılmıştır. Bu fiziksel modellemeler kütleler, yaylar ve amortisör elemanlarından oluşmaktadır. Fiziksel modellemeler oluşturulduktan sonra, her bir atalet elemanına etki eden kuvvetler D'Alambert prensibi ile elde edilerek her bir atalet elemanının matematiksel modellemesi oluşturulmuştur. Her bir atalet elemanına ait matematiksel modellemeler bir araya getirilerek sistemin genel matematiksel modellemesi elde edilmiştir. Elde edilen matematiksel modellemelerin çözümlenmesi için MATLAB programında Newmark Beta yöntemi oluşturularak çözülmüştür.

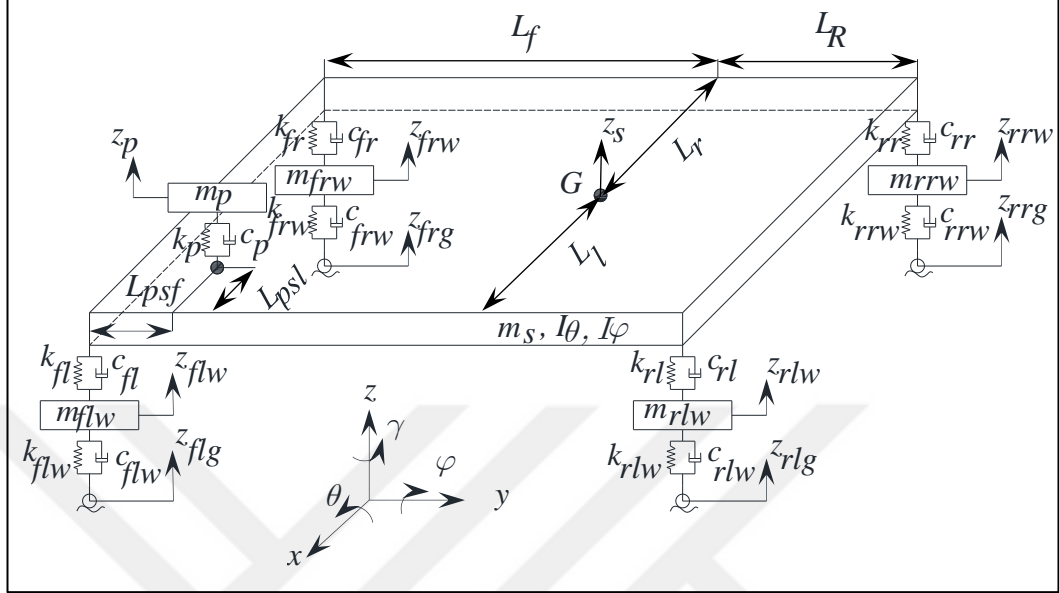
Tam araç analizlerini gerçekleştirmek için otomobil ve kamyonu türü araç modellemeleri ele alınmıştır. Her iki araç türü için önce fiziksel modellemeler yapılmış daha sonra da matematiksel modellemeler elde edilmiştir.

6.1. OTOMOBİL DİNAMİK ANALİZLERİ

Otomobilin dinamik analizlerini gerçekleştirirken öncelikle otomobilin fiziksel modelinin oluşturulması gerekmektedir. Bu maksatla, sekiz serbestlik derecesine sahip standart bir tam araç modeli ele alınmıştır. Sekiz serbestlik derecesine sahip tam araç modeli Şekil 6.1'de gösterilmektedir. Tam araç modeline ait sekiz serbestlik derecesini oluşturan parametreler şunlardır.

Her bir tekerleğe ait dikey yer değiştirmeler (4 tekerlek olduğu için toplamda 4 adet yer değiştirme koordinatı oluşur), araç ana gövdesinin ağırlık merkezine ait dikey yer değiştirmesi, araç ana gövdesinin kafa vurma (yunuslama, pitch) yönündeki ve yalpa

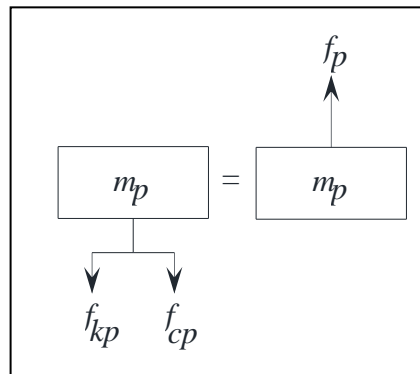
(dönme, roll) yönündeki dönme hareketleri ve sürücünün dikey yöndeki yer değiştirmesi toplamda sekiz serbestlik derecesini oluşturmaktadır.



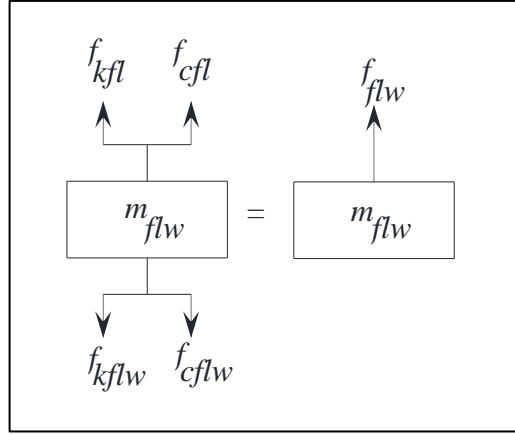
Şekil 6.1. Sekiz serbestlik derecesine sahip bir tam araç modeli.

6.1.1. Otomobil Modeline Ait Serbest Cisim Diyagramı

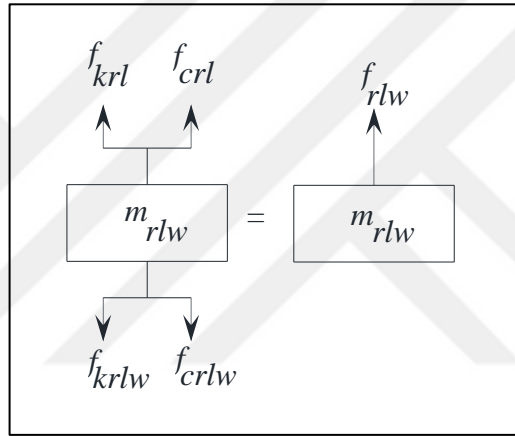
Sekiz serbestlik derecesine sahip tam araç modelinde, matematiksel denklemleri elde edebilmek için her bir elemanın serbest cisim diyagramı çizilmelidir. Çizilen serbest cisim diyagramında kuvvet eşitlikleri yazılarak matematiksel modellemeler elde edilmiş olunur. Sırasıyla, yolcunun, tekerleklerin ve araç gövdesinin serbest cisim diyagramları Şekil 6.2 ile Şekil 6.7 arasında gösterilmektedir.



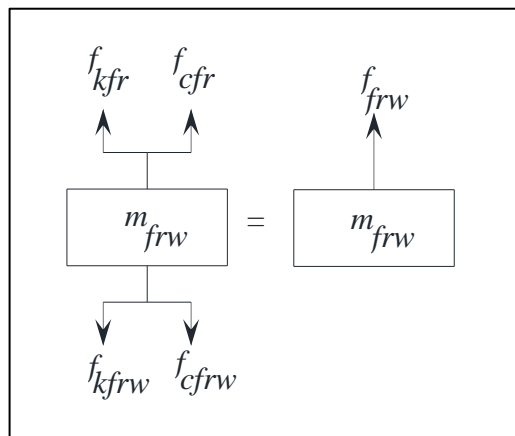
Şekil 6.2. Yolcu koltuğuna ait serbest cisim diyagramı.



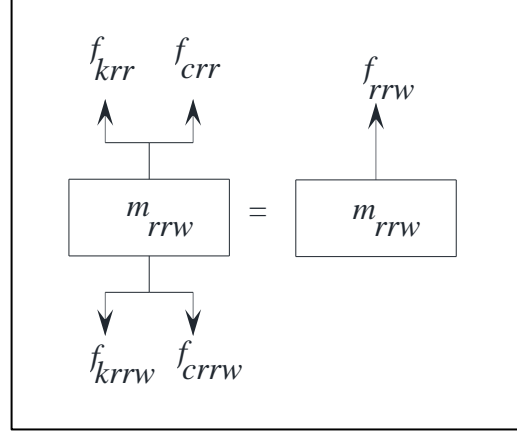
Şekil 6.3. Otomobil sol ön tekerleğine ait serbest cisim diyagramı.



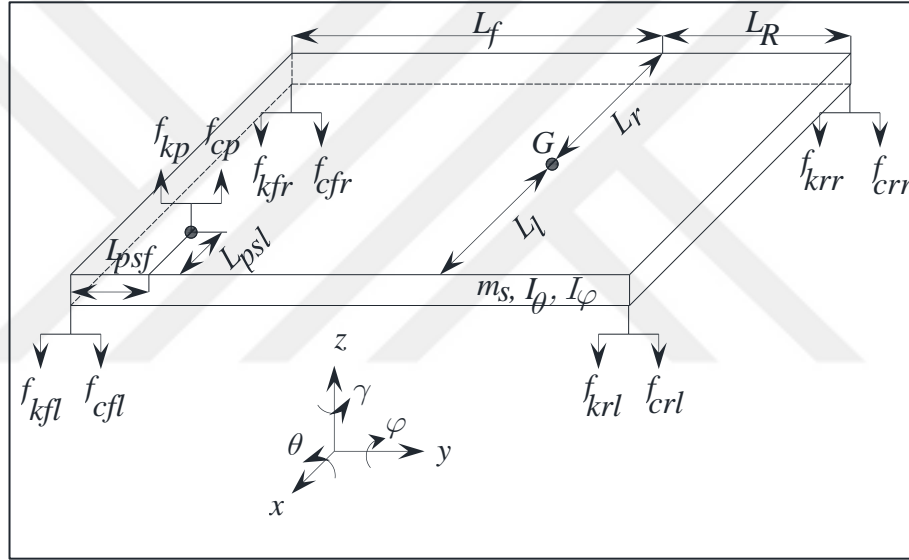
Şekil 6.4. Otomobil sol arka tekerleğine ait serbest cisim diyagramı.



Şekil 6.5. Otomobil sağ ön tekerleğine ait serbest cisim diyagramı.



Şekil 6.6. Otomobil sağ arka tekerleğine ait serbest cisim diyagramı.



Şekil 6.7. Otomobil gövdesine ait serbest cisim diyagramı.

Şekil 6.2 ile Şekil 6.6 arasında yer alan serbest cisim diyagramlarında sadece dikey (z) yönde kuvvet etkileri söz konusudur. Ayrıca bir moment oluşumu söz konusu değildir. Ancak Şekil 6.7 ele alındığında ise durum biraz farklıdır. Şekil 6.7’de de dikey (z) yönde kuvvetler bulunmaktadır. Bu kuvvetler araç gövdesine sadece dikey doğrultuda etki etmekle kalmıyor, aynı zamanda kafa vurma (yunuslama, pitch) ve yalpa (dönme, roll) yönlerinde de moment oluşturuyorlar. Bu yüzden araç gövdesinin analizleri gerçekleştirilirken sadece kuvvet dengesi değil aynı zamanda kafa vurma ve yalpa yönlerinde oluşan momentlerin de dengesi incelenecektir. Otomobile ait tam araç modelinin kuvvet ve moment denklemleri Eşitlik 6.1 ile Eşitlik 6.8 arasında gösterilmektedir.

$$m_p \ddot{z}_p + c_p [\dot{z}_p - \dot{z}_f + (L_f - L_{psf})\dot{\theta} + (L_{psl} - L_l)\dot{\phi}] + k_p [z_p - z_f + (L_f - L_{psf})\theta + (L_{psl} - L_l)\phi] = 0 \quad (6.1)$$

$$\begin{aligned} m_s \ddot{z}_f - c_p [\dot{z}_p - \dot{z}_f + (L_f - L_{psf})\dot{\theta} + (L_{psl} - L_l)\dot{\phi}] \\ - k_p [z_p - z_f + (L_f - L_{psf})\theta + (L_{psl} - L_l)\phi] \\ + c_{fl} (\dot{z}_f - L_f \dot{\theta} + L_l \dot{\phi} - \dot{z}_{flw}) + k_{fl} (z_f - L_f \theta + L_l \phi - z_{flw}) \\ + c_{rl} (\dot{z}_f + L_R \dot{\theta} + L_l \dot{\phi} - \dot{z}_{rlw}) + k_{rl} (z_f + L_R \theta + L_l \phi - z_{rlw}) \\ + c_{fr} (\dot{z}_f - L_f \dot{\theta} - L_r \dot{\phi} - \dot{z}_{frw}) + k_{fr} (z_f - L_f \theta - L_r \phi - z_{frw}) \\ + c_{rr} (\dot{z}_f + L_R \dot{\theta} - L_r \dot{\phi} - \dot{z}_{rrw}) + k_{rr} (z_f + L_R \theta - L_r \phi - z_{rrw}) \\ = 0 \end{aligned} \quad (6.2)$$

$$\begin{aligned} I_\theta \ddot{\theta} - \dot{z}_p [c_p (L_{psf} - L_f)] \\ - \dot{z}_f [(c_{fl} + c_{fr})L_f - (c_{rl} + c_{rr})L_R + c_p (L_f - L_{psf})] \\ - \dot{\theta} [-(c_{fl} + c_{fr})L_f^2 - (c_{rl} + c_{rr})L_R^2 - c_p (L_f - L_{psf})^2] \\ - \dot{\phi} [(c_{fl}L_l - c_{fr}L_r)L_f + (c_{rr}L_r - c_{rl}L_l)L_R \\ + c_p (L_l - L_{psl})(L_f - L_{psf})] + \dot{z}_{flw}c_{fl}L_f + \dot{z}_{frw}c_{fr}L_f - \dot{z}_{rlw}c_{rl}L_R \\ - \dot{z}_{rrw}c_{rr}L_R - z_p [k_p (L_{psf} - L_f)] \\ - z_f [(k_{fl} + k_{fr})L_f - (k_{rl} + k_{rr})L_R + k_p (L_f - L_{psf})] \\ - \theta [-(k_{fl} + k_{fr})L_f^2 - (k_{rl} + k_{rr})L_R^2 - k_p (L_f - L_{psf})^2] \\ - \phi [(k_{fl}L_l - k_{fr}L_r)L_f + (k_{rr}L_r - k_{rl}L_l)L_R \\ + k_p (L_l - L_{psl})(L_f - L_{psf})] + z_{flw}k_{fl}L_f + z_{frw}k_{fr}L_f \\ - z_{rlw}k_{rl}L_R - z_{rrw}k_{rr}L_R = 0 \end{aligned} \quad (6.3)$$

$$\begin{aligned}
& I_\varphi \ddot{\varphi} - \dot{z}_p [c_p(L_l - L_{psl})] \\
& - \dot{z}_f [(c_{fr} + c_{rr})L_r - (c_{fl} + c_{rl})L_l + c_p(L_{psl} - L_l)] \\
& - \dot{\theta} [(c_{rr}L_R - c_{fr}L_f)L_r + (c_{fl}L_f - c_{rl}L_R)L_l \\
& + c_p(L_f - L_{psf})(L_l - L_{psl})] \\
& - \dot{\varphi} [-(c_{fr} + c_{rr})L_r^2 - (c_{fl} + c_{rl})L_l^2 - c_p(L_{psl} - L_l)^2] \\
& + \dot{z}_{frw}c_{fr}L_r + \dot{z}_{rrw}c_{rr}L_r - \dot{z}_{flw}c_{fl}L_l - \dot{z}_{rlw}c_{rl}L_l \\
& - z_p [k_p(L_l - L_{psl})] \\
& - z_f [(k_{fr} + k_{rr})L_r - (k_{fl} + k_{rl})L_l + k_p(L_{psl} - L_l)] \\
& - \theta [(k_{rr}L_R - k_{fr}L_f)L_r + (k_{fl}L_f - k_{rl}L_R)L_l \\
& + k_p(L_f - L_{psf})(L_l - L_{psl})] \\
& - \varphi [-(k_{fr} + k_{rr})L_r^2 - (k_{fl} + k_{rl})L_l^2 - k_p(L_{psl} - L_l)^2] \\
& + z_{frw}k_{fr}L_r + z_{rrw}k_{rr}L_r - z_{flw}k_{fl}L_l - z_{rlw}k_{rl}L_l = 0
\end{aligned} \tag{6.4}$$

$$\begin{aligned}
& m_{flw} \ddot{z}_{flw} - c_{fl}(\dot{z}_f - L_f \dot{\theta} + L_l \dot{\varphi} - \dot{z}_{flw}) - k_{fl}(z_f - L_f \theta - L_l \varphi - z_{flw}) \\
& + c_{flw}(\dot{z}_{flw} - \dot{z}_{flg}) + k_{flw}(z_{flw} - z_{flg}) = 0
\end{aligned} \tag{6.5}$$

$$\begin{aligned}
& m_{rlw} \ddot{z}_{rlw} - c_{rl}(\dot{z}_f + L_R \dot{\theta} + L_l \dot{\varphi} - \dot{z}_{rlw}) - k_{rl}(z_f + L_R \theta + L_l \varphi - z_{rlw}) \\
& + c_{rlw}(\dot{z}_{rlw} - \dot{z}_{rlg}) + k_{rlw}(z_{rlw} - z_{rlg}) = 0
\end{aligned} \tag{6.6}$$

$$\begin{aligned}
& m_{frw} \ddot{z}_{frw} - c_{fr}(\dot{z}_f - L_f \dot{\theta} - L_r \dot{\varphi} - \dot{z}_{frw}) \\
& - k_{fr}(z_f - L_f \theta - L_r \varphi - z_{frw}) + c_{frw}(\dot{z}_{frw} - \dot{z}_{frg}) \\
& + k_{frw}(z_{frw} - z_{frg}) = 0
\end{aligned} \tag{6.7}$$

$$\begin{aligned}
& m_{rrw} \ddot{z}_{rrw} - c_{rr}(\dot{z}_f + L_R \dot{\theta} - L_r \dot{\varphi} - \dot{z}_{rrw}) \\
& - k_{rr}(z_f + L_R \theta - L_r \varphi - z_{rrw}) + c_{rrw}(\dot{z}_{rrw} - \dot{z}_{rrg}) \\
& + k_{rrw}(z_{rrw} - z_{rrg}) = 0
\end{aligned} \tag{6.8}$$

6.2. RASTGELE YOL PÜRÜZLÜLÜĞÜ DURUMU ANALİZLERİ

Şekil 4.1’de ISO-8608 standardına göre, rastgele yol düzensizlikleri gösterilmektedir. ISO-8608 standardına göre A, B, C, D, E, F, G ve H sınıfı yol düzensizlikleri bulunmaktadır. Bu çalışmada sadece ilk 3 yol pürüzlülük sınıfı ele alınmıştır. Diğer sınıflara doğru geçildikçe sadece genlik değerlerinde artışlar gözlemlenecektir. A, B ve C sınıflarına ait grafikler aşağıdaki gibidir.

Çizelge 6.1. Tam araç modeli parametreleri.

Parametre	Değerler	Birim
Yolcu ve koltuk kütlesi	80	kg
Araç gövde kütlesi	1500	kg
Tekerlek kütleleri	50	kg
Araç gövdesinin kafa vurma yönündeki kütle atalet momenti	1680	kgm ²
Araç gövdesinin kafa vurma yönündeki kütle atalet momenti	1500	kgm ²
Yolcu koltuğu sönümleme katsayısı	600	Ns/m
Ön süspansiyon sönümleme katsayısı	1200	Ns/m
Arka süspansiyon sönümleme katsayısı	1000	Ns/m
Ön tekerleklerin sönümleme katsayısı	60	Ns/m
Arka tekerleklerin sönümleme katsayısı	50	Ns/m
Yolcu koltuğu yay sertlik katsayısı	8000	N/m
Ön süspansiyon yay sertlik katsayısı	30000	N/m
Arka süspansiyon yay sertlik katsayısı	20000	N/m
Ön tekerleklerin yay sertlik katsayısı	150000	N/m
Arka tekerleklerin yay sertlik katsayısı	120000	N/m
Araç gövdesi ağırlık merkezi ile sol tekerlekler arası mesafe	0.75	m
Araç gövdesi ağırlık merkezi ile sağ tekerlekler arası mesafe	0.75	m
Araç gövdesi ağırlık merkezi ile ön tekerlekler arası mesafe	1.4	m
Araç gövdesi ağırlık merkezi ile arka tekerlekler arası mesafe	1.1	m
Yolcu koltuğu ile sol tekerlekler arası mesafe	0.4	m
Yolcu koltuğu ile ön tekerlekler arası mesafe	1	m

Tam araç modeline ait parametrelerin değerleri Çizelge 6.1’de gösterildiği gibidir. ISO standartlarındaki yollarda analizler gerçekleştirilirken araç hızı 90 km/s olarak ele

alınmıştır. Bu hız aynı zamanda 25 m/s değerine eşittir. 100’lik bir yol boyunca analizler gerçekleştirilmiştir. Bu durumda araç 4 s de hareketini gerçekleştirmiş olmaktadır.

Çizelge 6.2. Yolcu ve araç gövdesine ait doğal frekans değerleri.

Araç Aksamı	Frekans Değerleri (rad/s)	Frekans Değerleri (Hz)
Yolcu dikey	10,9760	1,7469
Araç gövdesi dikey	9,0584	1,4417
Araç gövdesi kafa vurma	6,5665	1,0451
Araç gövdesi yalpa	5,5872	0,8892

Çizelge 6.3. A, B, C sınıfı yollarda yolcu ve araç gövdesinin RMS değerleri.

Parametre	RMS Değeri	Birim
Yolcunun A sınıfı yolda dikey yönde	1,4020*10 ⁻⁴	m/s ²
Yolcunun B sınıfı yolda dikey yönde	3,5066*10 ⁻⁴	m/s ²
Yolcunun C sınıfı yolda dikey yönde	7,0856*10 ⁻⁴	m/s ²
Araç gövdesinin A sınıfı yolda dikey yönde	4,6782*10 ⁻⁴	m/s ²
Araç gövdesinin B sınıfı yolda dikey yönde	9,8478*10 ⁻⁴	m/s ²
Araç gövdesinin C sınıfı yolda dikey yönde	0,0023	m/s ²
Araç gövdesinin A sınıfı yolda kafa vurma yönünde	6,1191*10 ⁻⁴	rad/s ²
Araç gövdesinin B sınıfı yolda kafa vurma yönünde	0,0013	rad/s ²
Araç gövdesinin C sınıfı yolda kafa vurma yönünde	0,0023	rad/s ²
Araç gövdesinin A sınıfı yolda yalpa yönünde	4,3153*10 ⁻⁴	rad/s ²
Araç gövdesinin B sınıfı yolda yalpa yönünde	7,9539*10 ⁻⁴	rad/s ²
Araç gövdesinin C sınıfı yolda yalpa yönünde	0,0016	rad/s ²

Çizelge 6.2 ve Çizelge 6.3’te sırasıyla tam araç elemanlarına ait doğal frekans ve RMS değerleri verilmektedir. Araç gövdesi kafa vurma ve yalpa hareketlerine de sahip olduğu için, diğer elemanlardan farklı olarak kafa vurma ve yalpa yönlerindeki değerleri de gösterilmektedir. Çizelge 6.4’te ISO-2631-1 standardına göre titreşim seviyeleri gösterilmektedir.

Çizelge 6.4. ISO-2631-1 standardına göre titreşim konfor seviyeleri [124].

Ölçülen Titreşim Değeri	Konfor Seviyesi
0,315’ten daha küçük	Konforsuz değil
0,315 ile 0,63 arası	Çok az konforsuz
0,5 ile 1 arası	Biraz konforsuz
0,8 ile 1,6 arası	Konforsuz
1,25 ile 2,5 arası	Çok konforsuz
2’den büyük	Aşırı konforsuz

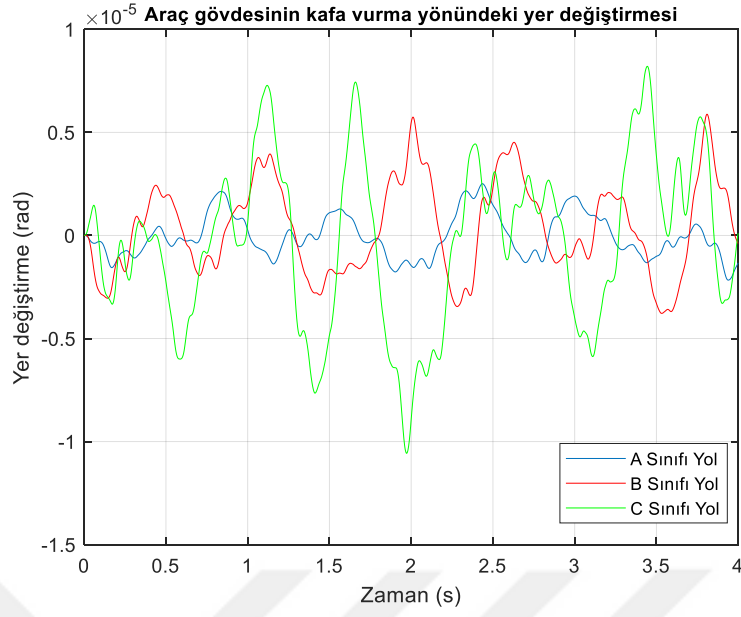


Şekil 6.8. A, B, C sınıfı yol pürüzlülüğünde sürücü koltuğu dikey yönündeki yer değişimi grafikleri.



Şekil 6.9. A, B, C sınıfı yol pürüzlülüğünde araç gövdesi dikey yönündeki yer değişimi grafikleri.

Şekil 6.8 ve Şekil 6.9’da sırasıyla sürücü koltuğunun ve araç gövdesinin dikey yer değişimi grafikleri verilmiştir. A sınıfı yoldan C sınıfı yola doğru yer değişimi değerlerinde artışlar görülmektedir. Ancak yer değişimi değerleri oldukça düşük genliklere sahiptir. Sürücü koltuğunun dikey yöndeki yer değişimi genlikleri araç gövdesinin dikey yöndeki yer değişimi değerlerinden büyük olduğu görülmektedir.



Şekil 6.10. A, B, C sınıfı yol pürüzlülüğünde araç gövdesi kafa vurma yönündeki yer değişimi grafikleri.

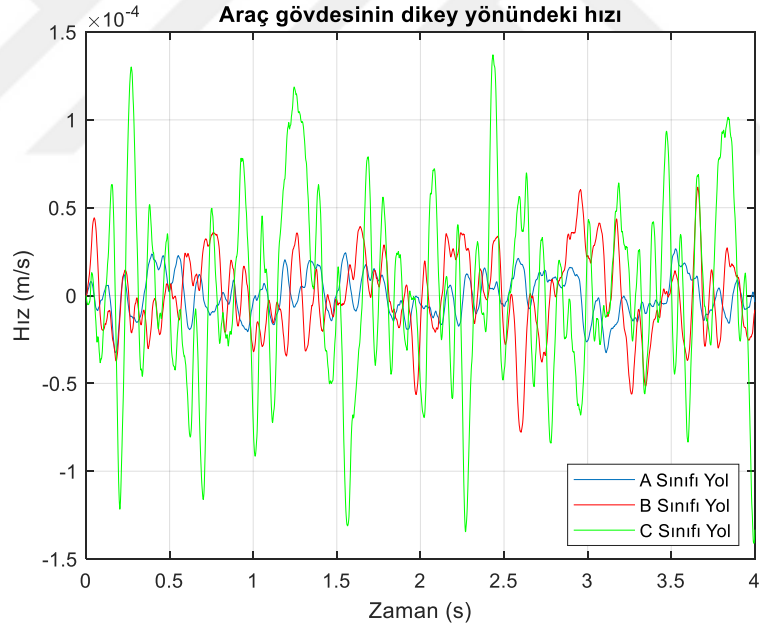


Şekil 6. 11. A, B, C sınıfı yol pürüzlülüğünde araç gövdesi yalpa yönündeki yer değişimi grafikleri

Şekil 6.10 ve Şekil 6.11’de sırasıyla araç gövdesinin kafa vurma ve yalpa yönlerindeki yer değişimi grafikleri verilmiştir. A sınıfı yoldan C sınıfı yola doğru yer değişimi değerlerinde artışlar görülmektedir. Ancak yer değişimi değerleri oldukça düşük genliklere sahiptir. Kafa vurma yer değişimi genlikleri ile yalpa yönündeki yer değişimi genliklerinin birbirlerine yakın değerlerde olduğu görülmektedir.



Şekil 6.12. A, B, C sınıfı yol pürüzlülüğünde sürücü koltuğunun dikey yönündeki hız grafikleri.



Şekil 6.13. A, B, C sınıfı yol pürüzlülüğünde araç gövdesinin dikey yönündeki hız grafikleri.

Şekil 6.12 ve Şekil 6.13'te sırasıyla sürücü koltuğunun ve araç gövdesinin dikey hız grafikleri verilmiştir. A sınıfı yoldan C sınıfı yola doğru hız değerlerinde artışlar görülmektedir. Ancak hız değerleri oldukça düşük genliklere sahiptir. Sürücü koltuğunun dikey hız değerleri araç gövdesinin dikey hız değerlerine yakındır.



Şekil 6.14. A, B, C sınıfı yol pürüzlülüğünde araç gövdesinin kafa vurma yönündeki hız grafikleri.

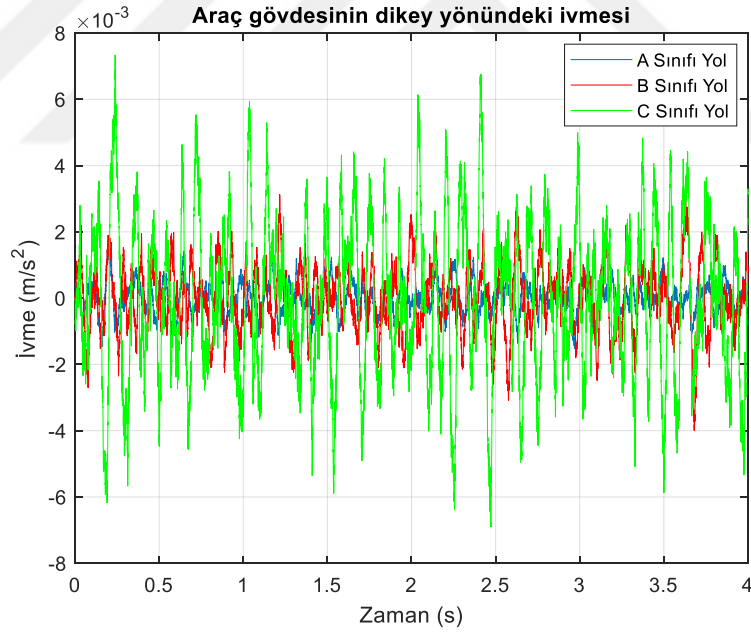


Şekil 6.15. A, B, C sınıfı yol pürüzlülüğünde araç gövdesinin yalpa yönündeki hız grafikleri.

Şekil 6.14 ve Şekil 6.15'te sırasıyla araç gövdesinin kafa vurma ve yalpa yönlerindeki hız grafikleri verilmiştir. A sınıfı yoldan C sınıfı yola doğru hız değerlerinde artışlar görülmektedir. Kafa vurma yönündeki hız değerlerinin genlikleri ile yalpa yönündeki hız genlikleri birbirlerine yakın değerlere sahiptir.

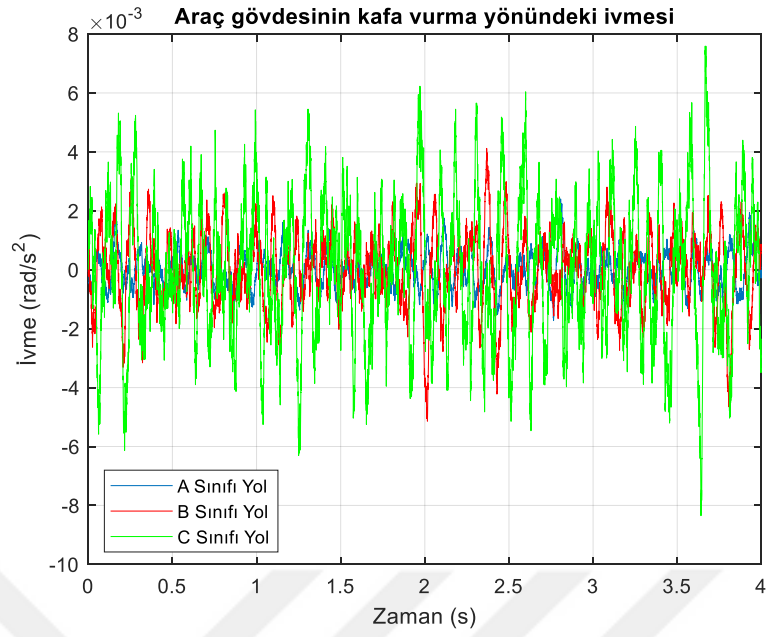


Şekil 6.16. A, B, C sınıfı yol pürüzlülüğünde sürücü koltuğunun dikey yönündeki ivme grafikleri.



Şekil 6.17. A, B, C sınıfı yol pürüzlülüğünde araç gövdesinin dikey yönündeki ivme grafikleri.

Şekil 6.16 ve Şekil 6.17’de sırasıyla sürücü koltuğunun ve araç gövdesinin dikey ivme grafikleri verilmiştir. Meydana gelen titreşimler Çizelge 6.4’te belirtilen ISO-2631-1 titreşim standardına göre ele alındığında, bütün ivmelenme değerlerinin konfor açısından uygun değerlere sahip oldukları gözlemlenmektedir.



Şekil 6.18. A, B, C sınıfı yol pürüzlülüğünde araç gövdesinin kafa vurma yönündeki ivme grafikleri.

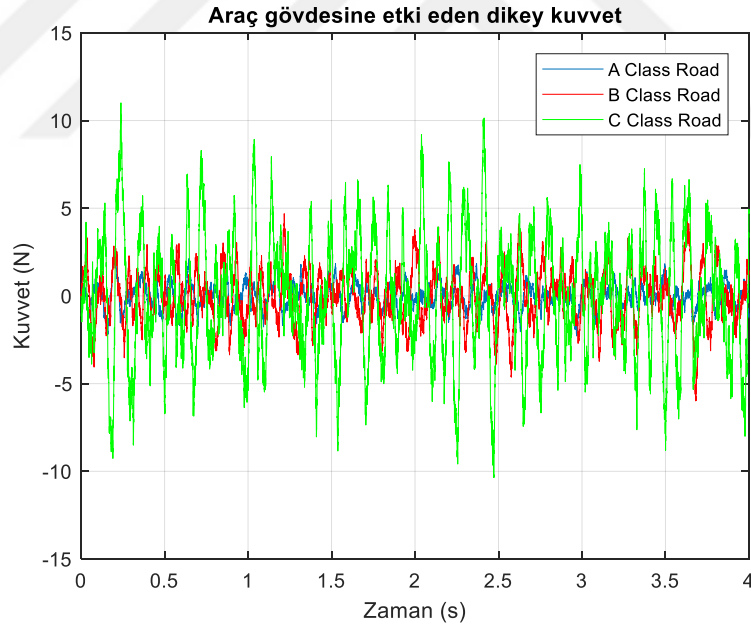


Şekil 6.19. A, B, C sınıfı yol pürüzlülüğünde araç gövdesinin yalpa yönündeki ivme grafikleri.

Şekil 6.18 ve Şekil 6.19’da sırasıyla araç gövdesinin kafa vurma ve yalpa yönlerindeki ivme grafikleri verilmiştir. A sınıfı yoldan C sınıfı yola doğru ivme değerlerinde artışlar görülmektedir. İvmelenmelerin RMS değerleri Çizelge 6.4’te verildiği gibidir.

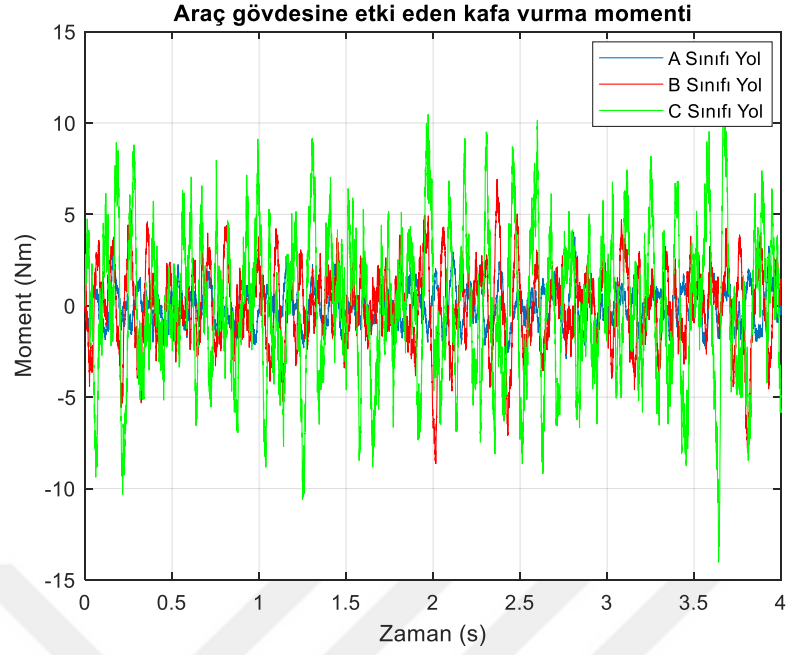


Şekil 6.20. A, B, C sınıfı yol pürüzlülüğünde sürücü koltuğunun dikey yönündeki kuvvet grafikleri.



Şekil 6.21. A, B, C sınıfı yol pürüzlülüğünde araç gövdesinin dikey yönündeki kuvvet grafikleri.

Şekil 6.20 ve Şekil 6.21’de sürücü koltuğunun ve araç gövdesinin dikey kuvvet grafikleri gösterilmektedir. Ortaya çıkan kuvvet değerlerinin düşük olması hem bağlantı yerlerindeki yataklama elemanlarının hem de süspansiyon sistemi elemanlarının uygun çalışma koşullarında olduğunu göstermektedir.



Şekil 6.22. A, B, C sınıfı yol pürüzlülüğünde araç gövdesinin kafa vurma yönündeki moment grafikleri.



Şekil 6.23. A, B, C sınıfı yol pürüzlülüğünde araç gövdesinin yalpa yönündeki moment grafikleri.

Şekil 6.22 ve Şekil 6.23'te sırasıyla araç gövdesinin kafa vurma ve yalpa yönlerindeki moment grafikleri verilmiştir. A sınıfı yoldan C sınıfı yola doğru oluşan moment değerlerinde artışlar görülmektedir.

Elde edilen yer değiştirme sonuçları değerlendirildiğinde, yolcunun ve araç gövdesinin dikey yönünde meydana gelen yer değiştirmelerin oldukça küçük değerler olduğu görülmektedir. Ayrıca A sınıfı yol pürüzlülüğü etkisi altında iken, dikey yönünde meydana gelen yer değiştirme değerlerinin en küçük değerlere sahip olduğu elde edilmektedir. A sınıfından C sınıfı yol pürüzlülüğüne doğru gidildikçe de meydana gelen yer değiştirme değerlerinde artış olduğu da gözlemlenmektedir. Ortaya çıkan yer değiştirme değerleri oldukça düşük değerler olduğu için, yolcu ve araç gövdesinin dikey yönde rahatsız edici bir durum oluşturmamaktadır. Kafa vurma ve yalpa hareket yönlerinde meydana gelen yer değiştirme grafikleri de incelendiğinde de benzer durumların oluştuğu görülmektedir. Ayrıca, yalpa yönündeki yer değiştirme değerlerinin kafa vurma yönündeki değerlere yakın olduğu da gözlemlenmiştir.

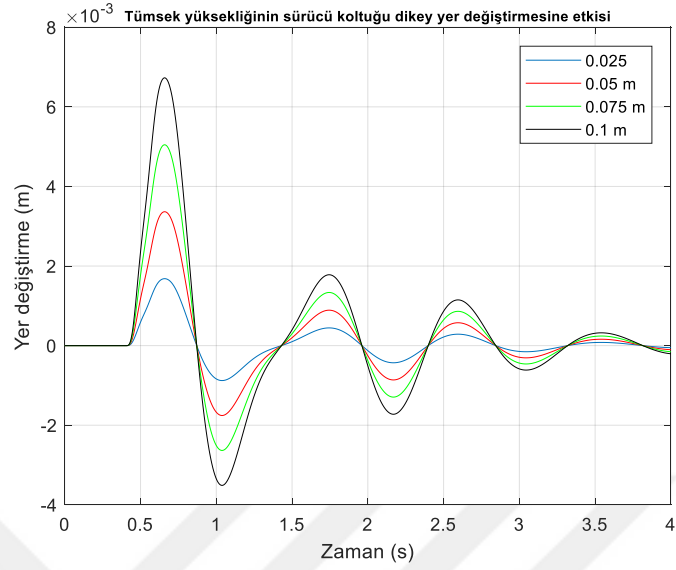
İvme grafikleri de yer değiştirme grafikleri ile benzer özellikler göstermektedir. İvme grafiklerinde de en küçük değerler A sınıfı yolda elde edilirken, en yüksek değerler ise C sınıfı yolda elde edilmektedir. Meydana gelen titreşimler ISO-2631-1 titreşim standardına göre ele alındığında, bütün ivmelenme değerlerinin konfor açısından uygun değerlere sahip oldukları gözlemlenmektedir.

Kuvvet grafikleri, ivme grafikleri ile aynı özelliklere sahiptir. Kuvvet grafiklerinde de en küçük değerler A sınıfı yol şartında meydana gelirken, en yüksek değerler ise C sınıfı yolda meydana gelmektedir. Oluşan kuvvet ve momentler oldukça düşük değerlere sahiptir. Bu durum hem yolcunun rahatsız olmamasını hem de araç gövdesini ve yolcu koltuğunu oluşturan ekipmanların uzun ömürlü olmasını ve yorulmadan çalışmasını sağlamaktadır. Oluşan kuvvet ve moment değerleri ne kadar çok yüksek çıkar ise, araç ekipmanlarında meydana gelebilecek arıza durumları o kadar çok artacaktır.

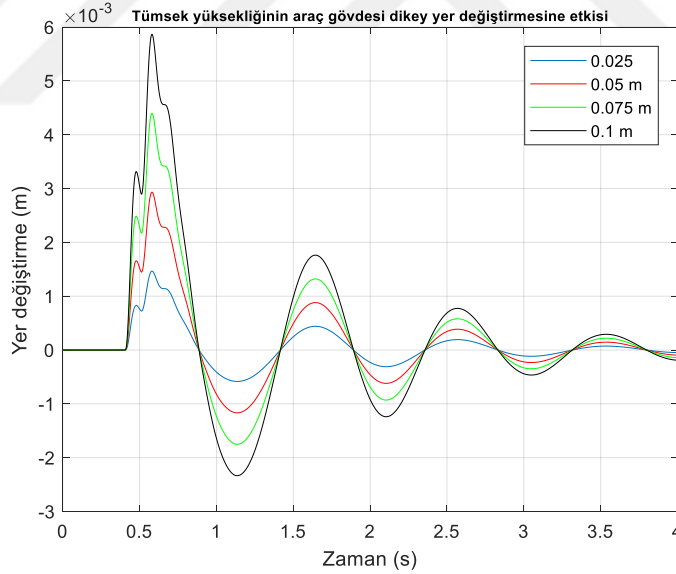
6.3. RASTGELE OLMAYAN YOL PüRüZLüLüğü DURUMU ANALİZLERİ

şekil 4.2’de tek tümsekli bir yol profili gösterilmiştir. Tek tümsekli yol profilinde, tümsek yüksekliğinin değiştirilmesinin araç dinamiğine etkileri şekil 6.24 ile şekil 6.39 arasında gösterilmektedir.

6.3.1. Tek Tümseğe Sahip Yol Profilinde Dinamik Analizler



şekil 6.24. Tek tümsek yol profilinde yolcu koltuğunun dikey yer değiştirmeleri.

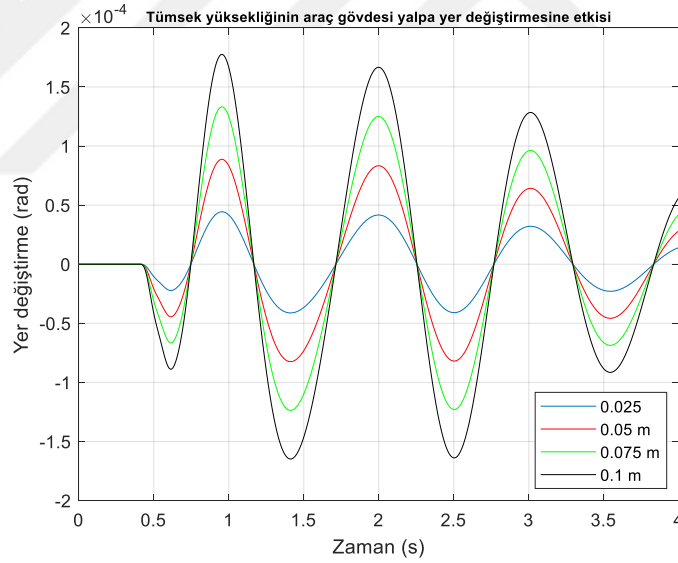


şekil 6.25. Tek tümsek yol profilinde araç gövdesinin dikey yer değiştirmeleri.

şekil 6.24 ve şekil 6.25'te sırasıyla sürücü koltuğu ile araç gövdesinin dikey yer değiştirme grafikleri gösterilmektedir. Tümsek yüksekliği arttıkça hem sürücü koltuğunun hem de araç gövdesinin dikey yönündeki yer değiştirme değerlerinin de arttığı gözlemlenmektedir.

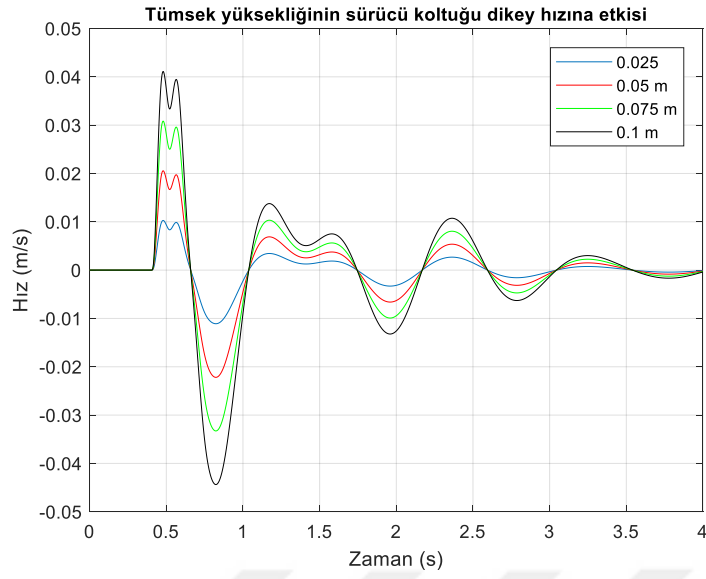


Şekil 6.26. Tek tümsek yol profilinde araç gövdesinin kafa vurma yönündeki yer değiştirmeleri.

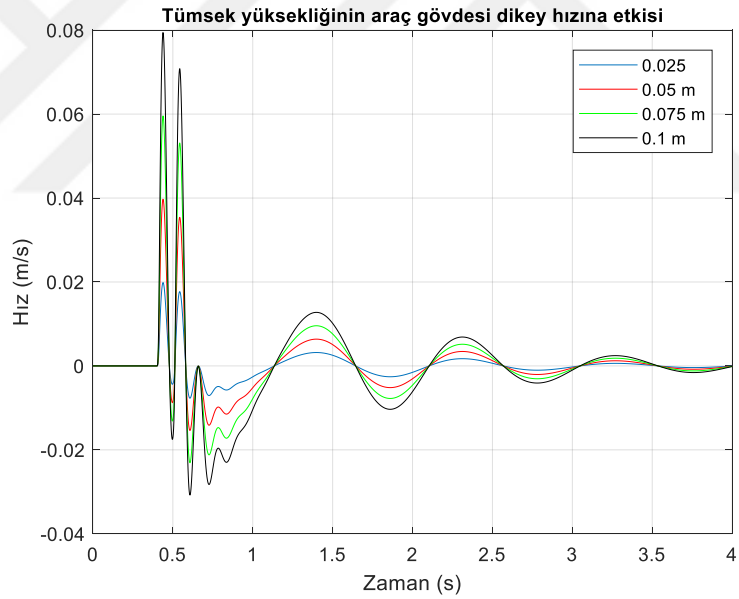


Şekil 6.27. Tek tümsek yol profilinde araç gövdesinin yalpa yönündeki yer değiştirmeleri.

Şekil 6.26 ve Şekil 6.27’de sırasıyla araç gövdesinin kafa vurma ve yalpa yönlerindeki yer değiştirme grafikleri gösterilmektedir. Kafa vurma yönünde meydana gelen yer değiştirmelerin genlik değerleri yalpa yönünde oluşan genlik değerlerinden oldukça yüksektir ancak en yüksek genlik değeri 1° ’dan oldukça küçük olduğu için ihmal edilebilir.

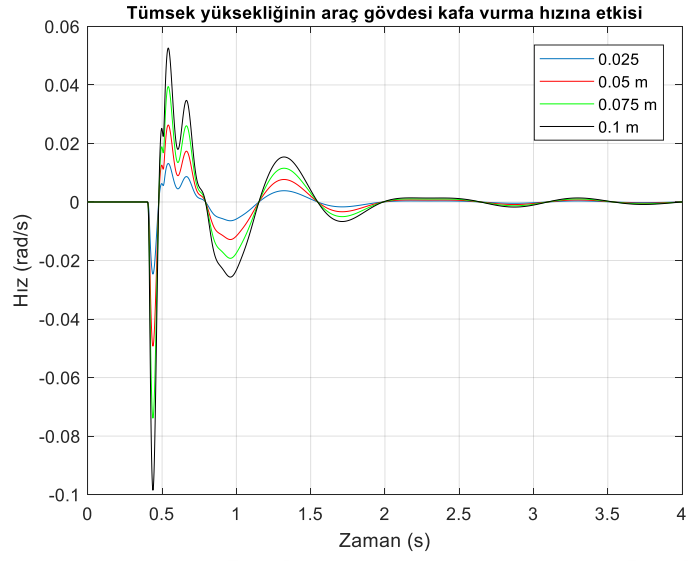


Şekil 6.28. Tek tümsek yol profilinde sürücü koltuğunun dikey yönündeki hızları.

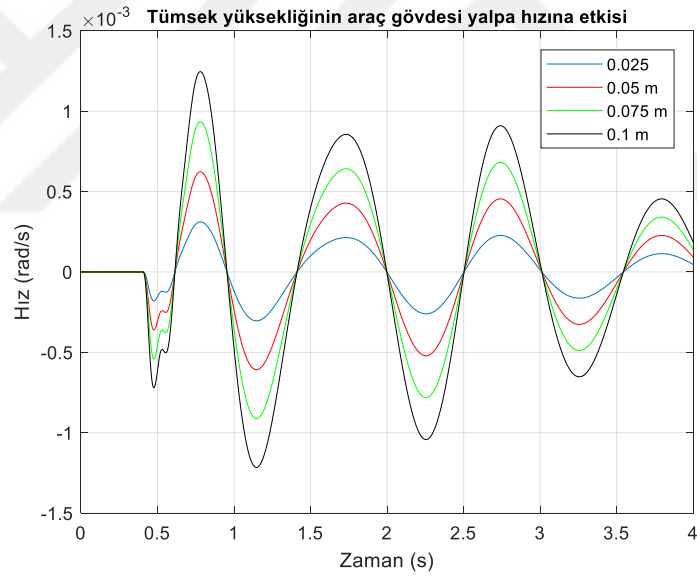


Şekil 6.29. Tek tümsek yol profilinde araç gövdesinin dikey yönündeki hızları.

Şekil 6.28 ve Şekil 6.31’de sırasıyla sürücü koltuğunun ve araç gövdesinin dikey yönündeki hız grafikleri gösterilmektedir. Yer değiştirme grafiklerinde olduğu gibi, tümsek yüksekliği arttıkça hız değerlerinin genliklerinde artışlar görülmektedir. Araç gövdesinin hızın değerleri yolcu koltuğunun değerlerinden daha fazladır.

