



T. C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ARAÇ DİNAMİĞİ ANALİZİ İÇİN MODEL GELİŞTİRİLMESİ VE ARAÇ YOL
TUTUŞ ÖZELLİKLERİNİN İNCELENMESİ

Ferdi PİR

Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Bursa- 2013
Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Ferdi PİR tarafından hazırlanan ‘‘Araç Dinamiği Analizi İçin Model Geliştirilmesi Ve Araç Yol Tutuş zelliklerinin İncelenmesi’’ adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **Yüksek Lisans Tezi** olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Ferruh Öztürk

- Üye:** Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK
Uludağ Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı İmza
- Üye:** Doç. Dr. Necmettin KAYA
Uludağ Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı İmza
- Üye:** Yrd. Doç. Dr. Erol SOLMAZ
Uludağ Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı İmza

Yukarıdaki Sonucu Onaylarım

Prof. Dr. Ali Osman DEMİR

Enstitü Müdürü

.././....(Tarih)

U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- Atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- Ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

.././....

İmza

Ferdi PİR

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ARAÇ DİNAMİĞİ ANALİZİ İÇİN MODEL GELİŞTİRİLMESİ VE
ARAÇ YOL TUTUŞ ÖZELLİKLERİNİN İNCELENMESİ

Ferdi PİR

ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Danışman: Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK

Bilgisayar simülasyonları taşıt tasarım sürecinin önemli bir parçası haline gelmiştir. Bilgisayar simülasyonları ile farklı taşıt tasarımları, fiziksel prototip üretimine gerek kalmadan, analiz ve optimize edilebilmektedir.

Bu tez mevcut bir taşıtın çok gövdeli modelinin kurulması ve doğrulanması çalışmalarının sonuçlarını sunmaktadır. Bu sanal modelin amacı, değişik çalışma koşullarında gerçek taşıtın yol tutuş davranışını tahmin etmektir.

Çok gövdeli sistem analizi yazılımı SimMechanics, modeli oluşturmak, hareket denklemlerini formüle etmek ve çözmek ve sonuçların ileri işlemleri için kullanılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Yol tutuş dinamiği, Model kurma, doğrulama
2013, ix + 60 sayfa.

ABSTRACT

Msc Thesis

DEVELOPMENT OF A MODEL FOR VEHICLE DYNAMIC ANALYSIS AND INVESTIGATION OF VEHICLE HANDLING PROPERTIES

Ferdi PİR

Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Automotive Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK

Computer simulations have become essential part of the vehicle design process. With computer simulations different vehicle designs can be analyzed and optimized without the need of building a physical prototype.

This thesis presents the results of the establishment and validation studies of a multi-body model of an existing vehicle. The purpose of this virtual model is to predict handling behavior of the real vehicle in various operating conditions.

The multi- body system analysis software SimMechanics has been used to generate the model, formulate and solve the equations of motion, and post process of the results.

Key Words: Vehicle handling dynamics, Modeling, Validation
2013, ix + 60 pages.

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Hayatım boyunca maddi ve manevi desteğini esirgemeyen annem Zeynep PİR ve babam Bahattin Pir'e; tez çalışması esnasında her türlü desteği sağlayarak yardımcı olan hocalarıma teşekkür ederim.

Ferdi PİR
.././...

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	viii
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR TARAMASI.....	8
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	13
3.1 Yol Tutuş Teorisi.....	13
3.1.1 İki Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli.....	15
3.1.1.1 Newton Mekaniği İle 2 Serbestlik Dereceli Modelin Kurulumu.....	17
3.1.2 Üç Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli.....	21
3.1.2.1 Newton Mekaniği İle 3 Serbestlik Dereceli Modelin Kurulumu.....	21
3.2 Çok Gövdeli Sistem Analizi Teorisi.....	24
3.2.1 Formülasyon.....	25
3.2.1.1 Newton Formülasyonu.....	25
3.2.1.2 Lagrange Formülasyonu.....	26
3.2.2 Çözüm.....	28
3.3 SimMechanics Programı.....	30
3.3.1 Giriş.....	31
3.3.2 Fonksiyonellik.....	32
3.3.2.1 Simulink ve SimMechanics.....	32
3.3.2.2 Fiziksel Modelleme Blokları.....	34
3.3.3 Analiz Tipleri.....	35
3.3.4 SimMechanics ile Modelleme.....	36
3.3.4.1 SimMechanics Modeli Oluşturmak.....	36
3.3.4.2 SimMechanics Blokların Bağlanması.....	37
3.3.4.3 SimMechanics Blokları ile Simulink Blokları Arasında Bağlantı.....	37

3.3.4.4 SimMechanics Blok Özelliklerinin Düzenlenmesi.....	38
3.3.4.5 SimMechanics Alt sistemlerin Oluşturulması.....	39
3.3.4.6 Maskeler ile Özel SimMechanics Blokların Oluşturulması.....	39
4. BULGULAR.....	40
4.1 Eşdeğer Burulma Yay Modeli.....	40
4.2 SimMechanics Benzetim Modeli.....	42
5. SONUÇ.....	47
5.1 Fiziksel Test İçin Kullanılan Donanımlar.....	48
5.2 ISO Şerit Değişirme Testi.....	51
5.3 Benzetim ve Deneysel Verilerin Karşılaştırması.....	53
KAYNAKLAR.....	57
ÖZGEÇMİŞ.....	60

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

Simgeler	Açıklamalar
m	Toplam kütle
I_{zz}	Savrulma atalet momenti
V_{CG}	Toplam hız
U	İlerleme hızı
V	Yanal hız
β	Taşıt gövdesi kayma açısı
α_f, α_r	Ön ve arka teker kayma açısı
r	Savrulma oranı
δ_f	Ön teker yönlendirme açısı
F_f, F_r	Ön ve arka teker yanal kuvveti
a	Ön aksın ağırlık merkezine olan mesafesi
b	Arka aksın ağırlık merkezine olan mesafesi
m_s	Yaylı kütle
m_u	Yaysız kütle
I_{xx}	Yalpa atalet momenti
ϕ	Yalpa açısı
h	Taşıt ağırlık merkezi ile yer arasındaki mesafe
K	Süspansiyon yay rijitliği
D	Süspansiyon sönümlenme katsayısı
g	Yerçekimi

Kısaltmalar

Açıklamalar

ISO	International Standards Organization
SAE	Society of Automotive Engineering
ADAMS	Automated Dynamic Analysis of Mechanical Systems
MBS	Çok Gövdeli Sistem Analizi(Multibody Dynamics Analysis)
ABS	Fren Kilitlenmesini Önleyici Sistem(Antilock Braking System)

DADS The Dynamic Analysis and Design System
CARSIM Car Simulation

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa	
Şekil 3.1	Taşıt Eksen Takımı	14
Şekil 3.2	Tekerlek Eksen Takımı	15
Şekil 3.3	İki Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli	17
Şekil 3.4	Tekerlek Kayma Açısı	19
Şekil 3.5	Tekerlek Hız Bileşenleri	19
Şekil 3.6	İki Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli Simulink Gösterimi	21
Şekil 3.7	Üç Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli	22
Şekil 3.8	Üç Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli Simulink Gösterimi	23
Şekil 3.9	Çok Gövdeli Sistem Örneği	24
Şekil 3.10	Simulink Blokları	32
Şekil 3.11	SimMechanics Blokları	33
Şekil 3.12	SimMechanics Blokları ile Simulink Blokları Arasında Bağlantı	38
Şekil 3.13	SimMechanics Blok Özelliklerinin Düzenlenmesi	38
Şekil 3.14	SimMechanics Alt sistemlerin Oluşturulması	39
Şekil 4.1	Eşdeğer Burulma Yayısı Modeli	41
Şekil 4.2	SimMechanics Benzetim Modelinin Genel Şeması	44
Şekil 4.3	Ön Aks Alt Sistemi	45
Şekil 4.4	Arka Aks Alt Sistemi	45
Şekil 4.5	Taşıt Gövdesi Alt Sistemi	46
Şekil 4.6	Tekerlek Alt Sistemi	46
Şekil 5.1	Dinamik Modelin Girdi ve Çıktı Parametreleri	47
Şekil 5.2	Data Toplama Sistemi	48
Şekil 5.3	Direksiyon Mili Yönlendirme Sistemi	49
Şekil 5.4	Gyro Sensör	49
Şekil 5.5	İlerleme Hızı Sensörü	50
Şekil 5.6	Dewesoft 7 yazılımı	50
Şekil 5.7	ISO Şerit Değiştirme Test Yolu	51
Şekil 5.8	Test Pisti Kuşbakışı Görünümü (Yunuseli Havalimanı)	52
Şekil 5.9	Test Taşıtı ve Test Pisti Yakın Görünümü	52

Şekil 5.10	Sürücünün Direksiyon Girdileri	53
Şekil 5.11	Taşıtın Yanal İvme Değerleri	53
Şekil 5.12	Takip Edilen Yol	54
Şekil 5.13	Savrulma Açısı	55
Şekil 5.14	Yalpalama Açısı	56

1. GİRİŞ

Taşıt dinamiği, taşıt hareketlerinin bir çalışmasıdır. Taşıt dinamiği ile ilgili çalışmalar çoğunlukla taşıtın hareket denklemlerine dayalı dinamik modelini kurma ve bunu fiziksel testler ile doğrulama aktivitelerini içermektedir.

Taşıt dinamiğinin önemli ayaklarından biri olan yol tutuş en genel halde, taşıtın sürücü ve yol girdilerine olan dinamik tepkisidir(Alan 2002). Taşıt performansının üzerinde en çok durulan yönlerinden biri olmasına rağmen yol tutuş daha çok öznel değerlendirmeler ile ilintili olduğundan pek de iyi anlaşılammış bir konudur.

Yol tutuş performansını geleneksel değerlendirme yöntemi çok sayıda fiziksel prototipin üretimini ve bunların standartlaştırılmış test sahalarında ISO, SAE vb. uluslararası örgütlerin önerdiği deneylere tabii tutulmasını gerektirmektedir. Bu değerlendirme yaklaşımı taşıtın yol tutuş özellikleri ile ilgili gerçek verilere ulaşmanın en kestirme yolu olsa da deneysel çalışmanın zaman alıcı ve pahalı bir aktivite olması otomotiv üreticilerini yol tutuş değerlendirmeleri ile ilgili yeni arayışlara sevk etmektedir. Bu sebeple, maliyet ve zaman kayıplarını minimum düzeyde tutmak için farklı teknikler ile geliştirilebilen modellerin ve bunların bilgisayar ortamındaki benzetimlerinin taşıt dinamiği tasarımında ve analizinde kullanımı yaygınlaşmıştır.

Modelleme ve benzetim, taşıt dinamiği uygulamalarında aktif rol üstlenen iki çok önemli aktivitedir. Doğru bir biçimde kurulmuş taşıt dinamiği modelleri ve bunların benzetimleri ile gerçek bir taşıtın farklı sürüş durumları için dinamik davranışı ile ilgili değerli öngörülere sahip olmak mümkündür. Bunun yanı sıra, dinamik modellerin kullanımı ile taşıt dinamiği özelliklerinin değerlendirilmesi için sürücüde yaralanmalara sebep olabilecek birtakım tehlikeli testlerin yapılmasının zorunluluğunun da önüne geçilmektedir. Ayrıca, benzetimler ile yapılması öngörülen çeşitli modifikasyonların taşıt üzerindeki muhtemel etkilerinin tahmini kolaylıkla yapılabilmektedir(Heydinger 1990).

Taşıtların farklı sürüş koşullarında dinamik davranışını çalışmak için çeşitli teknikler kullanılarak basit yapıdan karmaşık yapıya pek çok model geliştirilmiştir. Bilgisayar teknolojilerinin mühendislik problemlerinin çözümünde pek de yeterli olmadığı 1980li

yıllardan önce konu ile ilgili çalışmalar düşük serbestlik dereceli analitik modeller geliştirmek ve onların analizi ile sınırlı kalmıştır(Yang ve Kim 2011). Bununla birlikte 1980lerin ortalarından itibaren bilgisayar teknolojisindeki hızlı gelişim ilgili araştırmacılara Newton yaklaşımı kullanılarak geliştirilen düşük serbestlik dereceli basit analitik modellerin yanı sıra çoklu gövde yaklaşımı kullanılarak kurulan oldukça karmaşık modeller ile de çalışma imkânı vermiştir.

1980lerin ortalarında modelleme ve simülasyonu mühendislik uygulamaları için popüler kılan iki yazılım tipi ortaya çıkmıştır(Sayers 1999). Bu yazılım türlerinden ilki Matlab/Simulink gibi kullanıcılarına interaktif benzetim ortamı sunan programlardır. Diğeri ise ADAMS gibi mekanik çok gövdeli sistem simülasyonu yazılımlarıdır.

Simulink, tüm dünyada en çok kullanılan benzetim programlarından birisidir. Simulink yazılımı, matris operasyonlarını gerçekleştirmek için gelişmiş bir fonksiyon ve algoritma kütüphanesine, diferansiyel denklemler ile tanımlanan gerçek sistemleri simüle etmek için çeşitli fonksiyonlara, sistemi oluşturan elemanların hareketlerini ve/veya onlara etkiyen kuvvetlerin görüntülenebilmesi için birtakım görselleştirme araçlarına ve kullanıcılarına örneğin bir kontrolcü geliştirme ve bunu benzetimler ile değerlendirme imkânı sağlayan bir grafik ara yüze sahiptir.

Simulink modelleme ortamı en çok kullanılan benzetim yazılımlarından biri olsa da aslında taşıt dinamiği ile ilgili çalışmalar için pek de uygun değildir. Simulink grafik ara yüzü örneğin elektronik kontrolcü sistemlerin tasarlanması gibi uygulamalar için çok uygun ve pratik olmakla beraber 3-boyutlu mekanik çok gövdeli sistemleri destekleyememektedir. Bu sebeple kullanıcılar, Simulink ortamında çalışabilmek için, taşıt gibi yapısı son derece karmaşık bir sistemin farklı sürüş durumları için dinamik davranışını tüm hatları ile ifade eden hareket denklemlerini türetmek zorundadırlar ki bunu yapmak hem sistemin hem de sistemi oluşturan elemanların karmaşık yapıları ve de birbirleri ile olan etkileşimleri nedeniyle hemen hemen imkânsızdır. Dolayısıyla Simulink modelleme ortamında çalışabilmek için araştırmacılar çeşitli varsayımlar yaparak sistemi yöneten denklemleri en basit hale indirgemeye çalışmaktadırlar. Pek çok varsayıma dayandırılarak kurulan taşıt modelleri kimi durumlar için değerli verilere sahip olunmasını mümkün kılsa da gerçek sistemi temsil etmekten oldukça uzaktırlar.

Yukarıda belirtilen nedenlerden ötürü taşıt dinamiği uygulamalarında Simulink yazılımının kullanımı pek çok varsayıma dayandırılarak kurulabilen analitik taşıt modelleri ile kontrolcü tasarlamaktan ve birkaç daha başka uygulamadan öteye geçememektedir.

Yarışmacı kimliklerini sürdürmek isteyen otomotiv üreticileri yeni ürünlerinin tasarım sürecinin süresini ve maliyetini, müşterilerinin sürekli artan kalite, konfor, verim ve performans beklentilerinden ödün vermeksizin azaltmak zorundadırlar.

Bu sebeple otomotiv üreticileri süspansiyon tasarımı, yol tutuş ve sürüş konforu gibi konuların çalışılması için ADAMS gibi çok gövdeli sistem yazılımı paketlerinden yararlanmaktadırlar. Bu programlar genel kabiliyete sahiptirler ve birbirlerine çeşitli şekillerde bağlanmış rijit cisimlerin oluşturduğu sistemin geniş ölçekli statik, kinematik ve dinamik analizleri için kullanılabilir. Geçmişte bu disiplin için dinamik, kinematik, mekanizma tekniği ve mekanizma analizi gibi pek çok tabir kullanılmakta idi. Ama aslında bunların hiçbiri bahsi geçen metodolojiyi tam olarak tanımlamak için yeterli değildir. Günümüzde yukarıda sözü edilen uygulamaların hepsini birden içine alan Çok Gövdeli Sistem Analizi(Multibody System Analysis, MBS) terimi tüm dünyada standart olarak kullanılmaktadır.

Blundell ve ark.(1996) MBS'nin taşıt tasarımında hangi uygulamalarda yararlandığına dair bir çalışma yayınlanmıştır. Bu çalışma ile MBS'nin otomotiv endüstrisindeki kullanım alanları şu şekilde sıralanmıştır:

- (i) Kamber açısı, yönlendirme açısı ve kaster açısı gibi süspansiyon karakteristiklerinin süspansiyon sisteminin dikey yönlü hareketinin bir fonksiyonu olarak hesaplanması.
- (ii) Tekerlek ile yer zeminin bağlantı kurduğu temas yüzeyindeki çeşitli yükleme durumları için mafsal ve burçlarda oluşan reaksiyon kuvvetlerinin tahmini.
- (iii) Tüm taşıt sürüş ve yol tutuş benzetimleri
- (iv) Fren kilitlemesini önleyici sistem(Antilock Braking System, ABS) gibi taşıt sistemlerinin ileri düzey benzetimleri.

Blundell(1991) endüstrideki deneyimlere dayandırarak benzer bir yaklaşım sunmuş ve bir tüm taşıt modelinin ADAMS gibi bir program ile geliştirilmesi sürecini şu safhalara ayırmıştır.

(i) Birinci Aşama

İlk çalışmalar ön ve arka süspansiyon birimlerinin(çeyrek taşıt modelleri) geliştirilmesi çalışmalarıdır. Bu safhada taşıtın yay-damper sistemi gibi elemanlarına yer verilmesi gerekli değildir. Benzetimler ile süspansiyonun sisteminin dikey yönlü hareketleri bu aşamada incelenmektedir.

(ii) İkinci Aşama

Bu safha üresince çeyrek taşıt modellerinin sağlaması gereken koşullar tanıtılmakta ve ilk safhada da yapılan benzetim çalışmaları tekrar edilmektedir. Bunun yanı sıra bu aşamada boylamasına frenleme ve sürüş kuvvetlerinin etkilerinin ön ve arka süspansiyon sistemleri için bir incelemesi yapılabilmektedir. Bu safhada ayrıca sistemin sanki-dengeli durumunun bir benzetimi koşturulabilmektedir.

(iii) Üçüncü Aşama

Bu aşamada taşıtın ön ve arka yarım taşıt modelleri için ayrı ayrı dinamik analizleri yapılabilmektedir. Benzetimler, yüksek hızın etkilerini temsil etmek için tekerleklerin altında yer alan hareketli temas yüzeyine dikey yönlü deplasman girdilerini içerebilmektedirler.

(iv) Dördüncü Aşama

Final safhasında tüm taşıt modelinin bir montajı gerekmektedir ve bu model ile bu aşamada birtakım yol tutuş testlerinin benzetimi yapılmaktadır. Tüm taşıt modeli diferansiyel sistemine farklı tork girişleri uygulanabilmekte ve bu aktarma organları ile tekerleklere iletilmektedir. Yol tutuş benzetimlerinin bazıları aşağıdaki gibidir:

(a) Taşıtın diferansiyel sistemine sabit tork girişi ile beraber 90 derecede sabit

yönlendirme(direksiyon) girişi.

