

**TAŞIT SÜSPANSİYON VE YORULMA TESTLERİ İÇİN BİR LASTİK
DÜŞEY MODELİNİN GELİŞTİRİLMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ceren ATEŞ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Programı

EYLÜL 2016

**TAŞIT SÜSPANSİYON VE YORULMA TESTLERİ İÇİN BİR LASTİK
DÜŞEY MODELİNİN GELİŞTİRİLMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Ceren ATEŞ
(503131706)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Programı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Özgen AKALIN

EYLÜL 2016

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503131706 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Ceren ATEŞ**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**TAŞIT SÜSPANSİYON VE YORULMA TESTLERİ İÇİN BİR LASTİK DÜŞEY MODELİNİN GELİŞTİRİLMESİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı: **Doç. Dr. Özgen AKALIN**

İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. İsmail Ahmet GÜNEY**

İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Muammer ÖZKAN

Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : 15 Mayıs 2016
Savunma Tarihi : 23 Ekim 2016

ÖNSÖZ

Yüksek lisans tez çalışmam boyunca değerli bilgileri, deneyimleri ve anlayışıyla bana yol gösteren tez danışmanım Doç. Dr. Özgen AKALIN'a minnet ve teşekkürlerimi sunarım. Deneysel verilerin sağlanmasındaki katkılarından dolayı Yük. Mak. Müh. Necat SEZGİN'e teşekkür ederim.

Tez çalışmalarım sırasında bana destek olan arkadaşlarıma ve hayatım boyunca bana destek olan aileme teşekkür ederim.

EYLÜL 2016

Ceren ATEŞ
(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	v
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	xi
ÖZET	xv
SUMMARY	xvii
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Araştırması	3
1.1.1 Analitik ve ampirik lastik modelleri	8
1.1.1.1 Lastiğin düşey titreşim mekanik modelleri	8
1.1.1.2 Nokta temas lastik modeli.....	9
1.1.1.3 Sabit temas alanı lastik modeli.....	10
1.1.1.4 Zaman değişken temas alanı lastik modeli.....	11
1.1.1.5 Lastiğin zarflama karakteristiği	13
1.1.2 Literatürde lastiklerin matematiksel modellenmesi	14
1.1.2.1 Yanal dinamik lastik modelleri	14
1.1.2.2 Sonlu elemanlar modelini kullanan lastik modelleri(FEM).....	15
1.1.2.3 Fiziksel lastik modelleri	16
1.1.2.4 Fırça modeli	16
1.1.2.5 Sonlu elemanlar lastik modeli.....	18
1.1.2.6 Modal lastik modeli	20
1.1.2.7 İleri yol tutuşu lastik modeli (PAC 2002).....	20
1.1.2.8 Gergin yay lastik modeli	22
1.1.2.9 Temas-kütle modeli.....	22
1.1.2.10 TMTP lastiğin ADAMS ile modellenmesi(2007).....	22
1.1.2.11 Pacejka' ya göre steady-state durumu için yarı ampirik modeller ...	23
1.1.2.12 Akıllı lastikler için basitleştirilmiş lastik modeli	23
1.1.2.13 The unitire model ve lineer olmayan lastik modeli.....	25
1.1.2.14 Basitleştirilmiş lastik modeli.....	25
1.1.3 Magic formula.....	26
1.1.3.1 Lastik model girdi miktarı.....	27
1.1.4 Lastik modellerinin özeti	28
1.1.5 State space model.....	29
1.2 Tezin Amacı	32
2. TEMEL KAVRAMLAR.....	33
2.1 Lastik.....	33
2.2 Lastik Dinamiği.....	34
2.3 Lastik Koordinat ve Lastik Kuvvet Sistemi	35
2.4 Lastik Rijitliği	36
2.4.1 Histeresiz etkisi	38
2.5 Lastik Temas Kuvvetleri	39

2.5.1 Statik lastik normal gerilim	39
2.5.2 Deformasyon ve yuvarlanma direnci	40
2.6 Lastik Hareket Denklemleri	41
2.7 Lastik Simülasyon Modelleri	43
2.8 Lastik Model Performans Testi TMPT	44
2.9 Lastik Dinamik Karakteristiği	45
2.10 Sentetik Yol Verisi	46
3. YÖNTEM	49
3.1 MATLAB ve Sistem Modelleme Programı	51
3.1.1 Gri kutu	53
3.1.2 Kara kutu	53
3.2 Verilerin Elde Edilmesi ve Test Düzenegi	54
3.3 Teorik Çözüm.....	68
3.3.1 Tek serbestlik dereceli sistemin transfer fonksiyonun elde edilmesi	68
3.3.2 Sistemin Gehmann modelinin transfer fonksiyonunun elde edilmesi.....	69
4. SONUÇLAR	71
4.1 Transfer Fonksiyonu ile Oluşturulan Matematiksel Kara Kutu Model.....	71
4.2 State Space ile Oluşturulan Matematiksel Kara Kutu Model	77
4.3 Transfer Fonksiyonu ile Oluşturulan Tek Serbestlik Dereceli Sistemin Matematiksel Gri Kutu Modeli	82
4.3.1 Gri kutu ile modellenen sistemin simulink ile doğrulanması.....	85
4.4 Transfer Fonksiyonu ile Oluşturulan Gehmann Modelin Matematiksel Gri Kutu Modeli	86
4.5 Sentetik Yol Verisi Oluşturma	90
4.5.1 Yol verisi verilerek gri kutu modellemesinin kullanımı	93
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	95
KAYNAKLAR	97
EKLER.....	101

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 4.1 : Tek serbestlik dereceli gri kutu modelleme sonuç çizelgesi.	85
Çizelge 4.2 : Gehmann lastik modeli gri kutu modelleme sonuç çizelgesi.	90

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Basitleştirilmiş Ftire Modeli Dorfi (2004)'den uyarlanmıştır.	4
Şekil 1.2 : Ftire ve deneysel sonuçların karşılaştırılması Dorfi (2004)'den uyarlanmıştır.....	5
Şekil 1.3 : Lastiğin yüzeyle temasından oluşan deformasyon Guan vd.(2011)'den uyarlanmıştır.....	7
Şekil 1.4 : Lastik rijitlik modeli Guan vd.(2011)'den uyarlanmıştır.....	7
Şekil 1.5 : Nokta temas lastik modeli Dukkipati (2008)'den uyarlanmıştır.....	9
Şekil 1.6 : Sabit temas bölgesi lastik modeli Dukkipati (2008)'den uyarlanmıştır. ...	10
Şekil 1.7 : Zaman değişken temas alanı lastik modeli Dukkipati (2008)' den uyarlanmıştır.....	11
Şekil 1.8 : Rijit lastik ile nokta temas modeli Dukkipati (2008)' den uyarlanmıştır.	13
Şekil 1.9 : Normal şartlarda Steady -state yanal kaymalı dönen lastik için FEM modeli ve hesaplanmış lastik yüzey temas alanı basıncı gösterimi (M.Ersoy 2010)	15
Şekil 1.10 : Lastik koordinat sistemi Fırça modeli Joško Deur , Jahan Asgari ve Davor Hrovat (2004) çalışmasından uyarlanmıştır.	18
Şekil 1.11 : Fırça Modeli Joško Deur , Jahan Asgari ve Davor Hrovat (2004) çalışmasından uyarlanmıştır.	18
Şekil 1.12 : Nonlinear sonlu elemanlar modeli F. Gauterin ve C. Ropers(2005) çalışmasından uyarlanmıştır.....	20
Şekil 1.13 : Lastik deformasyonu J. Holtschulze H. Goertz, T. Hüsemann, A (2005)'den uyarlanmıştır.	24
Şekil 1.14 : Serbest dönme etkisindeki lastikte lokal dış deformasyonu J. Holtschulze, H. Goertz, T. Hüsemann (2005)'den uyarlanmıştır.....	24
Şekil 1.15 : Fiziksel Lastik ModeliKonghui Guo , Dang Lu , Shih-ken Chen , William C. Lin & Xiao-pei Lu(2005)' ten uyarlanmıştır.....	26
Şekil 1.16 : Temas noktasındaki deformayonKonghui Guo , Dang Lu , Shih-ken Chen , William C. Lin & Xiao-pei Lu (2005)'ten uyarlanmıştır.....	26
Şekil 1.17 : Genel modelleme tablosu Pajacka'nın lastik modellemesine yaklaşımı Hans B. Pacejka (2012)'den uyarlanmıştır.	29
Şekil 1.18 : Pajacka'nın lastik modellemesine yaklaşımı Hans B. Pacejka (2012) ...	29
Şekil 1.19 : Çeyrek taşıt modeli fiziksel görünüm Bird, K.D.,& Martin, J.F. (1973)'den uyarlanmıştır.	30
Şekil 1.20 : Lastik ve yol arasındaki etkileşimi açıklamak için birçok test şekli ve yöntemi Bird, K.D. ve Martin, J.F. (1973)'den uyarlanmıştır.....	31
Şekil 2.1 : SAE Koordinat sisteminde lastiğe etkiyen kuvvetlerKasprzak (2006)'dan uyarlanmıştır.....	34
Şekil 2.2 : Düşey yüklenmiş durgun lastikN. Jazar(2014)'den uyarlanmıştır.	34
Şekil 2.3 : Lastik koordinat sistemi, kamber açısı ve kayma açısı (Reza N. Jazar 2014).....	35

Şekil 2.4 : Sıfır kamber açısında düşey yüklenmiş lastikler M.Ersoy (2010) ‘dan uyarlanmıştır.....	37
Şekil 2.5 : Lastik düşey rijitlik eğrisi M. Ersoy (2010) ‘dan uyarlanmıştır.....	37
Şekil 2.6 : Düşey, yatay ve yanal rijitlik eğrisi M.Ersoy (2010) ‘dan uyarlanmıştır.	37
Şekil 2.7 : Normal gerilimsiz, Fz normal yükü altındaki durgun lastiğe uygulanır(Reza N. Jazar 2008).....	39
Şekil 2.8 : Gerilim σ_z ve Fz normal yükü altındaki durgun lastiğin yandan görünüşü (Reza N. Jazar 2008)	40
Şekil 2.9 : Durgun lastikte normal gerilimin σ_z (x,y) temas alanındaki görüntüsü (Reza N. Jazar 2008)	40
Şekil 2.10 : Lastiğin sönüm yapısı Jazar (2008) ‘den uyarlanmıştır.	41
Şekil 2.11 : Lastiğin yaylı yapısı Jazar (2008) ‘den uyarlanmıştır.	41
Şekil 2.12 : Lastik yay ve sönüm elemanı ile modellenmesi (Blundell, Harty 2015)	42
Şekil 2.13 : Çeşitli lastik modellerine göre farklı uygulanabilir yöntemlerin tanıtımı ve dağılımı M. Ersoy (2010)' dan uyarlanmıştır.....	44
Şekil 2.14 : 30km/h hızda kasis üstünden geçen lastik (20x20 mm) M. Ersoy (2010)'dan uyarlanmıştır.....	45
Şekil 2.15 : Zamansal frekans ile boylamsal frekans ilişkisinin grafiği (ISO 8608:1995).....	47
Şekil 2.16 : Yolların sınıflandırılması (ISO 8608:1995)	48
Şekil 3.1 : MATLAB Sistem Modelleme Aracının Kullanımı	52
Şekil 3.2 : Lastik Test Düzenegi	54
Şekil 3.3 : Test esnasında kullanılan kasis çeşitleri Sezgin N. (2000)'den uyarlanmıştır.....	55
Şekil 3.4 : 20km/h hızla - 2 bar basınç -3000N	55
Şekil 3.5 : 20km/h hızla- 2 bar basınç -3000N FFT grafiği.....	55
Şekil 3.6 : 20km/h hızla – 3000N - 2 bar basınç filtreli 'Hız' verisi (50Hz pass-52Hzstop)	56
Şekil 3.7 : 20km/h hızla – 3000N - 2 bar basınç filtreli 'deplasman' verisi(50Hz pass-52Hzstop)	56
Şekil 3.8 : 40km/h hızla – 3000N - 2 bar basınca sahip	57
Şekil 3.9 : 40km/h hızla-3000N-2 bar basınç FFT grafiği.....	57
Şekil 3.10 : 40km/h hızla – 3000N - 2 bar basınç filtreli 'HIZ' verisi (50Hz pass-52Hzstop)	58
Şekil 3.11 : 40km/h hızla – 3000N - 2 bar basınç filtreli 'Deplasman' verisi (50Hz pass - 52 Hzstop)	58
Şekil 3.12 : 40 km/h hızla – 2000 N - 2 bar basınca sahip	59
Şekil 3.13 : 40 km/h hızla – 2000 N - 2 bar basınç FFT grafiği	59
Şekil 3.14 : 40 km/h hızla – 2000 N - 2 bar basınç filtreli 'HIZ' veri (50 Hz pass-52 Hz stop)	60
Şekil 3.15 : 40 km/h hızla – 2000 N - 2 bar basınç filtreli 'Deplasman' veri(50 Hz pass - 52 Hz stop)	60
Şekil 3.16 : 40 km/h hızla – 3000 N - 2.4 bar basınç.....	61
Şekil 3.17 : 40 km/h hızla – 3000 N - 2.4 bar basınç FFT grafiği	61
Şekil 3.18 : 40 km/h hızla – 3000 N - 2.4 bar basınç filtreli 'HIZ' verisi (50 Hz pass - 52 Hz stop)	62
Şekil 3.19 : 40 km/h hızla – 3000 N - 2.4 bar basınç filtreli 'Deplasman' verisi (50 Hz pass-52 Hz stop)	62
Şekil 3.20 : 60 km/h hızla- 3000 N - 2 bar basınç	63
Şekil 3.21 : 60 km/h hızla – 3000 N - 2 bar basınç FFT grafiği	63

Şekil 3.22 : 60 km/h hızla – 3000 N - 2 bar basınç filtreli 'HIZ' verisi (50 Hz pass-52 Hz stop)	64
Şekil 3.23 : 60 km/h hızla – 3000 N - 2 bar basınç filtreli 'Deplasman' verisi (50 Hz pass-52 Hz stop)	64
Şekil 3.24 : 40 km/h hızla -3000 N - 1.6 bar basınç	65
Şekil 3.25 : 40 km/h hızla -3000 N - 1.6 bar basınç FFT grafiği.....	65
Şekil 3.26 : 40 km/h hızla – 3000 N - 1.6 bar basınç filtreli 'Hız' verisi (50 Hz pass-52 Hz stop)	66
Şekil 3.27 : 40 km/h hızla – 3000 N - 1.6 bar basınç filtreli 'Deplasman' verisi (50 Hz pass-52 Hz stop)	66
Şekil 3.28 : Tek serbestlik dereceli model sistem.....	68
Şekil 3.29 : Gehmann Model	69
Şekil 4.1 : 3000 N yük altında 20 km/h hızda 2 bar basınçtaki lastiğin transfer fonksiyonu ve grafik denkliği	71
Şekil 4.2 : 3000 N yük altında 40 km/h hızda 2 bar basınçtaki lastiğin transfer fonksiyonu ve grafik denkliği	72
Şekil 4.3 : 40 km/h hızda 2 bar basınçtaki lastiğe uygulanan yük 2000 N transfer fonksiyonu ve grafik denkliği	73
Şekil 4.4 : 40 km/h hızda 2.4 bar basınçtaki lastiğe uygulanan yük 3000 N transfer fonksiyonu ve grafik denkliği	73
Şekil 4.5 : 3000 N yük altında 60 km/h hızda 2 bar basınçtaki lastiğin transfer fonksiyonu ve grafik denkliği	74
Şekil 4.6 : Simulink ile system identification'da elde edilen matematiksel modelin doğrulanması	75
Şekil 4.7 : Simulink step fonksiyonu ile girdi oluşturma	76
Şekil 4.8 : Simulink ile elde edilen matematiksel modelin doğrulanması.....	76
Şekil 4.9 : Elde edilen matematiksel modelin kullanımı ile simulink ortamında oluşturulan sonuç ile deneyler sonucu oluşan sonucun karşılaştırılması	76
Şekil 4.10 : State space model ile 3000 N ile yüklü 20 km/h hızda ve 2 bar basınçta yakınsama %78 dir.....	77
Şekil 4.11 : State space model ile 2000 N yük altında 40 km/h hızda ve 2 bar basınçta yakınsama %63 dür.....	78
Şekil 4.12 : State space model ile 3000 N yük altında 40km/h hızda ve 2 bar basınçta yakınsama %81 dir.....	78
Şekil 4.13 : State space model ile 3000 N yük altında 40 km/h hızda ve 2.4 bar basınçta yakınsama %57 dir.....	79
Şekil 4.14 : State space model ile 60 km/h hızda ve 2 bar basınçta yakınsama %84 dür.....	80
Şekil 4.15 : Simulink ile sistem identification'da elde edilen state space matematiksel modelin doğrulanması	80
Şekil 4.16 : Simulink ile elde edilen matematiksel modelin doğrulanması (state space model).....	81
Şekil 4.17 : Simulink simout komutu kullanımı.....	81
Şekil 4.18 : 40km/h hızda 2 bar basınç 2000N lastiğin transfer fonksiyonu ve grafik denkliği.....	82
Şekil 4.19 : 40 km/h hızda 2 bar basınç 3000 N lastiğin transfer fonksiyonu ve grafik denkliği.....	83
Şekil 4.20 : 40 km/h hızda 2.4 bar basınç 3000 N lastiğin transfer fonksiyonu ve grafik denkliği	84

Şekil 4.21 : 60 km/h hızda 2 bar basınç 3000 N lastiğin transfer fonksiyonu ve grafik denkliği	84
Şekil 4.22 : Simulink Gri kutu modelleme sistemi ile elde edilen matematiksel moedelin doğrulanması	85
Şekil 4.23 : Simulink simout komutunun kullanımı	86
Şekil 4.24 : 40 km/h hızda 2 bar basınç 2000 N lastiğin transfer fonksiyonu ve grafikyakınsama %68,12	87
Şekil 4.25 : 40 km/h hızda 2 bar basınç 3000 N lastiğin transfer fonksiyonu ve grafik yakınsama %65,45.....	88
Şekil 4.26 : 40km/h hızda 2.4 bar basınç 3000N lastiğin transfer fonksiyonu ve grafik yakınsama %60,69	89
Şekil 4.27 : 60km/h hızda 2 bar basınç 3000N lastiğin transfer fonksiyonu ve grafik yakınsama %71,75.....	90
Şekil 4.28 : ISO 8608'e göre oluşturulan yol verisi	91
Şekil 4.29 : Simulinkte oluşturulan yol verisinin daha önceden bulunan sistemin matematiksel modeli ile çözüm şeması	92
Şekil 4.30 : Simulinte kullanılacak olan sentetik veri	92
Şekil 4.31 : Girdi ve çıktının grafiksel gösterimi.....	92
Şekil 4.32 : Sentetik yol verisinin Gri kutu matematiksel modeline girdi olarak verilmesi sonucu elde edilen çıktı	93

TAŞIT SÜSPANSİYON VE YORULMA TESTLERİ İÇİN BİR LASTİK DÜŞEY MODELİNİN GELİŞTİRİLMESİ

ÖZET

Lastik aracı yola bağlayan, hareketin iletimini saylayan aracın en önemli komponentlerinden birisidir. Yanal ve düşey kuvvetler lastik ile yoldan araca iletilir. Ayrıca lastik araçta bir süspansiyon elemanı olarak görev yapmaktadır. Bu sayede yoldan gelen düzgünsüzlükler sönümlenir. En başta güvenlik olmak üzere konfor üstünde de etkisi yüksektir.

Lastik, taşıt yükünü desteklemesi, taşıtı süren, frenleyen ve rehberlik eden kuvvetleri aktarması, yol düzensizliklerinin etkilerini taşıt süspansiyonuna aktarmadan ikincil bir süspansiyon gibi sönümlemesi gibi birçok fonksiyona sahip olduğu için taşıtın en önemli bileşenlerinden biridir. Sentetik polimer katları, yüksek katsayılı kordonların esnek filamentleri, cam fiber ve benzeri materyalleri içeren lastik oldukça karmaşık bir yapıya sahiptir. Yol yüzeyine temas eden tek komponent lastik olduğu için, neredeyse tüm kuvvet ve momentler lastik üzerinden aktarılır ve taşıt dinamiğini anlayabilmemiz için lastik temas bölgesindeki bu kuvvet ve momentleri bilmemiz gerekir.

Lastiğin taşıt üzerindeki etkilerini kaba olarak tasvir etmek için birkaç genel unsura göz atılmalıdır. Taşıt gücü, terminolojideki ismiyle tahrik açısından bakılırsa, motorun gücünden maksimum yararlanmak istenildiğinde tutunması kuvvetli lastikler seçilmelidir, aksi halde gücün bir kısmı kaymada kaybedilecek ve lastikler hızlıca aşınacaktır. Lastikler güvenlik açısından taşıt üreticilerinin isteklerine göre, iyi kararlaştırılmış ağırlığı taşıyacak, belirli bir maksimum hıza dayanabilecek ve minimum frenleme mesafesi sunacak şekilde tasarlanmaktadır.

Konfor ise daha çok lastiğin rijitliğine ve lastik yanağının yüksekliğine bağlıdır bu yüzden üreticiler genellikle ideal ölçüler talep etmektedir. Örneğin genel yarıçap aynı kalacak şekilde büyük fakat kabak lastikler tercih edilebilir; fakat bu seçim tahrik ve manevra açısından avantaj kazandırırken konfor konusunda dezavantaj yaratmaktadır.

Lastik yapısı çok çeşitlilik gösterebilmektedir. Radyal ve diyagonal lastikler olarak iki ana grupta incelenirler. Fakat genel olarak lastiklerde çelik kuşak, kauçuk yuvarlanma yüzeyi, karkastan oluşmaktadır. Taşıtın davranışı lastiğe gelen kuvvetler tarafından belirlenir. Bu oluşan kuvvetlere lastiğin tepkisi, araç davranışını ve yol tutuşunu belirler. Bu nedenle lastik, çok önemli bir taşıt elemanıdır. Kauçuk yapıya sahip lastikler kompozit olarak adlandırılabilir. Bu nedenle davranışlarını önceden hesaplamak, analizde bulmak kolay değildir. 1920 yılından bu yana, lastik dinamik davranışını belirlemek ve analiz edebilmek için birçok yöntem ile lastik modeli geliştirilmiştir. Günümüzde lastiğin cevabını en doğru şekilde belirleyebilmek için birçok lastik modeli ve modelleme yöntemi bulunmaktadır.

Bu tez çalışmasında lastiğin döner tambur üzerindeki bir engel üzerinden geçirilmesi ile elde edilmiş olan deneysel veriler MATLAB Sistem Tanımlama Modülü yardımı ile analiz edilmiş ve lastiğin bir düşey matematiksel modeli elde edilmeye çalışılmıştır. Elde edilen lastik modeli sayesinde kullanılan lastiğin bir transfer fonksiyonunun elde edilmesi amaçlanmıştır. Farklı yük, şişirme basıncı ve hızın model parametreleri üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Elde edilen transfer fonksiyonu yardımıyla tanımlanmış standart yol pürüzlülüklerinin aks titreşimleri üzerine etkileri hesaplanmıştır. Elde edilen modelin yorulma ve süspansiyon testlerini kolaylaştırması beklenmektedir. Bulunan matematiksel modele farklı yol şartları girdi olarak verilerek analize de kolaylık sağlanması amaçlanmıştır. Farklı modellemeler ve yöntemler kullanılarak matematiksel modeller hesaplanmıştır. Bu modeller 'Matlab' da araç yardımı ile ve bazı özel modelleme yöntemleri kullanılarak hesaplanmıştır. Bu modeller literatüre uygun olarak tasarlanmıştır. Ayrıca modellerin doğruluğu 'Simulink' programı ile kontrol edilmiştir. Teorik ve deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır. Farklı girdiler verilerek modelin uygulanabilirliği endüstriyelleşebilecek olması incelenmiştir. Literatürdeki en büyük arayış basit ve doğru modeli elde edebilmektir. Bunun için de bu çalışma yapılmıştır.

DEVELOPMENT OF A VERTICAL TYRE MODEL FOR VEHICLE SUSPENSION AND FATIGUE TESTING

SUMMARY

One of the most important component is tyre which is able to connect the vehicle to ground and force transfer between ground and tyre. Vertical and lateral forces have been transmitted ground to car. In addition tyre is a suspension part in car. Through tyre is a suspension component, irregularities coming from road have been damped. Tyre have really big effect on not only safe driving but also comfort. Tyre structure have too many variety.

A tire or tyre is a ring-shaped vehicle component that covers the wheel's rim to protect it and enable better vehicle performance. Most tires, such as those for automobiles and bicycles, provide traction between the vehicle and the road while providing a flexible cushion that absorbs shock. The materials of modern pneumatic tires are synthetic rubber, natural rubber, fabric and wire, along with carbon black and other chemical compounds. They consist of a tread and a body. The tread provides traction while the body provides containment for a quantity of compressed air. Before rubber was developed, the first versions of tires were simply bands of metal fitted around wooden wheels to prevent wear and tear. Early rubber tires were solid (not pneumatic). Today, the majority of tires are pneumatic inflatable structures, comprising a doughnut-shaped body of cords and wires encased in rubber and generally filled with compressed air to form an inflatable cushion. Pneumatic tires are used on many types of vehicles, including cars, bicycles, motorcycles, buses, trucks, heavy equipment, and aircraft. Metal tires are still used on locomotives and railcars, and solid rubber (or other polymer) tires are still used in various non-automotive applications, such as some casters, carts, lawnmowers and wheelbarrows. Tires are one of the most important components of the vehicles due to their various functions such as supporting the vehicle load, transmitting the forces which drive, brake and guide the vehicle, acting like a secondary suspension for damping the effects of road irregularities without transmitting these to the vehicle suspension.

Tires have a very complex structure including synthetic polymer layers, high-modulus cords, glass fiber and etc. materials. Due to being the only component to contact with road, almost all the forces and torques are transferred through the tires and to understand the vehicle dynamics it is crucial to know the forces and torques at the contact area. The first patent for what appears to be a standard pneumatic tire appeared in 1847 lodged by the Scottish inventor Robert William Thomson. However, this never went into production. The first practical pneumatic tire was made in 1888 on May Street. Fagan participated in designing the first pneumatic tires. In Dunlop's tire patent specification dated 31 October 1888, his interest is only in its use in cycles and light vehicles. In September 1890, he was made aware of an earlier development but the company kept the information to itself. The materials of modern pneumatic tires can be divided into two groups, the cords that make up the ply and the elastomer which encases them. Cords and elastomers. A tire carcass is composed of several parts: the tread, bead, sidewall, shoulder, and ply.

Tyre generally have two different kind of type one of them is radial and the other one is diagonal. But generally, tyre have steel line, rubber line and framework. Vehicle behaviour is always determined by force which come from tyre. Tyre have composite structure because of that it is not easy to defined tyre behaviour. Since 1920, too many mathematical tyre model have been created and have been worked because of to define the tyre structure and for make assumption. In this years we have too many mathematical tyre model to define the tyre structure and to determine the vehicle characteristic.

To describe the effects of the tire on the vehicle, some fundamental elements must be considered. From the point of vehicle power, as it is called as traction in the terminology, to benefit the motor power in maximum, tires with strong holding ability must be chosen, otherwise the power will be lost by sliding and tires will be eroded quickly. Tires are produced according to the needs of the manufacturers to carry a certain weight, to be suitable for a significant maximum speed and to give a minimum brake distance.

Comfort is more related to the rigidity of the tires and the height of its sidewall and for those reasons manufacturers usually demands ideal dimensions. For example, as the overall diameter stays the same, slick tires could be chosen; however, while this

choice gives the advantage of from the point of actuation and maneuvering, it can create disadvantages related to comfort.

Due to the desire in industry to manufacture the products on time with minimum cost, real world modeling and simulations are gone popular in recent years. In the automotive industry detailed multiple body simulations are widely used to understand the vehicle behaviors.

MATLAB is the most helpfull program to simulate and defined mathemetaical models. Lots of researher used Matlab to define different kind of mathematical models. And the most important thing is to use this programme gives more quick result.

In this study, tyre was turned over the cleat which have specific geometry. Experimental datas have been found after the trials. These experimental force data have been analized by MATLAB and at the end of the study tyre mathematical vertical model have been found. The aim of this study is to define tyre vertical damping and vertical spring coefficient by way of mathematical model which found from Matlab. Second aim is to apply different road datas to the same vertical mathematical tyre model and to define the output which is not known without any experiment. Too many researcher worked on to define the mathematical models of tyre. There are too many researches but generally need too much effort and time. So searh for more easy and true model. Matlab grey box model and black box model used in this study. Gehmann model and point follower model solved theoritically and in addition in Matlab. State space model and transfer function model was used to define mathemeatical models. Gehmann model result have been showned with transfer function model. All mathematical models have been used to in another special road. For example Belgium block road data created and used as an input to mathematical model which found from grey box modelization. Then different kind of road structure added as an input to model. In this study, we need an easy defined model for tyre so worked on to define a good fit model for tyre using input and output test datas.

1. GİRİŞ

Aracın performans değerlendirmesinde en önemli ölçütlerden biri sürüşdür. Fakat sürüş kalitesinin hesaplanması kişiden kişiye göre değişkenlik gösterir. Araç sürüş dinamiğinin de kullanılan birçok matematiksel model bulunmaktadır. Elektronik, sensör ve eyleyicilerden oluşan birçok gelişme sayesinde, aracın sürüş kalitesini iyileştirmek için kontrol sistemlerinin kullanılması yaygınlaşmıştır. Taşıt dinamiğinde ve araç sürüş performansında en önemli ölçütlerden bir tanesi taşıt lastiklerinin dinamik davranışı ve sürtünme davranışlarıdır. Lastik modelleri sayesinde literatürde birçok taşıt performansı incelenmesi ve taşıt dinamiği çalışmaları yapılmaktadır. Taşıt dinamiği ve performansı çalışmaları yapabilmek için lastiğin çok iyi bir biçimde modellenmesi ve dinamik davranışının çok iyi bir biçimde anlaşılması gerekmektedir. Lastik modeli uygun bir şekilde oluşturulduğu takdirde lastikten gelen kuvvetlerin iletimi de bir o kadar doğru ve güvenilir olacaktır. Eğer ki lastik modeli iyi modellenemez ise iletilen yükler değişecektir ve gerçeği yansıtamayacaktır. Bu durumda taşıt dinamiğinin incelenmesi açısından modelin gerçekten uzaklaşmasına neden olacaktır.

Taşıt dinamiğinde tüm kuvvet ve momentler araca lastik tarafından transfer edildiği için çok kritik bir rol oynarlar. Araç davranışı lastik ve lastik-yol temasının karakteristiğine bağlıdır. Altmış yıl boyunca araç dinamik analizi ve simülasyonu için farklı tip matematik modeller geliştirildi. Bu geliştirilen tipler uygulamanın alanına bağlı olarak farklı karmaşık yapılara sahiptirler. Bu nedenle lastik modelleri yıllardır birçok makaleye konu olmuştur. Lastik modelleri araç kontrolünde çok fazla kullanılmıştır. Genelde çalışmacılar lastik modellerini geliştirmişlerdir. Çünkü lastik modelinin geliştirilmesi demek araç dinamiği açısından daha iyi sonuçlar elde etmek demektir. Araç dinamiği modellerinin gelişmesi için lastik modellerinin de gelişmesi gerekmektedir. Dinamik düşey kuvvetler çok dikkatli bir biçimde gözlemlenmelidir. Çünkü tüm araç dinamiği analizi açısından çok önemli bir yapıya sahiptir. Lastiğin dinamik düşey modeli, lastikteki düşey kuvvetleri analiz eder. Lastik modelinin mekanik karakteristiği, lastiğin sadece dikey elastik karakteristiğini

İçermekle kalmayıp aynı zamanda, lastik zemin arasındaki temasın ilişkisini de inceler.

Eğer ki lastiği düzgün bir şekilde modelleyebilirsek, sonuçta çok daha gerçeğe yakın dinamik analizler yapılarak taşıt dinamiği çalışmaları yapılabilir. Bu nedenle bu çalışmada lastik dikey dinamiğinin incelenmesi yapılmıştır. Birçok matematiksel lastik modeli incelenmiştir. Bunun sonucunda MATLAB sistem tanımlama (Identification) aracı kullanılarak gerçeğe yakın lastik dinamik matematiksel modeli oluşturulmuştur. Sistem tanımlama (Identification) aracının oluşturulma amacı, deneysel girdi ve çıktılar verilerek basit bir biçimde dinamik sistemin matematiksel modelini oluşturmaya yarar. Modelleme yaparken aynı frekans ya da zaman çizelgesinde olmasına dikkat edilmelidir. Test verisi toplanırken buna dikkat edilmesi gerekir. Sonuç olarak aynı çizelgede olmadığı zaman bir sonuç alınamaz. Sürekli zaman transfer fonksiyonu, ayrık zaman transfer fonksiyonu, state space model olarak sistemi modelleme amacı vardır. Bu toolbox sayesinde parametreler belirlenebilmektedir. Örneğin bu çalışmada lastiğin yay ve sönüm karakteristiği araştırılmaktadır. Taşıt hızlandırılmış yorulma ve süspansiyon komponentlerinin testlerinde hareketin eyleyiciler ile doğrudan aksa iletildiği bilinir. Yol sinyallerinin iletilebilmesi için lastiği simüle eden lastik düşey modellerine ihtiyaç duyulmaktadır. Literatürde yapılan birçok çalışmadan yola çıkılarak çok daha kolay kullanıma sahip, daha hızlı sonuç veren ve endüstriyel olmaya daha yakın olan bir lastik modelleme yöntemine ihtiyaç olduğu söylenebilir. Bu ihtiyaç nedeniyle geliştirilmiş olan çok fazla lastik modeli mevcuttur. Guan'ın (2008) yaptığı çalışmasında ve ayrıca Dorfi (2004) de yaptığı çalışmasında bu duruma değinmiştir. Ayrıca Guo vd. (2005) modelin form olarak daha basit, daha az parametre içeren ve tatmin edici bir doğruluğunun olması istenmektedir. Lastiğin basit modellenme yöntemlerinin araştırılması yıllardır devam etmektedir. Bu çalışma da bu araştırmalara ek olması için farklı bir bakış açısı sunmaktadır. Taşıt sürüş karakteristikleri ve yorulma dayanımı genellikle hidropuls (four-poster) veya hidrolik eyleyiciler üzerinde yol şartları simüle edilerek test edilmektedir. Ancak birçok durumda yol sinyalleri doğrudan aks üzerine veya test edilen komponentlere doğrudan etkitilmektedir. Standart yol sinyallerinin aks üzerine etkitilebilmesi için taşıt lastiklerinin düşey davranışını temsil eden transfer fonksiyonlarına ihtiyaç vardır.

1.1 Literatür Araştırması

Literatürde, lastiğin engel üzerinden geçerken oluşturduğu titreşim ve deplasman değerleri detaylı incelenmiştir. Sistemin cevabı incelenmiş ve deneysel çalışmalar ile karşılaştırılmıştır. Yapılan çalışmalarda deneysel verilere en yakın sonucu veren program ve yöntemler kullanılmıştır ve bu yöntemler analiz edilmiştir.

Guan (2008) çalışmasında MPTM modelinin lastiğin engel üzerinden geçerken modellenmesini sağlayacak model olarak tanımlar. Düşey yükleme için modellenmesinin kolay olduğundan bahsetmiştir. Diğer yönlerdeki yüklemeler için ise üç boyutlu modelin oluşturulmasının uygun olacağını savunur. Düşey model, düşeydeki deformasyonun deneysel olarak bulunması ile hesaplanmıştır. Diğer yönlerdeki modeli oluşturmak için ise MPTM modeli üç boyutlu modeli tasarlanır. Çalışmasında dikdörtgen şeklindeki engelden geçen araç hızı 2 km/h 'dır ve yüksekliği 0.02 m' dir.

Lastik karkasının deformasyon formulasyonu Duan'ın modelinde aşağıdaki denklem (1.1)' deki gibidir.

$$D = H \times f$$

D= lastiğin deformasyon vektörü

f= etki eden kuvvet vektörü

H= lastik karkasının matrisi

Fr: radyal kuvvet vektörü

ft: tanjant kuvvet vektörü

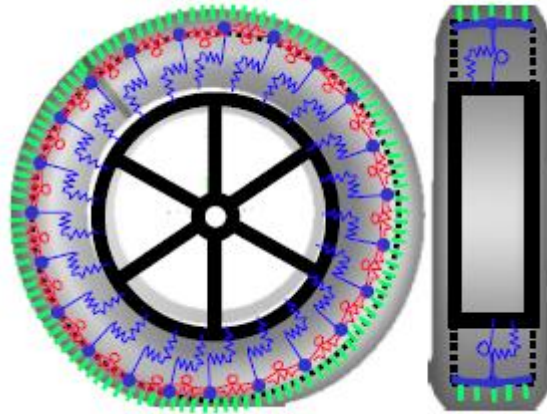
H_{rr}ve **H_{rt}**: radyal ve düşey yöndeki deplasman matrisidir.

$$Hl_p(w) = \sum_{k=1}^N \frac{\phi_{lk} \phi_{pk}}{K_k - M_k w^2 + j C_k w} \quad (1.1)$$

K_r, M_r ve C_r modal katılık modal kütle ve modal sönümdür.

Duan çalışmasının sonucunda deneysel ve simülasyon sonucu arasındaki farkları rahatlıkla gözlemleyebilmiştir. Lastik ve engel arasındaki temas zamanlamaları arasında test ve simülasyonda çok büyük farklar vardır. Testten elde edilen temas zamanı daha uzundur. Ulaşılan sonuçların doğruluğu deneysel verilerle kıyaslama

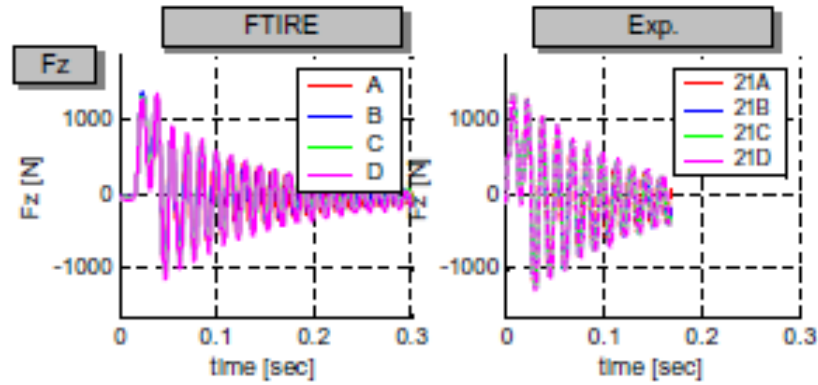
sonucunda belirlenir. Bu çalışmalara benzer olarak en çok öne çıkan çalışmalardan bir tanesi Hans R.Dorfi 'nin (2004) yapmış olduğu çalışmadır. Hans R.Dorfi çalışmasında aynı engel üzerinden aracın farklı hızlarda geçişi esnasında ölçümler almıştır. Ölçülen değerler ile analizler yapmıştır. Model ile deneysel sonuçlar arasındaki en iyi korelasyon için birçok model denenmiş ve en uygunu bulunmuştur. Dorfi çalışmasında ölçülen ve tahmin edilen lastik kuvvetinin engelin şekline, lastiğin montajına ve yükleme parametrelerine göre değişeceğini söyler. Ayrıca tüm bu gözlemlerin dinamik lastik özellikleri ile de ilişkilendirir. Dorfi çalışmasında engel üstünden geçerken oluşan kuvvet ve hareketler nümerik lastik modeli olan Ftire ile deneysel modeli karşılaştırılmıştır. Dorfi çalışmasında normal bir Ftire Lastik modelinde 500 kemer bulunduğu ve 500 serbestlik derecesi olduğundan bahsetmiştir. Lineer olmayan yan duvar yayları ve sönümleri ile modellemiştir. Ftire modelinin görünümü Şekil 1.1 de görülmektedir. Gipsen, M. (1999) çalışmasında Ftire'ın 2 boyutlu bir model olmadığına değinmiştir. Daha önceki çalışmalarda ise lastiğin bir engel üzerinden geçmesi Gough tarafından (1963) ve Julien ile Paulsen tarafından (1953) modellenmiştir. Bu çalışmalarda lastik engel üstünden geçerken normal ve yanal kuvvetler incelenmiştir. Scavuzzo vd. (1984) ise ivmelenirken oluşan deneysel sonuçları ile teorik sonuçları karşılaştırmıştır. Ayrıca Dorfi (2004) çalışmasında Ftire yardımı ile deneysel olarak veya sonlu elemanlar modelinden alınan özelliklerin modele kolayca aktarılabilceğinden de bahsetmiştir.



Şekil 1.1 : Basitleştirilmiş Ftire Modeli Dorfi (2004)'den uyarlanmıştır.

