

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**6x2 AĞIR BİR TİCARİ TAŞITIN SEYİR DİNAMİĞİ ÖZELLİKLERİNİN
SAYISAL YÖNTEMLERLE İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Selim HASAĞASIOĞLU**

Anabilim Dalı : Makina Mühendisliği

Programı : Otomotiv

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Ahmet GÜNEY

HAZİRAN 2010

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**6x2 AĞIR BİR TİCARİ TAŞITIN SEYİR DİNAMİĞİ ÖZELLİKLERİNİN
SAYISAL YÖNTEMLERLE İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Selim HASAĞASIOĞLU
(503081715)**

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 04 Mayıs 2010

Tezin Savunulduğu Tarih : 10 Haziran 2010

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. Ahmet GÜNEY (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Murat EREKE (İTÜ)
Prof. Dr. İrfan YAVAŞLIOĞLU (YTÜ)**

HAZİRAN 2010

Anneme ve Abime

ÖNSÖZ

Bu çalışma Mercedes Benz Türk A.Ş’ de lisans 3. sınıftan sonra başladığım PEP (Stajer Geliştirme Programı) stajerliği döneminde (Temmuz 2007) ortaya çıkmıştır. Konu başlığı İTÜ’ de yüksek lisans öğrenimine başladığımda belirlenmiş, çalışmaların olgunlaştırılması ve sonuçların alınması Mercedes Benz Türk A.Ş. ve İTÜ bünyesinde gerçekleşmiştir.

Bilimsel ve mesleki desteklerinden dolayı tez danışmanlarım olan Dr. Orhan ATABAY’ a ve Prof. Dr. Ahmet GÜNEY’ e, çalışmanın her aşamasında her türlü desteğini hiçbir şekilde esirgemeyen ve çalışmanın temellerini atan çalışma arkadaşım ve dostum Yük. Mak. Müh. Koray KILIÇASLAN’a, çalışma boyunca istisnasız her konuda etkin tecrübesiyle destek olan, Knable& Associates firma sahibi Joe KNABLE’a, Michigan Üniversitesi ve “Mechanical Simulation” firmasından Prof. Dr. Thomas GILLESPIE’ ye, tezin temellerinin atılmasında ve tamamlanmasında yardımlarından dolayı Mercedes Benz Türk A.Ş. Kamyon Geliştirme Süspansiyon ve Direksiyon Sistemleri Grup Şefi İsmet UYGUR’a, tandem aks tasarımının büyük bir bölümünde emek sahibi olan, şu an DAIMLER AG’ de ve eskiden “MBtech” firmasında Türkiye temsilcisi olarak çalışan Dr. Cengiz BOZKURT’ a, TruckSim yazılımı konusunda bilgi ve tecrübelerinden faydalanılan, “Carsim Teknik Destek Ekibi’nden” Phil MATER’a ve Thomas LENHART’a teşekkür edilmektedir.

Her birinin üstün katkıları sayesinde bu çalışma hayata geçirilebilmiştir.

İlave olarak, yüksek lisans öğrenimim boyunca bana maddi olarak destek olan “Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu’ a (TÜBİTAK)” a teşekkür ederim.

Mayıs 2010

Selim Hasağasıoğlu

(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER	vii
KISALTMALAR	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
ÖZET.....	xv
SUMMARY	xvii
1. GİRİŞ	1
2. SEYİR DİNAMİĞİ VE SİMÜLASYONU.....	3
2.1 Seyir Dinamiğinde Modelleme ve Simülasyon Kavramları.....	5
2.2 Taşıt Dinamiği Simülasyonunun Zorlukları ve Avantajları	11
2.3 Alternatif Simülasyon Araçları	14
2.4 Taşıt Dinamiği Simülasyonunun Aşamaları	18
2.5 Taşıt Dinamiği Simülasyonunda Dikkat Edilmesi Gereken Hususlar	19
3. SEYİR DİNAMİĞİ PROGRAMLARINA GENEL BAKIŞ.....	21
3.1 SuspensionSim	21
3.1.1 SuspensionSim’de modelleme adımları.....	21
3.1.2 SuspensionSim sistem denklemleri.....	27
3.2 TruckSim	29
3.2.1 TruckSim sistem denklemleri ve integratörler.....	31
3.2.2 TruckSim’de kullanıcı arayüzleri.....	37
4. TAŞITIN SUSPENSIONSIM VE TRUCKSIM MODELLERİ	39
4.1 Ön Aks Tekerlek Asılışının SuspensionSim’de Modelleme Adımları	42
5. İNCELENECEK TAŞITIN TRUCKSIM MODELİ	59
5.1 Tüm Taşıt Modelinin TruckSim Ortamında Hazırlanması	59
5.2 Hazırlanan Tüm Taşıt Modeli İçin Senaryoların Hazırlanması	63
6. ANALİZLER	65
6.1 Sabit Yarıçaplı Dönemeç Hareketi.....	65
6.1.1 Sabit yarıçaplı dönemeç hareketi için teorik hesaplar.....	65
6.2 Çift Şerit Değiştirme	69
6.3 Analiz Sonuçları	70
6.3.1 Sabit yarıçaplı dönemeç hareketi	70
6.3.2 Çift şerit değiştirme.....	76
7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	79
KAYNAKLAR	81
EKLER.....	83
ÖZGEÇMİŞ.....	93