- (b) Farklı hızlarda kararlı durum viraj alma benzetimleri(Bu durum için benzetimler esnasında taşıt hızını sabit tutmak için hız kontrolcüsü kullanılmaktadır.).
- (c) Diferansiyel sistemine sabit tork girişi ile hareketsiz haldeki engeller etrafında şerit değiştirme manevraları

Günümüzde ADAMS, DADS, CARSIM gibi çok sayıda çok gövdeli sistem analizi yazılımı mevcuttur. Bu yazılımlar tüm dünyada binlerce üretici tarafından otomotiv, havacılık, savunma, mekatronik ve spor ekipmanları vb. birçok endüstride var olan uygulamalar için kullanılmaktadırlar. Günümüzde çok gövdeli sistem dinamiği uygulamaları için pek çok yazılımın olması hangi programın tercih edilmesi konusunda otomotiv üreticilerini kararsızlığa düşürmektedir. Blundell ve ark.(1996) çok gövdeli sistem analizi yazılımı seçiminde aşağıdaki kriterlerin göz önüne alınmasını önermişlerdir:

(i) Genel

Yazılımın genel amaçlı olması göz önünde bulundurulması gereken ilk noktadır. Önemli üreticilere ürün sağlayan şirketler o üreticiler ile aynı yazılımı kullanma zorunluluğundadır. Diğer bir yön ise yazılımı sağlayan şirketin konumu ve teknik destek sağlama konusundaki ünüdür. Bazı yazılımların kullanımı örneğin otomotiv gibi tek bir alan ile sınırlı olabilmektedir. Bu durumda yazılımın maliyeti ve bunu kullanabilecek deneyimli işgücünün varlığı dikkate alınmalıdır.

(ii) Modelleme Kapasiteleri

Yazılımın seçimi elastik gövdeleri modelleme gibi bazı özel gereksinimlere bağlı olabilmektedir. Otomotiv endüstrisi için örneğin gereksinim duyulan bir nokta yazılımın analitik yöntemler ile modellenmesi oldukça zor olan tekerlek modellerini içerip içermediğidir.

(iii) Analiz Modları

Pek çok yazılım ile statik, kinematik ve dinamik analizler yapılabilmektedir. Tüm bunlara ek olarak yazılım ile sanki dengeli ve modal analizlerin yapılıp yapılamadığı da seçimi oldukça etkilemektedir.

(iv) Ön ve İleri İşlem Kabiliyetleri

İnteraktif bir ön işlemci kullanarak modelleri hazırlamak arzulan ama örneğin sonlu elemanlar modellemede olduğu gibi çok da temel olmayan bir özelliktir. Ancak yazılımın ileri işlem kabiliyetleri örneğin ilgili grafiklerin oluşturulması, animasyonların oynatılması ve benzerleri için çok önemlidir.

Bu tez çalışmasının ana amacı mevcut bir taşıtın çok gövdeli modelini kurmak ve bunu fiziksel testler ile doğrulamaktır. Taşıtın çok gövdeli modelinin kurulması için Matlab ve Simulink ile bütünleşik halde çalışan SimMechanics yazılımı kullanılmıştır. SimMechanics programı, çok gövdeli sistemde yer alan her bir rijit cismin birbirleriyle olan etkileşimlerinin tanımlanması ve bu sayede de üç boyutlu modelin kurulması imkânını sağlayan bir fiziksel modelleme ortamıdır. ADAMS gibi özellikle taşıt dinamiği analizlerinde daha kullanışlı olan çok gövdeli sistem analizi yazılımları günümüzde mevcut olmasına rağmen bu tez çalışmasında SimMechanics programının kullanılmış olmasının başlıca nedeni yazılımın Matlab ve Simulink ile olan eşsiz uyumudur. Bu etkileşim sayesinde sanal modelin doğrulanmasının ardından yapılabilecek çalışmalarda Matlab ve Simulink içerisinde yer alan sistem analizi, optimizasyon ve benzeri araç kutularından etkin bir biçimde faydalanılabilecektir.

Herhangi bir modelleme tekniği ile kurulan sanal taşıt modelinin kullanılabilirliği model doğrulama çalışmaları ile belirlenebilmektedir. Model doğrulama çalışmalarının temel aktivitesi benzetim modelinden elde edilen sonuçların ya yapılan fiziksel testlerin sonuçlarıyla ya da daha önceden yapılmış benzer bir çalışmanın sonuçları ile karşılaştırmaktır.

Bu çalışmada kurulan dinamik modeli doğrulamak için gerçek araç ile ISO Şerit Değiştirme deneyi yapılmıştır. Özellikle yol tutuş değerlendirmeleri için yapılan ISO

Şerit Değiştirme testi günlük yaşamda da sıklıkla karşılaşılan gerçekçi bir sürüş senaryosunu temsil etmekte ve bu sebeple de otomotiv üreticilerince sıklıkla tercih edilmektedir.

Bu tez çalışması beş bölüme ayrılmaktadır:

“GİRİŞ” bölümünde tez çalışmasının konusuna değinilmiştir.

“Literatür Taraması” bölümünde konu ile ilgili literatüre yer verilmiştir.

“Materyal ve Yöntem” bölümünde bu tez çalışması için kullanılan materyal ve yöntem sunulmuştur.

“Bulgular” bölümünde tez çalışması sonucu kurulan dinamik modelin tanıtımı yapılmıştır.

“Sonuç” bölümünde geliştirilen dinamik modelin doğru kurulup kurulmadığının tespiti ile ilgili yapılan çalışmaya yer verilmiştir.

2. LİTERATÜR TARAMASI

Taşıt dinamiği alanında modelleme çalışmaları benzetim çalışmalarına nazaran daha eski bir aktivitedir. Yol tutuş ile ilgili kurulan modellerde tüm taşıtı içine alan uygulamalardan ziyade taşıt alt sistemlerine yoğunlaşmıştır ve bu modeller analitik çözümlere ulaşabilmek adına lineerleştirilmiş ve yapılan varsayımlar ile oldukça basitleştirilmiştir.

Bir otomobilin sürüş dinamiği için genel teori ilk olarak 1925 yılında kurulmuştur. Bununla beraber uzun bir dönem taşıtın statik ve dinamik yönsel hareketleri ile ilgili çok az bir gelişme kaydedilmiştir. Bunun başlıca sebebi tekerleklerden gelen yanal kuvvetlerin oluşma mekanizmasının anlaşılma gereksinimiydi. 1925 yılında Broulheit yanal kayma ve kayma açısı gibi bazı temel kavramlar önermiştir. 1931 yılında Becker, Fromm ve Maruhn tekerleğin yönlendirme sisteminde oluşan titreşimler üzerindeki etkisini incelemişlerdir. 1930lu yıllarda Maurice Olley yönetimindeki General Motors Cadillac süspansiyon grubu ilk bağımsız süspansiyonu geliştirmiştir. Çalışmaları sırasında belli bazı yönlendirme geometrilerinin taşıtı güvenli olmayan bir pozisyona soktuğunu gözlemlemişlerdir ki bu duruma aşırı dönerlik adını vermişlerdir. Daha sonra aşırı dönerliğe yönlendirme geometrileriyle beraber taşıtın aşırı yüklenmesi ve tekerlek basıncının düşük olması gibi faktörlerin de etki ettiğinin farkına varılmıştır. 1934 yılında Olley taşıtın az döner ve aşırı döner durumları için çok önemli olan kritik hız fikrini ortaya atmıştır. Bunun ardından Goodyear şirketi tekerlek karakteristiklerini belirlemek maksadıyla birtakım testler yapmıştır. 1950 yılında otomobilin yönsel hareketleri için bugün hala kullanılan tarafsız yönlendirme ve kararlılık sınırı gibi kavramlar tanıtılmıştır.

1956 yılında William F.Miliken, David W.Whitcomb ve Leonard Segel yol tutuşun nicel ve teorik analizini bir dizi yayın ile sunmuşlardır. Bu yayınlar günümüzde taşıt hareketi ve kontrolü için referans olarak kullanılmaktadır. Miliken yayınında bu konu ile ilgili tarihsel bir genel bakış sunmuştur. Miliken ayrıca pek çok tasarım parametresinin etkilerini belirlemek için taşıt testlerine duyulan gereksinimden ötürü lastik tasarımının yol tutuş üzerindeki etkilerinin bilinemediği notunu düşmüştür.

Bu serinin ikinci makalesi Leonard Segel tarafından yazılmıştır. Segel yayınında yanal

ve yönsel hareketleri çalışmak için geliştirdiği üç serbestlik dereceli taşıt modelini tanıtmıştır. Segel geliştirdiği bu modelde taşıtın dikey doğrultudaki hareketi ile yunuslama hareketini ihmal etmiş ve yere paralel olan boyuna doğrultuda sabit bir yalpa eksenini kullanmıştır. Segel ayrıca modeli geliştirirken sabit ilerleme hızı, çekiş kuvvetinin arka tekerleklere eşit dağılım göstermesi gibi birçok varsayım yapmıştır. Sistemin yaysız olan kütlesi için yalpa hareketi yapamayan indirgenmiş kütle varsayımı yapılmıştır. Modelin deneysel doğrulaması 1953 model dört kapılı sedan Buick marka taşıt kullanılarak yapılmıştır. Taşıt farklı yönlendirme girişleri için birtakım testlere tabii tutulmuştur ve üç serbestlik dereceli modelin farklı ilerleme hızları için davranışı ölçülmüştür. Modelin dinamik davranışına dair tahminler ile deney dataları karşılaştırılmıştır.

Serinin son yayını D.W.Whitcomb tarafından yapılmıştır. Whitcomb deneysel çalışmalar ile belirlenen belli birtakım parametreler ile iki serbestlik dereceli bir taşıt modeli kurmuştur. Model yalpa hareketini içermemektedir. Bu sebeple Whitcomb taşıtın bir genişliği olmadığını ve ön ve arkada yer alan iki tekerleğin taşıtın merkez ekseninde yer alan tek bir tekerlek olarak ele alınabileceğinin varsayımını yapmıştır. Bu varsayımlar ışığında model literatürde çoğunlukla “bisiklet modeli” olarak adlandırılmaktadır. Bu modelin kurulumu için birtakım lineer diferansiyel denklem türetilmiş ve modelin çeşitli sürüş durumları için davranışı çalışılmıştır.

1960 yılında H.S.Radt ve W.G.Miliken Jr. kayan bir otomobilin hareketlerini incelemişlerdir. Bunun için savrulma ve yanal hızın çalışılmasına imkân tanıyan tek serbestlik dereceli bir taşıt modeli kullanmışlardır. 1961 yılında Martin Golland ve Frederick Jindra taşıtın yönsel hareketleri ve bu hareketlerin kontrolü için iki serbestlik dereceli bir taşıt modeli kullanmışlardır. Bu model aslında Segel’in modelinin basitleştirilmiş bir versiyonudur. Modelin analizi sonrası elde edilen sonuçlar kütle merkezi, lastik şişirme basıncı ve lastik dişi genişliğinin değiştirilmesi durumunda taşıtın yaptığı hareketlerin de değiştiğini göstermiştir. 1968 yılında D.H.Weir, C.P.Shortwell ve W.A.Jhonson taşıtın kontrol edilebilirliğinde taşıt dinamiğinin rolünü araştırdıkları bir makale yayınlamışlardır. Araştırmacılar deneysel verileri kullanmışlar ve 1964 yılında H.S.Radt tarafından geliştirilen nonlinear model ve Segel’in modelinin kombine edilmiş versiyonu olan bir modelin benzetimini yapmışlardır. Bu model sırasıyla ön ve

arka tarafta yer alan süspansiyon sistemlerini temsil eden iki yaysız kütle ve taşıt gövdesini temsil eden yaylı kütleden oluşmaktadır. Model toplamda dört serbestlik derecesine sahiptir.

Otomotiv üreticileri günümüzde yol tutuş dinamiğini çalışmak için ticari bilgisayar yazılımlarını yoğun bir biçimde kullanmaktadırlar. Taşıt dinamiği alanında bilgisayar simülasyonlarına dair ilk çalışmalar 1960ların başlarında yapılmıştır. 1960 yılında Ford Motor Şirketinde görev yapan Charles E. Carrig ve ark. FORTRAN yazılımını kullanarak geliştirdikleri bir süspansiyon benzetim programı ile otomotiv endüstrisinde bilgisayar destekli tasarımın kullanımına yönelik ilk uygulamalardan birini yapmışlardır. Aynı yıl General Motors şirketinde görev yapan Bob Khor geçici zaman yönsel kontrol denklemlerini çözmek için bir elektronik analog bilgisayar kullanmıştır.

1970lere gelindiğinde taşıt simülasyonlarının biraz daha gerçekçi ve karmaşık bir yapıda oluşturulabildikleri görülmektedir. Dijital bilgisayarların kullanımı nonlineer taşıt modellerinin geliştirilmesine imkân tanımıştır. Bendex araştırma laboratuvarlarında hibrid bir bilgisayar kullanılarak bir taşıt dinamiği modeli geliştirilmiştir. 10 serbestlik derecesine sahip bu model R.R.McHenry ve N.J.Deleys tarafından kurulmuştur. 1973 yılında T.Okada yedi serbestlik dereceli bir taşıt modeli tanımlamıştır. Bu model tasarım sürecinin ilk safhalarında yol tutuş benzetimlerini yapmak için kullanılmıştır. Bu modelin beş serbestlik derecesi direksiyon sistemine aittir. Bu model ile tekerlek gezinmesi, yönlendirme açısı gibi parametrelere bağlı olarak yalpa yönelimi, aks yönelimi, kamber, toe-in gibi parametrelerin etkilerinin tahmini yapılmıştır. 1973 yılında H.Speckhart geliştirdiği on dört serbestlik dereceli taşıt modelini tanıttığı bir makale yayınlamıştır. Bu on dört serbestlik derecesinden altısı taşıt gövdesine aitken, dördü taşıtın her bir köşesinde yer alan süspansiyon sisteminin hareketi ile ilgilidir. Her bir tekerleğin yaptığı dönme hareketi kalan dört serbestlik derecesini açıklamaktadır. 1977 yılında Kenneth N. Morman, Ford Motor Şirketinde geliştirdiği üç serbestlik dereceli ön süspansiyon modelini anlattığı bir makale yayınlamıştır.

1981 yılında W.Rilwy Garrot Michigan Üniversitesi'nde geliştirilen yedi serbestlik dereceli taşıt modelini tanıtmıştır. 1986 yılında System Technology şirketinden R.Wade Allen, basitleştirilmiş bir yanal taşıt dinamiği ile modelleme prosedürünü doğrulamak

için deneysel testler gerçekleştirmiş ve sonuçların korelasyonunu bir bilgisayar modeli ile yapmıştır. Testler arkadan çekişli 1980 Datsun 210 marka taşıt ve önden çekişli 1984 Honda Accord marka taşıtlar ile yapılmıştır. Testler sırasında Datsun marka taşıtta radyal lastiklerden çapraz kuşaklı lastiklere pek çok lastik tipi kullanılmıştır. Testlerden elde edilen dotalar ile iyi bir korelasyon elde edilmiştir. 1987 yılında Andrez Nalez taşıtların yol tutuşunu etkileyen süspansiyon tasarımı ile ilgili araştırmasının sonuçlarını sunmuştur. Bu çalışmada yirmi beş süspansiyon tipi ele alınmıştır. Ayrıca çalışmada sanki statik yunuslama serbestlik derecesi ekli üç serbestlik dereceli taşıt modeli kullanılmıştır. 1992 yılında Nalez, LVDS adını verdiği sekiz serbestlik dereceli taşıt modelini tanıtmıştır. Model, üç serbestlik dereceli yanal taşıt dinamiği modelinin yanında beş serbestlik dereceli düzlemsel yalpalama modelini içermektedir. 1990ların başlarında System Technology şirketinden R.Wade Allen oluşturduğu VDANL kodunun doğrulamasını içeren bir dizi makale yazmış ve deneysel çalışmalar ile yol tutuş benzetimlerini sunmuştur. Ohio Üniversitesi'nden Gary J.Heydinger de VDANL kodunun doğrulanmasına dair çalışmalar yapmıştır. Doğrulama çalışmaları deneysel dotalar ile benzetim sonuçlarının hem zaman hem de frekans alanında karşılaştırılması ile yapılmıştır. Heydinger çalışmasında ayrıca daha az test süresi gerektiren puls girişlerini araştırmıştır ve bu yöntem ile aynı frekans aralığında fiziksel testleri yapmıştır. Ayrıca Clover ve Bernard VDANL yazılımını kullandıkları diğer bir çalışmayı yayınlamışlardır. Bu çalışmada ivmelenme ve frenlemenin etkileri de hesaba katılmıştır. R.Wade Allen VDANL taşıt dinamiği modelinin güncellenmiş halini sunmuştur.

1980lerin başlarında gerçekçi taşıt modellerine olan gereksinimin artması ve bunun için taşıtın hareket denklemlerinin türetilmesi gerektiğinin gerçeği otomotiv üreticilerini çok gövdeli benzetim kodlarını kullanma yoluna sevk etmiştir. NEWEUL çok gövdeli benzetim kodlarının ilkidir. NEWEUL, FORTRAN kodu çıkışları ile hareket denklemlerini sembolik olarak üretmektedir. MEDYNA ise ikinci programdır. MEDYNA da hareket denklemlerini nümerik olarak üretmektedir.

1993 yılında W.Körtüm ve R.S.Sharp ADAMS, MEDYNA, NEWEUL, AUTOSIM ve SIMPACK gibi çoklu gövde benzetim kodlarını çalışmışlardır. 1994 yılında R.S.Sharp çalışmasında bazı önemli çok gövdeli simülasyon programlarının yeteneklerini

karşılaştırmıştır. 1986 yılında R.S.Antoun yayımladığı makalede ADAMS ortamında oluşturduğu yol tutuş benzetim modelini tartışmıştır. Bu çalışmada 1985 Ford Ranger pikap kamyonetin modeli kurulmuştur. Yapılan çalışmalar sonrası benzetim sonuçları ile deneysel datanın korelasyonunun iyi olduğu gözlemlenmiştir. 1991 yılında Toyota'dan Yoshinori Mori çalışmasında aktif süspansiyon kontrol sistemlerinin benzetimi için kurulan modeli tanıtmıştır. Kontrol algoritmaları FORTRAN programı kullanılarak kodlanmıştır. Bu çalışmada kullanılan modelin serbestlik derecesi yirmidir ve model önden çekişli, arkadan itişli ve dört tekerlekten tahrikli olarak modellenmiştir.

1996 yılında Michael R.Petersen ve John M.Starkey taşıt performansını tahmin etmek için görece detaylı bir taşıt modeli geliştirmişlerdir. Model boylamasına yük transferi etkilerini, tekerlek kaymasını, aerodinamik sürtünmeyi, aerodinamik kaldırmayı, transmisyon sistemini ve aktarma organı kayıpları ile tekerleklerin, motorun aktarma elemanlarının dönme ataletlerini dikkate alınmıştır.

Sayers ve Han üç farklı taşıt hızında adım girişi için zamana bağlı olarak elde edilen sonuçları karşılaştırmıştır. Elde edilen sonuçlar ile detaylı benzetim modeli ile on sekiz serbestlik dereceli model arasında bir korelasyon saptanmıştır.

S.Hegazy, H.Rahnejat ve K.Hussain yol tutuş analizlerinde çok gövdeli dinamik yaklaşımı çalışmışlardır. Bu çalışma için kurulan model "Double Wishbone" tipi ön ve arka süspansiyon sistemleri, dişli ray tipi yönlendirme sistemi, taşıt gövdesi ve tekerleklerden oluşmaktadır. Model doksan dört serbestlik derecesine sahiptir ve modeli oluşturan elemanlar nonlineer bir karakteristik sergilemektedirler. Model ADAMS ortamında kurulmuştur ve yol tutuş analizlerini gerçekleştirmek için kullanılmıştır. Benzetimler ISO ve İngiliz standartları baz alınarak gerçekleştirilmiştir. R.W.Allen, T.S.Rosenthal, D.H.Klyde ve S.H.Hogue hafif bir taşıtın yanal/yönsel hareketinin bilgisayar benzetimi analizini çalışmışlardır. Bu, yönsel harekete etki eden taşıt, tekerlek karakteristikleri ve manevra koşullarının bir çalışmasıydı. Kullanılan benzetim modeli yanal ve yönsel dinamikleri içermektedir. Modelde ayrıca yanal kuvvet üreten detaylı bir tekerlek modeli de yer almaktadır. Çalışmada SUV tipi bir taşıt modellenmiştir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu tez çalışmasının amacı ‘‘GİRİŞ’’ bölümünde de belirtildiği gibi mevcut bir taşıtın yol tutuş değerlendirmelerini yapmak için dinamik bir modelini çok gövdeli sistem analizi yazılımı olan SimMechanics fiziksel modelleme ortamında kurmaktır.