Dorfi (2004) çalışmasında dört farklı tasarım kullanmıştır. Farklı kuşak açılarında alınmış ve diğer tasarım parametrelerini sabit tutulmuştur. Lastik engel üstünden

geçerken deneysel sonuçlar elde edilmiştir. Tüm modeller Ftire lastik modeli ile modellenerek, deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır. Ftire modelinin oluşturulması için sonlu elemanlar analizlerinin yapılması gerektiği çalışmada belirtilmiştir. Dorfi çalışmasında Ftire ile deneysel sonuçların frekans spektrumunda incelediğinde ikisinin de genlik değerleri dışında çok farklı olmadığını gözlemlemiştir. Küçük değişiklikler deneysel ve sanal modelde bulunmaktadır. Dikey yönde oluşan kuvvetler zaman ve frekans spektrumunda incelenmiştir. Benzerlikleri karşılaştırılmıştır.



Şekil 1.2 : Ftire ve deneysel sonuçların karşılaştırılması Dorfi (2004)'den uyarlanmıştır.

Dorfi çalışmasında frekansın sadece lastik kütle ve katılığına bağlı olmadığını ayrıca lastik temas bölgesine ve ataletine de bağlı olduğunu söylemiştir. İkiboyutlu lastik modelini de geliştirerek bunlar arasında karşılaştırmalar yapmıştır. Lastik basıncının engelin şeklinin etkisini incelemiştir hız sabit tutulmuştur. Ayrıca sadece düşey değil yatay yönde de oluşan kuvvetleri incelemiştir. Basıncın değişmesi ile Dorfi çalışmasında frekans ve kuvvetin değiştiğini gözlemlemiştir. İki farklı engel seçilmiştir. Bir tanesi yarım daire şeklinde diğer dikdörtgen şeklindedir. Dikdörtgen şeklinde olan engelden çok daha büyük değerlerde kuvvetler okunmuştur. Yine tüm bu değişkenlere rağmen Ftire ve deneysel veriler çok uygun bir şekilde oturmuştur. Ftire ile yapılan analizlerin doğruluğunu bu çalışması ile ispatlamıştır.

Yapılan çalışmalardan temel olan bir diğer çalışma Guan'ın çalışmalarıdır. Guan Lastik modellemesi ve davranışı üzerine çok fazla çalışma yapmıştır.

Guan (1998) lastiği bir sistem olarak, dış etkileri ise birer girdi olarak tanımlamıştır. Farklı girdiler verildiğinde farklı davranış karakteristiği göstereceğini belirtmiştir.

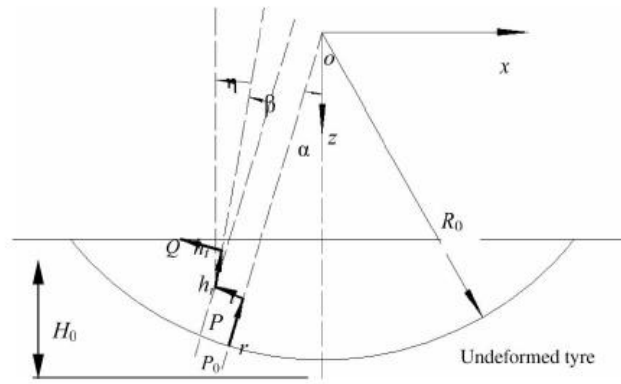
Frekansın sıfır olduğunda oluşan elastik karakteristiği statik olarak tanımlar. Farklı elastisite modülleri nedeni ile karkas ve yanakları farklı iki malzeme olarak modellemiştir. Guan (1998) yaptığı çalışmada yer ile temas halinde bulunan lastiği düşey kuvvetler yönünden incelemiştir. Modelleme yaparken kolaylık olması açısından zemin ile lastik arasındaki temas bölgesinin statik temas bölgesi uzunluğuna sabit ve eşit kabul edilmiştir. Guan lastik titreştikçe temas bölgesi değiştiğini söylemiştir (1998).

Taşıt dinamiği çalışmalarında çok uygun bir lastik modeli seçimi çok önemlidir. Genel olarak SWFT Pacejka' nın (1996) çalıştığı model, RMOD-K Oertel, Ch. ve Fandre' nin (1999) çalıştığı model ve F-Tire Gipser M. 'in(1999) çalıştığı modelleri öne çıkmaktadır. Bu modeller sayesinde lastik düşey dinamiği açısından geniş bir frekans aralığında incelemeler yapılabilir. Ayrıca deneysel lastik parametreleri de kullanılarak analizler yapılabilir. Bu modeller analitiktir ve sonlu elemanlar modeli ile kolayca simüle edilebilmektedir. Guan, D. ve Fan, C.,(2003) “statik enveloping” model tanımlanmıştır. Bu sayede deneysel sonuçlarla hesaplanan sonuçlar uyum içinde çıkmıştır.

Rao Dukkipati vd.(2008) çalışmalarında yüzey düzgünsüzlüklerinin etkisi sabit hızlarda daha az önemli olduğu zaman “Nokta Temas Lastik Modeli” kararlı hal durumlarında araç titreşim dinamiğinin analizi için çok uygun bir model olarak tanımlanır. Dukkipati (2008) çalışmasında, eğer ki yüzey düzgünsüzlüğünün etkisi çok yüksek ise nokta temas lastik modeli hızı sabit bile olsa, yüzey ile lastik arasındaki temas ilişkisini çok iyi bir şekilde temsil edemeyeceğine değinmiştir. Dukkipati (2008) bu durumda “Sabit Temas Alanlı Lastik” modelinin kullanımının uygun oluşuna değinir. Eğer ki yüzeyde çok fazla düzgünsüzlük varsa ve araç hızı sabit değilse sürekli değişiyorsa, bu modeller aracın düşey dinamiğinin analizi için eksik kalır. Bu durumda aracın düşey dinamiğinin tam olarak analiz etmek için “Değişken Temas Alanlı Lastik Modeli” kullanılır. Bu modeller hakkında aşağıda kısaca bilgi verilecektir.

Guan vd. (2011) çalışmasında, lastik bir kasis üzerinden geçerken dinamik özellikleri araştırılmıştır. Ayrıca lastik yan duvarının lineer olmayan dikey rijitliği hesaba katılarak model geliştirilmiştir. Analitik sonuçlar sayesinde düşey rijitlik bulunmuştur.

“Statik Düşey Lastik Modeli” Guan vd.(2011)makalesinde çalışılan bir konudur. Yol yüzeyindeki lastik deformasyonu Şekil1.3'de lastiğin temas yüzeyindeki deformasyonunu göstermektedir. i ile k , x ve y üzerindeki birim vektörlerdir. Düşey yükleme altında açısıl pozisyonda lastik yüzeyindeki P_0 noktası serbest bölgedir. Deforme olduğunda Q noktasına taşınır. R_0 ve H_0 lastiğin dikey deformasyonunda serbest yarıçaptır. Lastiğin karkas yapısındaki P_0 noktasındaki radyal ve teğetsel deformasyonu r ve t' dir. Dış bandındaki radyal ve teğetsel deformasyon ise h_r ve h_t olarak ifade edilir. Guan D. ve Fan C.,(2003) çalışmasına göre lastiğin statik dikey modeli, lastik model parametrelerine ve dışın lastik rijitliğine bağlıdır.



Şekil 1.3 : Lastiğin yüzeyle temasından oluşan deformasyon Guan vd.(2011)'den uyarlanmıştır.

Lastik yan duvarının doğrusal olmayan karakteristik yapısı nedeniyle modellenmesi farklıdır. Guan vd.(2011) çalışmalarında lastik yan duvarı nonlinner bir yay ile modellenmesi gerektiğinden bahsetmişlerdir. Buna göre K_s ; yan duvarların nonlinner rijitliğini temsil eder. K_R ; karkas rijitliğidir. K_r ; dış rijitliğidir. Şekil 1.4' de Guan vd. lastik rijitlik kabulleri gösterilmektedir.



Şekil 1.4 : Lastik rijitlik modeli Guan vd.(2011)'den uyarlanmıştır.

1.1.1 Analitik ve ampirik lastik modelleri

Bu modellerde bir kaç hesap ile kuvvet karakteristiklerini elde etmek mümkündür. İteratif çözümlere gerek duyulmaz. Analitik lastik modellerinde fiziksel durumları basite indirgeyerek modeller oluşturulur. Halbuki lastik modelleri deneysel veri eğrileriyle oluşturulur. Çok karmaşık bir sistemin parçası olarak modellendikleri için bu modeller çok kullanışlıdır. Örneğin; taşıt dinamik modelleri ya da sürüş simülatörleri gibi. Bu tip lastik modelleri, lastik kuvvet ve momentlerinin lineer olmayan matematiksel yaklaşımlarına veya test verilerinin interpolasyonlarına bağlıdır. Ampirik lastik modelleri tam ölçekli lastik modellerini gerektirir. Bu lastik modelleri genellikle kesin doğrudur ve geniş anlamda taşıt dinamiği analizlerinde kullanılırlar. Ayrıca sürüş simülasyonlarında lineer olmayan yol tutuşu mesafe tayininde kullanılır.

1.1.1.1 Lastiğin düşey titreşim mekanik modelleri

Taşıt dinamiğinde tüm kuvvet ve momentler araca lastik tarafından iletildiği için çok kritik bir rol oynarlar. Taşıt davranışı lastik ve lastik-yol temasının karakteristiğine bağlıdır. Altmış yıl boyunca taşıt dinamik analizi ve simülasyonu için farklı tip matematik modeller geliştirildi. Bu geliştirilen tipler uygulamanın alanına bağlı olarak farklı karmaşıklığa sahiptirler. Dinamik düşey kuvvetler çok dikkatli bir biçimde gözlemlenmelidir. Çünkü tüm araç dinamiği analizi açısından çok önemli bir yapıya sahiptir. Lastiğin dinamik düşey modeli, lastikteki düşey kuvvetleri analiz eder. Lastik modelinin mekanik karakteristiği, lastiğin sadece düşey elastik karakteristiğini içermekle kalmayıp aynı zamanda, lastik zemin arasındaki temasın ilişkisi ve yüzey pürüzlerinin iletilen etkisi de inceleme alanıdır.

Bilgisayar destekli mühendislik teknolojisinin gelişmesi ile otomotiv üretim ve geliştirme alanlarında ilerlemeler oluşmuştur. Sanal zemin teknolojisi bunlardan bir tanesidir. Bu sayede aracın sürüş esnasında gürültüsünün azalması sürüş performansının iyileşmesi amaçlanmıştır. Guan (2001,2003), J. Aguilar-Martínez A, L. Alvarez-Icaza (2015) ve Pacejka (2012) lastik düşey modelleri üzerinde çalışmışlardır.

1.1.1.2 Nokta temas lastik modeli

İdeal lastik, yay-sönüm sistemi ile eş değer olmalıdır. Bu durumda lastiğin elastik karakteristiği şu şekilde tanımlanabilmektedir; nominal rijitliği ve karşı koyma karakteristiği sönüm katsayısı olarak tanımlanır. Rao Dukkupati(2008) yayınladığı kitabında nokta temas modelinden bahseder. Lastik ve zemin arasındaki temas bölgesi tek bir noktadadır. Bu nokta lastik merkezinin zemine olan izdüşümüdür. Şekil 1.5' de Dukkupati 'nin tanımladığı nokta temas modelini gösterilir. Dukkupati (2008) düşey dinamik kuvvetleri lastikte denklem (1.2) formülasyonu ile tanımlanır.

$$F_z = K \cdot (h(X) - \zeta(X)) + C \cdot (\dot{h}(X) - \dot{\zeta}(X)) \quad (1.2)$$

$h(x)$ = Lastik x doğrultusunu dönerken, lastik merkezinin altındaki yüzey düzgünsüzlüğüdür.

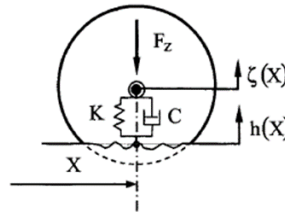
$\zeta(X)$ = Eksen merkezinin deplasmanı

$\dot{h}(x)$ = Lastiğin basma noktasının altındaki yüzey düzgünsüzlüğü

$\dot{\zeta}$ = Eksen merkezinin hızı

k = Lastiğin nominal rijitlik değeri

c = Lastiğin sönüm karakteristiği



Şekil 1.5 : Nokta temas lastik modeli Dukkupati (2008)'den uyarlanmıştır.

Dukkupati 'ye göre nokta temas lastik modeli aşağıdaki durumlarla uygulanabilir:

1. Lastik rijitliği eşit konsantre olmuş yay katsayısıdır. Bu katsayı lastiğin düşey yöndeki dinamik yükünün değişimi ile değişmez. Bunun sonucu olarak lastik modeli nonlinner karakteristiğe sahip değildir.

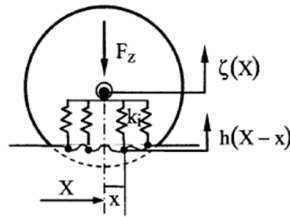
2. $h(x)$ - $\zeta(X)$ lastiğin merkezi altındaki eşdeğer deformasyonu temsil etmektedir. Bu da yüzey düzgünsüzlüğüne ve lastiğin merkezinin hareketine bağlıdır. Eğer temas bölgesi altındaki düzgünsüzlükler çok fazla ise hesaplanan düşey deformasyonda çok büyük bir hata olacaktır. Bu nedenle sadece düzgünsüzlüğü az olan yüzeylerde kullanılabilmektedir.

1 ve 2 den çıkarılacak sonuca göre; nokta temas lastik modeli en basit modeldir. Ayrıca Dukkupati'ye göre (2008) yüzey düzgünsüzlüğü az, araç hızı sabit ve ağırlık değişimi geniş bir aralıkta seyretmiyor ise araç düşey dinamiği analizi bu model ile yapılabilmektedir. Bu modelin avantajı çok basit bir mekaniğe sahip olması ve kolay kullanımıdır.

1.1.1.3 Sabit temas alanı lastik modeli

Bu model Şekil 1.6' de görülmektedir. Bu model nokta temas modelini temel olarak oluşturulmuştur. Dukkupati 'nin (2008) kullandığı bu model nokta temas modelindeki eşdeğer konsantre rijitlik değerinin, eşdeğer dağılmış rijitlik değerine dönüştürülmesi ile elde edilir. Bu sırada temas bölgesi sabittir. Denklemi (1.3)'de görülmektedir.

$$F_z = \int_1 k_i (h(X-x) - \zeta(X)) dx + C \cdot \left(\dot{h}(X) - \dot{\zeta}(X) \right) \quad (1.3)$$



Şekil 1.6 : Sabit temas bölgesi lastik modeli Dukkupati (2008)'den uyarlanmıştır.

$h(X-x)$ = Yüzey düzgünsüzlüğü olan yolda, X boyunca lastik dönüş esnasında temas noktasından olan x uzaklığı

$\zeta(X)$ = Eksen kolunun merkeze deplasmanı

$\dot{h}(x)$ = Lastiğin basma noktasının altındaki yüzey düzgünsüzlüğü hızı

$\dot{\zeta}$ = Eksen kolunun hızı

k = Lastik cevabının dağıtılmış rijitlik değeri

c = Lastiğin sönüm karakteristiği

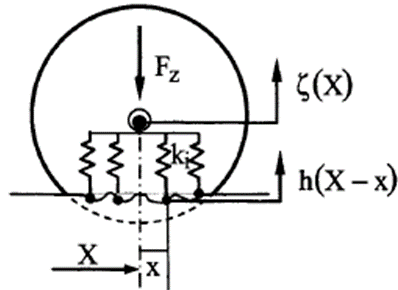
Nokta temas lastik modeli ile lastikte sabit temas alanı lastik modeli karşılaştırılır. Temas alanı içinde kalan lastikten gelen düzgünsüzlüklerin etkisi karşılaştırıldığında nokta temas modelinde iletilen kuvvet daha gerçekçidir.

Çünkü temas alanının uzunluğu lastiğin eşdeğer sabit rijitlik değerini düzgün bir biçimde veremez. Bu nedenle bu model araç dinamiğinde analizlerde kullanılmak için uygun değildir. Çünkü araç dinamiğinde ani ivmelenme ve frenleme söz konusudur.

1.1.1.4 Zaman değişken temas alanı lastik modeli

Bu model Şekil 1.7' de görülmektedir. Bu model için birçok önkoşul gerekmektedir. Denklem (1.4) ve (1.5) 'de formülasyon verilmiştir.

- Lastiğin sönüm ve elastisitesi uniformdur ve radyal yöndedir.
- Lastiğin genişliği boyunca yüzey düzgünsüzlüğü etkisi ihmal edilir.
- Elastik deformasyon sadece lastiğin yer ile temas bölgesinde vardır.



Şekil 1.7 : Zaman değişken temas alanı lastik modeli Dukkupati (2008)' den uyarlanmıştır.

$$\delta(X-x) = R - \frac{[h(X-x) - \zeta(X)]}{\cos \theta} \quad (1.4)$$

$$\dot{\delta}(X+x) = \frac{v \frac{dh(X+x)}{dx} - w}{\cos \theta} \quad (1.5)$$

x = Temas noktasından uzaklık

R = Lastiğin serbest yarıçapı

V = Yatay hız

w = Düşey hız

$h(X-x)$ = Lastiğin merkezinin projeksiyon noktasından deplasman x' e kadar olan konumunun yüzey düzgünsüzlüğü

$\frac{dh(X+x)}{dx}$ = Lastik merkezinden x' e kadar olan bölümde yüzey düzgünsüzlüğü

Geometrik ilişkiye bağlı olarak açılı denklem (1.6) 'de formüle edilmiştir.

$$\theta = \arctg\left(\frac{x}{h(X+x)-\zeta(X)}\right) \quad (1.6)$$

Yay ve sönüm elemanına etki eden radyal kuvvet $F_c(x)$ denklem (1.7)'de gösterilir:

$$F_c(X+x) = \begin{cases} k\delta(X+x) + c\dot{\delta}(X+x) & \delta(X+x) \geq 0 \\ 0 & \delta(X+x) < 0 \end{cases} \quad (1.7)$$

Eğer ki $\delta(X+x)$ sıfırdan küçük ise, lastik temas noktasında $X+x$ deforme olmamış demektir ya da lastik ve yol arasında sürtünmeyi ilk yenme momenti söz konusudur.

Diğer modeller ile karşılaştırıldığında zaman değişkenli lastik modeli çoğu lastiğin birçok karakteristiğine uyar.

- Dinamik düşey yük lastiğe, tek nokta temas modelinin aksine yayılı yük şeklinde etki eder. Yol yüzeyinde filtreleme oluşur. Bu nedenle modele etki ettirilen kuvvet test verilerine en yakın olanıdır.
- Eşdeğer merkezlenmiş yay rijitliği katsayısı temas bölgesinde yoğunlaşır. Bu nedenle sürüş şartları altında ani ivmelenmede ya da frenlemede, lastik yükü ani bir şekilde yükselirse, temas alanında aynı şekilde durumdan etkilenir. Bu durumda lastikte çok fazla eleman deforme olur. Bu durumda rijitlik değeri yükselir. Tersisi durumda rijitlik azalır. Bu nedenle bu model nonlinear zaman değişkenli model olarak adlandırılabilir.

$$h_q(X) = h(X + x) - \left[R - \sqrt{R^2 - x^2} \right] \quad (1.10)$$

Nokta temas modeli ile rijit lastik sadece lastiğin geometrik kaplama karakteristiğini verir. Aslında lastik elastik kaplama karakteristiğine de sahiptir. Bu nedenle, lastik eğer yavaşça gerçek bir yolda yarı-sinüs dalgası ile yuvarlanıyorsa ya da tümsek üstünde inip kalkıyorsa ya da çukura giriyorsa, lastiğin elastikliğine rağmen lastik merkezi ile yol arasında büyük bir fark olacaktır. Şekil 1.8' de eğer lastik yüzeyde yarı-sinüs dalgası ile yuvarlanıyorsa, gerçek yol düzgünsüzlüğü ile lastiğin merkez izleme yolu arasındaki ilişki gösterilmektedir.

Eğer dalga boyu kısalsa kaplama özellikleri en dramatik halini alır. Sabit temas alanı lastik modeli de aynı özelliklere sahiptir.

1.1.2 Literatürde lastiklerin matematiksel modellenmesi

Lastikler neredeyse tüm motorlu araçlarında kullanılan ortak bir parçadır. Aracın ağırlığını destekler, çekiş kuvvetini iletir, geliştirir. Aracı durdurmak içinde fren kuvvetinin iletimini sağlar. Sonuç olarak aracın tamamını yol düzgünsüzlüklerinden izole eder. Literatürde çalışılan modeller çok çeşitlidir. Bunlardan bazılarını değinmek için literatür incelenmiştir.

1.1.2.1 Yanal dinamik lastik modelleri

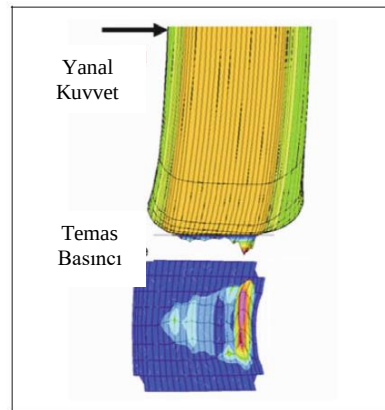
Zaman-adım analizlerinde araç simülasyon prosedürü temeldir. Bunu sonucu olarak herhangi bir lastik simülasyon modeli hızlı bir biçimde lastik kuvvetlerini ve momentlerini kinematik sınır koşulları altında örneğin kayma, yanal kayma, kamber açısı gibi koşulları göz önüne alarak, her bir zaman adımı için hesaplayabiliyor olmalıdır. Bu görevi tamamlayabilmek için matematiksel ve deneysel modeller analitik formülasyonlara bağlı olarak geliştirilmişlerdir. Günümüzde en yaygın bilinen model Magic formülüdür. Araç dinamiği simülasyonlarında lastik karakteristik verilerinin gerçeğe yakın olması istenilir. Bu isteği karşılamak amacıyla Avrupa otomotiv ve lastik endüstrisi 1999 da TIME(lastik ölçüm prosedürü) geliştirmiştir (M. Ersoy 2010). Konvansiyonel ölçüm prosedürünün (lastik yükünü ve kamber açısını sabit kabul eder) yanı sıra, TIME prosedürü sürekli bir biçimde yanal kayma açısını değiştirir ve gerçek duruma uyarlar araç testi boyunca gerçek en iyi şekilde simüle edilir. Yük lastiğe sabit hız boyunca köşe dönme manevrası

uygulanarak farklı yanal ivmelenmeler ile uygulanır. Bu manevralar boyunca yanal kayma açısı ve kamber açısı ve lastik yükü oluşur. Bu üçü arasındaki özel ilişki statik lastik yük dağılımına bağlı olarak hesaplanır. Aşağıdaki grafikte TIME projesinin bir parçası olarak test edilen araçtan toplanan veriler vardır. Deneylere dayanılarak tipik araçta gerçekçi yükleme değerleri hesaplanabilir. Lastikler TIME prosedürüne göre ölçüldükleri zaman, yanal kayma açısı kamber ve lastik yükünün tamamı eş zamanlı olarak değişiklik gösterir. Yanal kayma rijitliğini ve kamber rijitliğini hesaplamak için lineer bölümde ek olarak veri ölçümleri yapılır. Ölçümden önce lastik ısınma işlemlerinden geçmelidir.

1.1.2.2 Sonlu elemanlar modelini kullanan lastik modelleri(FEM)

Geçmiş 20 yıldan beri lastik endüstrisi, karmaşık lastik test prosedürü yerine lastik dışlarını bile modelleyebilen ve sonlu elemanlar modelini kullanan bir model prosedürü geliştirmeye başladılar. Test yöntemleri ile anlaşılması güç olan bazı fonksiyonel mekanizmaları anlayabilmek için literatürde bu araştırmaya girilmiştir. Karmaşık malzeme özelliklerine bağlı olarak bu simülasyonlar sayesinde çok geniş bir aralıkta lastik özellikleri simüle edilebilecekti. Bu simülasyonlar lastik deformasyonunu kayma ve yuvarlanma boyunca sabit hızda simüle edebilmektedir.

Simülasyon modelleri lokal kuvvetler, temas yüzeyindeki sürtünme açısından çok detaylı bilgiler sağlar.



Şekil 1.9 : Normal şartlarda Steady -state yanal kaymalı dönen lastik için FEM modeli ve hesaplanmış lastik yüzey temas alanı basıncı gösterimi (M.Ersoy 2010).

Böyle bir optimizasyon hem lastikteki hem de yüzeydeki sürtünme davranışına çok özel bir dikkat göstermelidir. Lastik ve yol arasındaki kuvvet iletimi temel olarak

lokal basınca ve temas bölgesi sıcaklığına bağlıdır. Bu özellikleri hesaplayabilmek için ayrı ayrı testlerden birçok parametre ölçümü yapmak gerekmektedir. Malzeme örneği almak da gerekir. Bu ölçümler laboratuvar da ya da taşınabilir test düzeneğinde yapılabilir. Başarılı bir simülasyon temas basıncına ve kayma hızına bağlılığı hesaba katmalıdır. Adezyonu arttırmak için optimizasyon hesaplamaları temas basıncını minimize etmeli ve temas bölgesindeki basınç dağılımını olabildiğince homojen olarak almalıdır. Lastik hesaplanması yapılırken eğer ki temas kriterleri sürtünme katsayısını etkiliyorsa FEM analizi yanal kuvvetler için uygun steady-state eğriler oluşturur. Grafikte görüldüğü gibi hesaplanan ve ölçülen yanal kuvvet eğrileri ile lastik yanal kayma açısını göstermektedir. Diğer kullanılan sonlu elemanlar lastik modelleri ömür yuvarlanma direnci sıcaklık dağılımı aşınma gibi özellikleri de içerir.

1.1.2.3 Fiziksel lastik modelleri

Lastik malzemelerinin ve birbirleriyle olan, doğayla olan ilişkisinin fiziksel yapısını simüle etmek için oluşturulur. Sonuç eşitlikleri genellikle lineer değildir. Bu modeller genellikle ileri nümerik çözüm tekniklerinden biri kullanılarak çözülür. Bu model detaylı bir şekilde lastik temas bölgesini dinamik ve kinematik olarak tanımlar. Fiziksel ve geometrik olarak lastik davranışını tanımlayan parametrelere ve tam ölçekli lastik ölçümlerine gerek duyulmaz. Fiziksel lastik modeli uygulaması limitsizdir. Bunlar yarı statik, lineer olmayan yol tutuşu, sürüş konforu, dayanıklılık, NHV ve akustikte kullanılır. Fiziksel lastik modeli çok karmaşık olabilir. Özel uygulama alanları için müşteri isteğine göre modellenir.

1.1.2.4 Fırça modeli

Lastik sürtünmesi çeşitli statik modeller ile modellenenilmektedir. Bunlardan bir tanesi fırça modelidir. Fırça modeli birçok çalışmada incelenmiştir. Bernard, J.E., Segel L., ve Will R.E, (1977), Pacejka, H.B, ve Sharp R.S,(1991), Sakai H. (1990), da incelemiştir. Deneysel formülasyon olan Magic formula gibi formülasyonlar ile modellenenilmektedir. Fakat son yıllarda lastik sürtünme dinamiği araştırmalarında çok sayıda artış olmuştur Pacejka, H.B (2002), Bakker, E. ve Pacejka H.B. ve Lidner L. (1989). Bunun sonucunda iki gözlem ortaya çıkmaktadır.

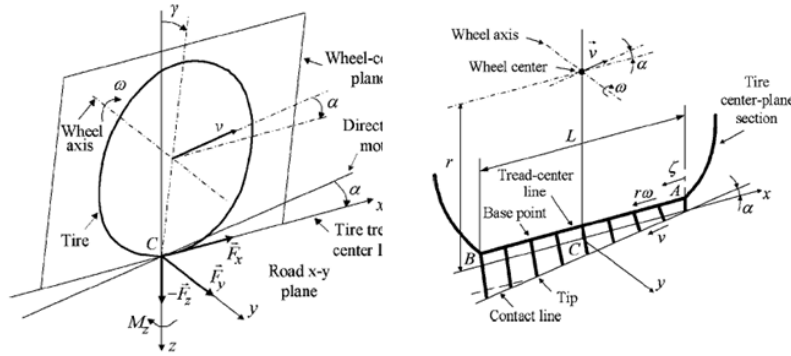
1) Lastik sürtünme dinamiği yüksek performans araçlarda araç dinamik sistemi açısından gelişimi önemlidir. Van Zanten, A., Ruf W.D., (1989) ve Van Zanten, A.

(1990) ve Maurice, J.D. (2000) yaptıkları çalışmalarda lastik sürtünme dinamiği modelleri çalışılmıştır.

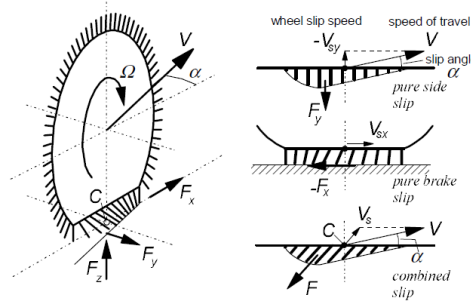
2) Düşük hızlardaki geleneksel statik lastik modelinin nümerik zorlukları dinamik modeller sayesinde elimine edileceği, Maurice, J.D. tarafından(2000), Bernard J.E.,ve Claver C.L. tarafından (1995) dile getirilmiştir. Van Zanten, A., Ruf W.D. tarafından (1989) ve yine Van Zanten, A. tarafından (1990) lastik sürtünme dinamik modeli geleneksel fırça modeli içinden geliştirilmiştir. Bu model lastik sürtünme dinamiğinin tüm açık noktalarını doldurabilmektedir. Fakat bu model lastik sürtünmesinin karmaşık ayrıştırılmış parametrelerine sahiptir. Zanten'e göre (1990) bu da modelin yazılım olarak kullanılmasında zorluk çıkarmaktadır. Maurice, J.D. 'ye (2000) ve Bernard J.E., ve Claver C.L.' ye göre (1995) en yararlı lastik modeli uzunluk temel modelidir. Bu model Magic formulanın gelişmiş halidir. Bu nedenle yarı deneysel yarı statik model olarak adlandırılır. Maurice, J.D. (2000) 'ye göre 3D lastik sürtünme modeli yatay ve yanal kuvvetleri tanımlar ve fırça modeli geleneksel dinamik sürtünmeyi ifade eder. Bliman, P.A., Bonald, T. ve Sorine, M.'ya göre 2. dereceden dinamik sürtünme modeli nonlinner deplasman eğrisini tanımlamada kullanılır. Birinci dereceden LuGre dinamik sürtünme modeli çalışmalarını Canudas de Wit, C. ve Tsiotras, P. (1999)'da yapmıştır ve şu sonuca varmışlardır:

Bu model advance dinamik sürtünme modeli ile kıyaslanırsa daha basit bir denklem formu vardır ve parametrelerin fiziksel anlamları daha kolaydır denilmiştir. Lugre modeli ilerleyen zamanlarda geliştirilmiştir. Lastik dinamik ve statik davranışını daha iyi tanımlamak için bazı gelişmeler olmuştur. Deur, J., Asgari, J. ve Hrovat, D.(2001) 'deki çalışmalarında yanal ve yatay kuvvetler birlikte gösterilmiştir ve düzgün dağılımlı olmayan normal basınç dağılımı eklenmiştir. Ayrıca geri getirme momenti etkisi de eklenmiştir. Sonuçta üç ayrı bölümlü 3D lumped lastik modeli oluşmuştur. Birçok gelişme olmasına rağmen hala modellerde doğrusal olmayan basınç dağılımı modellenememektedir. Joško Deur, Jahan Asgari ve Davor Hrovat 'ın (2004) 'deki çalışmalarına göre aynı anda yanal ve düzlemsel kuvvetleri ve sürtünmeleri lineer olmayan basınç etkisi ile modellemek zordur. Fırça modeli Joško Deur, Jahan Asgari ve Davor Hrovat tarafından 2004 yılında çalışılmıştır. İleri dinamik sürtünme modeli Bliman, P.A., Bonald, T. ve Sorine, M. tarafından 1996 yılında çalışılmıştır. İkinci dereceden dinamik sürtünme modeli Bliman ve Sorine M.

tarafından (1995) çalışılmıştır. Birinci dereceden LuGre dinamik sürtünme modeli Canudas de Wit C. ve Tsiotras P. tarafından (1999) çalışılmıştır.



Şekil 1.10 : Lastik koordinat sistemi Fırça modeli Joško Deur , Jahan Asgari ve Davor Hrovat (2004) çalışmasından uyarlanmıştır.



Şekil 1.11 : Fırça Modeli Joško Deur , Jahan Asgari ve Davor Hrovat (2004) çalışmasından uyarlanmıştır.

1.1.2.5 Sonlu elemanlar lastik modeli

Literatürde radyal lastiklerin sonlu elemanlar ile modeli oluşturulmuştur. Ergin Tönük, Y.Samim Ünlüsoy(2001) çalışmasında lineer elastik yakınsama, geniş yer değiştirmeler, yer sürtünme teması ile birlikte lineer olmayan stres-gerilme ilişkisi modellenmiştir. Sonlu elemanlar lastik modelleri tarafından elde edilen kuvvet karakteristikleri deneysel verilerle doğrulanmıştır. Lastik sıkıştırılmış havayı içeren lastik yapısını tamamlamak için detaylı sonlu elemanlar yöntemiyle elemanlarına ayrılmasıyla modellenir. Genellikle tüm fiziksel doğal olaylar hesaba katılabilir. Sonuçtaki sayısal çaba çok yüksektir. Tönük ve Ünlüsoy'a göre kullanımı genellikle yüksek doğrusal olmayan deformasyonlarda, hydroplaning ve akustik analizlerde sınırlandırılmış detay yapısal analizleri içindir. Araç dinamik analizi için sayısal çaba olağan temel uygulamalar için çok yüksektir.

Sonlu elemanlar lastik modelleri radyal lastiklerin viraj alma kuvvetleri tayin edilerek geliştiriliyordu. Lastik testinin kurulumları kullanılarak viraj alan lastik testleri oluşturulur. İlk viraj alma modelleri şu şekildedir. Test düzeneği üstünde lastikler kayma açısıyla dönerler ve yaklaşık 50 dönüşten sonra lastik üzerinde deformasyonlar oluşur. Tönük ve Ünlüsoy'a göre (2011) çalışmalarında lastik modelinde ve sonlu elemanlar yazılımında açıklandığı gibi sonlu elemanlar yazılımı basıncı deforme olan yüzeye hep dik uygular, fakat asıl pozisyonadaki geometri daha çözülememiştir. Mevcut geometri bir önceki artışa çok yakın kabul edilir ve bir önceki artış şimdiki durum için kullanılır. Çelik elemanlar için de doğrudur. Takviye elemanların oryantasyonu, düğüm yer değiştirmeleri olduğu zaman artışın başlangıcından değerlendirilir. Sonlu elemanlar yazılımı bağımsızca yapının dönmesine izin vermez. Test düzeneği rijit malzeme özellikleriyle sonlu elemanlarda modellenmiştir. Tönük ve Ünlüsoy (2011) çalışmalarına göre dönme merkezindeki iki noktanın hesabı aşağıdaki şekildedir.

$$Y_{front} = - \rho \cdot \cos\theta - \frac{w}{2} \sin\alpha \cdot \sin\theta \quad (1.11)$$

$$Z_{front} = - \rho \cdot \sin\theta + \frac{w}{2} \sin\alpha \cdot \sin\theta \quad (1.12)$$

$$Y_{back} = - \rho \cdot \cos\theta + \frac{w}{2} \sin\alpha \cdot \sin\theta \quad (1.13)$$

$$Z_{back} = - \rho \cdot \sin\theta - \frac{w}{2} \sin\alpha \cdot \sin\theta \quad (1.14)$$

$\rho = \text{deforme olan lastikle merkez arası mesafe}$

$\alpha = \text{kayma açısı(slip angle)}$

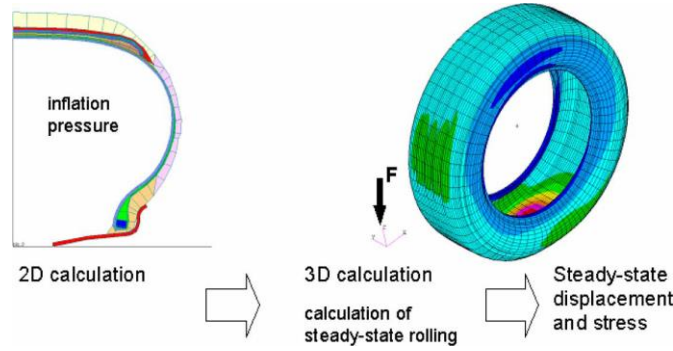
Sonuçta radyal lastikli araçlarda viraj alma kuvvet karakteristikleri sonlu elemanlar modeliyle öngörülebilir denilmiştir Ergin Tönük, Y.Samim Ünlüsoy (2001). Yeni lastik tasarım aşamalarında kuvvet karakteristiklerini modifiye ederek kullanılmasını sağlar. Bu denklemler de (1.11), (1.12), (1.13) ve (1.14)' deki gibidir. Ergin Tönük, Y.Samim Ünlüsoy(2001)' a göre sonlu elemanlar modelinin yardımıyla aracın viraj alma karakteristik kuvveti pahalı prototip üretme ve testleri olmadan tahmin edilebilmektedir. Lastiklerin birçok malzeme ve geometrik özellikleri arasındaki

ilişki ve dönüş davranışı araştırmaları yapılabilir. Sonlu elemanlar modeli geliştirilerek daha gerçekçi simülasyonlar oluşturulabilir. Örneğin lastik sırt deseninin modellenmesi gibi geliştirmeler yapılabilir. Çünkü relatif hız lastik ve yol arasındaki sürtünme kuvvetiyle alakalıdır. Malzemeye bağlı sıcaklık, şişirme basıncı operasyon durumunun büyük bir kısmının tahminine yardım eder.

1.1.2.6 Modal lastik modeli

Genel koordinatlar açısından lastiğin dinamik davranışını tanımlar. Lastiğin hareket denklemleri F. Gauterin ve C. Ropers' a göre(2005) şu şekilde yazılır:

$$M \ddot{u} + D \dot{u} + Ku = F \quad (1.15)$$



Şekil 1.12 : Nonlinear sonlu elemanlar modeli F. Gauterin ve C. Ropers(2005) çalışmasından uyarlanmıştır.

M; kütle matrisi, D; sönüm matrisi, K; rijitlik matrisidir. U fiziksel deplasman koordinatıdır. F lastiğe etki eden kuvvetin vektörüdür. Deneysel yöntemler ile lastiğin modal parametreleri ve durum şekilleri bulunur. Lastik hidrolik test düzeneği yardımı ile hareketlendirilir. Sarsıcı ile hareketlenen lastikte lazer sensörler ile ölçüm alınır. Bu sayede sanal model deneysel veriler ve bulunan özellikler yardımı ile daha iyi bir biçimde analize alınabilmektedir.

1.1.2.7 İleri yol tutuşu lastik modeli (PAC 2002)

2007 de çalışılmış olan bu konu, lastiğin matematiksel modellenmesinde kullanılan programlardan ve matematik modelin nasıl oluşturulacağı hakkında bilgiler verilmiştir. Ayrıca Magic Formula lastik modeli kısaca anlatılmıştır (2012), Hans B. Pacejka. Pac2002 lastik modeli lastik modelleme tiplerinin en son jenerasyonudur. Pac2002 yarı ampirik lastik modelidir. Çünkü hem matematik formülleri hem de

fiziksel modellerin parçalarını içerir. Pac 2002 lastik modeli, lastiğin yeterince düzgün yol yüzeyindeki davranışını tanımlayabilir. Dinamik davranışı 12 Hz' e kadar geçerlidir. Açıklanan modelin yapısı farklı magic formula faktörlerinin karakteristik üzerindeki etkisinin ne olduğunu gösterir. Klasik lastik modelinin girdi miktarları büyütülmüştür. Steady-state sürüş ve frenleme için fonksiyonel anlatım verilmiştir. Hans B. Pacejka(2012) yaptığı çalışmaya ek olarak 1. derecede gevşeme etkisinin modeli lastik transient davranışı olarak tanımlanır. Alternatif temas kütle modeli de açıklanmıştır. Bazı tipik ileri yol tutuş uygulamalarında kullanılan her bir lastik modeli için verilmiştir. Azaltılmış ölçüm programları kullanılabilir. Bunlar tüm programa göre daha etkilidir. Magic formula lastik modelinin gelecek uygulamalarında Pac2002 zarflama davranışını analiz etmek için düşük ve sıfır hız uygulamaları için ve değişen sürtünme özellikleri için kullanılabileceği (2012) Hans B. Pacejka tarafından belirtilmiştir. Pac2002 de lastik modeli Magic Formula 'ya bağlıdır. Magic formula (1980) Delf Teknik Üniversitesi tarafından Volvo Car işbirliği ile geliştirilmiştir. Yıllarca daha da geliştirilmiştir. Birleşik kayma durumundaki yatay kuvvetleri tanımlamak için yeni bir yaklaşım Bayle (1993) tarafından geliştirildi. Pacejka moment ve bileşke kayma durumundaki momentin hesabını kolaylaştırmak için pnömatik iz sürmeyi tanımlamıştır. Magic formulanın farklı fonksiyonları Adams MSC hareket simülasyon yazılımıyla sunulur. Lastik modellerinin sunulduğu uygulama serisi Pac89 ile başlar. Pac 94 lastik modeline karşılık gelir. Son magic formula modeli pac2002' dir ve sürekli olarak yenilenmektedir. Pac2002 yarı ampirik lastik modeli olarak sınıflandırılabilir. Lastik kuvveti momenti matematik formüller yardımıyla Magic formül tanımlamasına yakınsatılır. Model parametreleri lastik ölçüm verilerinden elde edilir. Çünkü pac2002 parametrelerle ifade edilen bir modeldir. Lastik hareket durumuna yakınsayabilmek için interpolasyon ve exropolayson yapılabilir. Pac2002 yarı ampirik lastik modelidir. Transient lastik davranışı fiziksel yaklaşımla modellenir. Pac2002 lastik modeli, lastiğin düz pürüzsüz yol yüzeyinde yani yolun dalga boyunun tipik olarak lastik çevresinden daha büyük olduğu yoldaki hareket davranışını tanımlar. Lastik dinamik davranışı frekansın 12 Hz 'ye kadar olduğu durumda geçerlidir. Bu pac2002'yi tüm genel araç yol tutuş ve stabilite simülasyonlarını yapabilir hale getirir.