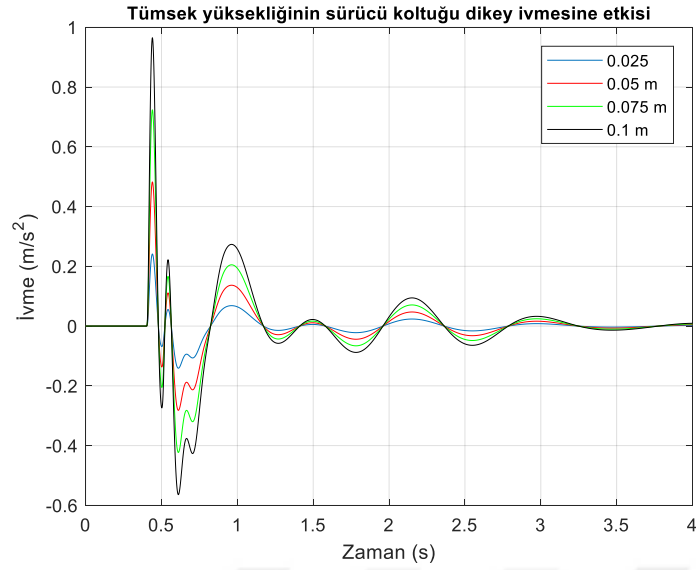


Şekil 6.30. Tek tümsek yol profilinde araç gövdesinin kafa vurma yönündeki hızları.

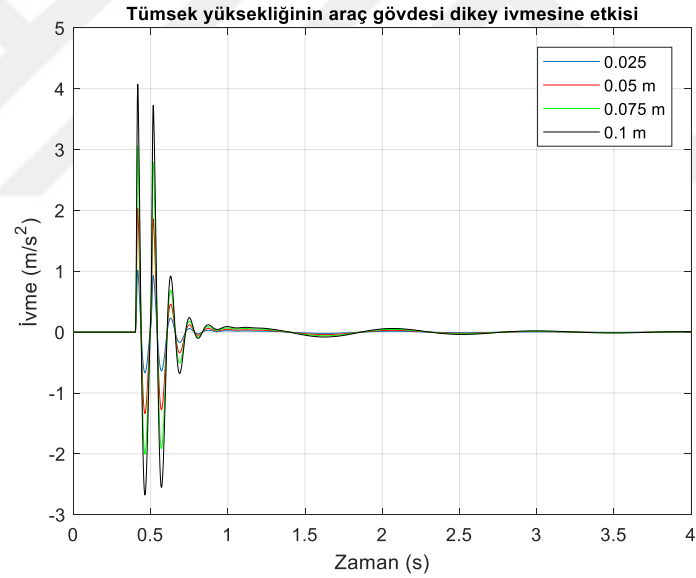


Şekil 6.31. Tek tümsek yol profilinde araç gövdesinin yalpa yönündeki hızları.

Şekil 6.30 ve Şekil 6.31’de sırasıyla araç gövdesinin kafa vurma ve yalpa yönlerindeki hız grafikleri gösterilmektedir. Kafa vurma ve yalpa yönlerinde meydana gelen hareketlerin hız değerleri düşüktür.



Şekil 6.32. Tek tümsek yol profilinde sürücü koltuğunun dikey yönündeki ivmeleri.

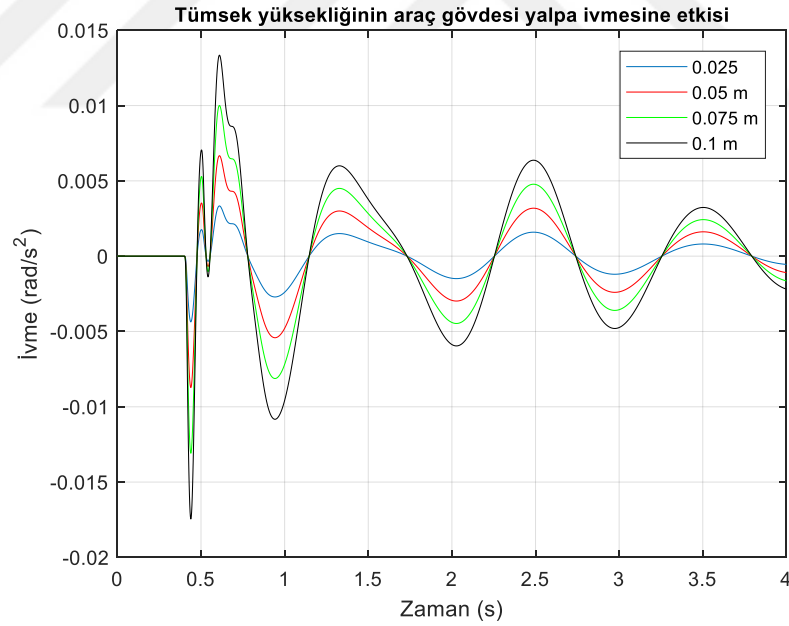


Şekil 6.33. Tek tümsek yol profilinde araç gövdesinin dikey yönündeki ivmeleri.

Şekil 6.32 ve Şekil 6.33'te sırasıyla sürücü koltuğunun ve araç gövdesinin dikey yönündeki ivme grafikleri gösterilmektedir. Çizelge 6.5'te ivmelere ait RMS değerleri verilmektedir. Çizelge 6.4'te verilen ISO konfor standartlarına göre tümsek yüksekliği arttıkça, sürücü koltuğunun titreşim değerlerinin konfor seviyeleri konforsuz değil bölgesinden konforsuz bölgeye geçerken, araç gövdesinde ise konforsuz bölgeden aşırı konforsuz bölgeye geçmektedir.

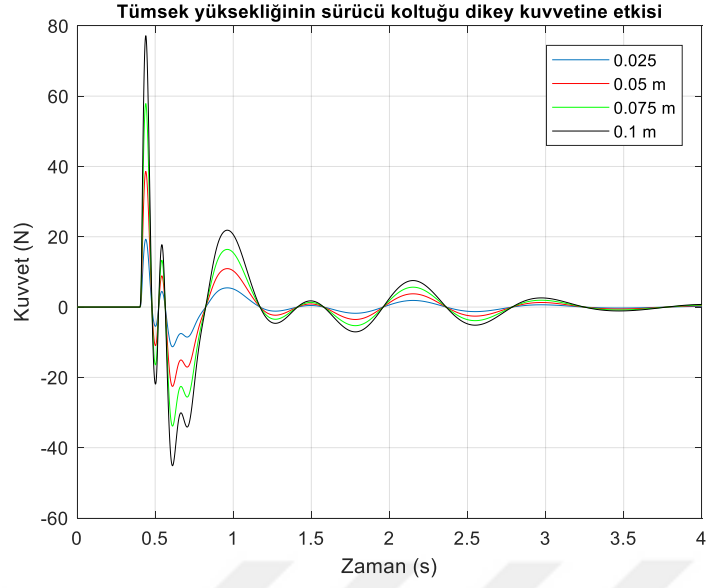


Şekil 6.34. Tek tümsek yol profilinde araç gövdesinin kafa vurma yönündeki ivmeleri.

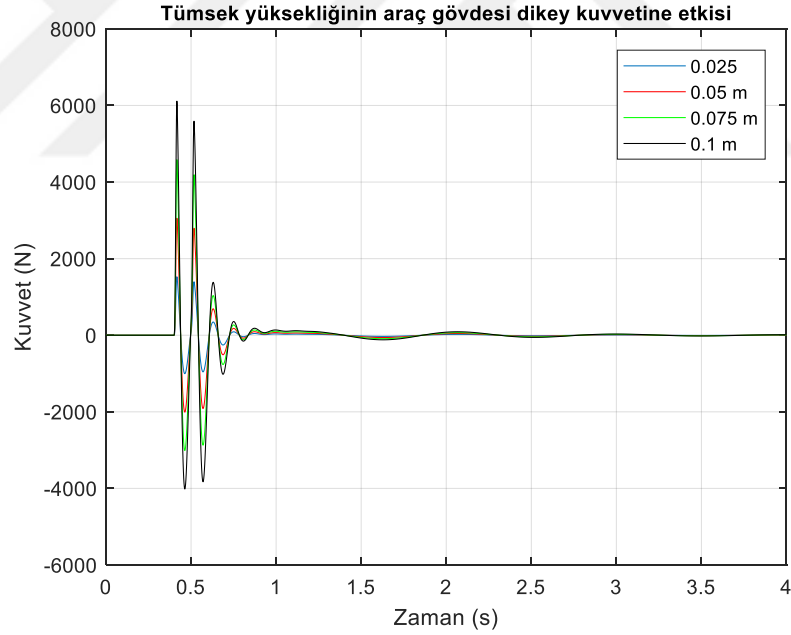


Şekil 6.35. Tek tümsek yol profilinde araç gövdesinin yalpa yönündeki ivmeleri.

Şekil 6.34 ve Şekil 6.35'te sırasıyla araç gövdesinin kafa vurma ve yalpa yönlerindeki ivmeler gösterilmektedir. Kafa vurma yönündeki ivmeler yalpa yönündekilerden daha yüksektir. Çizelge 6.5'te bu ivmelere ait RMS değerleri verilmektedir.

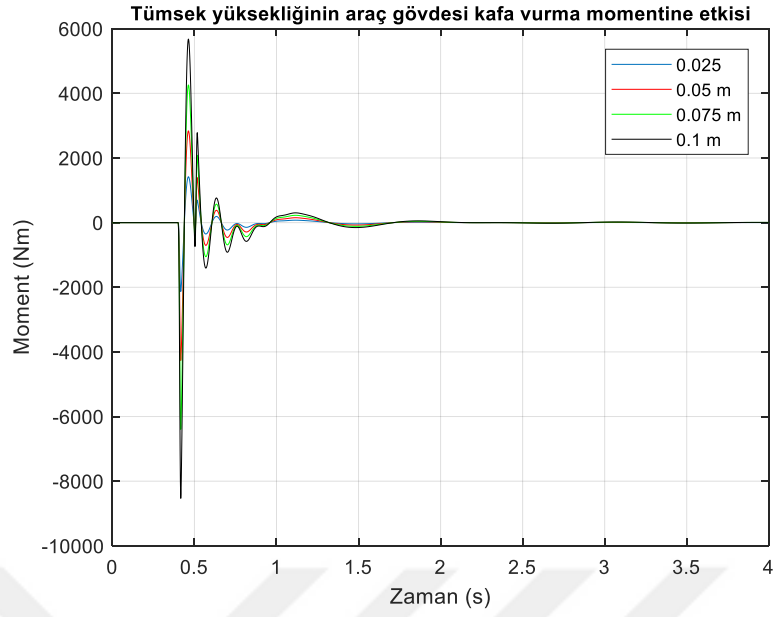


Şekil 6.36. Tek tümsek yol profilinde sürücü koltuğuna etki eden dikey yönündeki kuvvetler.

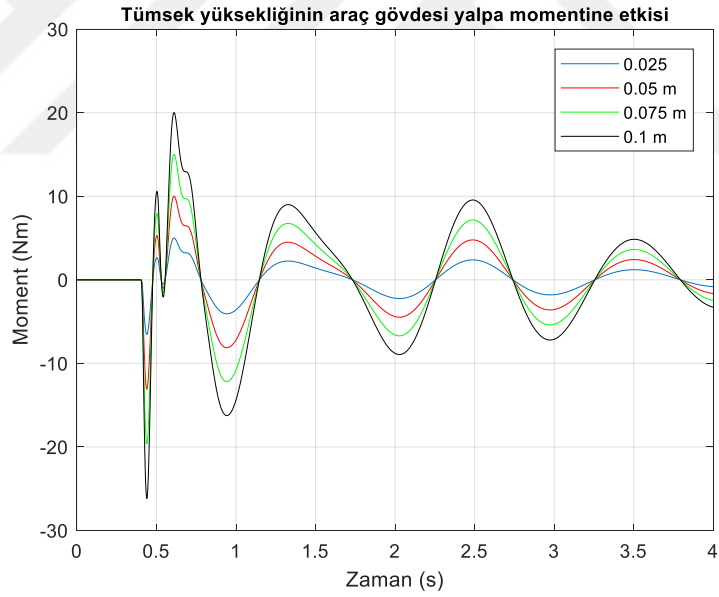


Şekil 6.37. Tek tümsek yol profilinde araç gövdesine etki eden dikey yönündeki kuvvetler.

Şekil 6.36 ve Şekil 6.37’de sırasıyla sürücü koltuğunun ve araç gövdesinin dikey yönündeki kuvvet grafikleri gösterilmektedir. Artan tümsek yüksekliği araç gövdesine etki eden dikey kuvvet değerlerini 1528 N’den 6113 N’a çıkarmaktadır.



Şekil 6.38. Tek tümsek yol profilinde araç gövdesine etki eden kafa vurma yönündeki momentler.



Şekil 6.39. Tek tümsek yol profilinde araç gövdesine etki eden yalpa yönündeki momentler.

Şekil 6.38 ve Şekil 6.39’da sırasıyla araç gövdesinin kafa vurma ve yalpa yönlerindeki moment grafikleri gösterilmektedir. Kafa vurma yönünde meydana gelen moment değerleri yalpa yönünde meydana gelen momentlerden yüksektir. Tümsek yüksekliği arttıkça, kafa vurma yönündeki momentler 2132 Nm ’den 8530 Nm ’ye çıkmaktadır.

Çizelge 6.5. Tek tümsek yol profilinde tam araç modelinin RMS değerleri.

Tümsek Yüksekliği (m)	Parametre	RMS Değeri	Birim
0,025	Yolcu dikey yönde	0,0363	m/s ²
0,050	Yolcu dikey yönde	0,0725	m/s ²
0,075	Yolcu dikey yönde	0,1088	m/s ²
0,1	Yolcu dikey yönde	0,1451	m/s ²
0,025	Araç gövdesi dikey	0,1203	m/s ²
0,050	Araç gövdesi dikey	0,2405	m/s ²
0,075	Araç gövdesi dikey	0,3608	m/s ²
0,1	Araç gövdesi dikey	0,4811	m/s ²
0,025	Araç gövdesi kafa vurma	0,1107	rad/s ²
0,050	Araç gövdesi kafa vurma	0,2213	rad/s ²
0,075	Araç gövdesi kafa vurma	0,3320	rad/s ²
0,1	Araç gövdesi kafa vurma	0,4427	rad/s ²
0,025	Araç gövdesi yalpa	0,0012	rad/s ²
0,050	Araç gövdesi yalpa	0,0023	rad/s ²
0,075	Araç gövdesi yalpa	0,0035	rad/s ²
0,1	Araç gövdesi yalpa	0,0046	rad/s ²

Tek tümsek yol profilinden geçen tam araç modelinin ivmelerinin RMS değerleri Çizelge 6.5’te gösterildiği gibidir. Çizelge 6.6’da Tek tümsek yol profiline ait bilgiler verilmektedir.

Çizelge 6.6. Tek tümsek yol profili parametreleri.

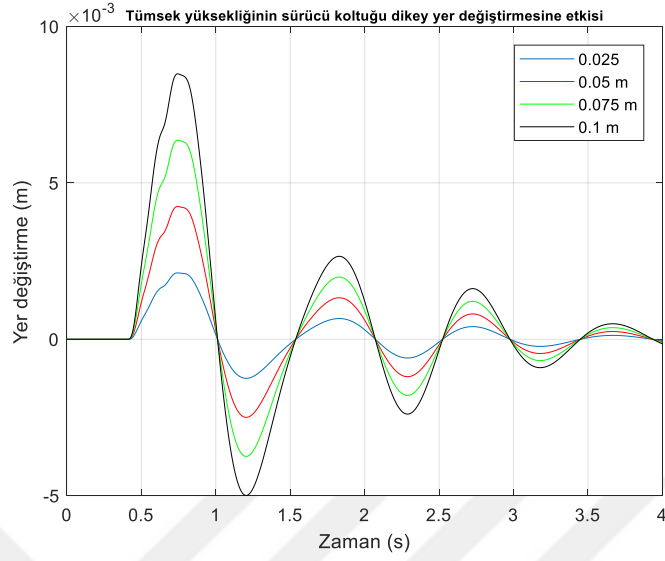
Parametre	Değer	Parametre	Değer
B	10 m	E	0,025 m
G	0,5 m		0,050 m
			0,075 m
			0,100 m

Farklı tümsek yüksekliklerine sahip kasisli yol durumunda, sürücü koltuğunun dikey yer değiştirmesi ve araç gövdesi dikey, kafa vurma ve yalpa yer değiştirme grafikleri

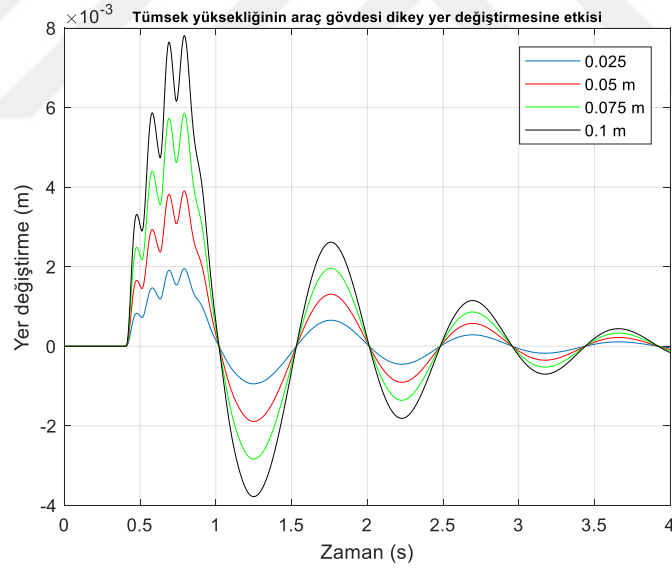
sırasıyla Şekil 6.24 ile Şekil 6.27 arasında gösterilmektedir. Tümsek yüksekliği arttıkça, yer değiştirme değerlerinde de artışlar görülmektedir. Yolcu koltuğunun yer değiştirme değerleri araç gövdesinin dikey yer değiştirme değerlerinden daha yüksektir. Bu durum, yolcu koltuğunun yay sertliği ve sönümlenme katsayılarında iyileştirme yapılması gerektiğini göstermektedir. Ancak tümsek yüksekliği ile karşılaştırıldığında, sürücü koltuğunun en yüksek yer değiştirme değerinde dahi %93 oranında azalma gerçekleştiği görülmektedir. Kafa vurma yönündeki yer değiştirme değerleri yalpa yönündekilerden oldukça yüksek olmasına rağmen en yüksek değer 1^odan oldukça küçük olduğu için ihmal edilebilir. Hız grafikleri Şekil 6.28- Şekil 6.31 arasında gösterilmektedir. Yer değiştirme grafikleri gibi, tümsek yüksekliği arttıkça hız değerlerinin genlikleri de artmaktadır. Araç gövdesinin hız değerleri, yolcu koltuğunun hız değerlerinden daha fazladır. Kafa vurma ve yalpa hareket hızlarının değerleri düşük seviyededir.

Tam araç modelinin ivme grafikleri Şekil 6.32 ile Şekil 6.35 arasında gösterilmektedir. Yer değiştirme ve hız grafiklerinde olduğu gibi, tümsek yüksekliği arttıkça ivme değerleri de artmaktadır. En düşük tümsek yüksekliğinde yolcu koltuğu ivmesi ISO2631-1 standardına göre konforsuz değil bölgesindeyken, araç hızı arttıkça konforsuz bölgeye doğru hareket etmektedir. Tümsek yüksekliği arttıkça, araç gövdesinin dikey ivmesi ise ISO 2631-1'e göre konforsuz bölgeden aşırı konforsuz bölgeye doğru geçmektedir. Bu durum araç gövdesinin yay sertliğinin ve sönümlenme katsayısının uygun olmadığını ve yeniden düşünülmesi gerektiğini göstermektedir. Sürücü koltuğunun ivme değerleri dikkate alındığında, tümsek yüksekliği arttıkça elde edilen değerlerin sürüş konforu için uygun olmadığı görülmektedir. Kafa vurma değerleri ile karşılaştırıldığında yalpa hareketi ivmelerinin yüksek olmadığı görülmektedir. Kuvvet grafikleri Şekil 6.36 ile Şekil 6.39 arasında gösterilmektedir. Yolcu koltuğuna etki eden dikey kuvvetler ve araç gövdesine etki eden yalpa momentleri yüksek değildir. Ancak araç gövdesinin dikey yönündeki kuvvetleri ve kafa vurma yönündeki momentlerinin değerleri yüksektir. Bu durum, özellikle yataklama elemanları süspansiyon sistemi elemanlarının uzun ömürlü olmasına olumsuz etki yapacaktır.

6.3.2. Aynı Yükseklikte İki Tümseğe Sahip Yol Profilinde Dinamik Analizler

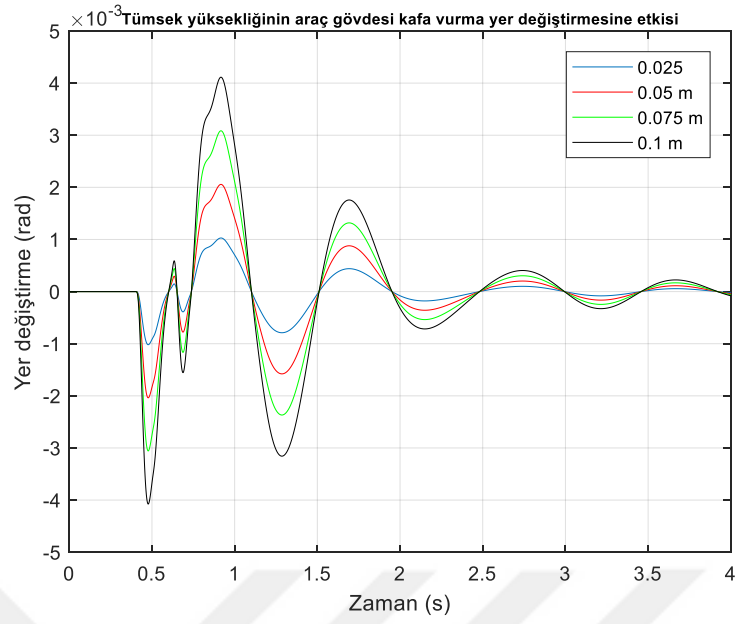


Şekil 6.40. Aynı yükseklikte iki tümseğe sahip yol profilinde sürücü koltuğunun dikey yönündeki yer değiştirmeleri.

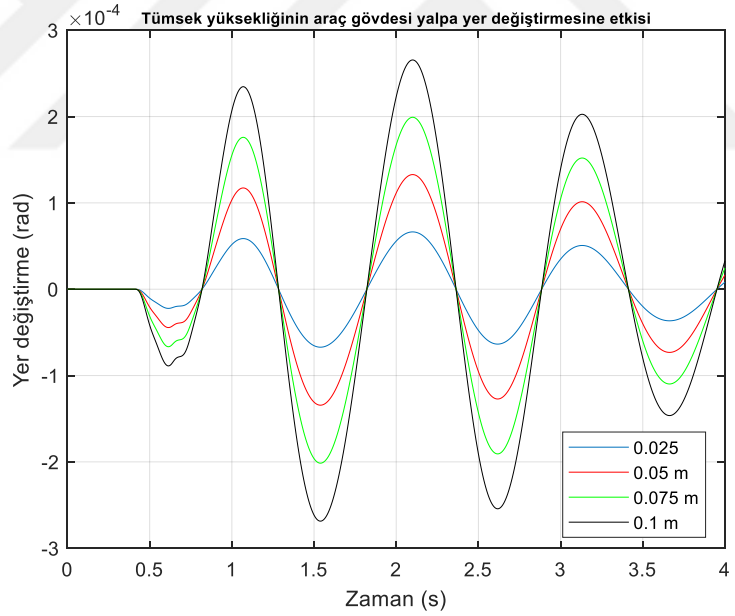


Şekil 6.41. Aynı yükseklikte iki tümseğe sahip yol profilinde araç gövdesinin dikey yönündeki yer değiştirmeleri.

Şekil 6.40 ve Şekil 6.41'de sırasıyla sürücü koltuğu ile araç gövdesinin dikey yönündeki yer değiştirme grafikleri gösterilmektedir. Tümsek yükseklikleri arttıkça, sürücü koltuğunun ve araç gövdesinin dikey yer değiştirmelerinin genlik değerleri artmaktadır.

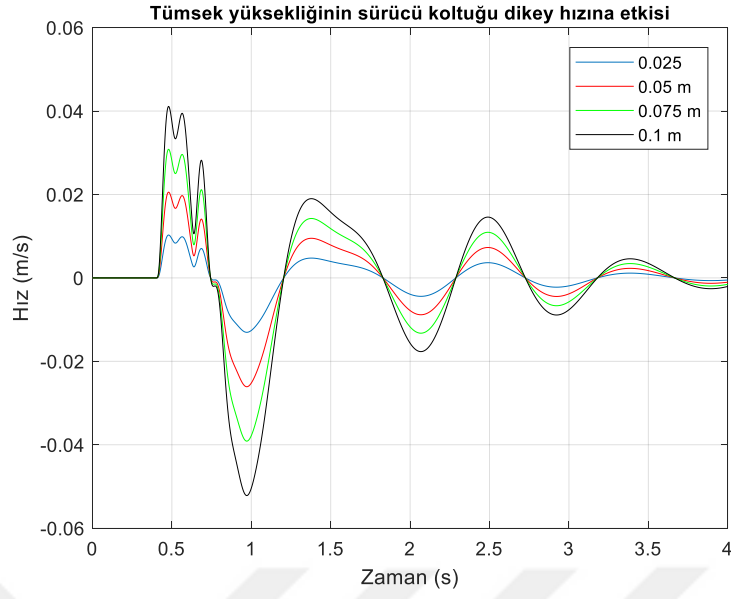


Şekil 6.42. Aynı yükseklikte iki tümseğe sahip yol profilinde araç gövdesinin kafa vurma yönündeki yer değiştirmeleri.



Şekil 6.43. Aynı yükseklikte iki tümseğe sahip yol profilinde araç gövdesinin yalpa yönündeki yer değiştirmeleri.

Şekil 6.42 ve Şekil 6.43'te sırasıyla araç gövdesinin kafa vurma ve yalpa yönlerindeki yer değiştirme grafikleri gösterilmektedir. Kafa vurma yönünde meydana gelen yer değiştirmelerin genlik değerleri yalpa yönünde oluşan genlik değerlerinden daha yüksek seviyededir.

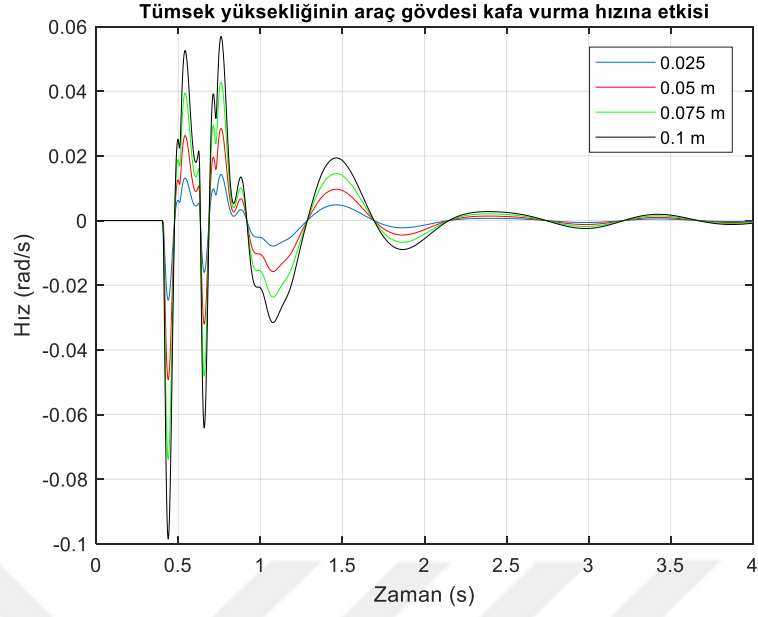


Şekil 6.44. Aynı yükseklikte iki tümseğe sahip yol profilinde sürücü koltuğunun dikey yönündeki hızları.

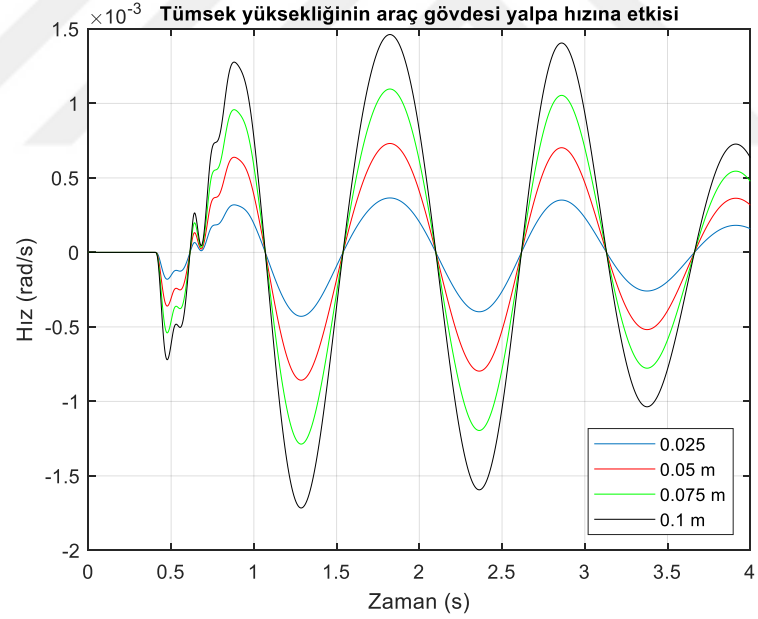


Şekil 6.45. Aynı yükseklikte iki tümseğe sahip yol profilinde araç gövdesinin dikey yönündeki hızları.

Şekil 6.44 ve Şekil 6.45'te sırasıyla sürücü koltuğu ile araç gövdesinin dikey yönündeki hız grafikleri gösterilmektedir. Tümsek yükseklikleri arttıkça, sürücü koltuğunun ve araç gövdesinin dikey hızlarının genlik değerleri artmaktadır.

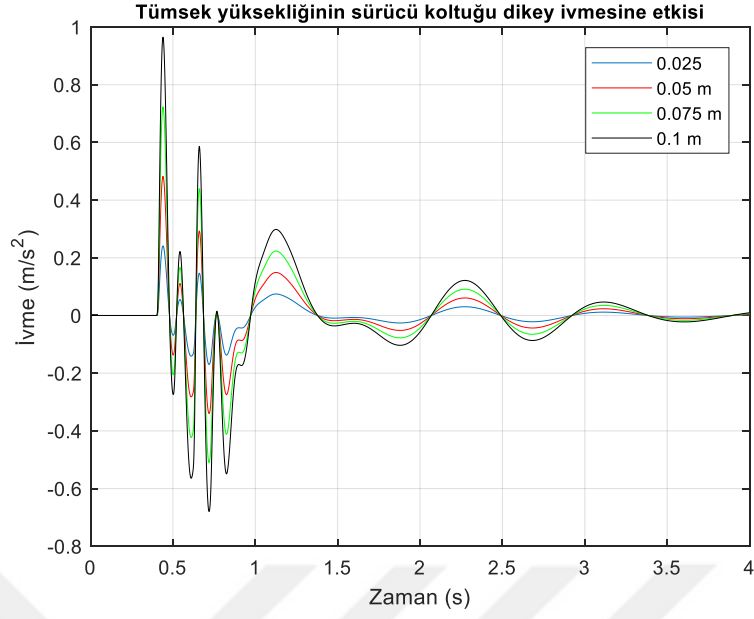


Şekil 6.46. Aynı yükseklikte iki tümseğe sahip yol profilinde araç gövdesinin kafa vurma yönündeki hızları.

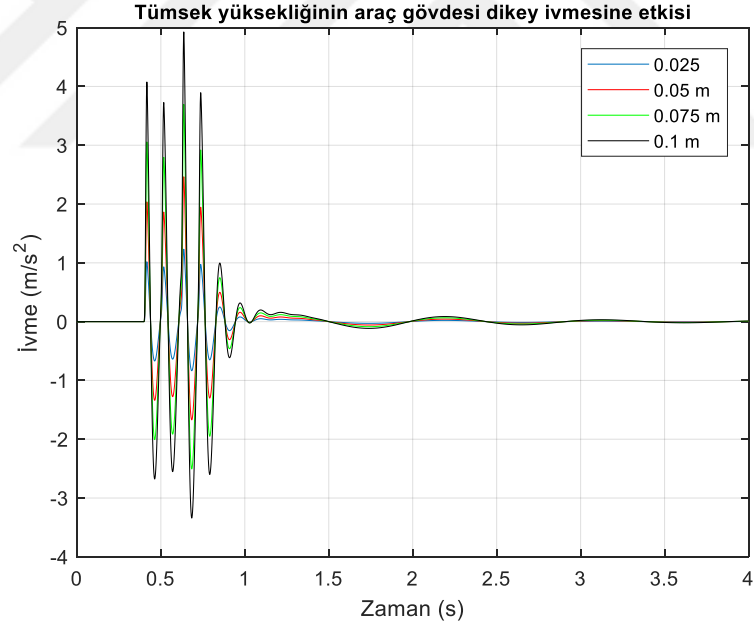


Şekil 6.47. Aynı yükseklikte iki tümseğe sahip yol profilinde araç gövdesinin yalpa yönündeki hızları.

Şekil 6.46 ve Şekil 6.47’de sırasıyla araç gövdesinin kafa vurma ve yalpa yönlerindeki hızları gösterilmektedir. Tümsek yükseklikleri arttıkça, kafa vurma ve yalpa yönlerinde meydana gelen hız değerlerinin genliklerinde artışlar meydana gelmektedir.



Şekil 6.48. Aynı yükseklikte iki tümseğe sahip yol profilinde sürücü koltuğunun dikey yönündeki ivmeleri.

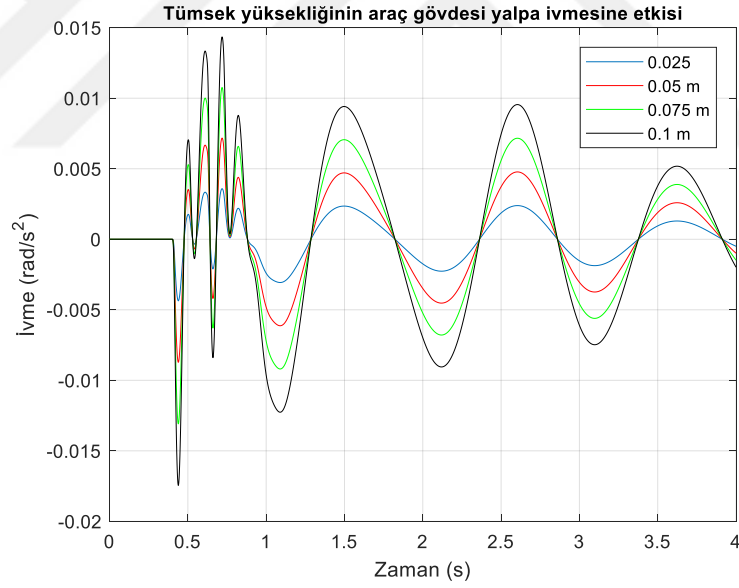


Şekil 6.49. Aynı yükseklikte iki tümseğe sahip yol profilinde araç gövdesinin dikey yönündeki ivmeleri.

Şekil 6.48 ve Şekil 6.49'da sırasıyla sürücü koltuğunun ve araç gövdesinin dikey yönündeki ivmeleri gösterilmektedir. İvme değerlerinin RMS değerleri Çizelge 6.7'de verilmiştir. Çizelge 6.4'te verilen standartlara göre, sürücü koltuğunda konfor şartlarının sağlandığı ancak araç gövdesinde düşük hızlarda sağlanamamaktadır.

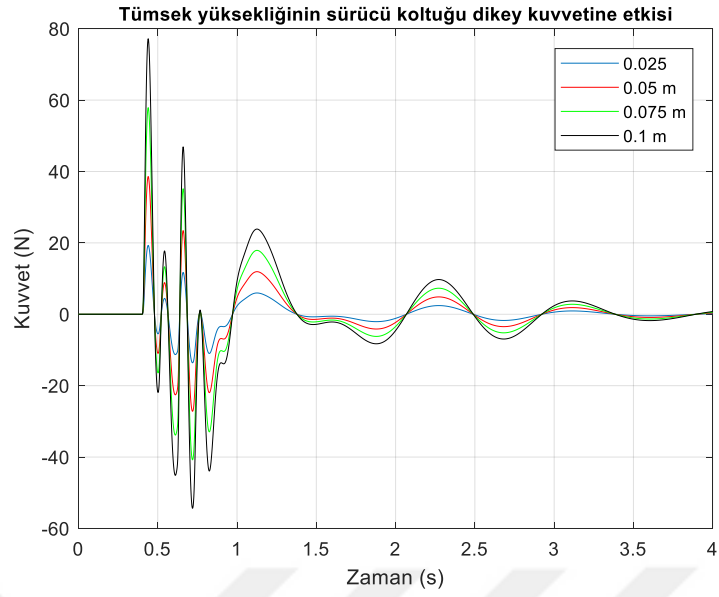


Şekil 6.50. Aynı yükseklikte iki tümseğe sahip yol profilinde araç gövdesinin kafa vurma yönündeki ivmeleri.

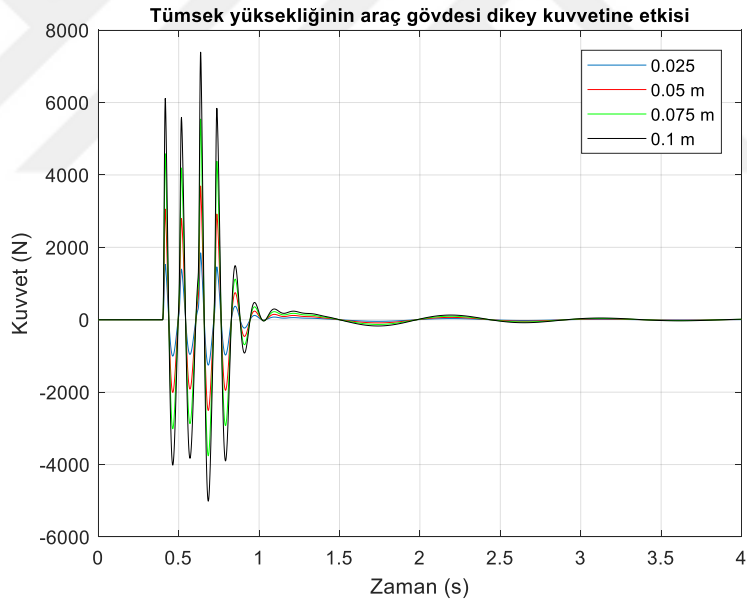


Şekil 6.51. Aynı yükseklikte iki tümseğe sahip yol profilinde araç gövdesinin yalpa yönündeki ivmeleri.

Şekil 6.50 ve Şekil 6.51’de sırasıyla araç gövdesinin kafa vurma ve yalpa yönlerindeki ivmeleri gösterilmektedir. Kafa vurma ve yalpa yönlerindeki ivmelerin RMS değerleri Çizelge 6.7’de gösterilmektedir. Kafa vurma yönünde oluşan ivme değerlerinin yalpa yönünde oluşan ivme değerlerinden yüksek seviye oldukları gözlemlenmektedir.

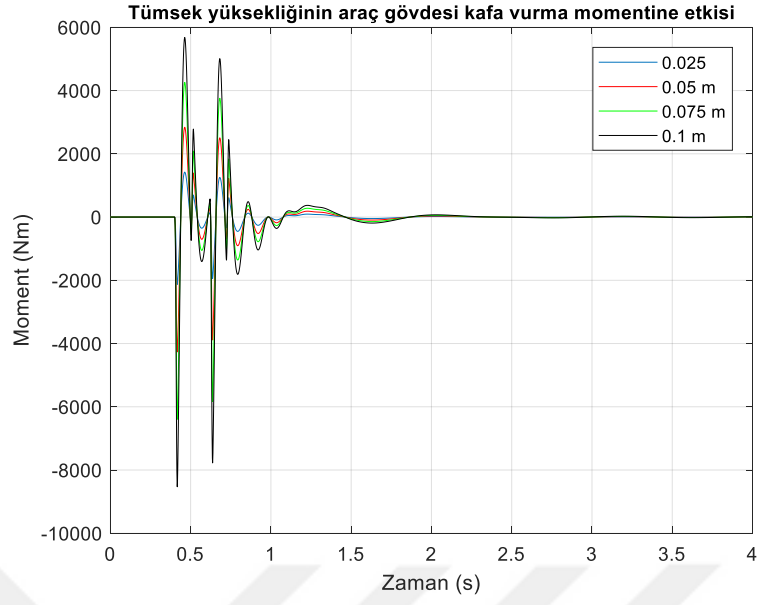


Şekil 6.52. Aynı yükseklikte iki tümseğe sahip yol profilinde yolcu koltuğuna dikey yönünde etki eden kuvvetler.

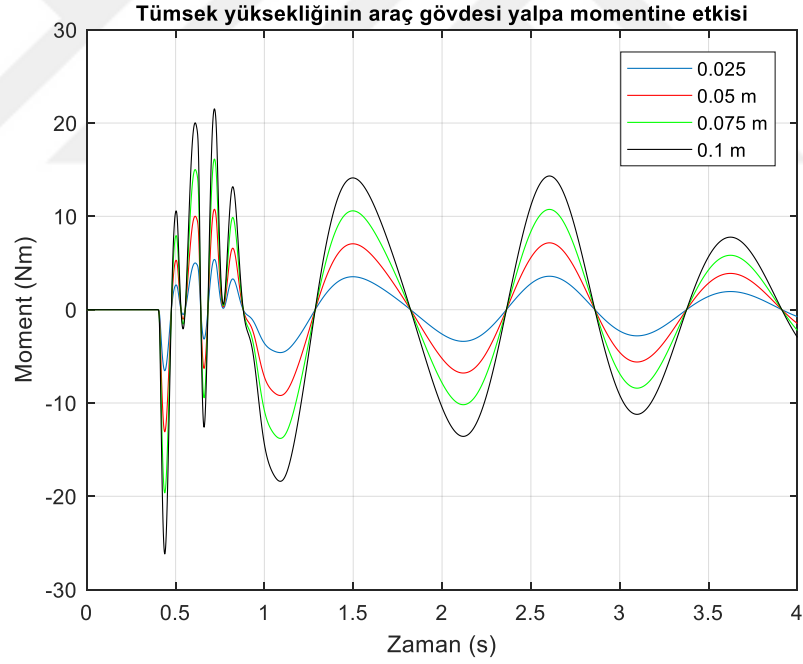


Şekil 6.53. Aynı yükseklikte iki tümseğe sahip yol profilinde araç gövdesinin dikey yönünde etki eden kuvvetler.

Şekil 6.52 ve Şekil 6.53'te sırasıyla sürücü koltuğunun ve araç gövdesinin dikey kuvvetleri gösterilmektedir. Sürücü koltuğunda oluşan kuvvetler düşük değerlerdedir. Ancak araç gövdesinin dikey yönündeki kuvvetler tümsek yükseklikleri arttıkça 1848 N'dan 7391 N değerine ulaşmaktadır.



Şekil 6.54. Aynı yükseklikte iki tümseğe sahip yol profilinde araç gövdesinin kafa vurma yönündeki momentler.



Şekil 6.55. Aynı yükseklikte iki tümseğe sahip yol profilinde araç gövdesinin yalpa yönündeki momentler.

Şekil 6.54 ve Şekil 6.55'te sırasıyla araç gövdesinin kafa vurma ve yalpa yönlerindeki moment grafikleri gösterilmektedir. Tümsek yükseklikleri arttıkça meydana gelen moment değerleri artmaktadır.

Çizelge 6.7. Aynı yükseklikte iki tümseğe sahip yol profilinde tam araç modelinin RMS değerleri.

Tümsek Yükseklikleri (m)	Parametre	RMS Değeri	Birim
0,025	Yolcu dikey yönde	0,0419	m/s ²
0,050	Yolcu dikey yönde	0,0839	m/s ²
0,075	Yolcu dikey yönde	0,1258	m/s ²
0,1	Yolcu dikey yönde	0,1678	m/s ²
0,025	Araç gövdesi dikey	0,1817	m/s ²
0,050	Araç gövdesi dikey	0,3633	m/s ²
0,075	Araç gövdesi dikey	0,5450	m/s ²
0,1	Araç gövdesi dikey	0,7267	m/s ²
0,025	Araç gövdesi kafa vurma	0,1474	rad/s ²
0,050	Araç gövdesi kafa vurma	0,2948	rad/s ²
0,075	Araç gövdesi kafa vurma	0,4422	rad/s ²
0,1	Araç gövdesi kafa vurma	0,5897	rad/s ²
0,025	Araç gövdesi yalpa	0,0015	rad/s ²
0,050	Araç gövdesi yalpa	0,0031	rad/s ²
0,075	Araç gövdesi yalpa	0,0046	rad/s ²
0,1	Araç gövdesi yalpa	0,0061	rad/s ²

Çizelge 6.8. Aynı yükseklikte iki tümseğe sahip yol profili parametreleri.

Parametre	Değer	Parametre	Değer
B	10 m	E2	0,05 m
G	0,5 m	E3	0,075 m
E1	0,025 m	E4	0,1 m

Aynı yükseklikte iki tümseğe sahip yol profilinde yolcu koltuğu dikey yer değiştirmesi ve araç gövdesi dikey, kafa vurma ve yalpa yer değiştirme grafikleri sırasıyla Şekil 6.40 ile Şekil 6.43 arasında gösterilmektedir. Tümsek yükseklikleri arttıkça, yer değiştirme değerlerinin genliklerinde önemli derece artışlar meydana geldiği gözlemlenmektedir. Araç gövdesinin yalpa yönündeki yer değiştirmelerin diğer yönlerde meydana gelen yer değiştirme değerleri ile kıyaslandığında oldukça düşük

değerlere sahip oldukları görülmektedir. Şekil 6.40 ile Şekil 6.43 arasında verilen hız grafikleri, yer değiştirme grafiklerine benzer özelliklere sahiptir.

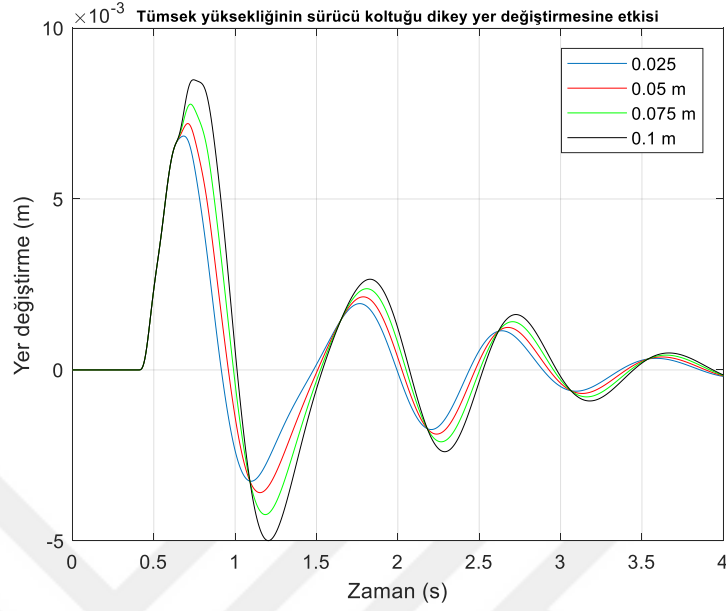
İvme grafikleri, deplasman grafikleri ile aynı sırayla Şekil 6.48 ile Şekil 6.51 arasında gösterilmektedir. Tümsek yüksekliği arttıkça, ISO 2631-1 standardına göre, yolcu koltuğunun ivme değerinin konforsuz değil bölgesinden konforsuz bölgeye geçiş yaptığı görülmektedir. Sürüş konforu dikkate alındığında, düşük tümsek yüksekliklerinde sürüş konforunun sağlandığı söylenebilir. Araç gövdesinin dikey ivmeleri, tümsek yükseklikleri arttıkça konforsuz bölgeden çok konforsuz bölgeye doğru geçerek istenmeyen seviyelere ulaşır. Kafa vurma yönündeki değerler ile karşılaştırıldığında yalpa yönündeki ivmelerin değerleri yüksek değildir.

Kuvvet ve moment grafikleri, yer değiştirme grafikleri ile aynı sırayla Şekil 6.52 ile Şekil 6.55 arasında gösterilmektedir. Grafiklerden elde edilen sonuçlara göre, araçta yalpa yönünde meydana gelen moment ile yolcu koltuğuna dikey yönde etki eden kuvvetlerin genlikleri düşüktür. Bu, yolcu koltuğu bağlantı ekipmanlarının uygun çalışma şartlarında olduğunu gösterir. Benzer şekilde, araç gövdesinin yataklama ve süspansiyon ekipmanlarının yalpa yönünde düşük momente maruz kaldığı görülmektedir. Ancak araç gövdesine dikey yönde etki eden kuvvetler ile kafa vurma yönünde etki eden momentlerde durum farklıdır. Tümsek yükseklikleri arttıkça, araç gövdesinde dikey yönünde oluşan kuvvetler 1848 *N* değerinden 7391 *N* değerine ulaşmaktadır. Tümsek yükseklikleri arttıkça, araç gövdesinin kafa vurma yönünde oluşan momentler de 2133 *Nm* değerinden 8530 *Nm* değerine gelmektedir. Tümsek yüksekliğinde meydana gelen artışların, araç gövdesine etki eden kuvvet ve momentlerde artışlar meydana getirdiği için, araç gövdesinde yer alan yataklama ve süspansiyon ekipmanlarına olumsuz etki etmektedir.

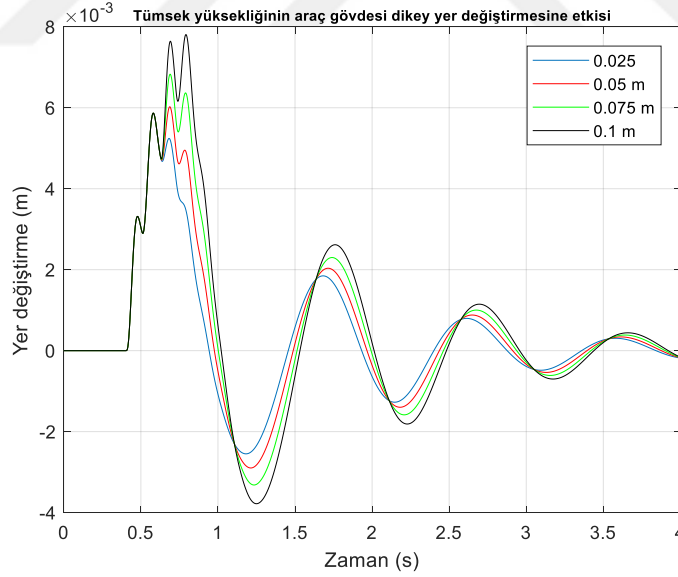
6.3.3. Farklı Yükseklikte İki Tümseğe Sahip Yol Profillerinde Dinamik Analizler

Farklı yükseklikteki tümsek yol profili Şekil 4.4'te gösterilmiştir. Bu kısımda tümsek yüksekliklerinin farklı olmalarının etkileri incelenecektir. İlk olarak, birinci tümseğin yüksek olması durumu ele alınacak daha sonra ikinci tümseğin yüksek olması durumu incelenecektir.