Bu bölümün ilk kısmı yol tutuş teorisine ayrılmıştır. Bu tez kapsamında çalışılan taşıt hareketleri- yanal hareket, yalpalama hareketi ve savrulma hareketi- teorik olarak bu kısımda incelenmiştir.

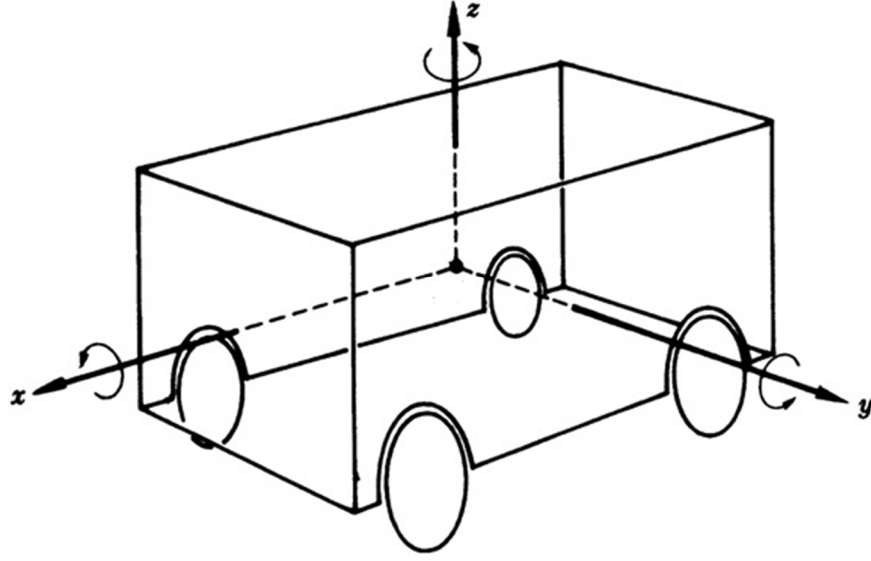
İkinci kısımda ise çok gövdeli sistem dinamiğine bir giriş yapılmış ve birtakım teorik çıkarımlara yer verilmiştir.

Bu bölümün son kısmında ise SimMechanics fiziksel modelleme ortamı ile ilgili temel bazı bilgilerin yanı sıra bu ortamda çok gövdeli modellerin kurulma metodolojisi anlatılmıştır.

3.1 Yol Tutuş Teorisi

Taşıtlar karmaşık yapılıdır ve bu sebeple onların farklı sürüş durumlarında dinamik davranışlarının tahmini için dinamik modellerinin kurulması oldukça zor bir iştir. Ancak amaç odaklı çalışmalar ile bu zor görev görece basitleştirilmektedir. Örneğin eğer kararlılık ve güvenlik çalışmaları söz konusu ise, dinamik modelin kurulumu çoğunlukla taşıtın gövde dinamiği ile sınırlandırılabilir. Böyle bir durumda rijit bir cisim olarak ele alınan taşıtın hareket denklemleri Newton’un hareket prensipleri temel alınarak türetilebilmektedir.

Herhangi bir taşıtın dinamik davranışı çalışma esnasında ona etki eden kuvvetler tarafından belirlenmektedir. Bu kuvvetlerin kaynağı tekerlekler, yer çekimi ya da aerodinamik etkenler olabilmektedir. Herhangi bir modelde hareket ve kuvvetleri tanımlamak için kullanılan işaretlerin tek tip olması gerekmektedir. Bu bölümde kurulacak olan analitik modeller için Şekil 3.1’de görülen taşıt eksen takımı kullanılmıştır. Burada taşıtın indirgenmiş bir kütle olduğu varsayımı yapılmıştır.



Şekil 3.1 Taşıt Eksen Takımı(Abe 2009)

Şekil 3.1’de görülen koordinat takımına göre taşıt gövdesi toplamda altı serbestlik derecesine sahiptir: Bunlar:

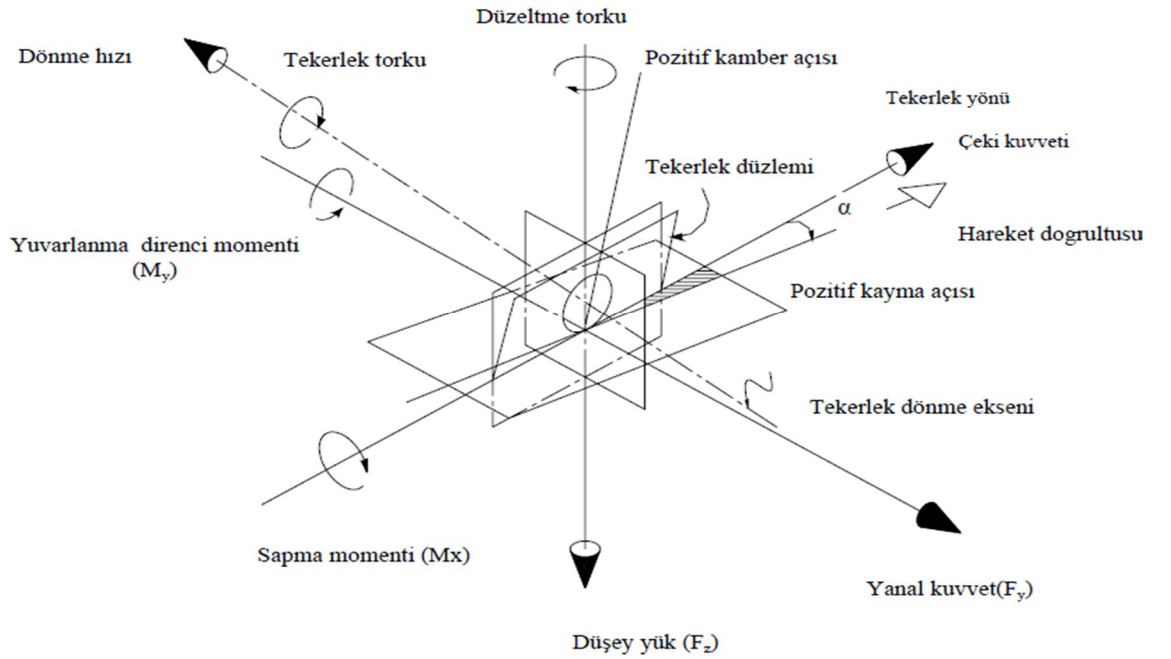
- 1- z eksenini boyunca dikey hareket
- 2- y eksenini boyunca yanıl hareket
- 3- x eksenini boyunca boylamasına hareket
- 4- x eksenini etrafında yalpalama hareketi
- 5- y eksenini etrafında yunuslama hareketi
- 6- z eksenini etrafında savrulma hareketi

Taşıtın bu hareketleri iki ana gruba ayrılarak incelenebilmektedir. 1, 3 ve 5 numaralı hareketler ilk grubu oluşturmaktadır. Bu ilk grupta yer alan taşıt hareketlerinin ortaya çıkış sebeplerinin taşıtın yönlendirilmesiyle doğrudan bir alakası yoktur. 1 numaralı hareket yol pürüzlülükleri sebebi sonucu oluşan dikey harekettir ve sürüş konforu ile ilintilidir. 3 numaralı hareket ivmelenme ve/veya frenleme sırasında ortaya çıkan boylamasına harekettir. 5 numaralı harekete ise hem yol pürüzlülükleri hem de ivmelenme ve frenleme aktiviteleri sebep olmaktadır ve bu hareket de sürüş konforu ile ilişkilendirilmektedir.

2 ve 6 numaralı hareketler, yanıl hareket ve savrulma hareketi, temel olarak taşıtın

yönlendirilmesine bağlı olarak ortaya çıkan taşıt hareketleridir. 4 numaralı hareketin ana sebebi 2 ve 6 numaralı hareketlerdir ama bununla beraber taşıtın bu hareketine yol pürüzlülükleri de sebep olabilmektedir.

Taşıtın dinamik olarak modellenmesi tekerleklerin de modellenmesini gerektirmektedir. Tekerlek modellemesi için yapılması gereken ilk işlerden biri yine uygun bir eksen takımı tanımlamaktır. Bu tez çalışması için Şekil 3.2’de görülen tekerlek eksen takımı kullanılmıştır.



Şekil 3.2 Tekerlek Eksen Takımı(Bayrakçeken ve Altıparmak 2005)

Bu tezde taşıtın yönlendirilmesi sonucu ortaya çıkan ve çoğunlukla yol tutuş ile ilişkilendirilen 2, 4 ve 6 numaralı taşıt hareketleri çalışılmıştır. 2, 4 ve 6 numaralı hareketler sırasıyla taşıtın yanıl, yalpalama ve savrulma hareketleridir.

Bu kısımda bahsi geçen hareketler taşıt dinamiği ile ilgili araştırmalarda sıklıkla kullanılan iki ve üç serbestlik dereceli bisiklet modelleri ile teorik olarak incelenmiştir.

3.1.1 İki Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli

Kompleks yapılı bir taşıt kullanılmama amacına göre pek çok varsayım yapılarak basit bir

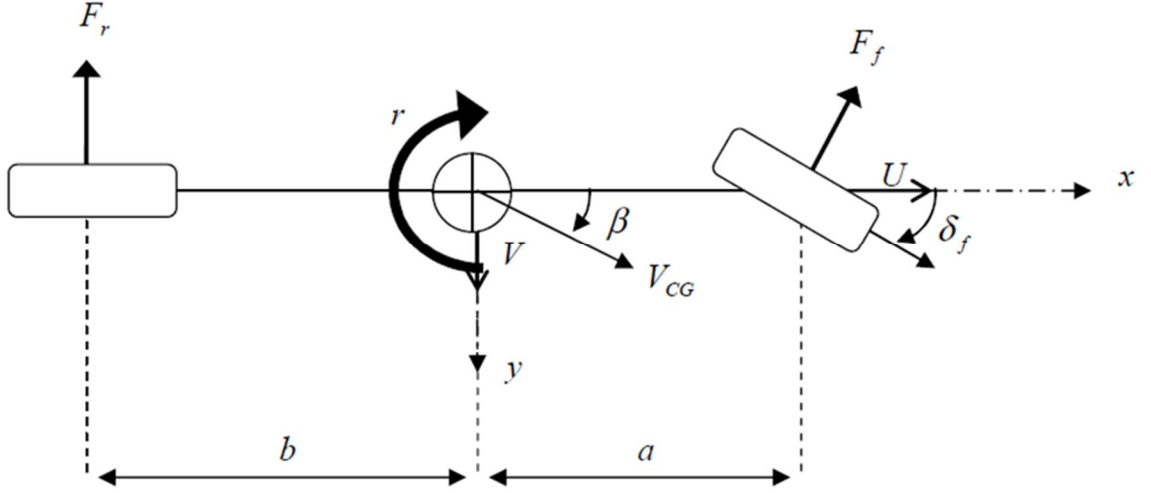
sistem olarak modellenenmektedir. İki serbestlik dereceli taşıt modelinin kurulumu için şu varsayımlar yapılmaktadır:

- Taşıt yalpalama ve yunuslama hareketleri ile beraber dikey yönde hareket yapamamaktadır.
- Taşıtın ilerleme hızı sabittir.
- Taşıta aerodinamik kuvvetler etki etmemektedir.
- Taşıt gövdesi rijittir ve ona herhangi bir süspansiyon sisteminin etkisi bulunmamaktadır.
- Ön ve arka tekerlek kuvvetleri sırasıyla ön ve arka tekerlek kayma açıları ile orantılıdır.
- Taşıtın her iki yanında bulunan tekerleklerin ürettiği kuvvet eşittir.

Bu son varsayım ile ön ve arka aksların her iki tarafında bulunan tekerleklerin tek bir tekerlek olarak düşünülmesi mümkün olmaktadır ki bu sebeple ortaya çıkan model çoğunlukla bisiklet modeli olarak adlandırılmaktadır. Model ile ilgili yapılan diğer bir varsayım ise yönelim açılarının küçük olduğudur ki bu varsayım ile Denklem 3.1’de verilen bağıntılar elde edilmektedir.

$$\begin{aligned}\cos \theta &\cong 1 \\ \sin \theta &\cong 0\end{aligned}\tag{3.1}$$

2 serbestlik dereceli doğrusal taşıt modeli ile ona etkiyen kuvvetler Şekil 3.3’de görülmektedir.



Şekil 3.3 İki Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli(Hamblin 2007)

3.1.1.1 Newton Mekaniği İle 2 Serbestlik Dereceli Modelin Kurulumu

2 Serbestlik dereceli lineer taşıt modelinin kurulumu için Newton'un hareket kanunlarından ikincisi, $F = ma$, kullanılmıştır. Bir taşıt çalışma esnasında çeşitli kaynakların sebep olduğu kuvvetlerin etkisindedir ki bu kuvvetlerin en büyüğü tekerlek ile yol arasındaki etkileşim sebebiyle ortaya çıkmaktadır. Bisiklet modelinin kurulumunda taşıta etki eden diğer kuvvetler olan aerodinamik kuvvetler vb. ihmal edilmektedir. Y ekseninde etkiyen kuvvetlerin toplanması ile Denklem 3.2 elde edilmektedir.

$$F_f + F_r = ma \quad (3.2)$$

Modelin kurulumu için taşıt sabit eksen takımının kullanıldığı göz önüne alındığında taşıt gövdesinin ivmesi, taşıtın yönsel ivmesi ile taşıtın hızının Denklem 3.3'de de verildiği gibi bir kombinasyonu olmaktadır.

$$\frac{dv}{dt}_{body} = \frac{dv}{dt}_{global} + w \times r \quad (3.3)$$

Yukarıda sözü edilen denklemlerin kullanımı ile taşıtın yanal yöndeki hareketini

yöneten denklem, Denklem 3.4'deki gibi bir hal almaktadır.

$$F_f + F_r = m \left(\dot{V} + rU \right) \quad (3.4)$$

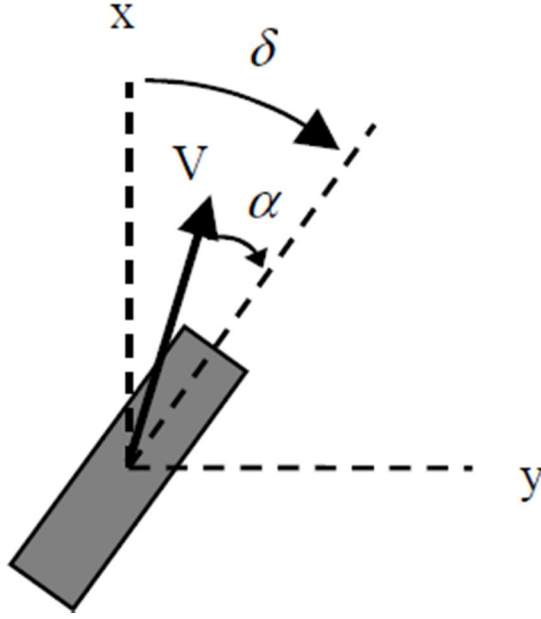
Z ekseninde etkiyen momentlerin toplanmasıyla savrulma hareketini yöneten Denklem 3.5 elde edilmektedir.

$$F_f a - F_r b = I_{zz} \dot{r} \quad (3.5)$$

Yanal hız, V , ve savrulma oranı, r , hareketlerini yöneten denklemler tekerleklerden gelen ve yanal yönde etkiyen kuvvetlere ve dolayısıyla bir tekerlek modeline gereksinim göstermektedirler. Lineer tekerlek modeli kullanılarak yukarıda sözü edilen denklemlerin lineer yapıda olması sağlanmaktadır. Tekerlek kayma açıları ile orantılı olduğu yaklaşımı ile tekerlek kuvvetleri Denklem 3.6'deki gibidir.

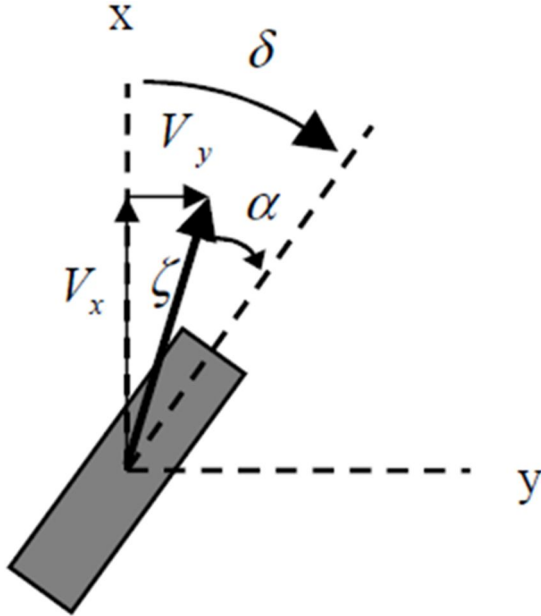
$$\begin{aligned} F_f &= C_f \alpha_f \\ F_r &= C_r \alpha_r \end{aligned} \quad (3.6)$$

Tekerlek kayma açısı, α , tekerleğin hız vektörü ile tekerleğin izlediği yön vektörü arasında kalan açıdır ve Şekil 3.4'deki gibidir.



Şekil 3.4 Tekerlek Kayma Açısı(Hamblin 2007)

Bu açı, tekerlek hız vektörü ile tekerlek yönlendirme açısı arasındaki ilişkinin incelenmesi ile hesaplanabilmektedir. Tekerleğin yöneliminde Şekil 3.5’de gösterildiği gibi tekerlek yönlendirme açısı ile beraber ζ ile gösterilen tekerlek hız bileşenlerinin ters teğetleri etkili olmaktadır.