1.1.2.8 Gergin yay lastik modeli

Dukkipati kitabında lastik kuşağı gergin bir yay olarak modelleneneğine değinir. Lastiğe boylamsal ve yatay yaylar tarafından asılan bir gergin kuşak olarak modellenir.

1.1.2.9 Temas-kütle modeli

Lastik karkas uygunluğuna ve temas bölgesindeki kayma özelliklerine bağlıdır. Gergin yay modeliyle bu yönden farklılık gösterir. Bu modelde karkas uygunluğu yaylarla tanımlanır.

1.1.2.10 TMTP lastiğin ADAMS ile modellenmesi(2007)

ADAMS'ın tüm lastik modelleme teknolojisi ADAMS/tire modulünde bulunmaktadır. Çok sayıda lastik modeli ve birçok uygulaması mevcuttur.

İçeriği

1. Fiala lastik modeli: Basit fiziksel yaklaşımlarda kullanılan temel lastik modelidir.
2. 5.2.1 lastik modeli: En eski lastik modelidir. Kuvvet ölçümünde ve moment verilerinin kullanımında ya da yol lastik etkileşim kuvvetlerini simüle etmek için temel fiziksel metotlar kullanılır.
3. UA-Lastik Modeli: Arizona Üniversitesi lastik modelidir. İlk iki lastik modelinden daha farklı bir yaklaşıma sahiptir. Temel olarak sınırlandırılmış lastik parametrelerine bağlıdır. Bu model lastik yol etkileşim kuvvetlerini tekil ve bileşke kayma durumlarında kamber etkisini de hesaba katarak modelleme yapar.
4. PAC89: Pajeka lastik modeli Magic Formula daki ilk yayını içeren lastik modelidir.
5. PAC94: PAC89 'a benzerdir. Fakat daha yeni bir modellemedir. Kısmi olarak kamber etkisi geliştirilmiştir.
6. PAC2002: Pajeka 'Taşıt ve Lastik Dinamiği' kitabına bağlı olarak Pajeka'nın en avantajlı modelidir. Park etme torkunu, dönmeyen lastik özelliklerini ve temas kütle sistemini içerir.
7. PAC-TIME: Magic formula lastik modelidir. Adı geçen lastik ölçüm prosedürüne bağlı olarak kuvvet ve moment ölçüm verilerini kullanan gelişmiş bir modüldür.
8. PAC_MC: Pajeka lastik modelinin motorsiklet lastiklerine odaklanmış formudur. Çok eğimli yol yüzeyi ile uğraşır.
9. F-Tire: Lastik kaplamasını içeren flex karmaşık lastik modelidir. Şasi kontrol ve dayanıklılık tip uygulamaları vardır. Simülasyonda termal etkiyi de modelleyebilir.

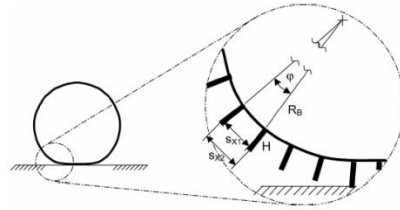
1.1.2.11 Pacejka' ya göre steady-state durumu için yarı ampirik modeller

- 1.Lastik fırça modeli
- 1.1 Pürüzsüz(saf) yanal kayma
- 1.2 Saf boylamsal kayma
- 1.3 Boylamsal ve yanal kayma arasındaki etkileşim (bileşke)
- 1.4 Kamber ve spin
 - 1.4.1 Saf spin
 - 1.4.2 Spin ve yanal kayma
 - 1.4.3 Boylamsal ve yanal kayma, genişliğin etkisi ve spin
- 2.Dış lastik yüzü (tread) simülasyon modeli
- 3.Benzerlik metodu
- 4.Magic formula lastik modeli

1.1.2.12 Akıllı lastikler için basitleştirilmiş lastik modeli

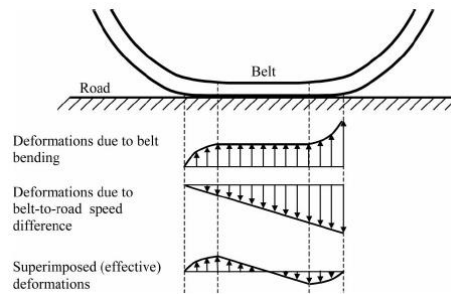
Son yıllarda birçok çalışma lastik sensörü üzerine yapılmıştır. Bu alanda birçok gelişme sağlanmıştır. Bu sayede lastik basınç sistemi sensörlerle izlenebilmektedir. Roth, J.,(1993) 'e göre bu yöntem sayesinde trafik güvenliği artmıştır. Roth, J., (1993)çalışmasında istatistikler göstermektedir ki; Almanya'da 2003 yılında kazaların %50 si kaygan yollar yüzünden olmaktadır. Bu nedenle lastik ve yol yüzeyi arasındaki sürtünme ve etkileşim çok daha iyi incelenmelidir. Bu nedenle birçok çalışma grubu çok çeşit sensörler geliştirme üzerine çalışmaktadırlar. Bunlar daha çok laboratuvar ortamında kullanılan yöntemlerdir. Bu hesaplamaların en önemli amacı lastik yol arasındaki sürtünmeyi bulmak ve bunu formüle etmektir. Örneğin; bunun için farklı lastik yüklerinde yanal kuvvetler gerçeğe yakın olmalıdır. Bunu başarabilmek için basit bir yaklaşım kullanılır. Yer ile temasın şekli bunun için önemlidir. Bunun için düz serbest dönen lastik en önemlisidir. Bu amaç için temas yüzeyindeki (Tire contact patchTCP) dişler üzerindeki deformasyon incelenir. Serbest dönen düz lastik genel olarak en çok düşey yükleri taşımaktadır. Bunun sonucunda lastik temas noktasında düz bir yüzey oluşmaktadır. Bu düz temas bölgesinde deformasyonlar oluşmaktadır. Bu düz temas bölgesindeki stres dağılımı ve deformasyonlar Seitz, N., (1969) tarafından incelenmiştir. Sonunda Roth, J., (1993), Darmstädter sensörü sayesinde lokal olarak deformasyonun ölçülebilmesi sağlandı. Serbest dönme sırasında temas bölgesindeki lokal deformasyon davranışını analitik olarak tanımlamak çok zordur. Fakat bu etkileri daha iyi anlayabilmek için

birçok çalışma geliştirilmiştir. Bu yaklaşımlar çok çeşitlidir. Bunlardan bir tanesi lastik kemer kısmının çok sert bazısı da bu kısmın çok yumuşak olduğunu düşünerek bu yaklaşımları kullanarak çalışırlar. Bu kemer kısmının çok sert olduğu düşünülürse, temas bölgesindeki dişlerin deformasyonunu açıklamak için su şekilde bir yol izlenir. J. Holtschulze ve T. Hüsemann (2005)'a göre bu dişlerin temas bölgesi boyunca yayıldığı düşünülür. Şekil 1.12' de bu yaklaşımın anlatımını görülebilir. Burada lastik temas yüzeyiyle temasa geçtiğinde yüzey kısmı eğilmektedir. Orta kısımlara yaklaştıkça eğilmeler azalır. Bu bölgede dişler yatay olarak deforme olmaya başlar. Çünkü her bir diş sürtünme kuvveti etkisi altında kalır. Bu eğilme sonucu oluşan deformasyon ile lokal olarak etki kuvvetleri oluşmaktadır. Yuvarlanma kuvvetini ihmal edersek, serbest dönen lastiğe başka kuvvet etki etmez bu sayede.



Şekil 1.13 : Lastik deformasyonu J. Holtschulze H. Goertz, T. Hüsemann, A (2005)'den uyarlanmıştır.

TCP bölgesinde eğer ki lastiğin daha zayıf olduğu düşünülürse bu yaklaşım sonucu şu şekilde olur. Dişler sürtünme kuvveti nedeniyle sabit olarak kalır. Dişler yola yapışır. Dişlerde boylamsal deformasyonlar oluşur.



Şekil 1.14 : Serbest dönme etkisindeki lastikte lokal diş deformasyonu J. Holtschulze, H. Goertz, T. Hüsemann (2005)'den uyarlanmıştır.

Daha öncede bahsedildiği gibi Seitz, N. (1969)'a göre bu şekilde yaklaşımlar sonucu oluşan formulasyonlar çok gerçekçi sonuç vermemektedir. Fakat yine de bu durumda

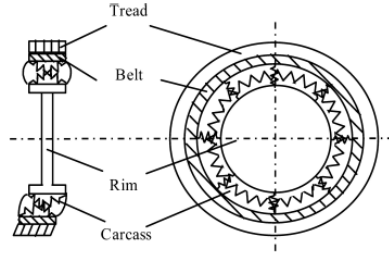
geliştirme ve olayı daha iyi anlamak için kullanılabilirler. Lastik yol arasındaki etkileşimi açıklamak için oluşturulan Apollo projesi akıllı lastik modellerini geliştirmek için oluşturulmuştur. Bu sayede lastik yol arasındaki etkileşim iyi bir şekilde açıklanmaya çalışılmıştır. Lokal ve global lastik davranışı veri analizlerini desteklemeyi hedefler. İleriki çalışmalarda farklı sensör yaklaşımları kullanılabilir. Örneğin ivme sensörleri kullanılabilir.

1.1.2.13 The unitire model ve lineer olmayan lastik modeli

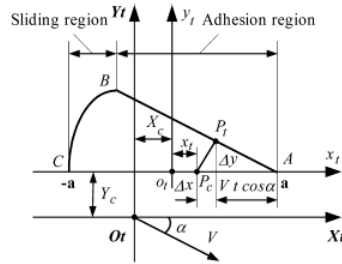
Konghui Guo, Dang Lu, Shih-ken Chen, William C. Lin & Xiao-pei Lu (2005) çalışmasında lastik modellerini fiziksel modeller ve deneysel modeller olarak iki temel gruba ayırmıştır. Fiziksel modeller lastikteki deformasyona bakarak lastik özellikleri açısından teorik olarak bir yaklaşım yapabilmeyi sağlar. Guo vd. (2005) göre bu modeller genelde çok kompleks yapıdadırlar ve yazılımsal olarak güvenilirlikleri çok zayıftır. Ayrıca deneysel modeller doğrudan lastiğin test verilerine bağlıdır. Guo vd. (2005) göre deneysel modellerin teorik olarak doğruluğu fiziksel modellere göre daha iyidir. Fiziksel model çalışmalarına dayanarak deneysel modeller geliştirilebilir. Bu sayede daha güvenilir ve kompakt yarı fiziksel veya yarı ampirik modeller oluşur. Yıllardır yarı fiziksel bir model arayışı devam etmektedir. Guo vd.(2005) modelin form olarak daha basit, daha az parametre içeren ve tatmin edici bir doğruluğunun olması istenmektedir. Guo(1989), Guo, Lu D. ve Ren L. (2001) çalışmaları sonucunda öğrenilmiştir ki; uygulanabilir yarı fiziksel model teorik olarak sınır şartlarını karşılamaktadır. Guo vd.(2001) çalışmalarında, Uni-Tyre modeli konu alınmıştır. Uni lastik modeli iki parça bölümden oluşur. Durgun durum ve durgun olmayan durum yarı fiziksel model olmak üzere ikiye ayrılır. Doğrusal olmayan – durgun durum – yarıfiziksel lastik modeli 3.dereceye kadar basitleştirilmiş lastik modelinin analitik sınır koşullar ile uyumludur. Lastik ve yol yüzeyi arasındaki sürtünme kuvvetine özel olarak dikkat edilmelidir. Ayrıca steady state olmayan yarıfiziksel modeller düzgün bir yakınsama olana kadar geliştirilmiştir.

1.1.2.14 Basitleştirilmiş lastik modeli

Lastiğin fiziksel modeli basitleştirilmiş şekilde şekil 1.14 de görülmektedir. Lastik karkasının X_t ve Y_t eksenleri boyunca deforme olduğu düşünülmektedir. Burada eğilme ve burulmayı ihmal ederiz. Araç dönme ve frenleme sürüşü aynı anda ise şekil 1.13’ te karkasın ve dişlerin deformasyonu görülmektedir.



Şekil 1.15 : Fiziksel Lastik Modeli Konghui Guo , Dang Lu , Shih-ken Chen , William C. Lin & Xiao-pei Lu(2005)' ten uyarlanmıştır.



Şekil 1.16 : Temas noktasındaki deformasyon Konghui Guo , Dang Lu , Shih-ken Chen , William C. Lin & Xiao-pei Lu (2005)'ten uyarlanmıştır.

1.1.3 Magic formula

Magic formula ile temel lastik karakteristiklerini sürpriz bir şekilde iyi tanımlayabilme özelliğine sahip bir çeşit matematik formulasıdır. İki temel formu vardır. Bunlar (1.16) ve (1.17) denklemlerinde görülmektedir.

$$Y(x) = D \sin [C \cdot \arctg(Bx - E(\arctg Bx))] \quad (1.16)$$

$$Y(x) = D \cos [C \cdot \arctg(Bx - E(\arctg Bx))] \quad (1.17)$$

X; bağımsız değişkendir. Y; bağımlı değişkendir. B, C, D, E parametrelerdir.

B:sertlik faktörü

C: şekil faktörü, temelde eğrinin şeklinden etkilenir.

D: tepe faktörü, eğrinin tepe değerinden hesaplanır.

E:eğrilik faktörü, eğrinin tepe etrafındaki karakteristiğinden ve tepenin lokasyonundan etkilenir.

Şekil faktörü C eğrinin limit değerini kontrol eder. Formulasyonu (1.18)' de görülmektedir. Bunun yanında;

$$C = 2 - \frac{2}{\pi} \cdot \arcsin \frac{Y_{\infty}}{D} \quad (1.18)$$

B,C,D orijinde ki eğrinin eğimine karşılık gelir. C, D bilinmiyor. Rijitlik faktörü olan B orijindeki eğrinin eğimini kontrol için yalnız bırakılır.

Pik değerinin lokasyonu eğrilik faktörü E tarafından direk olarak hesaplanır formulasyonu (1.19)'da görülmektedir. E pik lokasyonu X_m ile;

$$E = \frac{BX_n - \tan \frac{\pi}{2c}}{BX_m - \arctg BX_m} \quad (1.19)$$

Yukarıda gösterilen eşitlik, Magic formula faktörüdür fiziksel yoruma sahiptir.

1.1.3.1 Lastik model girdi miktarı

Lastik model girdi miktarını türetmek amacıyla lastiğin ince rijit bir disk gibi davrandığını düşünürsek burada üç ayrı düzlem gösterilmiştir. Burada üç ayrı düzlem gösterilmiştir. Bunlar yola dik düzlem, lastik düzlemi ve lastik merkez düzlemidir. Lastik kamber açısı γ lastik düzlemi ve yolun normali arasındaki açı olarak tanımlanmıştır. Lastik defleksyonu ρ serbest yüksüz R_0 ile yüklenmiş lastik yarıçapı R_1 arasındaki fark olarak tanımlanır. Yüklenmiş lastik yarıçapı lastik merkez noktası ve lastik yol temas noktası arasındaki mesafedir. Formulasyonu (1.20) ve (1.21) 'de görülmektedir.

$$\rho = R_0 - R_1 \quad (1.20)$$

$$V_{sx} = V_x - \Delta r \quad (1.21)$$

Yanal kayma hızı V_{sy} yol düzlemine göre lastik yol temas noktasındaki yanal hıza eşittir.

Kayma hızına ek olarak, dönme hızı V_r lastik açısal hızı ve efektif dönem yarıçapıyla hesaplanır. Dönme kayması lastiğin spin hareketi yapmasına katkı sağlayan iki

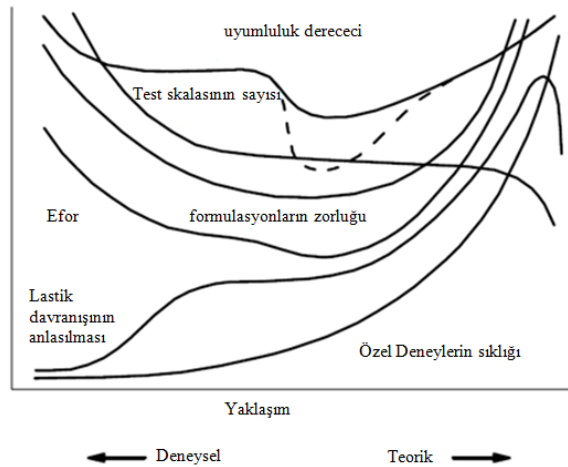
şeyden birisidir. Dönme kayması yol normali etrafındaki lastik açısal hızı ile hesaplanır.

1.1.4 Lastik modellerinin özeti

Günümüze kadar geliştirilen çalışmalarda lastikler analitik ve ampirik olarak modellenmiştir. Ayrıca çalışmalar daha çok deneysel verilere dayandırılmıştır. Deney verileri sıklıkla kullanılmıştır. Lastiklerin malzemesi modellenmesi jant ile etkileşimi yol ile etkileşimi gibi konuların yanı sıra lastiklerin akustik ölçümleri doğada kaybolması gibi konulara da değinilmiştir. Fakat bu literatür özetinde lastiklerin matematiksel modellenmesine yönelik çalışmalar incelenmiştir. Bunun yanında jantla olan durumu ve lastiğin kauçuk malzemesinin kayma durumlarından da kısaca bahsedilmiştir. Ayrıca en çok kullanılan bilgisayar simülasyon programı olan ADAMS hemen hemen tüm modelleme makalelerinde kullanılmıştır. Bu nedenle ADAMS /Tire ara yüzünden kısaca bahsedilmiştir. Ayrıca ADAMS 'ta bu matematiksel lastik modellerinin gelişim sürecinden de bahsedilmiştir. Makaleler de daha çok “Magic Formula” modelleme yönteminin üzerinde durulmuştur. Pajacka'nın “Tire and Vehicle Dynamics” kitabından faydalanılmıştır. Çoğu programda da Pajacka' nın modellemesi kullanılmıştır. “Magic formula” nın sadece steady state durumlarda geçerli olduğu görülmektedir. Ayrıca deneysel çalışmalara daha çok önem verilmiştir. Deneysel çalışmalarla matematiksel modelleme çalışmalarının sonuçları karşılaştırılarak ve değişik modelleme yöntemleri ile modellemeler yapılarak daha bariz farklılıklar ortaya koyulabilir. Bu yönde bir çalışma yapılabilir. Böylece eksiklikler deneylerin sonuçlarıyla karşılaştırıldığında ortaya çıkacaktır. Bu da daha iyi modellemelerin geliştirilmesine olanak sağlayabilir. Lastik modellemesi yapılırken kullanım alanı önemlidir. Ampirik, fiziksel ve ya sonlu elemanlarla mı modellenecek bilinmesi gerekir. Yerine göre değişim gösterir. Her bir modellemenin kendine göre artı ve eksileri bulunur. Bu tanımlamalara modelleme makalelerinde yer verilmiştir. Ayrıca Pajacka'nın kitabında kayma kuvvetleri ve momentler arasındaki ilişki kamber kaster açılarının etkileri ayrıntılı bir biçimde açıklanmıştır. Fakat özetle bu çıkarımlara çok fazla değinilmedi. Çok fazla yaklaşım ve modelleme bulunmaktadır bu özetle her biri incelenememiştir. En genel anlamda modellemeyi şu şekilde ayırabiliriz.

Sadece deneysel veriler kullanılırsa	Benzerlik metodu kullanılırsa	Basit fiziksel model aracılığı ile	Karmaşık fiziksel model aracılığı ile
Lastik test verileri regresyon tekniği ile tüm ölçeğe yerleştirilir	Temel karakteristik bozulur, yeniden ölçülendirilir ve birleştirilir.	Basit mekanik açıklamalar kullanılır. Çözüm mümkün olduğunca yakındır.	Lastiği büyük bir detay ile tanımlar. Bilgisayar simülasyonu ve sonlu elemanlar metodu ile kullanılır.

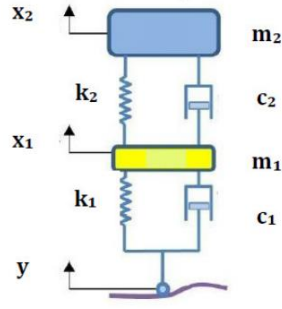
Şekil 1.17 : Genel modelleme tablosu Pajacka'nın lastik modellemesine yaklaşımı
Hans B. Pacejka (2012)'den uyarlanmıştır.



Şekil 1.18 : Pajacka'nın lastik modellemesine yaklaşımı Hans B. Pacejka (2012)

1.1.5 State space model

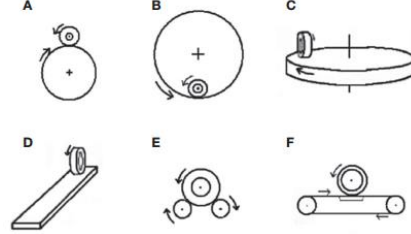
Çeyrek taşıt modeli Şekil 1.18 de görülmektedir. İki kütle vardır. Bir tanesi şasinin içeriğini diğeri de lastik montajının içeriğini temsil etmektedir. Bu iki kütle süspansiyon sistemi ile birbirlerine bağlıdır. Bu süspansiyon sistemi, lineer yay ve damperdir. Bu lineer süspansiyon parametreleri lastik hareketini sunar. Lastik ve fiziksel damper ve yay arasındaki hareket oranını dikkate almak gereklidir. Lineer sönüm oranı lineer sönümleyicileri tanımlamak için kullanılabilir.



Şekil 1.19 : Çeyrek taşıt modeli fiziksel görünüm Bird, K.D.,& Martin, J.F. (1973)'den uyarlanmıştır.

Süspansiyon modeli ayrıca eşdeğer kuvvetler içerir. Doğrusal olmayan sönümleme modelini simülasyona almakta kullanılır. Bu kuvvet ayrıca bir başka süspansiyon elemanını eklemeye de kullanılabilir. Mesela farklı ayarlanabilir sönüm oranlı amortisör, yüklendikçe direnci artan yay karakteristikli yay elemanı gibidir. Lastikler lineer yay gibi modellenirler. Ek olarak şok kuvveti girdisi, yol ve aerodinamik kuvvetin girdileri de mevcuttur. Test boyunca yol kuvvet girdileri ve aerodinamik girdiler eyleyiciler kullanılarak verilebilmektedir. Literatür de Bird ve Martin, J.F. (1973) çalışmalarında lastik yol temas yüzeyindeki düşey ve yanal kuvvet dağılımı, tümsek parametrelerinin kullanımını valide etmek için deneysel olarak analizler yapmışlardır. Analizi gerçekleştirmek için test düzeneğinde çeyrek taşıt modelini ve bir roller'ı içermelidir. Lastik ve servo motor tasarlanmış ve oluşturulmuştur. Bu test cihazlarında ve modellerde roller yol olarak kabul edilmektedir. Lastik direk servo motora monte edilmiştir. Lastik yol temas düzlemindeki kuvvet dağılımı strain gaugeler yardımı ile ölçülmüştür. Farklı araç hızlarında kuvvet dağılımları elde edilmiştir. Literatürde daha önceden analitik bir çalışma olarak yapılmış olan LuGre dinamik sürtünme modeli, bu sürtünme kuvvetlerinin bulunmasında çok uygundur. Bakker'a göre lastik ve yol arasındaki düşey ve yanal kuvvetler, araç dinamiğini çok fazla etkilemektedir. Bu nedenle birçok makale bu kuvvetleri tanımlamak için yayınlanmıştır. Bu model ailesi ampirik deneyler sonucunda oluşturulmuştur. Bakker'a göre bu çalışmalardan en önemli olanları "Magic formula"dır. LuGre dinamik sürtünme modeli çekiş kontrolünde çok önemli bir yere sahiptir. Çünkü çok basit ve şimdiye kadar çok fazla doğrusal olmayan fenomeni tanımlamaya yetmiştir. Genellikle bu lineer olmayan popüler konular sürtünmede gözlenmiştir. Deneysel açıdan bakılırsa yol ve lastik arasındaki etkileşimi açıklamak için birçok test şekli ve yöntemi bulunmaktadır (Ginn&Marlowe 1967; Bird&Martin 1973). Şekil 1.19' da

görülmektedir. Bird&Martin (1973) çalışmasında bahsi geçen test düzeneklerinde bağımsız kontrol edilen bir lastik ve dönen bir yüzey bulunmaktadır. İki serbestlik dereceli model bağımsız olarak kontrol edilmektedir. Eğer kuvvet sensörleri birleştirilmiş ise, ilk hız steady state olur. Lastik yol arasındaki etkileşim kuvvetini yanal kaymanın her bir değeri için ölçmek mümkündür.



Şekil 1.20 : Lastik ve yol arasındaki etkileşimi açıklamak için birçok test şekli ve yöntemi Bird, K.D. ve Martin, J.F. (1973)'den uyarlanmıştır.

Bu ölçümlere dayanarak, kuvvet, kayma, sürtünme katsayısı ve kayma eğrileri 4. şekildeki ile benzerdir. Bu eğrilerden birçok pseudo-statik model elde edilir. Pseudo-Statik modeller toplam lastik – yol kuvvetleri hakkında sadece bilgi verir. Bird K.D. ve Martin J.F. (1973) çalışmasında temas yüzey alanındaki kuvvet dağılımını analiz etmek için bazı çalışmalarda iki farklı hareket bölgesinde sensör kullanır. İlk olarak; sensörler adı çok duyulmuş olan “akıllı lastiklerde” kullanılmıştır. Coleri(2009), Castillo(2006), Yılmazoglu(2001). İkinci durumda, sensörler temas yüzeyinin altına yerleştirilir bu sayede normal kuvvetler ölçülebilir (Rose&Guenther2009). Lastik üstündeki sensörler genelde piezoelektriktir. Bird K.D. ve Martin J.F. (1973). Bird, K.D. ve Martin, J.F. (1973)'e göre temas yüzeyi üstüne konulan sensörler ise piezoelektrik ya da optik sensör olabilirler. Bu sensörlere dayanarak, bu ölçümler yapılır. Zhang ve Yi(2012) temas yüzeyindeki kuvvetin şekli bimodal (temas yüzeyindeki kuvvet içeriden daha büyüktür) dağılıma sahip olduğunu bulmuşlardır. Ayrıca bu kuvvet dış kısımda, iç kısma göre daha fazladır. LuGre modelinin kullanımı ilk olarak Canudas ve Tsiotras tarafından yapılmıştır. LuGre modelinin iki ayrı ailesi vardır. Toplu parametreler ve ayrılmış parametreler olarak iki ayrı ailededir. Dağıtılmış parametreler Tsiotras tarafından kullanılmıştır. Trapezoidal şeklindeki kuvvet dağılımının kuvvet analizi yapması önerilmiştir. Dağıtılmış parametrelili LuGre modelinin frenleme kontrolünde kullanımı zordur. Bu nedenle toparlanma parametrelili LuGre modeli kullanılır. Bu modellerin formülasyonları

temas bölgesindeki kuvvetlerin tahmin edilmesine bağlıdır. Fakat bu kısımda çok az deneysel çalışma sonucu bulunmaktadır.

1.2 Tezin Amacı

Taşıt dinamiği açısından en önemli konulardan birisi lastik dinamiğidir. Yapısı ve modellenme zorluklarının fazla olması nedeniyle en ilgi çekici konu olmuştur. Bu tez çalışmasında lastiğin matematiksel modelinin oluşturulması ve oluşturulan modeller üzerinden bazı çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmalar sonucunda en uygun matematiksel model üzerinde denemeler yapılmıştır. Bu çalışmaların gerekliliğinden literatürde çok fazla bahsedilmiştir.

Lastik düşey dinamiğinin matematiksel modelleri incelenmelidir. Çok fazla model vardır ve karmaşıklık git gide artmaktadır. Birçok matematiksel model literatürde bulunmaktadır. Bu modeller yol gösterici olmuştur. Fakat modeller çok karışıktır ve her alandan çalışmacının yapabileceği kadar kolay değildir. Daha önce de bahsedildiği gibi lastik dinamik modellerinin taşıt dinamiğinde etkisi çok fazladır. Tüm dinamik sistemin çözümlenmesi ve taşıt dinamiği analizinde kullanılacak olan yüklerin belirlenmesi için lastikten iletilen kuvvetler ve lastiğin davranışı sönümü ve rijitliği çok önemlidir. Bunların kolayca analiz edilmesi zordur. Bu nedenle birçok lastik modeli geliştirilmiştir. Örneğin deneysel modellerin kullanımı için uzun zaman testlerin yapılması gerekmektedir. Ayrıca test yapmak zaman ve maliyet açısından çalışanları zor durumda bırakmaktadır. Bunun için lastik modelleri çok daha basit bir biçimde modellenbilseydi çok daha kolay olacaktır. Bu nedenle, bu çalışmada Akalın'ın (1992) bir Carl - Schenk lastik test cihazı kullanılarak Lassa GT 70 175/70 SR 13 tipi iç lastiksiz bir lastik üzerinde yapılan deneylerinden elde edilen verileri, çıktı olarak ve kullanılan kasis modelini de girdi olarak kullanarak MATLAB ve sistem tanımlama aracı yardımıyla matematiksel model elde edilmiştir. Bu model sayesinde farklı girdilerin cevabı da analiz edilebilmelidir. Bu sayede lastik matematiksel modelini bulup, değişik şartlarda uzun süre test etmek yerine hazır model kullanılarak zamandan ve maddi olarak kazanç sağlamak amaç olmuştur. Daha kısa sürede sistemin cevabı elde edilebilmesi gerekmektedir.

2. TEMEL KAVRAMLAR

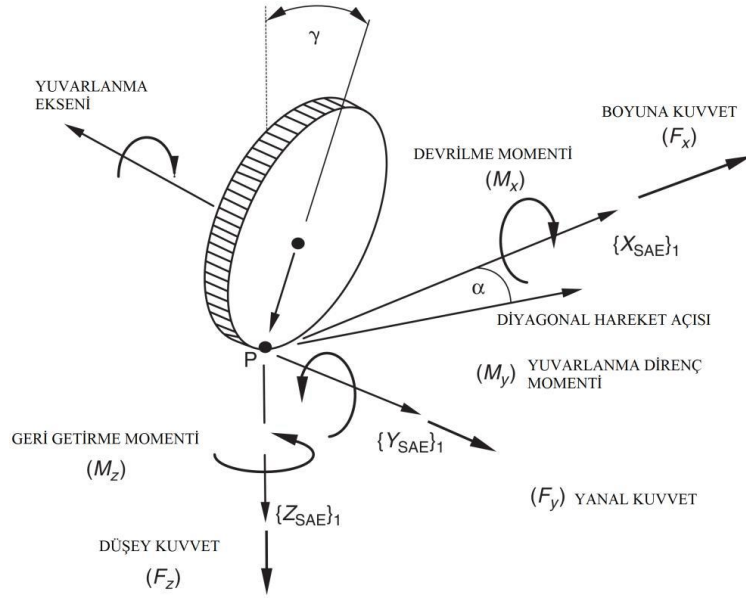
2.1 Lastik

Askı sistemine silindirik mafsalla yataklanan lastikler taşıtın yolla temasını sağlar. Taşıta etkiyen tüm kuvvetler lastik tarafından yola iletilir. Bu kuvvetler virajda, frenlemede ve tahrik durumunda ortaya çıkar.

Bir aracın lastiklerinden bazı özellikler beklenmektedir. Bunlardan kısaca bahsetmek gerekirse şu şekildedir. Düşük kütle, yön verilen lastiklerde büyük direksiyon açılarına ulaşmak için küçük yarıçap, yüksek şekil mukavemeti ve elastikiyet, frenleme veya sürtünme sonucu oluşan ısının kolayca iletilmesi ve lastik arızalarında kolayca değiştirilebilirlik sağlar. Ayrıca araç ve yol arasında etkiyen tüm kuvvetler lastik tarafından da iletilmektedir. Emniyet açısından lastiğin janta iyi şekilde oturmasının sağlanması gereklidir. Yeterli mukavemet ve rijitlik sağlanmalı aynı zamanda yeteri kadar sönüm sağlayabilmelidir. Lastik göbeği ile emniyetli bir bağlantı sağlamalıdır. Fren donanımı için yeterince serbest hacim ve tasarım alanı yüksek olmalıdır. Düşük balanssızlık konfor için gereklidir. Yanal ve düşey yönde düşük salgı yapması beklenir. Lastiğin lastiğe kolay monte edilebilmesi ve çok çabuk yıpranmaması istenir. Bunlardan en önemlisi ise emniyet açısından en iyi yol tutuşu ve sürtünme karakteristiğidir. Lastik, göbek ve bijon delikli lastik kovan ve janttan oluşmaktadır. Lastik kovani yerine lastik diski de kullanılmaktadır. Lastik göbeğine akson mili etrafında dönebilecek şekilde yataklanmış bir flanşa, lastik tespit somunları veya civatalarıyla bağlanmıştır. Ayrıca fren tamburu veya diski de sabit olarak bu flanşa civatalar ile bağlantılıdır.

Yapım şekline bağlı olarak lastikler diskli lastikler ve telli (veya parmaklı) lastikler diye ve malzemesine bağlı olarak da çelik lastikler ve hafif metal alaşım lastikler diye ayrılabilir. Diskli lastikler avantajları nedeniyle binek otomobillerde ve kamyonlarda sıkça kullanılır. İyi bir ısı iletim kapasitesine ve ayrıca jantla birlikte yapılan diskli lastikler yüksek mukavemete sahiptir. Konik biçimde uygulanan lastik tespit somunları (Bijon somunları) lastiğin çok iyi merkezlenmesini sağlarlar. Diskli

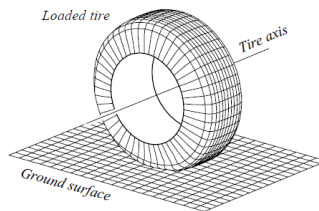
lastikler çelik saçtan preslenerek veya hafif metal alaşımlarından döküm veya dökme suretiyle imal edilirler. Telli lastikler özellikle motosikletlerde yaygın olarak kullanılır. Göbek ve jant tel çubuklarla gerilmiştir. Mukavemetlerinin daha fazla olması nedeniyle hafif metal alaşımdan parmaklı lastikler bu telli lastiklerin yerini alamaya başlamıştır.



Şekil 2.1 : SAE Koordinat sisteminde lastiğe etkiyen kuvvetlerKasprzak (2006)'dan uyarlanmıştır.

2.2 Lastik Dinamiği

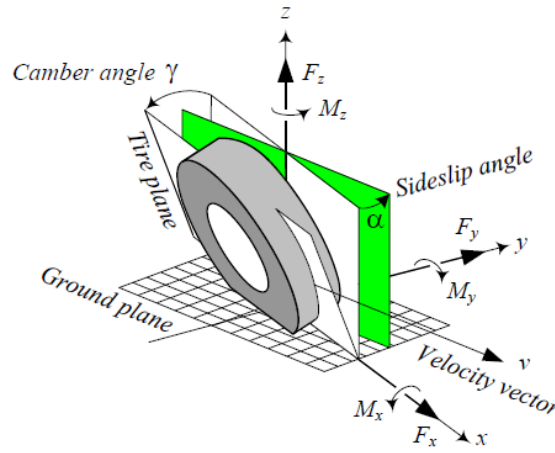
Lastikler yol ile temas halinde olan temel yapı parçalarıdır. Araç performansı temel olarak lastik karakteristiğinden etkilenir. Lastikler yol tutuşunu sürüş konforunu, çekiş kuvvetlerini ve yakıt tüketimini etkiler. Önemi anlamak için aracın yanal düşey ve yatay kuvvet sistemleri tarafından manevra yapabildiğini söylemek yeterlidir (Reza N. Jazar 2014).



Şekil 2.2 : Düşey yüklenmiş durgun lastikN. Jazar(2014)'den uyarlanmıştır.

2.3 Lastik Koordinat ve Lastik Kuvvet Sistemi

Lastik yol etkileşimini ve kuvvet sistemini tanımlamak için, kartezyen koordinat sistemi kullanılır. X eksen lastik kesit alanı boyuncadır. Z eksen zemine diktir, yerçekiminin ters yönündedir. Lastik oryantasyonunu belirlemek için iki açı kullanılır; kamber ve diyagonal hareket açısı. Kamber açısı lastik eksen ile düşey eksen ile ölçülen açıdır. Kamber açısı önden bakışta çok daha iyi algılanır. Diyagonal hareket açısı hız vektörü ve x eksen arasındaki açıdır. Diyagonal hareket açısı üst görünüşte daha iyi algılanır. Lastiğin yol ile teması sonucunda 3D boyutlu kuvvet sistemi oluşur. Üç ayrı kuvvet be moment içerir. Şekil 2.3’ de görülmektedir.



Şekil 2.3 : Lastik koordinat sistemi, kamber açısı ve kayma açısı (Reza N. Jazar 2014).

- Yatay kuvvet F_x dir. X eksen boyunca etki eden kuvvettir. Eğer araç ivmeleniyorsa $F_x > 0$ olur. Eğer frenleme durumu söz konusuysa $F_x < 0$ olur. İleri kuvvet olarak da adlandırılır.
- Normal kuvvet F_z ’ dir. Düşey kuvvettir. Zemine diktir. $F_z > 0$ dir. Düşey kuvvet veya lastik yükü olarak da adlandırılır.
- Yanal kuvvet F_y dir. Yere tanjanttır ve F_x ve F_z ’ nin ikisine de diktir. $F_y > 0$ ise yanal kuvvet y yönündedir.
- Dönme momenti M_x dir. X eksenini boyunca olan momenttir. $M_x > 0$ ise lastiği x ekseninde döndürmeye çalışır. [bank moment, tilting moment, overturning moment roll moment]

- Kafa vurma momenti(pitch moment) M_y dir. Y eksenindeki yanal momenttir. $M_y > 0$ ise lastiği y ekseninde öne doğru döndürmeye çalışıyor demektir. Yuvarlanma direnci torku olarak da bilinir.
- Savrulma yalpa, (yaw momenti) momenti M_z ’ dir. z eksenı boyunca olan momenttir. $M_z > 0$ lastik z eksenı boyunca dönmeye çalışır. (self aligning moment) Geri getirme momenti kendinden yönlenme momenti olarak da adlandırılır.

2.4 Lastik Rijitliği

Bir yaklaşım olarak lastik düşey yükleri F_z normal lastik deformasyonunun lineer bir fonksiyon (2.1) olarak ifade edilebilir. ΔZ lastik merkezinden ölçülür.

$$F_z = k_z \cdot \Delta Z \quad (2.1)$$

k_z katsayısı z yönündeki lastik rijitliği olarak tanımlanır. Benzer şekilde yanal ve yatay kuvvetler (2.2) ve (2.3)'deki gibi ifade edilebilir.

$$F_x = k_x \cdot \Delta Z \quad (2.2)$$

$$F_y = k_y \cdot \Delta Z \quad (2.3)$$

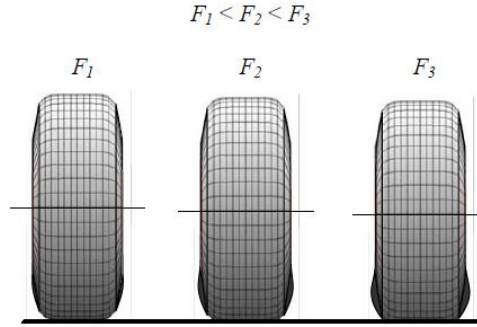
Burada K_x ve K_y lastiğin yanal ve yatay rijitlikleridir.

Lastikte deformasyon x,y,z düzlemlerinin hepsinde oluşur. Lastik karakteristiğinin en önemli ilk kuralıdır. Lastik rijitliğinin hesabı genel olarak deneysel sonuçlar sayesinde bulunur. Bu değerler lastik mekanik özellikleri dışında ortam özelliklerine de bağlıdır. Lastik yük altında şekil değiştirir ve belirli bir bölgede basınçlı alan oluşur. Bu düşey yüklemeyi dengeler. Deneysel çalışmalar sonucunda toplanan veriler sayesinde Şekil 2.5'de rijitlik eğrisini görebilirsiniz. Eğri matematiksel fonksiyon olarak (2.4)'deki gibi ifade edilir.