6.3.3.1. Birinci Tümseğin Yüksek Olması Durumu

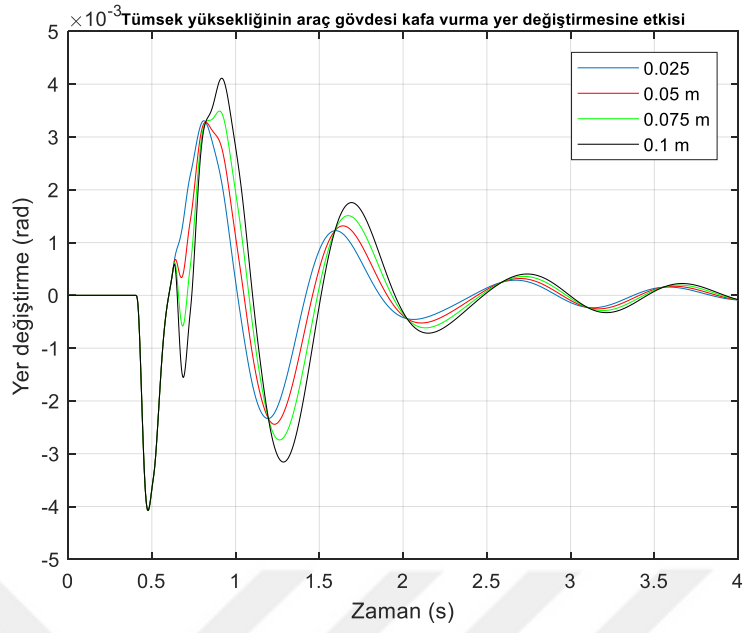


Şekil 6.56. Birinci tümsek yüksekliği 0,1 m, ikinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin sürücü koltuğunun dikey yönündeki yer değiştirmesine olan etkisi.

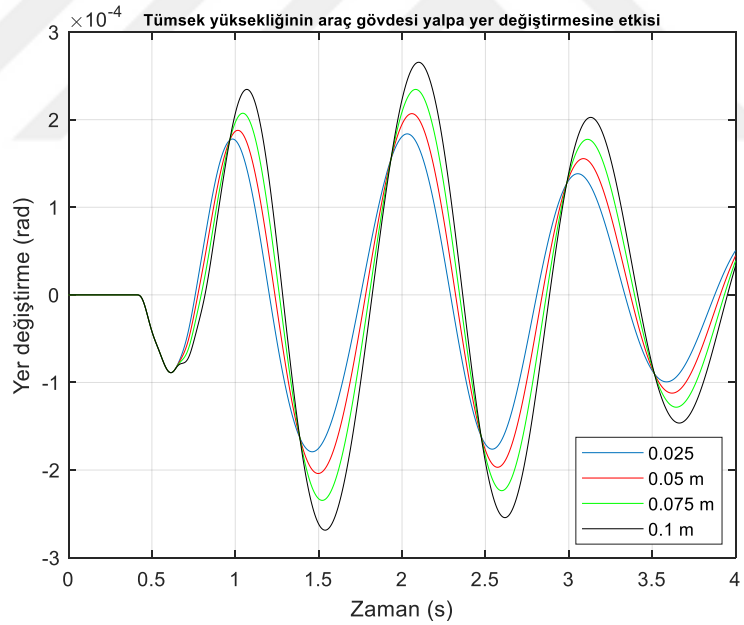


Şekil 6.57. Birinci tümsek yüksekliği 0,1 m, ikinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesinin dikey yönündeki yer değiştirmesine olan etkisi.

Şekil 6.56 ve Şekil 6.57'de sırasıyla sürücü koltuğunun ve araç gövdesinin dikey yöndeki yer değiştirmeleri verilmektedir. İkinci tümsek yüksekliğinin artması, yer değiştirme değerlerinin de artmasına sebep olmuştur.

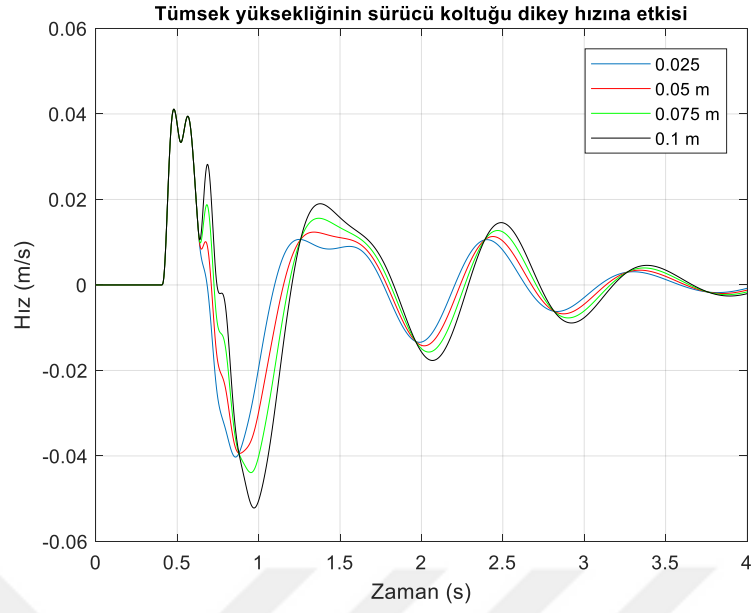


Şekil 6.58. Birinci tümsek yüksekliği 0,1 m, ikinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesinin kafa vurma yönündeki yer değiştirmesine olan etkisi

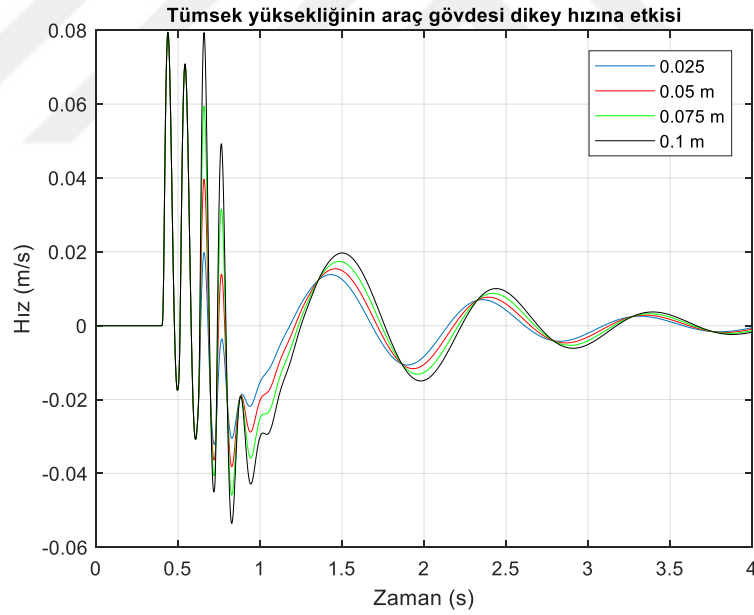


Şekil 6.59. Birinci tümsek yüksekliği 0,1 m, ikinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesinin yalpa yönündeki yer değiştirmesine olan etkisi

Şekil 6.58 ve Şekil 6.59’da sırasıyla araç gövdesinin kafa vurma ve yalpa yönlerindeki yer değiştirmeleri gösterilmektedir. İkinci tümsek yüksekliğinin artması, yer değiştirme değerlerinin de artmasına sebep olmuştur.

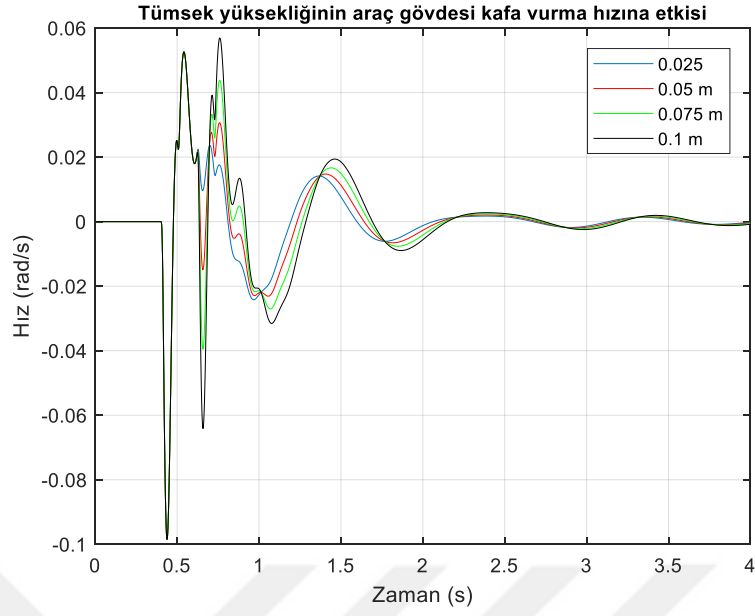


Şekil 6.60. Birinci tümsek yüksekliği 0,1 m, ikinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin sürücü koltuğunun dikey yönündeki hızına olan etkisi.

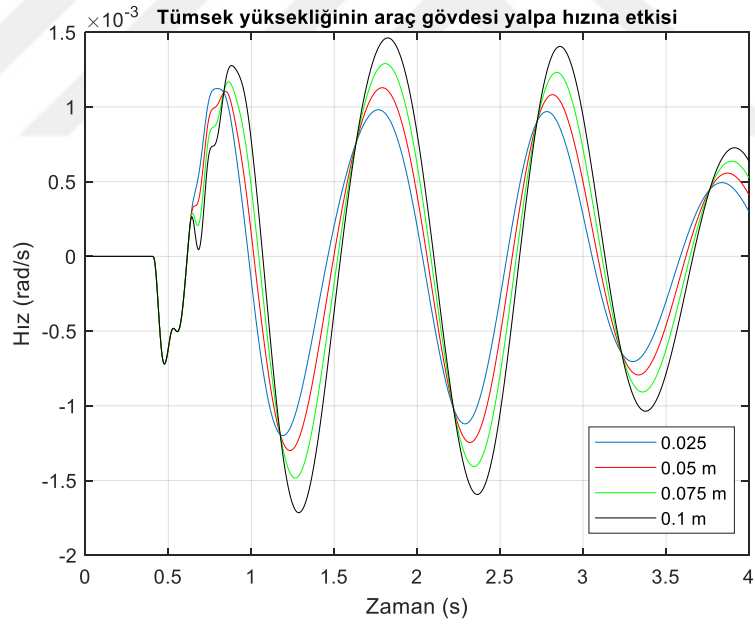


Şekil 6.61. Birinci tümsek yüksekliği 0,1 m, ikinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesinin dikey yönündeki hızına olan etkisi.

Şekil 6.60 ve Şekil 6.61’de sırasıyla sürücü koltuğunun ve araç gövdesinin dikey yönündeki hızları verilmektedir. İkinci tümseğin etkisi başladığında, ikinci tümsek yüksekliği arttıkça hız değerlerinin de arttığı görülmektedir.

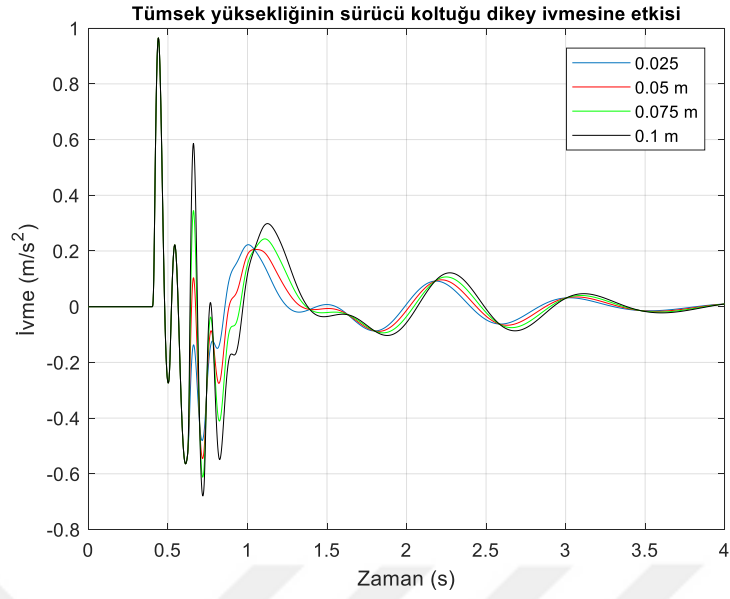


Şekil 6.62. Birinci tümsek yüksekliği 0,1 m, ikinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesinin kafa vurma yönündeki hızına olan etkisi.

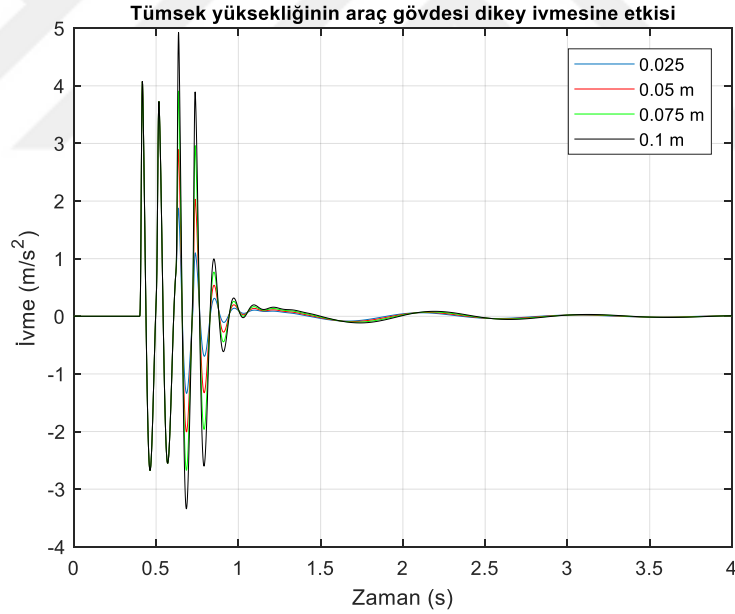


Şekil 6.63. Birinci tümsek yüksekliği 0,1 m, ikinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesinin yalpa yönündeki hızına olan etkisi.

Şekil 6.62 ve Şekil 6.63'te sırasıyla araç gövdesinin kafa vurma ve yalpa yönlerindeki hızları gösterilmektedir. İkinci tümseğin etkisi başladığında, ikinci tümsek yüksekliği arttıkça hız değerlerinin de arttığı görülmektedir.



Şekil 6.64. Birinci tümsek yüksekliği 0,1 m, ikinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin sürücü koltuğunun dikey yönündeki ivmesine olan etkisi.

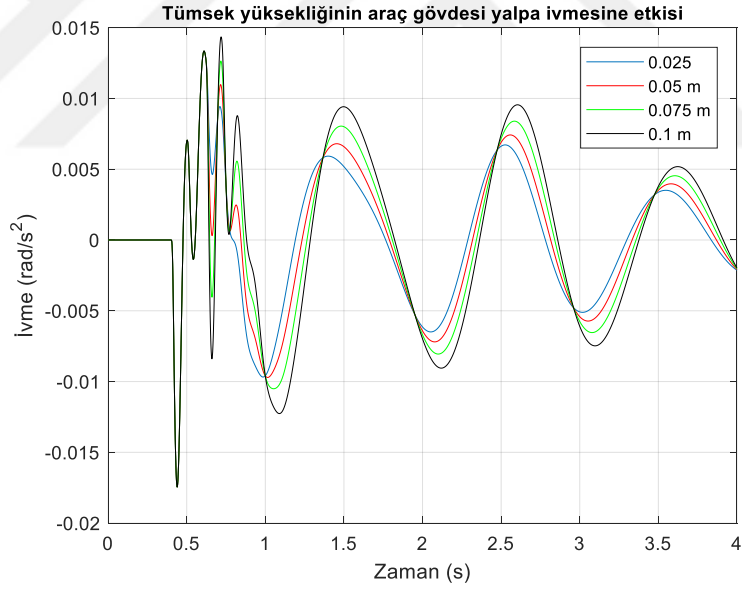


Şekil 6.65. Birinci tümsek yüksekliği 0,1 m, ikinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesinin dikey yönündeki ivmesine olan etkisi.

Şekil 6.64 ve Şekil 6.65'te sırasıyla sürücü koltuğunun ve araç gövdesinin dikey yönündeki ivmeler verilmektedir. İkinci tümseğin etkisi başladığında, ikinci tümsek yüksekliği arttıkça ivme değerlerinin de arttığı görülmektedir. Çizelge 6.9'da ivmelere ait RMS değerleri verilmektedir.

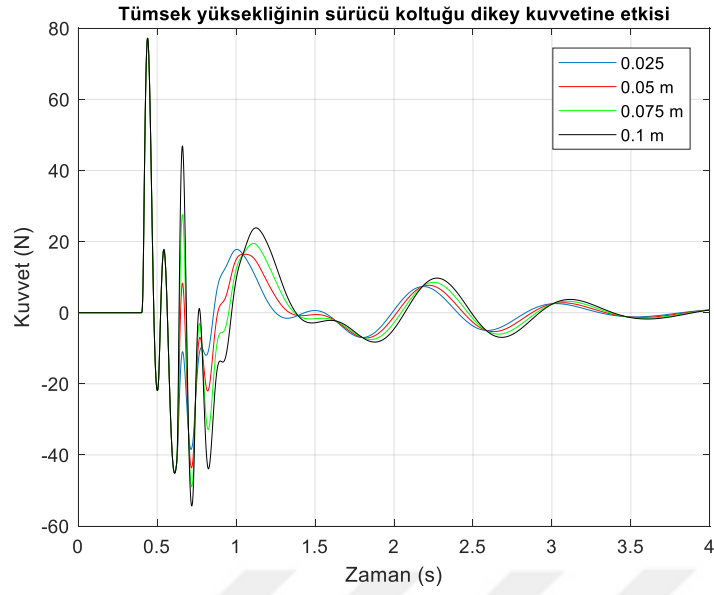


Şekil 6.66. Birinci tümsek yüksekliği 0,1 m, ikinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesinin kafa vurma yönündeki ivmesine olan etkisi.

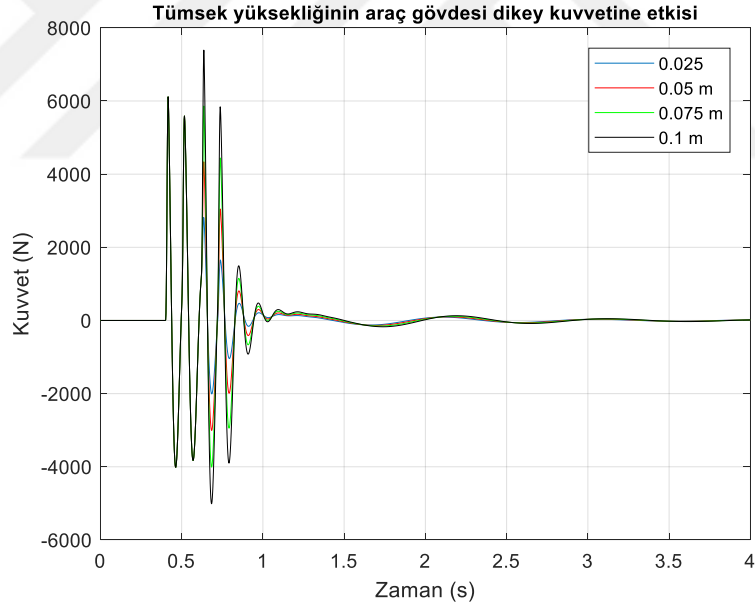


Şekil 6.67. Birinci tümsek yüksekliği 0,1 m, ikinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesinin yalpa yönündeki ivmesine olan etkisi.

Şekil 6.62 ve Şekil 6.63'te sırasıyla araç gövdesinin kafa vurma ve yalpa yönlerindeki ivmeleri gösterilmektedir. İkinci tümseğin etkisi başladığında, ikinci tümsek yüksekliği arttıkça ivme değerlerinin de arttığı görülmektedir. Çizelge 6.9'da ivmelere ait RMS değerleri verilmektedir.

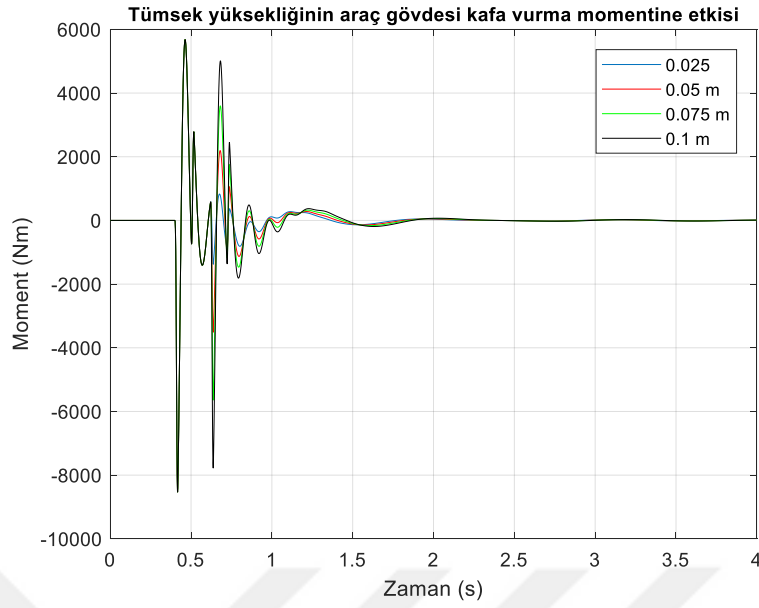


Şekil 6.68. Birinci tümsek yüksekliği 0,1 m, ikinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin sürücü koltuğuna etki eden dikey yönündeki kuvvete olan etkisi.

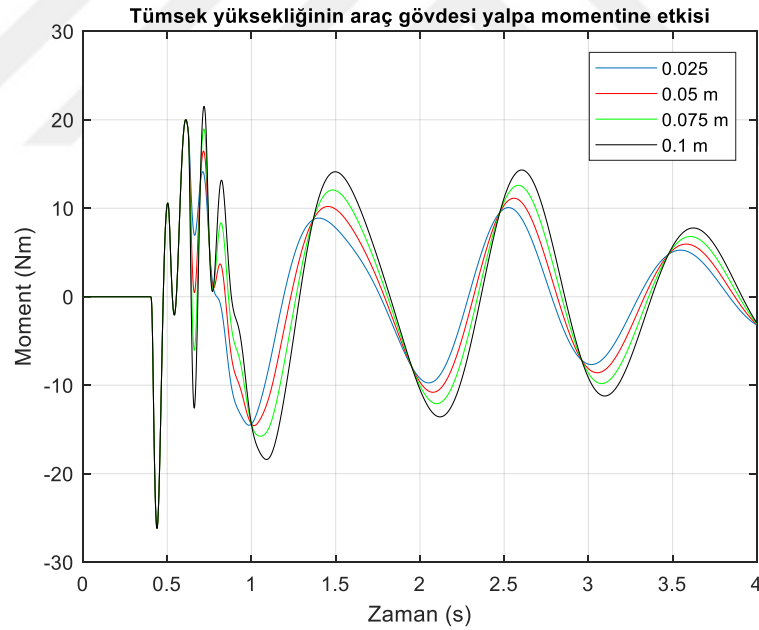


Şekil 6.69. Birinci tümsek yüksekliği 0,1 m, ikinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesine etki eden dikey yönündeki kuvvete olan etkisi.

Şekil 6.68 ve Şekil 6.69’da sırasıyla sürücü koltuğunun ve araç gövdesinin dikey yönündeki kuvvetler verilmektedir. İkinci tümseğin etkisi başladığında, ikinci tümsek yüksekliği arttıkça kuvvet değerlerinin de arttığı görülmektedir. İkinci tümsek yüksekliği 0,1 m değerine ulaştığında, oluşan kuvvetin değeri 7391 N’a ulaşmaktadır.



Şekil 6.70. Birinci tümsek yüksekliği 0,1 m, ikinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesine etki eden kafa vurma yönündeki momente olan etkisi.



Şekil 6.71. Birinci tümsek yüksekliği 0,1 m, ikinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesine etki eden yalpa yönündeki momente olan etkisi.

Şekil 6.70 ve Şekil 6.71’de sırasıyla araç gövdesinin kafa vurma ve yalpa yönlerinde oluşan momentleri gösterilmektedir. İkinci tümseğin etkisi başladığında, ikinci tümsek yüksekliği arttıkça moment değerlerinin de arttığı görülmektedir.

Çizelge 6.9. Birinci tümsek yüksekliği 0,1 m, farklı ikinci tümsek yüksekliklerinde tam araç modelinin ivmelerine ait RMS değerleri

İkinci Tümsek Yükseklikleri (m)	Parametre	RMS Değeri	Birim
0,025	Yolcu dikey yönde	0,1374	m/s ²
0,050	Yolcu dikey yönde	0,1391	m/s ²
0,075	Yolcu dikey yönde	0,1498	m/s ²
0,1	Yolcu dikey yönde	0,1678	m/s ²
0,025	Araç gövdesi dikey	0,5121	m/s ²
0,050	Araç gövdesi dikey	0,5674	m/s ²
0,075	Araç gövdesi dikey	0,6407	m/s ²
0,1	Araç gövdesi dikey	0,7267	m/s ²
0,025	Araç gövdesi kafa vurma	0,4440	rad/s ²
0,050	Araç gövdesi kafa vurma	0,4721	rad/s ²
0,075	Araç gövdesi kafa vurma	0,5225	rad/s ²
0,1	Araç gövdesi kafa vurma	0,5897	rad/s ²
0,025	Araç gövdesi yalpa	0,0046	rad/s ²
0,050	Araç gövdesi yalpa	0,0049	rad/s ²
0,075	Araç gövdesi yalpa	0,0054	rad/s ²
0,1	Araç gövdesi yalpa	0,0061	rad/s ²

Çizelge 6.10. Birinci tümseğin yüksek olduğu yol profili parametreleri

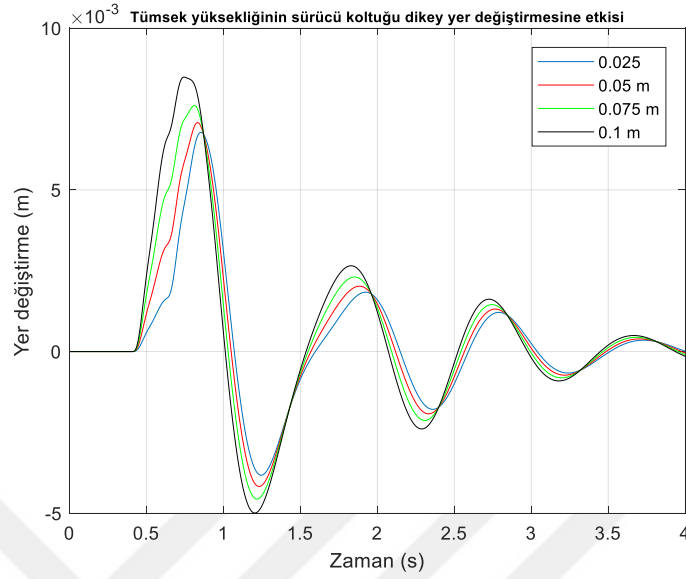
Parametre	Değer	Parametre	Değer
B	10 m	E2	0,025 m
G1	0,5 m		0,050 m
G2	0,5 m		0,075 m
E1	0,1 m		0,1 m

Birinci tümsek yüksekliğinin 0,1 m, ikinci tümsek yüksekliğinin de 4 farklı değere sahip olduğu yol durumunun ivmelerine ait RMS değerleri Çizelge 6.9 da ve yol parametreleri ise Çizelge 6.10 da verilmiştir. Tam araç modelinin yer değiştirme değerlerindeki değişiklikler Şekil 6.56 ile Şekil 6.59 arasında gösterilmektedir. İkinci tümseğin etkisinin başladığı durumda, ikinci tümsek yüksekliği arttıkça sürücü koltuğunda meydana gelen dikey yer değiştirmeler artmaktadır. Benzer durumlar, araç gövdesinin ağırlık merkezinin dikey yer değiştirme grafiğinde de ortaya çıkar. Kafa vurma ve yalpa yer değiştirmeleri, dikey yer değiştirme grafiklerine benzer özelliklere sahiptir. Tam araç modelinin hız grafikleri Şekil 6.60 ile Şekil 6.63 arasında gösterilmektedir. Hız grafiklerinde meydana gelen değişimler, yer değiştirme

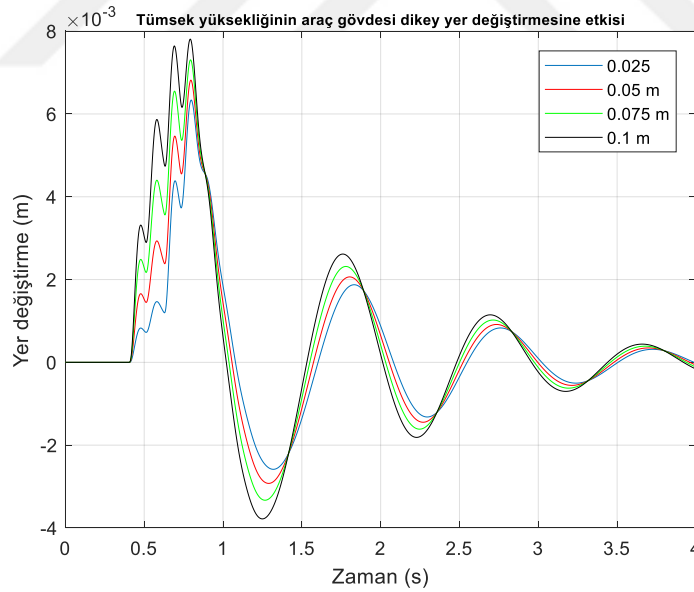
grafiklerinde meydana gelen değişiklikler ile benzer özellikler taşımaktadır. Yalpa yönünde meydana gelen değişimler, diğer yönde meydana gelen değişimler ile kıyaslandığında oldukça düşüktür. Tam araç modelinin ivme grafikleri Şekil 6.64 ile Şekil 6.67 arasında gösterilmektedir. İlk tümseğın etkisiyle sürücü koltuğında meydana gelen titreşimler ISO 2631-1 standardına göre konforsuz bölgededir. İkinci tümseğın etkisinin başlamasından sonraki durumun analizi yapıldığında, ikinci tümsek yüksekliğinin tüm değerleri için ivme değerleri biraz konforsuz bölgede bulunmaktadır. Elde edilen ivmelenme değerleri, yolcu koltuğunun dikey ivmesinin istenen konfor seviyesinde olmadığını göstermektedir. En yüksek dikey yer değiştirme değerlerinin birbirine yakın olmasına rağmen, araç gövdesinin ağırlık merkezinin dikey ivmelenme değerleri yolcu koltuğunda meydana gelenden oldukça farklıdır. Bu, araç gövdesindeki dikey ivmelenmelerin bir kısmının yolcu koltuğunun süspansiyon sistemi tarafından azaltıldığını gösterir. Sonuçlar ISO 2631-1 standardına göre incelendiğinde, araç gövdesinin tüm ivmelenme değerleri için dikey ivmelenmesinin aşırı konforsuz bölgede olduğu görülmektedir. Tümseğın etkisi kafa vurma eksenı yönünde olduğundan, kafa vurma yönündeki ivme değerleri yalpa yönündeki ivme değerlerine kıyasla daha yüksektir.

Tam araç modelinin kuvvet grafikleri Şekil 6.68 ile Şekil 6.71 arasında gösterilmektedir. Sürücü koltuğuna etki eden dikey kuvvetler, araç gövdesine etki eden dikey kuvvetler ile kıyaslandığında düşük değerlere sahiptir. Sürücü koltuğuna dikey yönde etkiyen kuvvetler düşüktür, böylece sürücü koltuğunun yataklama ve süspansiyon elemanları için tehlikeli bir durum söz konusu değildir. Benzer şekilde, araç gövdesinde yalpa yönünde meydana gelen moment değerleri de oldukça düşüktür. Ancak aynı durum araç gövdesinde dikey yönde oluşan kuvvetler ve kafa vurma yönünde meydana gelen momentler için geçerli değildir. İkinci tümsek yüksekliği arttıkça, dikey yönde etkiyen kuvvetler 7391 N 'a, kafa vurma yönünde etki eden moment değeri ise yaklaşık 8530 Nm değerine ulaşmaktadır. Bu değerler, araç gövdesi ekipmanlarının, özellikle süspansiyon ve yataklama ekipmanlarının, uzun ömürlü olması ve sağlıklı çalışabilmesine olumsuz bir etki yaratabilir.

6.3.3.2. İkinci Tümsekğin Yüksek Olması Durumu

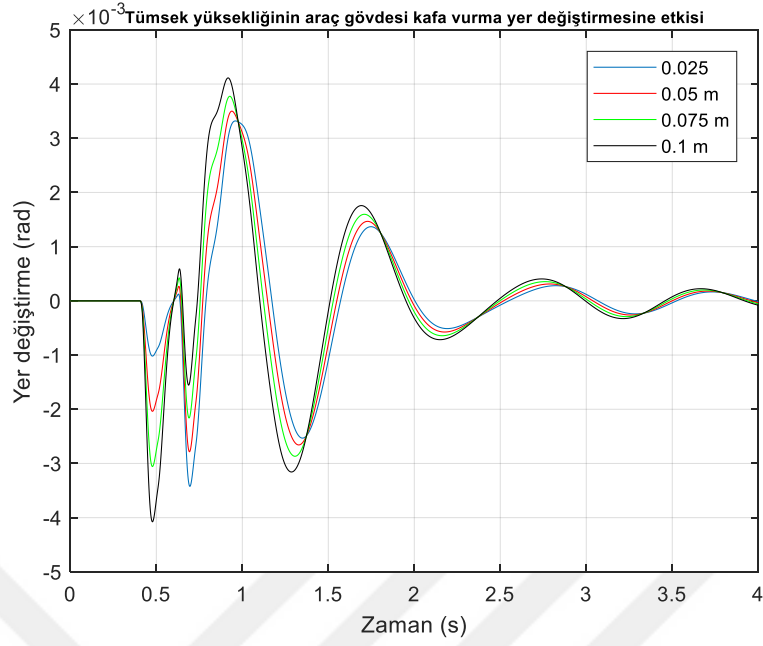


Şekil 6.72. İkinci tümsek yüksekliği 0,1 m, birinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin sürücü koltuğunun dikey yönündeki yer değiştirmesine olan etkisi.

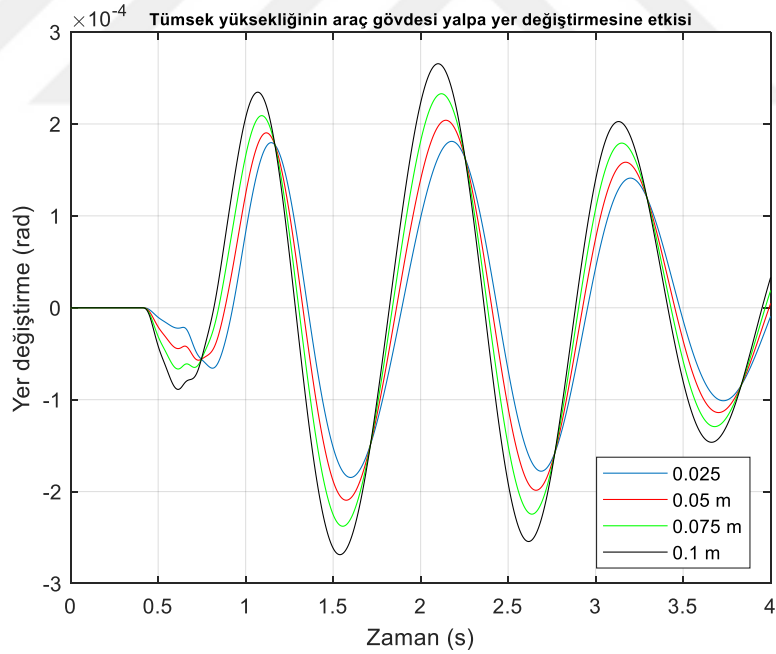


Şekil 6.73. İkinci tümsek yüksekliği 0,1 m, birinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesinin dikey yönündeki yer değiştirmesine olan etkisi.

Şekil 6.72 ve Şekil 6.73'te sırasıyla sürücü koltuğunun ve araç gövdesinin dikey yer değiştirme grafikleri verilmektedir. Birinci tümsek yüksekliğinin artması, yer değiştirme değerlerinin de artmasına neden olmaktadır.

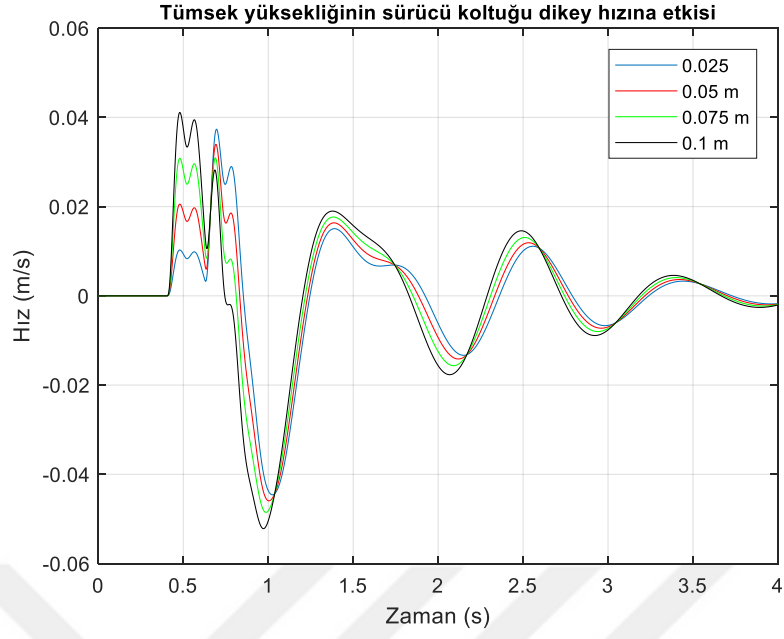


Şekil 6.74. İkinci tümsek yüksekliği 0,1 m, birinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesinin kafa vurma yönündeki yer değiştirmesine olan etkisi.

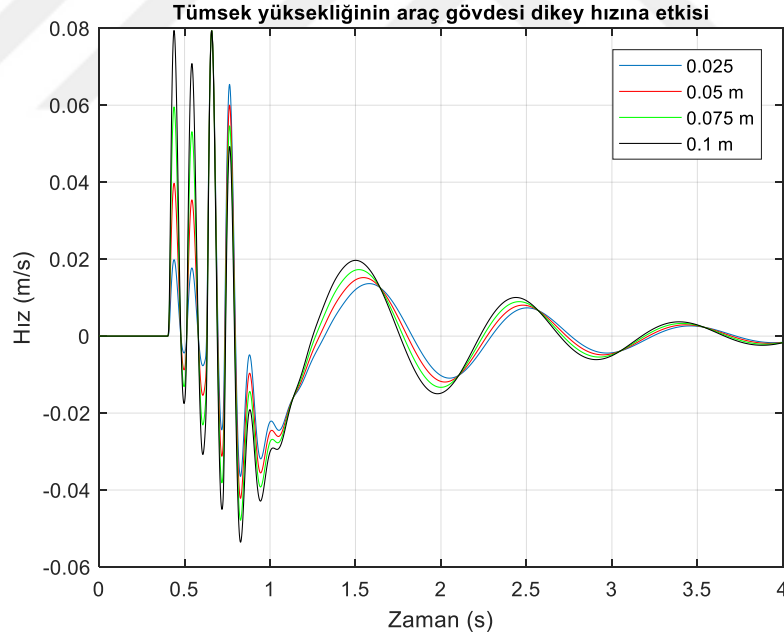


Şekil 6.75. İkinci tümsek yüksekliği 0,1 m, birinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesinin yalpa yönündeki yer değiştirmesine olan etkisi.

Şekil 6.74 ve Şekil 6.75'te sırasıyla araç gövdesinin kafa vurma ve yalpa yönlerindeki yer değiştirme grafikleri verilmektedir. Birinci tümsek yüksekliğinin artması, yer değiştirme değerlerinin de artmasına neden olmaktadır.

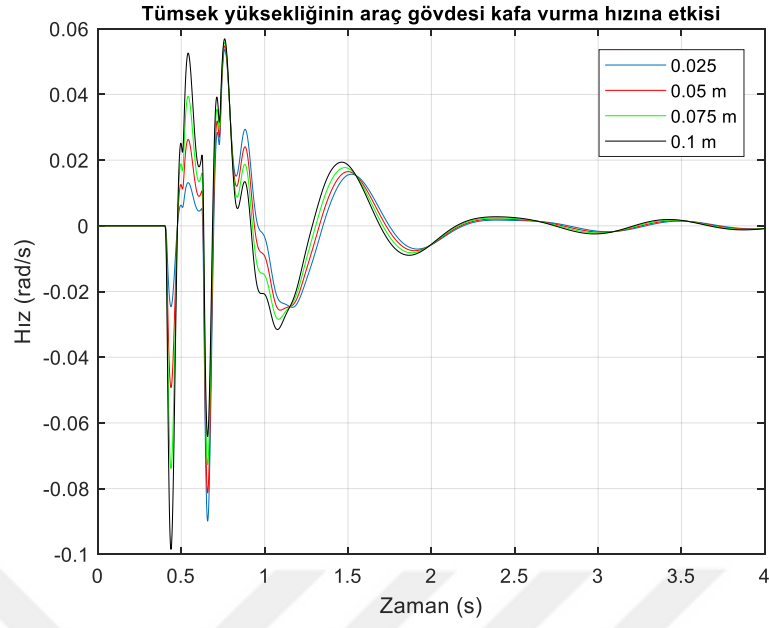


Şekil 6.76. İkinci tümsek yüksekliği 0,1 m, birinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin sürücü koltuğunun dikey yönündeki hızına olan etkisi.

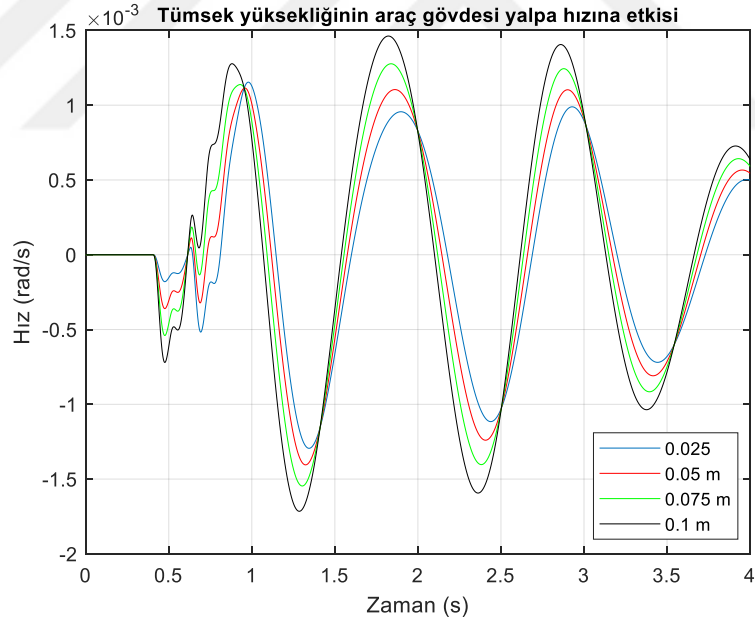


Şekil 6.77. İkinci tümsek yüksekliği 0,1 m, birinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesinin dikey yönündeki hızına olan etkisi.

Şekil 6.76 ve Şekil 6.77’de sırasıyla sürücü koltuğunun ve araç gövdesinin dikey yönündeki hız grafikleri verilmektedir. Birinci tümsek yüksekliğinin artması, hız değerlerinin de artmasına neden olmaktadır.

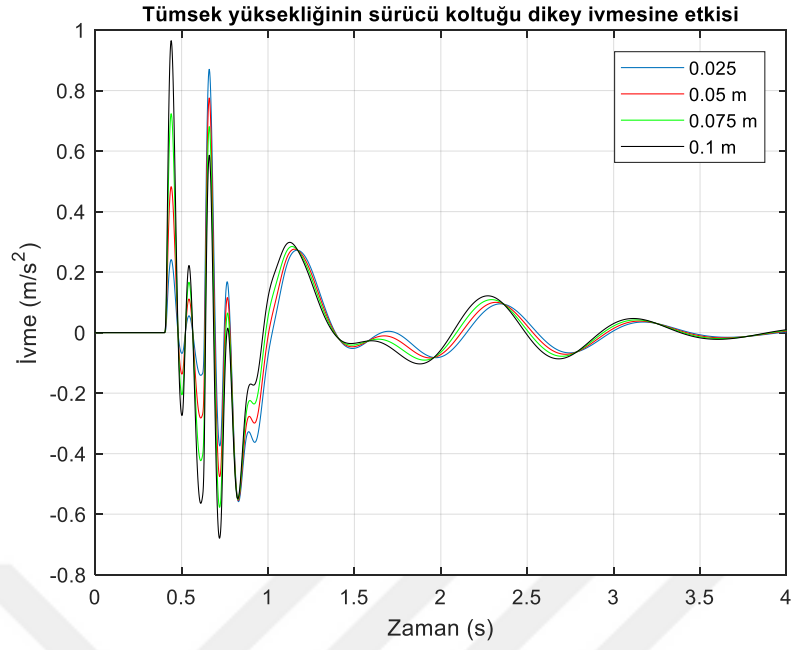


Şekil 6.78. İkinci tümsek yüksekliği 0,1 m, birinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesinin kafa vurma yönündeki hızına olan etkisi.

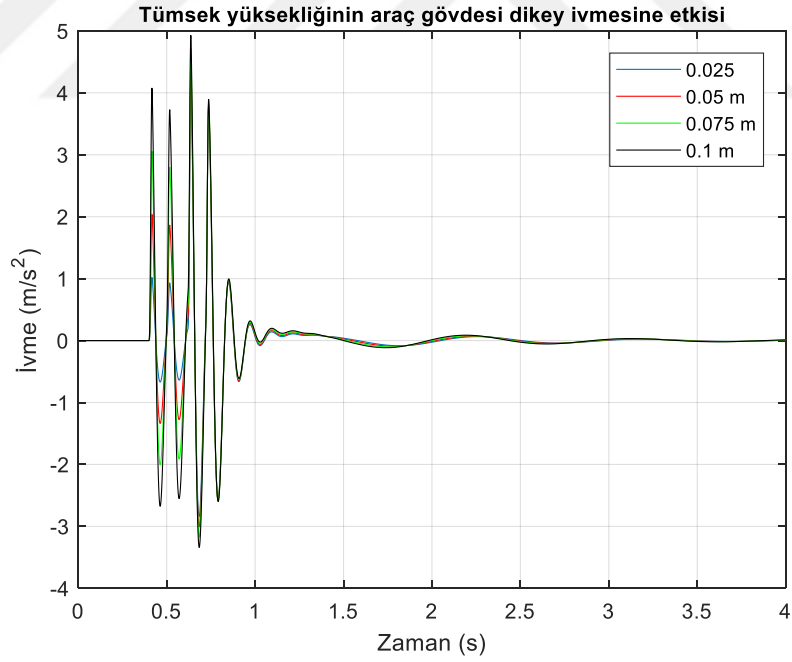


Şekil 6.79. İkinci tümsek yüksekliği 0,1 m, birinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesinin yalpa yönündeki hızına olan etkisi.

Şekil 6.78 ve Şekil 6.79’da sırasıyla araç gövdesinin kafa vurma ve yalpa yönlerindeki yer değiştirme grafikleri verilmektedir. Birinci tümsek yüksekliğinin artması, hız değerlerinin de artmasına neden olmaktadır. Kafa vurma yönünde oluşan hız değerlerinin genlikleri yalpa yönünde oluşan değerlerden yüksektir.

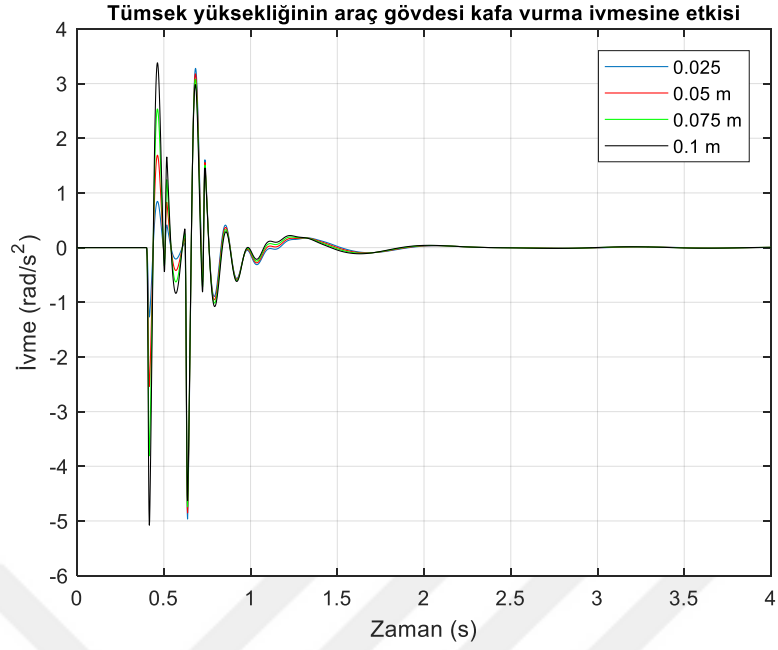


Şekil 6.80. İkinci tümsek yüksekliği 0,1 m, birinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin sürücü koltuğunun dikey yönündeki ivmesine olan etkisi.

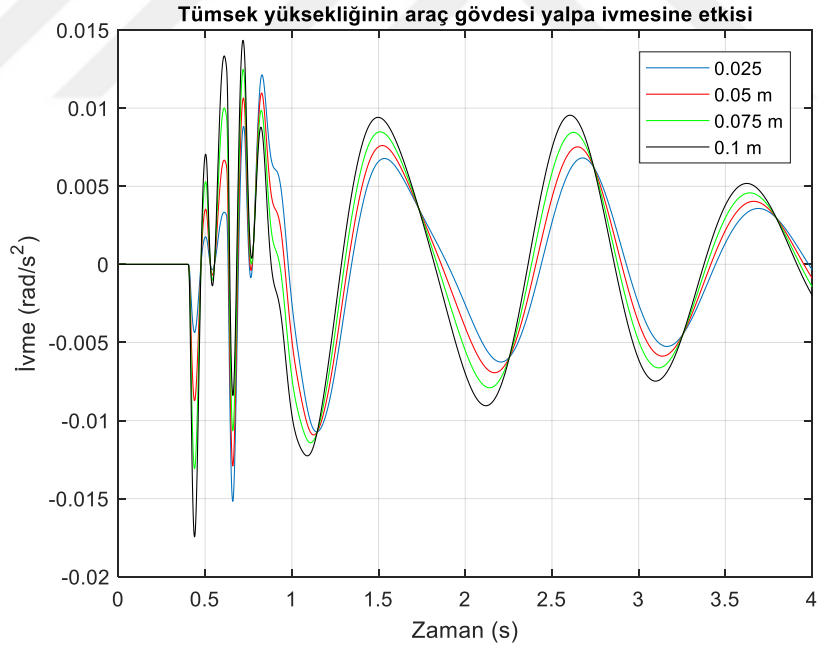


Şekil 6.81. İkinci tümsek yüksekliği 0,1 m, birinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesinin dikey yönündeki ivmesine olan etkisi.

Şekil 6.80 ve Şekil 6.81’de sırasıyla sürücü koltuğunun ve araç gövdesinin dikey yönündeki ivme grafikleri verilmektedir. İvmelerin RMS değerleri Çizelge 6.11’ de verilmektedir.

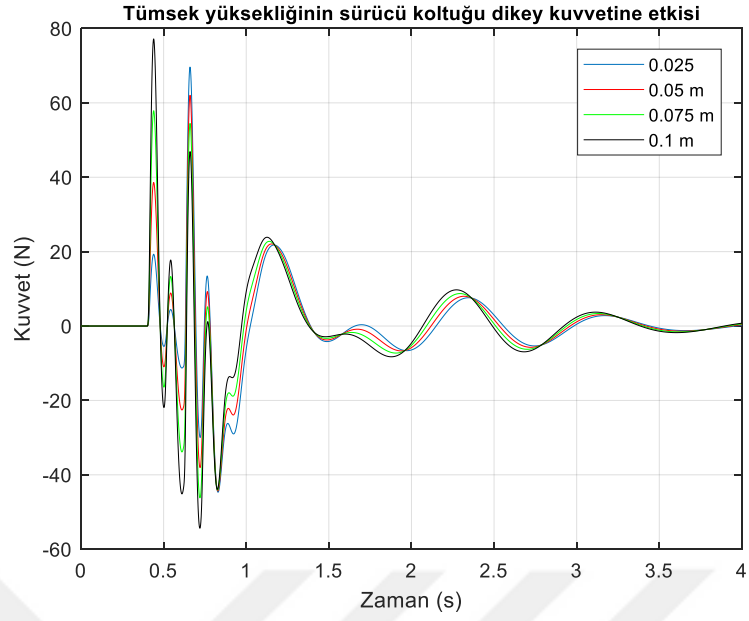


Şekil 6.82. İkinci tümsek yüksekliği 0,1 m, birinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesinin kafa vurma yönündeki ivmesine olan etkisi.