Şekil 3.5 Tekerlek Hız Bileşenleri(Hamblin 2007)

ζ değeri ile ilgili bilginin ve tekerlek geometrisinin kullanımı ile ön ve arka

tekerleklerin kayma açıları Denklem 3.7'deki bağıntılar ile hesaplanabilmektedir.

$$\begin{aligned}\alpha_f &= \tan^{-1}\left(\frac{V_y}{V_x}\right) - \delta_f = \tan^{-1}\left(\frac{V + ar}{U}\right) - \delta_f \\ \alpha_r &= \tan^{-1}\left(\frac{V_y}{V_x}\right) - \delta_r = \tan^{-1}\left(\frac{V - br}{U}\right) - \delta_r\end{aligned}\quad (3.7)$$

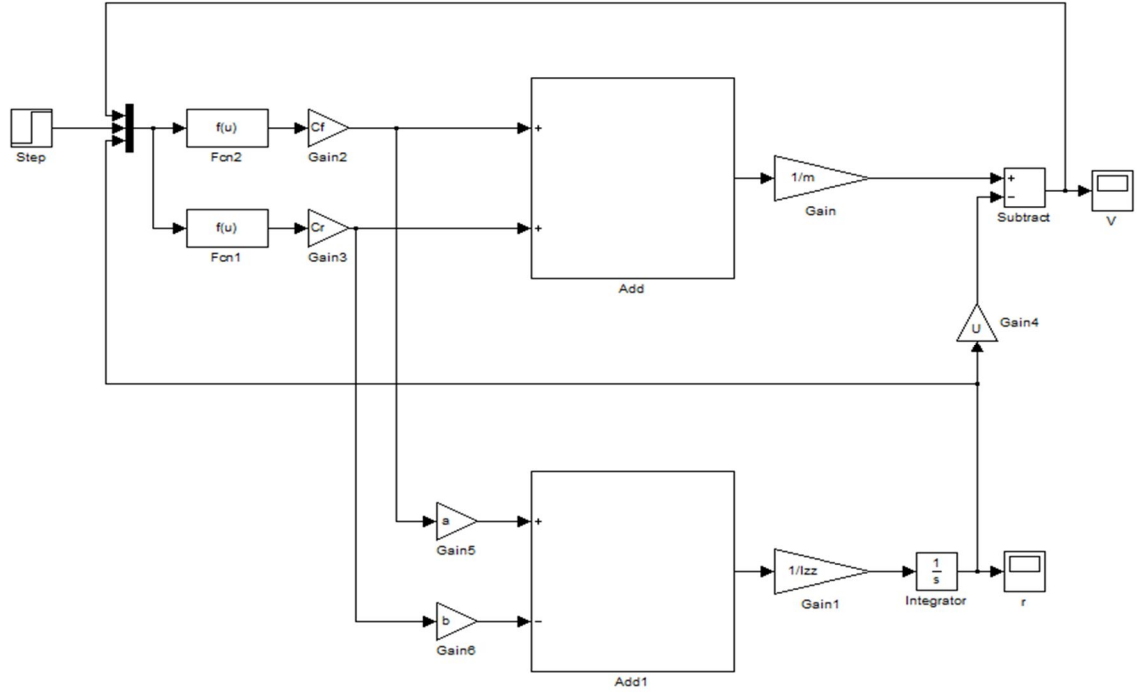
Bu durumda kayma açılarının küçük olduğu ve gerçek taşıtlarda pek sık karşılaşılmadığından arka tekerleğin dönme açısının sıfır olduğu varsayımları yapılabilmektedir. Bu varsayımlar ile Denklem 3.8'de yer alan bağıntılar oluşturulabilmektedir.

$$\begin{aligned}\alpha_f &= \frac{V + ar}{U} - \delta \\ \alpha_r &= \frac{V - br}{U}\end{aligned}\quad (3.8)$$

3.8 ve 3.6 denklemlerinin kombine hale getirilip 3.4 ve 3.5 denklemlerinde yer verilmesiyle Denklem 3.9 elde edilmektedir.

$$\begin{aligned}m\left(\dot{V} + rU\right) &= C_f\left(\frac{V + ar}{U} - \delta\right) + C_r\left(\frac{V - br}{U}\right) \\ I_{zz}\dot{r} &= C_r\left(\frac{V + ar}{U} - \delta\right)a - C_r\left(\frac{V - br}{U}\right)b\end{aligned}\quad (3.9)$$

Denklem 3.9'da yer alan bağıntılar bazı temel Simulink bloklarının kullanımı ile Simulink ortamına aktarılabilen ve bu sayede farklı sürüş durumları için birtakım benzetim çalışmaları kolaylıkla yapılabilmektedir (Şekil 3.6). Sistemin girdi parametresi teker açısı, δ dir. Sistemin çıktıları ise yanal hız, V , ve savrulma oranı, r , dir.



Şekil 3.6 İki Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli Simulink Gösterimi

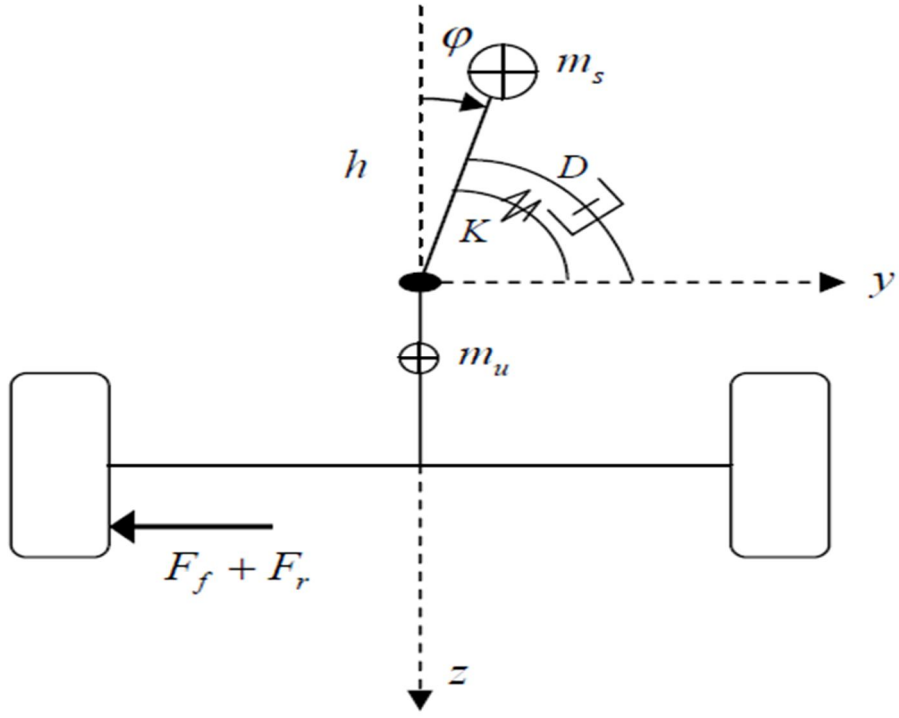
3.1.2 Üç Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli

Tek izli(bisiklet modeli) taşıt modelleri aracın aynı aksa bağlı bir şekilde modellenen tek bir ön ve arka tekerlek varsayımına göre modellendiği için model yalpa dinamiğini içermektedir. Yalpa x ekseninde gerçekleşen dönme hareketi olduğu için sisteme yalpa dinamiği eklenmesi şu şekilde gerçekleştirilmektedir:

Şekil 3.7’de görüldüğü üzere, tek izli taşıt modelinin üzerindeki asılı kütlenin araca, x ekseninde etrafında dönebilen bir mafsalla bağlantılı ve bu mafsalda da kütleyi dinamik olarak dengede tutan bir burulma yayı ve burulma sönüm elemanı bulunduğu varsayımı ile tek izli taşıt modeline ait denklemler tekrar yazılmıştır. Bu mafsal aynı zamanda yalpa eksenini de temsil etmektedir.

3.1.1.2 Newton Mekaniği İle 2 Serbestlik Dereceli Modelin Kurulumu

2 serbestlik dereceli modelde olduğu gibi yanal yönde etkiyen kuvvetlerin toplanması ile taşıtın yanal yöndeki hareketini kontrol eden Denklem 3.10 elde edilmektedir.



Şekil 3.7 Üç Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli(Hamblin 2007)

$$\begin{aligned}\sum F_y &= ma_y \\ F_f + F_r &= m_u \left(\dot{V} + Ur \right) + m_s \left(\dot{V} + ur + h\ddot{\phi} \right) \\ F_f + F_r &= m \left(\dot{V} + Ur \right) + m_s h \ddot{\phi}\end{aligned}\quad (3.10)$$

Taşıttın z eksenini etrafındaki savrulma hareketini yöneten denklem, Denklem 3.11'deki gibidir.

$$\begin{aligned}\sum M_z &= I_{zz} \dot{r} \\ aF_f - bF_r &= I_{zz} \dot{r}\end{aligned}\quad (3.11)$$

Taşıttın x eksenini etrafında yalpalama hareketini yöneten denklem ise Denklem 3.12'deki gibi olmaktadır.

$$\sum M_x = I_{xx} \ddot{\varnothing}$$

$$-K\varnothing - D\dot{\varnothing} - m_s h (\dot{V} + Ur) + m_s g h \varnothing = (I_{xx} + m_s h^2) \ddot{\varnothing} \quad (3.12)$$

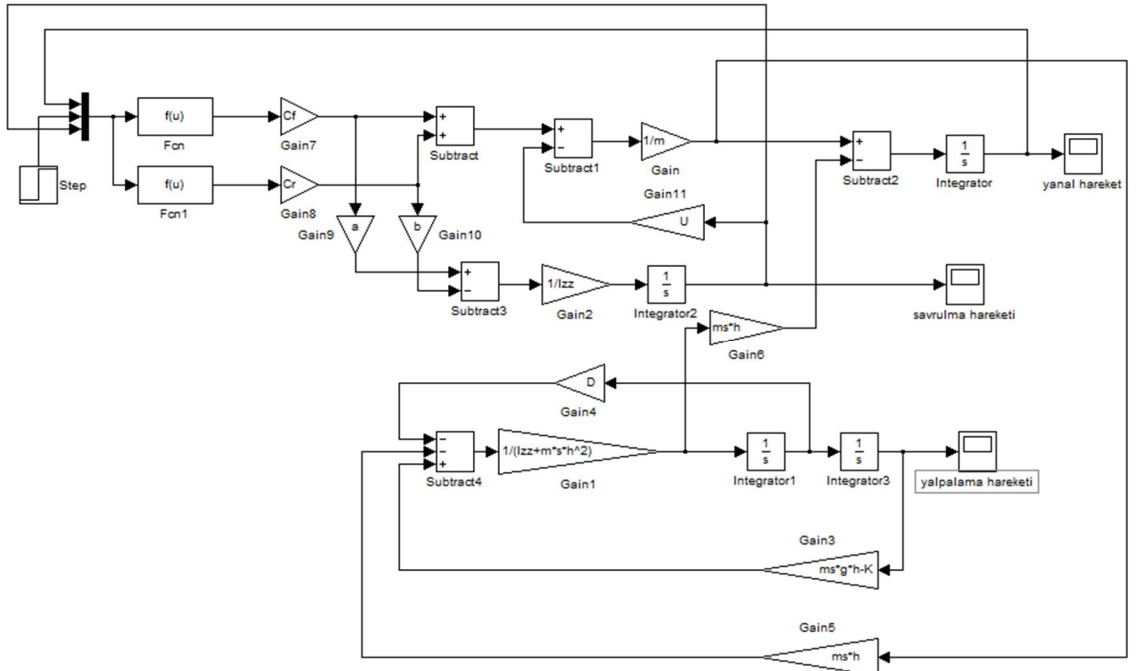
3.10, 3.11 ve 3.12 denklemlerinin bir araya getirilmesi ile 3 serbestlik dereceli taşıt modelinin hareketlerini yöneten denklemler Denklem 3.13'deki bağıntılar olmaktadır.

$$m(\dot{V} + Ur) + m_s h \ddot{\varnothing} = F_f + F_r$$

$$I_{zz} \dot{r} = aF_f - bF_r \quad (3.13)$$

$$(I_{xx} + m_s h^2) \ddot{\varnothing} = -m_s h (\dot{V} + Ur) - D\dot{\varnothing} + (m_s g h - K)\varnothing$$

Denklem 3.13'de yer alan bağıntılar bazı temel Simulink bloklarının kullanımı ile Simulink ortamına aktarılabilmekte ve bu sayede farklı sürüş durumları için birtakım benzetim çalışmaları kolaylıkla yapılabilmektedir(Şekil 3.8).



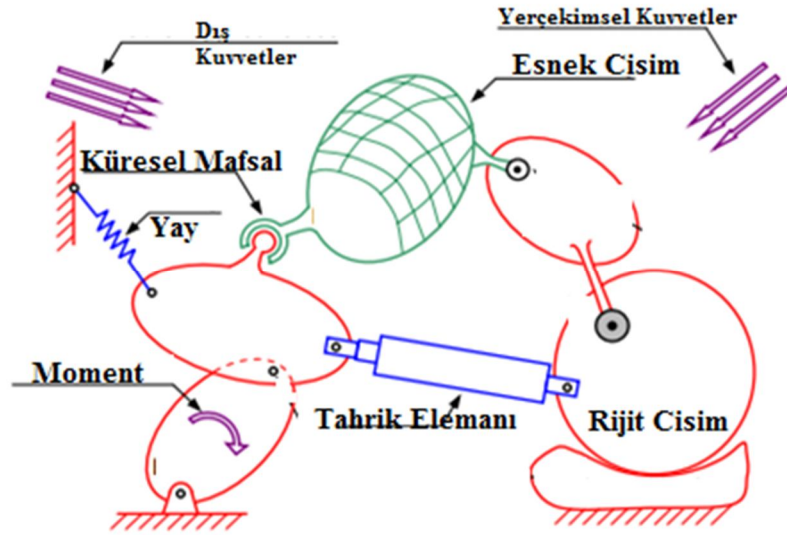
Şekil 3.8 Üç Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli Simulink Gösterimi

3.2 Çok Gövdeli Sistem Analizi Teorisi

Kinematik analiz ile ona neden olan kuvvetleri göz önüne almadan sadece cismin hareketi incelenmektedir. Dinamik analiz de ise cismin hareketi ile birlikte cismin ilk durumunda meydana gelen değişikliklere sebep olan kuvvet ve moment etkileri de incelenmektedir. Burada cisim rijit ya da esnek olabilmektedir.

Rijit cisimlerin dinamik analizi, cismin zamana göre pozisyon, hız ve ivme değerlendirmelerini içermektedir. Dinamik analiz ile cismin kütlesi, ataleti ve ona etkiyen tüm dış kuvvetler dikkate alınmaktadır. Cismin hareketi ona etkiyen net kuvvetin sonucu oluşan bir öteleme hareketi ve/veya ona etkiyen moment sonucu oluşan dönme hareketi olabilmektedir.

Çok gövdeli bir sistem birbirlerine mafsallar ile bağlanmış ve çeşitli kuvvetlerin etkisi altındaki rijit ya da esnek cisimlerin oluşturduğu bir yapıdır(Şekil 3.9). Çok gövdeli bir sistem modellemek, rijit ya da esnek olabilen cisimlerini modellenmesinin yanında cisimler arasındaki kısıt ilişkilerinin de modellenmesini gerektirmektedir.



Şekil 3.9 Çok Gövdeli Sistem Örneği(Flores ve ark. 2008)

Bu tür sistemlerin dinamik analizi iki ayrı kısım temel alınarak yapılmaktadır: formülasyon ve çözüm. Formülasyon çok gövdeli sistemin hareket denklemlerinin türetilmesini, çözüm ise bu denklemlerin çözümünü içermektedir.

3.2.1 Formülasyon

Formülasyon, hareket denklemlerini kullanarak mekanik sistemleri dinamik analizler yapmak için modellemektir. Bu sistemin, bir bakıma, ona farklı kuvvet ve momentler etki ettiğinde sistemin davranışının matematiksel bir temsilidir. Dinamik analizin doğruluğu büyük oranda formülasyonun doğruluğu ile orantılıdır.

3.2.1.1 Newton Formülasyonu

Pek çok basit dinamik problem Denklem 3.14'deki gibi kuvvet ve moment eşitlikleri içeren Newton formülasyonunun kullanılmasıyla çözülebilmektedir.

$$\begin{aligned}\sum_{i=1}^{nf} \vec{F}_i &= m\vec{a} \\ \sum_{j=1}^{nm} \vec{M}_j &= I\vec{\alpha}\end{aligned}\tag{3.14}$$

$\sum_{i=1}^{nf} \vec{F}_i$: Cisme etkiyen bütün nf kuvvetlerinin toplamı

m : Cismin kütlesi

\vec{a} : Cismin ivmesi

$\sum_{j=1}^{nm} \vec{M}_j$: Cisme etkiyen bütün nm momentlerinin toplamı

I : Atalet tensörü

$\vec{\alpha}$: Cismin açısal ivmesi

Çok gövdeli dinamik bir sistem, Denklem 3.14'deki bağıntılarının haricinde, yer değiştirme, hız ve/veya ivme değişkenleri üzerinde kısıt denklemleri içermektedir. Bu denklemler:

1. Bazı değişkenleri sıfır yapabilir ya da bunları sabit bir sayıya eşitleyebilir.
2. Değişkenler için zamana bağlı fonksiyonlar türetebilir.

3. Değişkenler arasında birtakım ilişkiler empoze edebilir.

Her bir kısıt denklemi sistemin serbestlik derecesini bir derece düşürmektedir. Kısıt denklemleri genellikle Denklem 3.15’de gösterildiği gibi bir forma sahiptir.

$$\Phi_k (X, Y, Z, \Psi, \Theta, \varphi, t) = \tau_k \quad (k = 1, 2, \dots, m) \quad (3.15)$$

Φ_k : m sayıda kısıt fonksiyonu

X : Sistemde yer alan nr sayıda rijit cismin

X koordinatları x_1, x_2, \dots, x_{nr}

Y : Sistemde yer alan nr sayıda rijit cismin

Y koordinatları y_1, y_2, \dots, y_{nr}

Z : Sistemde yer alan nr sayıda rijit cismin

Z koordinatları z_1, z_2, \dots, z_{nr}

Ψ, Θ, φ : Sistemde yer alan nr sayıda rijit cismin

Euler açıları $\Psi_1, \Psi_2, \dots, \Psi_{nr}$; $\Theta_1, \Theta_2, \dots, \Theta_{nr}$; $\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_{nr}$

t : Zaman

τ_k : m sayıda sabit

3.2.1.2 Lagrange Formülasyonu

Newton formülasyonu sistemi oluşturan her bir cisme etki eden kuvvetlerle ve bunların neden oldukları hareketler ile beraber bunların kendi aralarındaki etkileşimler ile ilgilenmektedir. Lagrange formülasyonu ise sistemi bir bütün olarak ele almakta ve hareket denklemlerini türetmek için kinetik ve potansiyel enerji gibi skalar terimler kullanmaktadır. Denklem 3.16’da bu değerlerin kullanımı ile sistemin hareket denklemlerini elde etmek mümkündür. Bu formülasyon yönteminin en önemli avantajı sistemin hareket denklemlerini türetmek için kısıt kuvvetlerine gereksinim göstermemesidir. Bununla birlikte, eğer gerekli ise, bu formülasyon vasıtası ile kısıt

kuvvetlerine bulmak da mümkündür. Bu yöntem rijit cisim dinamiği problemlerini formüle etmenin en genel yoludur.

Lagrange denklemlerinin genel formu şu şekildedir:

$$\begin{aligned}
 \text{Holomonik} : \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \left(\frac{\partial T}{\partial q_i} \right) &= Q_i \quad (i = 1, 2, \dots, n) \\
 \text{Nonholomonik} : \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \left(\frac{\partial L}{\partial q_i} \right) &= \sum_{j=1}^m \lambda_j a_{ji} \quad (j = 1, 2, \dots, n)
 \end{aligned}
 \tag{3.16}$$

T :	Sistemin toplam kinetik enerjisi
q_i :	n sayıda genelleştirilmiş koordinat
Q_i :	q_i koordinat noktalarına karşılık gelen n sayıda genelleştirilmiş kuvvet
L :	Lagrange fonksiyonu $L = T - V$
V :	Sistemin potansiyel enerjisi
λ_j :	M sayıda Lagrange çarpanı
a_{ji} :	Kısıt denklemlerindeki katsayılar

Lagrange denklemlerinin genel formu Denklem 3.17'deki gibidir:

$$\begin{aligned}
 \text{Holomonik} : \quad \Phi_j (q_1, q_2, \dots, q_n, t) &= 0 \quad (j = 1, 2, \dots, n) \\
 \text{Nonholomonik} : \quad \sum_{i=1}^n a_{ji} dq_i + a_{jt} dt &= 0 \quad (j = 1, 2, \dots, n)
 \end{aligned}
 \tag{3.17}$$

Φ_j : M sayıda kısıt fonksiyonu

q_1, q_2, \dots, q_n : n sayıda genelleştirilmiş koordinat

t : Zaman

$a_{ji} : dq_i$ 'lere karşılık gelen katsayılar

$a_{jt} : dt$ 'lere karşılık gelen katsayılar

3.2.2 Çözüm

Problemin formüle edilmesinin ardından sistem davranışını anlamak için denklemlerin çözülmesi gerekmektedir. Diferansiyel denklemleri çözmek için birçok farklı yöntem vardır ve onların tümünü irdelemek bu tez çalışmasının kapsamı dışındadır. Bu kısımda örnek teşkil etmesi için çözüm yöntemlerinin birinin çalışma algoritmasına yer verilmiştir:

Hareket ve kısıt denklemleri öncelikle birinci derece sisteme dönüştürülmektedir. Bu ikinci dereceden türevler için etkisiz değişkenlerim tanıtılması ve atanması ile yapılmakta ve sistemi oluşturan bütün denklemler birinci derece sisteme dönüştürülmektedir. Örneğin, Denklem 3.18'deki gibi ikinci derece bir diferansiyel denklemi ele alalım:

$$a \ddot{y} + b \dot{y} = c \quad (3.18)$$

Bu denklem için Denklem 3.19'daki gibi bir etkisiz değişken tanımlayalım:

$$v = \dot{y} \quad (3.19)$$

Denklem 3.18 ile Denklem 3.19 kombine edildiğinde Denklem 3.20 elde edilmekte ve bu şekilde ikinci derece diferansiyel denklem, birinci derece diferansiyel denkleme indirgenmektedir.

$$a \dot{v} + bv = c \quad (3.20)$$

Burada v ikinci derece diferansiyel denklemi, birinci derece diferansiyel denkleme dönüştürmek için kullanılan etkisiz bir değişkendir.