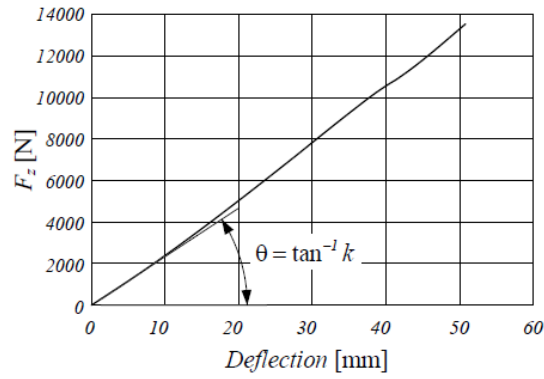
$$F_z = f(\Delta Z) \quad (2.4)$$

Lineer yaklaşımı kullanabiliriz.

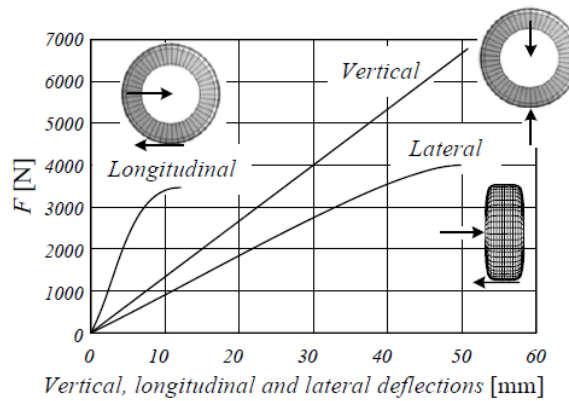
$$F_z = [\partial f / \partial (\Delta Z)] \cdot (\Delta Z) \quad (2.5)$$



Şekil 2.4 : Sıfır kamber açısında düşey yüklenmiş lastikler M.Ersoy (2010) ‘dan uyarlanmıştır.



Şekil 2.5 : Lastik düşey rijitlik eğrisi M. Ersoy (2010) ‘dan uyarlanmıştır.



Şekil 2.6 : Düşey, yatay ve yanal rijitlik eğrisi M.Ersoy (2010) ‘dan uyarlanmıştır.

$\partial f / \partial (\Delta Z)$ katsayısı, deneysel rijitlik eğrisinin eğimidir. Rijitlik katsayısı da k_z ' dir.

$$k_z = \tan \theta = \lim_{\Delta Z \rightarrow 0} \frac{\partial f}{\partial (\Delta Z)} \quad (2.6)$$

Bu nedenle normal lastik deformasyonu (ΔZ) lastik düşey kuvveti ile orantılıdır.

$$F_z = k_z . \Delta Z \quad (2.7)$$

Lastik yola sadece basınç kuvveti etkitir. Bu nedenle $F_z > 0$ dir. Rijitlik eğrisi birçok parametreden etkilenir. Bunlardan en önemlisi lastik basıncıdır.

Yanal ve yatay kuvvet ve deformasyon davranışı yine deneysel olarak gerekli yönlerden kuvvetler uygulanarak hesaplanır. Yanal ve yatay kuvvetler kayma kuvveti nedeniyle sınırlıdır. Kamm çemberinde bahsedilecektir. Lastik düşey olarak yüklenir. Resimde tüm rijitlik eğrilerini görebilirsiniz. Lastiğin belirli bir kısmı yanal ve yatay rijitlik eğrileri lineer olarak alınabilir denklemler (2.8).(2.9), (2.10) ve (2.11)' daki gibi olur.

$$F_x = k_x . \Delta Z \quad (2.8)$$

$$F_y = k_y . \Delta Z \quad (2.9)$$

$$k_x = \tan \theta = \lim_{\Delta X \rightarrow 0} \frac{\partial f}{\partial (\Delta X)} \quad (2.10)$$

$$k_y = \tan \theta = \lim_{\Delta Y \rightarrow 0} \frac{\partial f}{\partial (\Delta Y)} \quad (2.11)$$

Yanal ve yatay kuvvetler yükselirse yerle lastik arasındaki kayma maksimum olana kadar yükselir. Burada etkiyen en büyük kuvvette ulaşılır. Genelde lastik yatay yönde çok daha rijittir. En az rijit olduğu yön ise yanaldır.

2.4.1 Histeresiz etkisi

Lastik kauçuktan yapıldığı için ve viskoelastik malzeme yapısına sahip olduğu için, yüklenmiş ve yüklenmemiş rijitlik eğrileri aynı olmaz. Lastik yük altında döner. Bu nedenle dönüş sayısı arttıkça deformasyonlar ve eski haline gelip düzelmeler sürekli

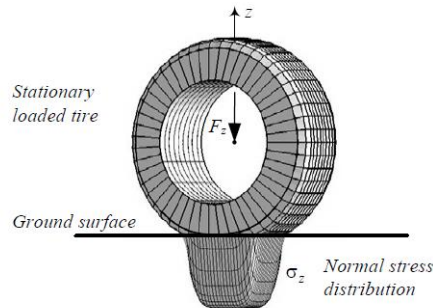
tekrar eder. Bu nedenle enerji kaybı ve ısı açığa çıkar. Bu yapıdaki özellikler ortaktır ve malzeme histeresizi olarak adlandırılır. Histeresiz enerji kaybı düşerken sıcaklık yükselir. Histeresiz etkisi, yüklenmiş lastikte yükleme alındıktan sonra tekrar tam olarak eski haline gelmez. Yarış aracı lastikleri, yüksek histeresiz değerine sahip oldukları için daha iyi bir yol tutuşa sahip olurlar. Deforme olmuş lastik daha yavaş eski haline gelir. Bu nedenle kuvvetleri iletemez hale gelebilir. En baştaki ve sondaki basınç değişimi yuvarlanma direncine sebep olur. Sürtünmeyi artırır yol tutuşu ve kuvvet iletimi artar. Yolcu araçlarının lastikleri ise düşük histeresize sahiptir. Yuvarlanma direnci daha düşük olur. Daha az ısınırlar. Ayrıca yüksek histeresizi olan lastikler daha çabuk ömürlerini doldururlar.

2.5 Lastik Temas Kuvvetleri

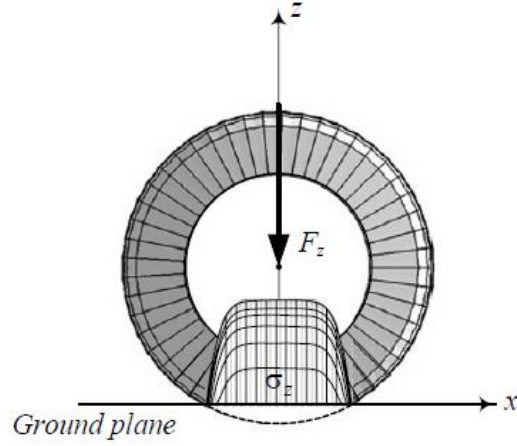
Lastiğin yol ile temas bölgesine uygulanan kuvvet komponentlere ayrılabilir. Yola normal ve yola tanjanttır. Normal yöndeki komponenti temas basıncıdır σ_z Tanjant komponenti x ve y yönünde ayrılır. Bu sayede yanal ve yatay kayma kuvvetleri oluşur. τ_x ve τ_y . Normal yükleme altında durgun lastik temas bölgesi izdüşümü simetriktir. Bu alandaki normal stresin integrali A_p , F_z yüküne eşit olmak zorundadır.

2.5.1 Statik lastik normal gerilim

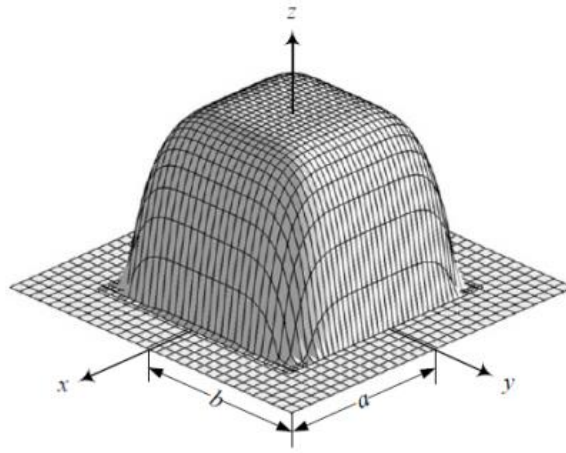
Şekil2.7 normal gerilim altında durgun lastik F_z yüküne maruzdur. Yerden uygulanan normal gerilim σ_z 'dir. Uygulanan kuvvetlerin gösterimi yan olarak gösterimi Şekil 2.8' dedir. Durgun lastikte yer ve lastik arasındaki normal gerilimin $\sigma_z(x,y)$ lastik yükleme koşullarına bağlı olduğunu ve Şekil 2.9' da gösterilen şekilde olduğu bilinir.



Şekil 2.7 : Normal gerilim σ_z , F_z normal yükü altındaki durgun lastiğe uygulanır (Reza N. Jazar 2008).



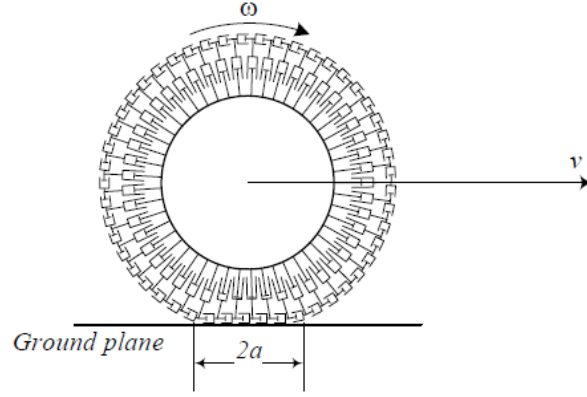
Şekil 2.8 : Gerilim σ_z ve F_z normal yükü altındaki durgun lastiğin yandan görünüşü (Reza N. Jazar 2008).



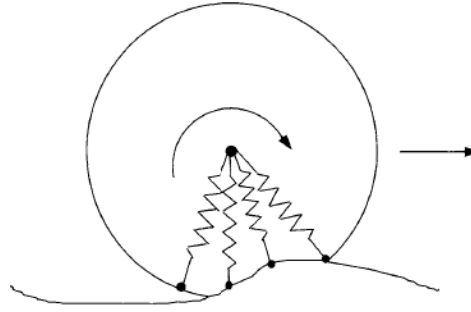
Şekil 2.9 : Durgun lastikte normal gerilimin σ_z (x,y) temas alanındaki görüntüsü (Reza N. Jazar 2008).

2.5.2 Deformasyon ve yuvarlanma direnci

Gerilim dağılımındaki ayrılmalar oransal olarak lastik deformasyonu oluşturur. Yuvarlanma direnci arttıkça deformasyonda artacaktır. Yüksek basınçlı lastik, az basınçlı lastiğe göre daha az yuvarlanma direncine sahiptir. Dönen lastikte enerji dağılım mekanizmasını modellemek gerekirse, lastikte birçok yay ve sönüm elemanının olduğunu kabul ederiz. Paralel bağlı yay ve sönüm elemanları radyal olarak lastik çevresine yayılmışlardır. Resimde görülmektedir.



Şekil 2.10 : Lastiğin sönüm yapısı Jazar (2008) ‘den uyarlanmıştır.



Şekil 2.11 : Lastiğin yaylı yapısı Jazar (2008) ‘den uyarlanmıştır.

Hız yükseldikçe yuvarlanma direnci artmaktadır. Bu nedenle lastik yüzeyinde kritik hızlarda bozulmalar oluşur.

2.6 Lastik Hareket Denklemleri

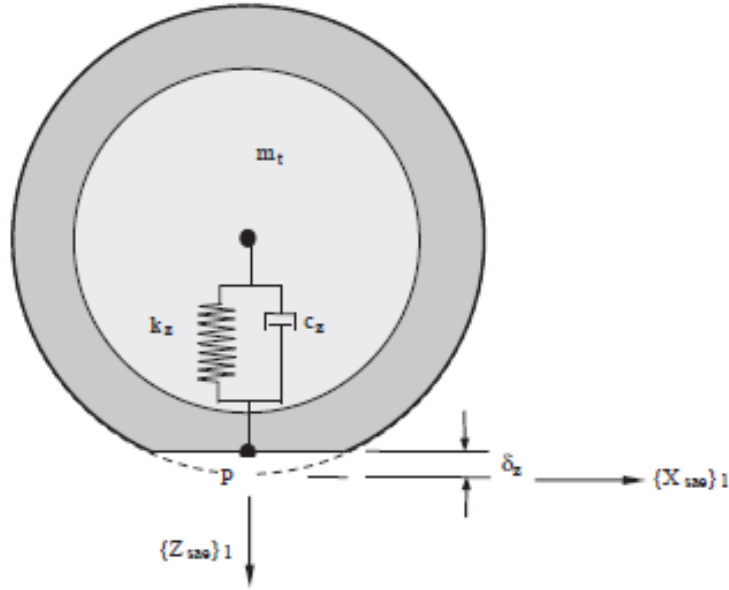
Daha öncede bahsedildiği gibi lastiğin hareket yönündeki doğrusal deplasmanı x ile lastik aksının düşey yöndeki deplasmanı ise z gösterilmektedir.

Lastiğin mekanik özellikleri;

- Yuvarlanma direnci,
- Kuvvet bağlantı katsayısı ve kayma
- Aderans olayı,
- Yan kuvvetler etkisi altındaki hareket,
- Düşey titreşimler altındaki davranışı başlıklarında incelenebilir.

Yuvarlanma Direnci:

Yuvarlanmakta olan bir lastikte malzeme temas bölgesinden her geçişte bir takım şekil değişikliklerine uğrar. Bu şekil değişikliklerinde malzemenin histerezi dolayısıyla her çevrimde bir miktar enerji ısıya dönüşür. Bu yüzden bir lastik ön görülen hızdan daha yukarı bir hızda kullanılırsa, profilin sıcakta yumuşayan yapıştırma malzemesinden ötürü karkastan ayrılması tehlikesi doğar.



Şekil 2.12 : Lastik yay ve sönüm elemanı ile modellenmesi (Blundell, Harty 2015).

Üzerinde fren veya tahrik kuvveti olmayan sadece yuvarlanma hareketi yapan bir lastiğin yuvarlanma direnci oluşumu:

Lastiği radyal yönde pek çok yay ve amortisörden (sönümleme elemanından) meydana geldiğini düşünelim. Temas bölgesine gelen elemancıklardaki sönüm basıncı artırırken, temas bölgesini terk eden elemancıklardaki sönüm basıncı azaltır. Bu yüzden zemindeki basınç bileşeni merkezden e mesafesi kadar öne doğru kayar ve lastik yükü ile bir kuvvet çifti oluşturur. Lastiği harekette tutmak için merkezine bir kuvvet tatbik edilmelidir. Bu da zeminde oluşan reaksiyon kuvveti ile bir kuvvet çifti oluşturarak bir önceki kuvvet çiftini dengeler, yani:

G: düşey kuvvet denklem (2.12)'de gösterilmiştir.

Fr: yuvarlanma direnci denklem (2.13)' de gösterilmiştir.

r: lastik dinamik yarıçapı

e: kayma miktarı

Ft: tahrik kuvveti

M: moment

$$G \cdot e = F_r \cdot r \quad (2.12)$$

$$F_r = \frac{e}{r} \cdot G = f_r \cdot G \quad (2.13)$$

Lastiğin miline tahrik yönünde bir moment verelim Ft olsun. Kuvvetlerin eşitliği söz konusu olduğu için, sadece moment dengesinden;

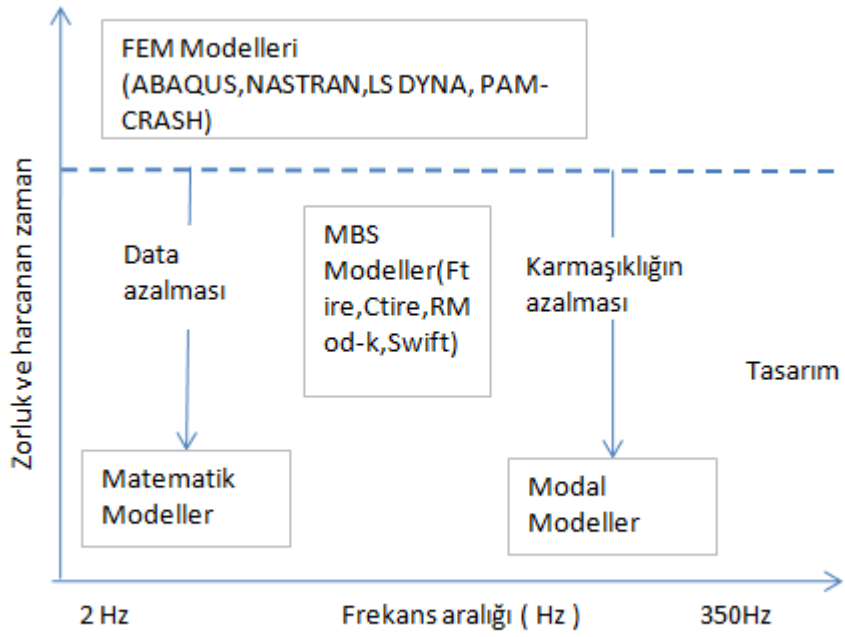
$$F_t \cdot r + G \cdot e = M \rightarrow \frac{M}{r} - \frac{e}{r} \cdot G = \frac{M}{r} - f_r \cdot G \quad (2.14)$$

Lastiğin miline tahrik tersi yönünde bir moment verelim. Frenleme kuvveti B olsun;

$$M = B \cdot r - G \cdot e \rightarrow B = \frac{M}{r} + \frac{e}{r} \cdot G = \frac{M}{r} + f_r \cdot G \quad (2.15)$$

2.7 Lastik Simülasyon Modelleri

Lastik modelleri güzel bir şekilde lastik özelliklerini simüle eder (M. Ersoy, 2010). Lastik modelinin karmaşıklığı çok kolay bir biçimde basit matematiksel modelden detaylı sonlu elemanlar simülasyonuna kadar birçok modelle incelenir. Modelin karmaşıklığı simülasyonun gerekliliklerine bağlıdır. Lastik endüstrisinde genelde tasarım prosedürü sonlu elemanlar modellerini içermektedir. Bu modeller hazırlanması için çok zamana ihtiyaç duysa da en çok kullanılan modellerdendir. Bu resimdeki grafiğin ortasında çoklu gövde modelleri bütün fiziksel özellikleri simüle etse de yapısal hiç bir detay vermemektedir.

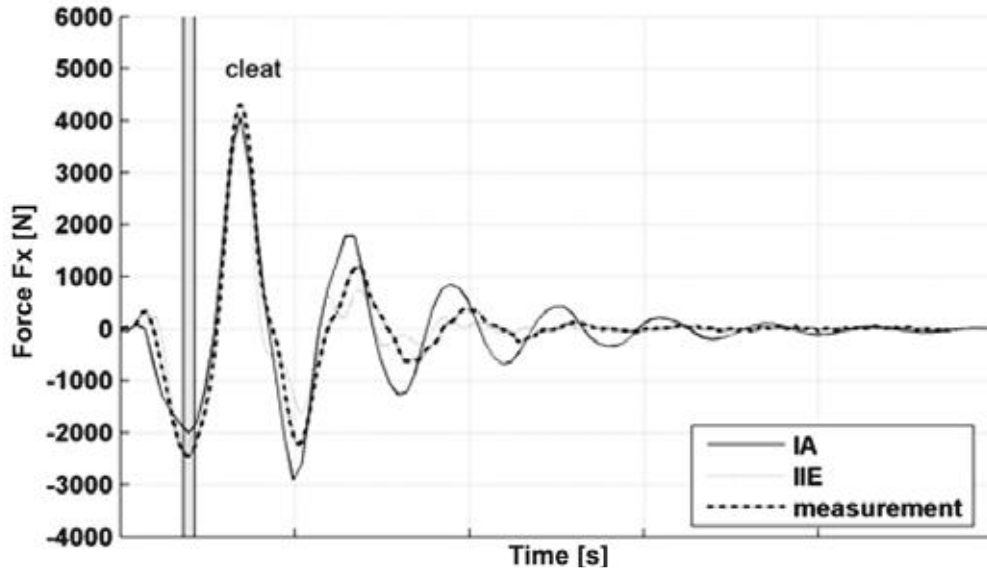


Şekil 2.13 : Çeşitli lastik modelerine göre farklı uygulanabilir yöntemlerin tanıtımı ve dağılımı M. Ersoy (2010)' dan uyarlanmıştır.

2.8 Lastik Model Performans Testi TMPT

Bu çalışma, birçok lastik modelini en çok kullanılan çoklu gövde simülasyonları ile karşılaştırır ve her bir modeli karşılaştırarak en uygun modeli bulmanıza yardımcı olur. Sekiz farklı lastik modeli yazılım sağlayıcısı çalışmaya katılmıştır. Çeşitli modeller üç farklı çoklu gövde simülasyon programı ile kombinasyon içindedir. Çok çeşitli test senaryoları test düzeneklerini kullanarak simüle edilir.

Test-rigler sayesinde lastik hızları değişebilir farklı lastik yükleri uygulanabilir, farklı frenleme momentleri uygulanabilir, farklı yanal kayma açıları uygulanabilir ve farklı kamber açıları uygulanabilir. Tüm bu uygulamalar ve ölçümler çok geniş bir veri sağlar üreticiye. Çeşitli parametrelerin belirlenmesi çoklu gövde simülasyon yazılımı ile yapılır. Standartlaştırılmış lastik modeli (STI) birçok çeşitli lastik modeli oluşturmak için entegre edilir. İlk olarak deneysel sonuçları tutturmaya çalışılır. Örneğin bir kasis üstünden geçen lastik grafiği ekte. Bu durumda simülasyon verisi ve deneysel veriler çok iyi uyum içinde oldukları görülür.



Şekil 2.14 : 30km/h hızda kasis üstünden geçen lastik (20x20 mm) M. Ersoy (2010)'dan uyarlanmıştır.

2.9 Lastik Dinamik Karakteristiği

Koordinat kafesi lastik den lastik yüzey temas merkezinin ortasına kadar olan bölümdür. X eksenini lastik ve yüzeyin kesim alanı boyunca uzanan eksenidir. Z eksenini ise yere dik olan eksenidir. Lastik oryantasyonunu iki açı ile adlandırırız. Kamber açısı ve yanal kayma açısı. Kamber açısı lastik eksenini ile düşey eksen arasındaki açıdır, x ekseninden ölçülür. Yanal kayma açısı ise z eksenine göre ölçülen x ekseninin hız vektörü ile yaptığı açıdır. Dik olarak yüklenen lastik dönüşünde efektif yarıçap R_w ' dir. Dönme yarıçapı olarak adlandırılır. Lastiğin V_x ileri hızıdır, W_w açısal hızıdır. Yüklenmemiş lastik yarıçapı R_g ve yüklenmiş lastik yarıçapı R_h ' dir. Denklemler (2.16), (2.17) ve (2.18)' de görülmektedir.

$$R_w = \frac{V_x}{W_w} \quad (2.16)$$

$$R_w = R_g - \frac{R_g - R_h}{3} \quad (2.17)$$

$$R_h < R_w < R_g \quad (2.18)$$

Dönen lastik yatay kuvvet oluşturur buna yuvarlanma direnci denir demiştik. Hareketin tersi yönünde olan bu kuvvet temas alanındaki normal kuvvet ile oransaldır.

μ_r yuvarlanma sürtünme katsayısıdır. Lastik mekanik özelliklerine hıza ve aşınmaya, sıcaklığa, yüke, büyüklüğe, sürüş ve frenleme kuvvetlerine, yol durumuna bağlıdır. X yönündeki lastik kuvveti, yatay ve yuvarlanma kuvvetinin birleşimidir. 's' lastiğin yatay kayma oranıdır. $-C_\gamma \gamma$ kamber kuvveti ve $C_\alpha \alpha$ yanal kayma kuvveti Y yönündeki lastik kuvveti F_y lastik yuvarlanma direnci F_r ile yanal kuvvetin bir birleşimidir. Yanal kuvvet (2.19)'da görülmektedir;

$$F_y = -C_\gamma \gamma - C_\alpha \alpha \quad (2.19)$$

2.10 Sentetik Yol Verisi

Sentetik yol verisi oluşturmak için gerekli olan formülasyonlar ISO 8608 -1995 ve ISO8608 'de bulunmaktadır. ISO 8608 AnnexB yol profili karakterizasyonu için önerilen metotları içerir. Standarta göre yolun pürüzlülüğü tanımlıdır. Bu pürüzlülük değeri yol şartlarına göre 3 ve 9 arasında seçilebilmektedir. Boylamsal frekans (devir/m) da standartta belirtilen ve tanımlanması gereken bir değerdir. Referans olarak bu değer 0,1 verilir. Deplasman güç yoğunluğu ile ivmelenmenin güç yoğunluğu tanımlanmıştır. Ayrıca dalga boyu ve yolun uzunluğunun da bilinmesi sentetik yol verisi oluşturmak için gereklidir ve bu bilgiler yardımı ile istenilen yol düzgünsüzlük verisi oluşturulur. Zaman frekansı ile boylamsal frekans arasındaki ilişki denklem (2.20), (2.21) ve (2.22)'de tanımlanır.

$$f = n \cdot v \quad (2.20)$$

$$G_v(n) = G_d(n) \cdot (2;n)^2 \quad (2.21)$$

$$AMP = dn * (2 * k) * (10^{-3}) * \left(\frac{n_0}{n}\right) \quad (2.22)$$

f = zaman frekansı

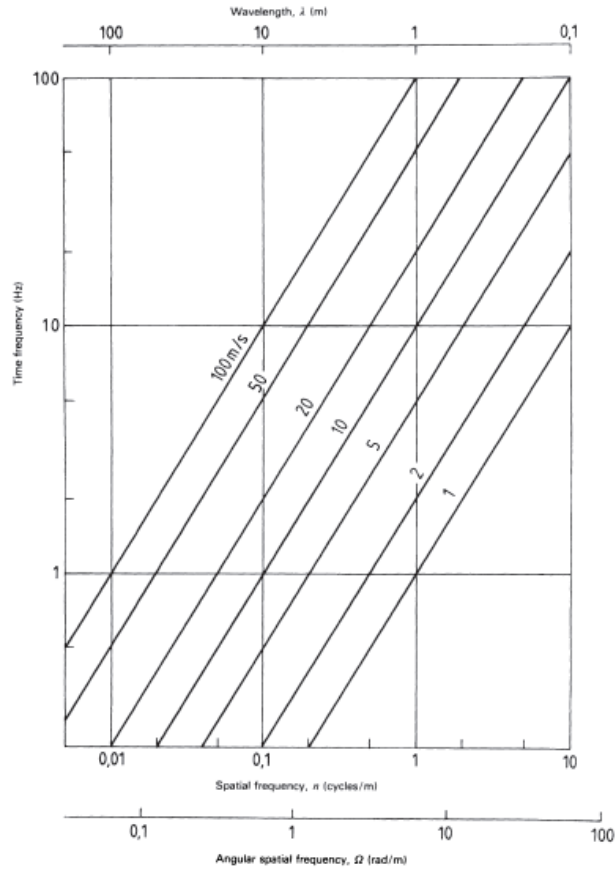
n = Boylamsal frekans

v = araç hızı

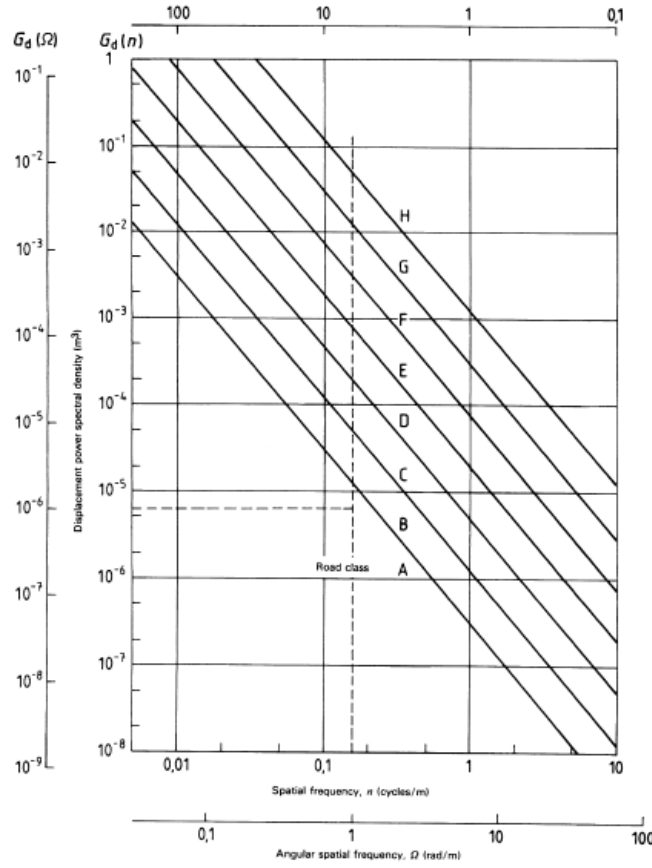
$G_v(n)$ = hızın güç yoğunluğu

$G_d(n)$ = deplasman güç yoğunluğu

Açısal ve merkez zamansal frekans biliniyorsa buna ek olarak ISO 8608 ' standartından farklı yol şartlarına göre deplasman güç yoğunluğunun ortalama ve limit değerleri elde edilebilir. Bunun için standartta tablo C3 kullanılmaktadır. Ayrıca tablo C4 'de farklı yol şartları için düzgünsüzlüğün, en küçük kareler metoduna göre, geometrik ortalama ve limit değerleri bulunabilmektedir.



Şekil 2.15 : Zamansal frekans ile boylamsal frekans ilişkisinin grafiği (ISO 8608:1995).



Şekil 2.16 : Yolların sınıflandırılması (ISO 8608:1995).

Sistemin eşleştirilmiş deplasman güç yoğunluğu (2.23)'de hesaplanır:

$$G_d(n) = G_d(n_0) \cdot (n/n_0)^{-w} \quad (2.23)$$

n_0 (= 0,1 devir/m) = referans zamansal frekans

Ω_0 (= 1 rad/m) = referans açısal frekans

w = oluşturulan güç yoğunluğunun üssel değer

Bu standarta göre öncelikle A-B yüzey pürüzlülük sınıflandırılmasına göre bir pürüzlülük değeri seçilmelidir. Verilerin örnekleme frekansı ve yolun uzunluğu girilmelidir. Frekans bilineceği için sistemin deplasman güç yoğunluğu hesaplanır. Daha sonra yol pürüzlülüğünün büyüklüğü hesaplanmalıdır. Yolların sınıflandırılma tablosu C2 de görülmektedir.

$$AMP = dn * (2 * k) * (10^{-3}) * \left(\frac{n_0}{n}\right) \quad (2.24)$$

3. YÖNTEM

Bir fiziksel sistemin dinamik davranışını temsil eden matematiksel denklemlere matematiksel model denir. Kontrol edilmek istenen dinamik sistemin matematiksel modellenmesi, sistemin analiz ve denetleyici tasarımında önemli bir adımı oluşturur. Karmaşık sistemlerin anlaşılabilmesi ve kontrolü için, matematiksel model elde edilmesi bir gerekliliktir. İlgilenilen sistemler genelde dinamik olduğundan ortaya çıkacak denklemlerde diferansiyel formda olacaktırlar. Dinamik sistemlerin modellenmesinden kasıt, sistemlerin matematik modelinin oluşturulmasıdır. Dinamik bir sistemin matematik modeli, incelenen sistemin dinamik özelliklerini belirten matematiksel ifadeler bütünü olarak tanımlanabilir. Sistemlerin sadece bir tek matematik modeli yoktur. Sistemler, farklı yöntemler kullanarak modellenebilirler (doğrusal modelleme, doğrusal olmayan modelleme, durum değişkenleri yöntemi kullanarak modelleme, yapay sinir ağları yardımıyla modelleme vs.). Sistemin cinsi ne olursa olsun (mekanik sistem, elektriksel sistem, termal sistem vs.) matematik modelleri, sistem dinamiğini veren diferansiyel denklemlerden oluşmaktadır. Bir sistemin verilen girdiye karşı cevabı, bu matematiksel modelde belirtilen denklemlerin çözülmesi ile elde edilir. Dinamik sistem problemlerinde, sistem ve bileşenleri tanımlanır, matematiksel model oluşturulur ve kabuller ortaya konur. Modeli karşılık geldiği diferansiyel denklemler yazılır, istenen çıkış değerleri dikkate alınarak denklemler çözülür, kabuller ve çözümler gözden geçirilir. Gerekli ise sistem tekrar analiz edilir ve tasarlanır. Bu tez çalışmasında, lastik karakteristiğinin incelenmesi ve MATLAB programı ile matematiksel modelinin oluşturulması üzerinde çalışılmıştır. İlk olarak lastik test düzeneğinde test edilir ve veriler toplanır. Lastik bir kasis üzerinden farklı hızlarla farklı lastik basınçları ile test edilmiştir. İlk olarak 20km/h, 40km/h ve 60 km/h hızlarda çalıştırılan düzenekte lastik basınçları eşittir. Bu hızlarda lastikler aynı geometrik şekildeki kasis üzerinden geçmektedir. Her geçiş esnasında ivme değerleri iki adet ivmeölçer tarafından ölçülmüştür ve zamana bağlı ivme değişimleri elde edilmiştir. İvme ölçerler farklı yerlere konumlandırılmıştır. Ölçümler 4 saniye için kaydedilmiştir. Bunun sonucunda alınan değerler matematiksel modeli elde etmede kullanılır. Elde edilen veriler MATLAB

Identification Tool yardımı ile MATLAB ortamına alınır. Burada girdi olarak kasis zamana bağımlı input olarak girilir çıktı olarak ise test düzeneğinden elde edilen ölçüm ile alınan değerler kullanılır. Bu iki değer girilerek hangi matematiksel yöntem ile çözdürüleceğine karar verilerek sistemin matematiksel modeli elde edilecektir. Elde edilen matematiksel model iki farklı yöntem ile incelenmiştir. State space model ve transfer fonksiyon modeli olarak iki adet model oluşturulmuştur. Ayrıca “Grey box” ve “Black box” modelleri ayrı ayrı hesaplanmıştır. Her bir hızda elde edilen modeller karşılaştırılır. Modellerin doğruluğundan emin olmak için tek serbestlik dereceli ve yine MATLAB da oluşturulan tek serbestlik dereceli yay ve sönüm elemanına sahip düzeneğin basit bir çözüm yapılıp ve buradan elde edilen girdi ve çıktı yine Identification Tool' a gönderilir. %100 uyum elde edilir ve istenilen yay ve sönüm katsayıları elde edilir. Bu şekilde sağlama yaparak programın çözüm kolaylığından emin oluruz. Daha sonra elde edilen transfer fonksiyonu ve “state space” model Simulink programına alınır. Burada Identification Tool'a aynı girdi değeri verilerek matematiksel model elde edilir. Elde edilen matematiksel model Identification Tool'a tanımlanarak, çıktı elde edilir ve test düzeneğinden toplanan değerler ile karşılaştırılır. Burada frekanslar yol gösterici olmuştur. Bu işlemler her hızdaki model için yapılır. Bu sonuçların elde edilmesi sonucunda her hızda elde edilen aynı sistem için gerekli olan matematiksel modeller karşılaştırılır. Ayrıca bu modellere farklı girdiler verilerek aynı sistemin cevabının ne şekilde değişeceği gözlemlenebilmektedir. Yani her şart altında test edilmeye gerek duymadan bir kaç test sonucunda elde edilen lastiğin cevapları sayesinde model bulunarak çok farklı girdiler verilerek her girdiye olan cevap bulunabilmektedir. Lastik modelinin doğruluğunu ispatlamak ve teorik olarak da doğrulayabilmek için test sistemin matematiksel modeli teorik olarak oluşturulmuştur. Bu model state space model kullanılarak çözülmüştür ve elde edilen sonuçlar System Identification Tool' da elde edilen model ile karşılaştırılır. Her ikisi de aynı matris büyüklüğündedir. Bunun sonucunda, kısaca bahsetmek gerekirse lastik test düzeneğinde test edilmiştir ve kasis üzerinden geçirilerek farklı hızlarda elde edilen değerler kaydedilmiştir. Bu değerler girdi ve çıktı olarak MATLAB System Identification Tool'a girilir ve matematiksel model farklı yöntemler yardımı ile elde edilir. Bunun sonucunda tekrara farklı şartlarda test yapmaya gerek duymadan elde edilen matematiksel modellere Simulink yardımı ile farklı girdiler altında ne sonuçlara vereceği incelenebilir. Bu sayede maddi olarak ve zamandan büyük kazanç sağlanmış olunur.

Bu çalışmada sistemin matematiksel modelinin MATLAB System Identification Tool yardım ile bulunması ve bulunan modelin teorik olarak doğrulanması konu alınmıştır. Kısaca System Identification Tool özelliklerinden bahsetmek gerekir. Bu araç sayesinde ölçülen girdi ve çıktı verilerinden dinamik sistemin matematiksel modeli oluşturulur. Bu oluşan matematiksel model MATLAB’ da, Simulinkte ve diğer uygulamalarda kullanılabilir. Kolayca modellenmesi zor olan sistemlerin dinamik modellemesini oluşturmanızı sağlar. Zaman çizelgesinde ya da frekans çizelgesindeki girdi ve çıktı verilerini kullanarak transfer fonksiyonunu, durum uzay modellemesini oluşturabilirsiniz. Bu araç sayesinde “black-box” ya da “grey-box” (kullanıcı tanımlı) modeller elde edebilirsiniz. Eğer daha anlaşılır bir sistem varsa bazı parametreler belli ise kullanıcı tanımlı modellemeyi kullanabilirsiniz. Çalışmalarda görülmüştür ki zaman serisi modellerde durum uzay matematiksel modellemesi daha uygundur.

3.1 MATLAB ve Sistem Modelleme Programı

“System Identification” bir MATLAB sistem modelleme aracıdır. Bu yöntemlerin dinamik sistemlere uygulanabilir hale getirilmesi “modern kontrol teorisi”nin K.J. Aström ve I. Bohlin tarafından yayımlanan makaleleriyle (“Numerical Identification of Linear Dynamic Systems From Normal Operating Records”, 1965) 1960’lara rastlar. Sistem tanılama için geliştirilen bu tekniklerin endüstriyel süreçler için uygulanması ise Lennart Ljung ile başlamıştır (“The System Identification Toolbox”, 1986).

Sistem tanılama, dinamik bir sistemin modelinin gerçek sistemden alınan giriş-çıkış ölçümleriyle bulunması anlamına gelir. Sistem tanılamanın amacı, belirli bir sisteme veri giriş-çıkışı ilişkisinden, daha sonra sistem üzerinde tekrar yapılacak çalışmalarda kullanılabilecek güvenilir bir matematiksel model kurmaktır. Bu model;

- Sistem davranışlarının öngörülebilmesini
- Sistem davranışının istenilen yönde kontrol edilmesi ve yönlendirilebilmesini hedef edinir.

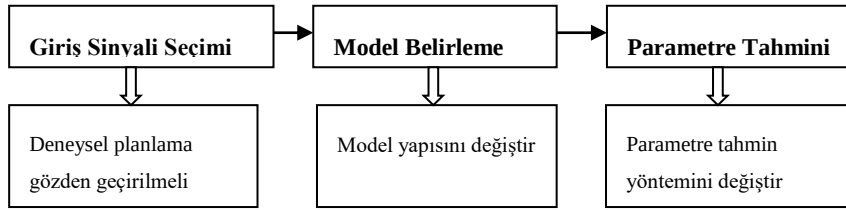
Bu çalışmanın ön koşulu gerçeği yansıtmaktır. Sistem tanılama yöntemleriyle elde edilen bir model, bir giriş ve bir çıkış arasındaki matematiksel ilişkiyi ortaya koymak

amacıyla oluşturulabileceği gibi, birçok çıkış (veya ölçüm) ile birçok giriş arasındaki ilişkiyi de inceleyebilir.

Sistem tanılama süreci, deneysel planlama ve veri toplama, modellerin kurulması, deney verilerinden bilinmeyen sistem parametrelerinin tahmin edilmesini ve bulunan modelin geçerliliğinin test edilmesini içerir. Yukarıda bahsedildiği gibi sistem modelinin bilinmesi, sistem karakteristiklerinin formülize edilmesi ve buna dayanarak sistemlerinin tasarımı ve oluşturulması için önemlidir.

Sistem tanılama izleği 4 ana aşamadan oluşur:

- Deneysel planlama
- Model yapısının seçimi
- Parametre kestirimi
- Kurulan modelin geçerliliğinin test edilmesi.



Şekil 3.1: MATLAB Sistem Modelleme Aracı'nın kullanımı.