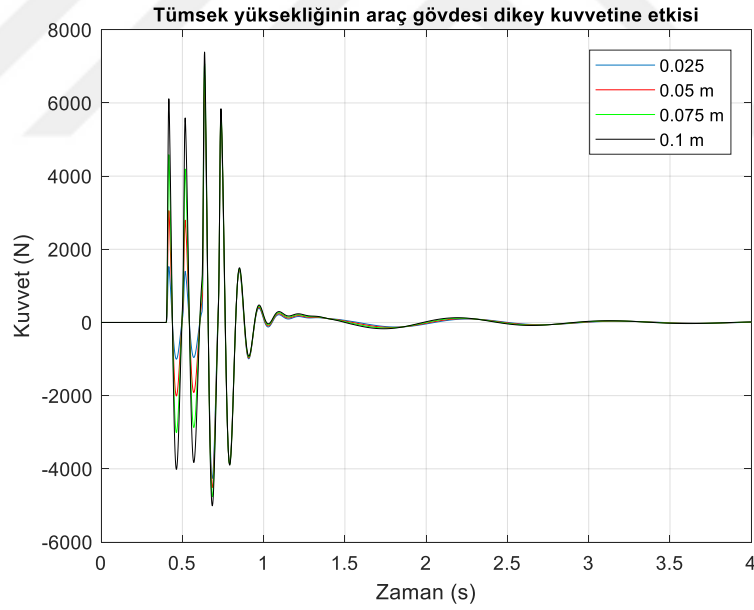


Şekil 6.83. İkinci tümsek yüksekliği 0,1 m, birinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesinin yalpa yönündeki ivmesine olan etkisi.

Şekil 6.82 ve Şekil 6.83'te sırasıyla araç gövdesinin kafa vurma ve yalpa yönlerindeki ivme grafikleri verilmektedir. İvmelerin RMS değerleri Çizelge 6.11' de verilmektedir.



Şekil 6.84. İkinci tümsek yüksekliği 0,1 m, birinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin sürücü koltuğuna etki eden dikey yönündeki kuvvete olan etkisi.

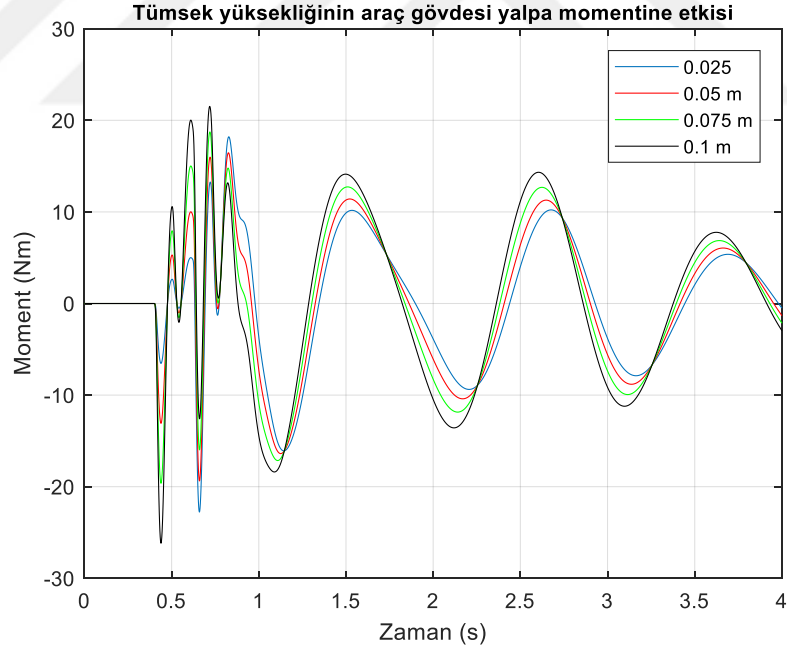


Şekil 6.85. İkinci tümsek yüksekliği 0,1 m, birinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesine etki eden dikey yönündeki kuvvete olan etkisi.

Şekil 6.84 ve Şekil 6.85'te sırasıyla sürücü koltuğunun ve araç gövdesinin dikey yönündeki ivme grafikleri verilmektedir. Araç gövdesine dikey yönünde etki eden kuvvet değerlerinin farklı ikinci tümsek yüksekliklerinde de birbirlerine yakın değerlere sahip olduğu görülmektedir.



Şekil 6.86. İkinci tümsek yüksekliği 0,1 m, birinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesine etki eden kafa vurma yönündeki momente olan etkisi.



Şekil 6.87. İkinci tümsek yüksekliği 0,1 m, birinci tümsek yüksekliğinin değişmesinin araç gövdesine etki eden yalpa yönündeki momente olan etkisi.

Şekil 6.86 ve Şekil 6.87’de sırasıyla araç gövdesinin kafa vurma ve yalpa yönlerindeki moment grafikleri verilmektedir. Yalpa yönünde oluşan moment değerlerinin kafa vurma yönünde oluşan moment değerlerine kıyasla daha düşük olduğu görülmektedir.

Çizelge 6.11. Birinci tümsek yüksekliği 0,1 m, farklı ikinci tümsek yüksekliklerinde tam araç modelinin ivmelerine ait RMS değerleri

Birinci Tümsek Yükseklikleri (m)	Parametre	RMS Değeri	Birim
0,025	Yolcu dikey yönde	0,1374	m/s ²
0,050	Yolcu dikey yönde	0,1391	m/s ²
0,075	Yolcu dikey yönde	0,1498	m/s ²
0,1	Yolcu dikey yönde	0,1678	m/s ²
0,025	Araç gövdesi dikey	0,5121	m/s ²
0,050	Araç gövdesi dikey	0,5674	m/s ²
0,075	Araç gövdesi dikey	0,6407	m/s ²
0,1	Araç gövdesi dikey	0,7267	m/s ²
0,025	Araç gövdesi kafa vurma	0,4440	rad/s ²
0,050	Araç gövdesi kafa vurma	0,4721	rad/s ²
0,075	Araç gövdesi kafa vurma	0,5225	rad/s ²
0,1	Araç gövdesi kafa vurma	0,5897	rad/s ²
0,025	Araç gövdesi yalpa	0,0046	rad/s ²
0,050	Araç gövdesi yalpa	0,0049	rad/s ²
0,075	Araç gövdesi yalpa	0,0054	rad/s ²
0,1	Araç gövdesi yalpa	0,0061	rad/s ²

Çizelge 6.12. İkinci tümseğin yüksek olduğu yol profili parametreleri

Parametre	Değer	Parametre	Değer
B	10 m	E1	0,025 m
G1	0,5 m		0,050 m
G2	0,5 m		0,075 m
E2	0,1 m		0,1 m

İkinci tümsek yüksekliğinin 0,1 m, birinci tümsek yüksekliğinin de 4 farklı değere sahip olduğu yol durumunun ivmelerine ait RMS değerleri Çizelge 6.11’de ve yol parametreleri ise Çizelge 6.12 da verilmiştir. Tam araç modelinin yer değiştirme değerlerindeki değişiklikler Şekil 6.72 ile Şekil 6.75 arasında gösterilmektedir. Birinci tümseğin yüksekliği arttıkça sürücü koltuğunda meydana gelen dikey yer değiştirmeler artmaktadır. Benzer durumlar, araç gövdesinin ağırlık merkezinin dikey yer değiştirme grafiğinde de ortaya çıkar. Kafa vurma ve yalpa yer değiştirmeleri, dikey yer değiştirme grafiklerine benzer özelliklere sahiptir. İkinci tümsek yüksekliği arttıkça yer değiştirmelerin genliklerinde artışlar olmaktadır. Tam araç modelinin hız grafikleri Şekil 6.76 ile Şekil 6.79 arasında gösterilmektedir. Araç gövdesinin yalpa yönündeki

hızında meydana gelen değişimler, yer değiştirme grafikleri ile benzer özelliklere sahipken, diğer hız grafiklerinde durum biraz farklıdır. İkinci tümsek ile temasa başladıktan sonra, ikinci tümseğin düşük yükseklik değerlerinde oluşan hızlarda artış olduğu görülmektedir. Bu durumun, ilk tümseğin etkisinin tam geçmeden ikinci tümseğin etki etmesinden kaynaklandığı düşünülmektedir. Zaman ilerledikçe, yüksek ikinci tümsek değerlerinde hız genliklerinin daha yüksek değerlere sahip olduğu görülmektedir. Tam araç modelinin ivme grafikleri Şekil 6.80 ile Şekil 6.83 arasında gösterilmektedir. İlk tümseğin etkisiyle sürücü koltuğunda meydana gelen titreşimler ISO 2631-1 standardına göre konforsuz bölgededir. İkinci tümseğin etkisinin başlamasından sonraki durumun analizi yapıldığında, ikinci tümsek yüksekliğinin tüm değerleri için ivme değerleri biraz konforsuz bölgede bulunmaktadır. Elde edilen ivmelenme değerleri, yolcu koltuğunun dikey ivmesinin istenen konfor seviyesinde olmadığını göstermektedir. En yüksek dikey yer değiştirme değerlerinin birbirine yakın olmasına rağmen, araç gövdesinin ağırlık merkezinin dikey ivmelenme değerleri yolcu koltuğunda meydana gelenden oldukça farklıdır. Bu, araç gövdesindeki dikey ivmelenmelerin bir kısmının yolcu koltuğunun süspansiyon sistemi tarafından azaltıldığını gösterir. Sonuçlar ISO 2631-1 standardına göre incelendiğinde, araç gövdesinin tüm ivmelenme değerleri için dikey ivmelenmesinin aşırı konforsuz bölgede olduğu görülmektedir. Tümseğin etkisi kafa vurma eksenini yönünde olduğundan, kafa vurma yönündeki ivme değerleri yalpa yönündeki ivme değerlerine kıyasla daha yüksektir.

Tam araç modelinin kuvvet grafikleri Şekil 6.84 ile Şekil 6.87 arasında gösterilmektedir. Sürücü koltuğuna etki eden dikey kuvvetler, araç gövdesine etki eden dikey kuvvetler ile kıyaslandığında düşük değerlere sahiptir. Sürücü koltuğuna dikey yönde etkileyen kuvvetler düşüktür, böylece sürücü koltuğunun yataklama ve süspansiyon elemanları için tehlikeli bir durum söz konusu değildir. Benzer şekilde, araç gövdesinde yalpa yönünde meydana gelen moment değerleri de oldukça düşüktür. Ancak aynı durum araç gövdesinde dikey yönde oluşan kuvvetler ve kafa vurma yönünde meydana gelen momentler için geçerli değildir. Birinci tümsek yüksekliği arttıkça, dikey yönde etkileyen kuvvetler $7391 N$ 'a, kafa vurma yönünde etki eden moment değeri ise yaklaşık $8530 Nm$ değerine ulaşmaktadır. Bu değerler, araç gövdesi

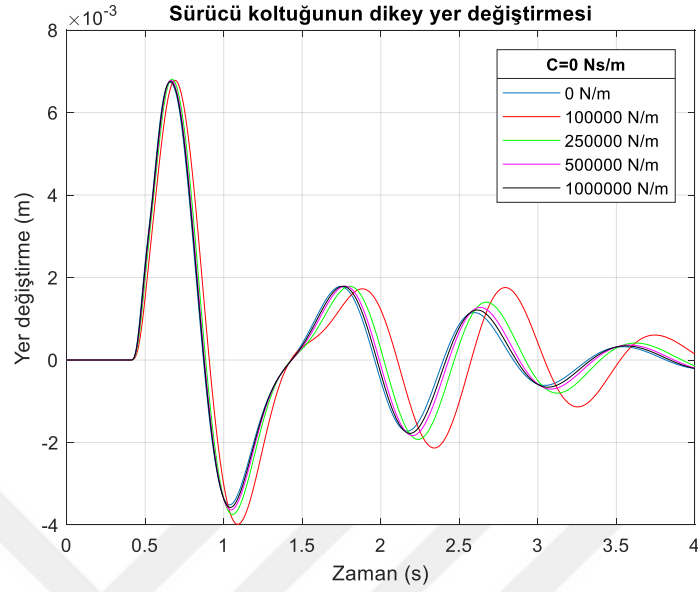
ekipmanlarının, özellikle süspansiyon ve yataklama ekipmanlarının, uzun ömürlü olması ve sağlıklı çalışabilmesine olumsuz bir etki yaratabilir.

Genel olarak, yüksek tümsek değerlerinde oluşan değerlerin daha yüksek oldukları görülmektedir. Ardışık iki tümsekli yol profili için 3 farklı durum için analizler yapılmıştır. İlk durumda eşit tümsek yükseklikleri alınmış ve tümsek yükseklikleri aynı değerlerde arttırılmış, ikinci durumda ilk tümseğin değeri yüksek alınmış ve ikinci tümseğin yükseklik değişimlerinin etkileri incelenmiş, son durumda ise ikinci tümseğin değeri yüksek alınmış ve birinci tümseğin yükseklik değişimlerinin etkileri analiz edilmiştir. Elde edilen sonuçlardan, yüksek olan tümseğin önce veya sonra olmasının araca etki eden dinamik kuvvetlerde ciddi değişikliklere neden olmadığı tespit edilmiştir. Tümsek değerinin yüksek olmasının, önce veya sonra etki etmesinden daha fazla etkili olduğu görülmüştür.

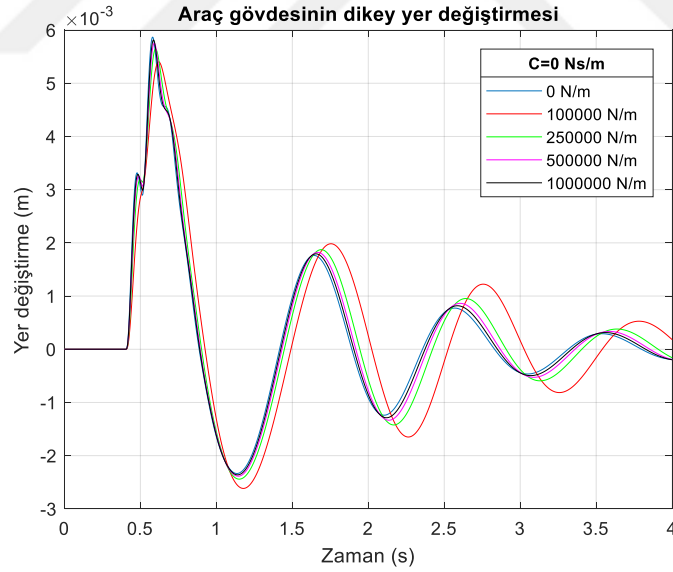
6.3.4. Yol Elastikliğinin Araç Dinamiği Üzerine Etkisi

Araç yol etkileşimleri modellenirken, yollar genellikle sert yüzeyler olarak ele alınmaktadır. Bu sert yüzeylerde herhangi bir yaylanma veya sönümleme özelliği bulunmamaktadır. Gerçek yaşamdaki yolların da bir miktar yaylanma ve sönümleme özellikleri bulunmaktadır. Bununla birlikte, araçlar sadece asfalt yollarda gitmemektedir. Toprak, kum, çimen gibi yollarda da araçlar sürülmektedir. Bu tarz yollarda zeminlerin asfalt yollarda olduğu kadar sert bir özellik taşımadığını gözlemleyebiliriz. Ayrıca, bu yollarda yağın yağmurun da etkisiyle yumuşak olan zemin daha da yumuşak hale gelebilmektedir. Hatta çamurlaşan arazi de araçların patinaj çekmesi de mümkündür. Tüm bu durumlar göz önünde bulundurularak, tez çalışmasının bu kısmında yollarda bir miktar yaylanma ve sönümleme olduğu durumlar incelenecektir. Bu yol koşullarının 5 farklı yaylanma değerine ve 3 farklı sönümleme değerine sahip olduğu varsayımı yapılacaktır. Yaylanmanın ve sönümlemenin araç dinamiğine olan etkisi incelenecektir. Bu maksatla, Şekil 4.2’de gösterilen tek tümsekli yol profili ele alınmış ve analizler bu yol profilinde gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar Şekil 6.72 ile Şekil 6.120 arasında verilmektedir. Araç seyir hızı 90 km/s olarak analizler gerçekleştirilmiştir.

6.3.4.1. Yol Sönümü $C=0$ Ns/m Olması Durumu

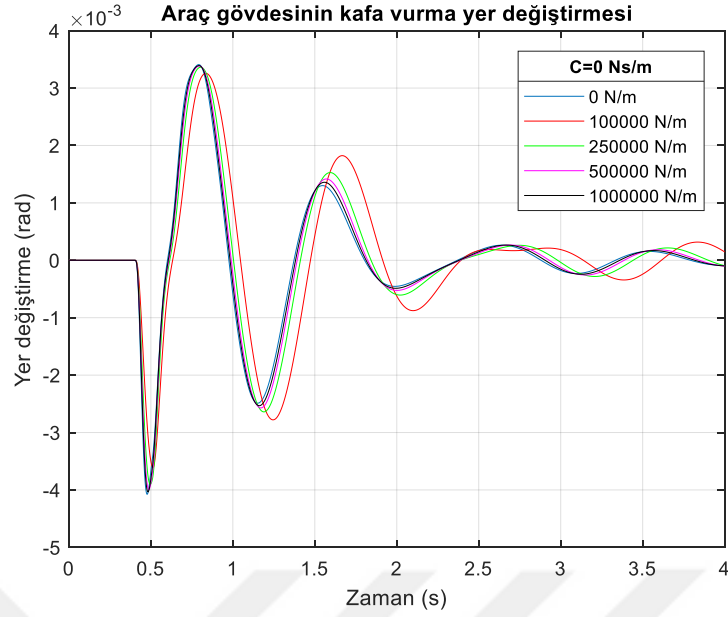


Şekil 6.88. $C=0$, yol yaylanmasının sürücü koltuğunun dikey yönündeki yer değiştirmesine olan etkisi.

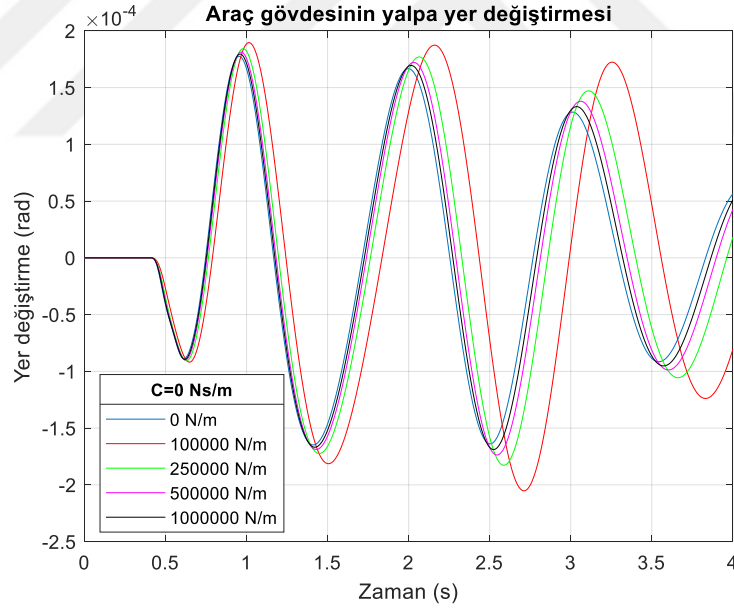


Şekil 6.89. $C=0$, yol yaylanmasının araç gövdesinin dikey yönündeki yer değiştirmesine olan etkisi.

Şekil 6.88 ve Şekil 6.89'da sırasıyla sürücü koltuğunun ve araç gövdesinin dikey yönündeki yer değiştirmeleri gösterilmektedir. Yol yaylanma katsayısı arttıkça, yer değiştirme değerlerinin, sert yol değerlerine doğru yaklaştığı görülmektedir.

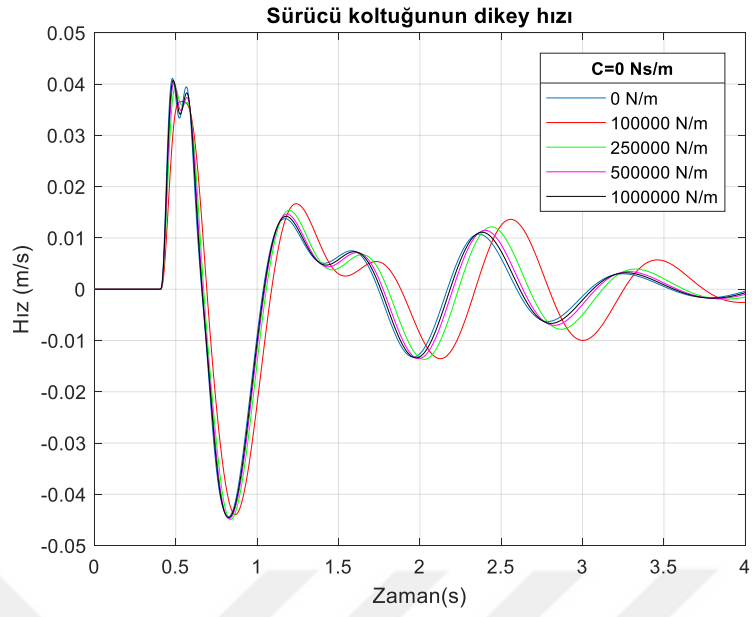


Şekil 6.90. C=0, yol yaylanmasının araç gövdesinin kafa vurma yönündeki yer değiştirmesine olan etkisi.

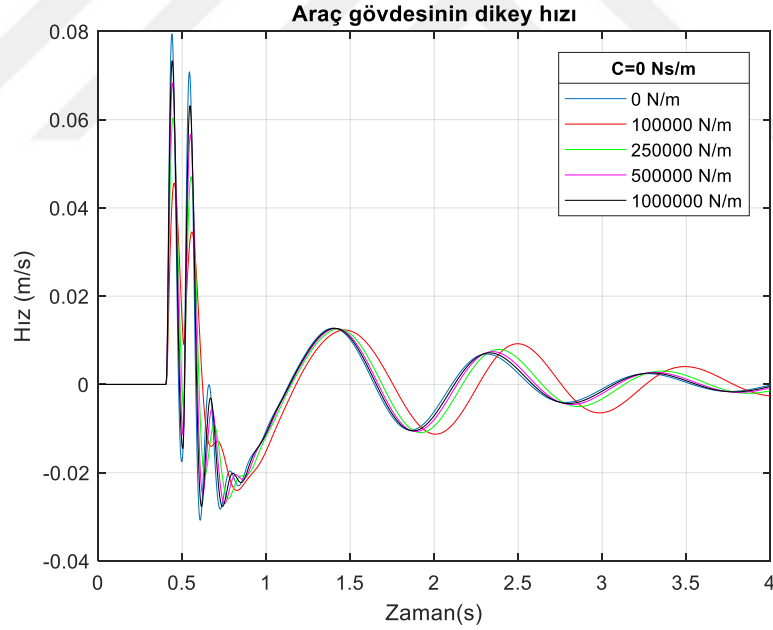


Şekil 6.91. C=0, yol yaylanmasının araç gövdesinin yalpa yönündeki yer değiştirmesine olan etkisi.

Şekil 6.90 ve Şekil 6.91’de sırasıyla araç gövdesinin kafa vurma ve yalpa yönlerindeki yer değiştirmeleri gösterilmektedir. Dikey hareket yönündeki yer değiştirme grafiklerinde olduğu gibi, yol yaylanma katsayısı arttıkça yer değiştirme değerlerinin sert yol değerlerine doğru yaklaştığı görülmektedir.

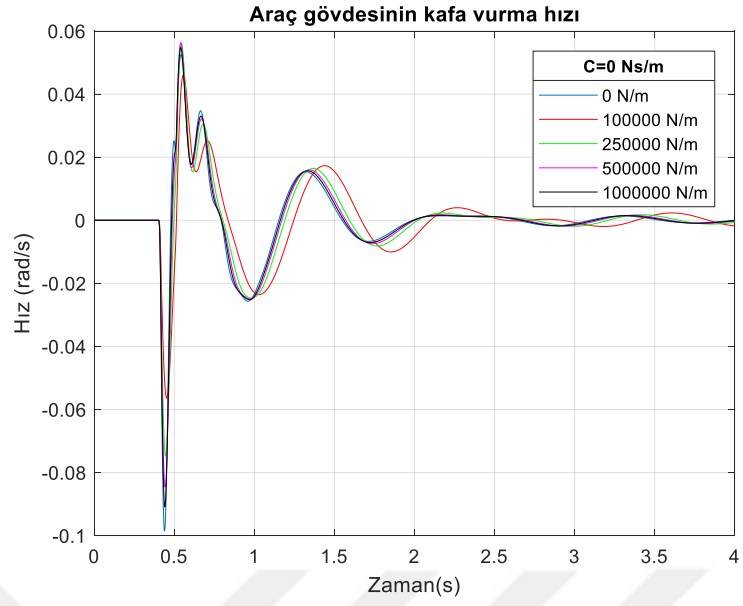


Şekil 6.92. $C=0$, yol yaylanmasının sürücü koltuğunun dikey yönündeki hızına olan etkisi.

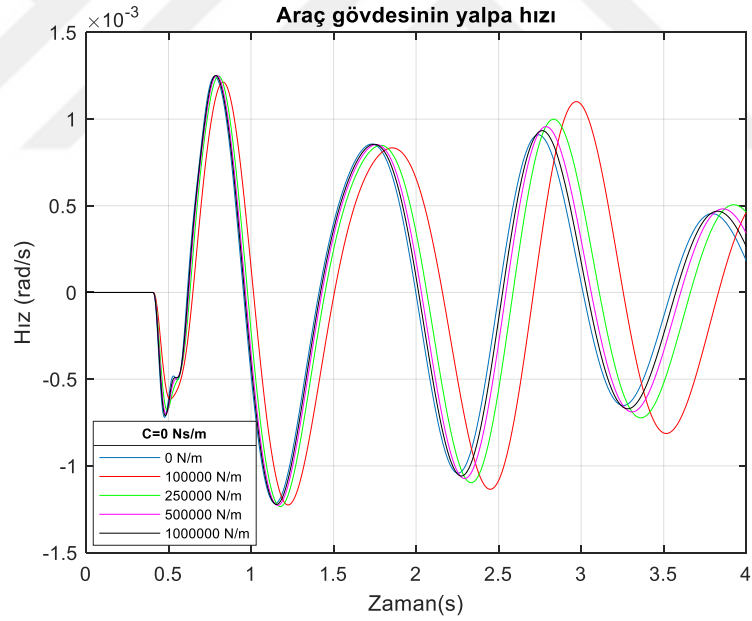


Şekil 6.93. $C=0$, yol yaylanmasının araç gövdesinin dikey yönündeki hızına olan etkisi.

Şekil 6.92 ve Şekil 6.93'te sırasıyla sürücü koltuğunun ve araç gövdesinin dikey yönündeki hızları gösterilmektedir. Yer değiştirme grafiklerine benzer şekilde, yol yaylanma katsayısı arttıkça hız değerlerinin sert yol değerlerine doğru yaklaştığı görülmektedir.

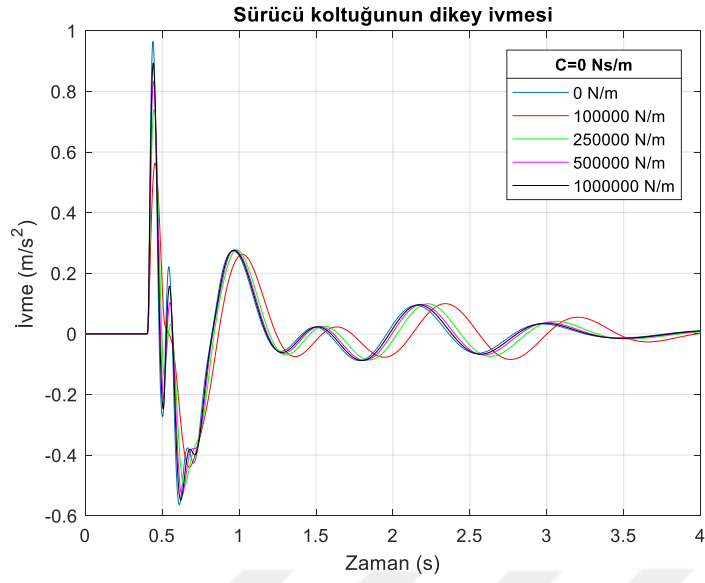


Şekil 6.94. $C=0$, yol yaylanmasının araç gövdesinin kafa vurma yönündeki hızına olan etkisi.

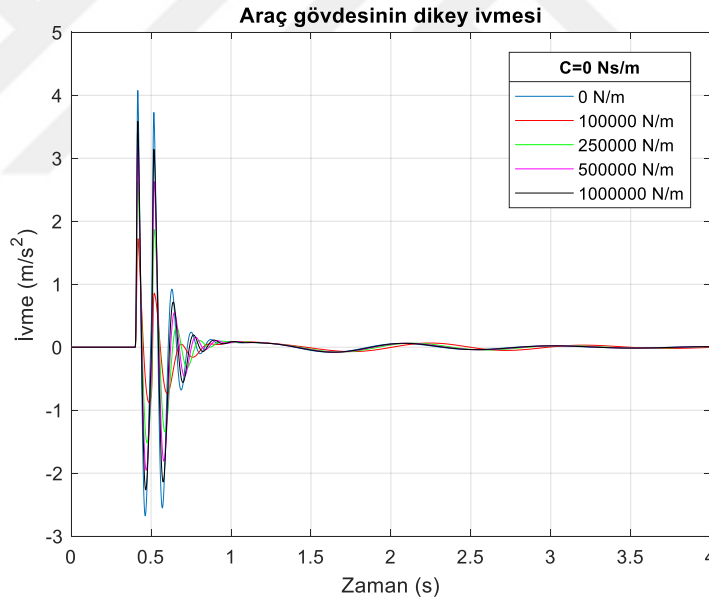


Şekil 6.95. $C=0$, yol yaylanmasının araç gövdesinin yalpa yönündeki hızına olan etkisi.

Şekil 6.94 ve Şekil 6.95'te sırasıyla araç gövdesinin kafa vurma ve yalpa yönlerindeki hızları gösterilmektedir. Dikey hareket yönündeki hız grafiklerinde olduğu gibi, yol yaylanma katsayısı arttıkça hız değerlerinin sert yol değerlerine doğru yaklaştığı görülmektedir.

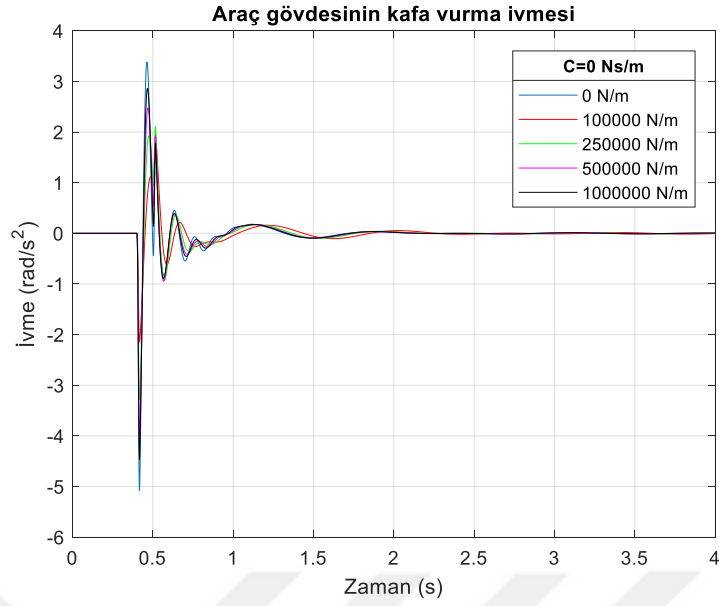


Şekil 6.96. $C=0$, yol yaylanmasının sürücü koltuğunun dikey yönündeki ivmesine olan etkisi.

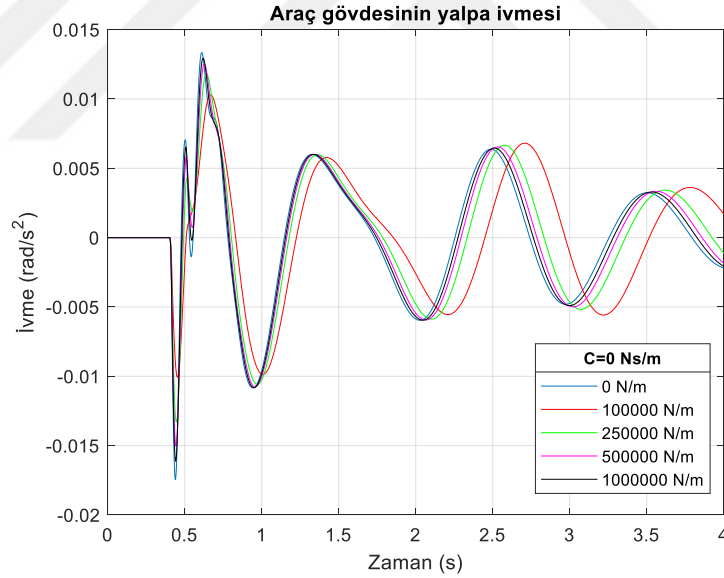


Şekil 6.97. $C=0$, yol yaylanmasının araç gövdesinin dikey yönündeki ivmesine olan etkisi.

Şekil 6.96 ve Şekil 6.97'de sırasıyla sürücü koltuğunun ve araç gövdesinin dikey yönündeki ivmeleri gösterilmektedir. Yol yaylanma katsayısı arttıkça ivme değerlerinin sert yol değerlerine doğru yaklaştığı görülmektedir. İvmelerin RMS değerleri Çizelge 6.13'te verilmektedir. Yol yaylanma katsayısı arttıkça, sürücü koltuğunun ivme değerleri konforsuz bölgeye doğru hareket etmektedir.

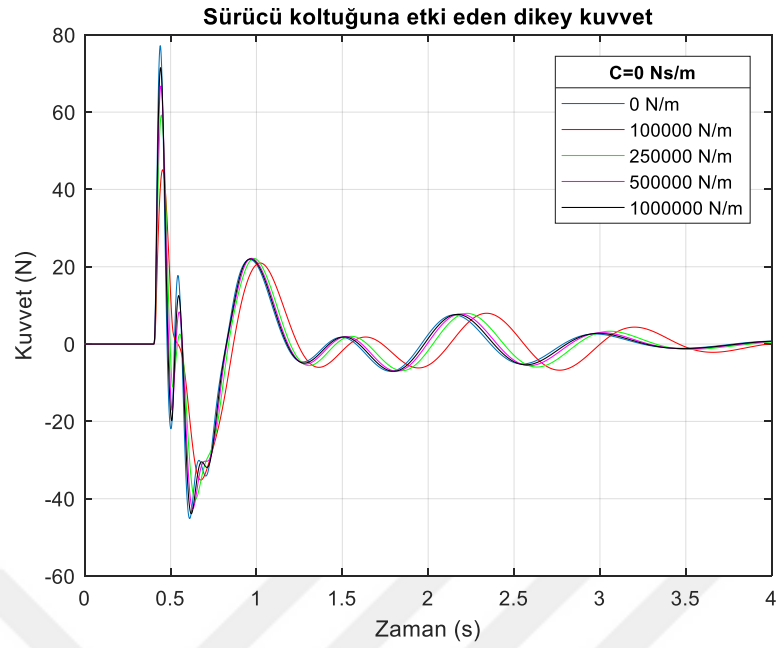


Şekil 6.98. $C=0$, yol yaylanmasının araç gövdesinin kafa vurma yönündeki ivmesine olan etkisi.

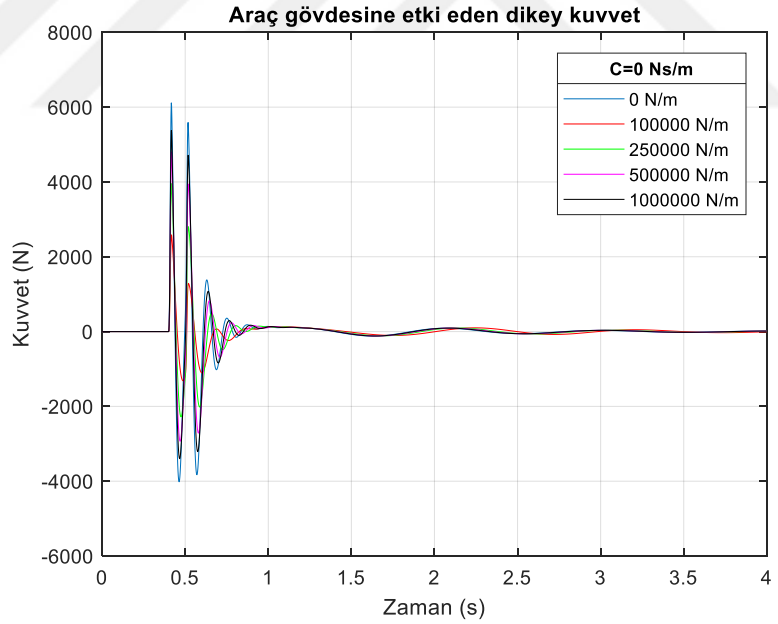


Şekil 6.99. $C=0$, yol yaylanmasının araç gövdesinin yalpa yönündeki ivmesine olan etkisi.

Şekil 6.98 ve Şekil 6.99’da sırasıyla araç gövdesinin kafa vurma ve yalpa yönlerindeki ivmeleri gösterilmektedir. Yol yaylanma katsayısı arttıkça ivme değerlerinin sert yol değerlerine doğru yaklaştığı görülmektedir. İvmelerin RMS değerleri Çizelge 6.13’te verilmektedir. Kafa vurma yönündeki ivme değerlerinin, yalpa yönündeki ivme değerleri ile kıyaslandığında daha yüksek değerlere sahip olduğu görülmektedir.



Şekil 6.100. $C=0$, yol yaylanmasının sürücü koltuğunun dikey yönündeki kuvvetine olan etkisi.

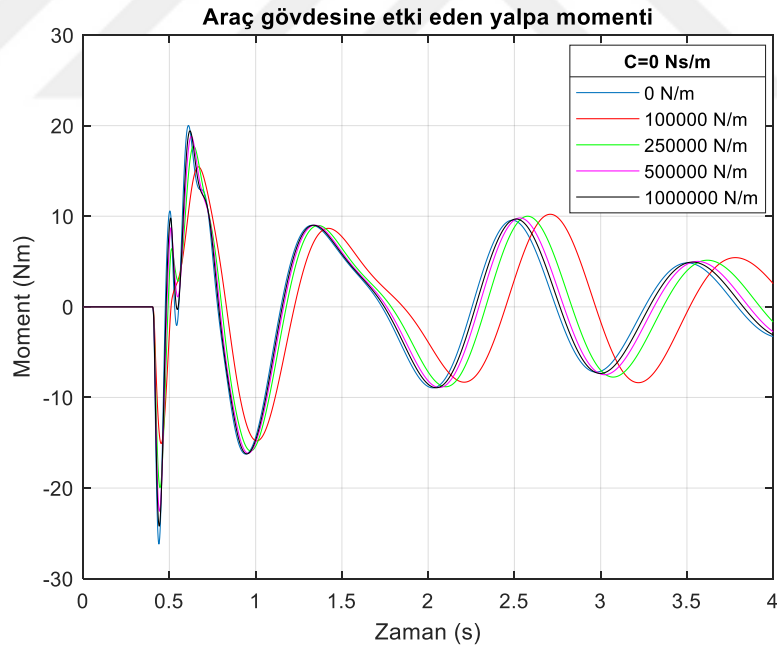


Şekil 6.101. $C=0$, yol yaylanmasının araç gövdesinin dikey yönündeki kuvvetine olan etkisi.

Şekil 6.100 ve Şekil 6.101’de sırasıyla sürücü koltuğunun ve araç gövdesinin dikey yönündeki kuvvetleri gösterilmektedir. Yol yaylanma katsayısı arttıkça kuvvet değerlerinin sert yol değerlerine doğru yaklaştığı görülmektedir.



Şekil 6.102. $C=0$, yol yaylanmasının araç gövdesinin kafa vurma yönündeki momentine olan etkisi.



Şekil 6.103. $C=0$, yol yaylanmasının araç gövdesinin yalpa yönündeki momentine olan etkisi.

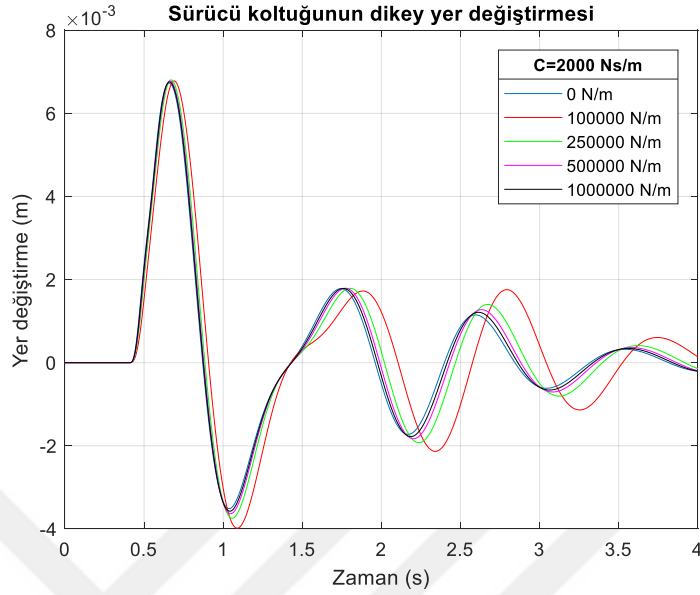
Şekil 6.102 ve Şekil 6.103'te sırasıyla araç gövdesinin kafa vurma ve yalpa yönlerindeki momentleri gösterilmektedir. Yol yaylanma katsayısı arttıkça moment değerlerinin sert yol değerlerine doğru yaklaştığı görülmektedir.

Çizelge 6.13. Yol sönümleme katsayısının $C=0$ Ns/m değerinde olduğu durumda tam araç modelinin ivmelerine ait RMS değerleri.

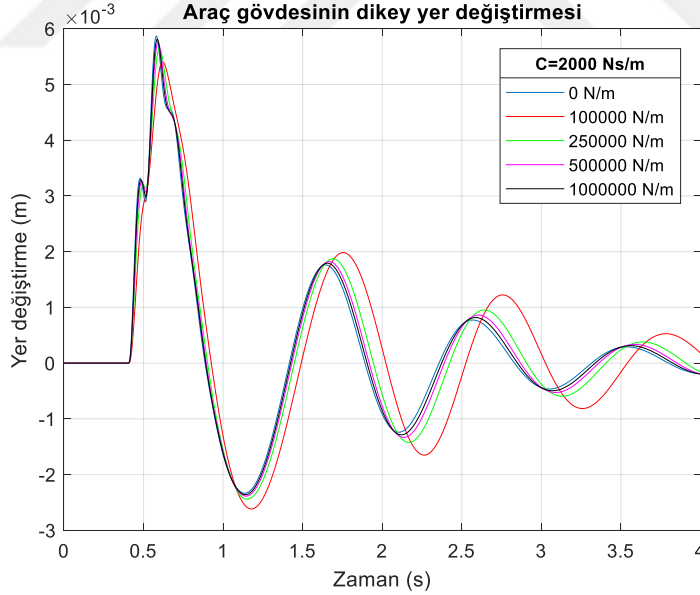
Yol sertlik katsayısı (N/m)	Parametre	RMS Değeri	Birim
0	Yolcu dikey yönde	0,1451	m/s ²
100000	Yolcu dikey yönde	0,1238	m/s ²
250000	Yolcu dikey yönde	0,1338	m/s ²
500000	Yolcu dikey yönde	0,1386	m/s ²
1000000	Yolcu dikey yönde	0,1416	m/s ²
0	Araç gövdesi dikey	0,4811	m/s ²
100000	Araç gövdesi dikey	0,1839	m/s ²
250000	Araç gövdesi dikey	0,2973	m/s ²
500000	Araç gövdesi dikey	0,3723	m/s ²
1000000	Araç gövdesi dikey	0,4220	m/s ²
0	Araç gövdesi kafa vurma	0,4427	rad/s ²
100000	Araç gövdesi kafa vurma	0,2486	rad/s ²
250000	Araç gövdesi kafa vurma	0,3305	rad/s ²
500000	Araç gövdesi kafa vurma	0,3723	rad/s ²
1000000	Araç gövdesi kafa vurma	0,4011	rad/s ²
0	Araç gövdesi yalpa	0,0046	rad/s ²
100000	Araç gövdesi yalpa	0,0044	rad/s ²
250000	Araç gövdesi yalpa	0,0045	rad/s ²
500000	Araç gövdesi yalpa	0,0046	rad/s ²
1000000	Araç gövdesi yalpa	0,0046	rad/s ²

Yol sönümleme katsayısı $C=0$ durumunda, 5 farklı yol yaylanma katsayısında tam araç modeline ait yer değiştirme grafikleri Şekil 6.88 ile Şekil 6.91 arasında verilmiştir. Bütün yer değiştirme grafikleri incelendiğinde, yol yaylanma katsayısı arttıkça, sert zemin özelliklerine yaklaşma eğilimi olduğu görülmektedir. Yolun yaylanma katsayısı azaldıkça hem sürücü koltuğunun dikey hem de araç gövdesinin dikey, kafa vurma ve yalpa yer değiştirmelerinde artışlar meydana gelmektedir. Benzer durum Şekil 6.92 ile Şekil 6.95 arasında gösterilen hız grafikleri için de geçerlidir. Şekil 6.96 ile Şekil 6.99 arasında verilen ivme grafiklerinde farklı bir durum söz konusudur. ISO2631-1 standardına göre incelendiğinde, yol yaylanma katsayısı arttıkça oluşan ivme değerlerinin de arttığı görülmektedir. Yol yaylanma katsayısı arttıkça sürüş kalitesi azalmaktadır. Şekil 6.100 ile Şekil 6.103 arasında verilen grafiklere göre, yol yaylanma katsayısı azaldıkça, oluşan kuvvet ve momentlerde de ciddi artışlar meydana gelmektedir. Bu durum, araç ekipmanlarının daha az sağlıklı çalışmasına neden olur. Bu yol şartında meydana gelen RMS değerleri Çizelge 6.13'te verilmiştir.

6.3.4.2. Yol Sönümü $C=2000$ Ns/m Olması Durumu

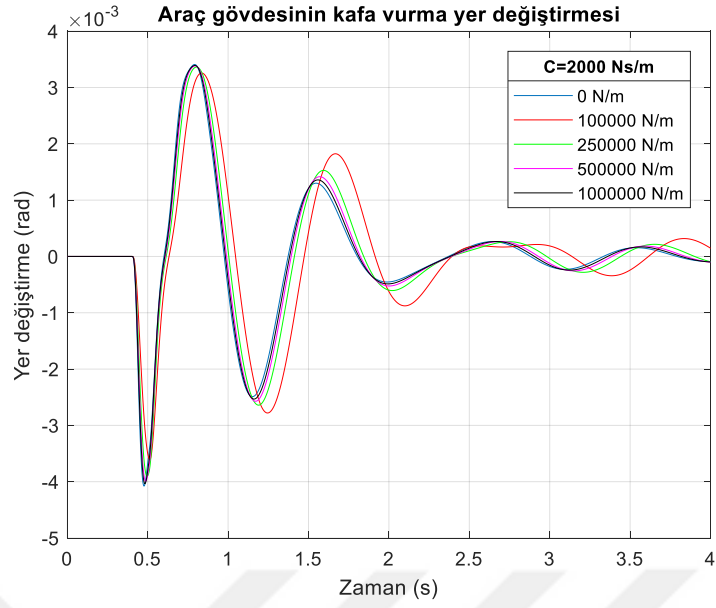


Şekil 6.104. $C=2000$, yol yaylanmasının sürücü koltuğunun dikey yönündeki yer değiştirmesine olan etkisi.

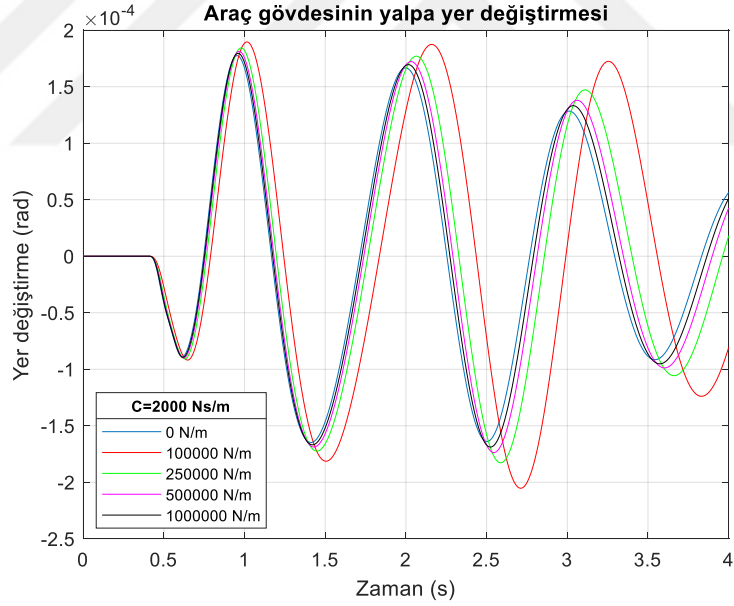


Şekil 6.105. $C=2000$, yol yaylanmasının araç gövdesinin dikey yönündeki yer değiştirmesine olan etkisi.

Şekil 6.104 ve Şekil 6.105'te sırasıyla sürücü koltuğunun ve araç gövdesinin dikey yönündeki yer değiştirmeleri gösterilmektedir. Yol yaylanma katsayısı arttıkça, yer değiştirme değerlerinin, sert yol değerlerine doğru yaklaştığı görülmektedir.

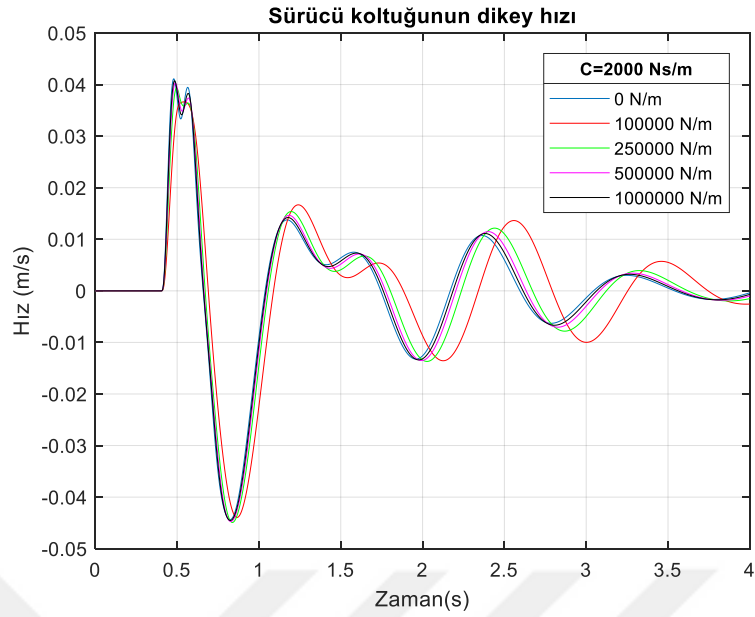


Şekil 6.106. $C=2000$, yol yaylanmasının araç gövdesinin kafa vurma yönündeki yer değıştirmesine olan etkisi.