3.14, 3.15, 3.16 ve 3.17 hareket denklemleri ivme değişkenleri içerdiğinden ikinci derece denklem sistemleridir. Etkisiz değişkenlerin tanıtılmasıyla, ikinci derece bu denklemler birinci derece denklemlere dönüştürülmekte ve Denklem 3.21'deki gibi bir forma sahip olmaktadır.

$$G\left(Y, \dot{Y}, t\right) = 0 \quad (3.21)$$

G : Hareket ve kısıt denklemlerine karşılık gelen fonksiyonlar

Y : Bilinmeyen ya da durum vektörleri. Bu, Newton formülasyonunda nr sayıda x, y, z koordinatı ve nr sayıda ψ, θ, φ Euler açısı ya da Lagrange formülasyonunda n sayıda q değişkenini sistemi birinci derece sisteme dönüştüren etkisiz değişkenler ile içermektedir.

t : Zaman

Daha sonra Y ve \dot{Y} bilinmeyenleri Denklem 3.22'deki gibi ayrık zaman aralıklarında Denklem 3.22'deki gibi verilen başlangıç koşulları için çözülmektedir.

$$t_0 < t_1 < \dots < t_{n-1} < t_n < \dots < t_{son} \quad (3.22)$$

$$Y(t_0) = Y_0; \dot{Y}(t_0) = \dot{Y}_0 \quad (3.23)$$

Çözücü, tahmin edici(predictor) ve düzeltici(corrector) olmak üzere iki kısımdan oluşmaktadır: Tahmin edici, adından da anlaşılacağı gibi Y_n ve \dot{Y}_n bilinmeyenlerini

bir önceki Y_n ve \dot{Y}_n değerlerini temel alarak tahmin etmektedir. Daha sonra düzeltici yeni Y_n ve \dot{Y}_n değerlerini hareket denklemlerinde yerine koyar ve Denklem 3.24'de verilen bağıntı sağlanana kadar iyileştirilmiş Newton-Raphson algoritmasını tekrarlar.

$$G\left(Y_n^c, \dot{Y}_n^c, t\right) < \varepsilon \quad (3.24)$$

Burada ε kullanıcı tarafından tanımlanan hata toleransıdır.

Düzeltilmiş Y_n ve \dot{Y}_n değerleri tekrar tahmin ediciye gönderilmektedir. Tahmin edici burada düzeltilmiş değer ile tahmin edilen değeri karşılaştırır. Eğer bu ikisi arasındaki fark tanımlanan değerden küçük ise tahmin edici çözümü kabul eder değilse yukarıdaki işlemler tekrar edilir. Bu işlem Y_{son} ve \dot{Y}_{son} değerleri elde edilene kadar devam ettirilir.

3.3 SimMechanics Programı

SimMechanics, mekanik sistemlerin modellenmesi ve benzetimi için Simulink yazılımını birtakım fiziksel modelleme araçları ile genişletmektedir. SimMechanics mekanik cihazların hareketini simüle etmekte ve bu hareket ile ilgili mekanik performans ölçümlerini üretmektedir. SimMechanics Mathworks yazılımının diğer ürünleri ile bütünleşik halde çalışmaktadır ve örneğin kontrolcü tasarlama ve bunu gerçek zamanda test etme imkânını vermektedir. SimMechanics yazılımı havacılık, savunma ve süspansiyon tasarımı gibi otomotiv uygulamalarında kullanılabilir.

SimMechanics, rijit cisimlerin ve onların hareketlerinin tasarımı ve benzetimi için bir fiziksel modelleme ortamıdır ve artık standartlaşmış hale gelen Newton dinamiğini kullanmaktadır. SimMechanics yazılımı ile mekanik sistemi oluşturan rijit cisimlerin ve onların kütle özelliklerinin, muhtemel hareketlerinin, kinematik kısıtlarının ve koordinat sistemlerinin tanımlanması ve cismin hareketini başlatma ve bu hareketi ölçmek için birtakım araçlar ile mekanik sistemlerin modellenmesi ve benzetimi yapılabilmektedir. Matematiksel ifadelerle sahip olan ve sinyaller ile çalışan diğer Simulink bloklarından

farklı olarak, SimMechanics bloklar fiziksel elemanları ve bunların birbirleri ile olan ilişkilerini temsil etmektedir. SimMechanics ortamında mekanik sistemlerin temsili blokların birbirleri ile bağ kurmasıyla sağlanmakta ve ayrıca bunu yaparken hiyerarşik düzende alt sistemler kurulabilmektedir.

SimMechanics yazılımının görselleştirme araçları 3-boyutlu yapıların benzetim öncesi ve sırasında basitleştirilmiş standart geometrilerinin görüntülenmesini ve animasyonlarının oynatılmasını sağlamaktadır. SimMechanics, kullanıcılarına, Matlab'ın bütün standart grafik fonksiyonlarına ulaşım imkânı sağlamakta ve bununla birlikte modellenen mekanik sistemin 3-boyutlu animasyonlarını yaratabilmektedir. Sanal gerçeklik araç kutusu(Virtual reality toolbox) ile sanal gerçeklik modelleme ortamı ile bağlantı sağlanabilmekte ve mekanik sistemlerin daha gerçekçi animasyonlarının yaratılması da bu sayede mümkün olmaktadır.

3.3.1 Giriş

Bu kısımda Matlab/Simulink ortamının bir uzantısı olan SimMechanics fiziksel modelleme ortamında çok gövdeli sistemlerin dinamik davranışlarının nasıl simüle edilebildiği tarif edilmiştir. Görece yeni olan bu fiziksel modelleme yöntemi mekanik sistemlerin Matlab'da temsilinin geleneksel yöntemleri ile karşılaştırılmıştır.

Mühendislik uygulamalarında karşılaşılan en yaygın problemlerden biri çok gövdeli sistemlerin benzetimidir. Bunun için hem hareket denklemlerinin üretilmesinde ve çözümünde kullanılan sembolik hesaplama programları hem de numerik yazılımlardan yararlanılmaktadır.

SimMechanics ortamında mekanik sistemlerin temsili birbirlerine bağlanmış blok diyagramlar ile yapılmaktadır. Matematiksel ifadelere sahip olan ve sinyaller ile çalışan diğer Simulink bloklarından farklı olarak, SimMechanics bloklar fiziksel elemanları ve bunların birbirleri ile olan ilişkilerini doğrudan temsil edebilmektedir ki bu sadece daha sezgisel bir yaklaşım sağlamayıp denklemlerin üretimi için geçen zamanı da oldukça azaltmaktadır.

Bununla birlikte SimMechanics blokları standart Simulink blokları ile çalışabilmektedir.

Bu SimMechanics kullanıcılarına hem mekanik sistemin hem de örneğin kontrolcü tasarımının aynı modelleme ortamında yapılmasına imkân tanımaktadır. SimMechanics yazılımının sunduğu çeşitli analiz modları ile beraber gelişmiş görselleştirme araçları mekanik ile ilgili çok az bir geçmişi olan kullanıcılara dahi karmaşık dinamik sistemlerin benzetimini yapma olanağı sağlamaktadır.

3.3.2 Fonksiyonellik

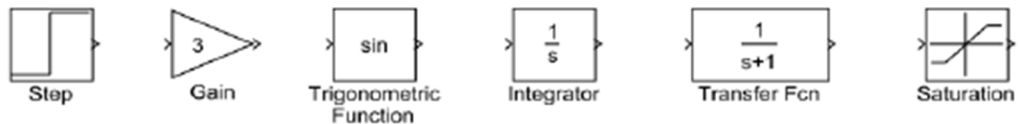
Bu kısımda SimMechanics programına genel bir bakış yapılmıştır. SimMechanics blokları ile beraber SimMechanics ortamında gerçekleştirilebilen değişik analiz tipleri ve görselleştirme seçenekleri bu kısımda okuyuculara aktarılmıştır.

3.3.2.1 Simulink ve SimMechanics

Simulink yazılımı ile dinamik sistemler modellenenilmekte, simüle edilebilmekte ve analiz edilebilmektedir. Bu mekanik sistem ile ilgili bir sorunun çalışılmasını, sistemin modellenmesi ve sonuçta neler olabileceğinin görülmesini sağlamaktadır.

Simulink ile eskizler kullanılarak modeller kolaylıkla kurulabilmekte ya da mevcut modellerin gereksinimler doğrultusunda iyileştirilmesi işlemleri yapılabilmektedir. Simulink, sürekli zamanda ya da örnekleme zamanında ya da her ikisinin birleşimi olan hibrid durumlar için lineer ve nonlineer sistemleri desteklemektedir. Bunun yanı sıra sistemi oluşturan farklı kısımlar çoklu-oranlara sahip olabilmektedir.

Simulink modelleri bir bakıma dinamik sistemlerin matematiksel temsilleridir. Simulink ortamında model kurabilmek için sistemin hareket denklemlerinin kullanıcılar tarafından türetilmiş olması gerekmektedir. Modellerde sıklıkla yer verilen bazı Simulink blokları Şekil 3.10'da görülmektedir.



Şekil 3.10 Simulink Blokları

Tüm dünyada binlerce mühendis ve bilim adamı aşağıda verilen alanlarda karşılaşılan

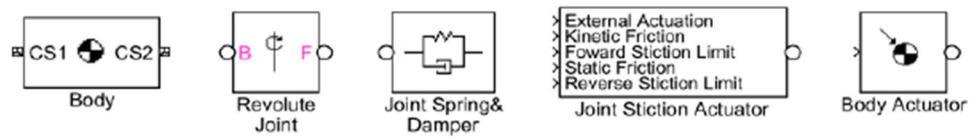
pek çok gerçek dünya probleminin modellenmesi ve bunların çözümlerine ulaşılmasında Simulink yazılımını kullanmaktadırlar.

- Havacılık ve Savunma
- Otomotiv
- İletişim
- Elektronik ve Sinyal İşleme
- Tıbbi donanım

SimMechanics, rijit cisimlerin ve onların hareketlerinin tasarımı ve benzetimi için bir fiziksel modelleme ortamıdır ve artık standartlaşmış hale gelen Newton dinamiğini kullanmaktadır.

SimMechanics yazılımı ile mekanik sistemi oluşturan rijit cisimlerin ve onların kütle özelliklerinin, muhtemel hareketlerinin, kinematik kısıtlarının ve koordinat sistemlerinin tanımlanması ve cismin hareketini başlatma ve bu hareketi ölçmek için birtakım araçlar ile mekanik sistemlerin modellenmesi ve benzetimi yapılabilmektedir. Matematiksel ifadelerle sahip olan ve sinyaller ile çalışan diğer Simulink bloklarından farklı olarak, SimMechanics bloklar fiziksel elemanları ve bunların birbirleri ile olan ilişkilerini temsil etmektedir. SimMechanics ortamında mekanik sistemlerin temsili blokların birbirleri ile bağ kurmasıyla sağlanmakta ve ayrıca bunu yaparken hiyerarşik düzende alt sistemler kurulabilmektedir.

SimMechanics modeller mekanik bir sistemin fiziksel yapısını temsil ederler ve sistemin hareket denklemleri kendiliğinden türetilir. Modellerde sıklıkla yer verilen bazı SimMechanics blokları Şekil 3.11’de görülmektedir.



Şekil 3.11 SimMechanics Blokları

3.3.2.2 Fiziksel Modelleme Blokları

Daha önce de belirtildiği gibi SimMechanics blokları ile matematiksel fonksiyonların doğrudan modellenmesi mümkün değildir ancak bu blokların her biri bir fiziksel anlama sahiptir. SimMechanics blok seti rijit cisimler, mafsallar, sensörler ve eyleyiciler, kısıtlayıcılar ve sürücüler ve de kuvvet elemanları için kütüphaneler içermektedir. SimMechanics standart blokların yanı sıra özellikle karmaşık sistemlerini modellenmesini oldukça kolaylaştıran birtakım gelişmiş işlevli bloklara sahiptir. Gelişmiş işlevli bloklara bir örnek "Joint Stiction Actuator" bloğudur. Bu blok ile herhangi bir mafsalın kilitlemesi ve/veya kilitli bir mafsalın bu durumundan kurtarılması yani kilidinin açılması mümkündür. Böyle bir blok elemanını geleneksel yöntemler ile modellemek oldukça zordur. Gelişmiş işlevli blokların diğer bir örneği ise "Dissassembled Joints" bloğudur. Kapalı döngülü bir topolojiye sahip fiziksel bir sistemde bu türden mafsalların kullanılması durumunda kullanıcıların sistemin içerdiği nonlineer denklemlerin çözümü için geçerli olan başlangıç durumlarını hesap etme zorunluluğu ortadan kalkmaktadır.

Standart Simulink blokları birbirinden ayrık durumda olan giriş ve çıkış portlarına sahiptirler. Bu bloklar arasındaki bağlantı sinyal çizgileri ile sağlanmaktadır ve bu portlar bir bakıma matematiksel fonksiyonlara olan girdileri ve bu fonksiyonlardan olan çıktılarını temsil etmektedirler. Newton'un üçüncü kanunu olan etki-tepki prensibine göre ise bu sinyal alışverişi mekanik sistemler için uygun düşmemektedir. Örneğin bir A cismi bir B cismine F kuvveti ile etkidiğinde B kuvveti de etki tepki prensibine göre A cismine $-F$ kuvveti ile etkiyecektir ki bu sinyal akışının yönü nün hangi bloktan hangi bloğa olacağı konusunda önemli bir sorun oluşturmaktadır. Bu sorunu çözmek için SimMechanics blokları arasında özel bağlantı sinyalleri kullanılmaktadır. Standart Simulink sinyal çizgilerine göre SimMechanics ortamına özel bağlantı sinyalleri bölünmemektedir ve ayrıca bu özel bağlantı sinyalleri ile standart Simulink bloklarına bağlantı kurulamamaktadır. SimMechanics blokları ile standart Simulink blokları arasında bağlantı kurabilmek için SimMechanics yazılımı kullanıcılarına sensör ve eyleyici blokları sağlamaktadır. Bu bloklar adeta standart Simulink bloklarına olan bağlantı birimleridir. Eyleyici(Actuator) blokları rijit cismin hareketini belirlemek için ve/veya ona etkiyen kuvvetleri ve momentleri tanımlamak için kullanılmaktadırlar.

Sensör blokları ise bunun tam tersini yapar ve rijit cismin mekanik değişkenlerini sinyallere çevirir.

3.3.3 Analiz Tipleri

SimMechanics modelin simüle edilmesi ile birtakım kinematik kısıtlar dayatılabilmekte, sistemi oluşturan rijit cisimlere kuvvet ve/veya momentler etki ettirilebilmekte ve benzetimin yapılması sonrası fiziksel sistemin hareketleri veya sisteme etki eden kuvvetler ölçülebilmektedir. Ayrıca elektrik motoru ve hidrolik silindir gibi sistemler geliştirilebilmekte ve test edilebilmektedir.

SimMechanics toplamda beş farklı analiz modunu destekleyebilmektedir:

Düz(Forward) Dinamik- Bu analiz yöntemi ile fiziksel sisteme çeşitli kuvvet ve momentler etki ettirilmesi sonucunda ortaya çıkan hareketler incelenmektedir.

Ters(Inverse) Dinamik ve Kinematik- Bu analiz yöntemi ile fiziksel sistemin yapması istenen hareket için gereksinim duyduğu kuvvet ve momentlerin incelemesi yapılmaktadır.

Budama(Trimming)- Bu analiz yöntemi ile sistem analizi ve lineerleştirme için kullanılacak kararlı durum denge noktaları tanımlanmaktadır.

Lineerleştirme(Linearization)- Bu analiz yöntemi ile fiziksel sistemin ona etkileyen kuvvetlerdeki, mafsallık ve kısıt konfigürasyonlarındaki ve başlangıç koşullarındaki değişimlere karşı davranışını tahmin edebilen bir lineer model ortaya çıkarılmaktadır. Genel olarak bakılacak olursa bu analiz tipleri ile SimMechanics kullanıcılarına mekanik sistemin performansını test etme, uygun tahrik sistemlerini seçme ve optimum düzeyde kontrolcü tasarımı yapma imkânı sağlanmaktadır.

Genellikle her bir analiz yöntemi için farklı bir modelin kurulması gerekmektedir. Çünkü her bir analiz tipi için tanımlardan da anlaşılacağı üzere farklı mekanik değişkenlere gereksinim duyulmaktadır. Dün dinamik analiz tipinde çözüme ulaşmak için sistemi oluşturan elemanların başlangıç pozisyonlarına, hızlarına ve ivmelerine ve ayrıca sisteme etkileyen kuvvetlere gereksinim duyulmaktadır. Ters dinamik ve

kinematik analiz modlarını kullanmak için ise benzetimlerin yapılmasında önce sistemi oluşturan elemanlarının her birinin pozisyonları, hızları ve ivmeleri tamamıyla tanımlanmış olmalıdır.

3.3.4 SimMechanics ile Modelleme

SimMechanics gövde, mafsal, koordinat eksen takımı ve kısıt elemanlarını içeren mekanik sistemleri modellemek için birtakım araçlar sunmaktadır. SimMechanics blokları mekanik olmayan çoklu alan etkilerini belirtmek için Simulink bloklarına bağlanabilmektedir. Birleşik Simulink ve SimMechanics blokları başka uygulamalarda kullanmak için alt sistemler olarak kaydedilebilmektedir.