Sistem tanılama işlemi, sistemi uyaracak uygun giriş sinyalinin seçimi ile başlar. Sistemden elde edilen tanılamaya uygun veri ile bir model belirlenir ve belirlenen bir yöntemle parametreler kestirilir. Bu yolla elde edilen model geçerlilik testlerini geçemezse algoritmada yukarıdan aşağıya doğru hareket edilir. Önce parametre kestirim yöntemi değiştirilir. Eğer model çeşitli denemelere rağmen yine geçersizse model yapısı değiştirilir ve algoritmada aşağıya doğru hareket edilir. Model yapısını da değiştirmenin bir sonuca varmadığı durumlarda sistemin deneysel planlamasına geri dönülür. Sistemin lineer bir modelle temsil edilemediği veya tanılamamanın (hata ölçülerine göre) yeteri kadar başarılı bulunmadığı sonucuna varılırsa akıllı sistemlerin de içinde bulunduğu lineer olmayan modelleme yapılarına başvurulur.

Sistem tanılamada iki yaklaşım kullanılır gri kutu ve siyah kutu. Model kalitesini belirlemek için MATLAB aracının kullanıcılar için hazırlanmış tanıtım dosyasından faydalanılır. Model belirlendikten sonra kalitesinin araştırılması metrik dosyaları ile

olur. Model kalitesinin belirlenmesi (3.1) ve (3.2) denklemleri yardımı ile yapılmaktadır.

$$eşleşme\ yüzdesi = 100 * \left(1 - \frac{(y_{ölçülen} - y_{model})}{(y_{ölçülen} - y_{ölçülen})} \right) \quad (3.1)$$

$y_{ölçülen}$ = ölçülen çıktı verisi

y_{model} = modelin simule edilen değeri

$$y(t) = G(q)u(t) + H(q) e(t) \quad (3.2)$$

$G(q)$ = eşleşen modelin ölçülen verileri

$H(q)$ = eşleşen modelin gürültü verileri

$e(t)$ = hata

Oluşturulan modelleri karşılaştırırken en iyi eşleşen değer bu formülasyona göre seçilmektedir. Kalitenin belirlenmesinde çok çeşitli metrikler rol alır. Bunlardan bir tanesi MSE metriğidir.

En küçük kareler metodu formülasyonu (3.3)' deki gibidir:

$$MSE = \frac{1}{N} \sum_{t=1}^N e^t(t) * e(t) \quad (3.3)$$

N = veri adedi

3.1.1 Gri kutu

İncelenen sistemin yapısı hakkında bir önbilginin mevcut olması neticesinde kullanılan yaklaşımdır. Bu yaklaşımda içeriği hakkında bir önbilgiye sahip olduğumuz bir sisteme bilinçli girişler yapılarak ve bunun sonucunda çıkan çıkışları izleyerek bir model oluşturulur.

3.1.2 Kara kutu

İncelenen sistemin yapısı hakkında hiçbir bilgiye sahip olunmadığında kullanılan yaklaşımdır. Bu yaklaşımda, içeriğinden haberdar olmadığımız bir sisteme çeşitli

girişler yapılarak ve bunun sonunda çıkan çıkışları da izleyerek bir model oluşturulur.

3.2 Verilerin Elde Edilmesi ve Test Düzeneği

Bu çalışmada, Sezgin'in (2000) çalışmasından elde ettiği verilerden yararlanılmıştır. Sezgin çalışmasında tambur, lastik test ünitesi, güç sistemi, kontrol paneli ve ölçme amplifikatörlerinden oluşan Carl – Schenk lastik test cihazı kullanılmıştır. Beş bileşenli ölçme göbeği ile lastik yükü, yan kuvvet, geri çevirme momenti, çevresel kuvvet değerleri değişken gerilim sinyalleri olarak amplifikatörlere iletilmiş, burada ayar ve kalibrasyon teçhizatlarıyla ölçümler okunmuştur.



Şekil 3.2 : Lastik test düzeneği.

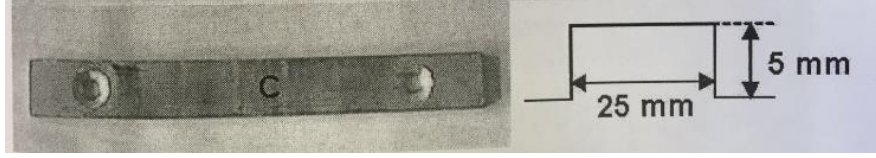
Cihazın özellikleri;

Tambur çapı = 2.0 m

Tambur genişliği = 0.9 m

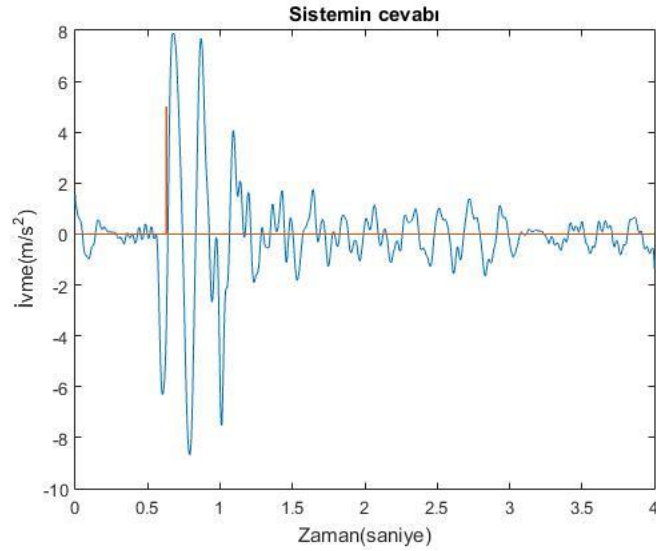
Maksimum çevre hızı = 300 km/h

Tambur üstünde belirli bir geometride kasis oluşturulmuştur. Lastik bu kasis üzerinden geçerken hızı 20 km/h, 40 km/h, 60 km/h olarak üç değişik hızda lastik üzerinden ölçüm alınmıştır. Ayrıca araç 40km/h hızla giderken lastik lastik basıncı değiştirilerek yine aynı kasis üzerinden geçirilmiş ve farklı lastik basınçlarında veriler toplanmıştır. Yani 40km/h hızda 2 bar, 2.4 bar ve 1.6 barda ayrı ayrı test edilmiştir. Lastiğin üzerinden geçtiği kasis geometrisi aşağıdaki gibidir.

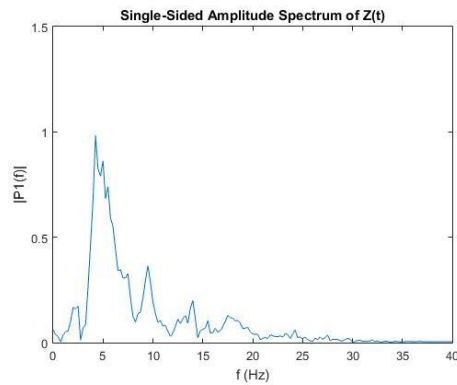


Şekil 3.3 : Test esnasında kullanılan kasis çeşitleri Sezgin N. (2000)'den uyarlanmıştır.

Resimde görülen kasis kullanılmıştır. Kasisinin geometrik değerleri 25x5 mm' dir. Verilerin frekansı 2000 Hz' dir. 4 saniye boyunca veriler toplanır. Saniyede 2000 adet sonuç vardır. Toplam veri sayısı her bir ölçüm için 8000 adettir. Veriler analiz edilmek için MATLAB' a alınır. Veriler çizdirilir. Elde edilen verilerin zamana bağlı ivme grafikleri aşağıdaki gibidir. 20km/h hızla - 2 bar basınç -3000N' da grafikler aşağıdaki gibidir. Sistem cevabı ve fft şekil 3.4 ve 3.5' de görülmektedir.

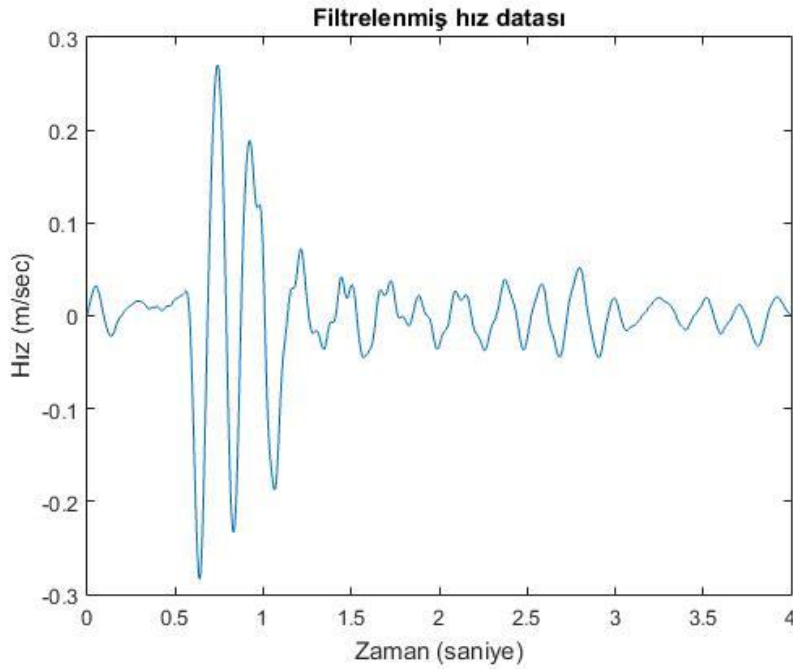


Şekil 3.4 : 20km/h hızla - 2 bar basınç -3000N.

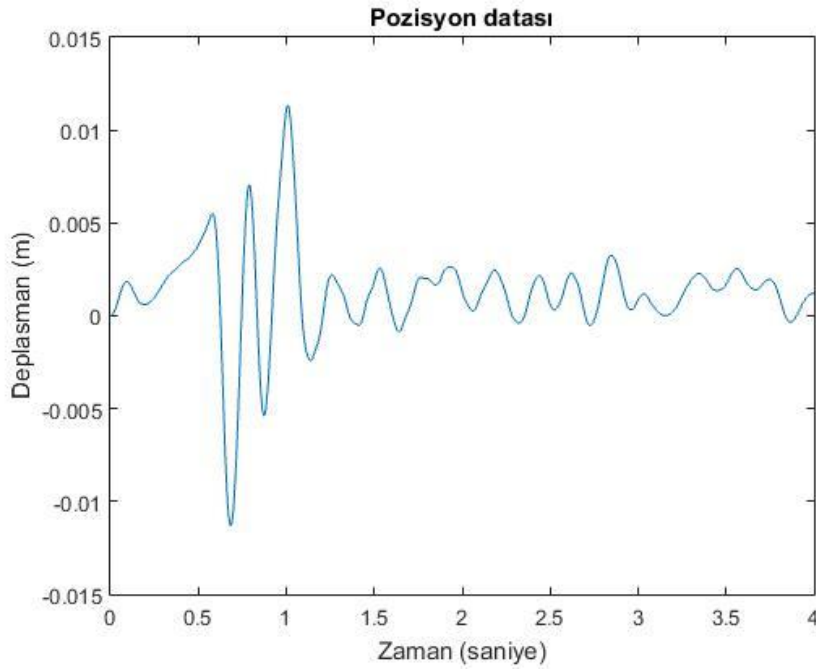


Şekil 3.5 : 20km/h hızla- 2 bar basınç -3000N FFT grafiği.

20km/h hızla - 2 bar basınç -3000N' da grafikler aşağıdaki gibidir. Filtrelenmiş hız ve pozisyon, şekil 3.6 ve 3.7' de görülmektedir.

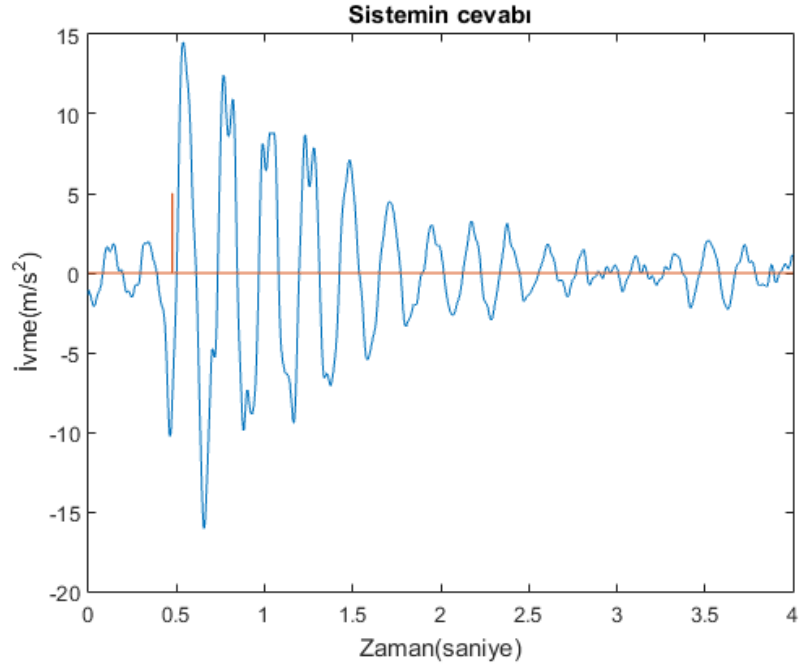


Şekil 3.6 : 20km/h hızla – 3000N - 2 bar basınç filtreli 'Hız' verisi (50Hz pass-52Hzstop).

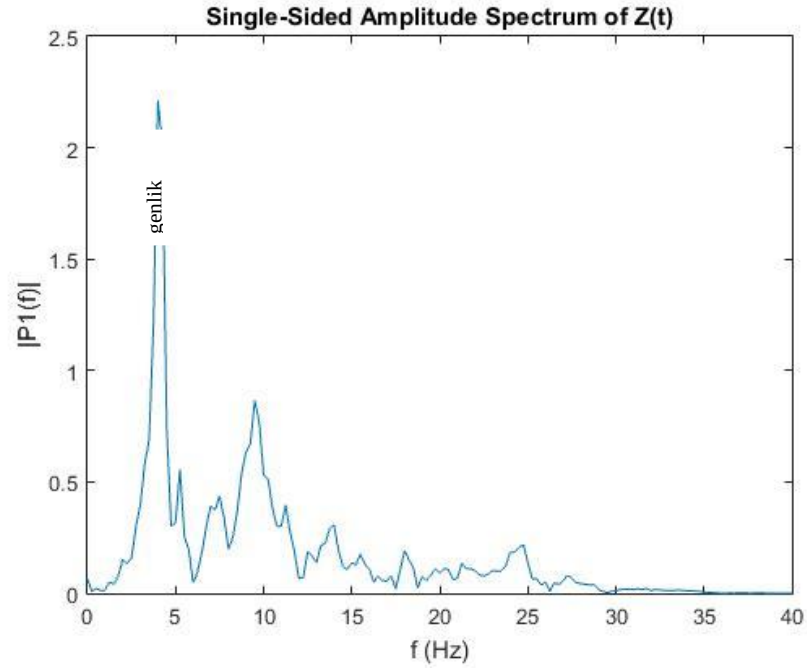


Şekil 3.7 : 20km/h hızla – 3000N - 2 bar basınç filtreli 'deplasman' verisi(50Hz pass-52Hzstop).

40km/h hızla – 3000N - 2 bar basında grafikler aşağıdaki gibidir. Sistem cevabı ve fft
şekil 3.8 ve 3.9' da görülmektedir.

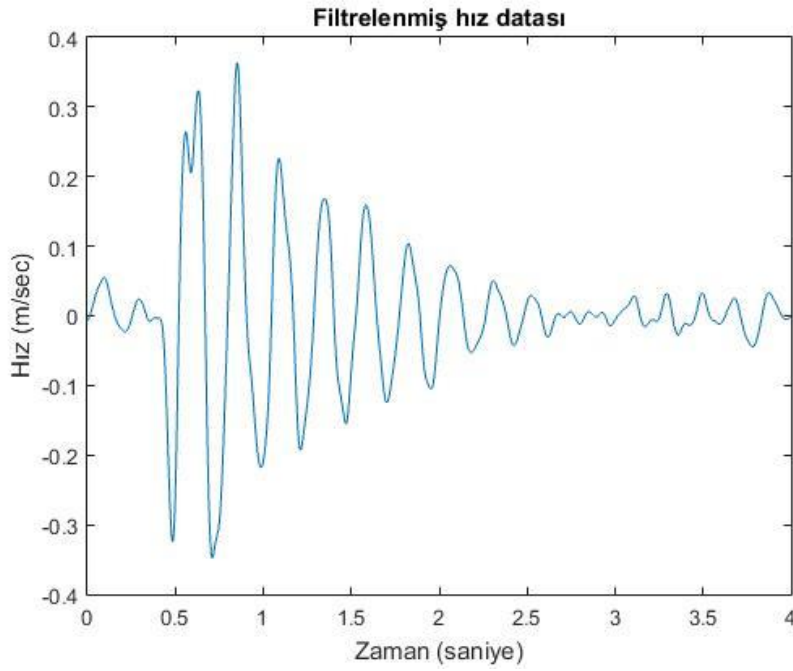


Şekil 3.8 : 40km/h hızla – 3000N - 2 bar basınca sahip.

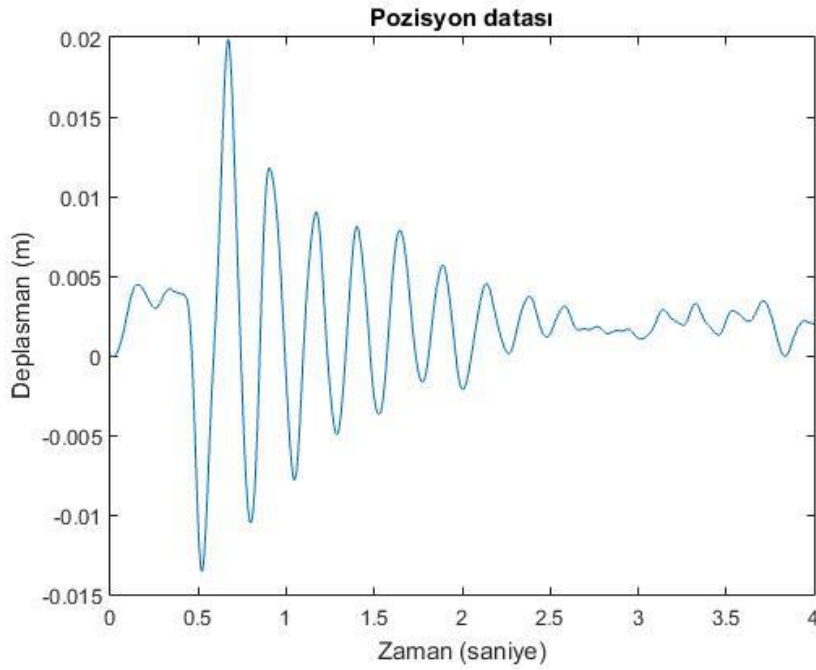


Şekil 3.9 : 40km/h hızla-3000N-2 bar basınç FFT grafiği.

40km/h hızla – 3000N - 2 bar basınçta grafikler aşağıdaki gibidir. Sistem filtreli deplasman ve hız grafikleri şekil 3.10 ve 3.11' de görülmektedir.

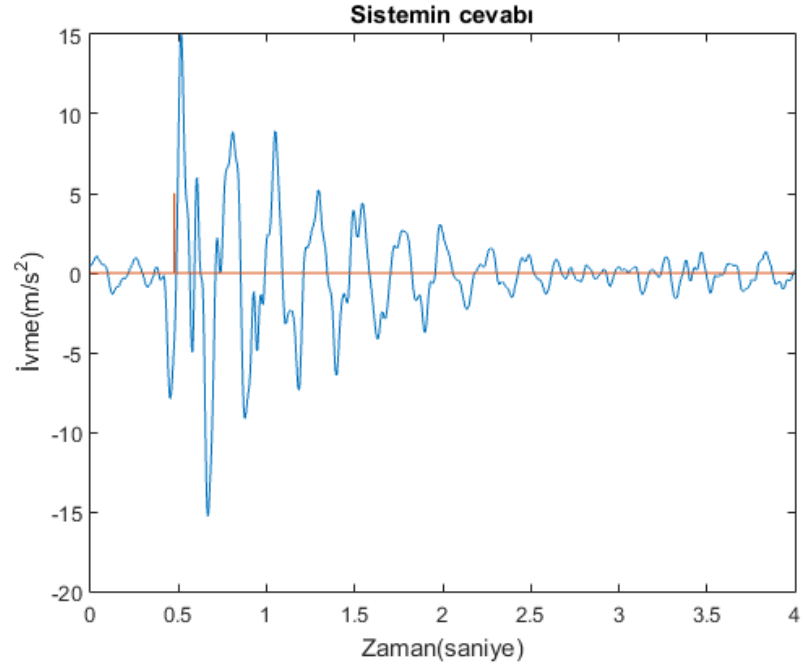


Şekil 3.10 : 40km/h hızla – 3000N - 2 bar basınç filtreli 'HIZ' verisi (50Hz pass-52Hzstop).

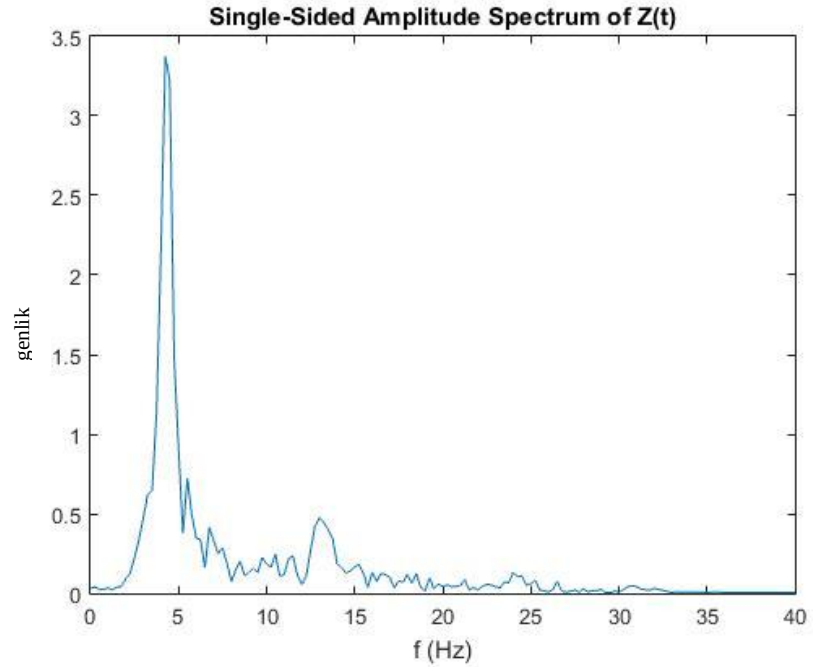


Şekil 3.11 : 40km/h hızla – 3000N - 2 bar basınç filtreli 'Deplasman' verisi (50Hz pass - 52 Hzstop).

40km/h hızla – 2000N - 2 bar basınç da grafikler aşağıdaki gibidir. Sistem cevabı ve fft grafikleri şekil 3.12 ve 3.13' de görülmektedir.

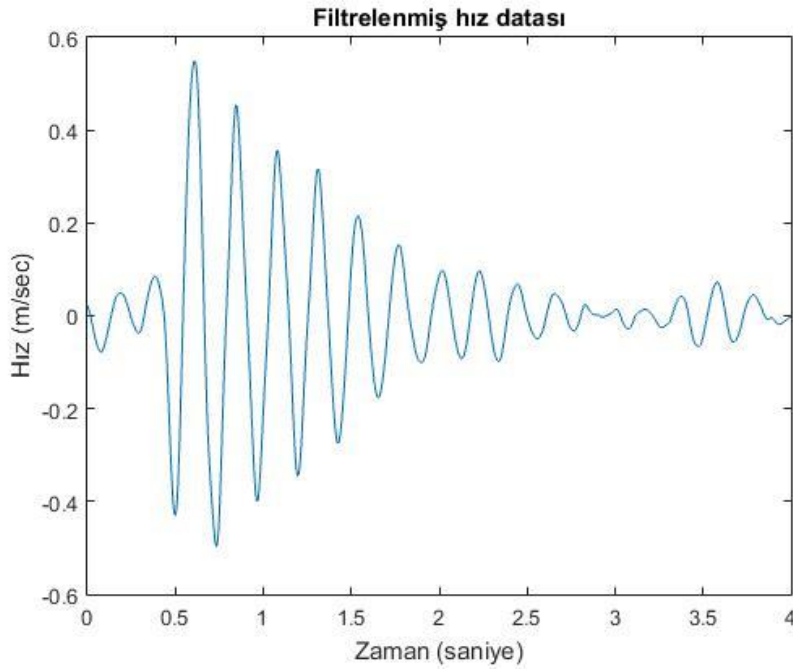


Şekil 3.12 : 40 km/h hızla – 2000 N - 2 bar basınca sahip.

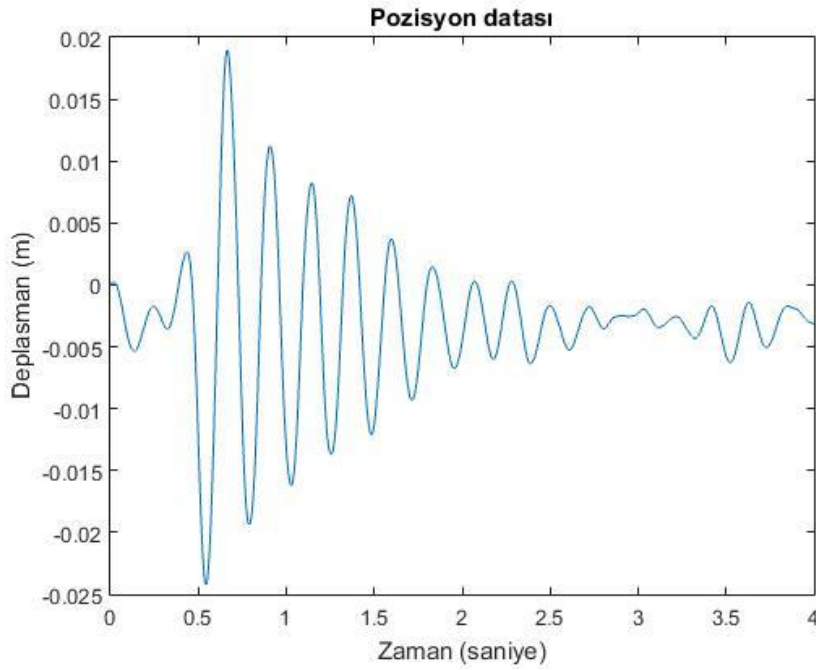


Şekil 3.13 : 40 km/h hızla – 2000 N - 2 bar basınç FFT grafiği.

40 km/h hızla – 2000 N - 2 bar basınç da grafikler aşağıdaki gibidir. Filtrelenmiş hız ve konum grafikleri şekil 3.14 ve 3.15' de görülmektedir.

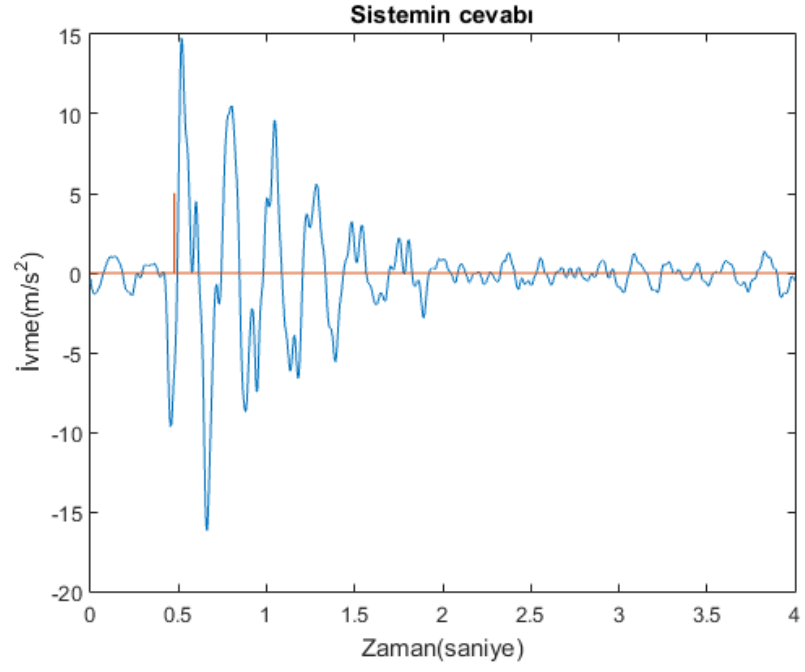


Şekil 3.14 : 40 km/h hızla – 2000 N - 2 bar basınç filtreli 'HIZ' veri (50 Hz pass-52 Hz stop).

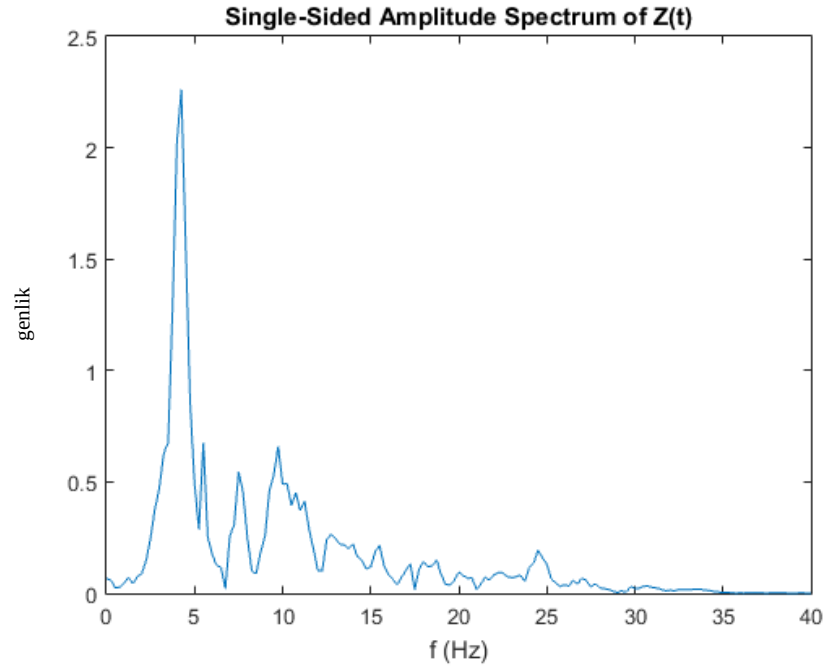


Şekil 3.15 : 40 km/h hızla – 2000 N - 2 bar basınç filtreli 'Deplasman' veri(50 Hz pass - 52 Hz stop).

40 km/h hızla – 3000 N - 2.4 bar basınç da grafikler aşağıdaki gibidir. Sistem cevabı ve fft grafikleri şekil 3.16 ve 3.17' de görülmektedir.

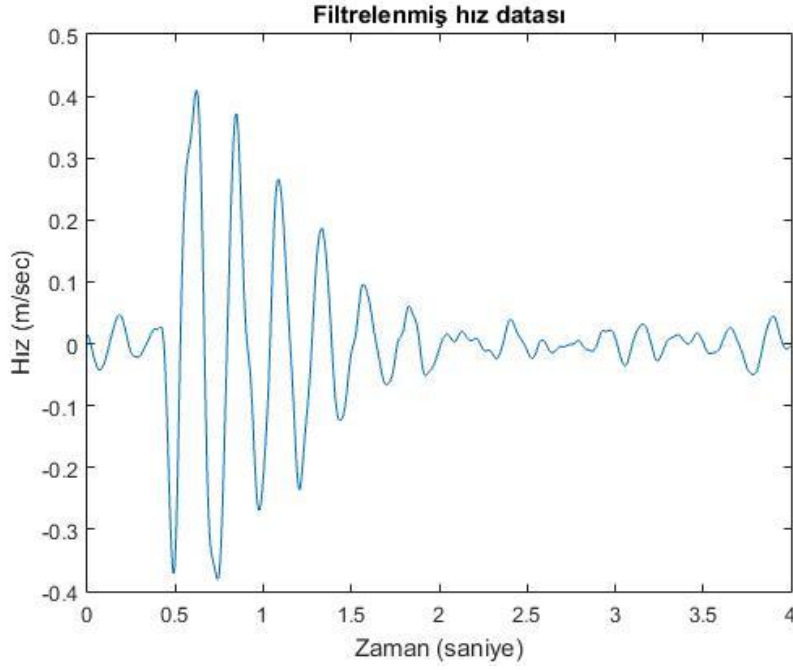


Şekil 3.16 : 40 km/h hızla – 3000 N - 2.4 bar basınç.

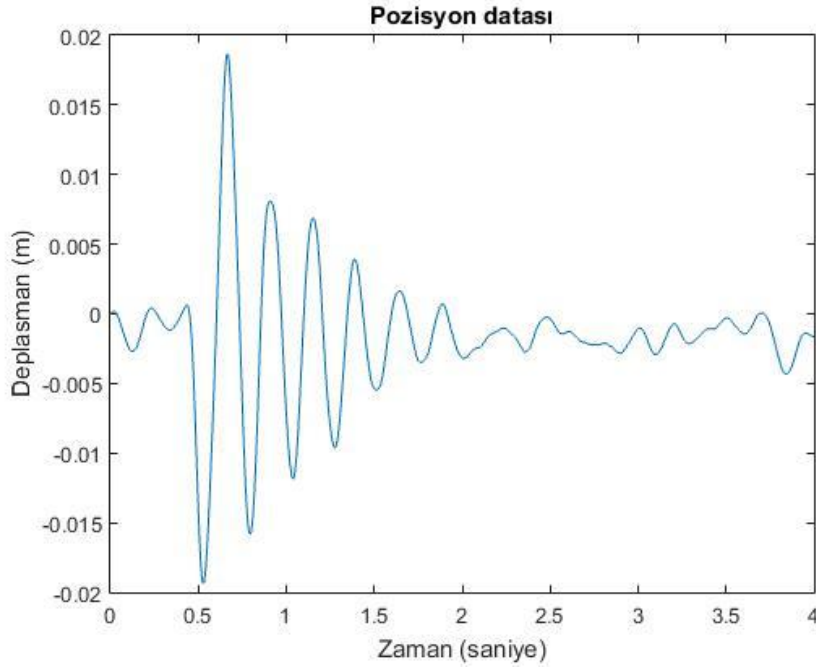


Şekil 3.17 : 40 km/h hızla – 3000 N - 2.4 bar basınç FFT grafiği.

40 km/h hızla – 3000 N - 2.4 bar basınç da grafikler aşağıdaki gibidir. Filtrelenmiş hız ve konum grafikleri şekil 3.18 ve 3.19' de görülmektedir.

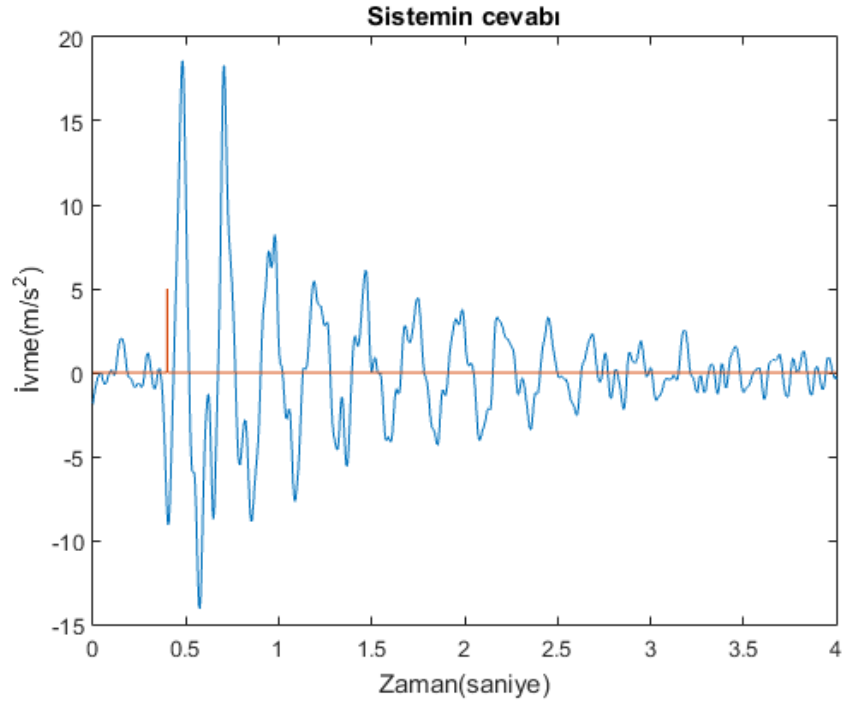


Şekil 3.18 : 40 km/h hızla – 3000 N - 2.4 bar basınç filtreli 'HIZ' verisi (50 Hz pass - 52 Hz stop).

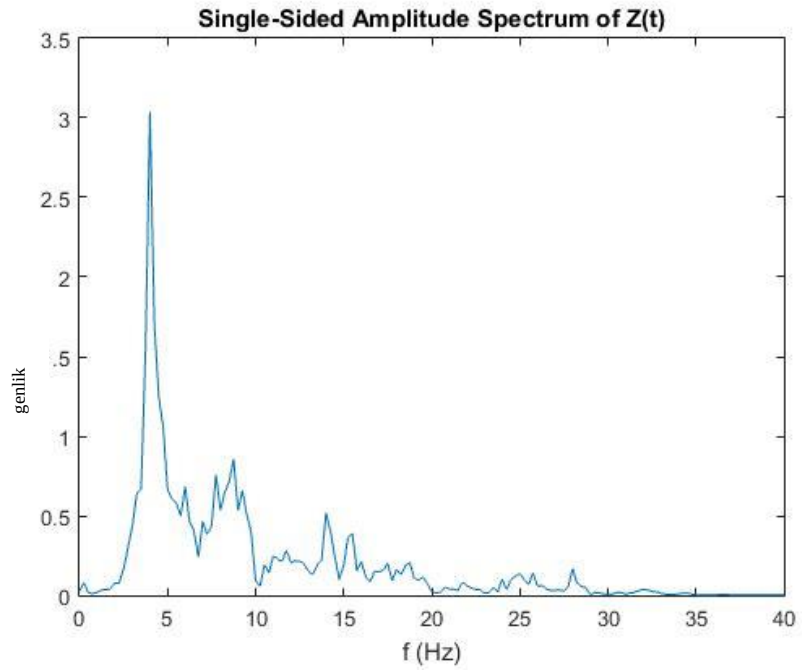


Şekil 3.19 : 40 km/h hızla – 3000 N - 2.4 bar basınç filtreli 'Deplasman' verisi (50 Hz pass-52 Hz stop).

60 km/h hızla – 3000 N - 2 bar basınç da grafikler aşağıdaki gibidir. Sistem cevabı ve fft grafikleri şekil 3.20 ve 3.21' de görülmektedir.

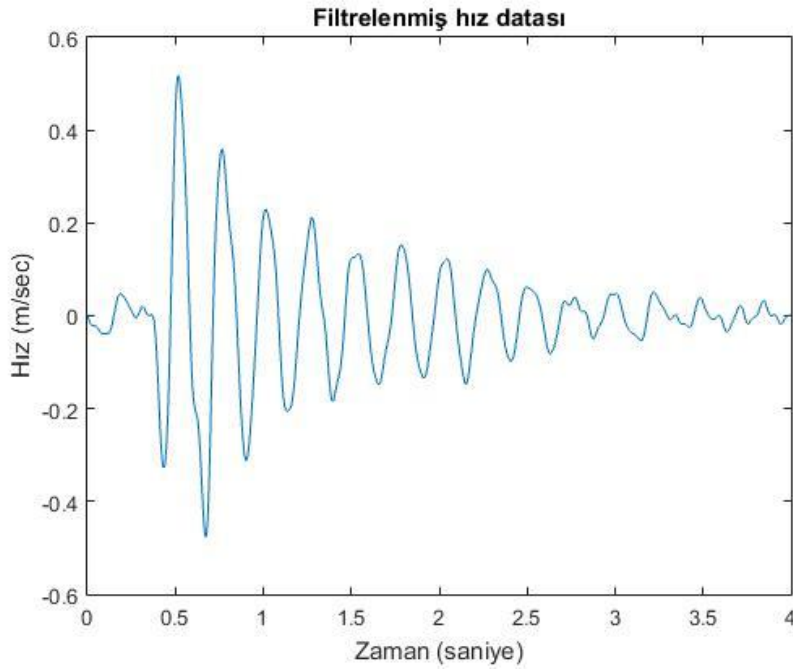


Şekil 3.20 : 60 km/h hızla- 3000 N - 2 bar basınç.