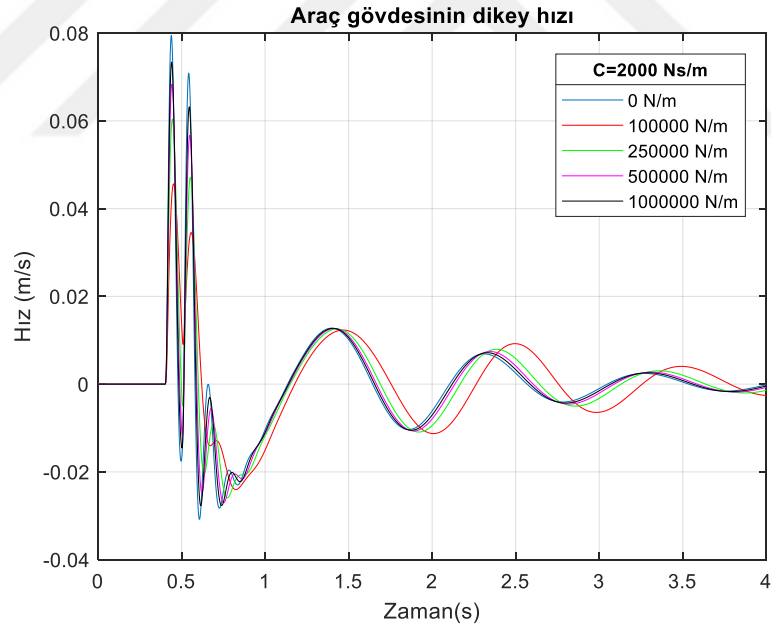


Şekil 6.107. $C=2000$, yol yaylanmasının araç gövdesinin yalpa yönündeki yer değıştirmesine olan etkisi.

Şekil 6.106 ve Şekil 6.107’de sırasıyla araç gövdesinin kafa vurma ve yalpa yönlerindeki yer değıştirmeleri gösterilmektedir. Dikey hareket yönündeki yer değıştirme grafiklerinde olduğu gibi, yol yaylanma katsayısı arttıkça yer değıştirme değeri sert yol değeri doğru yaklaştığı görülmektedir.

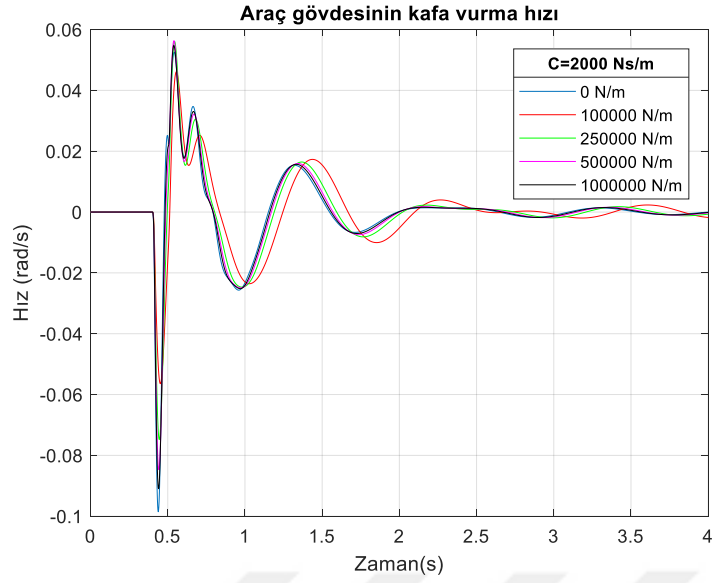


Şekil 6.108. $C=2000$, yol yaylanmasının sürücü koltuğunun dikey yönündekine hızına olan etkisi.

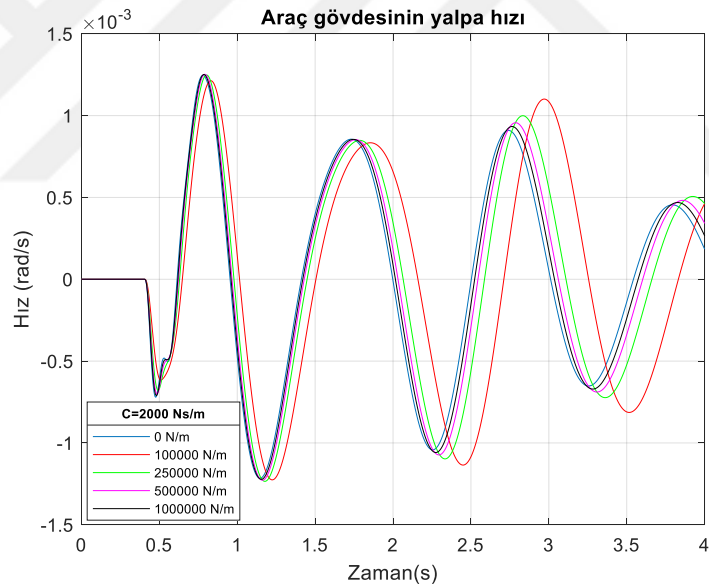


Şekil 6.109. $C=2000$, yol yaylanmasının araç gövdesinin dikey yönündeki hızına olan etkisi.

Şekil 6.108 ve Şekil 6.109’da sırasıyla sürücü koltuğunun ve araç gövdesinin dikey yönündeki hızları gösterilmektedir. Yer değiştirme grafiklerine benzer şekilde, yol yaylanma katsayısı arttıkça hız değerlerinin sert yol değerlerine doğru yaklaştığı görülmektedir.

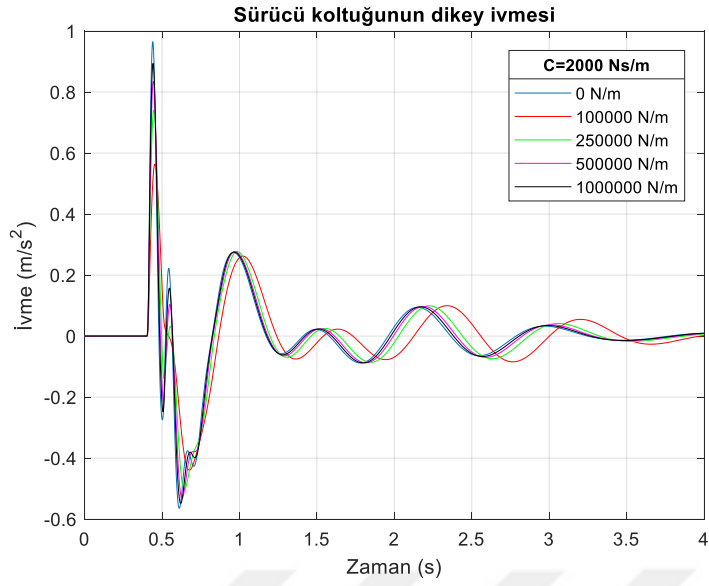


Şekil 6.110. $C=2000$, yol yaylanmasının araç gövdesinin kafa vurma yönündeki hızına olan etkisi.

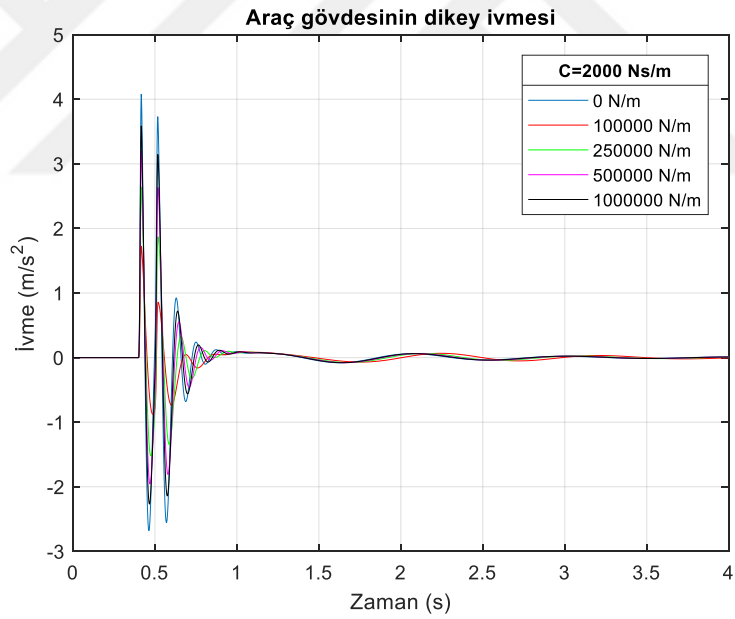


Şekil 6.111. $C=2000$, yol yaylanmasının araç gövdesinin yalpa yönündeki hızına olan etkisi.

Şekil 6.110 ve Şekil 6.111’de sırasıyla araç gövdesinin kafa vurma ve yalpa yönlerindeki hızları gösterilmektedir. Dikey hareket yönündeki hız grafiklerinde olduğu gibi, yol yaylanma katsayısı arttıkça hız değerlerinin sert yol değerlerine doğru yaklaştığı görülmektedir.

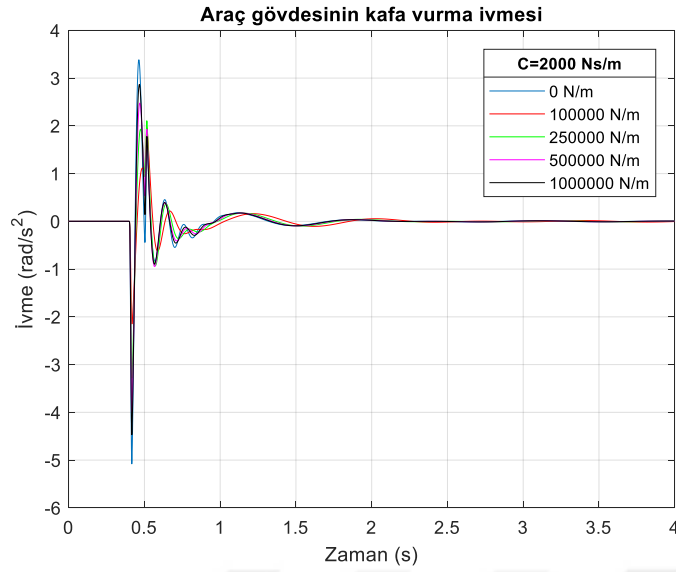


Şekil 6.112. C=2000, yol yaylanmasının sürücü koltuğunun dikey yönündeki ivmesine olan etkisi.

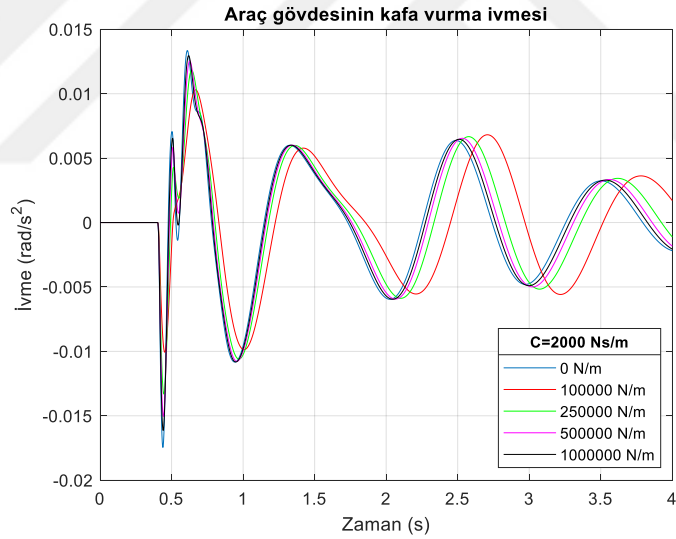


Şekil 6.113. C=2000, yol yaylanmasının araç gövdesinin dikey yönündeki ivmesine olan etkisi.

Şekil 6.112 ve Şekil 6.113'te sırasıyla sürücü koltuğunun ve araç gövdesinin dikey yönündeki ivmeleri gösterilmektedir. Yol yaylanma katsayısı arttıkça ivme değerlerinin sert yol değerlerine doğru yaklaştığı görülmektedir. İvmelerin RMS değerleri Çizelge 6.14'te verilmektedir. Yol yaylanma katsayısı arttıkça, sürücü koltuğunun ivme değerleri konforsuz bölgeye doğru hareket etmektedir.

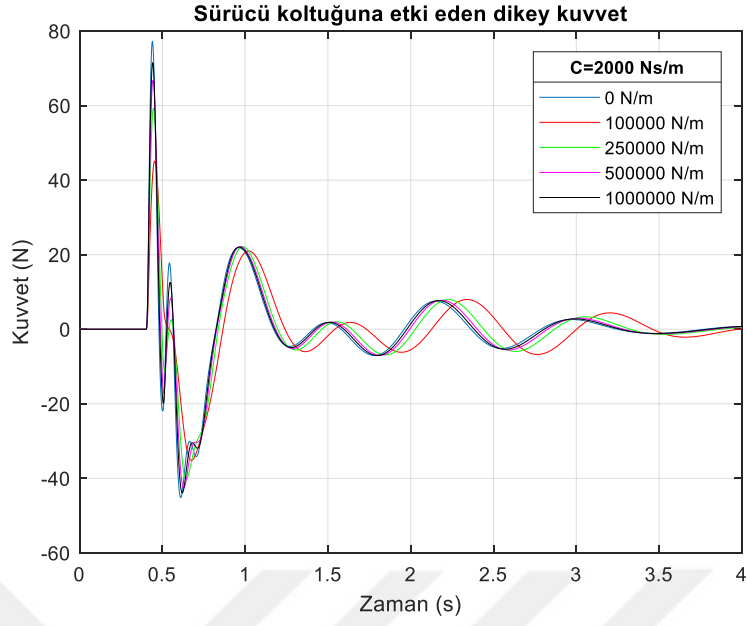


Şekil 6.114. $C=2000$, yol yaylanmasının araç gövdesinin kafa vurma yönündeki ivmesine olan etkisi.

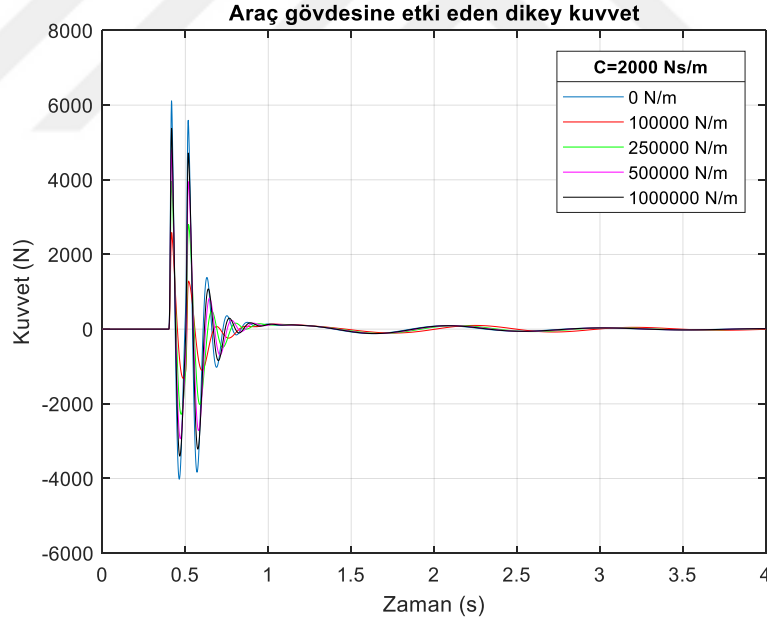


Şekil 6.115. $C=2000$, yol yaylanmasının araç gövdesinin yalpa yönündeki ivmesine olan etkisi.

Şekil 6.114 ve Şekil 6.115'te sırasıyla araç gövdesinin kafa vurma ve yalpa yönlerindeki ivmeleri gösterilmektedir. Yol yaylanma katsayısı arttıkça ivme değerlerinin sert yol değerlerine doğru yaklaştığı görülmektedir. İvmelerin RMS değerleri Çizelge 6.14'te verilmektedir. Kafa vurma yönündeki ivme değerlerinin, yalpa yönündeki ivme değerleri ile kıyaslandığında daha yüksek değerlere sahip olduğu görülmektedir.



Şekil 6.116. $C=2000$, yol yaylanmasının sürücü koltuğunun dikey yönündeki kuvvetine olan etkisi.

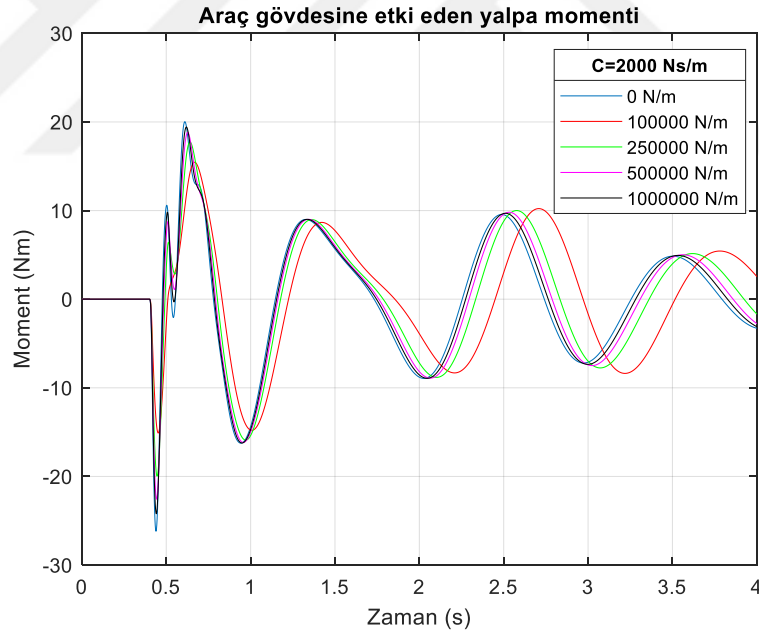


Şekil 6.117. $C=2000$, yol yaylanmasının araç gövdesinin dikey yönündeki kuvvetine olan etkisi.

Şekil 6.116 ve Şekil 6.117'de sırasıyla sürücü koltuğunun ve araç gövdesinin dikey yönündeki kuvvetleri gösterilmektedir. Yol yaylanma katsayısı arttıkça kuvvet değerlerinin sert yol değerlerine doğru yaklaştığı görülmektedir.



Şekil 6.118. $C=2000$, yol yaylanmasının araç gövdesinin kafa vurma yönündeki momentine olan etkisi.



Şekil 6.119. $C=2000$, yol yaylanmasının araç gövdesinin yalpa yönündeki momentine olan etkisi.

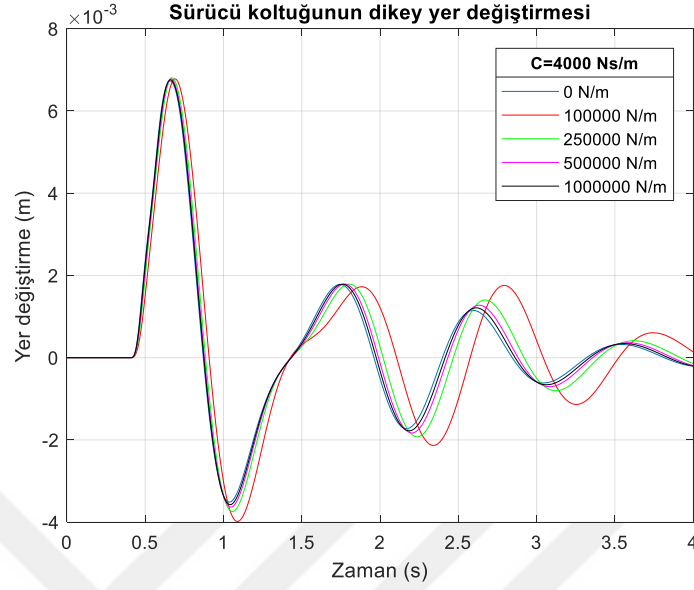
Şekil 6.118 ve Şekil 6.119’da sırasıyla araç gövdesinin kafa vurma ve yalpa yönlerindeki momentleri gösterilmektedir. Yol yaylanma katsayısı arttıkça moment değerlerinin sert yol değerlerine doğru yaklaştığı görülmektedir.

Çizelge 6.14. Yol sönümleme katsayısının $C=2000$ Ns/m değerinde olduğu durumda tam araç modelinin ivmelerine ait RMS değerleri.

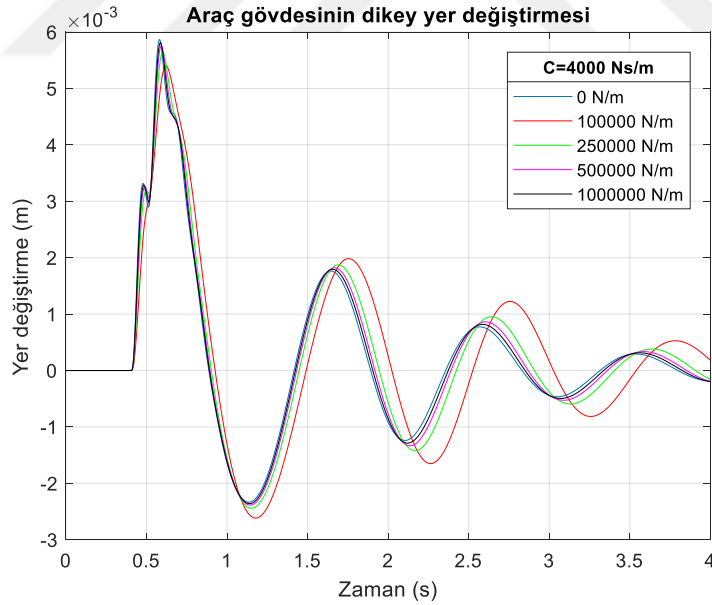
Yol sertlik katsayısı (N/m)	Parametre	RMS Değeri	Birim
0	Yolcu dikey yönde	0,1451	m/s ²
100000	Yolcu dikey yönde	0,1239	m/s ²
250000	Yolcu dikey yönde	0,1338	m/s ²
500000	Yolcu dikey yönde	0,1386	m/s ²
1000000	Yolcu dikey yönde	0,1416	m/s ²
0	Araç gövdesi dikey	0,4815	m/s ²
100000	Araç gövdesi dikey	0,1840	m/s ²
250000	Araç gövdesi dikey	0,2976	m/s ²
500000	Araç gövdesi dikey	0,3726	m/s ²
1000000	Araç gövdesi dikey	0,4223	m/s ²
0	Araç gövdesi kafa vurma	0,4429	rad/s ²
100000	Araç gövdesi kafa vurma	0,2487	rad/s ²
250000	Araç gövdesi kafa vurma	0,3307	rad/s ²
500000	Araç gövdesi kafa vurma	0,3725	rad/s ²
1000000	Araç gövdesi kafa vurma	0,4013	rad/s ²
0	Araç gövdesi yalpa	0,0046	rad/s ²
100000	Araç gövdesi yalpa	0,0044	rad/s ²
250000	Araç gövdesi yalpa	0,0045	rad/s ²
500000	Araç gövdesi yalpa	0,0046	rad/s ²
1000000	Araç gövdesi yalpa	0,0046	rad/s ²

Yol sönümleme katsayısı $C=2000$ Ns/m olması durumunda, 5 farklı yol yaylanma katsayısında tam araç modeline ait yer değiştirme grafikleri Şekil 6.104 ile Şekil 6.107 arasında, hız grafikleri Şekil 6.108 ile Şekil 6.111 arasında, ivme grafikleri Şekil 6.112 ile Şekil 6.115 arasında ve kuvvet grafikleri de Şekil 6.116 ile Şekil 6.119 arasında verilmiştir. $C=2000$ Ns/m olarak ele alınınca elde edilen sonuçlar, $C=0$ Ns/m olarak ele alınınca elde edilen sonuçlar ile karşılaştırıldığında, yer değiştirme, hız, ivme ve kuvvet-moment grafiklerinde kayda değer bir değişim olmadığı görülmektedir. Bu durum yol sönümleme katsayısının 0'dan 2000'e çıkarılmasının araç dinamiği üzerinde bir etkisi olmadığını göstermektedir. $C=2000$ Ns/m olarak ele alındığında, tam araç modelinde oluşan ivmelerin RMS değerleri Çizelge 6.14' te verilmiştir. Bu RMS değerleri de $C=0$ Ns/m durumu ile karşılaştırıldığında, virgülden sonra 4. basamakta değişikliğe yol açtığı elde edilmiştir. Bu durum, yol sönümünde meydana gelen değişimin, araç dinamiğini oldukça küçük değerlerde etkilediğini göstermektedir. Bu etki ihmal edilebilir seviyededir.

6.3.4.3. Yol Sönümü $C=4000$ Ns/m Olması Durumu



Şekil 6.120. $C=4000$, yol yaylanmasının sürücü koltuğunun dikey yönündeki yer değiştirmesine olan etkisi.

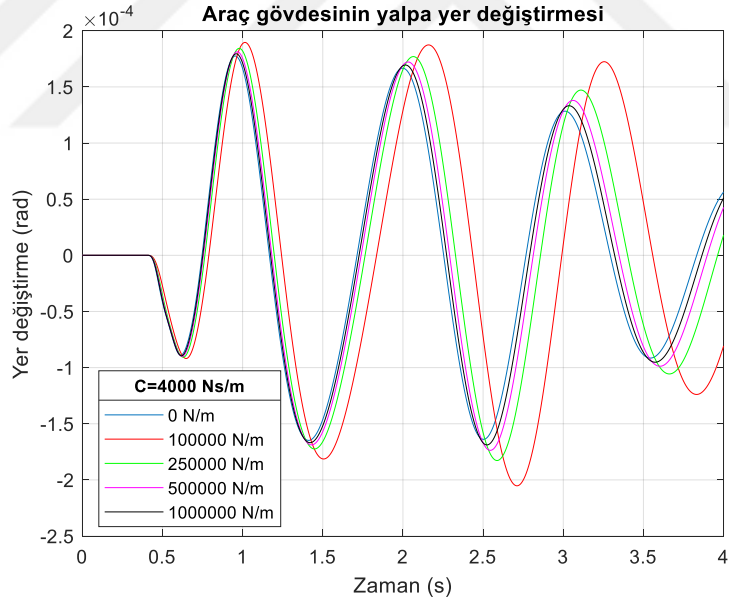


Şekil 6.121. $C=4000$, yol yaylanmasının araç gövdesinin dikey yönündeki yer değiştirmesine olan etkisi.

Şekil 6.120 ve Şekil 6.121’de sırasıyla sürücü koltuğunun ve araç gövdesinin dikey yönündeki yer değiştirmeleri gösterilmektedir. Yol yaylanma katsayısı arttıkça, yer değiştirme değerlerinin, sert yol değerlerine doğru yaklaştığı görülmektedir.

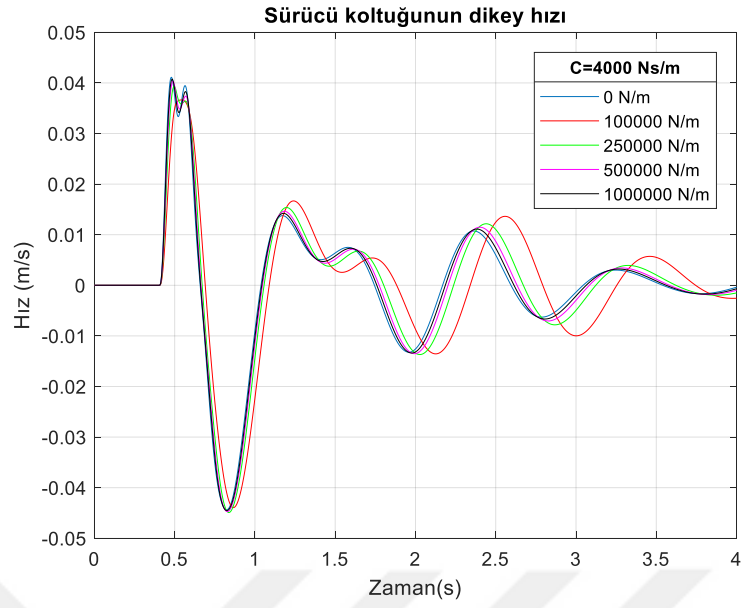


Şekil 6.122. $C=4000$, yol yaylanmasının araç gövdesinin kafa vurma yönündeki yer değiştirmesine olan etkisi.

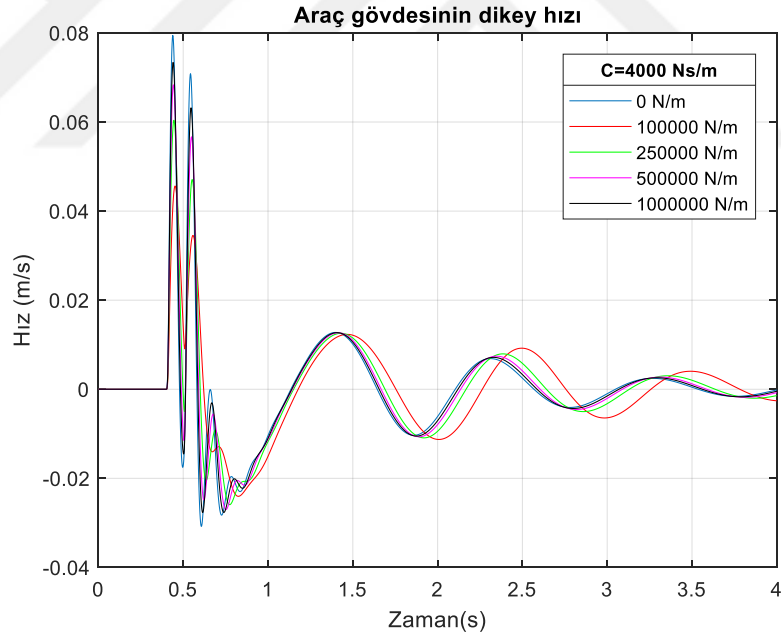


Şekil 6.123. $C=4000$, yol yaylanmasının araç gövdesinin yalpa yönündeki yer değiştirmesine olan etkisi.

Şekil 6.122 ve Şekil 6.123'te sırasıyla araç gövdesinin kafa vurma ve yalpa yönlerindeki yer değiştirmeleri gösterilmektedir. Dikey hareket yönündeki yer değiştirme grafiklerinde olduğu gibi, yol yaylanma katsayısı arttıkça yer değiştirme değerlerinin sert yol değerlerine doğru yaklaştığı görülmektedir.

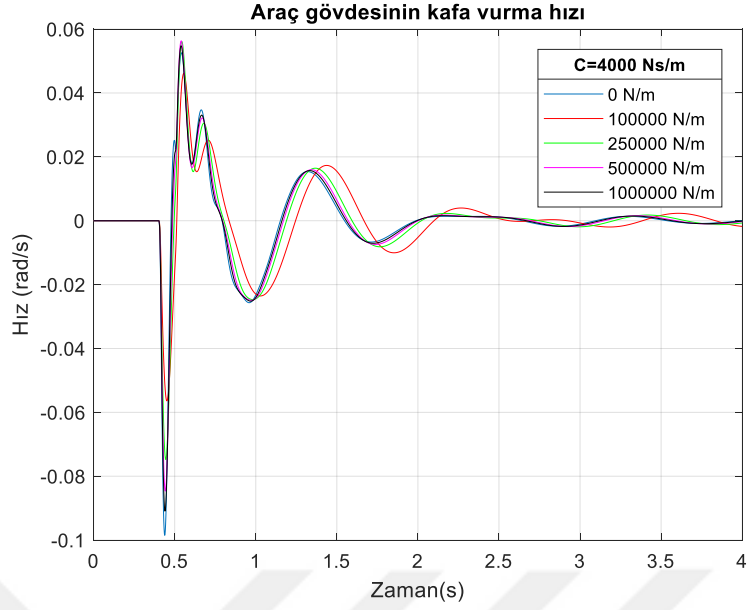


Şekil 6.124. $C=4000$, yol yaylanmasının sürücü koltuğunun dikey yönündeki hızına olan etkisi.

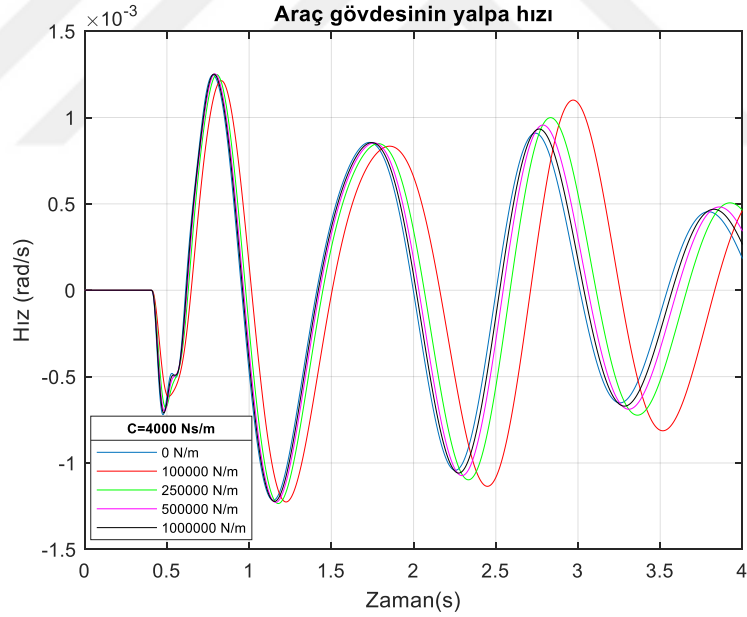


Şekil 6.125. $C=4000$, yol yaylanmasının araç gövdesinin dikey yönündeki hızına olan etkisi.

Şekil 6.124 ve Şekil 6.125'te sırasıyla sürücü koltuğunun ve araç gövdesinin dikey yönündeki hızları gösterilmektedir. Yer değiştirme grafiklerine benzer şekilde, yol yaylanma katsayısı arttıkça hız değerlerinin sert yol değerlerine doğru yaklaştığı görülmektedir.

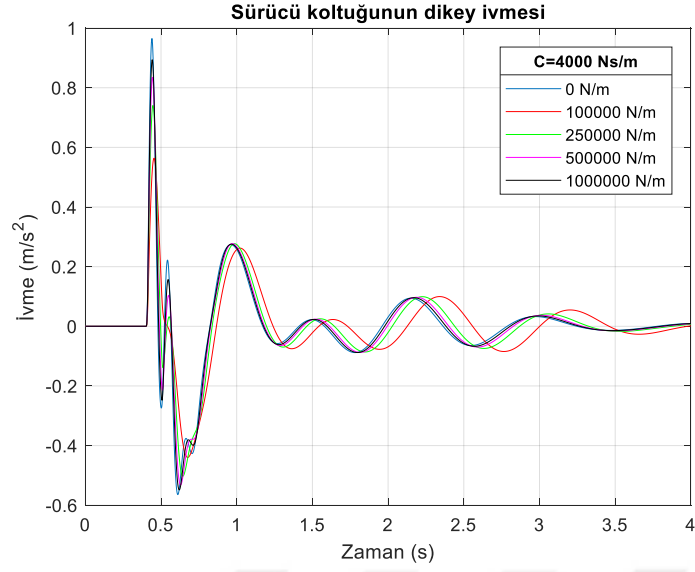


Şekil 6.126. $C=4000$, yol yaylanmasının araç gövdesinin kafa vurma yönündeki hızına olan etkisi.

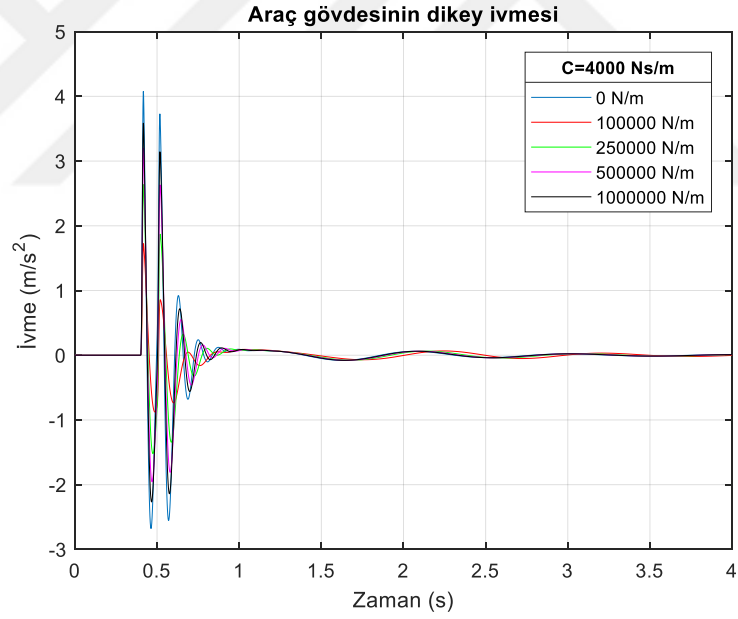


Şekil 6.127. $C=4000$, yol yaylanmasının araç gövdesinin yalpa yönündeki hızına olan etkisi.

Şekil 6.126 ve Şekil 6.127’de sırasıyla araç gövdesinin kafa vurma ve yalpa yönlerindeki hızları gösterilmektedir. Dikey hareket yönündeki hız grafiklerinde olduğu gibi, yol yaylanma katsayısı arttıkça hız değerlerinin sert yol değerlerine doğru yaklaştığı görülmektedir.

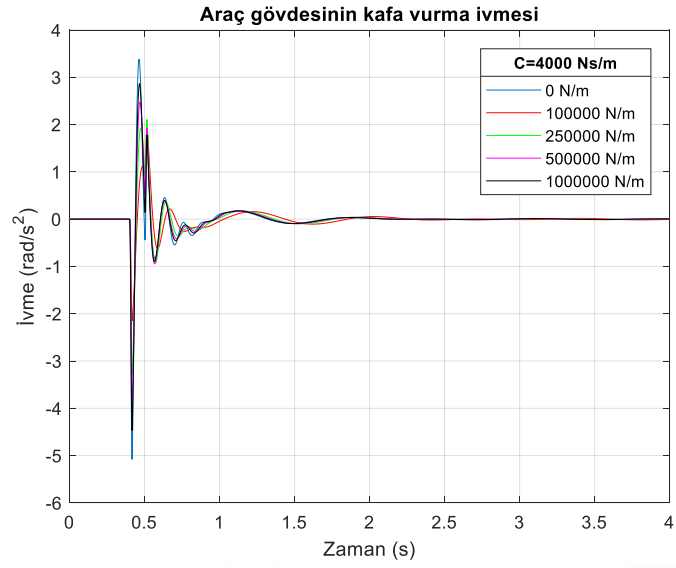


Şekil 6.128. C=4000, yol yaylanmasının sürücü koltuğunun dikey yönündeki ivmesine olan etkisi.

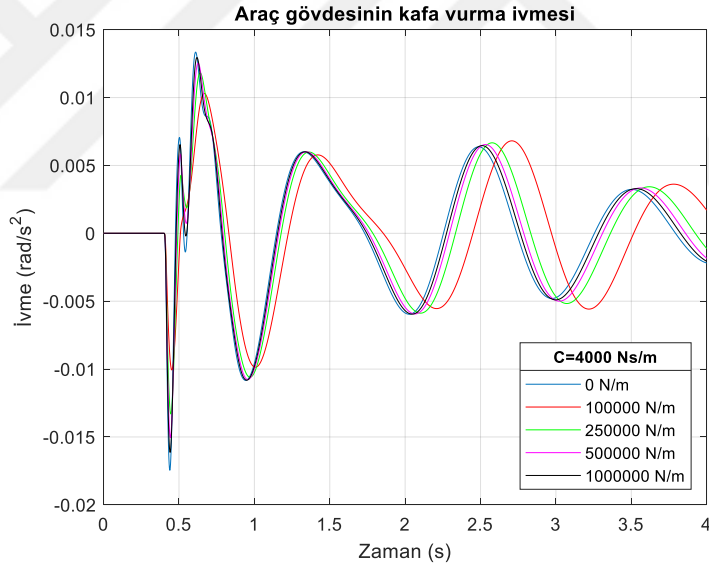


Şekil 6.129. C=4000, yol yaylanmasının araç gövdesinin dikey yönündeki ivmesine olan etkisi.

Şekil 6.128 ve Şekil 6.129'da sırasıyla sürücü koltuğunun ve araç gövdesinin dikey yönündeki ivmeleri gösterilmektedir. Yol yaylanma katsayısı arttıkça ivme değerlerinin sert yol değerlerine doğru yaklaştığı görülmektedir. İvmelerin RMS değerleri Çizelge 6.15'te verilmektedir. Yol yaylanma katsayısı arttıkça, sürücü koltuğunun ivme değerleri konforsuz bölgeye doğru hareket etmektedir.

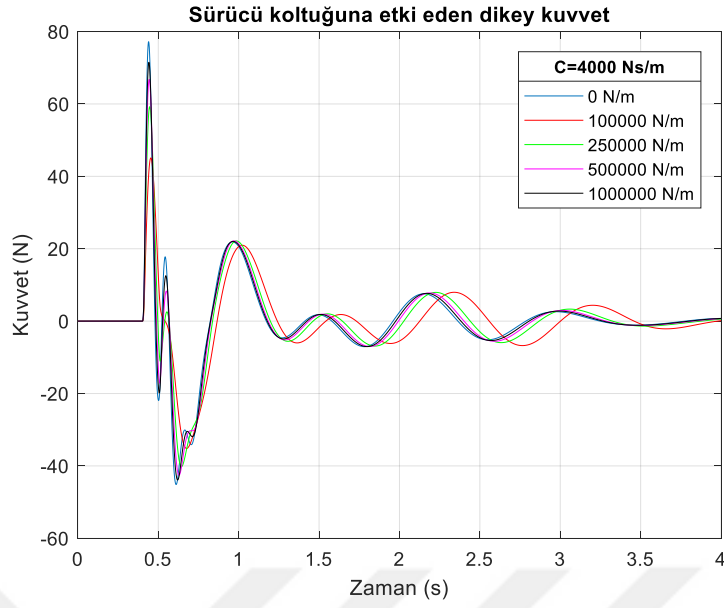


Şekil 6.130. $C=4000$, yol yaylanmasının araç gövdesinin kafa vurma yönündeki ivmesine olan etkisi.

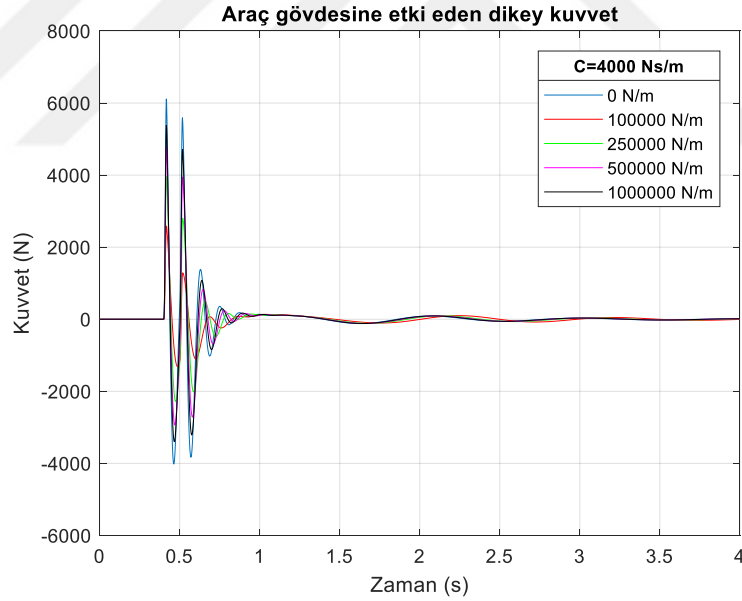


Şekil 6.131. $C=4000$, yol yaylanmasının araç gövdesinin yalpa yönündeki ivmesine olan etkisi.

Şekil 6.130 ve Şekil 6.131’de sırasıyla araç gövdesinin kafa vurma ve yalpa yönlerindeki ivmeleri gösterilmektedir. Yol yaylanma katsayısı arttıkça ivme değerlerinin sert yol değerlerine doğru yaklaştığı görülmektedir. İvmelerin RMS değerleri Çizelge 6.15’te verilmektedir. Kafa vurma yönündeki ivme değerlerinin, yalpa yönündeki ivme değerleri ile kıyaslandığında daha yüksek değerlere sahip olduğu görülmektedir.

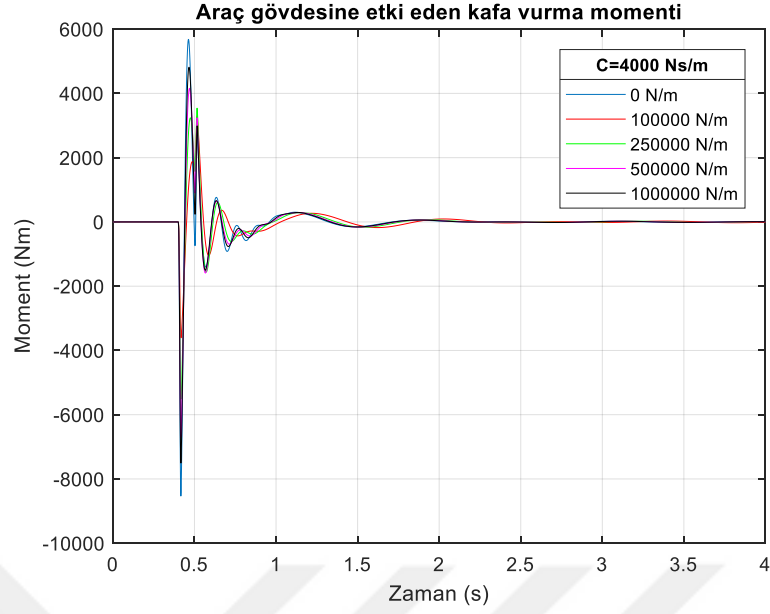


Şekil 6.132. $C=4000$, yol yaylanmasının sürücü koltuğunun dikey yönündeki kuvvetine olan etkisi.

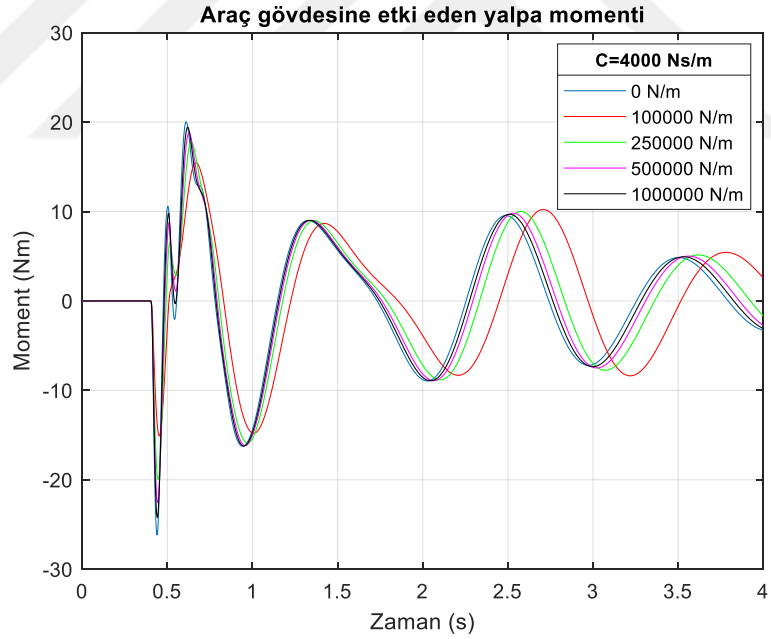


Şekil 6.133. $C=4000$, yol yaylanmasının araç gövdesinin dikey yönündeki kuvvetine olan etkisi.

Şekil 6.132 ve Şekil 6.133'te sırasıyla sürücü koltuğunun ve araç gövdesinin dikey yönündeki kuvvetleri gösterilmektedir. Yol yaylanma katsayısı arttıkça kuvvet değerlerinin sert yol değerlerine doğru yaklaştığı görülmektedir.



Şekil 6.134. $C=4000$, yol yaylanmasının araç gövdesinin kafa vurma yönündeki momentine olan etkisi.



Şekil 6.135. $C=4000$, yol yaylanmasının araç gövdesinin yalpa yönündeki momentine olan etkisi.

Şekil 6.134 ve Şekil 6.135'te sırasıyla araç gövdesinin kafa vurma ve yalpa yönlerindeki momentleri gösterilmektedir. Yol yaylanma katsayısı arttıkça moment değerlerinin sert yol değerlerine doğru yaklaştığı görülmektedir.

Çizelge 6.15. Yol sönümleme katsayısının $C=4000$ Ns/m değerinde olduğu durumda tam araç modeli araç aksamlarının RMS değerleri.