3.3.4.1 SimMechanics Modeli Oluşturmak

Bir SimMechanics modeli oluşturmak bir Simulink modeli oluşturmak gibidir. Öncelikle bir Simulink penceresi açılır ve Simulink kütüphanesinden Simulink bloklarından uygun olanları pencereye sürüklenir ve burada bloklar yine uygun bir biçimde sinyal çizgileri ile birbirlerine bağlanır. F

SimMechanics blok kütüphanesi mekanik sistemleri modellemek için kullanıcılarına şu blok kütüphanesi şu blokları sağlamaktadır:

- Mekanik sistemi oluşturan elemanları ya da sistemin hareketsiz olan ortamını(örneğin yeryüzünü) temsil eden Gövde(Body) blokları
- Bir gövdenin diğer gövdeye ya da yeryüzündeki bir noktaya göre serbestlik derecesini temsil eden Mafsal(Joint) blokları
- Diğer bir gövde ile bağlantı halindeki bir gövdenin hareketlerini kısıtlayan ve/veya o gövdeyi birtakım hareketler yapmaya zorlayan Kısıt(Constraint) ve Sürücü(Driver) blokları
- Sistemi oluşturan elemanların başlangıç durumlarını belirleyen Başlangıç Durumu(Initial Condition) blokları
- Mafsal ve/veya gövdelere uygulanan kuvvet ve/veya hareketleri belirleyen Eyleyici(Actuator) blokları

- Mafsal ve gövdelere gelen kuvvetlerin ve/veya bunların hareketlerinin çıktısını sağlayan Sensör blokları

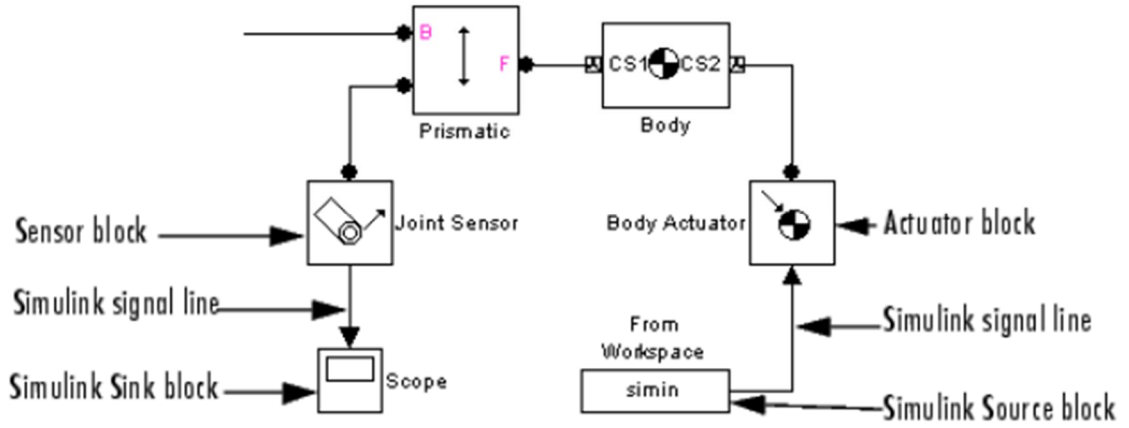
SimMechanics modellerde diğer Simulink kütüphanelerinde bulunan bloklar da kullanılabilir. Örneğin, SimMechanics sensör blokları Simulink Sinks kütüphanesinde yer alan Scope blokları ile mekanik modeli oluşturan gövde ve mafsallara gelen kuvvetleri ve bunların hareketlerini görüntülemek için bağlantı kurabilmektedir. Benzer şekilde, elemanlar arasında bağıl hareketler tanımlamak için Simulink Sources kütüphanesinde yer alan bloklar SimMechanics Sürücü(Driver) blokları ile bağlantı kurabilmektedirler.

3.3.4.2 SimMechanics Blokların Bağlanması

En genel halde, SimMechanics blokları birbirlerine bağlamak Simulink bloklarını birbirlerine bağlamak gibidir: bloklar arasında çizerek. Bununla birlikte SimMechanics blokları ile Simulink bloklarının birbirlerine bağlanması büyük farklılıklar içermektedir.

3.3.4.3 SimMechanics Blokları ile Simulink Blokları Arasında Bağlantı

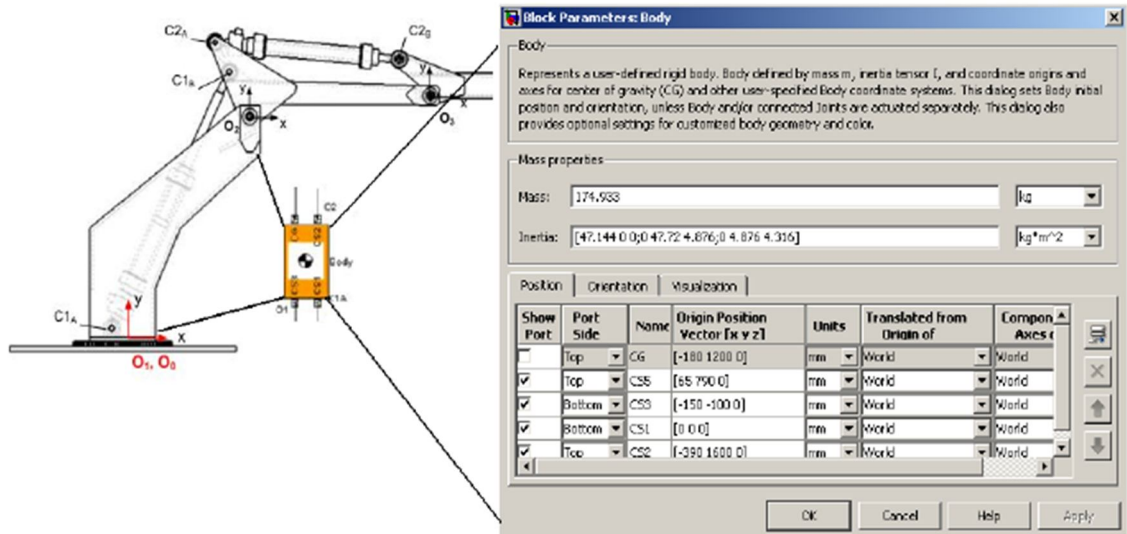
SimMechanics eyleyici blokları standart Simulink girişlerine sahiptirler. Böylelikle Simulink blokları SimMechanics blokları ile eyleyici bloklar vasıtası ile bağlantı kurabilmektedir. Benzer şekilde SimMechanics sensör blokları da standart Simulink çıkış portlarına sahiptirler. Böylelikle SimMechanics blokları Simulink blokları ile sensör blokları aracılığı ile bağlantı kurabilmektedir.



Şekil 3.12 SimMechanics Blokları ile Simulink Blokları Arasında Bağlantı

3.3.4.4 SimMechanics Blok Özelliklerinin Düzenlenmesi

Blok parametreleri blokların sahip oldukları diyalog kutuları aracılığı ile düzenlenebilmektedir(Şekil 3.13). Bunun için blok üzerine çift tıklanarak ya da blok üzerinde önce farenin sol sağ tuşuna tıklanıp aç komutu seçilerek diyalog kutusu açılmalıdır.

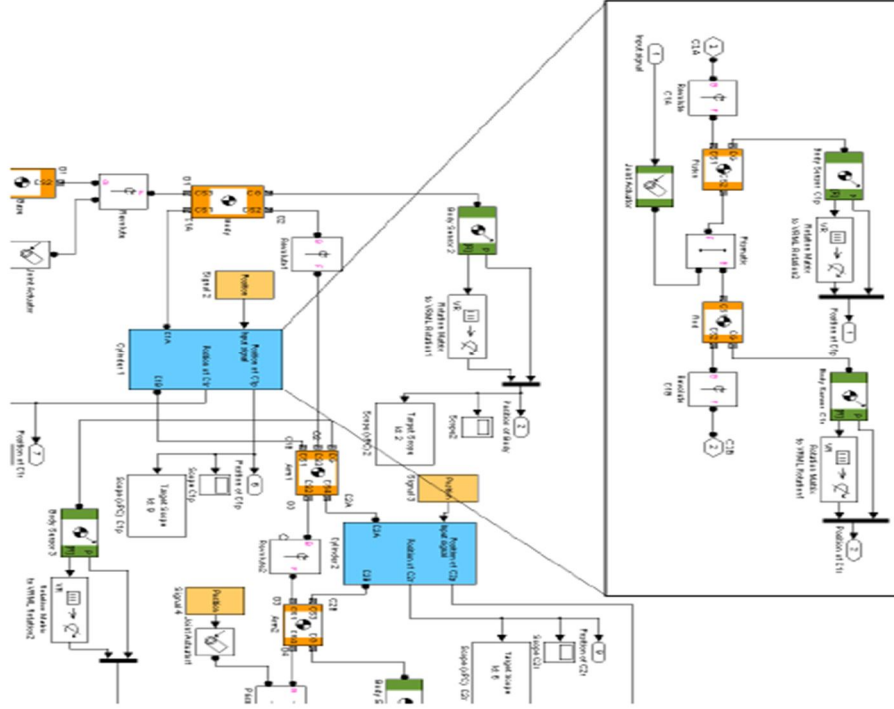


Şekil 3.13 SimMechanics Blok Özelliklerinin Düzenlenmesi

3.3.4.5 SimMechanics Alt sistemlerin Oluşturulması

Geniş, karmaşık yapılı modelleri analiz etmek çoğunlukla sıkıntılara sebep olmaktadır. Bu zorluk birbirleri ile bağlantılı blokların bir araya getirip alt sistemler oluşturularak giderilebilmektedir. Ayrıca bun yaparak oluşturulan alt sistemlerin başka modellerde de

kullanımının önu açılmaktadır.



Şekil 3.14 SimMechanics Alt sistemlerin Oluşturulması

Bunun yanı sıra standart Simulink blokları ile bağlantılı halde olan SimMechanics bloklarını içeren alt sistemlerde oluşturulabilmektedir.

3.3.4.6 Maskeler ile Özel SimMechanics Blokların Oluşturulması

SimMechanics ortamında kullanıcılar diledikleri takdirde örneğin küresel gövde gibi kendi bloklarını oluşturabilmektedirler. Bunu yapmak için öncelikle özel bloğun işlevselliğini ortaya koyan bir blok diyagramı oluşturulur ve bu bir alt sisteme dönüştürülür ve daha sonra bu alt sistem maskelenir. Özel blokların modeller arasında ya da diğer Simulink kullanıcıları arasında paylaşımını kolaylaştırmak için bir Simulink blok kütüphanesi yaratılmalı ve bu kütüphaneye maskelenmiş alt sistemler eklenmelidir.

4. BULGULAR

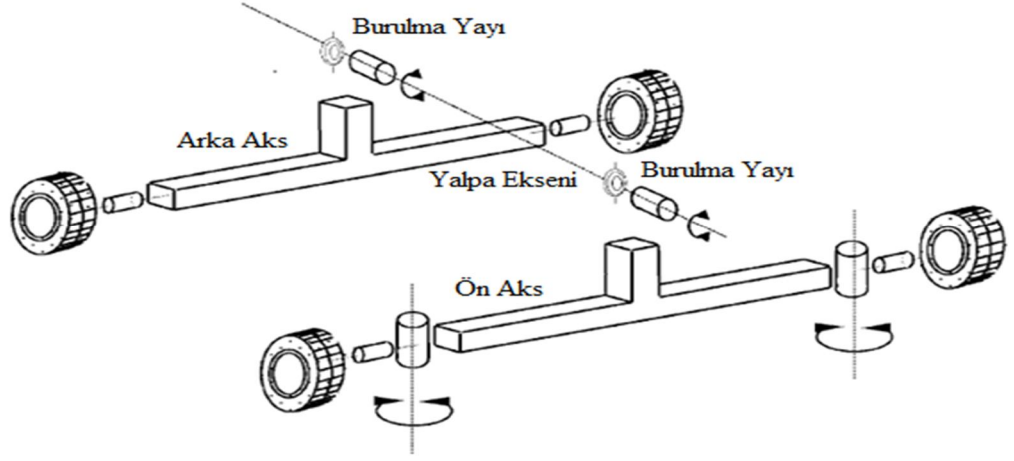
Bu bölümde SimMechanics fiziksel modelleme ortamında kurulan taşıt dinamiği modeli sunulmuştur. Dinamik modelin kurulumu için Eşdeğer Burulma Yayı Modeli referans alınmıştır(Blundell 1997). Eşdeğer burulma yayı modelinin referans model olarak seçilmesinin nedeni bu tez kapsamında çalışılan taşıt hareketlerine izin vermesidir.

4.1 Eşdeğer Burulma Yayı Modeli

Blundell(1997), taşıt dinamiği çalışmalarının farklı uygulamaları için dört farklı taşıt dinamiği modeli geliştirmiştir. Bu modeller şunlardır:

- (i) İndirgenmiş kütle modeli: İndirgenmiş kütle modelinde süspansiyon sistemi tek bir kütleyle indirgenmiştir ve süspansiyon taşıt gövdesine göre sadece dikey yönlü hareketler yapabilmektedir.
- (ii) Eşdeğer burulma yayı modeli: Eşdeğer burulma yayı modelinde taşıt gövdesi sabit bir eksen etrafında dönme hareketi yapabilmektedir. Bu eksen ön ve arka dönem merkezlerini birleştiren doğrudur ve yalpa eksenini olarak adlandırılmaktadır.
- (iii) Salıncak kolu modeli: Salıncak kolu modelinde süspansiyon sistemi bir salıncak kolu gibi davranır ve her bir süspansiyon sisteminin anlık dönme merkezlerine konumlanan noktalar etrafında dönme hareketi yapar.
- (iv) Bağlantı modeli: Bu modelde süspansiyon mekanizmaları ile bunlara eşlik eden burç vb. elemanların bağlantıları gerçek sisteme mümkün olduğunca çok yaklaşma için detaylı bir şekilde modellenmiştir.

Eşdeğer burulma yayı modeli, indirgenmiş kütle modelinde tek bir kütleyle indirgenen süspansiyon sisteminin taşıt gövdesine dönel mafsallar ile bağlı halde bulunan ön ve arka rijit iki aks olarak modellenmesi ile geliştirilmiştir. Dönel mafsallar ön ve arka aksların yalpa merkezlerine yataklanmıştır. Taşıtın yalpa rijitliğini temsil etmek için ön ve arka dönme merkezlerine birer burulma yayı yerleştirilmiştir.



Şekil 4.1 Eşdeğer Burulma Yayı Modeli(Blundell 1997)

Modelin hareketini yöneten denklemler aşağıdaki gibidir:

$$\sum F_x = m \left(\ddot{x} - \dot{y} \dot{\psi} \right) + (m_r l_r - m_f l_f) \dot{\psi}^2 - 2m_s h \psi \ddot{\phi} \quad (4.1)$$

$$\sum F_y = m \left(\ddot{y} - \dot{x} \dot{\psi} \right) + (m_f l_f - m_r l_r) \ddot{\psi} - m_s h \ddot{\phi} \quad (4.2)$$

$$\sum M_z = I_{zz} \ddot{\psi} + (m_f l_f - m_r l_r) \dot{x} \dot{\psi} + (m_f l_f - m_r l_r) \ddot{y} - I_{xz} \ddot{\phi} \quad (4.3)$$

$$\sum M_x = I_{xx} \ddot{\phi} - I_{xz} \ddot{\psi} \quad (4.4)$$

$$\sum F_x = m \ddot{x} = F_{x,fl} + F_{x,fr} + F_{x,rl} + F_{x,rr} + F_{x,w} + F_{x,g} + F_r \quad (4.5)$$

$$\sum F_y = m \ddot{y} = F_{y,fl} + F_{y,fr} + F_{y,rl} + F_{y,rr} + F_{y,w} + F_{y,g} \quad (4.6)$$

$$\sum M_z = l_f (F_{y,fl} + F_{y,fr}) - l_r (F_{y,rl} + F_{y,rr}) - \frac{t}{2} (F_{x,rr} + F_{x,fr} - F_{x,rl} - F_{x,fl}) \quad (4.7)$$

$$\sum M_x = (m_s gh - K_s) \emptyset - C_s \dot{\emptyset} - m_s h \left(\ddot{y} + \dot{x} \dot{y} \right) \quad (4.8)$$

Yalpa rijitliğinin tahmini ön ve arka aksların her birinin yalpa rijitlik katsayısı ve yalpa sönümleme katsayısının ayrı ayrı analiz edilmesiyle yapılabilmektedir. Yalpa sönümleme katsayısının tahmini için eşdeğer bir sönümleyici eleman kullanıldığı varsayımı yapılarak ve gerekli katsayıları hesaplamak için damperlerin dönme merkezine göre konumları kullanılarak elde edilmektedir. Yalpa rijitliğinin tahmini için yine benzer bir yöntem kullanılmaktadır ama bu duruma yalpa hareketini engelleyici çubuklarının katkısı da göz önüne alınmalıdır.

4.2 SimMechanics Benzetim Modeli

Bu tez çalışmasında kullanılan ana model eşdeğer burulma yayı modeli temel alınarak çoklu gövde yaklaşımı ile kurulmuştur. Eşdeğer burulma yayı modeli ile taşıtın yalpa hareketinin de çalışılabilir olması modeli avantajlı kılan yönlerinden bir tanesidir. Matlab/Simulink ile bütünleşik halde çalışan SimMechanics yazılımından mevcut taşıtın çok gövdeli dinamik modelinin kurulması için yararlanılmıştır. SimMechanics fiziksel modelleme ortamı, kullanıcılarına, rijit cisimlerin birbirleri ile olan etkileşimlerinin tanımlanması yolu ile 3-boyutlu çok gövdeli mekanik sistemlerin modellenmesini sağlamaktadır. Adams gibi günümüzde mevcut pek çok çok gövdeli sistem analizi yazılımı olmakla beraber bu tez çalışmasında SimMechanics yazılımının kullanılmasının esas amacı modelin doğrulanmasının ardından yapılacak optimizasyon, kontrolcü tasarımı vb. uygulamalar için Matlab'ın sunduğu tüm özelliklerden etkin bir şekilde yararlanmaktır.

SimMechanics modelleme ortamında taşıt sistemini oluşturan her bir eleman birbirlerine hareket kısıtlayıcılar olarak da bilinen mafsallar ile bağlanmıştır. Her bir mafsal kendisine bağlı bulunan cismin en fazla üç öteleme, üç de dönme olmak üzere

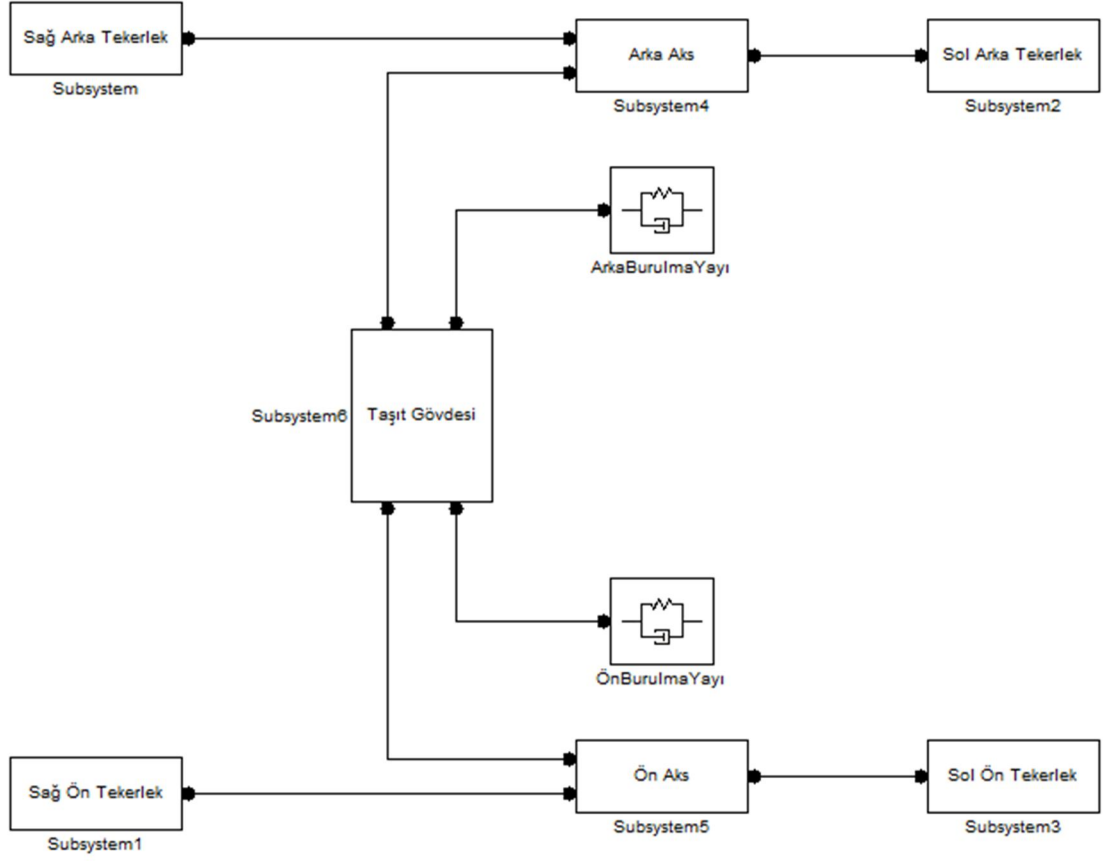
toplamda altı hareket yapmasına imkân tanıyabilmektedir. Taşıt sistemi, sağ ve sol taraflarına birer tekerlek bağlı olan ve taşıtın ön ve arka kısımlarına birer tane bulunan iki aks içermektedir. Her iki aks, taşıt sistemi içerisindeki bütün yayılı yükleri temsil eden taşıt gövdesine eşdeğer burulma yayı modeline uygun olarak birer dönel mafsal ile bağlanmıştır. Ön ve arka akslar ile taşıt gövdesi arasında yalpa serbestlik derecesine izin veren bağlantı ön ve arka dönme merkezlerini birleştiren doğru olarak tanımlanan sabit bir yalpa eksenini taşıt gövdesi için oluşturmaktadır. Ön tekerleklerin ön aks ile olan bağlantısı y ve z eksenleri etrafında dönme hareketlerine izin veren iki serbestlik dereceli bir mafsal kullanılarak sağlanmıştır. Arka tekerleklerin arka aks ile olan bağlantısı ise sadece y eksenini etrafında dönme hareketine izin veren bir dönel mafsal kullanılarak sağlanmıştır. Dolayısıyla bu modelde sadece ön tekerlekler yönlendirilebilmektedir.