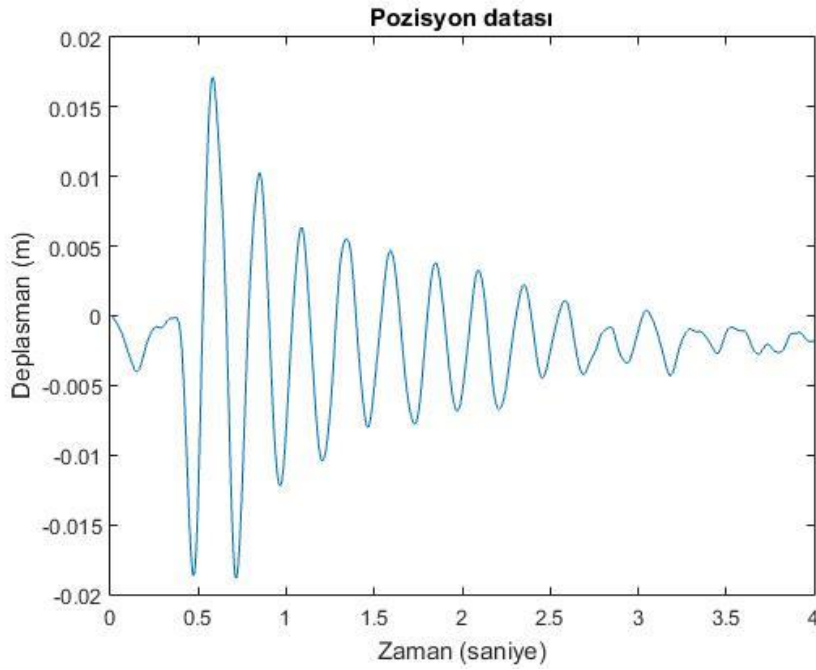


Şekil 3.21 : 60 km/h hızla – 3000 N - 2 bar basınç FFT grafiği.

60 km/h hızla – 3000 N - 2 bar basınç da grafikler aşağıdaki gibidir. Filtrelenmiş hız ve konum grafikleri şekil 3.22 ve 3.23' de görülmektedir.

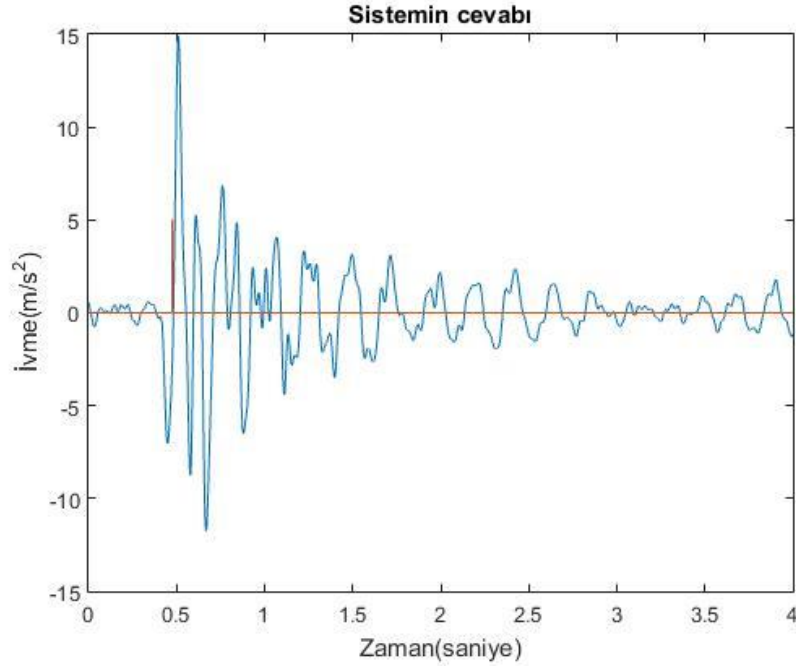


Şekil 3.22 : 60 km/h hızla – 3000 N - 2 bar basınç filtreli 'HIZ' verisi (50 Hz pass-52 Hz stop).

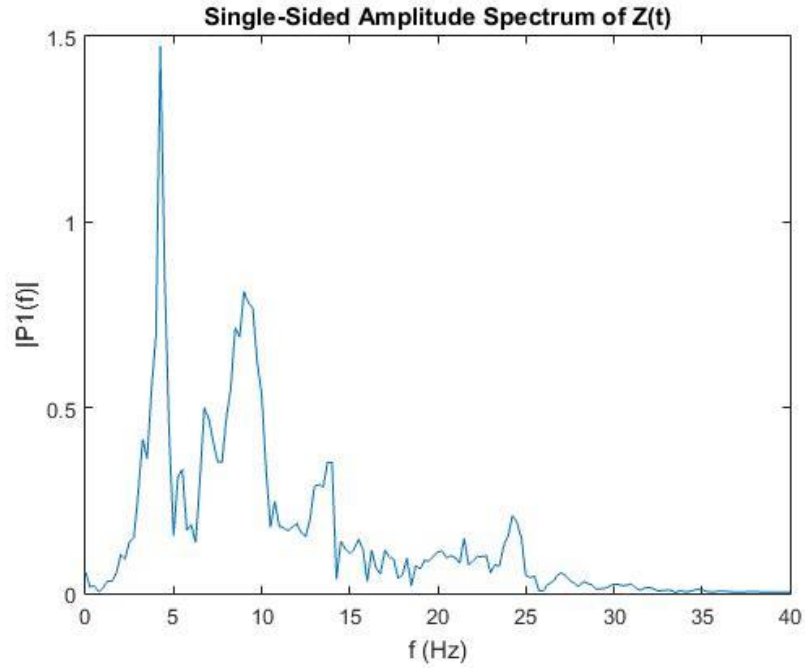


Şekil 3.23 : 60 km/h hızla – 3000 N - 2 bar basınç filtreli 'Deplasman' verisi (50 Hz pass-52 Hz stop).

40 km/h hızla – 3000 N - 1.6 bar basınç da grafikler aşağıdaki gibidir. Sistem cevabı ve fft grafikleri şekil 3.24 ve 3.25' de görülmektedir.

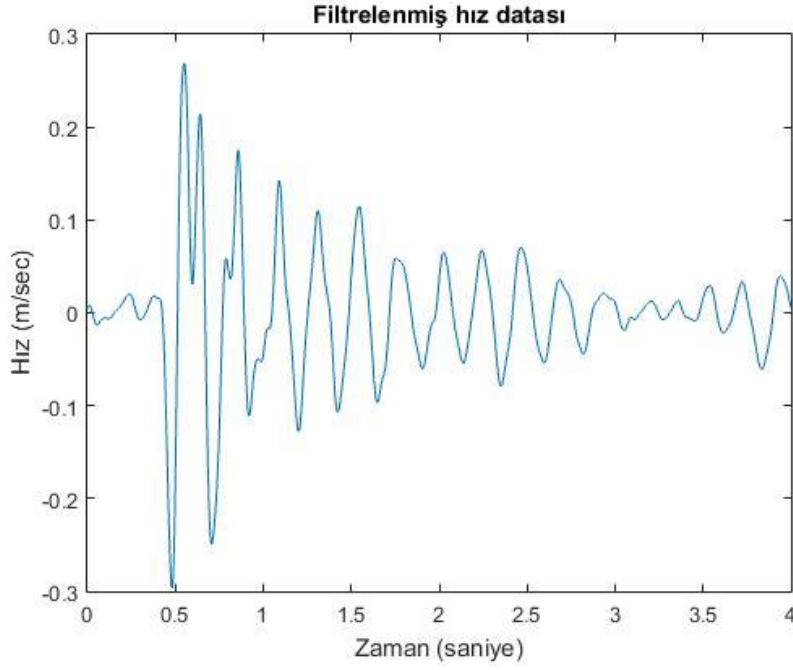


Şekil 3.24 : 40 km/h hızla -3000 N - 1.6 bar basınç.

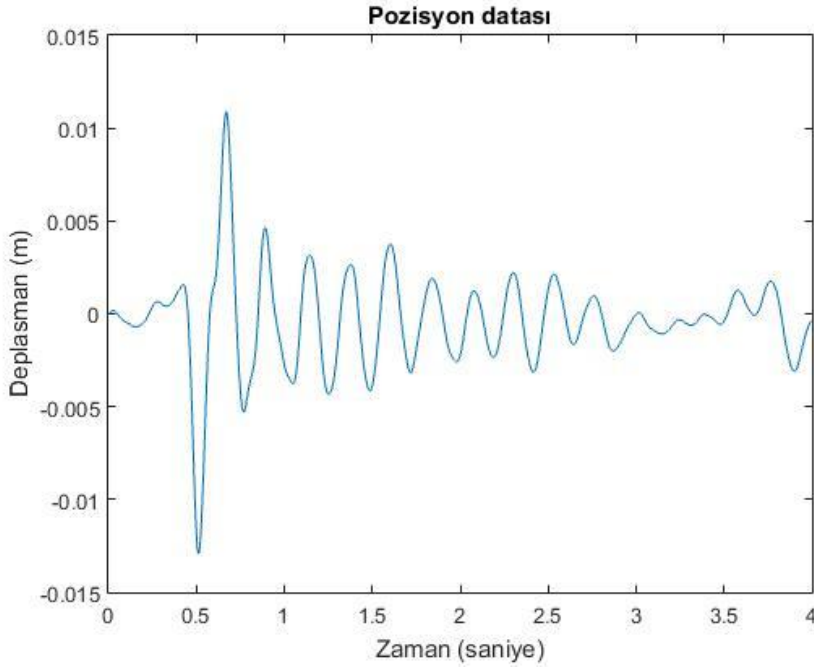


Şekil 3.25 : 40 km/h hızla -3000 N - 1.6 bar basınç FFT grafiği.

40 km/h hızla – 3000 N - 1.6 bar basınç da grafikler aşağıdaki gibidir. Filtrelenmiş hız ve deplasman grafikleri şekil 3.26 ve 3.27' de görülmektedir.



Şekil 3.26 : 40 km/h hızla – 3000 N - 1.6 bar basınç filtreli 'Hız' verisi (50 Hz pass-52 Hz stop).



Şekil 3.27 : 40 km/h hızla – 3000 N - 1.6 bar basınç filtreli 'Deplasman' verisi (50 Hz pass-52 Hz stop).

Veriler bu şekildedir. Veriler görüldüğü gibi çok fazla gürültü barındırmaktadır. Bu nedenle filtrelenmesi gerekmektedir. Verileri filtrelemek için MATLAB SPTool yardımı ile yeni bir filtreleme programı yazılır. Bu program her bir veri için kullanılabilir. Çünkü örnekleme sayısı ve filtreleme ile temizlenmesi gereken frekans aralığı tüm veriler için ortaktır. Yazılan filtreleme kodunu Ek'te verilmiştir. Filtreleme sonucu oluşan grafikler aşağıda gösterilmiştir.

Fft alırken kodun doğruluğundan emin olmak için inverse fft olarak denemeler yapıldı. Bunun sonucunda elde edilen veriler ile fft alınmadan önceki filtrelenmiş veriler üst üste çizdirildi. Bunun sonucunda her iki verinin de uyum içinde olduğu herhangi bir sapma olmadığı görüldü.

Fft, inverse fft ve filtreleme işlemlerinden sonra veri analizi yapılmış durumdadır. Bu analizler sonucunda elde edilen veriler System Identification Tool ortamına çıktı verisi olarak girildi. Her bir hız için lastiğin kasisine ne zaman girdiği hesaplanır. Hesaplanan süre doğrultusunda girdi verisi oluşturulur. Her hızda girdi verisinin de grafiği değişecektir. Ayrıca girdi verilerinin değerleri kasisin geometrik şekline bağlıdır. Her hız için aynı kasis kullanılmıştır. Ayrıca test esnasında her hız ve her basınç için şartları değiştirmeden farklı deney verileri de elde edilmiştir. Bu tekrar edilen veriler sayesinde System Identification Tool'da doğrulama yapılabilecektir. Bu araç için gerekli olan şey yeteri kadar uzun olacak şekilde veri toplanmış olmasıdır.

Veriler girdi ve çıktı olarak System Identification Tool' a alınır. Bu tool sayesinde verilerin zamana bağlı grafiğini görebilirsiniz. Ayrıca bu araç sayesinde verinin frekans spektrum cevabı da görülebilir.

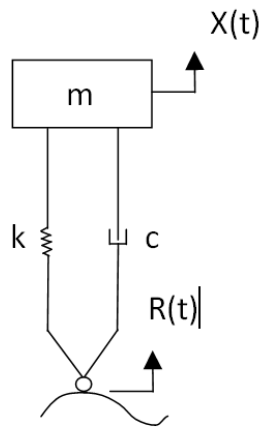
Identification Tool kullanımı sonucunda; 60km/h, 40km/h, 20km/h ayrı ayrı çıktı olarak girilmiştir. Daha sonra her bir hız için hazırlanmış olan girdi değerleri girilir. Her iki veri de zaman ekseninde ve aynı boyutta olmalıdır. Daha sonra bu veriler hem state space model yardımı ile hem de transfer fonksiyon modeli yardımı ile çözülür. İlk olarak transfer fonksiyonu ile elde edilen çözüm grafikleri aşağıda gösterilmiştir.

3.3 Teorik Çözüm

İlk olarak program ile çözüm yapmadan önce teorik olarak nasıl bir modele sahip olduğumuzu görmek gerekmektedir. Model denklemi ve analitik gösterimi aşağıdaki gibidir.

3.3.1 Tek serbestlik dereceli sistemin transfer fonksiyonun elde edilmesi

Sistem “Grey box” modelleme yapılırken tek serbestlik dereceli sistem olarak düşünülür. Bu şekilde sisteme bir model tanımlanır. Tanımlanan model aşağıdaki gibidir. Formulasyonu ise (3.4)'deki gibidir. Kat sayılar bilinmemektedir.



Şekil 3.28 : Tek serbestlik dereceli model sistem.

m: kütle (kg)

b: sönüm katsayısı (N.s/m)

k: yay katsayısı(N/m)

$a=[m \ b \ k]$

$b=[b/m \ k/m]$

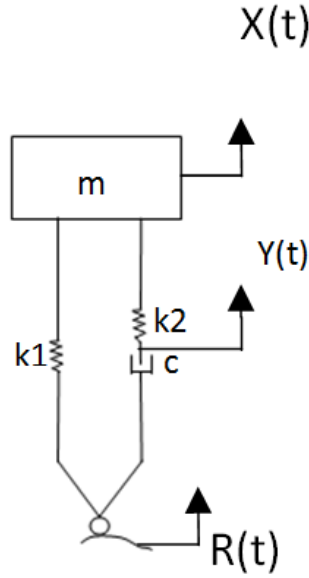
$c=[b \ k]$

$[A,B,C,D] = \text{tf2ss}(b,a)$

$$\frac{X(s)}{R(s)} = \frac{\text{gain} * (cs + k)}{(ms^2 + cs + k)} \quad (3.4)$$

3.3.2 Sistemin Gehmann modelinin transfer fonksiyonunun elde edilmesi

Bu model ile lastik daha karmaşık olarak modellenir. Yaylar paralel bağlıdır. Bu model de formülasyonlar (3.5), (3.6), (3.7), (3.8), (3.9), (3.10), (3.11), (3.12), (3.13)' de verilmektedir. Gehmann modeli Şekil 3.29'daki gibidir.



Şekil 3.29 : Gehmann Model.

$$m.\ddot{X} + k_1(X - R) + k_2(X - Y) = 0 \quad (3.5)$$

$$k_2(Y - X) + c(\dot{Y} - \dot{R}) = 0 \quad (3.6)$$

$$m.\ddot{X} + X(k_1 + k_2) = k_2(Y) + k_1(R) \quad (3.7)$$

$$-k_2X = -c(\dot{Y}) - k_2Y + c(\dot{R}) \quad (3.8)$$

$$X(s)[ms^2 + (k_1 + k_2)] = k_2Y(s) + k_1R(s) \quad (3.9)$$

$$Y(s)[k_2 + cs] = cs[R(s)] + x(s)[k_2] \quad (3.10)$$

$$Y(s) = \frac{cs[R(s)] + x(s)[k_2]}{[k_2 + cs]} \quad (3.11)$$

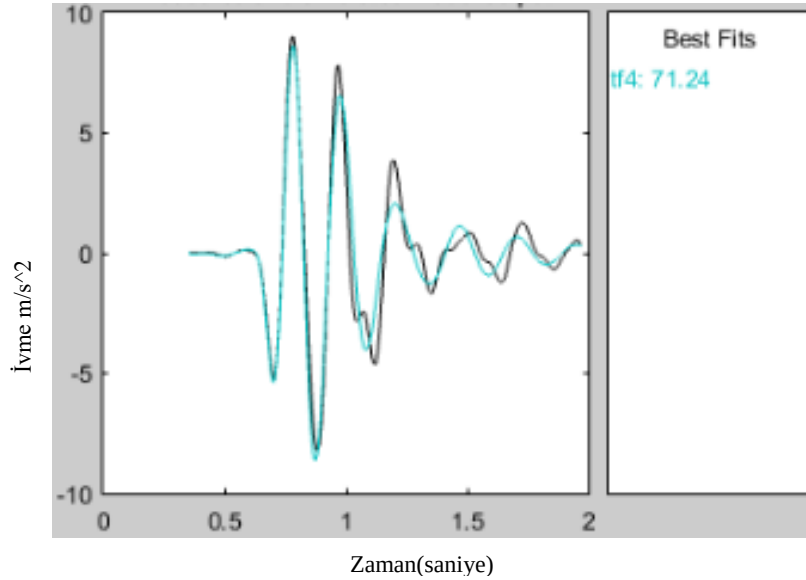
$$\frac{X(s)}{R(s)} = \frac{cs[k_2 + k_1] + [k_2 \cdot k_1]}{mcs^3 + k_2ms^2 + cs[k_2 + k_1] + [k_2 \cdot k_1]} \quad (3.12)$$

$$W_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.13)$$

4. SONUÇLAR

4.1 Transfer Fonksiyonu ile Oluşturulan Matematiksel Kara Kutu Model

Hız 20km/h için elde edilen grafik ve gerçek veri ile Identification Tool'un oluşturduğu veri benzerlik yüzdesi aşağıda görülmektedir. 20km/h hız için elde edilen grafik filtrelenmiş belirli bir alanı seçilmiştir. Bu alan etki sönümlenene kadar olan alandır. Daha fazla bir alan almak hem çözüm hızını artıracak hem de matematiksel analiz anlamında bir etkisi olmayacaktır.

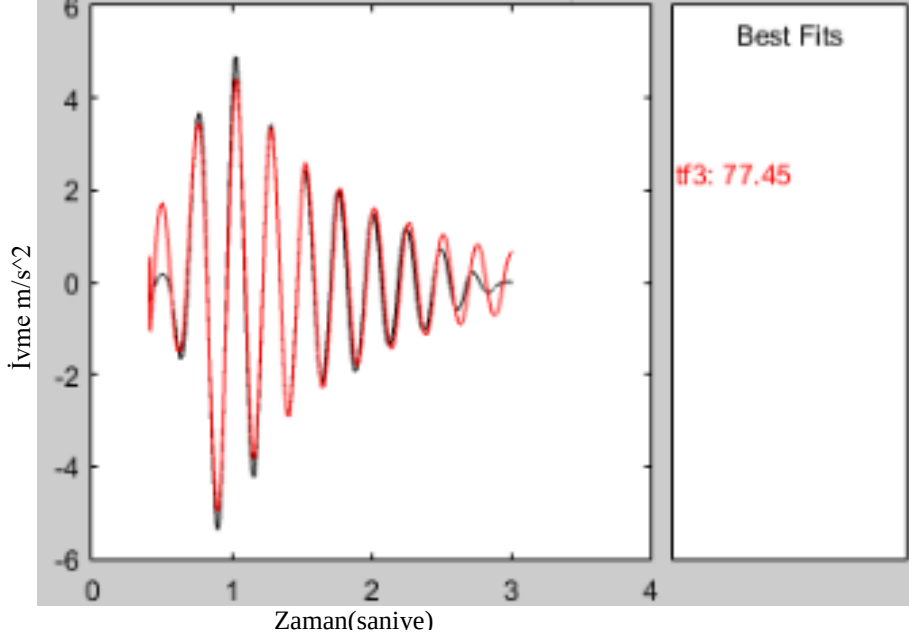


Şekil 4.1 : 3000 N yük altında 20 km/h hızda 2 bar basınçtaki lastiğin transfer fonksiyonu ve grafik denkliği.

$$\frac{-315.2s^3 - 4912s^2 - 5.10^6s - 1.10^8}{s^4 + 8.54s^3 + 1.63s^2 + 8.10^4 + 1.10^8} \quad (4.1)$$

Transfer fonksiyonu (4.1)'deki gibi elde edilir. Elde edilen transfer fonksiyonu seçilirken modelin 2 serbestlik dereceli bir model olacağı düşünülmüştür. Bu nedenle modelimiz tam anlamıyla “Black box” bir model değildir. “Grey box” model tanımlaması çok daha uygun olacaktır. MATLAB System Identification Toolbox kullanıcı rehberinde bu ve benzeri durumlarda “Grey box” modelinin kullanılmasını uygun bulmuştur. Eğer bir sistemde matematiksel modelin dışında katsayıların bulunması gerekiyorsa “Grey box” model kullanımı gerekmektedir. “Black box”

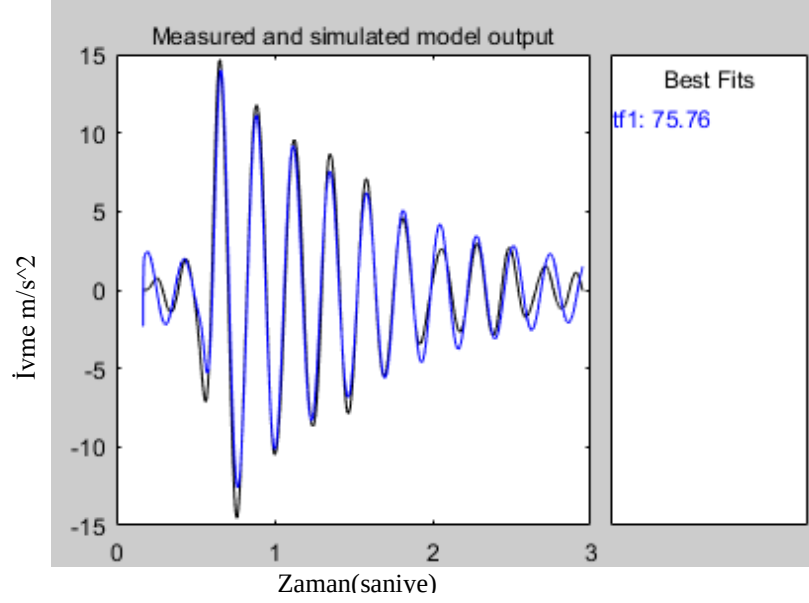
model sadece sistem hakkında bilgi verir, eğer ki tam olarak modelin bulunması gerekiyorsa “Grey box” model daha uygun olacaktır.



Şekil 4.2 : 3000 N yük altında 40 km/h hızda 2 bar basınçtaki lastiğin transfer fonksiyonu ve grafik denkliği.

$$\frac{2,2s^3 + 3,5 \cdot 10^7 \cdot s^2 + 5,1 \cdot 10^9 s + 3,38 \cdot 10^9}{s^4 + 9159s^3 + 5,55 \cdot 10^6 \cdot s^2 + 1,6 \cdot 10^7 + 3,61 \cdot 10^9} \times e^{-0,001s} \quad (4.2)$$

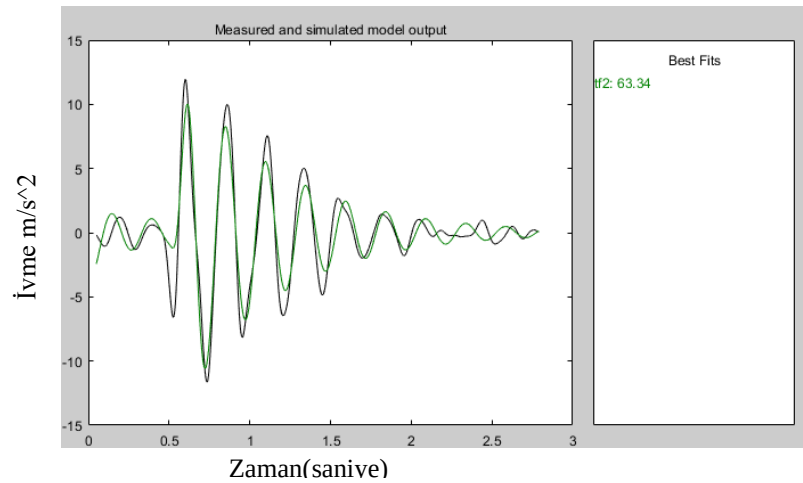
Transfer fonksiyonu (4.2) deki gibi elde edilir. Hız 40km/h için elde edilen grafik ve gerçek veri ile Identification Tool'un oluşturduğu veri benzerlik yüzdesi yukarıda görülmektedir. 40km/h hız için elde edilen grafik filtrelenmiş belirli bir alanı seçilmiştir. Bu alan etki sönümlenene kadar olan alandır. Bu modelde araç hızı 40 km/h ve basınç sabit 2 bar' dır. Bu eğriden de anlaşılacağı gibi %78 lik bir yakınsama mevcuttur. %78 lik bir yakınsama ve grafiğin uyumuna da bakıldığı zaman kabul edilebilirdir. Bu modelin matematiksel denklemi yukarıda verilmiştir. Transfer fonksiyonu sonucu oluşan matematiksel model gerçeğe yakın değerler vermektedir.



Şekil 4.3 : 40 km/h hızda 2 bar basınçtaki lastiğe uygulanan yük 2000 N transfer fonksiyonu ve grafik denkliği.

Bu modelde araç hızı 40 km/h ve basınç sabit 2 bar' dır. Ayrıca lastiğe 2000 N yük etkimektedir. Bu eğriden de anlaşılacağı gibi %76 lık bir yakınsama mevcuttur. %76 lık bir yakınsama ve grafiğin uyumuna da bakıldığı zaman kabul edilebilirdir. Bu modelin matematiksel denklemi yukarıda verilmiştir. Transfer fonksiyonu sonucu oluşan matematiksel model gerçeğe yakın değerler vermektedir. Transfer fonksiyonu (4.3)'daki gibi elde edilir.

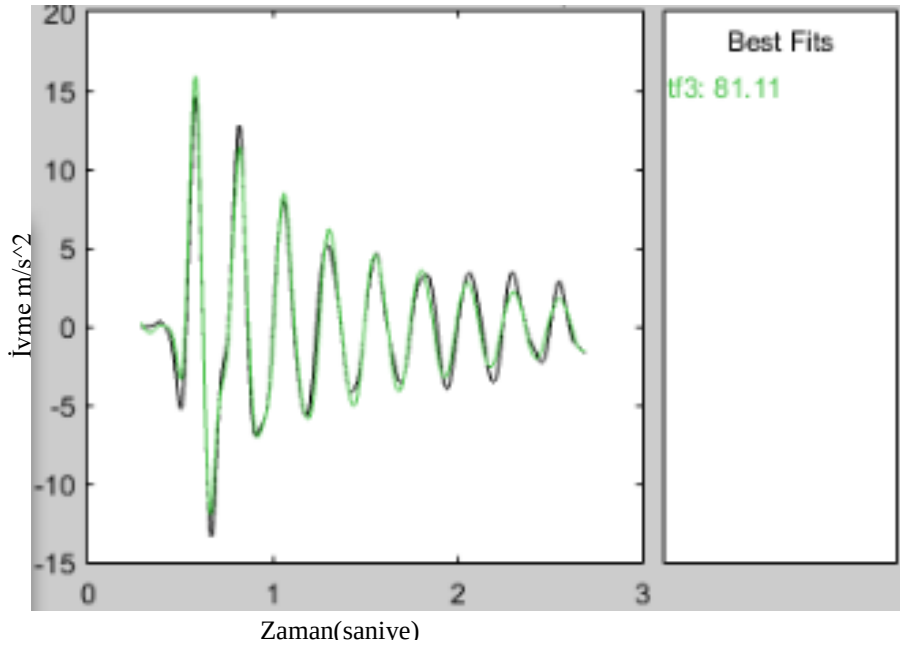
$$\frac{306300s^3 - 9,28.10^7s^2 - 2,25.10^9s + 4,89.10^{10}}{s^4 + 7619s^3 + 391800s^2 + 122700s + 2.86.10^9} \quad (4.3)$$



Şekil 4.4 : 40 km/h hızda 2.4 bar basınçtaki lastiğe uygulanan yük 3000 N transfer fonksiyonu ve grafik denkliği.

Bu modelde araç hızı 40 km/h ve basınç sabit 2.4 bar' dır. Ayrıca lastiğe 3000 N yük etkimektedir. Bu eğriden de anlaşılacağı gibi %63lük bir yakınsama mevcuttur. %63lük bir yakınsama ve grafiğin uyumuna da bakıldığı zaman kabul edilebilirdir. Bu modelin matematiksel denklemi yukarıda verilmiştir. Transfer fonksiyonu sonucu oluşan matematiksel model gerçeğe yakın değerler vermektedir. Transfer fonksiyonu (4.4)'deki gibi elde edilir.

$$\frac{-609,2s^2 - 31890s + 2,302.10^5}{s^3 + 22.14s^2 + 706.5s + 1.21.10^4} \quad (4.4)$$



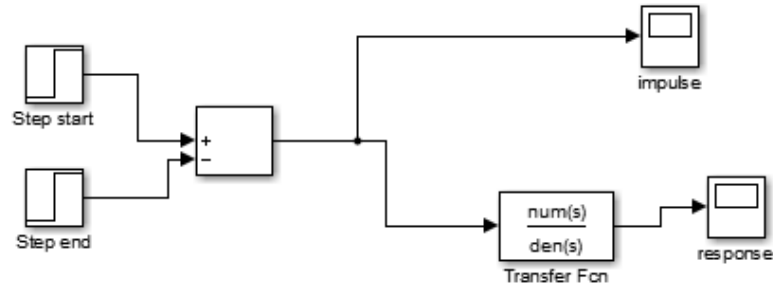
Şekil 4.5 : 3000 N yük altında 60 km/h hızda 2 bar basınçtaki lastiğin transfer fonksiyonu ve grafik denkliği.

$$\frac{-85,32s^3 - 2,37.10^4s^2 - 2,72.10^6s + 5,54.10^7}{s^4 + 8,392s^3 + 3558s^2 + 9687s + 1.861.10^6} \quad (4.5)$$

Transfer fonksiyonu (4.5)' deki gibi elde edilir. Bu modelde araç hızı 60 km/h ve basınç sabit 2 bardır. Bu eğriden de anlaşılacağı gibi %81 lik bir yakınsama mevcuttur. %81 lik bir yakınsama ve grafiğin uyumuna da bakıldığı zaman kabul edilebilirdir. Bu modelin matematiksel denklemi yukarıda verilmiştir. Transfer fonksiyonu sonucu oluşan matematiksel model gerçeğe yakın değerler vermektedir. Hız 60 km/h için elde edilen grafik ve gerçek veri ile Identification Tool'un oluşturduğu veri benzerlik yüzdesi yukarıda görülmektedir. 60 km/h hız için elde

edilen grafik filtrelenmiş belirli bir alanı seçilmiştir. Bu alan etki sönümlenene kadar olan alandır.

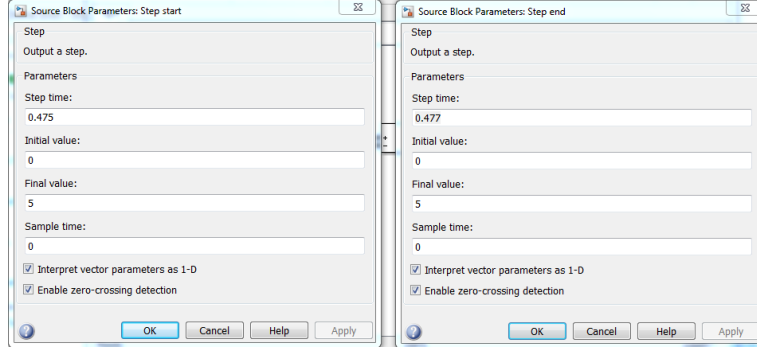
Transfer fonksiyonu yöntemi ile çözdürülen ve sonuçta bulunan matematiksel modellerin doğruluğundan emin olmak için %81 yakınsama veren transfer fonksiyonu MATLAB workspace' e alınır. Burada elde edilen transfer fonksiyonu daha sonra Simulink'e gönderilmiştir. Simulink girdisi olarak yine System Identification Tool'a girilen girdi kasis değerleri impulse girdi olarak sisteme verilir. Daha sonra %81 yakınsama veren transfer fonksiyonu sisteme tanımlanır ve çıktı oluşturulur. Oluşturulan çıktı tekrar Identification Tool ile okutulur. Ya da daha basit bir biçimde MATLAB komutu ile tekrar çizdirilmiştir ve sonuçlarda çok büyük değişimler olmamıştır.



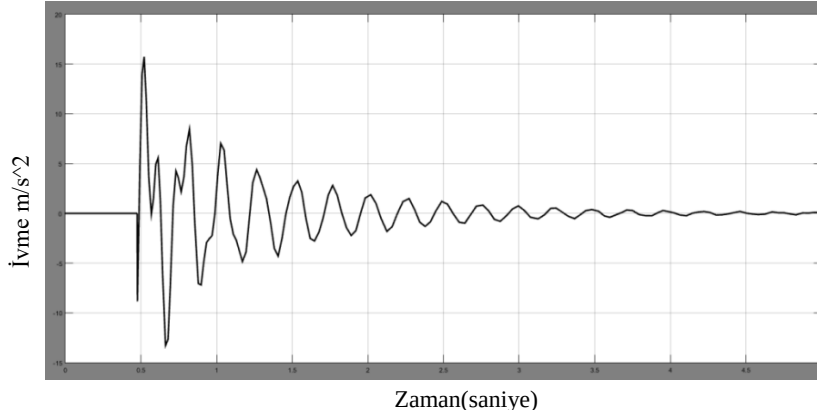
Şekil 4.6 : Simulink ile system identification'da elde edilen matematiksel modelin doğrulanması.

Burada güvenilirliği ispatlamak amacıyla oluşturulan herhangi bir transfer fonksiyonu seçilebilir. Bu çalışmada 60 km/h için System Identification Tool'un oluşturduğu transfer fonksiyonu seçilir. Çıkan sonuçlar karşılaştırılır.

Bu şemayı kısaca açıklamak gerekirse: Burada pulse girdi başlatılır ve belirli bir süre sonra son bulur. Bu sayede kasis girdisi Simulink ortamında oluşturulmuş olur. Bunları aşağıdaki resimde görebilirsiniz. Ayrıca yukarıda bahsettiğimiz ve %81 lik yakınsama sağlayan matematiksel model de Simulink şemasında tanımlanır. Daha sonra girdinin uygunluğunu kontrol etmek amacıyla gözlem yapabilmek amacıyla girdi (scope) eklenir. En son olarak transfer fonksiyon çıkışında sonuç gözlemlenir. Bu sonuç 60 km/h için hesaplanmıştır ve Simulink çıktısı aşağıda görülmektedir.

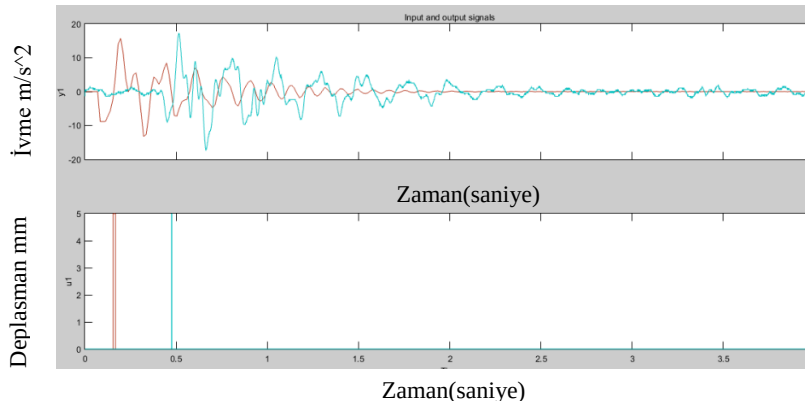


Şekil 4.7 : Simulink step fonksiyonu ile girdi oluşturma.



Şekil 4.8 : Simulink ile elde edilen matematiksel modelin doğrulanması.

Daha sonra Simulink ile elde edilen grafik ile deneysel verilerden oluşan grafik karşılaştırılır. Simulink sonucu oluşan model workspace' e alınır oradan da System Identification Tool' da tekrar çizdirilir. Ölçülen veri ve Simulink verileri aşağıda görülmektedir. Genlikler ve frekans aynıdır sadece grafiksel anlamda bir kayma söz konusudur.

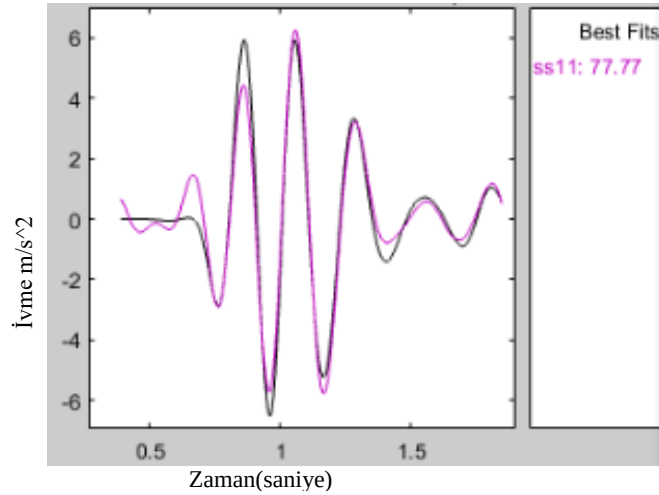


Şekil 4.9 : Elde edilen matematiksel modelin kullanımı ile simulink ortamında oluşturulan sonuç ile deneyler sonucu oluşan sonucun karşılaştırılması.

4.2 State Space ile Oluşturulan Matematiksel Kara Kutu Model

MATLAB modelleme eğitim notlarından ve literatürde yapılan çalışmalar incelenir. Genellikle benzer impulse girdilerde state space model kullanmayı tercih etmişler ve önermişlerdir. Bu nedenle sistemin state space modelini oluşturmak daha farklı bir yaklaşım getirecektir.

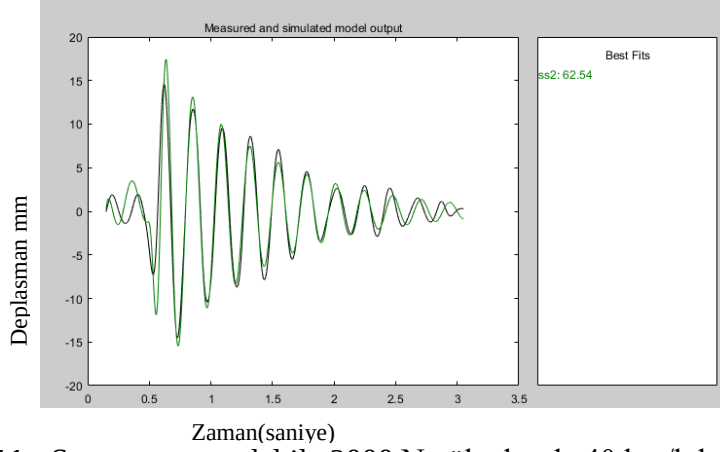
Hız 20 km/h, 2 bar basınç ve 3000 N yük için elde edilen grafik ve gerçek veri ile Identification Tool'un oluşturduğu veri benzerlik yüzdesi aşağıda görülmektedir. 20 km/h hız (3000 N, 2 bar) için elde edilen grafik filtrelenmiş belirli bir alanı seçilmiştir. Bu alan etki sönümlenene kadar olan alandır. Daha fazla bir alan almak hem çözüm hızını artıracak hem de matematiksel analiz anlamında bir etkisi olmayacaktır.



Şekil 4.10 : State space model ile 3000 N ile yüklü 20 km/h hızda ve 2 bar basınçta yakınsama %78 dir.

Görüldüğü üzere transfer fonksiyonundaki yakınsamadan daha fazladır. Grafik bazı genlik değerleri hariç çok iyi bir şekilde oturmuştur. Bu modelde araç hızı 20 km/h ve basınç sabit 2 bardır. Bu eğriden de anlaşılabacağı gibi %78 lik bir yakınsama mevcuttur. %78 lik bir yakınsama ve grafiğin uyumuna da bakıldığı zaman kabul edilebilirdir. Bu modelin matematiksel denklemi yukarıda verilmiştir. Matematiksel model gerçeğe yakın değerler vermektedir.

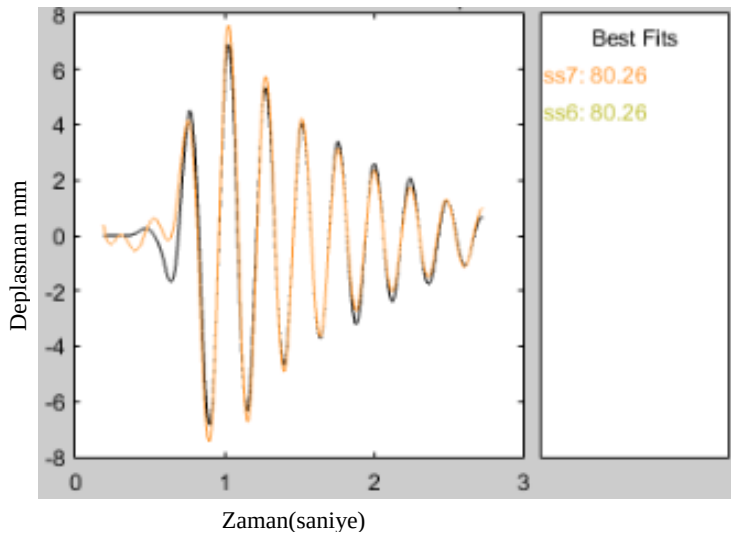
Hız 40 km/h, 2000 N ve 2 bar basınç için elde edilen grafik ve gerçek veri ile Identification Tool'un oluşturduğu veri benzerlik yüzdesi aşağıda görülmektedir. 40 km/h hız için elde edilen grafik filtrelenmiş belirli bir alanı seçilmiştir. Bu alan etki sönümlenene kadar olan alandır.