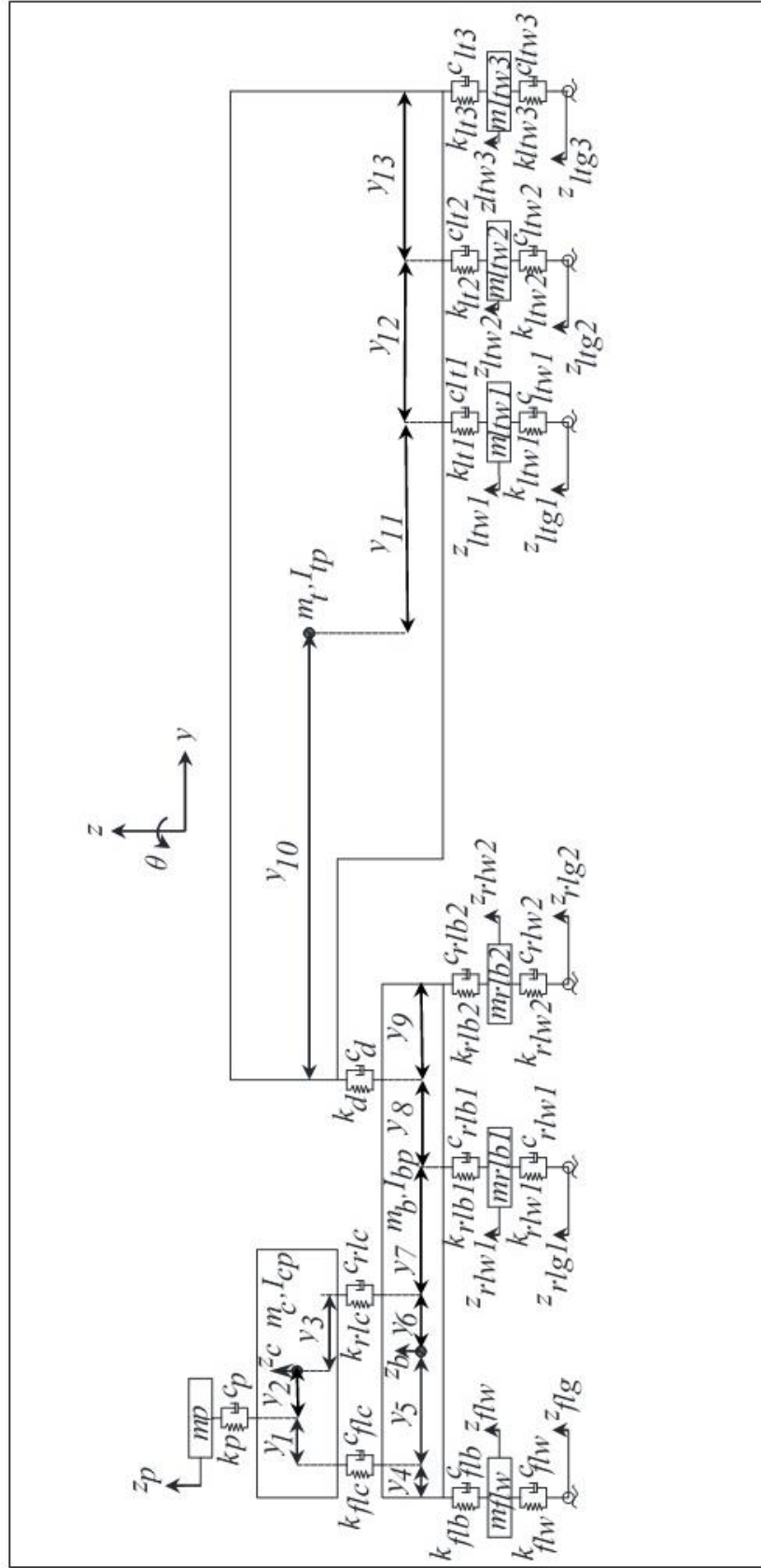
Yol sertlik katsayısı (N/m)	Parametre	RMS Değeri	Birim
0	Yolcu dikey yönde	0,1451	m/s ²
100000	Yolcu dikey yönde	0,1239	m/s ²
250000	Yolcu dikey yönde	0,1338	m/s ²
500000	Yolcu dikey yönde	0,1386	m/s ²
1000000	Yolcu dikey yönde	0,1416	m/s ²
0	Araç gövdesi dikey	0,4813	m/s ²
100000	Araç gövdesi dikey	0,1840	m/s ²
250000	Araç gövdesi dikey	0,2975	m/s ²
500000	Araç gövdesi dikey	0,3724	m/s ²
1000000	Araç gövdesi dikey	0,4221	m/s ²
0	Araç gövdesi kafa vurma	0,4428	rad/s ²
100000	Araç gövdesi kafa vurma	0,2487	rad/s ²
250000	Araç gövdesi kafa vurma	0,3306	rad/s ²
500000	Araç gövdesi kafa vurma	0,3724	rad/s ²
1000000	Araç gövdesi kafa vurma	0,4012	rad/s ²
0	Araç gövdesi yalpa	0,0094	rad/s ²
100000	Araç gövdesi yalpa	0,0094	rad/s ²
250000	Araç gövdesi yalpa	0,0094	rad/s ²
500000	Araç gövdesi yalpa	0,0094	rad/s ²
1000000	Araç gövdesi yalpa	0,0094	rad/s ²

Yol sönümleme katsayısı $C=4000$ Ns/m olması durumunda, 5 farklı yol yaylanma katsayısında tam araç modeline ait yer değiştirme grafikleri Şekil 6.120 ile Şekil 6.123 arasında, hız grafikleri Şekil 6.124 ile Şekil 6.127 arasında, ivme grafikleri Şekil 6.128 ile Şekil 6.131 arasında ve kuvvet grafikleri de Şekil 6.132 ile Şekil 6.135 arasında verilmiştir. $C=4000$ Ns/m olarak ele alınınca elde edilen sonuçlar, $C=0$ Ns/m ve $C=2000$ Ns/m olarak ele alınınca elde edilen sonuçlar ile karşılaştırıldığında, yer değiştirme, hız, ivme ve kuvvet-moment grafiklerinde kayda değer bir değişim olmadığı görülmektedir. Bu durum yol sönüm katsayısının 0'dan 2000'e ve 2000'den de 4000'e çıkarılmasının araç dinamiği üzerinde bir etkisi olmadığını göstermektedir. $C=4000$ Ns/m olarak ele alındığında, tam araç modelinde oluşan ivmelerin RMS değerleri Çizelge 6.13' de verilmiştir. Bu RMS değerleri de $C=0$ Ns/m ve $C=2000$ durumu ile karşılaştırıldığında, virgülden sonra 4. basamakta değişikliğe yol açtığı elde edilmiştir. Bu durum, yol sönümünde meydana gelen değişimin, araç dinamiğini oldukça küçük değerlerde etkilediğini göstermektedir. Bu etki ihmal edilebilir

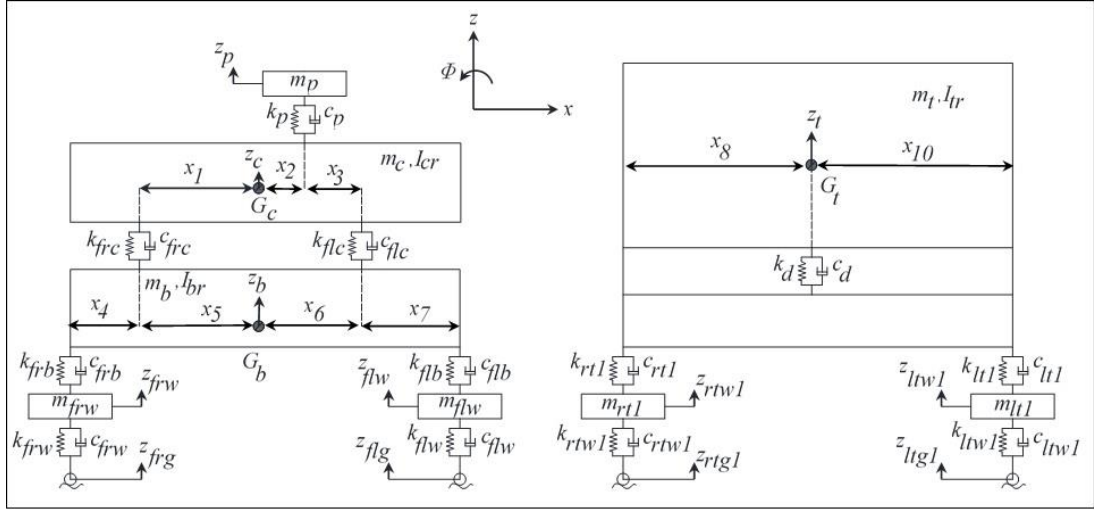
seviyededir. Elde edilen sonuçlar üzerinde genel bir değerlendirme yapılacak olursa, yol sönümünün araç dinamiği üzerindeki etkisinin ihmal edilebilir seviyede olduğunu göstermektedir. Yol yaylanma değeri arttıkça, sert yol profilinden elde edilen sonuçlara yaklaşılmaktadır. Yol yaylanma katsayısı arttıkça, yer değiştirme ve hız değerlerinde azalmalar meydana gelirken, ivme ve kuvvet grafiklerinde bu durum tersine dönmektedir. Yol yaylanmasının düşük olduğu durumlarda, ivme değerleri daha konforlu seviyelerde ve kuvvet ve momentler de daha düşük değerlerde oluşmaktadır.

6.4. KAMYONUN TAM ARAÇ MODELİ VE ANALİZLERİ

Tam araç modeli çalışmaları yapılırken genel olarak otomobiller göz önünde bulundurulurlar. Ancak otomobilin de dışında karayolunda giden taşıtlarda bulunmaktadır. Motosiklet, minibüs, otobüs, traktör ve kamyonlar bu taşıtlara örnek olarak verilebilirler. Bu tez çalışması kapsamında 6 akslı ve 22 serbestlik derecesine sahip bir kamyonun da tam araç modeli ele alınarak, dinamik analizleri gerçekleştirilmiştir. Ele alınan kamyon modelinin sol yandan görünüşü Şekil 6.120 de ve önden görünüşü Şekil 6.121’de gösterilmektedir.



Şekil 6.136. 6 akslı 22 serbestlik dereceli kamyon modelinin sol yandan görünüşü.



Şekil 6.137. 6 akslı 22 serbestlik dereceli kamyon modelinin önden görünüşü.

Sürücü koltuğu, kabin, çekici şasesi, çekicinin ön aks ve tekerlekleri, çekicinin arka tandem ilk aks ve tekerlekleri, çekicinin arka tandem ikinci aks ve tekerlekleri, römork ve römork tekerlekleri, kamyon modelinin parametrelerini oluşturmaktadır. Şekil 6.120 ve Şekil 6.121’te gösterilen kamyon modeline ait uzunluklar ve değerleri Çizelge 6.14’te gösterilmektedir. Çizelge 6.15’te ele alınan kamyon modeline ait parametreler ve değerleri verilmiştir.

Çizelge 6.16. 6 akslı ve 22 serbestlik dereceli kamyon modeline ait uzunluklar.

Uzunluk	Değer(m)	Uzunluk	Değer(m)	Uzunluk	Değer(m)
x ₁	0.7	x ₉	0.1	y ₆	2
x ₂	0.4	x ₁₀	0.8	y ₇	1.4
x ₃	0.3	x ₁₁	0	y ₈	0.6
x ₄	0.2	y ₁	0.5	y ₉	0.6
x ₅	0.7	y ₂	1	y ₁₀	3.2
x ₆	0.7	y ₃	1.2	y ₁₁	3
x ₇	0.2	y ₄	1	y ₁₂	1.2
x ₈	0.9	y ₅	1.2	y ₁₃	1.2

Çizelge 6.17. 6 akslı ve 22 serbestlik dereceli kamyon modeline ait parametreler.

Parametreler	Semboller	Değerler	Birimler
Sürücü ve sürücü koltuğunun kütlesi	m_p	80	kg
Kabin kütlesi	m_c	2000	kg
Çekici şasesinin kütlesi	m_b	5000	kg
Treyler kütlesi	m_t	40000	kg
Çekicinin ön tekerlek kütleleri	m_{fiw}	700	kg
Çekicinin arka tekerlek kütleleri	$m_{riw1} - m_{riw2}$	1000	kg
Römork tekerlek kütleleri	m_{itwk}	800	kg
Kabin kafa vurma kütle atalet momenti	I_{cp}	2046.3	kgm^2
Kabin yalpa kütle atalet momenti	I_{cr}	18271.5	kgm^2
Çekici şasesinin kafa vurma kütle atalet momenti	I_{bp}	5115.6	kgm^2
Çekici şasesinin yalpa kütle atalet momenti	I_{br}	45678.9	kgm^2
Römork kafa vurma kütle atalet momenti	I_{tp}	20800	kgm^2
Römork yalpa kütle atalet momenti	I_{tr}	431726	kgm^2
Sürücü koltuğu süspansiyon yay sertliği	k_p	8000	N/m
Kabinin ön süspansiyon yay sertliği	k_{fic}	30000	N/m
Kabinin arka süspansiyon yay sertliği	k_{ric}	20000	N/m
Çekici şasesinin ön süspansiyon yay sertliği	k_{fib}	300000	N/m
Çekici şasesinin arka süspansiyon yay sertliği	$k_{rib1} - k_{rib2}$	1000000	N/m
Römork süspansiyon yay sertliği	k_{itk}	750000	N/m
Çekici ile treyler arasında bağlantıyı sağlayan elemanın yay sertliği	k_d	150000	N/m
Çekicinin ön tekerleklerinin yay sertliği	k_{fiw}	2000000	N/m
Çekicinin arka tekerleklerinin yay sertliği	$k_{riw1} - k_{riw2}$	3500000	N/m
Römork tekerleklerinin yay sertliği	k_{itwk}	3000000	N/m
Sürücü koltuğu süspansiyon sönüm katsayısı	c_p	200	Ns/m
Kabinin ön süspansiyon sönüm katsayısı	c_{fic}	500	Ns/m
Kabinin arka süspansiyon sönüm katsayısı	c_{ric}	800	Ns/m
Çekici şasesinin ön süspansiyon sönüm katsayısı	c_{fib}	10000	Ns/m
Çekici şasesinin arka süspansiyon sönüm katsayısı	$c_{rib1} - c_{rib2}$	12000	Ns/m
Treyler süspansiyon sönüm katsayısı	c_{itk}	10000	Ns/m
Çekici ile treyler arasında bağlantıyı sağlayan elemanın sönüm katsayısı	c_d	3000	Ns/m
Çekicinin ön tekerleklerinin sönüm katsayısı	c_{fiw}	3000	Ns/m
Çekicinin arka tekerleklerinin sönüm katsayısı	$c_{riw1} - c_{riw2}$	3000	Ns/m
Römork tekerleklerinin sönüm katsayısı	c_{itwk}	3000	Ns/m

Otomobil modelinde olduğu gibi kamyon modelinde de her bir uzva ait fiziksel modellemeler yapılır ve daha sonra bu fiziksel modellemelerden matematiksel modellemeye geçilir. D’Alambert yöntemi kullanılarak kuvvet ve moment dengeleri elde edilerek matematiksel eşitlikler elde edilir. Elde edilen tüm matematiksel eşitlikler bir araya getirilerek, kamyon modelinin hareket denklemleri oluşturulur. Eşitlik 6.9-6.30 arasında kamyon modeline ait hareket denklemleri gösterilmektedir.

Kamyon modelinin dinamik analizleri tek tümsekten oluşan yol modelinde incelenmiştir. Bu yol modeline ait bilgiler Çizelge 6.6'da verilmiştir.

Kamyonun dinamik analizleri incelenirken, kamyon hızı 90 km/s olarak alınmış ve 4 farklı tümsek yüksekliğinde dinamik davranışları ele alınmıştır. Elde edilen sonuçlar Şekil 6.138 ile Şekil 6.177 arasında gösterilmektedir.

$$m_p \ddot{z}_p + c_p (\dot{z}_p - \dot{z}_c + y_2 \dot{\theta}_c - x_2 \dot{\phi}_c) + k_p (z_p - z_c + y_2 \theta_c - x_2 \phi_c) = 0 \quad (6.9)$$

$$\begin{aligned} m_c \ddot{z}_c - c_p (\dot{z}_p - \dot{z}_c + y_2 \dot{\theta}_c - x_2 \dot{\phi}_c) - k_p (z_p - z_c + y_2 \theta_c - x_2 \phi_c) \\ + c_{flc} [\dot{z}_c - \dot{z}_b - (y_1 + y_2) \dot{\theta}_c + y_5 \dot{\theta}_b + (x_2 + x_3) \dot{\phi}_c - x_6 \dot{\phi}_b] \\ + k_{flc} [z_c - z_b - (y_1 + y_2) \theta_c + y_5 \theta_b + (x_2 + x_3) \phi_c - x_6 \phi_b] \\ + c_{rlc} [\dot{z}_c - \dot{z}_b + y_3 \dot{\theta}_c - y_6 \dot{\theta}_b + (x_2 + x_3) \dot{\phi}_c - x_6 \dot{\phi}_b] \\ + k_{rlc} [z_c - z_b + y_3 \theta_c - y_6 \theta_b + (x_2 + x_3) \phi_c - x_6 \phi_b] \\ + c_{frc} [\dot{z}_c - \dot{z}_b - (y_1 + y_2) \dot{\theta}_c + y_5 \dot{\theta}_b - x_1 \dot{\phi}_c + x_5 \dot{\phi}_b] \\ + k_{frc} [z_c - z_b - (y_1 + y_2) \theta_c + y_5 \theta_b - x_1 \phi_c + x_5 \phi_b] \\ + c_{rrc} [\dot{z}_c - \dot{z}_b + y_3 \dot{\theta}_c - y_6 \dot{\theta}_b - x_1 \dot{\phi}_c + x_5 \dot{\phi}_b] \\ + k_{rrc} [z_c - z_b + y_3 \theta_c - y_6 \theta_b - x_1 \phi_c + x_5 \phi_b] = 0 \end{aligned} \quad (6.10)$$

$$\begin{aligned}
& I_{cp}\ddot{\theta}_c + c_p y_2 (\dot{z}_p - \dot{z}_c + y_2 \dot{\theta}_c - x_2 \dot{\varphi}_c) + k_p y_2 (z_p - z_c + y_2 \theta_c - x_2 \varphi_c) \\
& + c_{rlc} y_3 [\dot{z}_c - \dot{z}_b + y_3 \dot{\theta}_c - y_6 \dot{\theta}_b + (x_2 + x_3) \dot{\varphi}_c - x_6 \dot{\varphi}_b] \\
& + k_{rlc} y_3 [z_c - z_b + y_3 \theta_c - y_6 \theta_b + (x_2 + x_3) \varphi_c - x_6 \varphi_b] \\
& + c_{rrc} y_3 [\dot{z}_c - \dot{z}_b + y_3 \dot{\theta}_c - y_6 \dot{\theta}_b - x_1 \dot{\varphi}_c + x_5 \dot{\varphi}_b] \\
& + k_{rrc} y_3 [z_c - z_b + y_3 \theta_c - y_6 \theta_b - x_1 \varphi_c + x_5 \varphi_b] \\
& - c_{flc} (y_1 + y_2) [\dot{z}_c - \dot{z}_b - (y_1 + y_2) \dot{\theta}_c + y_5 \dot{\theta}_b + (x_2 + x_3) \dot{\varphi}_c \\
& - x_6 \dot{\varphi}_b] \\
& - k_{flc} (y_1 + y_2) [z_c - z_b - (y_1 + y_2) \theta_c + y_5 \theta_b + (x_2 + x_3) \varphi_c \\
& - x_6 \varphi_b] \\
& - c_{frc} (y_1 + y_2) [\dot{z}_c - \dot{z}_b - (y_1 + y_2) \dot{\theta}_c + y_5 \dot{\theta}_b - x_1 \dot{\varphi}_c + x_5 \dot{\varphi}_b] \\
& - k_{frc} (y_1 + y_2) [z_c - z_b - (y_1 + y_2) \theta_c + y_5 \theta_b - x_1 \varphi_c + x_5 \varphi_b] \\
& = 0
\end{aligned} \tag{6.11}$$

$$\begin{aligned}
& I_{cr}\ddot{\varphi}_c - c_p x_2 (\dot{z}_p - \dot{z}_c + y_2 \dot{\theta}_c - x_2 \dot{\varphi}_c) - k_p x_2 (z_p - z_c + y_2 \theta_c - x_2 \varphi_c) \\
& + c_{flc} (x_2 + x_3) [\dot{z}_c - \dot{z}_b - (y_1 + y_2) \dot{\theta}_c + y_5 \dot{\theta}_b + (x_2 + x_3) \dot{\varphi}_c \\
& - x_6 \dot{\varphi}_b] \\
& + k_{flc} (x_2 + x_3) [z_c - z_b - (y_1 + y_2) \theta_c + y_5 \theta_b + (x_2 + x_3) \varphi_c \\
& - x_6 \varphi_b] \\
& + c_{rlc} (x_2 + x_3) [\dot{z}_c - \dot{z}_b + y_3 \dot{\theta}_c - y_6 \dot{\theta}_b + (x_2 + x_3) \dot{\varphi}_c - x_6 \dot{\varphi}_b] \\
& + k_{rlc} (x_2 + x_3) [z_c - z_b + y_3 \theta_c - y_6 \theta_b + (x_2 + x_3) \varphi_c - x_6 \varphi_b] \\
& - c_{frc} x_1 [\dot{z}_c - \dot{z}_b - (y_1 + y_2) \dot{\theta}_c + y_5 \dot{\theta}_b - x_1 \dot{\varphi}_c + x_5 \dot{\varphi}_b] \\
& - k_{frc} x_1 [z_c - z_b - (y_1 + y_2) \theta_c + y_5 \theta_b - x_1 \varphi_c + x_5 \varphi_b] \\
& - c_{rrc} x_1 [\dot{z}_c - \dot{z}_b + y_3 \dot{\theta}_c - y_6 \dot{\theta}_b - x_1 \dot{\varphi}_c + x_5 \dot{\varphi}_b] \\
& - k_{rrc} x_1 [z_c - z_b + y_3 \theta_c - y_6 \theta_b - x_1 \varphi_c + x_5 \varphi_b] = 0
\end{aligned} \tag{6.12}$$

$$\begin{aligned}
& m_b \ddot{z}_b + c_{flb} [\dot{z}_b - (y_4 + y_5) \dot{\theta}_b + (x_6 + x_7) \dot{\phi}_b - \dot{z}_{flw}] \\
& + k_{flb} [z_b - (y_4 + y_5) \theta_b + (x_6 + x_7) \phi_b - z_{flw}] \\
& + c_{rlb1} [\dot{z}_b + (y_6 + y_7) \dot{\theta}_b + (x_6 + x_7) \dot{\phi}_b - \dot{z}_{rlw1}] \\
& + k_{rlb1} [z_b + (y_6 + y_7) \theta_b + (x_6 + x_7) \phi_b - z_{rlw1}] \\
& + c_{rlb2} [\dot{z}_b + (y_6 + y_7 + y_8 + y_9) \dot{\theta}_b + (x_6 + x_7) \dot{\phi}_b - \dot{z}_{rlw2}] \\
& + k_{rlb2} [z_b + (y_6 + y_7 + y_8 + y_9) \theta_b + (x_6 + x_7) \phi_b - z_{rlw2}] \\
& + c_{frb} [\dot{z}_b - (y_4 + y_5) \dot{\theta}_b - (x_4 + x_5) \dot{\phi}_b - \dot{z}_{frw}] \\
& + k_{frb} [z_b - (y_4 + y_5) \theta_b - (x_4 + x_5) \phi_b - z_{frw}] \\
& + c_{rrb1} [\dot{z}_b + (y_6 + y_7) \dot{\theta}_b - (x_4 + x_5) \dot{\phi}_b - \dot{z}_{rrw1}] \\
& + k_{rrb1} [z_b + (y_6 + y_7) \theta_b - (x_4 + x_5) \phi_b - z_{rrw1}] \\
& + c_{rrb2} [\dot{z}_b + (y_6 + y_7 + y_8 + y_9) \dot{\theta}_b - (x_4 + x_5) \dot{\phi}_b - \dot{z}_{rrw2}] \\
& + k_{rrb2} [z_b + (y_6 + y_7 + y_8 + y_9) \theta_b - (x_4 + x_5) \phi_b - z_{rrw2}] \\
& - c_{flc} [\dot{z}_c - \dot{z}_b - (y_1 + y_2) \dot{\theta}_c + y_5 \dot{\theta}_b + (x_2 + x_3) \dot{\phi}_c - x_6 \dot{\phi}_b] \\
& - k_{flc} [z_c - z_b - (y_1 + y_2) \theta_c + y_5 \theta_b + (x_2 + x_3) \phi_c - x_6 \phi_b] \\
& - c_{rlc} [\dot{z}_c - \dot{z}_b + y_3 \dot{\theta}_c - y_6 \dot{\theta}_b + (x_2 + x_3) \dot{\phi}_c - x_6 \dot{\phi}_b] \\
& - k_{rlc} [z_c - z_b + y_3 \theta_c - y_6 \theta_b + (x_2 + x_3) \phi_c - x_6 \phi_b] \\
& - c_{frc} [\dot{z}_c - \dot{z}_b - (y_1 + y_2) \dot{\theta}_c + y_5 \dot{\theta}_b - x_1 \dot{\phi}_c + x_5 \dot{\phi}_b] \\
& - k_{frc} [z_c - z_b - (y_1 + y_2) \theta_c + y_5 \theta_b - x_1 \phi_c + x_5 \phi_b] \\
& - c_{rrc} [\dot{z}_c - \dot{z}_b + y_3 \dot{\theta}_c - y_6 \dot{\theta}_b - x_1 \dot{\phi}_c + x_5 \dot{\phi}_b] \\
& - k_{rrc} [z_c - z_b + y_3 \theta_c - y_6 \theta_b - x_1 \phi_c + x_5 \phi_b] \\
& - c_d [\dot{z}_t - \dot{z}_b - y_{10} \dot{\theta}_t - (y_6 + y_7 + y_8) \dot{\theta}_b - x_9 \dot{\phi}_t + x_{11} \dot{\phi}_b] \\
& - k_d [z_t - z_b - y_{10} \theta_t - (y_6 + y_7 + y_8) \theta_b - x_9 \phi_t + x_{11} \phi_b] = 0
\end{aligned} \tag{6.13}$$

$$\begin{aligned}
& I_{bp}\ddot{\theta}_b + c_{flc}y_5[\dot{z}_c - \dot{z}_b - (y_1 + y_2)\dot{\theta}_c + y_5\dot{\theta}_b + (x_2 + x_3)\dot{\phi}_c - x_6\dot{\phi}_b] \\
& + k_{flc}y_5[z_c - z_b - (y_1 + y_2)\theta_c + y_5\theta_b + (x_2 + x_3)\phi_c - x_6\phi_b] \\
& + c_{frc}y_5[\dot{z}_c - \dot{z}_b - (y_1 + y_2)\dot{\theta}_c + y_5\dot{\theta}_b - x_1\dot{\phi}_c + x_5\dot{\phi}_b] \\
& + k_{frc}y_5[z_c - z_b - (y_1 + y_2)\theta_c + y_5\theta_b - x_1\phi_c + x_5\phi_b] \\
& + c_{rlb1}(y_6 + y_7)[\dot{z}_b + (y_6 + y_7)\dot{\theta}_b + (x_6 + x_7)\dot{\phi}_b - \dot{z}_{rlw1}] \\
& + k_{rlb1}(y_6 + y_7)[z_b + (y_6 + y_7)\theta_b + (x_6 + x_7)\phi_b - z_{rlw1}] \\
& + c_{rlb2}(y_6 + y_7 + y_8 + y_9)[\dot{z}_b + (y_6 + y_7 + y_8 + y_9)\dot{\theta}_b \\
& + (x_6 + x_7)\dot{\phi}_b - \dot{z}_{rlw2}] \\
& + k_{rlb2}(y_6 + y_7 + y_8 + y_9)[z_b + (y_6 + y_7 + y_8 + y_9)\theta_b \\
& + (x_6 + x_7)\phi_b - z_{rlw2}] \\
& + c_{rrb1}(y_6 + y_7)[\dot{z}_b + (y_6 + y_7)\dot{\theta}_b - (x_4 + x_5)\dot{\phi}_b - \dot{z}_{rrw1}] \\
& + k_{rrb1}(y_6 + y_7)[z_b + (y_6 + y_7)\theta_b - (x_4 + x_5)\phi_b - z_{rrw1}] \\
& + c_{rrb2}(y_6 + y_7 + y_8 + y_9)[\dot{z}_b + (y_6 + y_7 + y_8 + y_9)\dot{\theta}_b \\
& - (x_4 + x_5)\dot{\phi}_b - \dot{z}_{rrw2}] \\
& + k_{rrb2}(y_6 + y_7 + y_8 + y_9)[z_b + (y_6 + y_7 + y_8 + y_9)\theta_b \\
& - (x_4 + x_5)\phi_b - z_{rrw2}] \\
& - c_{flb}(y_4 + y_5)[\dot{z}_b - (y_4 + y_5)\dot{\theta}_b + (x_6 + x_7)\dot{\phi}_b - \dot{z}_{flw}] \\
& - k_{flb}(y_4 + y_5)[z_b - (y_4 + y_5)\theta_b + (x_6 + x_7)\phi_b - z_{flw}] \\
& - c_{frb}(y_4 + y_5)[\dot{z}_b - (y_4 + y_5)\dot{\theta}_b - (x_4 + x_5)\dot{\phi}_b - \dot{z}_{frw}] \\
& - k_{frb}(y_4 + y_5)[z_b - (y_4 + y_5)\theta_b - (x_4 + x_5)\phi_b - z_{frw}] \\
& - c_{rlc}y_6[\dot{z}_c - \dot{z}_b + y_3\dot{\theta}_c - y_6\dot{\theta}_b + (x_2 + x_3)\dot{\phi}_c - x_6\dot{\phi}_b] \\
& - k_{rlc}y_6[z_c - z_b + y_3\theta_c - y_6\theta_b + (x_2 + x_3)\phi_c - x_6\phi_b] \\
& - c_{rrc}y_6[\dot{z}_c - \dot{z}_b + y_3\dot{\theta}_c - y_6\dot{\theta}_b - x_1\dot{\phi}_c + x_5\dot{\phi}_b] \\
& - k_{rrc}y_6[z_c - z_b + y_3\theta_c - y_6\theta_b - x_1\phi_c + x_5\phi_b] \\
& - c_d(y_6 + y_7 + y_8)[\dot{z}_t - \dot{z}_b - y_{10}\dot{\theta}_t - (y_6 + y_7 + y_8)\dot{\theta}_b - x_9\dot{\phi}_t \\
& + x_{11}\dot{\phi}_b] \\
& - k_d(y_6 + y_7 + y_8)[z_t - z_b - y_{10}\theta_t - (y_6 + y_7 + y_8)\theta_b - x_9\phi_t \\
& + x_{11}\phi_b] = 0
\end{aligned} \tag{6.14}$$

$$\begin{aligned}
& I_{br}\ddot{\phi}_b + c_{flb}(x_7 + x_6)[\dot{z}_b - (y_4 + y_5)\dot{\theta}_b + (x_6 + x_7)\dot{\phi}_b - \dot{z}_{flw}] \\
& + k_{flb}(x_7 + x_6)[z_b - (y_4 + y_5)\theta_b + (x_6 + x_7)\phi_b - z_{flw}] \\
& + c_{frc}x_5[\dot{z}_c - \dot{z}_b - (y_1 + y_2)\dot{\theta}_c + y_5\dot{\theta}_b - x_1\dot{\phi}_c + x_5\dot{\phi}_b] \\
& + k_{frc}x_5[z_c - z_b - (y_1 + y_2)\theta_c + y_5\theta_b - x_1\phi_c + x_5\phi_b] \\
& + c_{rrc}x_5[\dot{z}_c - \dot{z}_b + y_3\dot{\theta}_c - y_6\dot{\theta}_b - x_1\dot{\phi}_c + x_5\dot{\phi}_b] \\
& + k_{rrc}x_5[z_c - z_b + y_3\theta_c - y_6\theta_b - x_1\phi_c + x_5\phi_b] \\
& + c_{rlb1}(x_6 + x_7)[\dot{z}_b + (y_6 + y_7)\dot{\theta}_b + (x_6 + x_7)\dot{\phi}_b - \dot{z}_{rlw1}] \\
& + k_{rlb1}(x_6 + x_7)[z_b + (y_6 + y_7)\theta_b + (x_6 + x_7)\phi_b - z_{rlw1}] \\
& + c_{rlb2}(x_6 + x_7)[\dot{z}_b + (y_6 + y_7 + y_8 + y_9)\dot{\theta}_b + (x_6 + x_7)\dot{\phi}_b \\
& - \dot{z}_{rlw2}] \\
& + k_{rlb2}(x_6 + x_7)[z_b + (y_6 + y_7 + y_8 + y_9)\theta_b + (x_6 + x_7)\phi_b \\
& - z_{rlw2}] \\
& - c_{flc}x_6[\dot{z}_c - \dot{z}_b - (y_1 + y_2)\dot{\theta}_c + y_5\dot{\theta}_b + (x_2 + x_3)\dot{\phi}_c - x_6\dot{\phi}_b] \\
& + k_{flc}x_6[z_c - z_b - (y_1 + y_2)\theta_c + y_5\theta_b + (x_2 + x_3)\phi_c - x_6\phi_b] \tag{6.15} \\
& - c_{rlc}x_6[\dot{z}_c - \dot{z}_b + y_3\dot{\theta}_c - y_6\dot{\theta}_b + (x_2 + x_3)\dot{\phi}_c - x_6\dot{\phi}_b] \\
& - k_{rlc}x_6[z_c - z_b + y_3\theta_c - y_6\theta_b + (x_2 + x_3)\phi_c - x_6\phi_b] \\
& - c_{frr}(x_4 + x_5)[\dot{z}_b - (y_4 + y_5)\dot{\theta}_b - (x_4 + x_5)\dot{\phi}_b - \dot{z}_{frrw}] \\
& - k_{frr}(x_4 + x_5)[z_b - (y_4 + y_5)\theta_b - (x_4 + x_5)\phi_b - z_{frrw}] \\
& - c_{rrb1}(x_4 + x_5)[\dot{z}_b + (y_6 + y_7)\dot{\theta}_b - (x_4 + x_5)\dot{\phi}_b - \dot{z}_{rrw1}] \\
& - k_{rrb1}(x_4 + x_5)[z_b + (y_6 + y_7)\theta_b - (x_4 + x_5)\phi_b - z_{rrw1}] \\
& - c_{rrb2}(x_4 + x_5)[\dot{z}_b + (y_6 + y_7 + y_8 + y_9)\dot{\theta}_b - (x_4 + x_5)\dot{\phi}_b \\
& - \dot{z}_{rrw2}] \\
& - k_{rrb2}(x_4 + x_5)[z_b + (y_6 + y_7 + y_8 + y_9)\theta_b - (x_4 + x_5)\phi_b \\
& - z_{rrw2}] \\
& + c_dx_{11}[\dot{z}_t - \dot{z}_b - y_{10}\dot{\theta}_t - (y_6 + y_7 + y_8)\dot{\theta}_b - x_9\dot{\phi}_t + x_{11}\dot{\phi}_b] \\
& + k_dx_{11}[z_t - z_b - y_{10}\theta_t - (y_6 + y_7 + y_8)\theta_b - x_9\phi_t + x_{11}\phi_b] \\
& = 0
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& m_t \ddot{z}_t + c_d [\dot{z}_t - \dot{z}_b - y_{10} \dot{\theta}_t - (y_6 + y_7 + y_8) \dot{\theta}_b - x_9 \dot{\phi}_t + x_{11} \dot{\phi}_b] \\
& + k_d [z_t - z_b - y_{10} \theta_t - (y_6 + y_7 + y_8) \theta_b - x_9 \varphi_t + x_{11} \varphi_b] \\
& + c_{lt1} [\dot{z}_t + y_{11} \dot{\theta}_t + x_{10} \dot{\phi}_t - \dot{z}_{ltw1}] \\
& + k_{lt1} [z_t + y_{11} \theta_t + x_{10} \varphi_t - z_{ltw1}] \\
& + c_{lt2} [\dot{z}_t + (y_{11} + y_{12}) \dot{\theta}_t + x_{10} \dot{\phi}_t - \dot{z}_{ltw2}] \\
& + k_{lt2} [z_t + (y_{11} + y_{12}) \theta_t + x_{10} \varphi_t - z_{ltw2}] \\
& + c_{lt3} [\dot{z}_t + (y_{11} + y_{12} + y_{13}) \dot{\theta}_t + x_{10} \dot{\phi}_t - \dot{z}_{ltw3}] \\
& + k_{lt3} [z_t + (y_{11} + y_{12} + y_{13}) \theta_t + x_{10} \varphi_t - z_{ltw3}] \\
& + c_{rt1} [\dot{z}_t + y_{11} \dot{\theta}_t - (x_8 + x_9) \dot{\phi}_t - \dot{z}_{rtw1}] \\
& + k_{rt1} [z_t + y_{11} \theta_t - (x_8 + x_9) \varphi_t - z_{rtw1}] \\
& + c_{rt2} [\dot{z}_t + (y_{11} + y_{12}) \dot{\theta}_t - (x_8 + x_9) \dot{\phi}_t - \dot{z}_{rtw2}] \\
& + k_{rt2} [z_t + (y_{11} + y_{12}) \theta_t - (x_8 + x_9) \varphi_t - z_{rtw2}] \\
& + c_{rt3} [\dot{z}_t + (y_{11} + y_{12} + y_{13}) \dot{\theta}_t - (x_8 + x_9) \dot{\phi}_t - \dot{z}_{rtw3}] \\
& + k_{rt3} [z_t + (y_{11} + y_{12} + y_{13}) \theta_t - (x_8 + x_9) \varphi_t - z_{rtw3}] = 0
\end{aligned} \tag{6.16}$$

$$\begin{aligned}
& I_{tp}\ddot{\theta}_t - c_d y_{10}[\dot{z}_t - \dot{z}_b - y_{10}\dot{\theta}_t - (y_6 + y_7 + y_8)\dot{\theta}_b - x_9\dot{\varphi}_t + x_{11}\dot{\varphi}_b] \\
& - k_d y_{10}[z_t - z_b - y_{10}\theta_t - (y_6 + y_7 + y_8)\theta_b - x_9\varphi_t + x_{11}\varphi_b] \\
& + c_{lt1}y_{11}[\dot{z}_t + y_{11}\dot{\theta}_t + x_{10}\dot{\varphi}_t - \dot{z}_{ltw1}] \\
& + k_{lt1}y_{11}[z_t + y_{11}\theta_t + x_{10}\varphi_t - z_{ltw1}] \\
& + c_{lt2}(y_{11} + y_{12})[\dot{z}_t + (y_{11} + y_{12})\dot{\theta}_t + x_{10}\dot{\varphi}_t - \dot{z}_{ltw2}] \\
& + k_{lt2}(y_{11} + y_{12})[z_t + (y_{11} + y_{12})\theta_t + x_{10}\varphi_t - z_{ltw2}] \\
& + c_{lt3}(y_{11} + y_{12} + y_{13})[\dot{z}_t + (y_{11} + y_{12} + y_{13})\dot{\theta}_t + x_{10}\dot{\varphi}_t \\
& - \dot{z}_{ltw3}] \\
& + k_{lt3}(y_{11} + y_{12} + y_{13})[z_t + (y_{11} + y_{12} + y_{13})\theta_t + x_{10}\varphi_t \\
& - z_{ltw3}] + c_{rt1}y_{11}[\dot{z}_t + y_{11}\dot{\theta}_t - (x_8 + x_9)\dot{\varphi}_t - \dot{z}_{rtw1}] \\
& + k_{rt1}y_{11}[z_t + y_{11}\theta_t - (x_8 + x_9)\varphi_t - z_{rtw1}] \\
& + c_{rt2}(y_{11} + y_{12})[\dot{z}_t + (y_{11} + y_{12})\dot{\theta}_t - (x_8 + x_9)\dot{\varphi}_t - \dot{z}_{rtw2}] \\
& + k_{rt2}(y_{11} + y_{12})[z_t + (y_{11} + y_{12})\theta_t - (x_8 + x_9)\varphi_t - z_{rtw2}] \\
& + c_{rt3}(y_{11} + y_{12} + y_{13})[\dot{z}_t + (y_{11} + y_{12} + y_{13})\dot{\theta}_t - (x_8 + x_9)\dot{\varphi}_t \\
& - \dot{z}_{rtw3}] \\
& + k_{rt3}(y_{11} + y_{12} + y_{13})[z_t + (y_{11} + y_{12} + y_{13})\theta_t - (x_8 + x_9)\varphi_t \\
& - z_{rtw3}] = 0
\end{aligned} \tag{6.17}$$

$$\begin{aligned}
& I_{tr}\ddot{\varphi}_t - c_d x_9 [\dot{z}_t - \dot{z}_b - y_{10}\dot{\theta}_t - (y_6 + y_7 + y_8)\dot{\theta}_b - x_9\dot{\varphi}_t + x_{11}\dot{\varphi}_b] \\
& - k_d x_9 [z_t - z_b - y_{10}\theta_t - (y_6 + y_7 + y_8)\theta_b - x_9\varphi_t + x_{11}\varphi_b] \\
& + c_{lt1} x_{10} [\dot{z}_t + y_{11}\dot{\theta}_t + x_{10}\dot{\varphi}_t - \dot{z}_{ltw1}] \\
& + k_{lt1} x_{10} [z_t + y_{11}\theta_t + x_{10}\varphi_t - z_{ltw1}] \\
& + c_{lt2} x_{10} [\dot{z}_t + (y_{11} + y_{12})\dot{\theta}_t + x_{10}\dot{\varphi}_t - \dot{z}_{ltw2}] \\
& + k_{lt2} x_{10} [z_t + (y_{11} + y_{12})\theta_t + x_{10}\varphi_t - z_{ltw2}] \\
& + c_{lt3} x_{10} [\dot{z}_t + (y_{11} + y_{12} + y_{13})\dot{\theta}_t + x_{10}\dot{\varphi}_t - \dot{z}_{ltw3}] \\
& + k_{lt3} x_{10} [z_t + (y_{11} + y_{12} + y_{13})\theta_t + x_{10}\varphi_t - z_{ltw3}] \\
& - c_{rt1} (x_8 + x_9) [\dot{z}_t + y_{11}\dot{\theta}_t - (x_8 + x_9)\dot{\varphi}_t - \dot{z}_{rtw1}] \\
& - k_{rt1} (x_8 + x_9) [z_t + y_{11}\theta_t - (x_8 + x_9)\varphi_t - z_{rtw1}] \\
& - c_{rt2} (x_8 + x_9) [\dot{z}_t + (y_{11} + y_{12})\dot{\theta}_t - (x_8 + x_9)\dot{\varphi}_t - \dot{z}_{rtw2}] \\
& - k_{rt2} (x_8 + x_9) [z_t + (y_{11} + y_{12})\theta_t - (x_8 + x_9)\varphi_t - z_{rtw2}] \\
& - c_{rt3} (x_8 + x_9) [\dot{z}_t + (y_{11} + y_{12} + y_{13})\dot{\theta}_t - (x_8 + x_9)\dot{\varphi}_t - \dot{z}_{rtw3}] \\
& - k_{rt3} (x_8 + x_9) [z_t + (y_{11} + y_{12} + y_{13})\theta_t - (x_8 + x_9)\varphi_t - z_{rtw3}] \\
& = 0
\end{aligned} \tag{6.18}$$

$$\begin{aligned}
& m_{flw}\ddot{z}_{flw} + c_{flw}(\dot{z}_{flw} - \dot{z}_{flg}) + k_{flw}(z_{flw} - z_{flg}) \\
& - c_{flb}[\dot{z}_b - (y_4 + y_5)\dot{\theta}_b + (x_6 + x_7)\dot{\varphi}_b - \dot{z}_{flw}] \\
& - k_{flb}[z_b - (y_4 + y_5)\theta_b + (x_6 + x_7)\varphi_b - z_{flw}] = 0
\end{aligned} \tag{6.19}$$

$$\begin{aligned}
& m_{rlw1}\ddot{z}_{rlw1} + c_{rlw1}(\dot{z}_{rlw1} - \dot{z}_{rlg1}) + k_{rlw1}(z_{rlw1} - z_{rlg1}) \\
& - c_{rlb1}[\dot{z}_b + (y_6 + y_7)\dot{\theta}_b + (x_6 + x_7)\dot{\varphi}_b - \dot{z}_{rlw1}] \\
& - k_{rlb1}[z_b + (y_6 + y_7)\theta_b + (x_6 + x_7)\varphi_b - z_{rlw1}] = 0
\end{aligned} \tag{6.20}$$

$$\begin{aligned}
& m_{rlw2}\ddot{z}_{rlw2} + c_{rlw2}(\dot{z}_{rlw2} - \dot{z}_{rlg2}) + k_{rlw2}(z_{rlw2} - z_{rlg2}) \\
& - c_{rlb2}[\dot{z}_b + (y_6 + y_7 + y_8 + y_9)\dot{\theta}_b + (x_6 + x_7)\dot{\varphi}_b - \dot{z}_{rlw2}] \\
& - k_{rlb2}[z_b + (y_6 + y_7 + y_8 + y_9)\theta_b + (x_6 + x_7)\varphi_b - z_{rlw2}] = 0
\end{aligned} \tag{6.21}$$

$$\begin{aligned}
& m_{frw}\ddot{z}_{frw} + c_{frw}(\dot{z}_{frw} - \dot{z}_{frg}) + k_{frw}(z_{frw} - z_{frg}) \\
& - c_{frb}[\dot{z}_b - (y_4 + y_5)\dot{\theta}_b - (x_4 + x_5)\dot{\varphi}_b - \dot{z}_{frw}] \\
& - k_{frb}[z_b - (y_4 + y_5)\theta_b - (x_4 + x_5)\varphi_b - z_{frw}] = 0
\end{aligned} \tag{6.22}$$

$$\begin{aligned}
& m_{rrw1}\ddot{z}_{rrw1} + c_{rrw1}(\dot{z}_{rrw1} - \dot{z}_{rrg1}) + k_{rlw1}(z_{rrw1} - z_{rrg1}) \\
& \quad - c_{rrb1}[\dot{z}_b + (y_6 + y_7)\dot{\theta}_b - (x_4 + x_5)\dot{\phi}_b - \dot{z}_{rrw1}] \\
& \quad - k_{rlb1}[z_b + (y_6 + y_7)\theta_b - (x_4 + x_5)\phi_b - z_{rrw1}] = 0
\end{aligned} \tag{6.23}$$

$$\begin{aligned}
& m_{rrw2}\ddot{z}_{rrw2} + c_{rrw2}(\dot{z}_{rrw2} - \dot{z}_{rrg2}) + k_{rrw2}(z_{rrw2} - z_{rrg2}) \\
& \quad - c_{rrb2}[\dot{z}_b + (y_6 + y_7 + y_8 + y_9)\dot{\theta}_b - (x_4 + x_5)\dot{\phi}_b - \dot{z}_{rrw2}] \\
& \quad - k_{rrb2}[z_b + (y_6 + y_7 + y_8 + y_9)\theta_b - (x_4 + x_5)\phi_b - z_{rrw2}] = 0
\end{aligned} \tag{6.24}$$

$$\begin{aligned}
& m_{ltw1}\ddot{z}_{ltw1} + c_{ltw1}(\dot{z}_{ltw1} - \dot{z}_{ltg1}) + k_{ltw1}(z_{ltw1} - z_{ltg1}) \\
& \quad - c_{lt1}[\dot{z}_t + y_{11}\dot{\theta}_t + x_{10}\dot{\phi}_t - \dot{z}_{ltw1}] \\
& \quad - k_{lt1}[z_t + y_{11}\theta_t + x_{10}\phi_t - z_{ltw1}] = 0
\end{aligned} \tag{6.25}$$

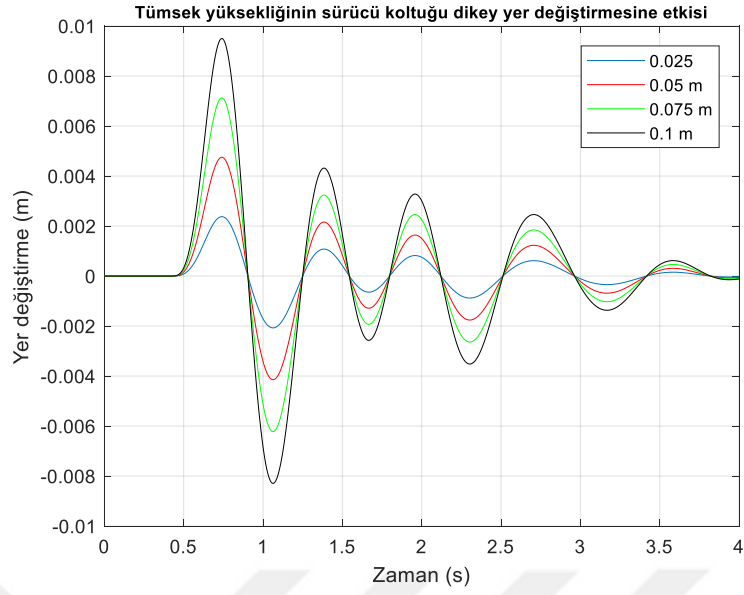
$$\begin{aligned}
& m_{ltw2}\ddot{z}_{ltw2} + c_{ltw2}(\dot{z}_{ltw2} - \dot{z}_{ltg2}) + k_{ltw2}(z_{ltw2} - z_{ltg2}) \\
& \quad - c_{lt2}[\dot{z}_t + (y_{11} + y_{12})\dot{\theta}_t + x_{10}\dot{\phi}_t - \dot{z}_{ltw2}] \\
& \quad - k_{lt2}[z_t + (y_{11} + y_{12})\theta_t + x_{10}\phi_t - z_{ltw2}] = 0
\end{aligned} \tag{6.26}$$

$$\begin{aligned}
& m_{ltw3}\ddot{z}_{ltw3} + c_{ltw3}(\dot{z}_{ltw3} - \dot{z}_{ltg3}) + k_{ltw3}(z_{ltw3} - z_{ltg3}) \\
& \quad - c_{lt3}[\dot{z}_t + (y_{11} + y_{12} + y_{13})\dot{\theta}_t + x_{10}\dot{\phi}_t - \dot{z}_{ltw3}] \\
& \quad - k_{lt3}[z_t + (y_{11} + y_{12} + y_{13})\theta_t + x_{10}\phi_t - z_{ltw3}] = 0
\end{aligned} \tag{6.27}$$

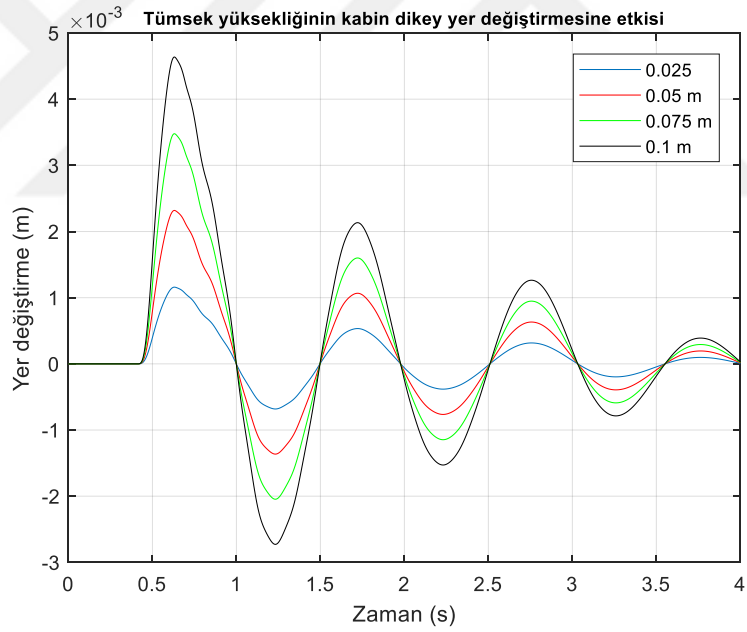
$$\begin{aligned}
& m_{rtw1}\ddot{z}_{rtw1} + c_{rtw1}(\dot{z}_{rtw1} - \dot{z}_{rtg1}) + k_{rtw1}(z_{rtw1} - z_{rtg1}) \\
& \quad - c_{rt1}[\dot{z}_t + y_{11}\dot{\theta}_t - (x_8 + x_9)\dot{\phi}_t - \dot{z}_{rtw1}] \\
& \quad - k_{rt1}[z_t + y_{11}\theta_t - (x_8 + x_9)\phi_t - z_{rtw1}] = 0
\end{aligned} \tag{6.28}$$

$$\begin{aligned}
& m_{rtw2}\ddot{z}_{rtw2} + c_{rtw2}(\dot{z}_{rtw2} - \dot{z}_{rtg2}) + k_{rtw2}(z_{rtw2} - z_{rtg2}) \\
& \quad - c_{rt2}[\dot{z}_t + (y_{11} + y_{12})\dot{\theta}_t - (x_8 + x_9)\dot{\phi}_t - \dot{z}_{rtw2}] \\
& \quad - k_{rt2}[z_t + (y_{11} + y_{12})\theta_t - (x_8 + x_9)\phi_t - z_{rtw2}] = 0
\end{aligned} \tag{6.29}$$

$$\begin{aligned}
& m_{rtw3}\ddot{z}_{rtw3} + c_{rtw3}(\dot{z}_{rtw3} - \dot{z}_{rtg3}) + k_{rtw3}(z_{rtw3} - z_{rtg3}) \\
& \quad - c_{rt3}[\dot{z}_t + (y_{11} + y_{12} + y_{13})\dot{\theta}_t - (x_8 + x_9)\dot{\phi}_t - \dot{z}_{rtw3}] \\
& \quad - k_{rt3}[z_t + (y_{11} + y_{12} + y_{13})\theta_t - (x_8 + x_9)\phi_t - z_{rtw3}] = 0
\end{aligned} \tag{6.30}$$

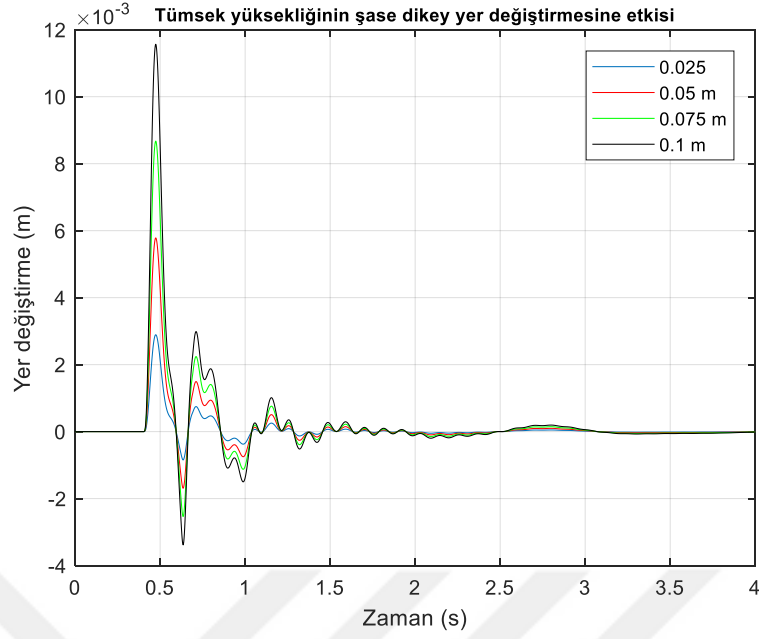


Şekil 6.138. Kamyon sürücü koltuğunun dikey yönündeki yer değiştirmesi.

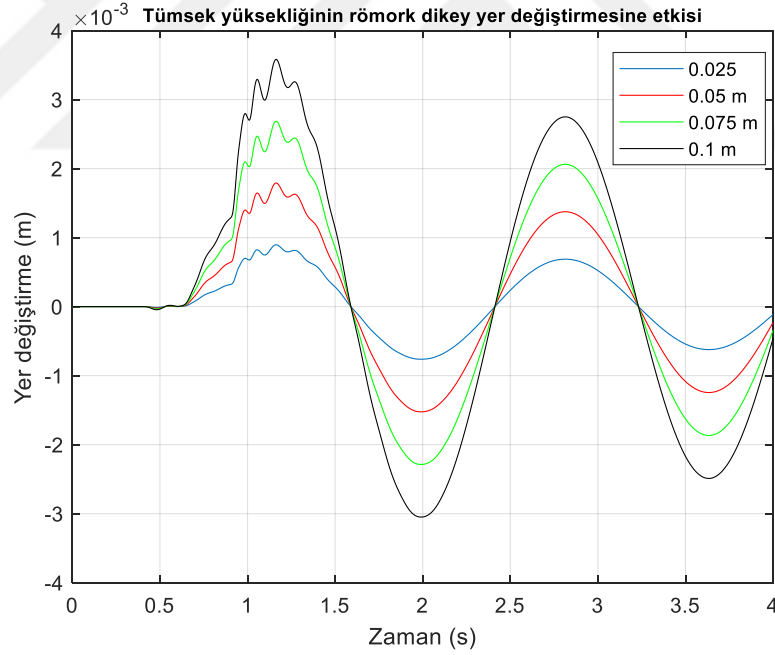


Şekil 6.139. Kamyon kabininin dikey yönündeki yer değiştirmesi.