Taşıtın düşey hareketlerinin incelemesi sırasında karşılaşılan yaygın problemlerden biri taşıtın kendi ağırlığından ötürü serbest düşme hareketi yapmasıdır. Gerçekte ise yerden gelen ters kuvvet taşıtın böyle bir hareket yapmasına engel olmaktadır. Bu sebeple taşıtın dikey yönlü hareketlerinin çalışılması için mutlaka yer ile taşıt arasında yerden gelen kuvvet reaksiyonlarını temsil eden matematiksel bir modelin kurulması gerekmektedir. Bu tezde taşıtın dikey yönlü hareketleri çalışılmadığından böyle bir modelin kurulmasına gerek görülmemiştir. Bu çalışmada tekerleklerin temsili birer rijit disk ile yapılmıştır.

Taşıt dinamiği problemleri için en can alıcı noktalardan bir tanesi tekerleğin modellenmesidir. Özellikle taşıtın yanal hareketleri için gerekli olan kuvvetin çoğu tekerleklerden gelmektedir. Bununla beraber hem tekerlek modellemenin zaman alıcı bir aktivite olması hem de bu tezin hazırlanması için gerekli sürenin kısalığı sebebiyle tekerlek modeli kurulmamıştır. Bunun yerine SimMechanics benzetim modeline yanal hareket yaptırabilmek için fiziksel testler sırasında ölçülen yanal ivme değerleri modele giriş olarak verilmiştir.

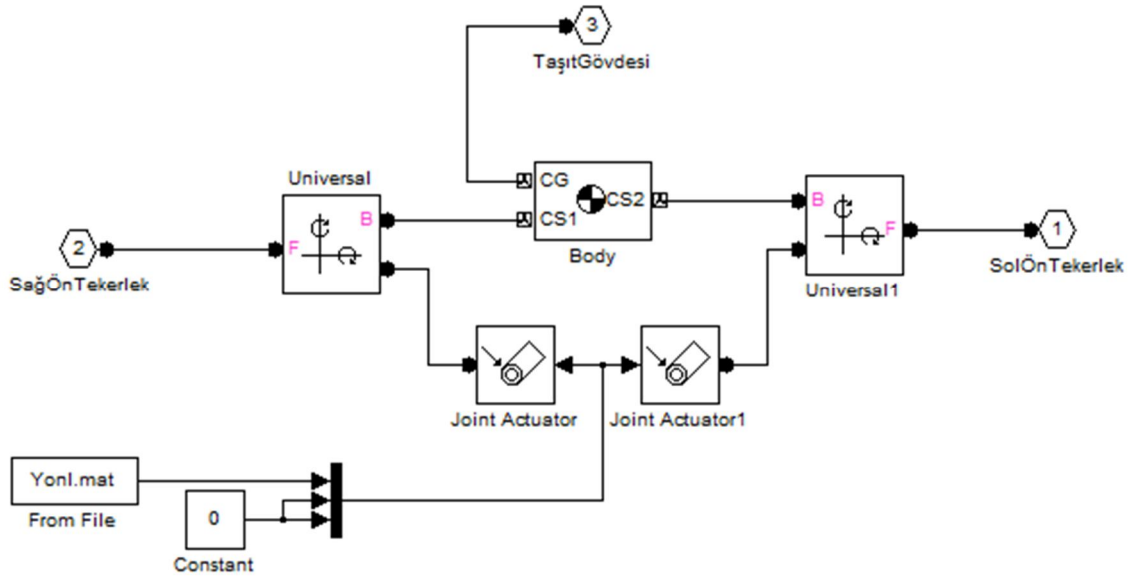
SimMechanics benzetim modelinin genel yerleşkesi Şekil 4.2'de görülmektedir. Model toplamda yedi alt sistemden oluşmaktadır. Bu alt sistemler sağ arka tekerlek, sol arka

tekerlek, sağ ön tekerlek, sol ön tekerlek, ön aks, arka aks ve taşıt gövdesi alt sistemleridir.



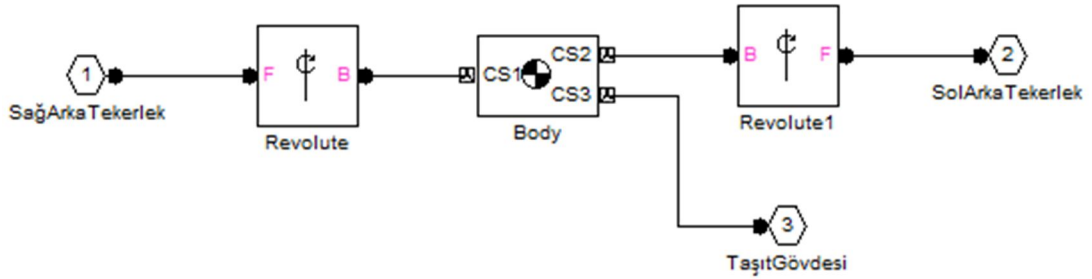
Şekil 4.2 SimMechanics Benzetim Modelinin Genel Şeması

Şekil 4.3’de gösterilen ön aks alt sistemi her iki tarafında tekerlek alt sistemleri ile iki serbestlik dereceli birer mafsal ile bağlantılı haldedir. Buna ek olarak, ön aks ile taşıt gövdesi arasındaki bağlantı taşıt gövdesinin yalpa hareketi yapmasına izin veren tek serbestlik dereceli bir mafsal kullanılarak yapılmıştır.



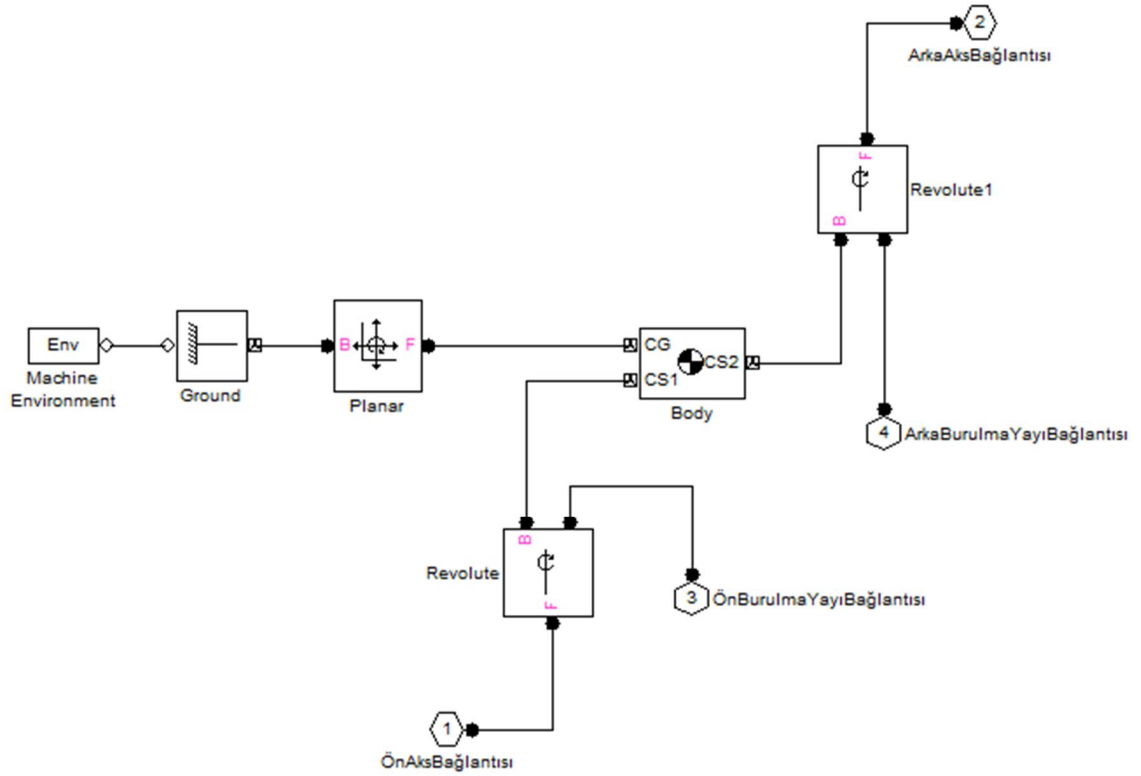
Şekil 4.3 Ön Aks Alt Sistemi

Şekil 4.4’de gösterilen arka aks alt sistemi her iki tarafında tekerlek alt sistemleri ile tek serbestlik dereceli birer dönel mafsal ile bağlantılı haldedir. Buna ek olarak, arka aks ile taşıt gövdesi arasındaki bağlantı taşıt gövdesinin yalpa hareketi yapmasına izin veren tek serbestlik dereceli bir mafsal kullanılarak yapılmıştır. Ön aks ile arka aks alt sistemleri arasındaki en belirgin fark ön tekerleklerin yönlendirilebilmesi ve arka tekerleklerin ise yönlendirme hareketi yapmasına izin verilmemesidir.



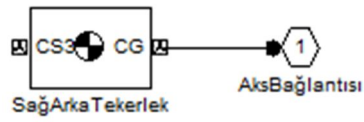
Şekil 4.4 Arka Aks Alt Sistemi

Yukarıdaki bilgilerin ışığında geliştirilen taşıt gövdesi taşıt gövdesi alt sistemi Şekil 4.5’deki gibidir. Taşıt gövdesinin yer ile olan bağlantısı iki öteleme hareketine (yanal ve boylamasına) ve bir de dönme hareketine (savrulma hareketi) izin veren bir mafsal aracılığı ile sağlanmıştır.



Şekil 4.5 Taşıt Gövdesi Alt Sistemi

Tekerlek alt sistemleri ise daha önce de belirtildiği gibi bir adet gövde bloğundan ve bir adet de onları akslara bağlayan bağlantı elemanından oluşmaktadır.



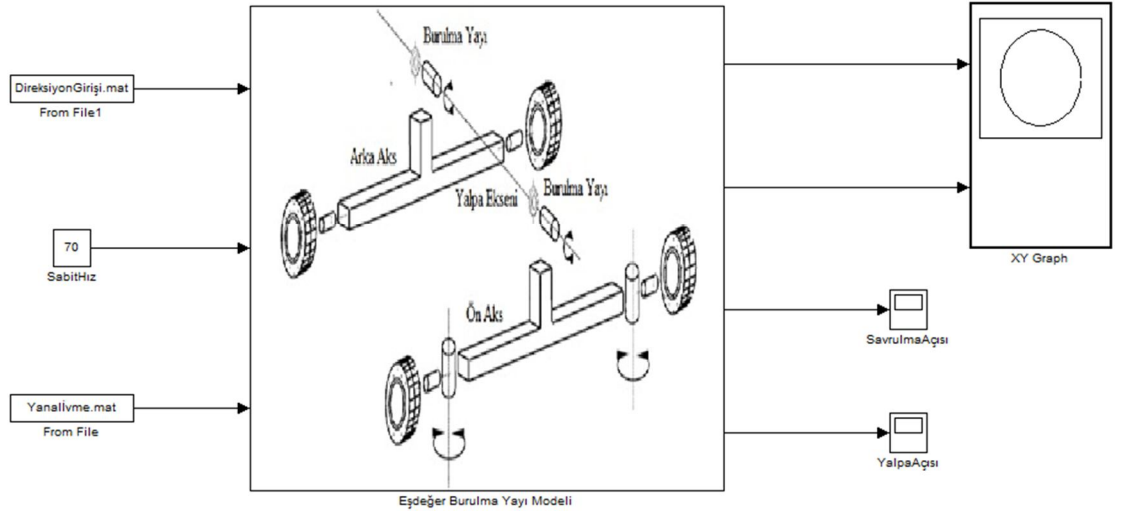
Şekil 4.6 Sağ Arka Tekerlek Alt Sistemi

5. SONUÇ

Bu bölümde benzetim sonuçları ile test datalarının bir karşılaştırması SimMechanics fiziksel modelleme ortamında kurulan dinamik modelin doğruluğunu araştırmak üzere yapılmıştır.

Bu tez çalışmasında kurulan modelin doğrulama çalışmalarında gerçek bir sürüş durumunu temsil etmesinden ötürü otomotiv üreticilerinin de sıklıkla yararlandığı ISO Şerit Değişirme testi kullanılmıştır.

Şekil 5.1, üçüncü bölümde kurulan dinamik modelin en basite indirgenmiş bir halidir. Şekle göre dinamik modele olan girdi parametrelerinin direksiyon girişi, sabit hız değeri ve testler sırasında elde edilen yanıl ivme değeri olduğu görülebilmektedir. Modelin çıktı parametreleri ise taşıtın boylamasına konumu, yanıl konumu, savrulma açısı ve yalpalama açısıdır. Bunun yanı sıra savrulma ve yalpalama açılarının zamana göre türevini alarak taşıtın savrulma oranı ve yalpalama oranı değeri de incelenebilmektedir.



Şekil 5.1 Dinamik Modelin Girdi ve Çıktı Parametreleri

Şekil 5.1' e göre model doğrulaması için yapılacak ISO Şerit Değişirme testi sırasında ölçülmesi gerekli parametreler sürücünün direksiyon girdileri ile beraber taşıtın yanıl ivme değeri, savrulma açısı değeri, yalpalama açısı değeri ve boylamasına ve

yanal pozisyonlarıdır.

Bu bölümün ilk kısmında yukarıda belirtilen ölçümleri yapmak için test taşıtın çeşitli ölçüm aletleri ile donatılması ve bu şekilde de testler için yapılan hazırlık anlatılmıştır. İkinci kısımda IO Şerit Değiştirme testinin genel prosedürü sunulmuştur. Son kısımda ise test dataları ile benzetim modelinden alınan sonuçlar karşılaştırılmıştır.

5.1 Fiziksel Testler İçin Kullanılan Donanımlar

Model doğrulama çalışmasının birtakım giriş/çıkış parametreleri gerektiresinden ötürü fiziksel testler sırasında bazı özel donanımlar vasıtası ile taşıtın ilgili değerlerinin ölçülmesi ve bu verilen toplanması gerekmektedir. Ayrıca bu verilerin güçlü bir yazılım aracılığı ile işlenmesi de önem arz etmektedir. Bu çalışmada verileri işlemek için Dewesoft yazılımı kullanılmıştır. Data toplama cihazı, çeşitli sensörler vb. testler sırasında kullanılan donanımlardır.

(i) Data Toplama Cihazı

Testler sırasında gerekli dataların elde edilmesi için bir data toplama sistemine gereksinim duyulmaktadır(Şekil 5.2). Model doğrulama çalışmaları için gereksinim duyulan verilen belli bir çözünürlükte elde edilmesi gerekmektedir. Data toplama sistemleri verilerin işlenmesi, düzenlenmesi ve benzeri işlemler için bir yazılımı kullanmak durumundadırlar. Bu tez çalışmasında Dewesoft yazılımı kullanılmıştır.



Şekil 5.2 Data Toplama Sistemi

(ii) Direksiyon Simidi Yönlendirme Sistemi

Testler sırasında sürücünün arzu edilen manevrayı yapabilmek için direksiyon girişlerini ölçmek için bir sensör sisteminin kullanılması gerekmektedir(Şekil 5.3). Bu tür sistemlerin montajı gerçek direksiyon simidinin yerini alacak şekilde yapılmaktadır.



Şekil 5.3 Direksiyon Mili Yönlendirme Sistemi

(iii) Gyro Sensör

Model doğrulama çalışmaları için gereksinim duyulan parametreler olan yanal ivme, yalpalama ve savrulma açısı değerleri gyro sensör kullanılarak ölçülmektedir(Şekil 3.5). Gyro sensör taşıtın ağırlık merkezine konumlandırılmaktadır.



Şekil 5.4 Gyro Sensör

(iv) İlerleme Hız Sensörü

Her ne kadar ISO Şerit Değişirme taşıtın testin gerektirdiği manevrayı sabit hızla yapmasını gerektirse de bunu yapmak deneyimli test sürücülerini için bile oldukça zor olmaktadır. Bu sebeple taşıtın ilerleme hızının arzu edilen hızdan ne kadar saptığının belirlenmesi için ölçülmesi gerekmektedir. Bunun için fiziksel testler esnasında ilerleme hız sensörü kullanılmıştır(Şekil 5.5).



Şekil 5.5 İlerleme Hızı Sensörü

(iii) Dewesoft Yazılımı

Dewesoft 7 yazılımı, veri toplama sistemi aracılığı ile toplanan verilerin bilgisayar ortamına aktarılmasında kullanılmıştır. Dewesoft ürünleri ile kullanılabilen Dewesoft 7 yazılımının oldukça gelişmiş veri toplama ve veri işleme kabiliyetleri bulunmaktadır.

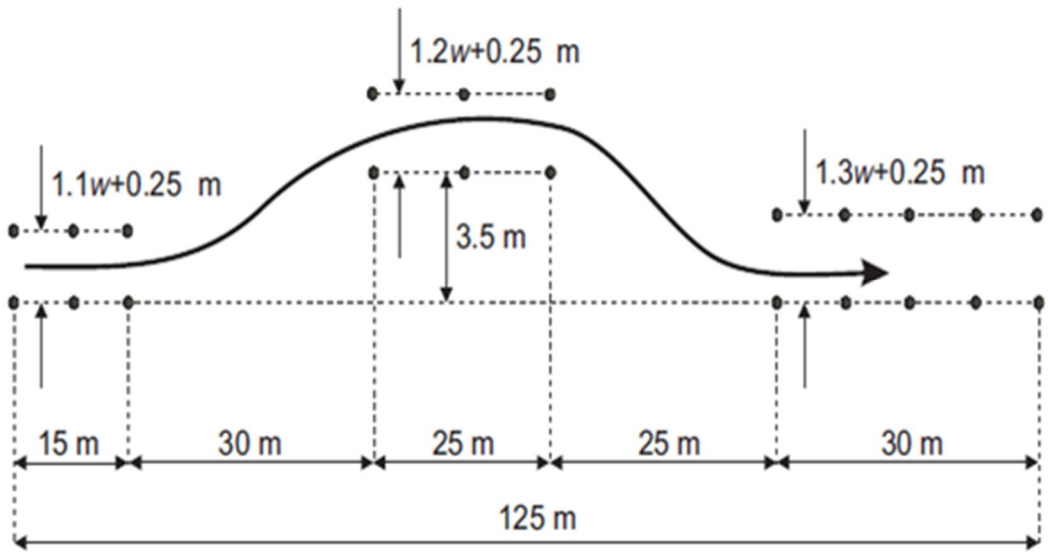


Şekil 5.6 Dewesoft 7 yazılımı

5.2 ISO Şerit Değişirme Testi

ISO Şerit Değişirme testi taşıtın yol tutuş davranışını ölçmek üzere kullanılan testlerden bir tanesidir. Yol tutuş testi ISO tarafından standartlaştırılmıştır ve aslında bazı kazadan sakınma senaryolarının temsildir.