Şekil 4.11 : State space model ile 2000 N yük altında 40 km/h hızda ve 2 bar basınçta yakınsama %63 dür.

Görüldüğü üzere transfer fonksiyonundaki yakınsamadan daha fazladır. Grafik bazı genlik değerleri hariç çok iyi bir şekilde oturmuştur. Bu modelde araç hızı 40 km/h ve basınç sabit 2 bardır. Ayrıca lastik yükü 2000 N dur. Bu eğriden de anlaşılacağı gibi %63lük bir yakınsama mevcuttur. %63 lük bir yakınsama ve grafiğin uyumuna da bakıldığı zaman kabul edilebilirdir. Bu modelin matematiksel denklemini yukarıda verilmiştir. Matematiksel model gerçeğe yakın değerler vermektedir.

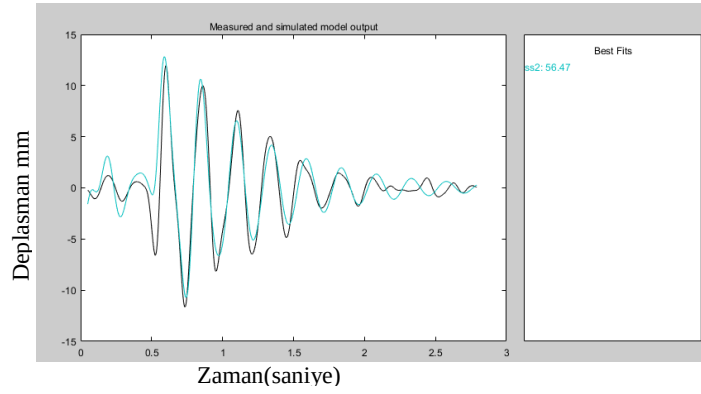
Hız 40 km/h, 3000 N ve 2 bar basınç için elde edilen grafik ve gerçek veri ile Identification Tool'un oluşturduğu veri benzerlik yüzdesi aşağıda görülmektedir. 40 km/h hız için elde edilen grafik filtrelenmiş belirli bir alanı seçilmiştir. Bu alan etki sönümlenene kadar olan alandır.



Şekil 4.12 : State space model ile 3000 N yük altında 40km/h hızda ve 2 bar basınçta yakınsama %81 dir.

Görüldüğü üzere transfer fonksiyonundaki yakınsamadan daha fazladır. Grafik bazı genlik değerleri hariç çok iyi bir şekilde eşleşmiştir. Bu modelde araç hızı 40 km/h ve basınç sabit 2 bardır ayrıca lastik yükü 3000 N dur. Bu eğriden de anlaşılabacağı gibi %81 lik bir yakınsama mevcuttur. %81 lik bir yakınsama ve grafiğin uyumuna da bakıldığı zaman kabul edilebilirdir. Bu modelin matematiksel denklemini yukarıda verilmiştir. Matematiksel model gerçeğe yakın değerler vermektedir.

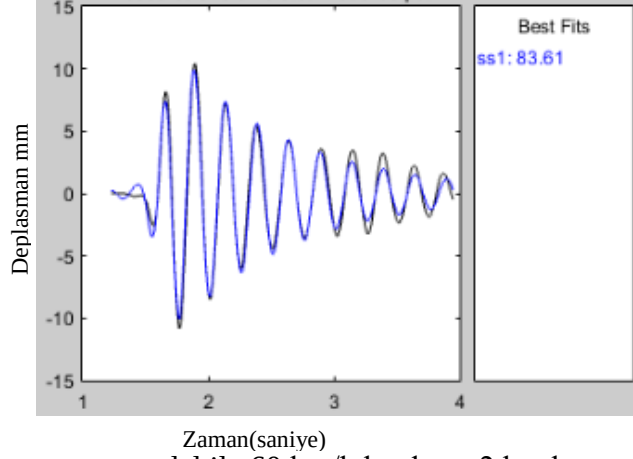
Hız 40 km/h, 3000 N ve 2 bar basınç için elde edilen grafik ve gerçek veri ile Identification Tool' un oluşturduğu veri benzerlik yüzdesi aşağıda görülmektedir. 40km/h hız için elde edilen grafik filtrelenmiş belirli bir alanı seçilmiştir. Bu alan etki sönümlenene kadar olan alandır.



Şekil 4.13 : State space model ile 3000 N yük altında 40 km/h hızda ve 2.4 bar basınçta yakınsama %57 dir.

Görüldüğü üzere transfer fonksiyonundaki yakınsamadan daha fazladır. Grafik bazı genlik değerleri hariç çok iyi bir şekilde eşleşmiştir. Bu modelde araç hızı 40 km/h ve basınç sabit 2,4 bar'dır. Ayrıca lastik yükü 3000 N dur. Bu eğriden de anlaşılabacağı gibi %57 lik bir yakınsama mevcuttur. %57 lik bir yakınsama ve grafiğin uyumuna da bakıldığı zaman kabul edilebilirdir. Bu modelin matematiksel denklemini yukarıda verilmiştir. Matematiksel model gerçeğe yakın değerler vermektedir.

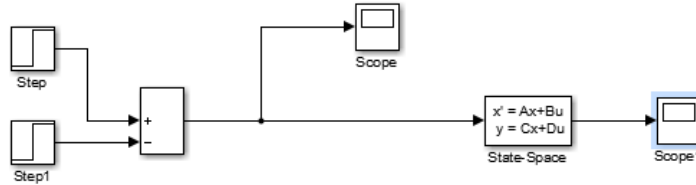
Hız 60 km/h için elde edilen grafik ve gerçek veri ile Identification Tool'un oluşturduğu veri benzerlik yüzdesi aşağıda görülmektedir. 60 km/h hız için elde edilen grafik filtrelenmiş belirli bir alanı seçilmiştir. Bu alan etki sönümlenene kadar olan alandır.



Şekil 4.14 : State space model ile 60 km/h hızda ve 2 bar basınçta yakınsama %84 dür.

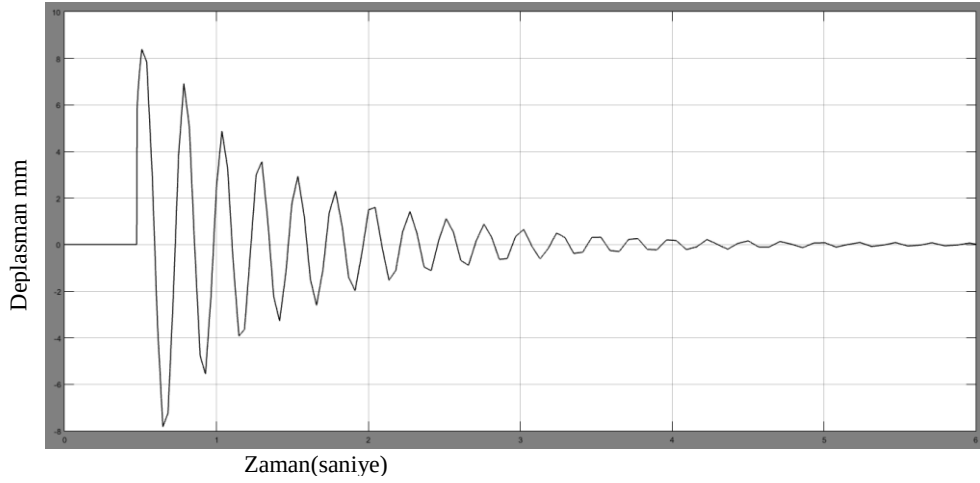
Görüldüğü üzere transfer fonksiyonundaki yakınsamadan daha fazladır. Grafik bazı genlik değerleri hariç çok iyi bir şekilde eşleşmiştir. Bu modelde araç hızı 40 km/h ve basınç sabit 2 bardır. Bu eğriden de anlaşılabacağı gibi %81 lik bir yakınsama mevcuttur. %81 lik bir yakınsama ve grafiğin uyumuna da bakıldığında zaman kabul edilebilir. Bu modelin matematiksel denklemi yukarıda verilmiştir. Matematiksel model gerçeğe yakın değerler vermektedir.

Yine transfer fonksiyonu modelinde olduğu gibi, “state space” yöntemi ile çözdürülen ve sonuçta bulunan matematiksel modellerin doğruluğundan emin olmak için %84 yakınsama veren state space modeli MATLAB workspace' e alınır. Simulink ortamında denemeler yapılmıştır. Yine aynı girdi verilmiştir. Bu sefer state space modeli kullanılmıştır. Burada elde edilen state space model daha sonra Simulink' e gönderilir. Simulink girdisi olarak yine sistem Identification Tool'a girilen girdi kasis değerleri impulse girdi olarak sisteme verilir. Daha sonra %84 yakınsama veren transfer fonksiyonu sisteme tanımlanır ve çıktı oluşturulur.



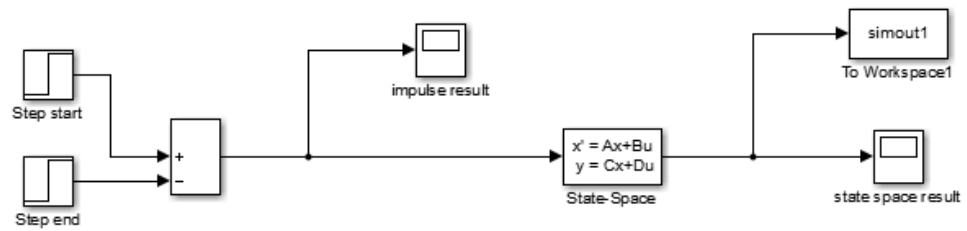
Şekil 4.15 : Simulink ile sistem identification'da elde edilen state space matematiksel modelin doğrulanması.

Bu şemayı kısaca açıklamak gerekirse: Burada step girdi başlatılır ve belirli bir süre sonra son bulur. Bu sayede kasis girdisi Simulink ortamında oluşturulmuş olur. Ayrıca yukarıda bahsettiğimiz ve %84 lik yakınsama sağlayan matematiksel model de Simulink şemasında tanımlanır. En son olarak transfer fonksiyon çıkışında sonuç gözlemlenir. Bu sonuç 60 km/h için hesaplanmıştır ve Simulink çıktısı aşağıda görülmektedir.



Şekil 4.16 : Simulink ile elde edilen matematiksel modelin doğrulanması (state space model).

Bu model workspace geri gönderilir ve filtrelenmiş yol verisi ile karşılaştırılır. Bunun sonucunda oluşan grafikler güzel bir biçimde fit olurlar.



Şekil 4.17 : Simulink simout komutu kullanımı.

Simout komutu sayesinde veriler workspace' gönderilip analiz edilebilmektedir.

4.3 Transfer Fonksiyonu ile Oluşturulan Tek Serbestlik Dereceli Sistemin Matematiksel Gri Kutu Modeli

MATLAB ile sistemin gri kutu modeli elde edilir. Burada sistem fonksiyonu, transfer fonksiyonu olarak tek serbestlik dereceli sistem olarak modellenmiştir. Gri kutu modellerinde bu nokta önemlidir. Burada bazı bilgiler daha önceden bilinmektedir. Kara kutu modeldeki gibi tamamıyla hakkında hiçbir şey bilmediğimiz bir model değildir. Gri kutu model sistemin fonksiyonu bir MATLAB kodu olarak yazılır ve belirli katsayılar atanır. Bu fonksiyon yazılırken sistemin tek serbestlik dereceli bir sistem olduğu kabul edilir ve tanımlama transfer fonksiyonu olarak belirtilir. 40km/h hızda 2bar basınç ve 3000N yük altında lastik hareket verilerinin girilmesi sonucu elde edilen model aşağıdaki gibidir. Formülasyon (4.6)'de görülmektedir.

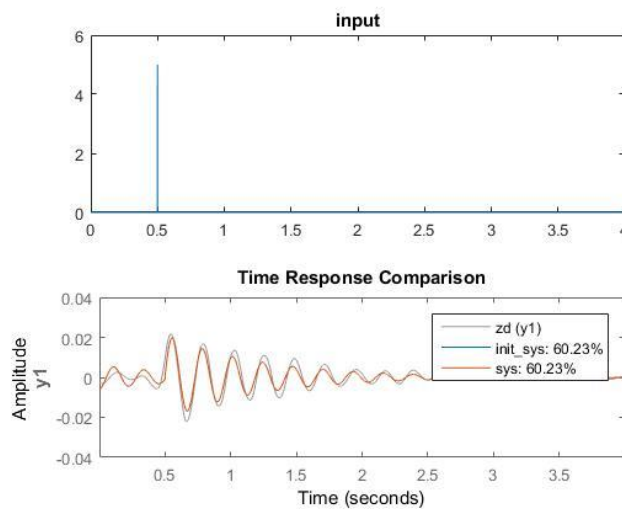
$$M= 268.0000\text{Kg}$$

$$K=201608 \text{ N / m}$$

$$C=747.8772 \text{ N.s / m}$$

$$\text{Gain}=0.2700$$

$$\frac{\text{gain} * (cs + k)}{(ms^2 + cs + k)} = \frac{201,92s + 54434,16}{268s^2 + 747,82s + 201608} \quad (4.6)$$



Şekil 4.18 : 40km/h hızda 2 bar basınç 2000N lastiğin transfer fonksiyonu ve grafik denkliği.

Sistemde hesaplanan değerler aşağıda görülmektedir. Şekil 4.19 da 40km/h hızda 2 bar basınç 3000N lastiğin transfer fonksiyonu ve grafik denkliği, (4.7)' da ise formülasyon bulunmaktadır.

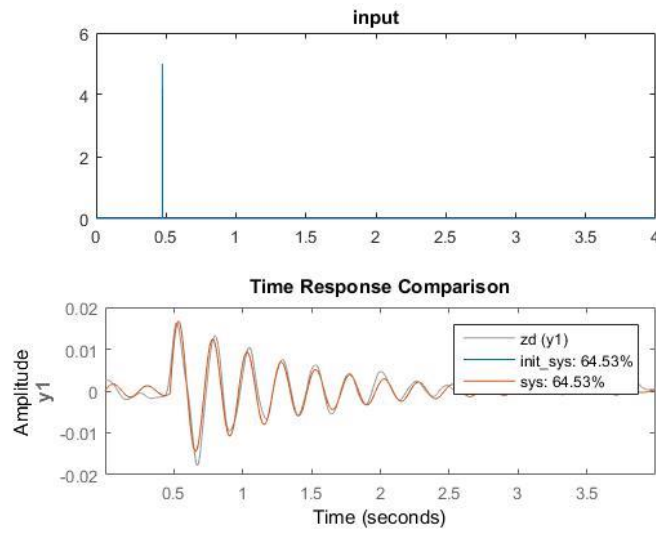
$$M= 316 \text{ Kg}$$

$$K=201608 \text{ N / m}$$

$$C=747.8772 \text{ N.s / m}$$

$$\text{Gain}=0,27$$

$$\frac{\text{gain} * (cs + k)}{(ms^2 + cs + k)} = \frac{201,9268s + 54434,16}{316s^2 + 747,8772s + 201608} \quad (4.7)$$



Şekil 4.19 : 40 km/h hızda 2 bar basınç 3000 N lastiğin transfer fonksiyonu ve grafik denkliği.

Sistemde hesaplanan değerler aşağıda görülmektedir. Şekil 4.20'de 40 km/h hızda 2.4 bar basınç 3000 N lastiğin transfer fonksiyonu ve grafik denkliği, (4.8)' da ise formülasyon bulunmaktadır.

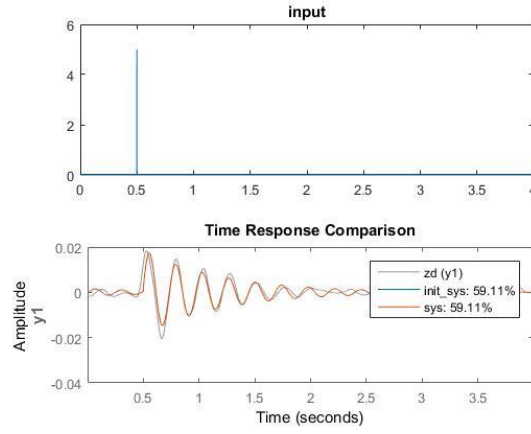
$$M= 316 \text{ Kg}$$

$$K=221770 \text{ N / m}$$

$$C= 897.4526 \text{ N.s / m}$$

$$\text{Gain}=0,27$$

$$\frac{\text{gain} * (cs + k)}{(ms^2 + cs + k)} = \frac{242,312s + 59877,9}{316s^2 + 897,4526s + 221770} \quad (4.8)$$



Şekil 4.20 : 40 km/h hızda 2.4 bar basınç 3000 N lastiğin transfer fonksiyonu ve grafik denkliği.

Sistemde hesaplanan değerler aşağıda görülmektedir. Şekil 4.21' de 60 km/h hızda 2 bar basınç 3000 N lastiğin transfer fonksiyonu ve grafik denkliği, (4.9)' da ise formülasyon bulunmaktadır.

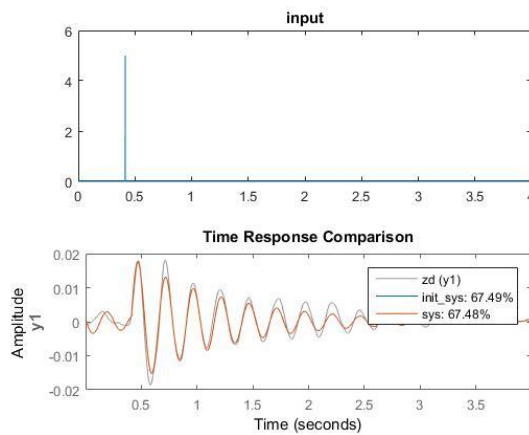
$$M= 316 \text{ Kg}$$

$$K= 201608 \text{ N / m}$$

$$C= 747.8772 \text{ N.s / m}$$

$$\text{Gain}=0,27$$

$$\frac{\text{gain} * (cs + k)}{(ms^2 + cs + k)} = \frac{2019268s + 54434.16}{316s^2 + 747.8772s + 201608} \quad (4.9)$$



Şekil 4.21 : 60 km/h hızda 2 bar basınç 3000 N lastiğin transfer fonksiyonu ve grafik denkliği.

Tek serbestlik dereceli sistemde gri kutu modelleme sonuçları;

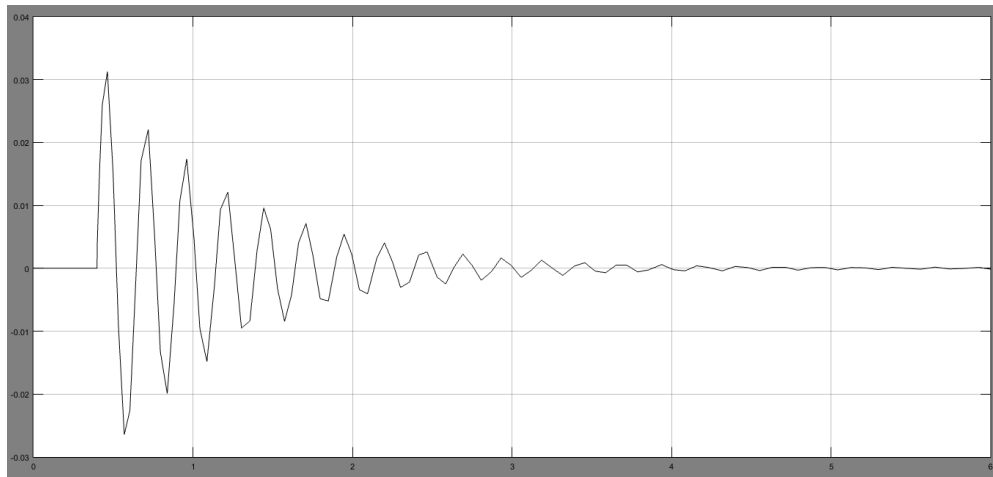
Çizelge 4.1 : Tek serbestlik dereceli gri kutu modelleme sonuç çizelgesi.

Yük(N)	Hız(km/h)	Lastik basıncı (bar)	% eşleşme	m (kg)	c (Ns/m)	k (N/m)
3000	40	2.0	64,53	316,00	747,88	201608,00
3000	60	2.0	69,47	316,00	680,57	203624,08
3000	40	2,4	59,11	316,00	897,45	221768,80
2000	40	2.0	64,77	268,00	673,09	199591,92

Bu sonuçlara bakıldığında kendi içinde bir tutarlılık söz konusudur. Lastik basıncı artan sistemde yay katılığı artmıştır. Ayrıca sisteme etki eden yük azalması ile en iyi şekilde denklik elde ettiğimiz ağırlık azalmıştır.

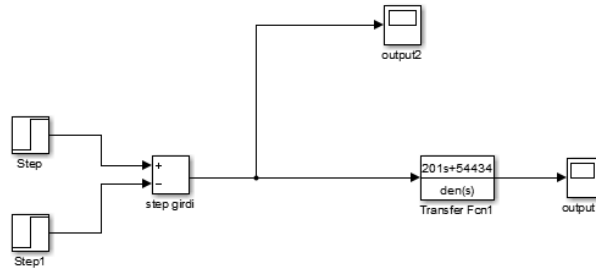
4.3.1 Gri kutu ile modellenen sistemin simulink ile doğrulanması

Matematiksel model gri kutu modelleme yardımı ile bulunur. Daha sonra elde edilen modellerden en yüksek yüzde eşleşme oranına sahip olan model Simulink'e transfer fonksiyonu olarak girilir. Bu model yardımı ile doğru bir sonuç alıp alamayacağımız karşılaştırılır. Girdi olarak sisteme deneysel olarak verilen girdinin aynısı kullanılır ve sonuç elde edilir. Elde edilen sonuç deneysel sonuçlar ile karşılaştırıldığında çok benzer bir yapı ortaya çıkmaktadır. Modelimiz %68 oranında uygunluk göstermektedir.



Şekil 4.22 : Simulink Gri kutu modelleme sistemi ile elde edilen matematiksel modelin doğrulanması.

Bu model çalışma alanına geri gönderilir ve filtrelenmiş yol verisi ile karşılaştırılır. Bunun sonucunda oluşan grafikler güzel bir biçimde denk olurlar.



Şekil 4.23 : Simulink simout komutunun kullanımı.

4.4 Transfer Fonksiyonu ile Oluşturulan Gehmann Modelin Matematiksel Gri Kutu Modeli

MATLAB ile sistemin gri kutu modeli elde edilir. Burada sistem fonksiyonu, transfer fonksiyonu olarak iki serbestlik dereceli sistem olarak modellenmiştir. İki serbestlik dereceli sistemde daha önce teorik çözüm ile oluşturulan transfer fonksiyonu girilir. Bu transfer fonksiyonunu oluşturmak için Gehmann'ın lastik modeline yaklaşımı kullanılır. Teorik kısımda elde edilen transfer fonksiyonu modele MATLAB dosyası olarak tanımlanır. Burada ek olarak iki paralel bağlı yay ve bir sönüm elemanı bulunmaktadır. Gri kutu model sistemin fonksiyonu bir MATLAB kodu olarak yazılır ve belirli katsayılar atanır. Bu fonksiyon yazılırken sistemin tek serbestlik dereceli bir sistem olduğu kabul edilir ve tanımlama transfer fonksiyonu olarak belirtilir. 40 km/h hızda 2 bar basınç ve 3000 N yük altında lastik hareket verilerinin girilmesi sonucu elde edilen model aşağıdaki gibidir. Matematiksel model (4.10)'daki gibidir. Yakınsama Şekil 4.24 'deki gibidir.

$$M= 268.0000 \text{ Kg}$$

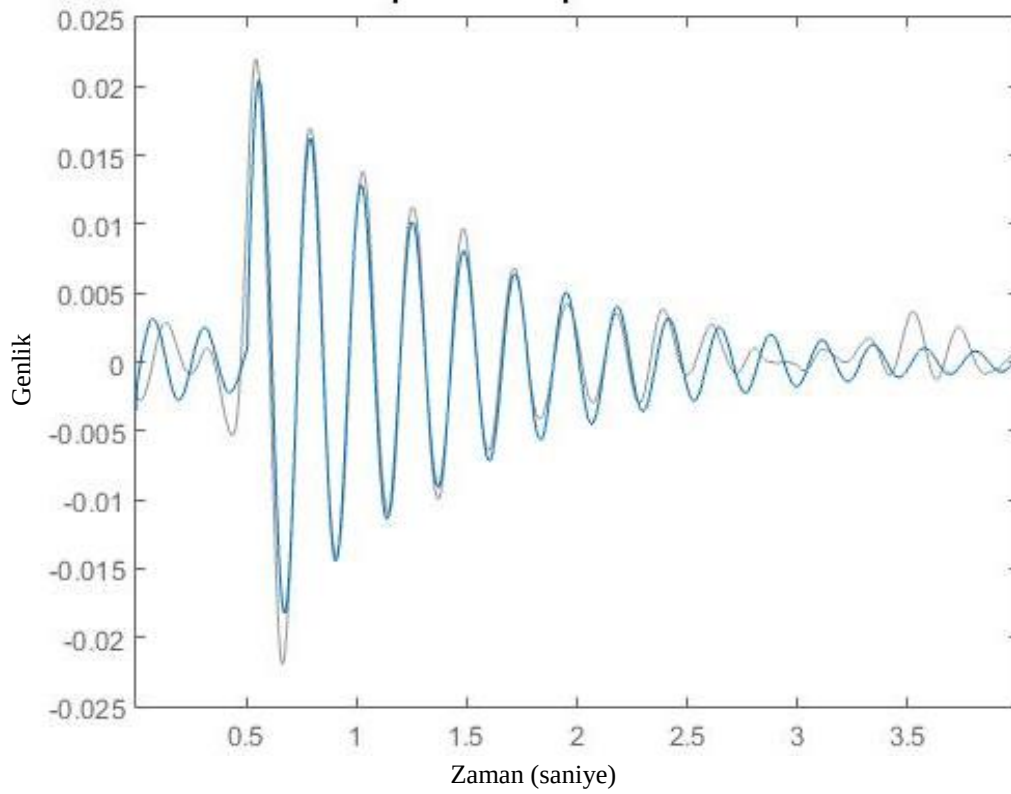
$$K1 = 207575,59 \text{ N / m}$$

$$K2 = 195600,08 \text{ N / m}$$

$$C= 538,4 \text{ N.s / m}$$

$$\text{Gain}=0.2900$$

$$\begin{aligned} & \frac{\text{gain} * (cs(k_1 + k_2) + k_1 k_2)}{(mcs^3 + k_2 ms^2 + cs(k_1 + k_2) + k_1 k_2)} \\ &= \frac{0,29 * (268(207575 + 195600)s + 207575 * 195600)}{(144291s^3 + 195600 * 268s^2 + 538,4(207575 + 195600)s + 207575 * 195600)} \end{aligned} \quad (4.10)$$



Şekil 4.24 : 40 km/h hızda 2 bar basınç 2000 N lastiğin transfer fonksiyonu ve grafikyakınsama %68,12.

40 km/h hızda 2 bar basınç ve 3000 N yük altında lastik hareket verilerinin girilmesi sonucu elde edilen model aşağıdaki gibidir. Matematiksel model (4.11)' daki gibidir. Yakınsama Şekil 4.25 'deki gibidir.

$$M = 316.0000 \text{ Kg}$$

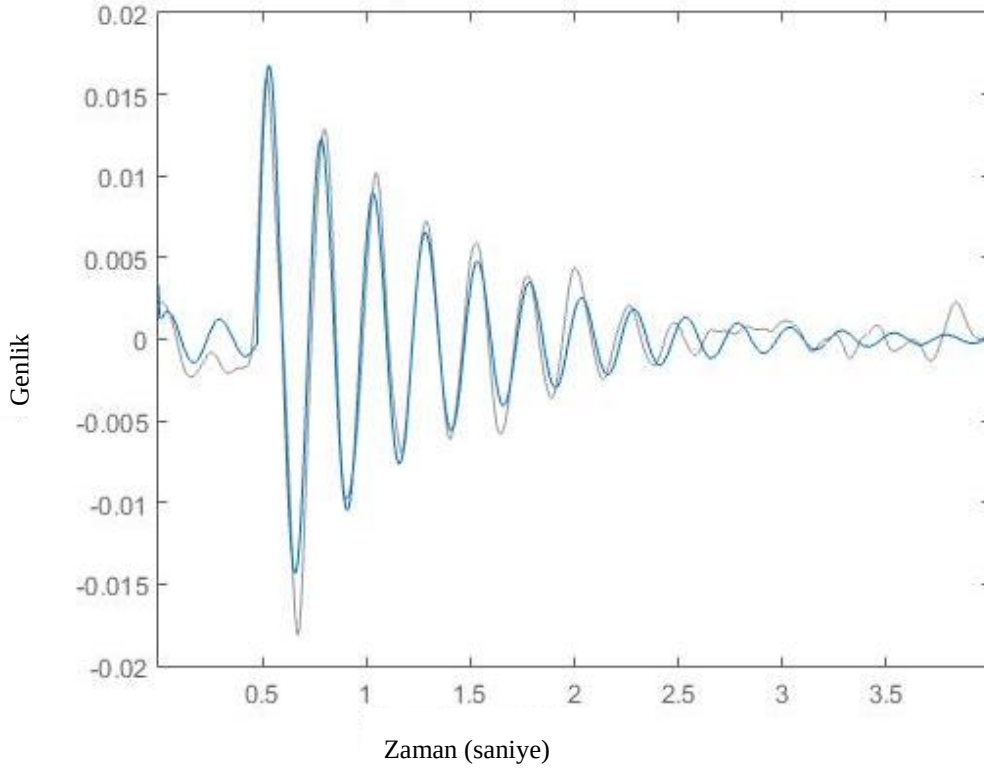
$$K1 = 209670,56 \text{ N / m}$$

$$K2 = 197580,12 \text{ N / m}$$

$$C = 794,24 \text{ N.s / m}$$

$$\text{Gain} = 0.2700$$

$$\begin{aligned} & \frac{\text{gain} * (cs(k_1 + k_2) + k_1 k_2)}{(mcs^3 + k_2 ms^2 + cs(k_1 + k_2) + k_1 k_2)} \\ &= \frac{0,27 * (316(209670,56 + 197580,12)s + (209670,56 * 197580,12))}{(316 * 794,24s^3 + 197580,12 * 316s^2 + 794,24(209670,56 + 197580,12)s + 209670,56 * 197580,12)} \end{aligned} \quad (4.11)$$



Şekil 4.25 : 40 km/h hızda 2 bar basınç 3000 N lastiğin transfer fonksiyonu ve grafik yakınsama %65,45.

40 km/h hızda 2.4 bar basınç 3000 N yük altında lastik hareket verilerinin girilmesi sonucu elde edilen model aşağıdaki gibidir. Matematiksel model (4.12)'daki gibidir. Yakınsama Şekil 4.26'deki gibidir.

$$M = 316.0000 \text{ Kg}$$

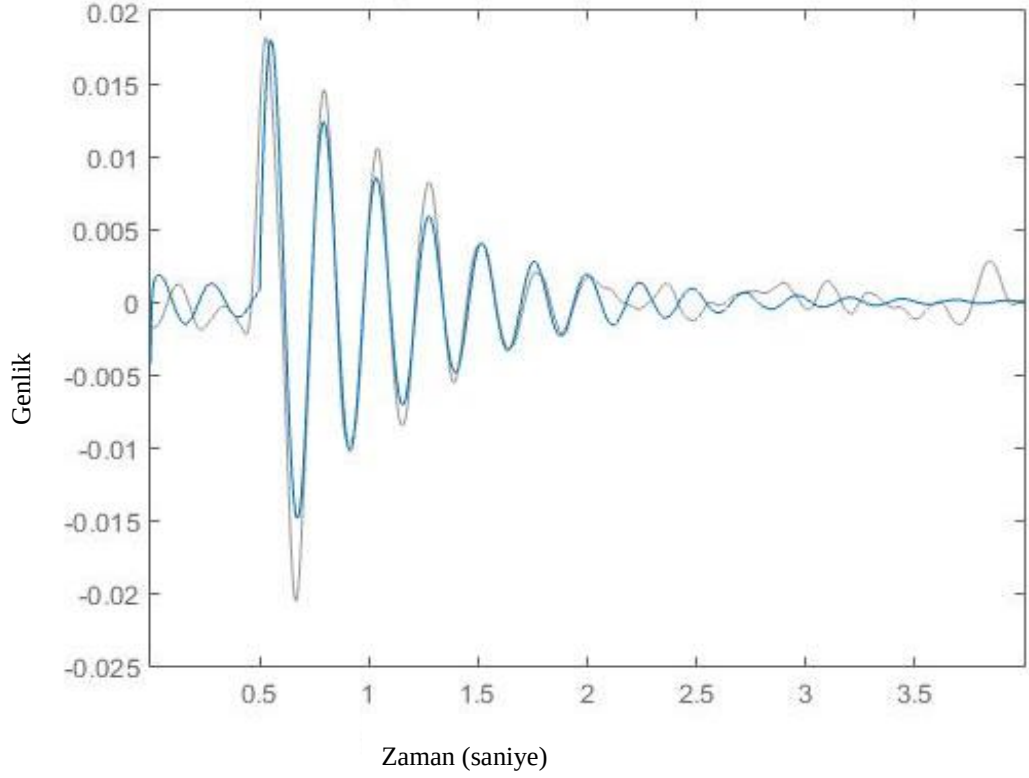
$$K1 = 226204,17 \text{ N / m}$$

$$K2 = 212898,04 \text{ N / m}$$

$$C = 978,22 \text{ N.s / m}$$

$$\text{Gain} = 0.2850$$

$$\begin{aligned} & \frac{\text{gain} * (cs(k_1 + k_2) + k_1 k_2)}{(mcs^3 + k_2 ms^2 + cs(k_1 + k_2) + k_1 k_2)} \\ &= \frac{0,2850 * (316(226204,17 + 212898,04)s + (226204,17 * 212898,04))}{(316 * 978,22s^3 + 212898,04 * 316s^2 + 978,22(226204,17 + 212898,04)s + 226204,17 * 212898,04)} \end{aligned} \quad (4.12)$$



Şekil 4.26 : 40km/h hızda 2.4 bar basınç 3000N lastiğin transfer fonksiyonu ve grafik yakınsama %60,69.

60km/h hızda 2 bar basınç 3000N yük altında lastik hareket verilerinin girilmesi sonucu elde edilen model aşağıdaki gibidir. Matematiksel model (4.13)' daki gibidir. Yakınsama Şekil 4.27 'deki gibidir.

$$M = 316.0000 \text{ Kg}$$

$$K1 = 213805,28 \text{ N / m}$$

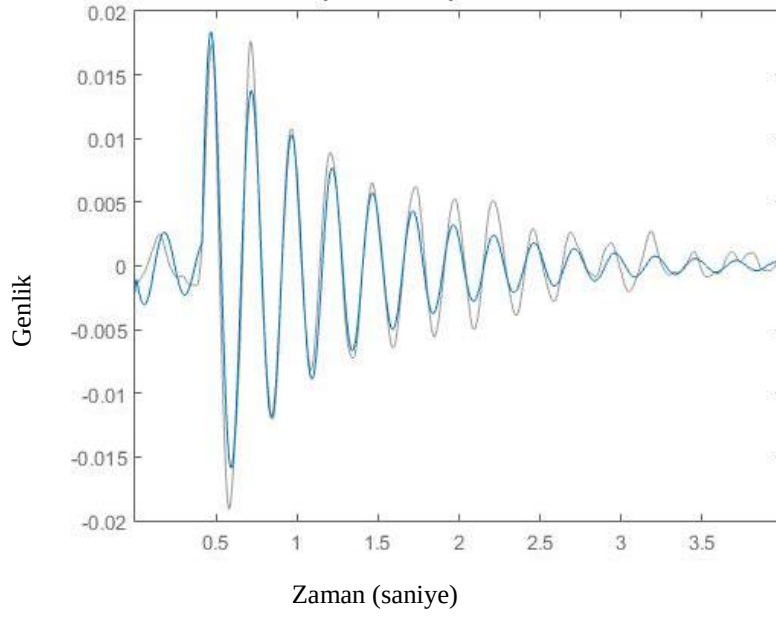
$$K2 = 199551,59 \text{ N / m}$$

$$C = 735,01 \text{ N.s / m}$$

$$\text{Gain} = 0,29$$

$$\frac{\text{gain} * (cs(k_1 + k_2) + k_1 k_2)}{(mcs^3 + k_2 ms^2 + cs(k_1 + k_2) + k_1 k_2)} \quad (4.13)$$

$$= \frac{0,29 * (316(213805,28 + 199551,59)s + (213805,28 * 199551,59))}{(316 * 735,01s^3 + 199551,59 * 316s^2 + 735,01(213805,28 + 199551,59)s + 213805,28 * 199551,59)}$$



Şekil 4.27 : 60km/h hızda 2 bar basınç 3000N lastiğin transfer fonksiyonu ve grafik yakınsama %71,75.

Gehmann lastik model sisteminde gri kutu modelleme sonuçları:

Çizelge 4.2 : Gehmann lastik modeli gri kutu modelleme sonuç çizelgesi.

Yük(N)	Hız(km/h)	Lastik basıncı (bar)	% eşleşme	m (kg)	c (Ns/m)	k1(N/m)	k2 (N/m)
3000	40	2.0	65,45	316,00	794,24	209670,56	197580,12
3000	60	2.0	71,75	316,00	735,01	213805,28	199551,59
3000	40	2,4	60,69	316,00	978,22	226204,17	212898,04
2000	40	2.0	68,12	268,00	538,40	207575,59	195600,08

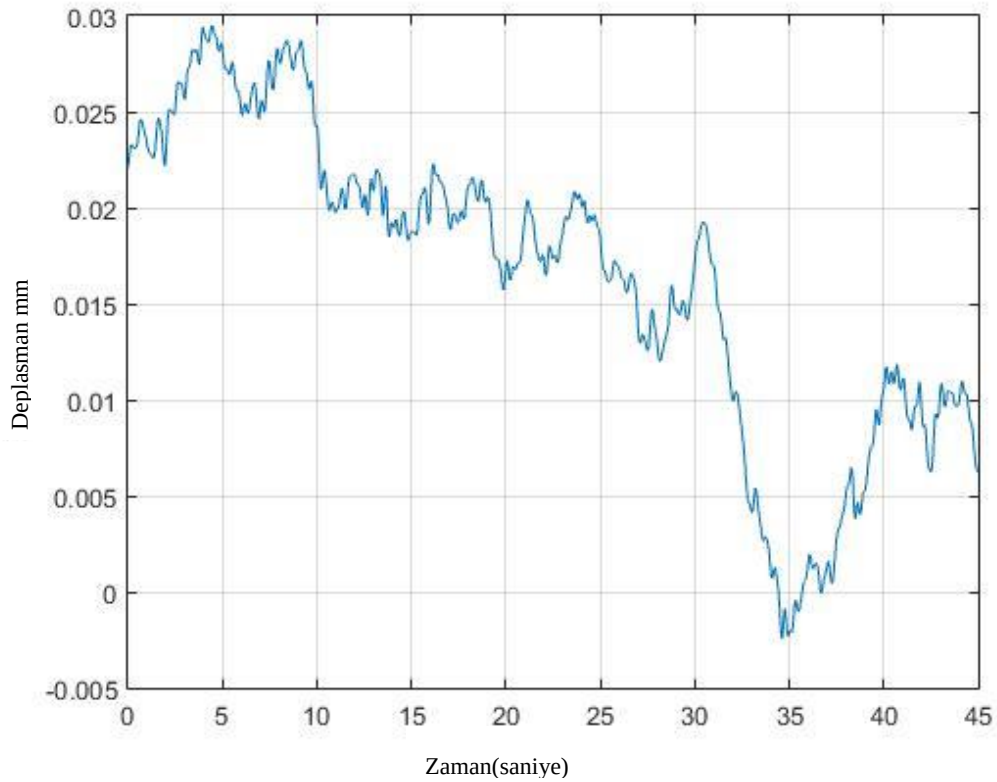
4.5 Sentetik Yol Verisi Oluşturma

Sentetik yol verisi oluşturup, elde ettiğimiz sistemin matematiksel modeline girdi olarak girmek ve sonucunu yani sistemin farklı yol şartlarına cevabını inceleyebilmek için çalışmalara yapılır. Bu çalışmanın amacı yukarıda System Identification Tool ile oluşturduğumuz state space ve transfer fonksiyonu modellerini farklı girdiler ile zorlamaktır. Daha önceki çalışmalarda daha çok modelin doğruluğunu ispatlamaya yönelik çalışmalar yaptık ve deneysel veriler sayesinde model oluşturup sonuçların doğruluğundan emin olduk. Elde ettiğimiz ve gerçek modele %85 yakınsama sağlayan model farklı yol girdileri verilerek sistemin farklı yol girdilerine cevabını ölçmek için kullanılabilir.