Şekil 6.138 ve Şekil 6.139'da sırasıyla kamyon sürücü koltuğunun ve kamyon kabininin dikey yönündeki yer değiştirmeleri verilmektedir. Tümsek yüksekliğinde meydana gelen artışların hem sürücü koltuğunun hem de kabinin dikey yönündeki yer değiştirme genliklerini arttırdığı görülmektedir.



Şekil 6.140. Kamyon şasesinin dikey yönündeki yer değiştirmesi.

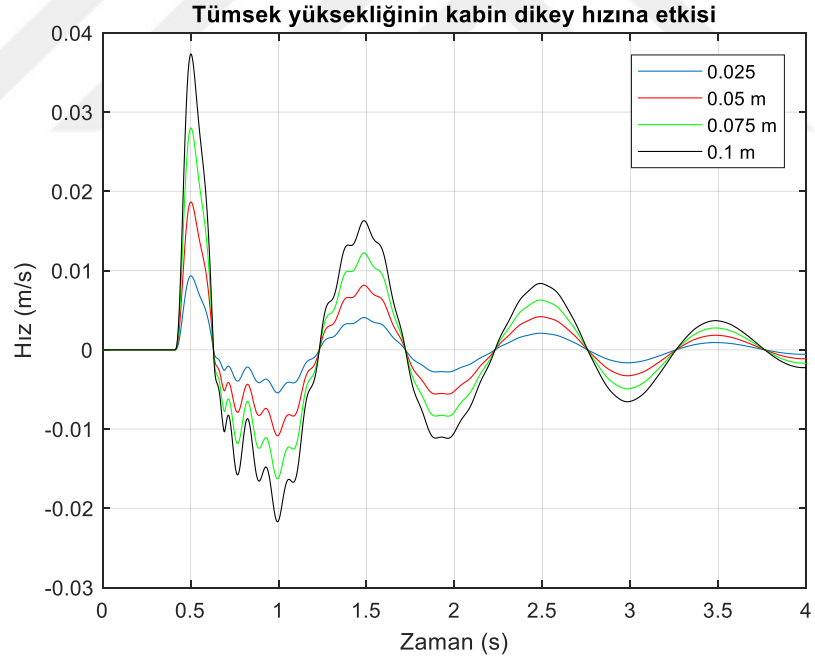


Şekil 6.141. Römorkun dikey yönündeki yer değiştirmesi.

Şekil 6.140 ve Şekil 6.141’de sırasıyla kamyon şasesinin ve römorkun dikey yönündeki yer değiştirmeleri verilmektedir. Tümsek yüksekliği arttıkça yer değiştirme değerleri de artmaktadır.



Şekil 6.142. Kamyon sürücü koltuğunun dikey yönündeki hızı.

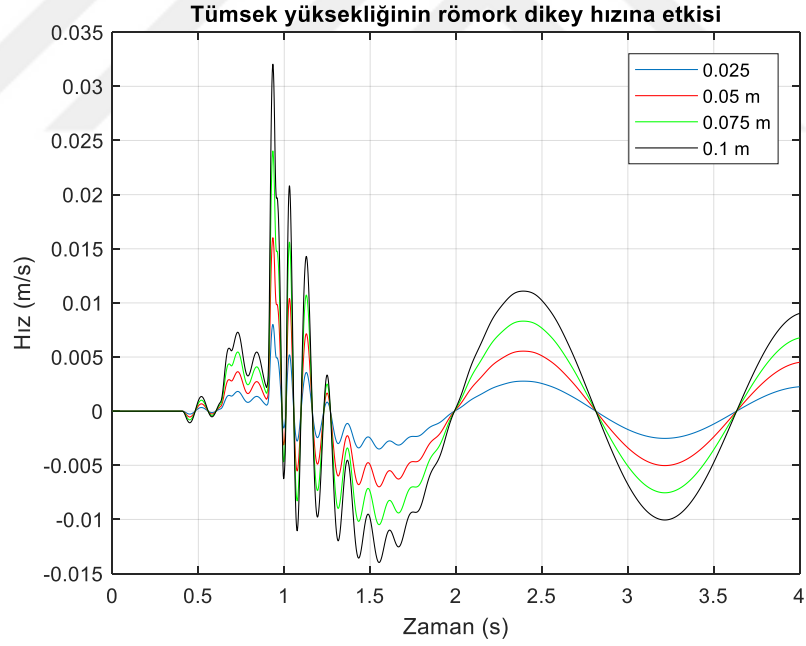


Şekil 6.143. Kamyon kabininin dikey yönündeki hızı.

Şekil 6.142 ve Şekil 6.143'te sırasıyla kamyon sürücü koltuğunun ve kabininin dikey yönündeki hızları verilmektedir. Dikey yer değiştirme grafiklerinde olduğu gibi tümsek yüksekliği arttıkça hızların genliklerinde de artışlar görülmektedir.



Şekil 6.144. Kamyon şasesinin dikey yönündeki hızı.

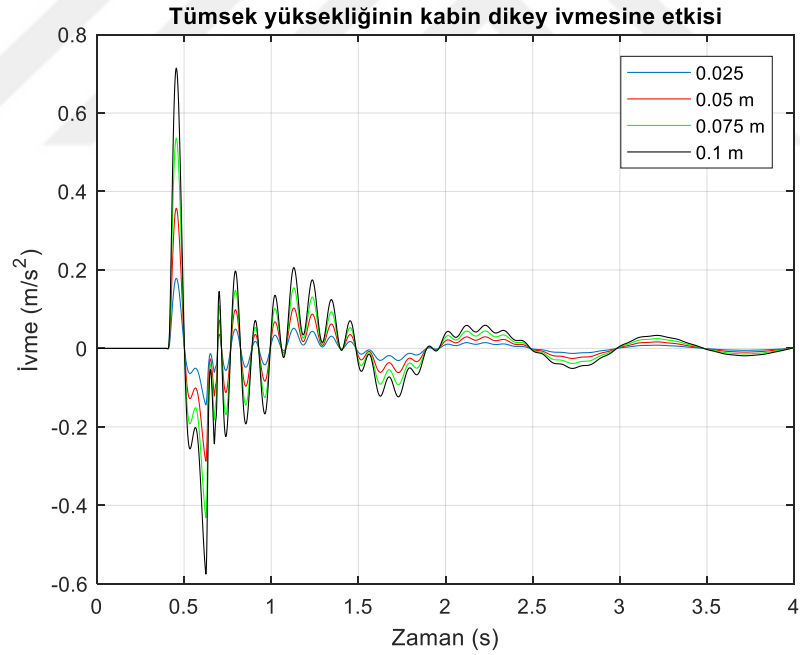


Şekil 6.145. Römorkun dikey yönündeki hızı.

Şekil 6.144 ve Şekil 6.145'te sırasıyla kamyon şasesinin ve römorkun dikey yönündeki hızları verilmektedir. Artan tümsek yüksekliklerinde, hız genliklerinde artışlar olduğu görülmektedir.



Şekil 6.146. Kamyon sürücü koltuğunun dikey yönündeki ivmesi.

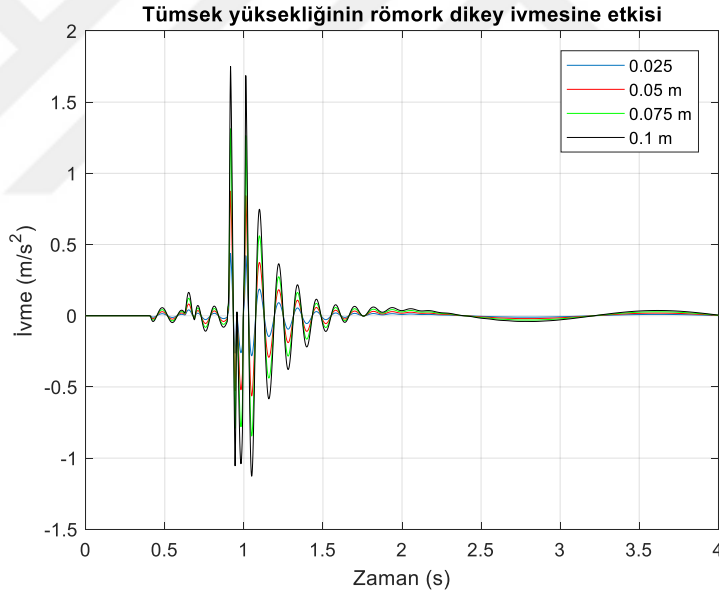


Şekil 6.147. Kamyon kabininin dikey yönündeki ivmesi.

Şekil 6.146 ve Şekil 6.147’de sırasıyla kamyon sürücü koltuğunun ve kabininin dikey yönündeki ivmeleri verilmektedir. Çizelge 6.4’te verilen ISO titreşim konfor seviyeleri standardına göre tümsek yüksekliği arttıkça, ivme değerleri konforsuz bölgesine doğru hareket etmektedir. İvmelere ait RMS değerleri Çizelge 6.18’de verilmektedir.

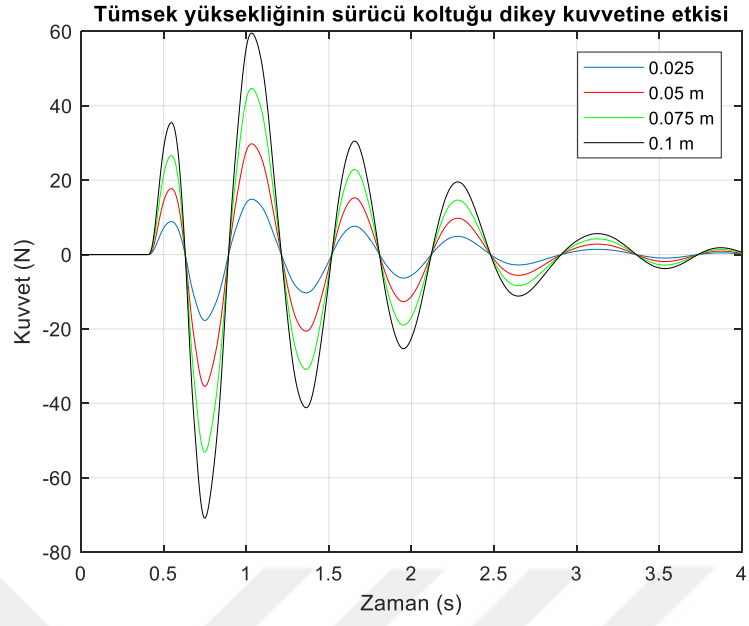


Şekil 6.148. Kamyon şasesinin dikey yönündeki ivmesi.



Şekil 6.149. Römorkun dikey yönündeki ivmesi.

Şekil 6.148 ve Şekil 6.149'da sırasıyla kamyon şasesinin ve römorkun dikey yönündeki ivmeleri verilmektedir. Çizelge 6.4'te verilen ISO titreşim konfor seviyeleri standardına göre tümsek yüksekliği arttıkça, ivme değerlerinde artışlar meydana gelmektedir. Ancak kamyon şasesinin ivmelenme değerleri hiçbir tümsek yüksekliğinde istenilen konfor seviyesinde değildir. İvmelere ait RMS değerleri Çizelge 6.18'de verilmektedir.

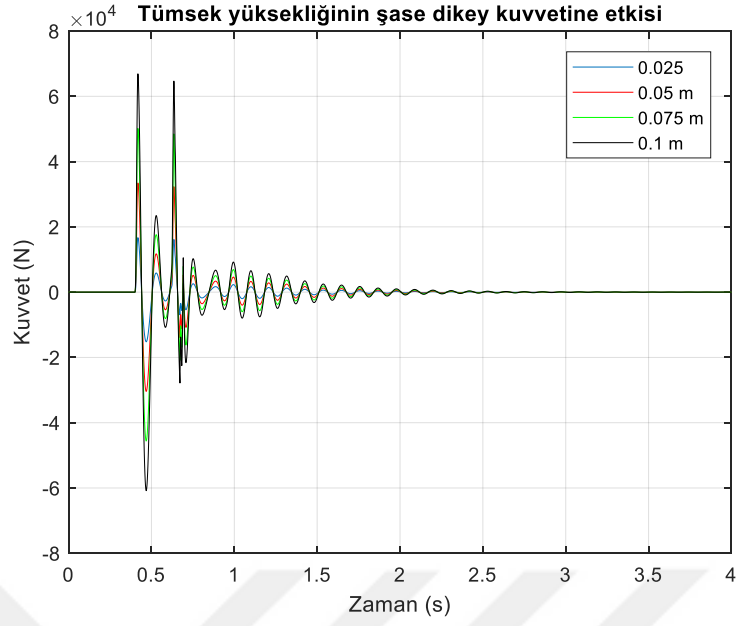


Şekil 6.150. Kamyon sürücü koltuğuna dikey yönünde etki eden kuvvetler.

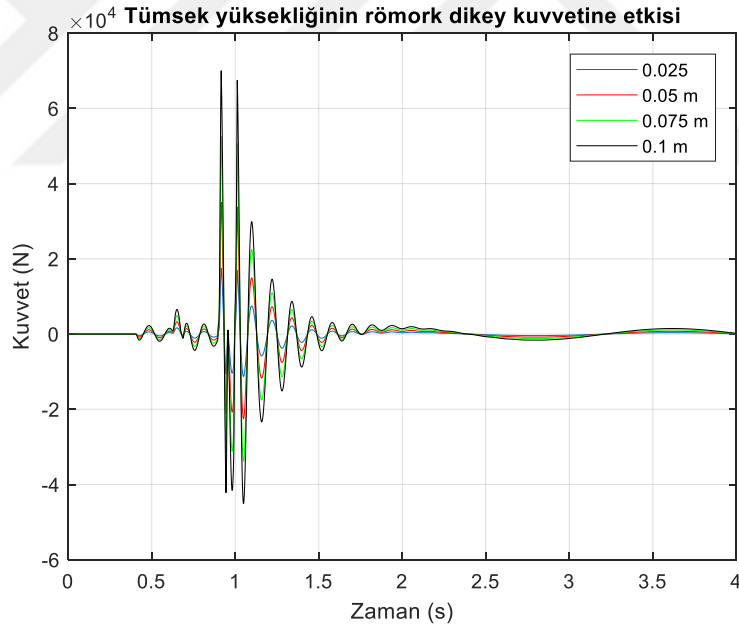


Şekil 6.151. Kamyon kabinine dikey yönde etki eden kuvvetler.

Şekil 6.150 ve Şekil 6.151’de sırasıyla kamyonun sürücü koltuğuna ve kabinine etki eden dikey yönündeki kuvvetler gösterilmektedir. Sürücü koltuğuna dikey yönünde etki eden kuvvetler, kabine etki eden dikey yönündeki kuvvetlerden daha düşüktür. Tümsek yüksekliği arttıkça, dikey yönünde oluşan kuvvetlerin genliklerinde artışlar meydana gelmektedir.

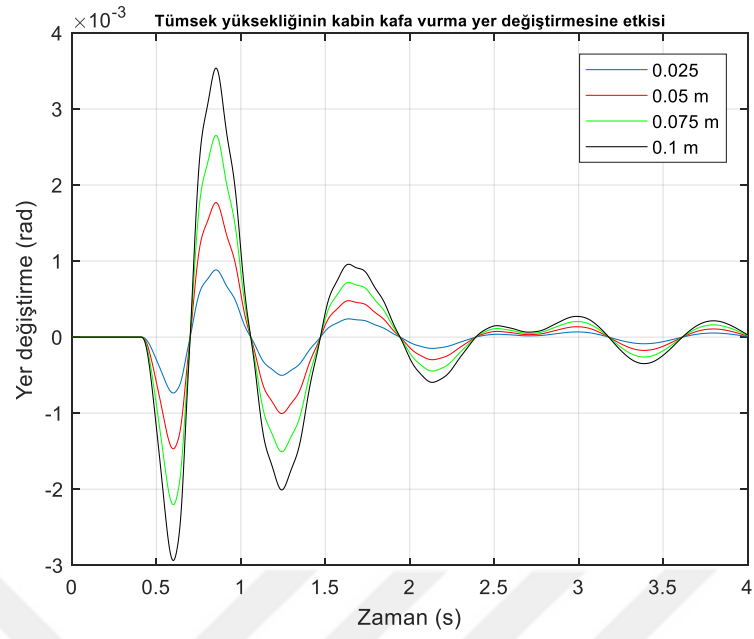


Şekil 6.152. Kamyon şasesine dikey yönünde etki eden kuvvetler.

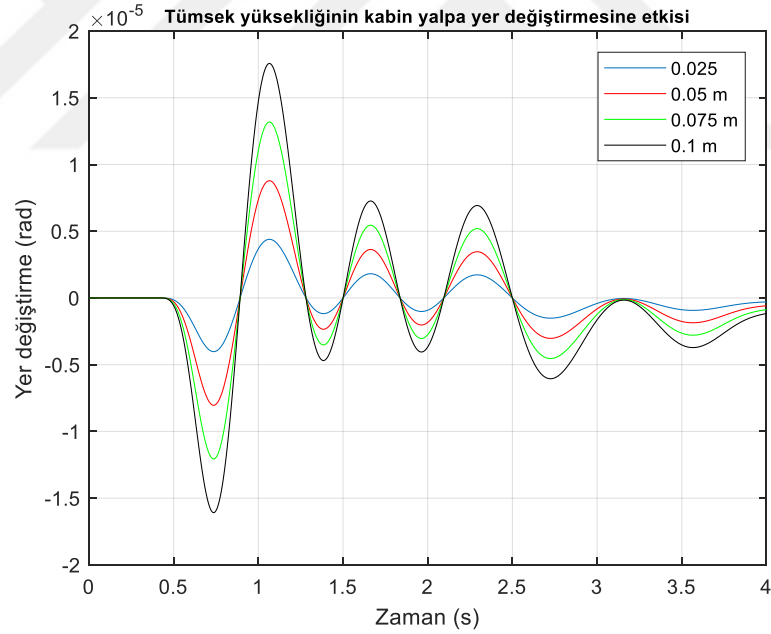


Şekil 6.153. Römorka dikey yönünde etki eden kuvvetler.

Şekil 6.152 ve Şekil 6.153'te sırasıyla kamyon şasesine ve römorka dikey yönünde etki eden kuvvetler gösterilmektedir. 0,1 m tümsek yüksekliğinde, şase ve römorkta oluşan dikey yönündeki kuvvetler sırasıyla 66,9 kN ve 70 kN'a ulaşarak hem yataklama elemanlarının hem de süspansiyon elemanlarının çalışma koşullarını olumsuz yönde etkileyebilecek değerlere ulaşmaktadır.

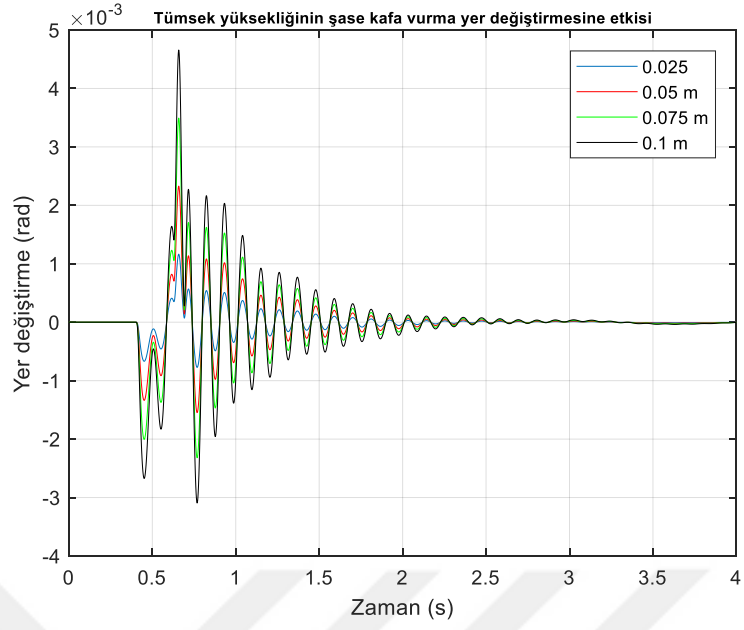


Şekil 6.154. Kamyon kabininin kafa vurma yönündeki yer değiştirmesi.

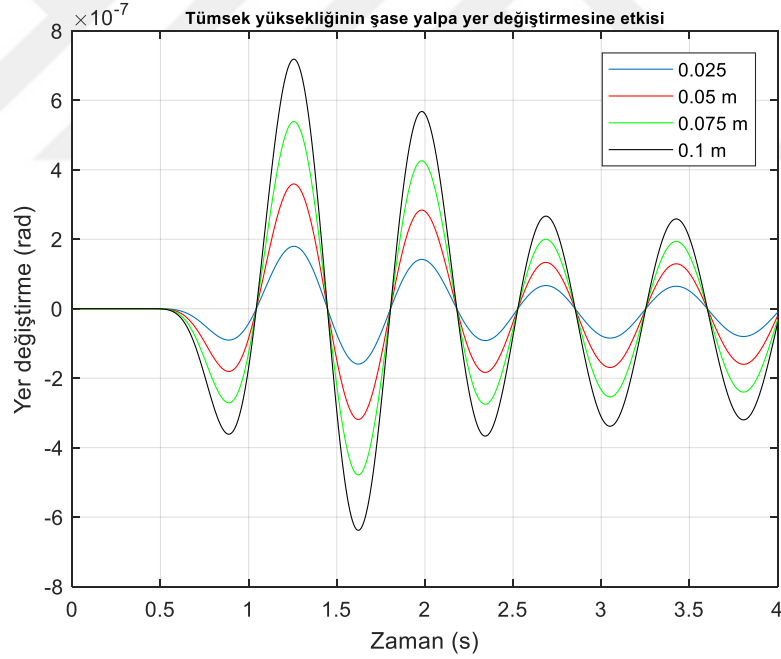


Şekil 6.155. Kamyon kabininin yalpa yönündeki yer değiştirmesi.

Şekil 6.154 ve Şekil 6.155'te sırasıyla kamyon kabininin kafa vurma ve yalpa yönlerindeki yer değiştirmeleri gösterilmektedir. Tümsek yüksekliği arttıkça, yer değiştirmelerin genliklerinde artışlar meydana gelmektedir. Kafa vurma yönünde oluşan yer değiştirme genlikleri yalpa yönünde oluşan genliklerden yüksektir.

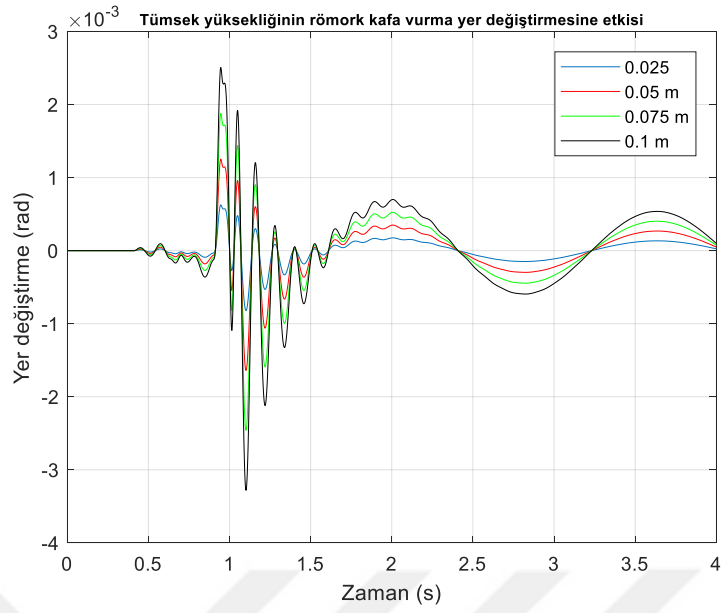


Şekil 6.156. Kamyon şasesinin kafa vurma yönündeki yer değiştirmesi.

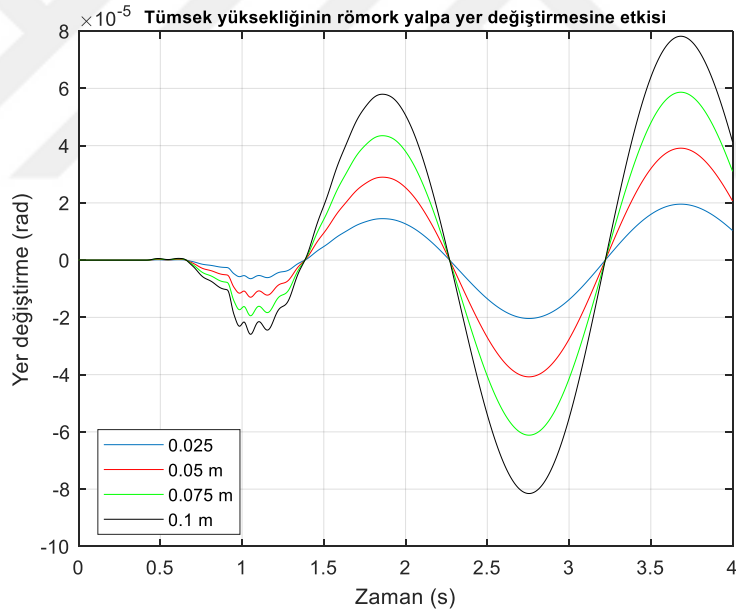


Şekil 6.157. Kamyon şasesinin yalpa yönündeki yer değiştirmesi.

Şekil 6.156 ve Şekil 6.157'de sırasıyla kamyon şasesinin kafa vurma ve yalpa yönlerindeki yer değiştirmeleri verilmektedir. Tümsek yüksekliği arttıkça, yer değiştirmelerin genliklerinde artışlar meydana gelmektedir. Kafa vurma yönünde oluşan yer değiştirme genlikleri yalpa yönünde oluşan genliklerden oldukça yüksektir.



Şekil 6.158. Römorkun kafa vurma yönündeki yer değiştirmesi.

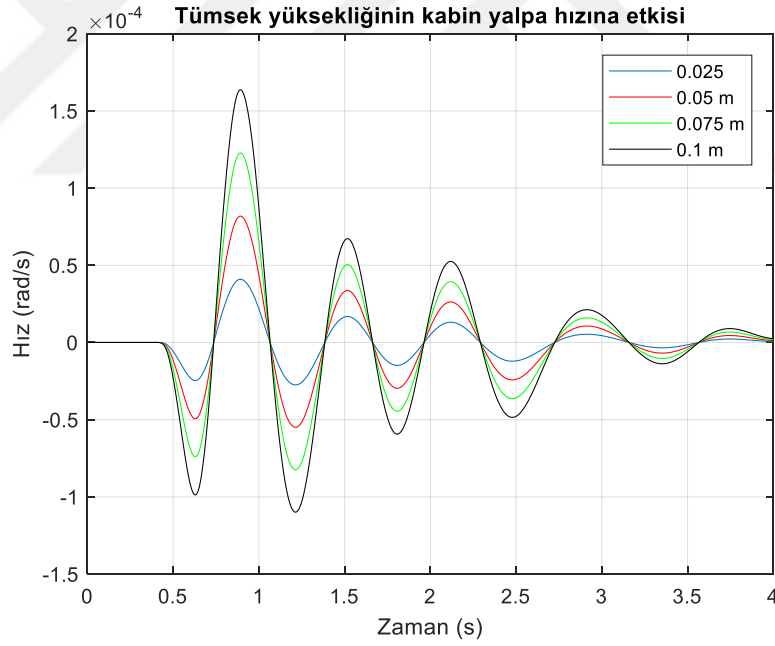


Şekil 6.159. Römorkun yalpa yönündeki yer değiştirmesi.

Şekil 6.158 ve Şekil 6.159’da sırasıyla römorkun kafa vurma ve yalpa yönlerindeki yer değiştirmeleri verilmektedir. Tümsek yüksekliği arttıkça, yer değiştirmelerin genliklerinde artışlar meydana gelmektedir. Kafa vurma yönünde oluşan yer değiştirme genlikleri yalpa yönünde oluşan genliklerden oldukça yüksektir.



Şekil 6.160. Kamyon kabininin kafa vurma yönündeki hızı.

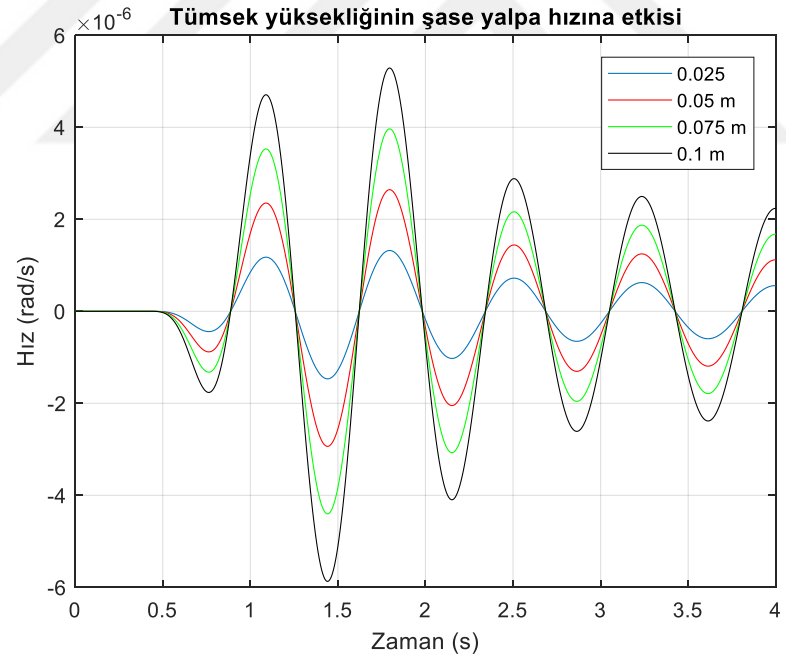


Şekil 6.161. Kamyon kabininin yalpa yönündeki hızı.

Şekil 6.160 ve Şekil 6.161’de sırasıyla kamyon kabininin kafa vurma ve yalpa yönlerindeki hızları verilmektedir. Tümsek yüksekliği arttıkça, hız değerlerinde artışlar meydana gelmektedir. Kafa vurma yönünde oluşan hız değerleri yalpa yönünde oluşan hız değerlerinden yüksektir.



Şekil 6.162. Kamyon şasesinin kafa vurma yönündeki hızı.



Şekil 6.163. Kamyon şasesinin yalpa yönündeki hızı.

Şekil 6.162 ve Şekil 6.163'te sırasıyla kamyon şasesinin kafa vurma ve yalpa yönlerindeki hızları gösterilmektedir. Yalpa yönündeki hız değerleri, kafa vurma yönündeki hız değerleriyle kıyaslandığında oldukça düşük seviyededir.

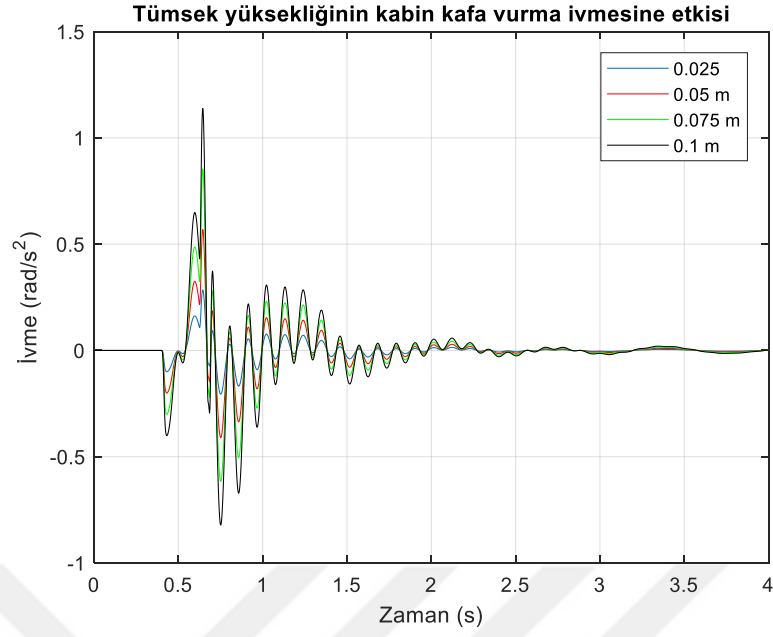


Şekil 6.164. Römorkun kafa vurma yönündeki hızı.

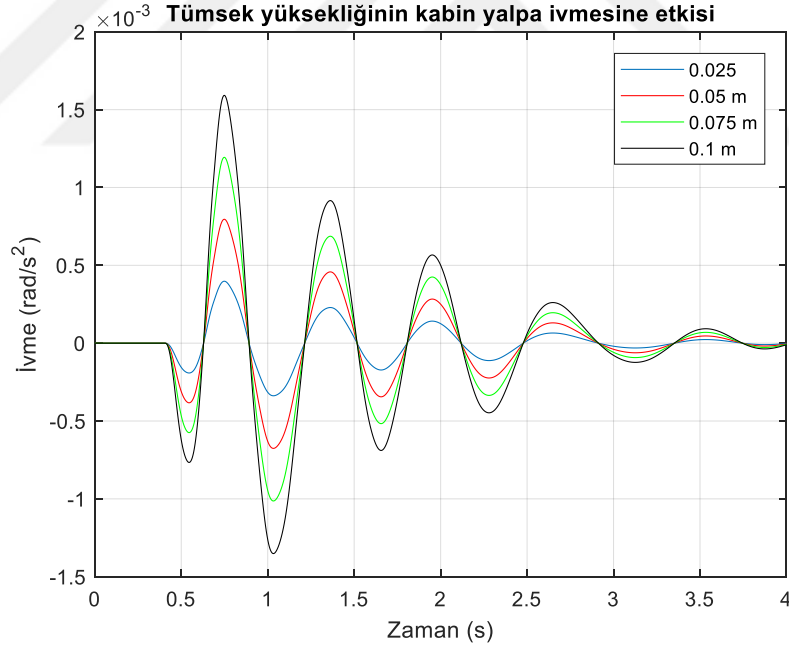


Şekil 6.165. Römorkun yalpa yönündeki hızı.

Şekil 6.164 ve Şekil 6.165'te sırasıyla römorkun kafa vurma ve yalpa yönlerindeki hızları verilmektedir. Yalpa yönündeki hız değerleri, kafa vurma yönündeki hız değerleriyle kıyaslandığında oldukça düşük seviyededir.



Şekil 6.166. Kamyon kabininin kafa vurma yönündeki ivmesi.



Şekil 6.167. Kamyon kabininin yalpa yönündeki ivmesi.

Şekil 6.166 ve Şekil 6.167’de sırasıyla kamyon kabininin kafa vurma ve yalpa yönlerindeki ivmeleri gösterilmektedir. Tümsek yüksekliği arttıkça ivme değerlerinin genliklerinde artışlar oluşmaktadır. İvmeler ait RMS değerleri Çizelge 6.18’de verilmektedir. Kafa vurma yönündeki ivmeler yalpa yönündeki ivmelerden yüksektir.



Şekil 6.168. Kamyon şasesinin kafa vurma yönündeki ivmesi.

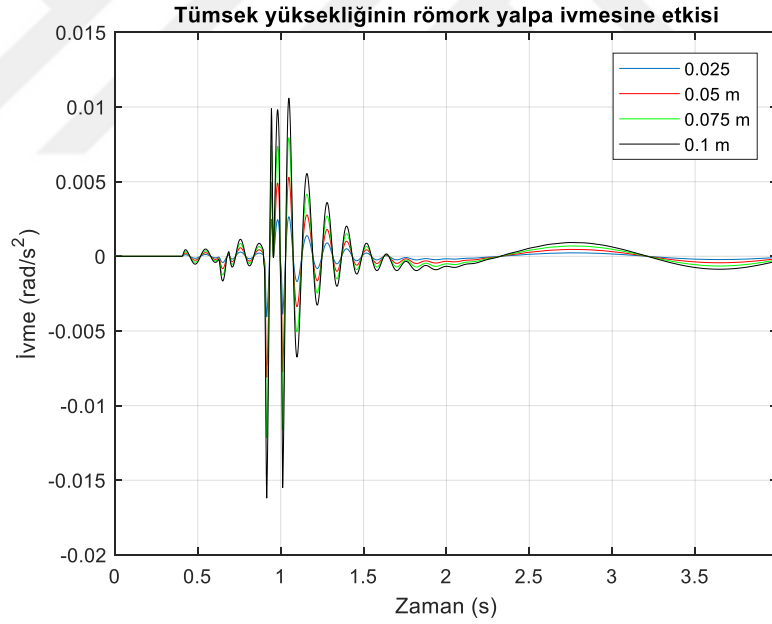


Şekil 6.169. Kamyon şasesinin yalpa ivmesi.

Şekil 6.168 ve Şekil 6.169’da sırasıyla kamyon şasesinin kafa vurma ve yalpa yönlerindeki ivmeleri gösterilmektedir. Kafa vurma yönünde oluşan ivmeler yalpa yönünde oluşan ivmelerden daha yüksektir. İvmeler ait RMS değerleri Çizelge 6.18’de verilmektedir.

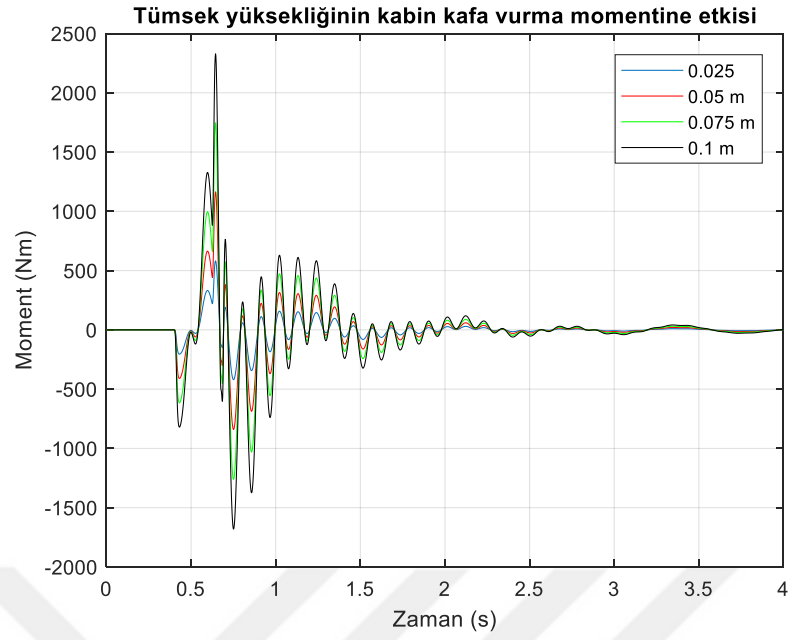


Şekil 6.170. Römorkun kafa vurma yönündeki ivmesi.

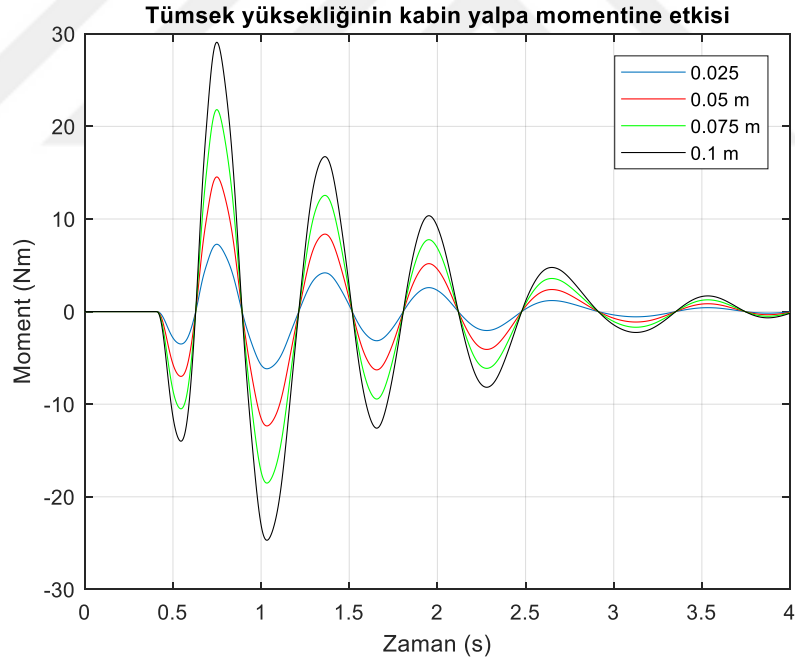


Şekil 6.171. Römorkun yalpa yönündeki ivmesi.

Şekil 6.171 ve Şekil 6.172’de sırasıyla römorkun kafa vurma ve yalpa yönlerindeki ivmeleri gösterilmektedir. Tümsek yüksekliği arttıkça ivme değerlerinin genliklerinde artışlar oluşmaktadır. İvmeler ait RMS değerleri Çizelge 6.18’da verilmektedir.

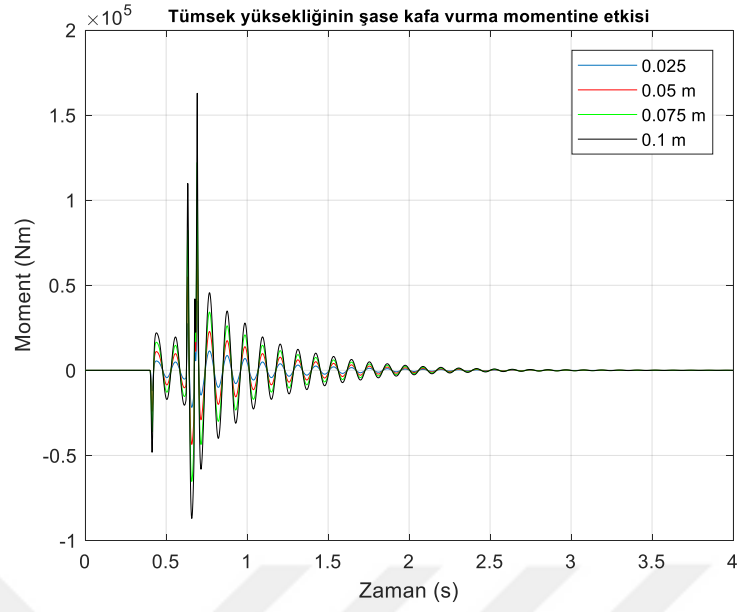


Şekil 6.172. Kamyon kabinine kafa vurma yönünde etki eden moment.

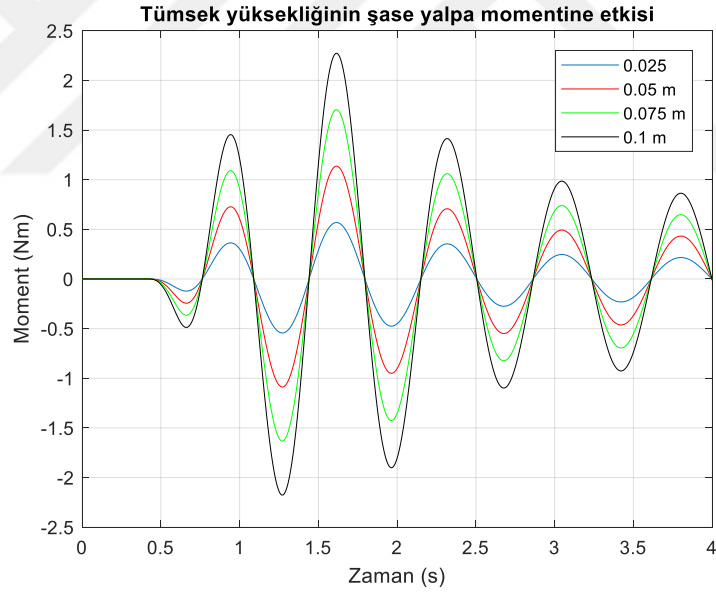


Şekil 6.173. Kamyon kabinine yalpa yönünde etki eden moment.

Şekil 6.172 ve Şekil 6.173'te sırasıyla kamyon kabinine kafa vurma ve yalpa yönlerinde etki eden momentler gösterilmektedir. Tümsek yüksekliği arttıkça oluşan momentlerin değerleri artmaktadır. Yalpa yönünde oluşan momentler kafa vurma yönünde oluşan momentlerle kıyaslandığında düşük değerlere sahiptir.

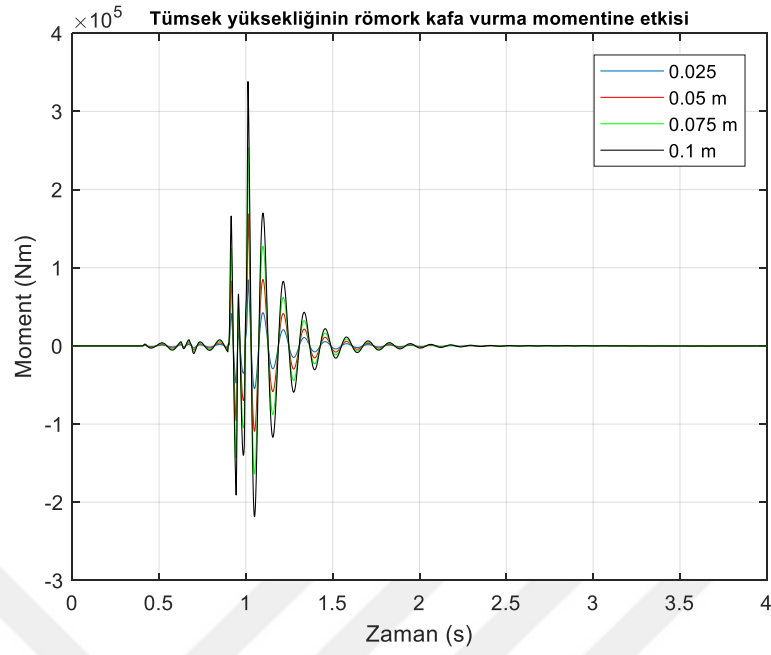


Şekil 6.174. Kamyon şasesine kafa vurma yönünde etki eden moment.

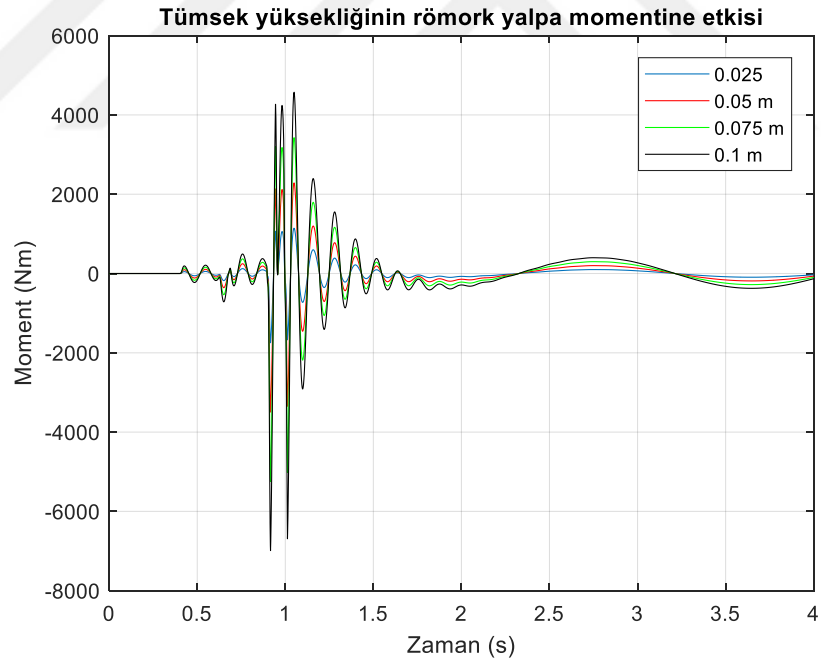


Şekil 6.175. Kamyon şasesine yalpa yönünde etki eden moment.

Şekil 6.174 ve Şekil 6.175'te sırasıyla kamyon kabinine kafa vurma ve yalpa yönlerinde etki eden momentler gösterilmektedir. Tümsek yüksekliğinin 0,1 m olduğu durumunda, kafa vurma yönünde oluşan moment değeri 163 *kNm* değerine ulaşmaktadır. Yalpa yönünde oluşan momentler kafa vurma yönünde oluşan momentlerle kıyaslandığında düşük değerlere sahiptir.



Şekil 6.176. Römorka kafa vurma yönünde etki eden moment.



Şekil 6.177. Römorka yalpa yönünde etki eden moment.

Şekil 6.176 ve Şekil 6.177’de sırasıyla kamyon römorkuna kafa vurma ve yalpa yönlerinde etki eden momentler gösterilmektedir. Tümsek yüksekliğinin 0,1 m olduğu durumda kafa vurma yönünde oluşan moment değeri 338 kNm değerine ulaşmaktadır.

Çizelge 6.18. Kamyon modelinin ivmelerine ait RMS değerleri.

Araç Hızı (km/s)	Parametre	RMS Değeri	Birim
30	Sürücü dikey yönde	0,0685	m/s ²
60	Sürücü dikey yönde	0,1370	m/s ²
90	Sürücü dikey yönde	0,2055	m/s ²
120	Sürücü dikey yönde	0,2740	m/s ²
30	Kabin dikey yönde	0,0278	m/s ²
60	Kabin dikey yönde	0,0557	m/s ²
90	Kabin dikey yönde	0,0835	m/s ²
120	Kabin dikey yönde	0,1114	m/s ²
30	Kamyon şasesi dikey yönde	0,4316	m/s ²
60	Kamyon şasesi dikey yönde	0,8633	m/s ²
90	Kamyon şasesi dikey yönde	1,2949	m/s ²
120	Kamyon şasesi dikey yönde	1,7265	m/s ²
30	Römork dikey yönde	0,0515	m/s ²
60	Römork dikey yönde	0,1030	m/s ²
90	Römork dikey yönde	0,1545	m/s ²
120	Römork dikey yönde	0,2060	m/s ²
30	Kabin kafa vurma yönünde	0,0425	rad/s ²
60	Kabin kafa vurma yönünde	0,0850	rad/s ²
90	Kabin kafa vurma yönünde	0,1275	rad/s ²
120	Kabin kafa vurma yönünde	0,1700	rad/s ²
30	Kabin yalpa yönünde	1,2326*10 ⁻⁴	rad/s ²
60	Kabin yalpa yönünde	2,4653*10 ⁻⁴	rad/s ²
90	Kabin yalpa yönünde	3,6979*10 ⁻⁴	rad/s ²
120	Kabin yalpa yönünde	4,9306*10 ⁻⁴	rad/s ²
30	Kamyon şasesi kafa vurma yönünde	0,6797	rad/s ²
60	Kamyon şasesi kafa vurma yönünde	1,3595	rad/s ²
90	Kamyon şasesi kafa vurma yönünde	2,0392	rad/s ²
120	Kamyon şasesi kafa vurma yönünde	2,7190	rad/s ²
30	Kamyon şasesi yalpa yönünde	5,3285*10 ⁻⁶	rad/s ²
60	Kamyon şasesi yalpa yönünde	1,0657*10 ⁻⁵	rad/s ²
90	Kamyon şasesi yalpa yönünde	1,5986*10 ⁻⁵	rad/s ²

Çizelge 6.18 (devam ediyor)

120	Kamyon şasesi yalpa yönünde	$2,1314*10^{-5}$	rad/s ²
30	Römork kafa vurma yönünde	0,4210	rad/s ²
60	Römork kafa vurma yönünde	0,8419	rad/s ²
90	Römork kafa vurma yönünde	1,2629	rad/s ²
120	Römork kafa vurma yönünde	1,6838	rad/s ²
30	Römork yalpa yönünde	$4,9212*10^{-4}$	rad/s ²
60	Römork yalpa yönünde	$9,8423*10^{-4}$	rad/s ²
90	Römork yalpa yönünde	0,0015	rad/s ²
120	Römork yalpa yönünde	0,0020	rad/s ²

Çizelge 6.19. Kamyon analizinin gerçekleştirildiği tümsekli yol parametreleri.