Fiziksel testler sırasında alınan ölçümlerin kabul edilebilir olması için ISO'nun tanımladığı yolu takip edilmesi ve bu yolun sınırlarının hiçbir şekilde ihlal edilmemesi gerekmektedir (Şekil 5.7).



Şekil 5.7 ISO Şerit Değişirme Test Yolu

ISO Şerit değişirme testinin yapılmasından sonra elde edilen ölçümler kullanılarak aşağıda belirtilen grafikler çizdirilmelidir:

1. Taşıtın x-y düzleminde takip ettiği yol
2. Taşıtın boyuna doğrultudaki hızının zamana göre değişimi
3. Taşıtın yanal ivmesinin zamana göre değişimi
4. Taşıtın savrulma hızının zamana göre değişimi
5. Taşıtın yalpa açısının zamana göre değişimi
6. Taşıtın yalpalama açısına karşı yanal ivmelenmesi

ISO Şerit değiştirme testi yzeyi dzyęyn, kuru, temiz ve asfalt kaplama olan yollarda yapılmalıdır. Bu ozelliklere sahip olduğundan ISO Şerit Değiştirme testlerinin Bursa' da bulunan Yunuseli Havaalanı pistinde yapılmıştır (Şekil 5.8 ve Şekil 5.9).



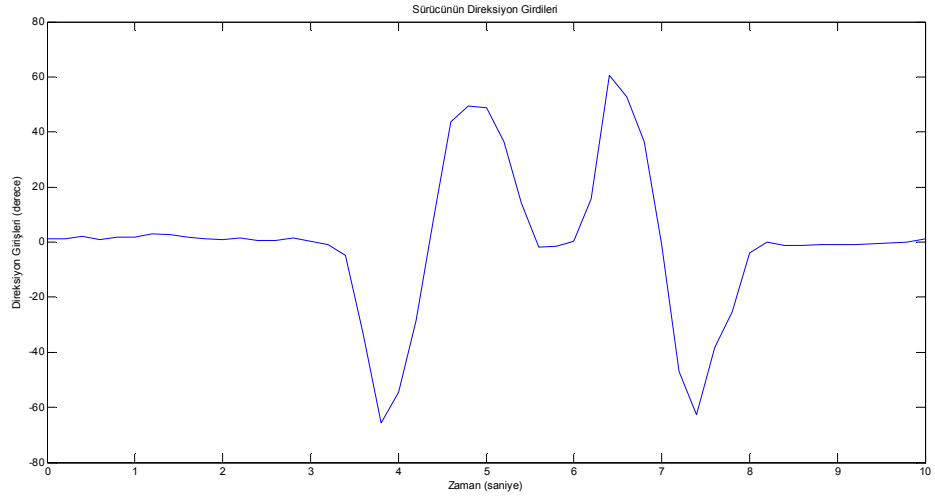
Şekil 5.8 Test Pisti Kuşbakışı Gzręnümü (Yunuseli Havalimanı)



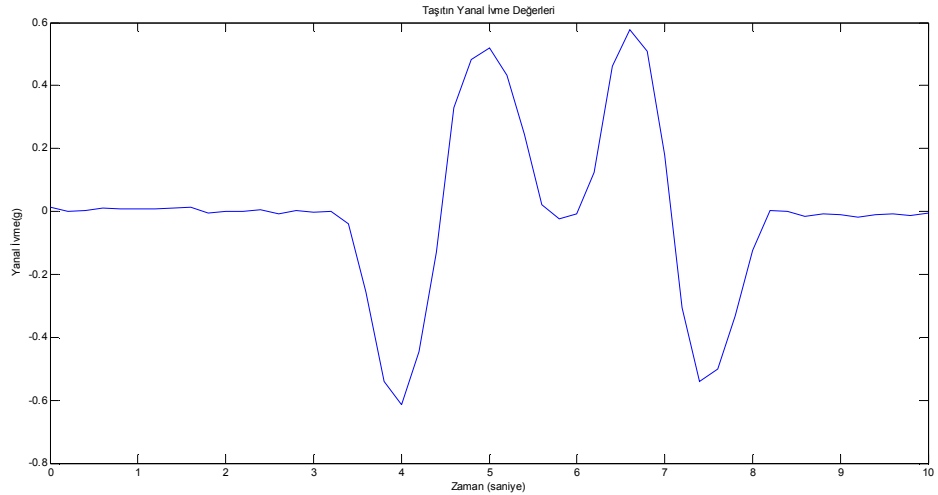
Şekil 5.9 Test Taşıtı ve Test Pisti Yakın Gzręnümü

5.3 Benzetim ve Deneysel Verilerin Karşılaştırması

SimMechanics fiziksel modelleme ortamında kurulan dinamik modelin girdi parametreleri taşıtın boylamasına hızı, yanal ivmesi ve sürücünün direksiyon girişleridir. Sürücünün direksiyon girişleri bu modelde tekerlek modelinin kullanılmaması nedeniyle benzetimin sadece biraz daha gerçekçi olması için kullanılmıştır. Taşıtın boylamasına hızı fiziksel testler esnasında bir miktar değişiklik gösterse de yapılan simülasyonlarda 70 km/saat sabit olarak alınmıştır. Şekil 5.10 ve Şekil 5.11’de fiziksel testler sırasında elde edilen ve modelin girdi parametreleri olan yönlendirme girişi ve yanal ivme değerlerini göstermektedir.

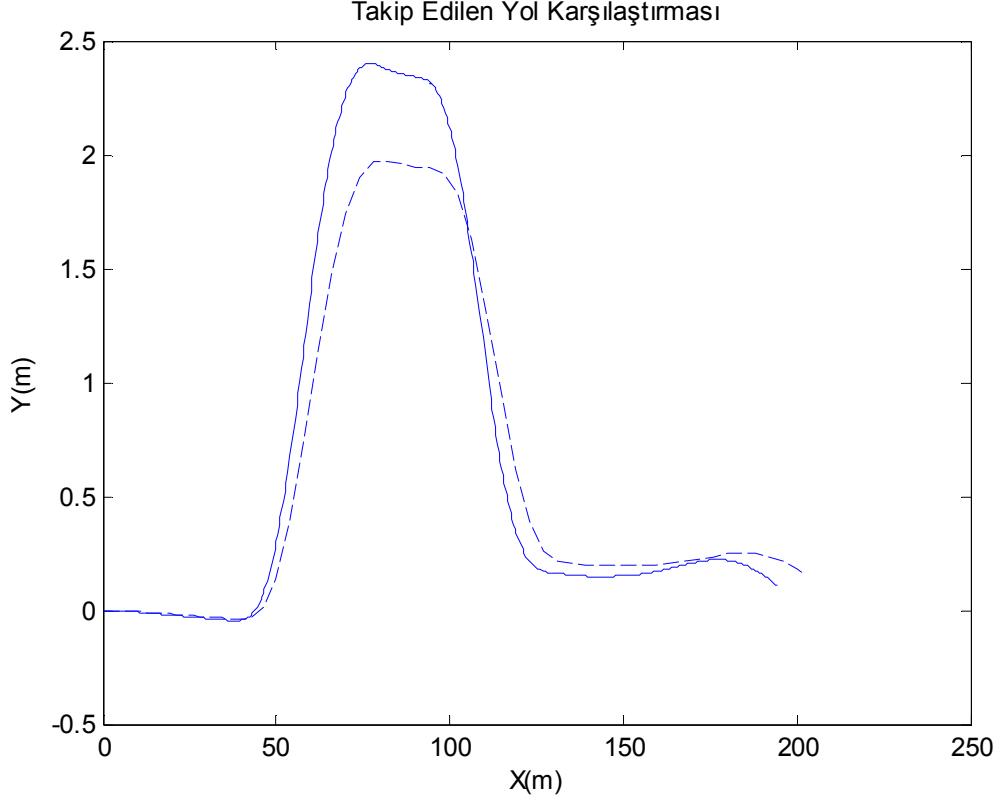


Şekil 5.10 Sürücünün Direksiyon Girdileri



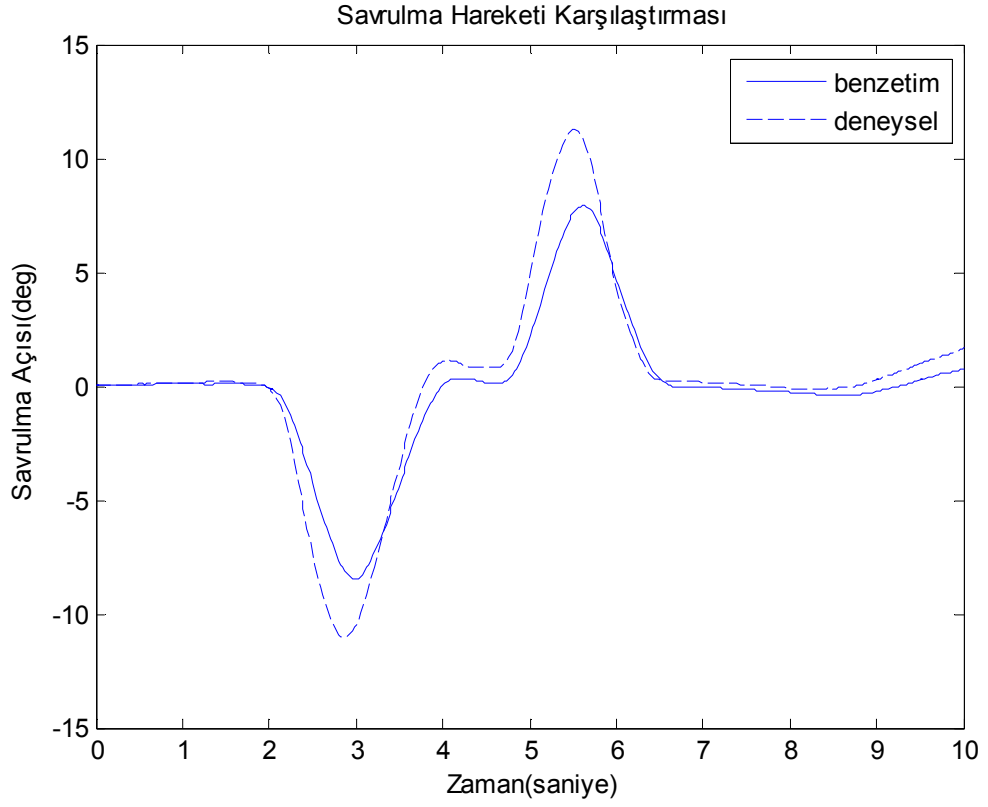
Şekil 5.11 Taşıtın Yanal İvme Değerleri

Şekil 5.12, gerçek taşıtın ve benzetim modelinin şerit değiştirme manevrası sırasında takip ettikleri yolu göstermektedir. Şerit değiştirme sırasında benzetim modelinin yanal hareketi gerçek taşıtın yanal hareketine göre önemli miktarda saptığı gözlenmektedir.



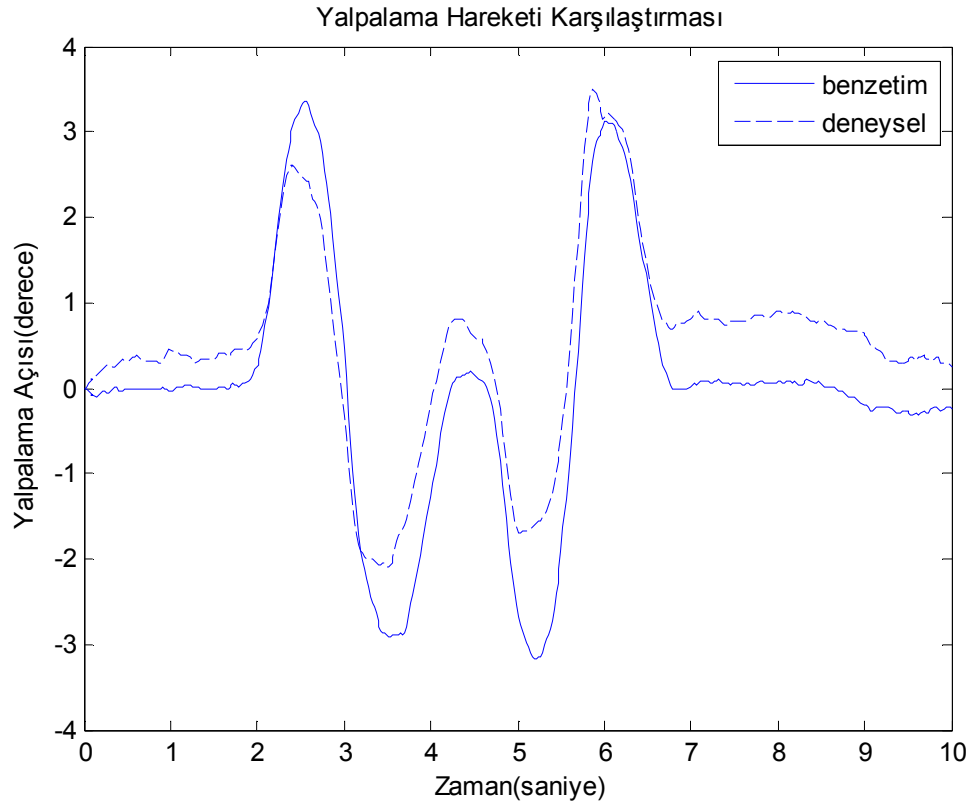
Şekil 5.12 Takip Edilen Yol

Şekil 5.13, gerçek taşıt ile benzetim modelinin şerit değiştirme testi sırasında yaptıkları savrulma hareketini göstermektedir. Gerçek taşıt ile benzetim modelinin yaptıkları savrulma hareketi benzer karakteristik göstermekle beraber özellikle şerit değiştirme esnasında savrulma açıları arasında ihmal edilemeyecek büyüklüklerde farkların olduğu gözlemlenmektedir.



Şekil 5.13 Savrulma Açısı

Şekil 5.14, gerçek taşıt ile benzetim modelinin şerit değiştirme testi sırasında yaptıkları yalpalama hareketini göstermektedir. Gerçek taşıt ile benzetim modelinin yaptıkları yalpalama hareketi benzer karakteristik göstermekle beraber özellikle şerit değiştirme esnasında savrulma açıları arasında ihmal edilemeyecek büyüklüklerde farkların olduğu gözlemlenmektedir.



Şekil 5.14 Yalpalama Açısı

KAYNAKLAR

Alan, H. 2002. Correlation of subjective and objective handling of vehicle behaviour. Ph.D. Thesis, The University of Leeds, School of Mechanical Engineering.

Allen R.W., Szostak, T., Rosenthal, T.J., Jonston, D.E. 1986. Test methods and computer modeling for the analysis of ground vehicle handling. *SAE Technical Paper Series, 861115.*

Allen, R.W., Rosenthal T.J., Klyde D.H., Owens, K.J., Szostak H.T. 1991. Characteristics influencing ground vehicle lateral/directional stability. *SAE Technical Paper Series, 920054.*

Allen, R.W., Rosenthal T.J., Klyde D.H., Owens, K.J., Szostak H.T. 1992. Validation of ground vehicle computer simulations developed for dynamics stability analysis. *SAE Technical Paper Series, 920054.*

Allen, R.W., Rosenthal T.J. 1993. A computer simulation analysis of safety maneuvers assessing ground vehicle dynamic stability. *SAE Technical Paper Series, 930760.*

Allen, R.W., Rosenthal T.J., Klyde D.H., Hogue J.R. 1999. Computer simulation analysis of light vehicle lateral diectional dynamic stability. *SAE Technical Paper Series, 1999-01-0124.*

Antoun R.J., Hackert P.B., O'Leary, M.C., Sitchin, A. 1986. Vehicle dynamic handling computer simulation- model development, correlation and application using ADAMS. *SAE Technical Paper Series, 9860574.*

Becker, G., Fromm, H., Maruhn, H. 1931. Vibrations of the steering systems of automobiles. Berlin.

Blundell, M.V. 1991. Full vehicle modeling and simulation using the ADAMS software system. Autotech '91.

Blundell, M.V., Phillips, B.D.A., Mackie A. 1996. The role of multibody system

analysis in vehicle design. *Journal of Engineering Design*, 7(4):377-396.

Clover C.L, Bernard, H. 1993. The influence of lateral load transfer distribution on directional response. *SAE Technical Paper Series*, 930763.

Goland, M., Jindra, F. 1961. Car handling characteristics. *Automobile Engineer*, 51(8):296-302.

Hamblin, B.J. 2007. Vehicle rollover prediction from low order dynamic models on varying terrain encountered during median traversal. M.Sc. Thesis, The Pennsylvania

Hegazy, S., Rahnejat, H., Hussain, K. 1999. Multibody dynamics in full vehicle handling analysis. *Proceeding Institution of Mechanical Engineers*, 213(1): 19-31.

Heydinger, G.J. 1990. Improved simulation and validation of road vehicle handling dynamics. Ph.D. Thesis, The Ohio State University.

Heydinger, G.J., Garrot, W.R., Christos J.P., Guenther D.A. 1990. Methodology for validating vehicle dynamics simulations. *SAE Technical Paper Series*, 900128.

Heydinger, G.J., Grygier P.A., Lee, S. 1993. Pulse testing techniques applied to vehicle handling dynamics. *SAE Technical Paper Series*, 930828.

Masota A. 2009. Vehicle handling dynamics: Theory and applications. Oxford:Elsevier State University.

McHenry, R., Deleys, N. 1968. Vehicle dynamics in single vehicle accidents. *Cornell Aeronautical Laboratory Inc.*, Technical Report Call No. VJ-2251-V-3.

Morman, K.N. 1977. Nonlinear model formulation for the static and dynamic analysis of front suspensions. *SAE Technical Paper Series*, 770052.

Nalecz, A.G. 1987. Investigation into the effects of suspension design on stability of light vehicles. *SAE Technical Paper Series*, 870497.

Nalecz, A.G. 1992. Development and validation of light vehicle dynamics simulation.

SAE Technical Paper Series, 920056.

Okada, T., Takiguchi, T., Nishioka, M., Utsonomiya, G. 1973. Evaluation of vehicle handling and stability by computer simulation at first age of vehicle planning. *SAE Technical Paper Series, 730525.*

Oley, M. 1937. Stable and unstable steering. General Motors Corporation.

Radt, H.S., Miliken W.F. 1960. Exactly what happens when an automobile skids? *SAE Journal.*

Sayers, M.W. 2010. Vehicle models for RTS applications. *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, 32(4-5):421-438.*

Segel, L. 1956. Research in the fundamentals of automobile control and stability. *SAE National Summer Meeting.*

Segel, L. 1956. Theoretical prediction and experimental substantiation of the response of the automobile steering control. *Proceeding of Automobile Division: The Institution of Mechanical Engineer, 7:310-330.*

Speckhart, F.H. 1973. A computer simulation for three dimensional vehicle dynamics. *SAE Tehcnical Paper Series, 730526.*

Whitcomb, D.W., William, F.M. 1956. Desgin implications of a general theory f automobile stability and control. *Proceeding of Automobile Division: The Institution of Mechanical Engineer, 7:367-391.*

Yang, S.M., Kim, H.J. 2011. Derivation and validation of nonlinear governing equations for an analysis of vehicle handling. *International Journal of Automotive Technology, 12(4):531-570.*

Yoshinori, M., Matsushita, H. 1991. A simulation system for vehicle dynamics control. *SAE Technical Paper Series, 910240.*

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Ferdi PİR
Doğum Yeri ve Tarihi : Bursa, 12/02/1988
Yabancı Dili : İngilizce

Eğitim Durumu(Kurum ve Yıl)

Lise : Bursa ATATÜRK Lisesi,2006
Lisans : Uludağ Üniversitesi,2010
Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi,2013

Çalıştığı Kurum ve Yıl : Uludağ Üniversitesi 2012-...
İletişim(e-posta) : Bursa, 12/02/1988
Yayımları :