Sentetik yol verisi oluşturmak için gerekli olan formülasyonlar ISO 8608 -1995 ve ISO8608 'de bulunmaktadır. ISO 8608 AnnexB yol profili karakterizasyonu için önerilen metotları içerir.

Ek2 de görüleceği gibi, MATLAB’ da sentetik yol verisi oluşturma komutu yazılır. Bu komut standarttaki formülasyonlar dikkate alınarak yazılmıştır. Komut içinde geçen bazı katsayılar yol tipine göre seçilir. Bu çalışmada ilk oluşturulan sentetik yol verisi için her bir metre çevrimdeki frekans $\Omega = 0.1$ çevrim/metre, dalga boyu $w = 2$ m, yol uzunluğu $L=250$ m, örneklem sayısı $N = 1000$ adet, $k=3$ alınır. Bu değerler ISO 8606’dan alınmıştır. MATLAB formülasyon denklemleri de aynı standarttan alınmıştır.

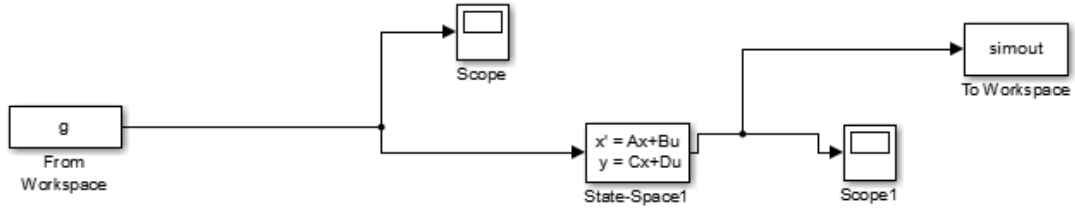
İlk olarak MATLAB' da kodlar yazıldıktan sonra oluşan grafik aşağıdaki gibidir.



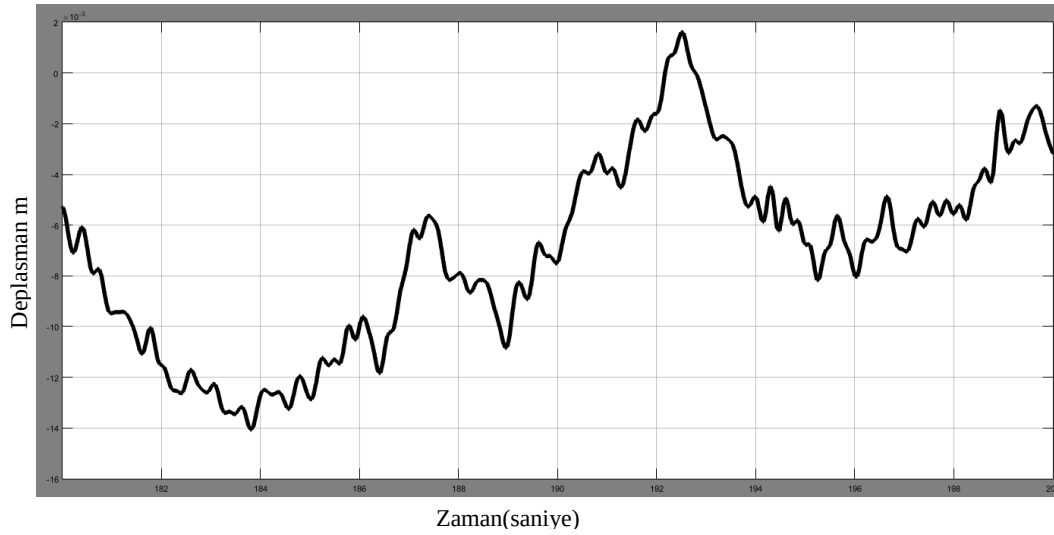
Şekil 4.28 : ISO 8608'e göre oluşturulan yol verisi

Bu oluşturulan veri yine simin komutu ile Simulink’e aktarılır. Daha sonra Simulink’te yine yukarıdaki şemaya benzer bir şema oluşturulur. Girdi olarak MATLAB’ da oluşturulan yol verisi girilir. Daha sonra scope yardımı ile veri incelenir. Bu veri, Identification Tool yardımı ile oluşturulan lastik matematiksel modeli yani “state space” modeline girdi olarak verilir ve dinamik model analizi

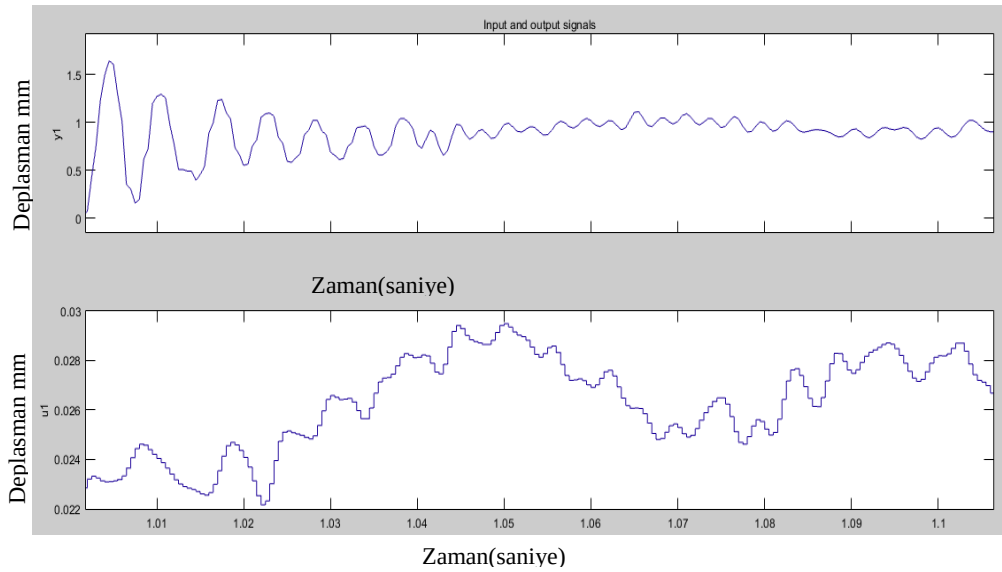
tamamlanır. Bunun sonucunda yine scope yardımı ile oluşan veri incelenir ve workspace çalışma ortamına atılır.



Şekil 4.29 : Simulinkte oluşturulan yol verisinin daha önceden bulunan sistemin matematiksel modeli ile çözüm şeması



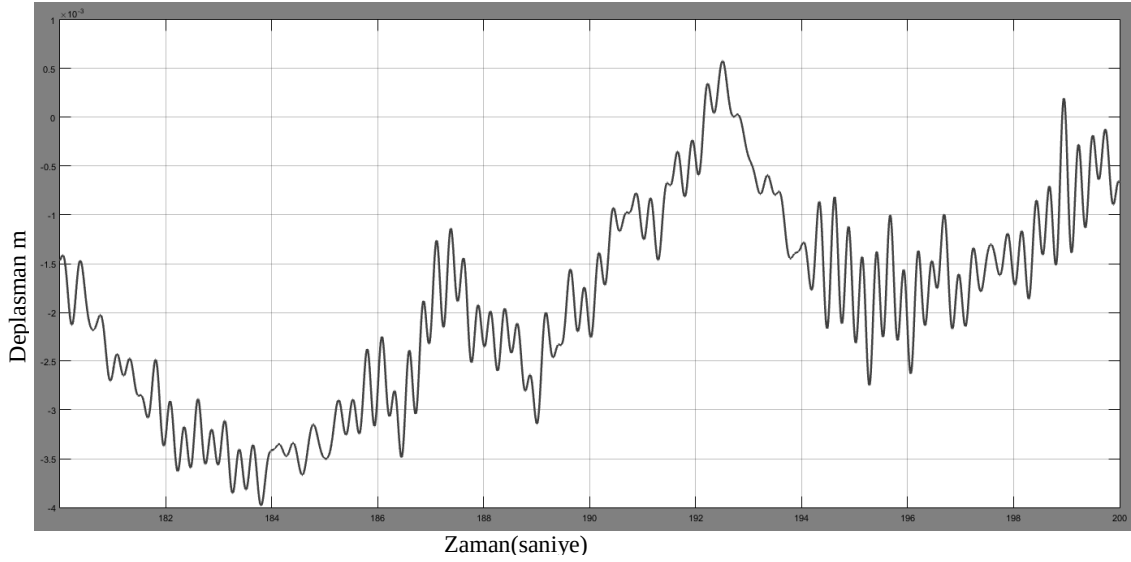
Şekil 4.30 : Simulinte kullanılacak olan sentetik veri



Şekil 4.31 : Girdi ve çıktının grafiksel gösterimi

4.5.1 Yol verisi verilerek gri kutu modellemesinin kullanımı

Elde edilen sentetik yol verisi Simulink yardımı ile gri kutu modelleme ile elde edilen matematiksel modele (transfer fonksiyonu) girdi olarak verilir ve sonuç incelenir. Sonuç grafiği aşağıdaki gibidir.



Şekil 4.32 : Sentetik yol verisinin Gri kutu matematiksel modeline girdi olarak verilmesi sonucu elde edilen çıktı.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Lastikler taşıt dinamiği analizleri açısından çok büyük öneme sahiptir. Bu nedenle lastiklerin dinamik sistem içinde çok iyi ve doğru bir biçimde modellenmesi gerekir. Literatürde lastik modelleri üzerinde çok fazla durulmuştur ve çok çeşitli lastik modelleri vardır. Tüm modeller genelde karmaşık yapıdadır ve kolayca çözülüp anlaşılacak modeller değildir. Bu nedenle bu çalışmanın konusu olan yöntem sayesinde tamamıyla kapalı bir kutu olan lastik modeli daha kolay bir biçimde modellenmiştir. Model elde etme yöntemi deneysel lastik modelleri grubuna girmektedir. Sonuç olarak deneysel verilerden elde edilen veriler yardımı ile MATLAB programı kullanılarak lastiğin matematiksel modeli oluşturulmuştur. Oluşturulan modele Simulink yardımı ile farklı girdiler verilerek sistemin cevabı incelenmiştir. Sonuç olarak belirli bir test düzeneği için bu sistem kullanıma uygun olacaktır. Test düzeneği koşulları aynı kaldığı varsayılarak aynı lastiğe farklı girdiler test esnasında verilmek yerine matematiksel model fonksiyonuna girdi olarak verilebilir. Bu sayede zamandan tasarruf edilir ve sistem test edilmeden bir fikir sahibi olmamızı sağlar. Bu modelin geliştirilmesi taşıt süspansiyon sistem testleri için gereklidir. Ayrıca zamandan ve maliyetten kazandıracak bir yöntemdir. Her bir girdi için farklı testler yapmaya gerek kalmamıştır. Sistemin cevabını incelemek için matematiksel modelin belirlenmesi çok büyük kolaylık sağlamaktadır. Sistemin matematiksel modeli iki farklı yöntem ile oluşturulmuştur. Sistem gerçek sisteme %86 oranında yakınsamıştır. Bu model taşıt dinamiği analizlerinde kullanılabilecek bir modeldir. İlerleyen çalışmalarda bu modeli geliştirmek için daha çok test verisi ile valide edilebilir. Daha sonra oluşturulan model %90 yakınsatılarak çok daha farklı yol pürüzlülüğüne sahip yolların pürüzlülük verileri girilebilir. Daha sonra aynı veriler deneysel sonuçlar ile karşılaştırılabilir. Ayrıca bu çalışmada lastik düşey yönde dinamik olarak incelenmiştir. Lastiğin yanal ve yatay kuvvetlerini de dikkate alacak başka deney düzenekleri geliştirilebilir ve yine aynı modelleme yönteminin uygunluğu araştırılabilir.

KAYNAKLAR

- Akalın, Ö.** (1992). Taşıt Lastiklerinin Dinamik Karakteristiklerinin Ölçülmesi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Türkiye
- Bakker, E., Nyborg, L. ve Pacejka, H.B.** Tyre Modelling for Use in Vehicle Dynamics Studies.SAE Paper No. 870421, 1987.
- Bakker, E., Pacejka, H.B. ve Lidner, L.**A New Tire ModelWith an Application in Vehicle Dynamics Studies. SAE Paper No. 890087, 1989.
- Bayle, P. , Forissier, J.F. , Lafon S. ,** Anew tire model for vehicle dynamic simulation, 1993
- Bernard, J.E. ve Clover, C.L.** Tire Modeling for Low-speed and High-speed Calculations. SAE Paper No. 950311, 1995.
- Bernard, J.E., Segel, L. ve Wild, R.E.**Tire Shear Force Generation During Combined Steering and Braking Maneuvers. SAE Paper No. 770852, 1977.
- Bird, K.D., ve Martin, J.F.** (1973). Thecalspan tire researchfacility: design, development, andinitial test results(No. 730582). SAE Technical Paper.
- Bliman, P.A., Bonald, T. ve Sorine, M.** Hysteresis Operators and Tyre Friction Models. Application to Vehicle Dynamic Simulation. Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik 76 (1996), pp. 309–312.
- Bliman, P.A. ve Sorine, M.**Easy-to-use Realistic Dry Friction Models for Automatic Control. In: Proceedings of Third European Control Conference. Rome, Italy, September 1995, pp. 3788–3794.
- C.W. Fervers** (2004) Improved FEM simulation model for tire–soil interaction
- C. W. Mousseau ve S. K. Clark,** "An Analytical and ExperimentalStudy of a Tire Rolling Over a Stepped Obstacle atLow Velocity", TSTCA, Vol. 22, No. 3, 1994.
- Canudas de Wit, C. ve Tsiotras, P.** Dynamic Tire Friction Models for Vehicle Traction Control. In: Proceedings of 38th Conference on Decision and Control. Phoenix, AZ, December 1999, pp. 3746–3751.
- Clover, C.L. ve Bernard, J.E.** Longitudinal Tire Dynamics. Vehicle Syst. Dyn. 29 (1998), pp. 231–259.
- Coleri S, Sangiovanni-Vincentelli A, Sun X, Tebano R, Alalusi S, Audisio G, Sabatini M.** The tire as an intelligent sensor. IEEE Transactions on Computer. 2009;28:941-55.
- Deur, J., Asgari, J. ve Hrovat, D.** A Dynamic Tire Friction Model for Combined Longitudinal andLateral Motion. FRL Technical Report No. SRR-2001-0022, Ford Motor Company, Dearborn, MI, January 2001.

- Deur, J., Asgari, J. ve Hrovat, D.** A Dynamic Tire Friction Model for Combined Longitudinal and Lateral Motion. In: Proceedings of 2001 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition (IMECE 2001), Vol.
- Dihua Guan , Chengjian Fan & Xianhai Xie** 2011 A dynamic tyre model of vertical performance rolling over cleats
- Dorfi Hans R.** Tire Cleat Impact and Force Transmission: Modeling Based on FTIRE and Correlation to Experimental Data Akron Technical Center, Hankook Tire. 2004-01-1575
- Edward M. Kasprzak,** The Formula SAE Tire Test Consortium—Tire Testing and Data Handling 2006-01-3606
- Ergin Tönük, Y.Samim Ünlüsoy**(2001) Prediction of automobile tire cornering force characteristic by finite element modeling and analysis
- Ersoy Metin, Bernd Heißing** (2010) The Chassis Handbook, fundamental driving dynamic, Components
- F. Gauterin, C. Ropers** 2005 Modal tyre models for road noise improvement
- Gipser, M.,** 1999, Ftire, a new fast tire model for ride comfort simulations. Paper presented at the International ADAMS Users' Conference, Berlin, Germany.
- Gipser, M.,** "FTIRE, a New Fast Tire Model for Ride Comfort Simulations". International ADAMS User Conference Berlin 1999.
- Gough, V.E.,** Tires and Air Suspension, Advances in Automobile Engineering, Tidbury ed. , Pergamon Press, 1963.
- Guan, D. ve Fan, C.,** 2003, Tire modeling for vertical properties including enveloping properties using experimental modal parameters. Vehicle System Dynamics, 25, 419–433.
- Guo, K.H.,** 1989, A unified tire model for braking driving and steering simulation. Proceedings of the 5th International Pacific Conference on Automotive Engineering, Beijing, People's Republic of China, November 1989, paper 891198.
- Guo, K.H., Lu, D. ve Ren, L.,** 2001, A unified non-steady non-linear tire model under complex wheel motion input including extreme operating conditions. JSAE Review, 22, 396–402.
- Hans B. Pacejka** 2012 Tire and Vehicle Dynamic
- J. Aguilar-Martínez a, L. Alvarez-Icaza** Analysis of tire-road contact area in a control oriented test bed for dynamic friction models 2015
- J. Holtschulze, H. Goertz, T. Hüsemann,** A simplified tyre model for intelligent tyres, Vehicle System Dynamics 43 (Suppl.) (2005) 305–316.
- Jazar N. Reza,** Vehicle Dynamics Theory and Applications (2008)
- Julien, M.M, Paulsen M.J.,** "Methode experimentale de mesure et definition du pouvoir absorbant du pneumatique" J. de la S.I.A., janvier 1953, p.33.

- Joško Deur, Jahan Asgari, Davor Hrovat** 2004 A 3D Brush-type Dynamic Tire Friction Model
- Konghui Guo, Dang Lu , Shih-ken Chen , William C. Lin & Xiao-pei Lu** 2005The UniTire model: a nonlinear and non-steady state tyre model for vehicle dynamics simulation
- Maurice, J.P.** Short Wavelength and Dynamic Tyre Behaviour Under Lateral and Combined Slip Conditions. Ph.D. Thesis, TU Delft, Netherlands, 2000.
- Maurice, J.P., Berzeri, M. ve Pacejka, H.B.:** Pragmatic Tyre Model for Short Wavelength Side Slip Variations. Vehicle Syst. Dyn. 31 (1999), pp. 65–94.
- Michael Blundell, Damian Harty**The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics2015
- Oertel, Ch., Fandre, A.,** 1999, Ride comfort simulations and steps towards life time calculations: RMOD-Kand ADAMS. Paper presented at the International ADAMS Users' Conference, Berlin, Germany.
- Pacejka, H.B., Sharp, R.S.:** Shear Force Development by Pneumatic Tyres in Steady State Conditions: A Review of Modelling Aspects. Vehicle Syst. Dyn. 20 (1991), pp. 121–176
- Pacejka, H.B.:** Tyre and Vehicle Dynamics. Butterworth-Heinemann, Oxford, 2002.
- P.W.A. Zegelaar ve H. B. Pacejka,** "The in-Plane Dynamics of Tyres on Uneven Roads",14th IAVSD Symposium, Ann Arbor, 1995.
- Rao Dukkipati,**' Road vehicle dynamics' 2008
- Roger J. Pinnington**(2012) A particle-envelope surface model for road–tyre interaction
- Rose JG, Guenther TE.** Vehicle tire pavement interfacial surface pressure measurements and assessments. Technical Report KTC09-08 FR 136-04-5F. 2009.
- Roth, J.,** 1993, Untersuchung zur Kraftübertragung zwischen Pkw-Reifen und Fahrbahn unter besonderer
- Sakai, H.:** Study on Cornering Properties of Tire and Vehicle. Tire Science and Technology (TSTCA) 18 (1990), pp. 136–169.
- Scavuzzo R.W., Richards T.R. ve Charek, L.T.,** “Tire Vibration Modes and Effects on Vehicle RideQuality” Tire Science and Technology., Vol.11, n1-4,1984, pp.38-49.
- Seitz, N.,** 1969, Experimentelle und theoretische Untersuchungen der in der Aufstandsfläche frei rollender Reifenwirkenden Kräfte und Bewegungen. Dissertation, Technische Hochschule München, München, Germany.
- Sezgin, N,** “Dönen Pnömatik Lastığın Titreşim Karakteristiklerinin DeneySELolarak İncelenmesi”, Doktora Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, (TeslimAşamasında)

- Van Zanten, A., Ruf, W.D. ve Lutz, A.:** Measurement and Simulation of Transient Tire Forces.SAE Paper No. 890640, 1989.
- Van Zanten, A.** Measurement and Simulation of Transient in Longitudinal and Lateral Tire Forces.SAE Paper No. 900210, 1990.
- Zegelaar, P.W.A.** The Dynamic Response of Tyres to Brake Torque Variations and RoadUnevennesses. Ph.D. Thesis, TU Delft, Netherlands, 1998.
- Zegelaar, P.W.A. v Pacejka, H.B.,** 1996, The in-plane dynamics of tyres on uneven roads. Vehicle SystemDynamics, Supplement, 25, 714–730.
- Zhang Y, Yi J.** Tire/road stick-slip interactions: experiments and analysis. In: Proceedings of the ASME 2012 5th Annual Dynamics Systems and Control Conference. 2012;1-10.

EKLER

EK A : Deneysel verilerin frekans spektrumunda yazılması ve Fast Fourier Transformunun alınması

EK B : Deneysel verilere interpolasyon yönteminin uygulanması

EK C : Dataların filtreleneşmesi 0-50Hz aralığında

EK D : Sentetik yol verilerinin ISO 8606'ya göre oluşturulması

EK E : Pozisyon ve hız verilerinin elde edilmesi ve filtreleme

EK F : Transfer fonksiyonunu tanımlamak için oluşturulan MATLAB fonksiyonu

EK G : Gri kutu modelinin tek serbestlik dereceli sistem için oluşturulup katsayıların hesaplanması

EK H : Gri kutu modelinin Gehmann Lastik sistemi için oluşturulup katsayıların hesaplanması

EK A Deneysel verilerin frekans spektrumunda yazılması ve Fast Fourier Transformu'nun alınması

%%%1.hız a hızı 20km/h

```
fs=2000;
dt=1/fs;
ns=length(a);
trec=dt*(ns-1);
t=0:dt:trec;
t2=0:0.01:10-0.01;
% yma=mean(x);x=x-yma;
subplot(2,1,1);plot(t,a,'r')
hold on

nfft=8000*2;
yw1=fft(a,nfft);df=fs/(nfft-1);fend=fs/2;f=0:df:fend+df;
ywa=yw1(1:nfft/2);
ya=abs(ywa)*dt; % Use impulse
ya=[0;ya];
% return
subplot(2,1,2);plot(f,ya)
[yamax,i]=max(ya);fr1=f(i),yamax
hold on
xlim([0 60])
```

%%%%%%%% b hızı 40km/h

```
fs=2000;
dt=1/fs;
nsb=length(b);
treb=dt*(nsb-1);
tb=0:dt:treb;
t2=0:0.01:10-0.01;
% yma=mean(x);x=x-yma;
subplot(2,1,1);plot(tb,b,'r')
hold on

nfft=512*2;
yw1=fft(b,nfft);df=fs/(nfft-1);fend=fs/2;f=0:df:fend;
ywb=yw1(1:nfft/2);
yb=abs(ywb)*dt; % Use impulse
return
subplot(2,1,2);plot(f,yb)
[yambx,i]=max(yb);fr1=f(i),yambx
xlim([0 20])
hold on
```

```

%%%%%%%%3.hız
fs=2000;
dt=1/fs;
nsc=length(c);
trecc=dt*(nsc-1);
tc=0:dt:trecc;
t2=0:0.01:10-0.01;
% yma=mean(x);x=x-yma;
subplot(2,1,1);plot(tc,c,'r')
hold on

nfft=512*2;
yw1=fft(c,nfft);df=fs/(nfft-1);fend=fs/2;f=0:df:fend;
ywc=yw1(1:nfft/2);
yc=abs(ywc)*dt; % Use impulse
return
subplot(2,1,2);plot(f,yc)
[yamcx,i]=max(yc);fr1=f(i),yamcx

hold on
title('fft result 20,40,60 km/h')
xlabel('frequency')
ylabel('acceleration')

```

Ya da

```

clc;clear,close all
fs =2000; % Sample frequency (Hz)
dt=1/fs;
x=load('C:\Users\User\Desktop\try2\hız20_A_3000_2\acc1_hız20_A_3000_2.TXT');
xt
a=filter(xt,x);
t=0:dt:4;
a=a';
a=[a zeros(1,8192-length(a))];
t=0:1/2000:8191*1/2000;

plot(t,a)

m = length(a); % Window length
n = pow2(nextpow2(m)); % Transform length
y = fft(a,n); % DFT

ya=abs(y)*dt; % Use impulse

%%%%Power olarak grafik çizdirilir
f = (0:n-1)*(fs/n); % Frequency range
figure(1), plot(f,abs(y))
xlabel('Frequency (Hz)'),%xlim([0 100])
ylabel('Power (m^2/s)')

```

```

xlim([0 60])

y0 = fftshift(ya);      % Rearrange y values
f0 = (-n/2:n/2-1)*(fs/n); % 0-centered frequency range

%%%% İvme olarak grafik çizdirilir
figure(2), plot(f0,abs(y0))
xlabel('Frequency (Hz)'),xlim([0 50])
ylabel('İvme (m/s^2)')
xlim([0 60])

%Inverse of FFT
Y=real(ifft(y));
figure(3),plot(t,a,t,Y,'r')

%%%%%% b= filtreli 40km/h bunun için aynısı yazılırsa
b=b';
b=[b zeros(1,8192-length(b))];
t=0:1/2000:8191*1/2000;
plot(t,b)
m = length(b);
n = pow2(nextpow2(m)); % Transform length
y = fft(b,n);
ya=abs(y)*dt;      % Use impulse

f = (0:n-1)*(fs/n); % Frequency range
figure(1), plot(f,abs(y))
xlabel('Frequency (Hz)'),%xlim([0 100])
ylabel('Power (m^2/s)')
xlim([0 60])

y0 = fftshift(ya);      % Rearrange y values
f0 = (-n/2:n/2-1)*(fs/n); % 0-centered frequency range

figure(2), plot(f0,abs(y0))
xlabel('Frequency (Hz)'),xlim([0 50])
ylabel('İvme (m/s^2)')
xlim([0 60])

%%%%%%%% c= filtreli 60km/h için yazılırsa
c=c';
c=[c zeros(1,8192-length(c))];
t=0:1/2000:8191*1/2000;
plot(t,c)
m = length(c);
n = pow2(nextpow2(m)); % Transform length
y = fft(c,n);
ya=abs(y)*dt;      % Use impulse

```

```

f = (0:n-1)*(fs/n); % Frequency range
figure(1), plot(f,abs(y))
xlabel('Frequency (Hz)'),%xlim([0 100])
ylabel('Power (m^2/s)')
xlim([0 60])

y0 = fftshift(ya); % Rearrange y values
f0 = (-n/2:n/2-1)*(fs/n); % 0-centered frequency range

figure(2), plot(f0,abs(y0))
xlabel('Frequency (Hz)'),xlim([0 50])
ylabel('Ìvme (m/s^2)')
xlim([0 60])

```

EK B Deneysel verilere interpolasyon yönteminin uygulanması

```
x=load('C:\Users\User\Desktop\tez24.01.2106\data düzenli\data-  
zip\hız40_A_3000_2\acc1_hız40_A_3000_2.TXT');  
y=load('C:\Users\User\Desktop\tez24.01.2106\data düzenli\data-  
zip\hız40_A_3000_2\time.TXT');  
yp=[0.0001:0.0001:4];  
yp2=yp'  
xp=interp1(y,x,yp2,'spline');  
figure  
plot(y,x,'o')  
hold on  
plot(yp2,xp,'k-');  
xlabel('time')  
ylabel('output')  
grid on
```


EK C Dataların filtrelenmesi 0-50Hz aralığında

%%SP TOOL ile oluşturulan filtreleme fonksiyonu

function Hd = xy

%XY Returns a discrete-time filter object.

% MATLAB Code

% Generated by MATLAB(R) 8.5 and the Signal Processing Toolbox 7.0.

% Generated on: 17-Apr-2016 11:59:45

% Equiripple Lowpass filter designed using the FIRPM function.

% All frequency values are in Hz.

Fs = 2000; % Sampling Frequency

Fpass = 50; % Passband Frequency

Fstop = 52; % Stopband Frequency

Dpass = 0.057501127785; % Passband Ripple

Dstop = 0.0001; % Stopband Attenuation

dens = 20; % Density Factor

% Calculate the order from the parameters using FIRPMORD.

[N, Fo, Ao, W] = firpmord([Fpass, Fstop]/(Fs/2), [1 0], [Dpass, Dstop]);

% Calculate the coefficients using the FIRPM function.

b = firpm(N, Fo, Ao, W, {dens});

Hd = dfilt.dffir(b);

% [EOF]

EK D Sentetik yol verilerinin ISO 8606'ya göre oluşturulması

```
k = 3; % Values For ISO Road A-B Roughness Classification, from 3 to 9
N = 2500; % Number of data points
L = 250; % Length Of Road Profile (m)
B = L/N ; % Sampling Interval (m)
dn = 1/L; % Frequency Band
n0 = 0.1; % Spatial Frequency (cycles/m)
n = dn : dn : N*dn; % Spatial Frequency Band
phi = 2*pi*rand(size(n)); % Random Phase Angle
Amp1 = sqrt(dn)*(2^k)*(1e-3)*(n0./n); % Amplitude for Road Class A-B
x = 0:B:L-B; % Abscissa Variable from 0 to L
hx = zeros(size(x));
for i=1:length(x)
    hx(i) = sum(Amp1.*cos(2*pi*n*x(i)+ phi));
end
plot(x, hx*1000);
xlabel('Distance m');
ylabel('Elevation (mm,)');

grid on

Ya da

clear all;closeall;
% spatial frequency (n0) cycles per meter
Omega0 = 0.1;
% psd ISO (used for formula 8)
Gd_0 = 32 * (10^-6);
% waveviness
w = 2;
% road length
L = 250;

%delta n
N = 1000;
Omega_L = 0.004;
Omega_U = 4;

delta_n = 1/L; % delta_n = (Omega_U - Omega_L)/(N-1);

% spatial frequency band
Omega = Omega_L:delta_n:Omega_U;

%PSD of road
Gd = Gd_0.*(Omega./Omega0).^(-w);

% calculate amplitude using formula(8) in the article
%Amp = sqrt(2*Gd*delta_n);
```

```

%calculate amplitude using simplified formula(9) in the article
k = 3;
Amp = sqrt(delta_n) * (2^k) * (10^-3) * (Omega0./Omega);

%random phases
Psi = 2*pi*rand(size(Omega));

% x abicsa from 0 to L
x = 0:0.044996:250;
% road sinal
h= zeros(size(x));

for i=1:length(x)
    h(i) = sum( Amp.*cos(2*pi*Omega*x(i) + Psi) );
end

plot(x, h);
xlabel('time s');
ylabel('Elevation (m)');

grid on
k=h';
l=x';
g=[l k];
return

```

EK E Pozisyon ve hız verilerinin elde edilmesi ve filtreleme

```
clear
clc

input = readtable('input40_2.txt');
u = table2array(input);
output = readtable('acc1_hız40_A_3000_1.6.txt');
y = table2array(output);
% y=-y;
% plot(yf)
% hold
Ts=0.0005;
t=(0:Ts:3.999)';
% plot(u)

%%
time = t;

acc = y;

figure

plot(time,acc)
title('Ham ivme datası')
xlabel('Zaman (saniye)')

ylabel('İvme (m/sec^2)')

%% LOW Pass Filter

fs = 2000; % Sampling Rate

fc = 0.02; % Cut off Frequency

order = 4; % 6th Order Filter

%% Filter Acceleration Signals

[b1 a1] = butter(order,fc,'low');

accf=filtfilt(b1,a1,acc);

figure (2)

plot(time,accf,'r'); hold on

plot(time,acc)
title('Filtrelenmiş ivme datası')
```

```

xlabel('Zaman (saniye)')

ylabel('İvme (m/sec^2)')
%%
%
% fs = 2000; % Sampling Rate
%
% fc = 0.004; % Cut off Frequency
%
% order = 6; % 6th Order Filter
%
%
% [b3 a3] = butter(order,fc,'high');
%
% accf1=filtfilt(b3,a3,accf);
%
% figure (2)
%
% plot(time,accf1,'r'); hold on
%
% plot(time,accf)
% title('Filtered acceleration data')
%
% xlabel('Time (sec)')
%
% ylabel('Acceleration (mm/sec^2)')
%% First Integration (Acceleration - Velocity)

velocity=cumtrapz(time,accf);

figure (3)

plot(time,velocity)
title('Ham hız datası')

xlabel('Zaman (saniye)')

ylabel('Hız (m/sec)')

%% High Pass Filter

fs = 2000; % Sampling Rate

fc = 0.001; % Cut off Frequency

order = 4; % 6th Order Filter

%%Filter Velocity Signals

```

```

[b2 a2] = butter(order,fc,'high');

velf = filtfilt(b2,a2,velocity);

figure (4)

plot(time,velf)
title('Filtrelenmiş hız datası')

xlabel('Zaman (saniye)')

ylabel('Hız (m/sec)')
%%

velf2=velf;
% velf2(1:868)=0;
plot(time,velf2)
title('Filtrelenmiş hız datası')

xlabel('Zaman (saniye)')

ylabel('Hız (m/sec)')
%% Second Integration (Velocity - Displacement)

Displacement=cumtrapz(time, velf2);

figure(5)

plot(time,Displacement)
title('Pozisyon datası')

xlabel('Zaman (saniye)')

ylabel('Deplasman (m)')

```

EK F Transfer fonksiyonunu tanımlamak için oluşturulan MATLAB fonksiyonu

```
function [A,B,C,D] = suspension(m,k,b,g,Ts)
%DCMOTOR_M ODE file representing the dynamics of a motor.
% The same DC-motor that was modeled by IDGREY; see IDDEMO7.

% Copyright 2005-2014 The MathWorks, Inc.

% Output equations.
% a=[m b k]
% % b=[b/m k/m]
% b=[b k]
%
% [A,B,C,D] = tf2ss(b,a)

num = [b*g k*g];
den = [m b k];
G = tf(num,den);
[A,B,C,D] = ssdata(G);
```

EK G Gri kutu modelinin tek serbestlik dereceli sistem için oluşturulup katsayıların hesaplanması

```
%%  
figure(11)  
  
u=zeros(7999,1);  
u(949)=5;  
% u(1238)=5;  
uk=u;  
% uk(949:end)=5;  
yf=-Displacement+0.0025;  
subplot(2,1,1)  
plot(t,u)  
title('input')  
subplot(2,1,2)  
plot(t,yf)  
title('output')  
Ts=0.0005;  
zd= iddata(yf,u,Ts);  
  
%%  
odefun = 'suspension';  
m =316;  
b = 2.3667*m;  
k = 638*m;  
g=0.27;  
% m =316;  
% b = 2.8667*m;  
% k = 628*m;  
% g=0.30;  
  
parameters = {m,k,b,g};  
Ts=0;  
fcn_type = 'cd';  
  
init_sys = idgrey(odefun,parameters,fcn_type,{},Ts);  
%%  
  
%%  
opt =  
greystOptions('DisturbanceModel','estimate','Focus','prediction','InitialState','zero','SearchMethod','grad');  
% opt =  
greystOptions('DisturbanceModel','estimate','OutputWeight','noise','Focus','prediction','InitialState','model','SearchMethod','grad');
```



```

% opt =
greyestOptions('DisturbanceModel','estimate','OutputWeight','noise','Focus','prediction',
'InitialState','model','DisturbanceModel','estimate','SearchMethod','gna');
sys = greyest(zd,init_sys,opt);
[getpvec(init_sys) getpvec(sys)];
compare(zd,init_sys,sys);% önceden tahmin edilen tf nin, estimate edilen tf nin ver
data ile karşılaştırması

[num den]=tfdata(sys);
num1=cell2mat(num);
den1=cell2mat(den);
param=getpvec(sys);

disp('Numerator:')
disp(num1)
disp('Denominator:')
disp(den1)

disp('SYSTEM TF: (gain*(bs+k))/(ms^2+bs+k)')

disp('m:')
disp(param(1))
disp('k:')
disp(param(2))
disp('b:')
disp(param(3))
disp('gain')
disp(param(4))

%%

u=zeros(7999,1);
u(820)=5;

% u(1238)=5;
uk=u;
% uk(949:end)=5;
yf=-Displacement60-0.0010;
Ts=0.0005;
zd60= iddata(yf,u,Ts);

figure(12)
subplot(2,1,1)
plot(t,u)
title('input 60km/h')

```

```
subplot(2,1,2)  
plot(t,yf)  
title('output 60km/h')
```

```
compare(zd60,sys);% önceden tahmin edilen tf nin, estimate edilen tf nin ver data  
60km/h ile karşılaştırması
```

EK H Gri kutu modelinin Gehmann Lastik sistemi için oluşturulup katsayıların hesaplanması

Gehmann Modeli

```
clear
clc

input = readtable('input40_2.txt');
u = table2array(input);
output = readtable('acc1_hız40_A_3000_2.txt');
y = table2array(output);
% y=-y;
% plot(yf)
% hold
Ts=0.0005;
t=(0:Ts:3.999)';
% plot(u)

%%
time = t;

acc = y;

figure

plot(time,acc)
title('Raw acceleration data 40km/h')
xlabel('Time (sec)')

ylabel('Acceleration (mm/sec^2)')

%% LOW Pass Filter

fs = 2000; % Sampling Rate

fc = 0.02; % Cut off Frequency

order = 4; % 6th Order Filter

%% Filter Acceleration Signals

[b1 a1] = butter(order,fc,'low');

accf=filtfilt(b1,a1,acc);

figure (2)

plot(time,accf,'r'); hold on
```

```

plot(time,acc)
title('Filtered acceleration data 40km/h')

xlabel('Time (sec)')

ylabel('Acceleration (mm/sec^2)')

%% First Integration (Acceleration - Velocity)

velocity=cumtrapz(time,accf);

figure (3)

plot(time,velocity)
title('Raw velocity data 40km/h')

xlabel('Time (sec)')

ylabel('Velocity (mm/sec)')

%% High Pass Filter

fs = 2000; % Sampling Rate

fc = 0.001; % Cut off Frequency

order = 4; % 6th Order Filter

%%Filter Velocity Signals

[b2 a2] = butter(order,fc,'high');

velf = filtfilt(b2,a2,velocity);

figure (4)

plot(time,velf)
title('Filtered velocity data 40km/h')

xlabel('Time (sec)')

ylabel('Velocity (mm/sec)')
%%

velf2=velf;
% velf2(1:868)=0;
plot(time,velf2)
title('Filtered velocity data 40km/h')

```

```

xlabel('Time (sec)')

ylabel('Velocity (mm/sec)')
%% Second Integration (Velocity - Displacement)

Displacement=cumtrapz(time, velf2);

figure(5)

plot(time,Displacement)
title('Position data 40km/h')

xlabel('Time (sec)')

ylabel('Displacement (mm)')

%%%GREY BOX MODEL
%%
figure(11)

u=zeros(7999,1);
u(949)=5;
% u(1238)=5;
uk=u;
% uk(949:end)=5;
yf=-Displacement+0.0022;
subplot(2,1,1)
plot(t,u)
title('input')
subplot(2,1,2)
plot(t,yf)
title('output')
Ts=0.0005;
zd= iddata(yf,u,Ts);

%%
odefun = 'suspension_gehmann';
m=316;
k1= 209670.56;
k2= 197580.19;
b= 794.2400;
g=0.27;
% m =316;
% b = 2.8667*m;
% k = 628*m;
% g=0.30;

parameters = {m,k1,k2,b,g};
Ts=0;

```

```

fcn_type = 'cd';

init_sys = idgrey(odefun,parameters,fcn_type,{},Ts);
%%

%%
opt =
greystOptions('DisturbanceModel','estimate','Focus','prediction','InitialState','zero','SearchMethod','grad');
% opt =
greystOptions('DisturbanceModel','estimate','OutputWeight','noise','Focus','prediction','InitialState','model','SearchMethod','grad');

% opt =
greystOptions('DisturbanceModel','estimate','OutputWeight','noise','Focus','prediction','InitialState','model','DisturbanceModel','estimate','SearchMethod','gna');
sys = greyst(zd,init_sys,opt);
[getpvec(init_sys) getpvec(sys)];
compare(zd,sys);% önceden tahmin edilen tf nin, estimate edilen tf nin ver data ile karşılaştırması

[num den]=tfdata(sys);
num1=cell2mat(num);
den1=cell2mat(den);
param=getpvec(sys);

disp('Numerator:')
disp(num1)
disp('Denominator:')
disp(den1)

disp('SYSTEM TF: ( g*[b*(k1+k2) k1*k2])/[b*m k1*m b*(k1+k2) k1*k2]')

disp('m:')
disp(param(1))
disp('k1:')
disp(param(2))
disp('k2:')
disp(param(3))
disp('b')
disp(param(4))
disp('gain')
disp(param(5))

```

```

%%Grey suspension Function for Gehmann
function [A,B,C,D] = suspension(m,k,b,g,Ts)
%DCMOTOR_M ODE file representing the dynamics of a motor.
% The same DC-motor that was modeled by IDGREY; see IDDEMO7.

% Copyright 2005-2014 The MathWorks, Inc.

% Output equations.
% a=[m b k]
% % b=[b/m k/m]
% b=[b k]
%
% [A,B,C,D] = tf2ss(b,a)

num = [b*g k*g];
den = [m b k];
G = tf(num,den);
[A,B,C,D] = ssdata(G);

```