Parametre	Değer
B	10 m
D	0,5 m
E	0,025 m
	0,050 m
	0,075 m
	0,100 m

Kamyon analizleri, 0,025 m, 0,050 m, 0,075 m ve 0,1 m olan 4 farklı tümsek yüksekliğinde gerçekleştirilmiştir. Kamyon analizleri Şekil 4.2’de gösterilen kasisli yol şartlarında gerçekleştirilmiştir. Çizelge 6.18’de kamyon modelinin ivmelerine ait RMS değerleri verilirken, Çizelge 6.19’de kamyon analizlerinin gerçekleştirildiği kasisli yolun parametreleri verilmiştir.

Kamyon modelinde, sürücü koltuğunun, kabinin, şasesinin ve römorkun ağırlık merkezlerinin dikey yönündeki yer değiştirmeleri Şekil 6.138 ile Şekil 6.141 arasında gösterilmektedir. Elde edilen sonuçlara göre, tümsek yüksekliği arttıkça yer değiştirme değerlerinin genlikleri de artmaktadır. Sürücü koltuğunun genlik değerleri kabinin genliğinden daha yüksek olduğu görülmektedir. Bu durum sürücü koltuğunun dikey yönündeki yer değiştirmesini azaltmak için sürücü koltuğunun süspansiyonunda iyileştirmeler yapılması gerektiğini gösterir. Bununla birlikte, genel olarak hem sürücü koltuğunda hem de kabinin, şasesinin ve römorkun ağırlık merkezinde meydana gelen

dikey yönündeki yer değiştirme değerlerinin yolun tümsek değerine göre oldukça küçük değerlere sahip oldukları görülmektedir. Bu durum, süspansiyon sistemlerinin yol profilinden kaynaklanan dikey yönündeki yer değiştirmeleri önemli ölçüde azalttığını göstermektedir.

Kamyon modelinde, sürücü koltuğunun, kabinin, şasenin ve römorkun ağırlık merkezlerinin dikey yönündeki hızları Şekil 6.142 ile Şekil 6.145 arasında gösterilmektedir. Yer değiştirme grafiklerinde olduğu gibi, tümsek yüksekliği arttıkça dikey yönündeki hız değerlerinin genliği de artar. Dikey yönündeki hız grafiklerinin genlik değerleri, dikey yönündeki yer değiştirme grafiklerinin genlik değerlerinin yaklaşık 10 katıdır.

Kamyon modelinde, sürücü koltuğunun, kabinin, şasenin ve römorkun ağırlık merkezlerinin dikey yönündeki ivmeleri Şekil 6.146 ile Şekil 6.149 arasında gösterilmektedir. Dikey yönündeki ivme grafikleri Çizelge 6.4'te verilen ISO 2631-1 standardına göre incelendiğinde, sürücü koltuğunun ve kabinin ağırlık merkezinin dikey yönündeki ivmelenme değerleri, tümsek yüksekliği arttıkça konforsuz değil bölgesinden konforsuz bölgeye doğru değişmektedir. Römorkun ağırlık merkezinin ivmelenme değerleri de tümsek yüksekliği arttıkça çok az konforsuz bölgeden çok konforsuz bölgesine geçmektedir. Ancak, şasinin dikey yönündeki ivme değerlerinde bu durum daha da farklıdır. Düşük tümsek yüksekliğinde bile, şasinin dikey yönündeki ivme değerleri aşırı konforsuz bölgede bulunmaktadır. Bu durum, şasinin süspansiyon sisteminin gözden geçirilmesi gerektiğini gösterir. Kabinin dikey yönündeki ivmelenmesi incelendiğinde, şasi tarafından kabine aktarılan dikey yönündeki ivme değerlerinin kabinin süspansiyon sistemi tarafından sönümlendiği görülmektedir. Sürücü koltuğunun dikey yönündeki ivme değerlerinin karmaşıklığı, kabinin ivme değerlerine kıyasla önemli ölçüde azalır. Ayrıca sürüş kalitesi incelendiğinde düşük tümsek yüksekliklerinde sürüş kalitesinin yüksek olduğu ve tümsek yüksekliği arttıkça sürüş kalitesinin de azaldığı görülmektedir.

Kamyon modelinde, sürücü koltuğuna, kabinin, şasenin ve römorkun ağırlık merkezlerine etki eden dikey yönündeki kuvvetler Şekil 6.150 ile Şekil 6.153 arasında gösterilmektedir. Kuvvet grafikleri ivme grafiklerine benzer özellikler göstermektedir.

Römork ağırlık merkezine etki eden dikey kuvvet $0,1\ m$ tümsek yüksekliğinde $70\ kN$ değerine ulaşırken, tümsek yüksekliği $0,025\ m$ olduğunda bu kuvvet değeri yaklaşık $17,5\ kN$ 'a düşer. Oluşan bu dikey yönündeki kuvvetler özellikle hassas yüklerin taşınmasında daha da önem kazanır ve üretilen yüksek kuvvetler nedeniyle, römorkun iç kısmında bu yüklere etki eden dikey yönündeki kuvvetleri azaltabilmek için özel bir sönümleme sistemi de tasarlanabilir. Kamyon şasisine etki eden dikey yönündeki kuvvetler, römorka etki eden dikey yönündeki kuvvetlerle benzer özelliklere sahiptir ve şasiye etki eden dikey kuvvetin değeri $0,1\ m$ tümsek yüksekliğinde $66,9\ kN$ 'a ulaşmaktadır. Tümsek yüksekliği $0,025\ m$ olduğunda bu kuvvet değeri yaklaşık $16,7\ kN$ 'a düşer. Kabine etki eden dikey yönündeki kuvvetler maksimum $1429\ N$ değerine ulaştığı için, kabinin süspansiyon sistemi, şasi tarafından aktarılan dikey yönündeki kuvvetleri sönümlemede başarılıdır. Sürücü koltuğuna etki eden dikey kuvvetler, kabin ve şaside oluşan dikey yönündeki kuvvet değerlerine kıyasla çok düşüktür. Bu, sürücü koltuğunun süspansiyon sisteminin dikey yönündeki kuvvetleri sönümlemede başarılı olduğunu gösterir. Diğer elemanlarda olduğu gibi, tümsek yüksekliği arttıkça, sürücü koltuğuna etki eden dikey yönündeki kuvvetler de o kadar artmaktadır. Özellikle römork ve kamyon şasesine yüksek kuvvetler etki etmektedir. Bu kuvvetler süspansiyon sistemine ve yatak elemanlarına önemli ölçüde yük bindirmektedir. Ancak sistem parametrelerinin büyüklüğü göz önüne alındığında bu değerler mantıklıdır. Elde edilen bu kuvvet değerleri göz önünde bulundurularak, yataklama elemanlarının seçiminin yapılması, sistemin uzun ömürlü ve sağlıklı çalışabilmesi açısından önemlidir.

Kamyon modelinde, kabinin ağırlık merkezine etki eden kafa vurma yönündeki yer değiştirme grafikleri Şekil 6.154'te ve yalpa yönündeki yer değiştirme grafikleri ise Şekil 6.155'te gösterilmektedir. Şasenin ağırlık merkezine etki eden kafa vurma yönündeki yer değiştirme grafikleri Şekil 6.156'da yalpa yönündeki yer değiştirme grafikleri Şekil 6.157'de verilmiştir. Römorkun ağırlık merkezlerine etki eden kafa vurma yönündeki yer değiştirme grafikleri Şekil 6.158'de yalpa yönündeki yer değiştirme grafikleri Şekil 6.159'da gösterilmektedir. Dikey yönündeki yer değiştirme hareketlerinde olduğu gibi kafa vurma ve yalpa yönlerinde meydana gelen yer değiştirmelerde tümsek yüksekliği arttıkça artmaktadır. Ayrıca, kafa vurma yönünde oluşan yer değiştirme ile kıyaslandığında, yalpa yönünde meydana gelen yer

değiştirme değerleri düşük seviyededir. Kamyon modelinde, kabinin ağırlık merkezine etki eden kafa vurma yönündeki hız grafikleri Şekil 6.160'ta ve yalpa yönündeki hız grafikleri ise Şekil 6.161'de gösterilmektedir. Şasenin ağırlık merkezine etki eden kafa vurma yönündeki hız grafikleri Şekil 6.162'de yalpa yönündeki hız grafikleri Şekil 6.163'te verilmiştir. Römorkun ağırlık merkezlerine etki eden kafa vurma yönündeki hız grafikleri Şekil 6.164'te, yalpa yönündeki hız grafikleri Şekil 6.165'te gösterilmektedir. Her bir hareket yönündeki hız grafikleri, aynı yöndeki yer değiştirme grafikleri ile karşılaştırıldığında genlik değerlerinin yaklaşık 10 kat yüksek olduğu görülmektedir. Yer değiştirme grafiklerine benzer şekilde, tümsek yüksekliği arttıkça, oluşan hızların genlik değerleri de artmaktadır. Ayrıca, kafa vurma yönündeki hız değerleri, yalpa yönündeki hız değerlerine kıyasla daha yüksektir.

Kamyon modelinde, kabinin ağırlık merkezine etki eden kafa vurma yönündeki ivme grafikleri Şekil 6.166'da ve yalpa yönündeki ivme grafikleri ise Şekil 6.167'de gösterilmektedir. Şasenin ağırlık merkezine etki eden kafa vurma yönündeki ivme grafikleri Şekil 6.168'de ve yalpa yönündeki ivme grafikleri Şekil 6.169'da verilmiştir. Römorkun ağırlık merkezine etki eden kafa vurma yönündeki ivme grafikleri Şekil 6.170'te, yalpa yönündeki ivme grafikleri Şekil 6.171'de gösterilmektedir. Kabin, şasi ve römorkun kafa vurma yönündeki ivme değerlerinin, yalpa yönündeki oluşan ivme değerlerinden daha yüksek değerlere sahip olduğu görülmektedir. Kasisli yol sona erdiğinde ise süspansiyon sisteminin, oluşan ivmeleri sönmülediği görülmektedir.

Kamyon modelinde, kabinin ağırlık merkezine etki eden kafa vurma yönündeki moment grafikleri Şekil 6.172'de ve yalpa yönündeki moment grafikleri ise Şekil 6.173'te gösterilmektedir. Şasenin ağırlık merkezine etki eden kafa vurma yönündeki moment grafikleri Şekil 6.174'te ve yalpa yönündeki moment grafikleri Şekil 6.175'te verilmiştir. Römorkun ağırlık merkezine etki eden kafa vurma yönündeki moment grafikleri Şekil 6.176'da, yalpa yönündeki moment grafikleri Şekil 6.177'de gösterilmektedir. Yalpa yönünde meydana gelen momentler ile kıyaslandığında, kafa vurma yönünde meydana gelen momentler oldukça yüksek değerdedir. Aracın hareket doğrultusu düşünüldüğünde bu durum mantıklıdır. Kamyon şasesinde meydana gelen kafa vurma yönündeki moment değerleri, kamyon kabininde meydana gelen kafa vurma yönündeki momente kıyasla oldukça yüksek değerlere sahip iken, bu durum

yalpa yönündeki momentlerde tam tersinedir. Römorkta oluşan momentler, kamyon şasesi ve kabini ile kıyaslandığında oldukça yüksektir. Bu durum özellikle römorkun uzun olması ve tekerleklerin sadece arka taraftan etki etmesinden kaynaklanmaktadır. Römorkta hassas yükler taşınması durumunda, oluşan yüksek momentler nedeniyle yüklerin devrilme riskini azaltmak için ayrıca önlemler alınması gerekmektedir.



BÖLÜM 7

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez çalışması kapsamında araç yol etkileşimleri ele alınmış ve bu etkileşimden kaynaklanan dinamik etkilerin araç aksamlarına olan etkileri incelenmiştir. Araç yol etkileşiminden kaynaklanan etkilerle araçta meydana gelen değişimlerin en gerçekçi şekilde incelenebilmesi için, bu çalışmalar tam araç modeli kullanılarak gerçekleştirilmiştir. İlk olarak 4 tekerlekli bir otomobilin tam araç modeli oluşturulmuş. Tam araç modeli, sürücü veya yolcu koltuğu, araç gövdesi ve tekerlekler ve her bir elemana ait süspansiyon sistemlerinden oluşmaktadır. Süspansiyon sistemi yay ve amortisörden oluşmaktadır. Oluşturulan bu modelde her elemanın atalet etkilerinin kütlesi tarafından, yaylanma veya elastiklik özelliklerinin süspansiyon sisteminin yayı tarafından ve sönümlenme özelliklerinin de yine süspansiyon sisteminin amortisör elemanı tarafından temsil edildiği kabul edilmiştir. Tekerlekler de ise yaylanma ve sönümlenme özellikleri tekerleği oluşturan kısımların bir özelliği olarak ele alınmıştır. Serbest cisim diyagramları vasıtasıyla sürücü veya yolcu koltuğunun ve 4 tekerleğin her birinde ayrı ayrı dikey yönde etki eden kuvvetler ele alınarak, fiziksel modellemeleri gerçekleştirilmiştir. Sürücü koltuğunda ve tekerleklerin her birinde ayrı ayrı D'Alambert prensibi kullanılarak, kuvvet dengeleri yazılmış ve matematiksel olarak hareket denklemleri elde edilmiştir. Araç gövdesi hem sürücü veya yolcu koltuğunun süspansiyon sistemi tarafından hem de ön ve arka akslarında bulunan süspansiyon sistemleri vasıtasıyla kuvvetlere maruz kalmaktadır. Araç gövdesinde dikey yönde kuvvetlerin oluşmasının yanı sıra, bu dikey kuvvetlerin farklı eksenlerde bulunmasından dolayı araç gövdesi ağırlık merkezine göre de momentler oluşur. Bu sebepten dolayı araç gövdesinde dikey kuvvetlerin analizinin yanında ortaya çıkan momentlerin de analiz edilmesi gerekmektedir. Genel bir kabul olarak, aracın soldan sağa doğru geçen eksen etrafında yapmış olduğu dönme hareketi kafa vurma (yunuslama, pitch) hareketi olarak, önünden arkasına doğru geçen eksen etrafında yapmış olduğu dönme hareketine yalpa (roll) ve dikey eksen etrafında yaptığı

dönme hareketine ise savrulma (yaw) denilmektedir. İlk olarak araç gövdesinde dikey yönde oluşan kuvvetlerin analizleri gerçekleştirilmiştir. Fiziksel modellemeden elde edilen kuvvetler D’Alambert prensibi kullanılarak, kuvvet dengeleri yazılmış matematiksel olarak hareket denklemleri elde edilmiştir. Daha sonra kafa vurma ve yalpa yönlerinde meydana gelen momentler yine D’Alambert prensibi kullanılarak momente dengeleri yazılmış ve matematiksel olarak hareket denklemleri elde edilmiştir. Savrulma durumu bu tez çalışmasının kapsamı dışında bırakılmıştır. Böylece 8 serbestlik derecesine sahip bir tam araç modeli elde edilmiştir. Elde edilen bu modelin farklı yol şartlarında analizleri gerçekleştirilmiştir.

Analizlerin gerçekleştirilebilmesi için literatürde farklı yöntemler bulunmaktadır. Bu tez çalışması kapsamında, literatürde araç modellerinin analizinde sıklıkla kullanılan yöntemlerin dışında bir yöntem olan Newmark Beta yöntemi kullanılmıştır.

Analizleri gerçekleştirebilmek için MATLAB programı kullanılmıştır. MATLAB programında hem araç parametrelerini hem yol parametrelerini hem de Newmark Beta yöntemini içeren programlar oluşturulmuştur.

Yol şartları olarak rastgele yol pürüzlülüğü ve rastgele olmayan yani önceden tasarlanmış yol pürüzlülüğü olarak ele alınmıştır. Rastgele yol pürüzlülükleri ISO 8608 yol standartlarına göre oluşturulmuştur. Bu standarda ait ilk 3 yol profili olan A, B ve C sınıfı yollarda araç üzerinde meydana gelen değişimlerin analizleri gerçekleştirilmiştir. ISO standardına göre oluşturulan yolların genlik değerlerinin düşük olması nedeniyle yapılan analizlerden, sürücü koltuğuna ve araç gövdesine etki eden kuvvetlerle araç gövdesine etki eden momentlerin değerlerinin oldukça düşük olduğu gözlemlenmiştir. Deplasman ve ivme değerlerinin de oldukça düşük olduğu, ivme değerlerinin ISO 2631-1 konfor standardına göre incelendiğinde gerekli sürüş konforunun sağlandığı görülmektedir. Tam araç modeli analizleri gerçekleştirilirken ISO yol standartlarında inceleme yapmanın, araç süspansiyon sisteminin araç yol etkileşiminden kaynaklanan dinamik etkileri azaltmada istenilen seviyede başarılı olup olmadığını anlayabilmek için tek başına yeterli değildir. Bu yüzden farklı yol profilinde de analizle gerçekleştirilmiştir.

Günlük hayatta trafikte sıklıkla kasisler ile karşılaşmaktadır. Bu yüzden bu tez çalışması kapsamında bu kasislerden geçerken araç aksamlarında meydana gelen değişimler de incelenmiştir. Bu maksatla, günlük hayatta en sık karşılaşılan kasis profili göz önünde bulundurularak yarım sinüs fonksiyonu kullanılarak kasislerin tümsek formu oluşturulmuştur. Araç tek bir kasisten geçebileceği gibi bir den fazla kasisten peş peşe de geçebilmektedir. Bu yüzden, bu tez çalışması kapsamında aracın hem tek kasisten hem de ardışık kasislerden geçerken analizleri gerçekleştirilmiştir.

İlk olarak farklı tümsek yüksekliğine sahip tek kasis modeli ele alınmıştır. Elde edilen sonuçlardan tümsek yüksekliği arttıkça, araç aksamlarında meydana gelen konum, hız, ivme, kuvvet ve momentlerde artışlar meydana geldiği görülmüştür. Oluşan ivmeler ISO 2631-1 standardına göre incelendiğinde, tümsek yüksekliği 0,025 m'den 0,1 m değerine doğru yükseldikçe sürücünün dikey ivmelenmelerinin konforsuz değil bölgesinden konforsuz bölgeye doğru geçtiği ve araç gövdesinin dikey ivmelenmelerinin konforsuz bölgeden aşırı konforsuz bölgeye doğru geçmektedir. Araç gövdesinde dikey yönünde oluşan kuvvet ile kafa vurma yönünde yüksek moment değerlerinin oluştuğu gözlemlenmiştir. Bu yüksek kuvvet ve momentler araç süspansiyon sistemleri ile yataklama elemanlarının üzerinde olumsuz etkilere neden olacaktır.

Birden fazla tümseğin olması durumunda araç aksamlarına etki eden dinamik kuvvetlerin analizlerinin gerçekleştirilebilmesi için, ardışık 2 kasise sahip yol profili tasarlanmıştır. Kasislerin farklı yüksekliklerde etkilerinin analiz edilebilmesi için 3 farklı durum göz önünde bulundurulmuştur. İlk olarak aynı tümsek yüksekliğine sahip kasislerin analizleri gerçekleştirilmiştir. Daha sonra, ilk tümseğin yüksek olduğu kasisli yol durumu incelenmiş ve son olarak ikinci tümseğin yüksek olduğu durumlarda analizler gerçekleştirilmiştir.

Aynı tümsek yüksekliğine sahip ardışık kasisli yol profilinde, tümsek yükseklikleri 4 farklı değerde ele alınmıştır. Elde edilen sonuçlar tek tümseğe sahip yol profili ile kıyaslandığında, oluşan değerlerde önemli bir farklılık olmadığı görülmektedir.

İlk tümseğin 0,1 m değerinde olduğu durumda ikinci tümsek yüksekliklerinin 0,025 m, 0,05 m, 0,075 m ve 0,1 m olduğu durumlarda analizler gerçekleştirilmiştir. İlk tümseğin yüksek olmasından dolayı, ikinci tümsek değeri düşük olsa dahi ilk tümseğin etkisiyle oluşan değerlerin en yüksek tümsek seviyesinde oluşan değerlere yaklaştığı görülmektedir.

İkinci tümseğin 0,1 m değerinde olduğu durumda ilk tümsek yüksekliklerinin 0,025 m, 0,05 m, 0,075 m ve 0,1 m olduğu durumlarda analizler gerçekleştirilmiştir. İkinci tümseğin yüksek olmasında dolayı, ikinci tümsek ile temas edildiği andan itibaren ilk tümseğin değeri düşük olsa bile ikinci tümseğin etkisiyle oluşan değerlerin en yüksek tümsek seviyesinde oluşan değerlere yaklaştığı görülmektedir.

Araç yol etkileşimleri incelenirken genel olarak yolun yaylanma ve sönümleme özellikleri dikkate alınmaz. Ancak her yolun kendine ait bir yaylanma ve sönüm değerleri bulunmaktadır. Özellikle toprak, çimen, çamurlu yol şartlarında bu durum daha belirgin olarak hissedilmektedir. Yol yaylanmasının ve sönümünün araç dinamiği üzerine etkilerinin incelenebilmesi için, tek tümsekli yol profilinde 5 farklı yol yay katsayısı ve 3 farklı yol sönümleme katsayısı göz önünde bulundurularak analizler gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizlerden elde edilen sonuçlara göre, yol sönümünün araç dinamiği üzerine çok etkili olmadığı görülmektedir. Ancak yol yaylanma katsayısında durum daha farklıdır. Yumuşak yol yaylanma katsayısında meydana gelen deplasman değerleri artarken, oluşan ivmelenme değerlerinde azalmalar görülmektedir. Yol yaylanma katsayısı arttıkça, deplasman değerleri azalarak, ivmelenme değerleri de artarak, yaylanma ve sönümleme özellikleri olmayan yol profili değerlerine yaklaşmaktadır.

Tam araç modeli olarak sadece otomobilleri düşünemeyiz. Bu yüzden otomobil dışında da bir aracın analizlerini gerçekleştirmek amacıyla, 6 akslı ve 22 serbestlik dereceli bir kamyon modeli ele alınarak dinamik analizler gerçekleştirilmiştir. Bu kamyon modeli, sürücü, kamyon kabini, kamyon şasesi, römork, kamyon tekerlekleri ve römork tekerleklerinden oluşmaktadır. Kamyon modelinin analizi için tıpkı otomobil modelinde olduğu gibi her bir araç aksamının serbest cisim diyagramı çizilerek, etki eden kuvvet ve momentler belirlenmiştir. Daha sonra her bir aksamda

yine D'Alambert yöntemi kullanılarak kuvvet ve moment dengeleri yazılarak hareket denklemleri oluşturulmuştur. Analizler Newmark Beta yöntemi kullanılarak MATLAB 'ta oluşturulan program ile gerçekleştirilmiştir. Yol girdisi olarak tek tümseğe sahip kasisli yol profili ele alınmıştır. Elde edilen sonuçlardan, sürücü koltuğunun, kabinin, kamyon şasesinin ve römorkun dikey deplasman değerlerinin düşük seviyede olduğu ancak dikey ivmelenme değerlerinin yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Özellikle tümsek yüksekliğinin 0,1 m olduğu durumda, sürücü koltuğunda ve römorkta bu durumun konforsuz seviyede, kamyon şasesinde ise aşırı konforsuz olduğu görülmektedir. Ayrıca kabinin dikey ivmelenme değerinin sürücü koltuğunun dikey ivmelenme değerlerinden iyi olması, sürücü koltuğunun süspansiyon parametrelerinin yeniden gözden geçirilmesi gerektiğini göstermektedir. Kamyon şasesinde ve römorkta oluşan dikey kuvvetlerin değerleri yüksektir. Bu durum kamyon şasesi ve römorkun süspansiyon sistemlerinin ve yataklama elemanlarının üzerinde olumsuz sonuçlara neden olabilir. Ayrıca römorkta taşınacak yüklere etki eden dikey kuvvetlerde yüksek olduğu için, hassas yüklerin taşınmasında dikkatli olunmalıdır. Kamyon kabini, şasesi ve römorkta kafa vurma ve yalpa yönlerinde oluşan deplasman ve hızlar düşük seviyelerdedir. Ancak kamyon şasesinde ve römorkta oluşan kafa vurma ivme değerleri yüksektir. Benzer şekilde kamyon şasesi ve römorkta oluşan kafa vurma momentleri yüksek seviyededir. Bu hem süspansiyon sistemlerine yük bindirerek olumsuz çalışma koşulları oluşturmaktadır hem de römorkta taşınacak yükün devrilmesine sebebiyet verebilecektir. Bu yüzden taşınan yüklerde devrilmeye karşıda önlem alınmalıdır.

KAYNAKLAR

1. Pisarski, D. and Bajer, C. I., “Active suspension control of 1D continuum under a travelling load”, *Theoretical Foundations of Civil Engineering Polish-Ukrainian-Lithuanian Transactions* Warsaw, Vol. 17, pp. 273-278 (2009)
2. İnternet: Yıldız Teknik Üniversitesi, “2 Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli PID Kontrolü”, <http://makteo.mkm.yildiz.edu.tr/files/OKlab.pdf>
3. Şefkat, G., Yüksel, İ. ve Şengirgin, M., “Pasif ve yarı aktif süspansiyon sistemlerinde sistem parametrelerinin etkileri”, <https://docplayer.biz.tr/29598331-Pasif-ve-yari-aktif-suspansiyon-sistemlerinde-sistem-parametrelerinin-etkileri.html>
4. Şengirgin, M., Yüksel, İ., Erzan, E., Şefkat, G., Şiren, M. N., “Pasif ve yarı aktif süspansiyon sistemlerinin titreşim yalıtım performansının incelenmesi”, *9. Uluslararası Makina Tasarım ve İmalat Kongresi*, Ankara, UMTİK (2000)
5. Yoshimura, T., Kume, A., Kurimoto, M. and Hino, J., “Construction of an active suspension system of a quarter car model using the concept of sliding mode control”, *Journal of Sound and Vibration*, 239(2): 187-199 (2001)
6. Lauwerys, C., Swevers, J. and Sas, P., “Robust linear control of an active suspension on a quarter car test-rig”, *Control Engineering Practice*, 13: 577-586 (2005)
7. Onat, C., Küçükdemiral, İ. B., Sivrioğlu, S. ve Yüksek, İ., “LPD kazanç-programlaması kullanarak aktif süspansiyon denetleyicisi tasarımı”, *Mühendis ve Makina*, Cilt: 47, Sayı: 562, 51-62 (2006)
8. Yao, J. L., Zheng, J. Q., “Semi-active suspension system design for quarter-car model using reference sliding mode control”, *IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety*, Shanghai, China 398-402 (2006)
9. Vassal, C. P., Sename, O., Dugard, L., Gaspar, P., Szabo, Z. and Bokor, J., “A new semi-active suspension control strategy through LPV technique”, *Control Engineering Practice*, 16: 1519-1534 (2008)
10. Türkay, S. and Akçay, H., “Aspects of achievable performance for quarter-car active suspensions”, *Journal of Sound and Vibration*, 311: 440-460 (2001)
11. Priyandoko, G., Mailah, M. and Jamaluddin, H., “Vehicle active suspension system using skyhook adaptive neuro active control”, *Mechanical Systems and Signal Processes*, 23: 855-868 (2009)

12. Darus, R. and Enzai, N. I., "Modeling and control active suspension system for a quarter car model", *International Conference on Science and Social Research (CSSR)*, Kuala Lumpur, Malaysia 1203-1206 (2010)
13. Vassal, C. P., Spelta, C., Sename, O., Savaresi, S. M., Dugard, L., "Survey and performance evaluation on some automotive semi-active suspension control methods: A comparative study on a single-corner model", *Annual Reviews in Control*, 36: 148-160 (2012)
14. Sanchez, E. A., "A quarter-car suspension system: car body mass estimator and sliding mode control", *Procedia Technology*, 7: 208-214 (2013)
15. Özdemir, A. ve Maden, D., "Aktif süspansiyon sistemli çeyrek araç modelinin gözlemleyiciyle optimal kontrolü", *SAÜ. Fen. Bil. Der.* 17. Cilt, 2. Sayı 181-187 (2013)
16. Sharma, P., Saluja, N., Saini, D. and Saini, P., "Analysis of automotive passive suspension system with matlab program generation", *International Journal of Advancements in Technology*, Vol. 4 No. 2, 115-119 (2013)
17. Qazi, A. J., Khan, A., Khan, M. T. and Noor, S., "A parametric study on performance of semi-active suspension system with variable damping coefficient limit", *AASRI Procedia*, 4: 154-159 (2013)
18. Çakan, A., "Karayolu taşıtları süspansiyon sisteminde aktif titreşim kontrolü", Yüksek Lisans Tezi, *Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Konya (2013)
19. Florin, A., Cosmin, M. R. I., Liliana, P., "Passive suspension modeling using matlab, quarter car model, input signal step type", *New Technologies and Products in Machine Manufacturing Technologies*, 258-263 (2013)
20. van der Sande, T. P. J., Gysen, B. L. J., Besselink, I. J. M., Paulides, J. J. H., Lomonova, E. A. and Nijmeijer H., "Robust control of an electromagnetic active suspension system: simulations and measurements", *Mechatronics*, 23: 204-212 (2013)
21. Kerumali, R. and Sawant, S. H., "Analysis of nonlinearity in spring and damper of vibration isolator subjected to harmonic excitation", *SSRG International Journal of Mechanical Engineering*, volume 1 issue 3, 5-9 (2014)
22. Sağlam, F. ve Ünlüsoy, Y. S., "Hidro-pnömatik süspansiyonlu araçlar için tümleşik sürüş konforu ve yükseklik kontrolü", 7. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa (2014)
23. Tandel, A., Deshpande, A. R., Deshmukh, S. P. and Jagtap, K., "Modeling, analysis and PID controller implementation on double wishbone suspension using simmechanics and simulink", *Procedia Engineering*, 97: 1274-1281 (2014)

24. Brezas, P., Smith, M. C. and Hoult W., "A clipped-optimal control algorithm for semi-active vehicle suspensions: theory and experimental evaluation", *Automatica*, 53: 188-194 (2015)
25. Appala, T. and Ghosal, A., "A mobile robot with a two-degree-of-freedom suspension for traversing uneven terrain with minimal slip: modeling, simulation and experiments", *Mechanism and Machine Theory*, 93: 83-97 (2015)
26. Huang, Y., Na, J., Wu, X., Liu, X. and Guo, Y., "Adaptive control of nonlinear uncertain active suspension systems with prescribed performance", *ISA Transactions*, 54: 145-155 (2015)
27. Wang, W., Song, Y., Xue, Y., Jin, H., Hou, J. and Zhao, M., "An optimal vibration control strategy for a vehicle's active suspension based on improved cultural algorithm", *Applied Soft Computing*, 28: 167-174 (2015)
28. Szymanski, G. M., Josko, M. Tomaszewski, F. and Filipiak, R., "Application of time-frequency analysis to the evaluation of the condition of car suspension", *Mechanical Systems and Signal Processing*, 58-59: 298-307 (2015)
29. Xie, X. D. and Wang, Q., "Energy harvesting from a vehicle suspension system", *Energy*, 86: 385-392 (2015)
30. Easu, D., Amrutha, R. and Siddharthan, A., "Experimental study on quarter car model using the combination of MR fluid damper and hybrid magnet", *International Journal of Applied Engineering Research*, Volume 10, Number 8, 6363-6366 (2015)
31. Rajeswari, K., Lavanya, S. and Lakshmi, P., "Grey fuzzy sliding mode controller for vehicle suspension system", *Control Engineering and Applied Informatics*, Vol. 17 No. 3, 12-19 (2015)
32. Sibiela, M., Raczka, W., Konieczny, J. and Kowal, J., "Optimal control based on modified quadratic performance index for systems disturbed by sinusoidal signals", *Mechanical Systems and Signal Processing*, 64-64: 498-519 (2015)
33. Martinez, J. C. T., Alcantra, D. H. and Menendez, R. M., "Semi-active suspension control with LPV mass adaptation", *IFAC-PapersOnLine* 48-26: 067-072 (2015)
34. Schiehlen, W. and Iroz, I., "Uncertainties in road vehicle suspensions", *Procedia IUTAM*, 13: 151-159 (2015)
35. Shen, Y., Chen, L., Yang, X., Shi, D. and Yang, J., "Improved design of dynamic vibration absorber by using the inerter and its application in vehicle suspension", *Journal of Sound and Vibration*, 361: 148-158 (2016)
36. Mohite, A. G. and Mitra, A. C., "Development and validation of non-linear suspension system", *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering*, 06-11 (2017)

37. Yıldırım, E. and Esen, I., "Using newmark beta method for quarter car analysis", *4th International Conference on Engineering and Nature Science*, Kiev-Ukraine 798-806 (2018)
38. Yıldırım, E. ve Esen, İ., "Çeyrek araç modelinde ikincil süspansiyonun yolcu konforuna ve araç sürüşüne olan etkisi", *19. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu*, İskenderun-Hatay 370-378 (2019)
39. Özcan, D., Sönmez Ü. and Güvenç, L., "Optimisation of the nonlinear characteristics of a light commercial vehicle", *International Journal of Vehicular Technology*, 1-16 (2013)
40. Demir, O., Keskin, I. and Cetin, S., "Modeling and control of nonlinear half-vehicle suspension system: a hybrid fuzzy logic approach", *Nonlinear Dyn*, 67: 2139-2151 (2012)
41. Huang, C. J., Lin, J. S. and Chen, C. C., "Road-adaptive algorithm design of half-car active suspension system", *Expert Systems and Applications*, 37: 4392-4402 (2010)
42. Jin, Y. and Luo, X., "Stochastic optimal active control of a half-car nonlinear suspension under random road excitation", *Nonlinear Dyn*, 72: 185-195 (2013)
43. Öcal, Z., Sert, E. ve Bingül, Z., "Araç devrilme dinamiğinin için model öngörülü kontrol", *TOK Bildiri Kitabı*, Kocaeli, (2014)
44. Gao, W., Zhang, N. and Du, H. P., "A half-car model for dynamic analysis of vehicles with random parameters", *5th Australasian Congress on Applied Mechanics*, Brisbane, Australia (2007)
45. Kruczek, A. and Stribrsky, A., "A full-car model for active suspension-some practical aspects", *IEEE*, 41-45 (2004)
46. Swevers, J., Lauwerys, C., Vandersmissen, B., Maes, M., Reybrouck, K. and Sas, P., "A model-free control structure for the on-line tuning of the semi-active suspension of a passenger car", *Mechanical Systems and Signal Processing*, 21: 1422-1436 (2007)
47. Lee, J., Lee, J. and Heo, S. J., "Full vehicle dynamic modelling for chassis controls", *F2008-SC-021* (2008)
48. Shirahatt, A., Prasad, P. S. S., Panzade, P. and Kulkarni, M. M., "Optimal design of passenger car suspension for ride and road holding", *J. of the Braz. Soc. of Mech. Sci. & Eng.*, 66-76 (2008)
49. Hajkarami, H., Samandari, H. and Rad, S. Z., "Analysis of chaotic vibration of nonlinear seven degrees-of-freedom full vehicle model", *3rd International Conference on Integrity, Reliability and Failure*, Porto-Portugal (2009)

50. Darus, R. and Sam, Y. M., "Modeling and control active suspension system for a full car model", *5th International Colloquium on Signal Processing & Its Applications (CSPA)*, 13-18 (2009)
51. Darus, R., "Modeling and control of active suspension for a full car model", M. Sc. Thesis, *Faculty of Electrical of Engineering-University Teknologi Malaysia*, (2008)
52. Creed, B., Kahawatte, N. and Varnhagen, S., "Development of a full car vehicle dynamics model for use in the design of an active suspension control system", *MAE272-Winter*, Paper I (2010)
53. Jahromi, A. F. and Zabihollah, A., "Linear quadratic regulator and fuzzy controller application in full-car model of suspension system with magnetorheological shock absorber", *IEEE*, 522-528 (2010)
54. Currier, P. N., "A method for modeling and prediction of ground vehicle dynamics and stability in autonomous systems", Ph. D. Thesis, Mechanical Engineering, *Virginia Polytechnic Institute and State University*, Blacksburg-Virginia (2011)
55. Ning, X., Zhao, C. and Shen, J., "Dynamic analysis of car suspension using Adams/Car for development of a software interface for optimization", *Procedia Engineering*, 16: 333-341 (2011)
56. Sun, F. and Cui, Y., "Influence of parameter variations on system identification of full car model", *Proceedings of the International MultiConference of Engineers and Computer Sciences*, Hong-Kong (2011)
57. Fang, Z., Shu, W., Du, D., Xiang, B., He, Q. and He, K., "Semi-active suspension of a full-vehicle model based on double-loop control", *Procedia Engineering*, 16: 428-437 (2011)
58. Soleymani, M., Montezari, M. G. and Amiryan, R., "Adaptive fuzzy controller for vehicle active suspension based on traffic conditions", *Scientia Iranica B*, 19(3): 443-453 (2012)
59. Dugard, L., Sename, O., Aubouet, S. and Talon, B., "Full vertical car observer design methodology for suspension control applications", *Control Engineering Practice*, 20: 832-845 (2012)
60. Chetan, J. S. and Priyal, P. R., "Parametric analysis of four wheel vehicle using Adams/Car", *International Journal Of Computational Engineering Research*, 263-268 (2012)
61. Qamar, S., Khan, L. and Ali, S., "Adaptive B-spline based neuro-fuzzy control for full car active suspension system", *Middle-East Journal of Scientific Research*, 16(10): 1348-1360 (2013)

62. Unger, A., Schimmack, F., Lohmann, B. and Schwarz R., "Application of LQ-based semi-active suspension control in a vehicle", *Control Engineering Practice*, 21: 1841-1850 (2013)
63. Mitra, A., Benerjee, N., Khalane, H. A., Sonawane, M. A., Joshi, D. R. and Bagul, G. R., "Simulation and analysis of full car model for various road profile on a analytically validated matlab/simulink model", *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering*, 22-33 (2017)
64. Eriksson, T., "Co-simulation of full vehicle model in adams and anti-lock brake systems model in simulink", M. Sc. Thesis, *Chalmers University of Technology*, Göteborg-Sweden (2014)
65. Löfdahl, M., Johnsson, R. and Nykanen, A., "Mobility measurement in six DOFs applied to the hub of a car", *Applied Acoustics*, 83: 108-115 (2014)
66. Paksoy, M., Guclu, R. and Cetin, S., "Semiactive Self-tuning fuzzy logic control of full vehicle model with MR damper", *Advances in Mechanical Engineering*, (2014)
67. Hamed, M., Belachew, T., Gu, F. and Andrew, B., "Vehicle suspension performance analysis based on full vehicle model for condition monitoring development", *University of Huddersfield Repository*, September (2014)
68. Nguyen, M. Q., Gomes da Silva Jr, J. M., Senname, O. and Dugard, L., "A state feedback input constrained control design for a 4-semi-active damper suspension: a quasi-LPV approach", *IFAC-PapersOnLine*, 48-14: 259-264 (2015)
69. Hassaan, G. A. and Abdul-Azim Mohammed, N., "Frequency response of 10 degrees of freedom full-car model for ride comfort", *International Journal of Scientific Research Engineering & Technology*, 43-49 (2015)
70. Wang, R., Jing, H., Karimi, H. R. and Chen, N., "Robust fault-tolerant H_∞ control of active suspension systems with finite-frequency constraint", *Mechanical Systems and Signal Processing*, 62-63: 341-355 (2015)
71. Fossati, G. G., Miguel, L. F. F. and Casas, W. J. P., "Multi-objective optimization of the suspension system parameters of a full vehicle model", *Optimization and Engineering*, 20: 151-177 (2019)
72. Hassen, D. B., Miladi, M., Abbes, M. S., Baslamisli, S. C., Chaari, F. Haddar, M., "Road profile estimation using the dynamic responses of the full vehicle model", *Applied Acoustics*, 147: 87-99 (2019)
73. Jing, H., Wang, R., Li, C. and Bao, J., "robust finite-frequency H_∞ control of full-car active suspension", *Journal of Sound and Vibration*, 441: 221-239 (2019)
74. Lines, J. A., "The suspension characteristics of agricultural tractor tyres", Ph. D. Thesis, *Cranfield Institute of Technology Silsoe College*, Cranfield (1991)

75. Hansson, P. A., "Optimization of agricultural tractor cab suspension using the evaluation method", *Computers and Electronics in Agriculture*, 12: 35-49 (1995)
76. Ahmed, O. B. and Goupillion, J. F., "Predicting the ride vibration of an agricultural tractor", *Journal of Terramechanics*, Vol. 34 No. 1, 1-11 (1997)
77. Deprez, K., Moshou, D., Anthonis, J., Baerdemaeker, B. D. and Ramon, H., "Improvement of vibrational comfort on agricultural vehicles by passive and semi-active cabin suspensions", *Computers and Electronics in Agriculture*, 49: 431-440 (2005)
78. Yang, Y., Ren, Q., Chen, L., Jiang, M. and Yang, Y., "Study on ride comfort of tractor with tandem suspension based on multi-body system dynamics", *Applied Mathematical Modelling*, 33: 11-33 (2009)
79. Dhoshi, N. P., Ingole, N. K. and Gulhane, U. D., "Analysis and modification of leaf spring of tractor trailer using analytical and finite element method", *International Journal of Modern Engineering Research*, Vol. 1 Issue. 2 719-722 (2011)
80. Flaugh, A. B., "Studies on power hop using a nonlinear model of an agricultural tractor", M. Sc. Thesis, *University of Nebraska*, Lincoln-Nebraska, (2011)
81. Zehsaz, M., Sadeghi, M. H., Etefagh, M. M. and Shams, F., "Tractor cabin's passive suspension parameters optimization via experimental and numerical methods", *Journal of Terramechanics*, 48: 439-450 (2011)
82. Shamshiri, R. and Ismail, W. I. W., "Design and analysis of full-state feedback controller for a tractor active suspension: implications for crop yield", *International Journal of Agriculture & Biology*, 12-831: 909-914 (2013)
83. Shamshiri, R., "Implementation of Galerkin's method and modal analysis for unforced vibration response of a tractor suspension model", (2013)
84. Ahmadi, I., "Development and evaluation of full-vehicle vibration model of MF 285 tractor", *Res. Agr. Eng.*, Vol. 60 No. 3, 107-114 (2014)
85. Langer, T. H., Ebbesen, M. K. and Kordestani, A., "Experimental analysis of occupational whole-body vibration exposure of agricultural tractor with large square baler", *International Journal of Industrial Ergonomics*, 47: 79-83 (2015)
86. Shinde, A. and Jadhav, S. G., "Vibration measurement and vibration reduction of steering wheel of an agricultural tractor", *International Journal of Science and Research*, Volume 5 Issue 7 (2016)
87. Paraforos, D. S., Griepentrog, H. W. and Vougioukas, S. G., "Country road and field surface profiles acquisition, modelling and synthetic realisation for evaluating

- fatigue life of agricultural machinery”, *Journal of Terramechanics*, 63: 1-12 (2016)
88. Pobedin, A. V., Dolotov, A. A. and Shekhovtsov, V. V., “Decrease of the vibration load level on the tractor operator working place by means of using of vibrations dynamics dampers in the cabin suspension”, *Procedia Engineering*, 150: 1252-1257 (2016)
 89. Raut, P. and Shekhawat, S. P., “Experimental analysis for vibration reduction of steering wheel assembly of agricultural tractor-review paper”, *International Conference on Global Trends in Engineering, Technology and Management*, 179-182 (2016)
 90. Brinkmann, C., “Experimental investigations on tractor tire vibration properties”, Ph. D. Thesis, *Institut für Agrartechnik*, Stuttgart (2016)
 91. Zheng, E., Fan, Y., Zhu, R., Zhu, Y. and Xian, J., “Prediction of the vibration characteristics for wheeled tractor with suspended driver seat including air spring and MR damper”, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 30(9): 4143-4156 (2016)
 92. Sim, K., Lee, H., Yoon, J. W., Choi, C. and Hwang, S. H., “Effectiveness evaluation of hydro-pneumatic and semi-active cab suspension for the improvement of ride comfort of agricultural tractors”, *Journal of Terramechanics*, 69: 23-32 (2017)
 93. Kabir, M. S. N., Chung, S. O., Kim, Y. J., Sung, N. S. and Hong, S. J., “Measurement and evaluation of whole body vibration of agricultural tractor operator”, *Int. J. Agric. & Biol. Eng.*, Vol. 10 No. 1 248-255 (2017)
 94. Cutini, M., Brambilla, M. and Bisaglia, C., “Whole-body vibration in farming: background document for creating a simplified procedure to determine agricultural tractor vibration comfort”, *Agriculture*, 84: (2017)
 95. Deboli, R., Calvo, A. and Preti, C., “Whole-body vibration: measurement of horizontal and vertical transmissibility of an agricultural tractor seat”, *International Journal of Industrial Ergonomics*, 58: 69-78 (2017)
 96. Zeljko B., Plascak, I., Jurisic, M., Vidakovic, I., Markovic, M. and Zimmer, D., “Produced levels of mechanical vibration on cabin of agricultural tractor by different agrotechnical surfaces”, *Agriculturae Conspectus Scientificus*, Vol. 83 No. 1 83-86 (2018)
 97. Kim, J. H., Dennerlein, J. T. and Johnson, P. W., “The effect of a multi-axes suspension on whole body vibration exposures and physical stress in the neck and low back in agricultural tractor applications”, *Applied Ergonomics*, 68: 80-89 (2018)
 98. Hady, S. A. and Seoud, A., “Control of driver whole-body vibration ride comfort in agricultural tractor”, *AgricEngInt: CIGR Journal*, Vol. 21 No. 2, 40-51 (2019)

99. Zheng, E., Zhong, X., Zhu, R., Xue, J., Cui, S., Gao, H. and Lin, X., “Investigation into the vibration characteristics of agricultural wheeled tractor-implement system with hydro-pneumatic suspension on the front axle”, *Biosystems Engineering*, 186: 14-33 (2019)
100. Sun, C., Nakashima, H., Shimizu, H., Miyasaka, J. and Ohdoi, K., “Physics engine application to overturning dynamics analysis on banks and uniform slopes for an agricultural tractor with a rollover protective structure”, *Biosystems Engineering*, 185: 150-160 (2019)
101. Onesto, L., Corno, M. and Savaresi, S., “Pitch dynamics analysis for an agricultural tractor with image processing validation through an off-board camera”, *IFAC-PapersOnLine*, 52-5: 492-497 (2019)
102. Gao, R., Wang, Y., Ji, B. and Yang, Z., “Ride comfort evaluation of an agricultural tractor seat on a vibration platform by human physiological response”, *Rev. Fac. Agron. (LUZ)*, 36(4): 902-907 (2019)
103. Zheng, E., Cui, S., Yang, Y., Xue, J., Zhu, Y. and Lin, X., “Simulation of the vibration characteristics for agricultural wheeled tractor with implement and front axle hydro-pneumatics suspension”, *Shock and Vibration*, (2019)
104. Todd, K. B. and Kulakowski, B. T., “Simple computer models for predicting ride quality and pavement loading for heavy trucks”, *Transportation Research Record*, 1215: 137-150 (1989)
105. Kawana, M. and Shimogo, T., “Active suspension of truck seat”, *Shock and Vibration*, 5: 35-41 (1998)
106. Kirkegaard, P. H., Nielsen, S. R. K. and Enevoldsen, I., “Heavy vehicles on minor highway bridges dynamic modelling of vehicles and bridges”, *Aalborg University Dept. of Building Technology and Structural Engineering*, Structural Reliability Theory, Aalborg, No. 171 Vol. R9721 (1997)
107. Valasek, M., Kortüm, W., Sika, Z., Magdolen, L. and Vaculin, O., “Development of semi-active road-friendly truck suspension”, *Control Engineering Practice*, 6: 735-744 (1998)
108. Cole, D. J., “Fundamental issues in suspension design for heavy road vehicles”, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 35 No 4-5, 319-360 (2001)
109. Xu, Y. L. and Guo, W. H., “Dynamic analysis of coupled road vehicle and cable-stayed bridge systems under turbulent wind”, *Engineering Structures*, 25: 473-486 (2003)
110. Valasek, M., Stejskal, V., Sika, Z., Vaculin, O. and Kovanda, J., “Dynamic model of truck for suspension control”, *Vehicle System Dynamics*, 28: 496-505 (1998)

111. Harris, N. K., O'Brien, E. J. and Gonzalez A., "Reduction of bridge dynamic amplification through adjustment of vehicle suspension damping", *Journal of Sound and Vibration*, 302: 471-485 (2007)
112. Gonzalez, A., O'Brien, E. J., Cantero, D., Li, Y., Dowling, J. and Znidaric, A., "Critical speed for the dynamics of truck events on bridges with a smooth road surface", *Journal of Sound and Vibration*, 329: 2127-2146 (2010)
113. Cantero, D., Gonzalez, A. and O'Brien, E. J., "Comparison of bridge dynamic amplifications due to articulated 5-axle trucks and large cranes", *Baltic Journal of Road and Bridge Engineering*, 6(1): 39-47 (2011)
114. Chen, Y. K., He, J., King, M., Feng, Z. X. and Zhang, W. H., "Comparison of two suspension control strategies for multi-axle heavy truck", *J. Cent. South Univ.*, 20: 550-562 (2013)
115. Park, D. W., Papagiannakis, A. T. and Kim, I. T., "Analysis of dynamic vehicle loads using vehicle pavement interaction model", *KSCE Journal of Civil Engineering*, 18(7): 2085-2092 (2014)
116. Roy, J., "Design cab suspensions and semi-active seat damping control strategies for tractor semi-trailers", Ph. D. Thesis, Graduate School of Clemson University, (2015)
117. Belhekar, P., Mate, M., Jagtap, G. and Bhekare, P., "Design, analysis and comparison of helical spring used in tractor seat application", *International Journal of Scientific Engineering and Technology Research*, Vol. 5, Issue 08, 1645-1648 (2016)
118. Gupta, A., Rastogi, V., "Effects of various road conditions on dynamic behaviour of heavy road vehicle", *Procedia Engineering*, 144: 1129-1137 (2016)
119. Shaohua, L., Shaopu, Y. and Liqun, C., "Investigation on cornering brake stability of heavy-duty vehicle based on a nonlinear three-directional coupled model", *Applied Mathematical Modelling*, 40: 6310-6323 (2016)
120. Ahan, A. O., Arisoy, D. O., Muderrisoglu, K., Yazici, H. and Guclu, R., "Vibration control of a semi-trailer truck for comfort with an output feedback H_∞ controller", *International Conference on Engineering and Nature Science*, Sarajevo, (2016)
121. Nurzaki, I., Abdullah, A. S. and Ramli, R., "Experimental validation of vehicle dynamic characteristics of a virtual heavy vehicle model", *Journal of Mechanical Engineering*, Vol SI 4(5): 131-143 (2017)
122. Harun, M. H., Samim, P. M., Hudha, K., Bakar, S. A. A. and Saad, A. Md., "Modelling and verification of tractor model", IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, (2019)

123. Ayçiçek, T., “Bir taşıt seyir dinamiği”, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul (2002)
124. Koç, M. A. and Esen, İ., “Modelling and analysis of vehicle-structure road coupled interaction considering structural flexibility, vehicle parameters and road roughness”, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 31(5): 2057-2074 (2017)
125. Yıldırım, E. ve Esen, I., “Dynamic behavior and force analysis of the full vehicle model using Newmark average acceleration method”, *Engineering, Technology & Applied Science Research (ETASR)*, Vol. 10, No. 1, 5330-5339 (2020)



ÖZGEÇMİŞ

Engin YILDIRIM, 1985 yılında Eyüpsultan/İstanbul'da doğdu. İlk ve orta öğrenimini İstanbul'da tamamladı. 2007 yılında Celal Bayar Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünde öğrenime başlayıp 2011 yılında mezun oldu. Aynı yıl Celal Bayar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Teorisi ve Dinamiği Ana Bilim Dalı'nda başlamış olduğu yüksek lisans programını 2014 yılında bitirmiştir. Hemen ardından Karabük Üniversitesi Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Doktora eğitimine başlamış olup şu an halen devam etmektedir. 2012 yılında Karabük Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'ne Araştırma Görevlisi olarak göreve başlamış olup, şu an görevine devam etmektedir.

İletişim Bilgileri:

Adres : Karabük Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Oda No: 306

Merkez / KARABÜK

E-posta : enginyildirim@karabuk.edu.tr