KISALTMALAR

MSC	: Mechanical Simulation Corporation
HiL	: Hardware in the Loop
SiL	: Software in the Loop
SusSim	: SuspensionSim

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 3.1 : TruckSim sayısal integral yöntemleri.....	32
Çizelge 4.1 : Ön aks tekerlek asılışı bağlantı elemanı özellikleri.....	45
Çizelge 4.2 : Ön akstaki yaprak yayın ön yarım noktaları	50
Çizelge 6.1 : Sabit yarıçaplı dönemeç hareketi seyir büyüklükleri	76
Çizelge B.1 : Çalışma kapsamında incelenen taşıtın teknik özellikleri.....	91

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Simülasyon çalışmalarında üniversite-sanayi ilişkisi.....	10
Şekil 2.2 : Yıllara göre Audi firmasındaki bilgisayarların maliyeti	14
Şekil 2.3 : Gerçek zaman şartlarının yarananması	16
Şekil 3.1 : Bir taşıta ait tekerlek asılışı modelinin düşey dinamik çözümü.....	22
Şekil 3.2 : Bir taşıta ait tekerlek asılışı modelinin yalpa seçeneği çözümü	23
Şekil 3.3 : Log-Günlük ara yüzü.....	24
Şekil 3.4 : Bodies-Cisimler ara yüzü	24
Şekil 3.5 : Points-Noktalar ara yüzü	25
Şekil 3.6 : Components-Bağlantı elemanları ara yüzü	25
Şekil 3.7 : Assembles-Montaj ara yüzü	26
Şekil 3.8 : Vehicle-Taşıt ara yüzü.....	26
Şekil 3.9 : SuspensionSim'deki global ve yerel koordinat sistemi dönüşümü	28
Şekil 3.10 : TruckSim direksiyon sistemi ara yüzü	30
Şekil 3.11 : Bir taşıtın devrilme davranışı incelemesinden bir görüntü	31
Şekil 3.12 : Yüklü ve yüksüz araca ait seyir değişkenlerinin grafikleri	31
Şekil 3.13 : Bir q durum değişkeni için hesap adımları.....	33
Şekil 3.14 : Yarım zaman adımı kullanılarak sayısal integrasyon.....	35
Şekil 3.15 : “TruckSim Run Control” ekranı	37
Şekil 3.16 : Vehicle-Taşıt ara yüzünde “Yaylanan Kütle” alt ara yüzü	38
Şekil 3.17 : Taşıt ara yüzünde aks kinematiği ile ilgili alt arayüz	38
Şekil 4.1 : Ön aks tekerlek asılışı için 3 boyutlu “CATIA” katı modeli	39
Şekil 4.2 : Ön aks tekerlek asılışının SuspensionSim modeli.....	40
Şekil 4.3 : Arka aks tekerlek asılışı için 3 boyutlu “CATIA” katı modeli	41
Şekil 4.4 : Arka aks tekerlek asılışının SuspensionSim modeli.....	41
Şekil 4.5 : Günlük ara yüzünde koordinat sistemi ve birimler	42
Şekil 4.6 : Ön aks tekerlek asılışında kullanılan cisimler.....	43
Şekil 4.7 : Ön aks tekerlek asılışı bağlantı noktaları	44
Şekil 4.8 : Components (Bağlantı elemanları) arayüzü	45
Şekil 4.9 : Assembles-Montaj arayüzü	46
Şekil 4.10 : Vehicle-Taşıt arayüzü.....	46
Şekil 4.11 : Çok katlı yaprak yayı tek kata indirgeme noktaları	47
Şekil 4.12 : CATIA ortamında tek katlı yay noktalarının doğrulanması.....	48
Şekil 4.13 : 1 numaralı noktadan alınan kesit ölçüleri.....	49
Şekil 4.14 : Dikdörtgen kesit için alan atalet momentleri	49
Şekil 4.15 : Ön akstaki yaprak yayın soldan görünüşü.....	50
Şekil 4.16 : Yaprak yay anahtar noktaları (Key Point Locations).....	51
Şekil 4.17 : Tek kata indirgenmiş yaprak yayın ön yarım noktaları.....	51
Şekil 4.18 : Tek kata indirgenmiş yaprak yayın arka yarım noktaları.....	52
Şekil 4.19 : Ön akstaki yaprak yayın yük-sehim diyagramı.....	53
Şekil 4.20 : Ön aks yaprak yayının düşey dinamik çözümü için şartlar.....	54

Şekil 4.21 : Ön aks yaprak yayının düşey dinamik çözüm sonucu (yük-sehim)	54
Şekil 4.22 : Ön aks denge çubuğu verileri	55
Şekil 4.23 : Ön aks denge çubuğu P1 ve P2 noktaları	55
Şekil 4.24 : Ön aks tekerlek asılışı ana modeli anahtar noktaları	56
Şekil 4.25 : Ön aks tekerlek asılışı düşey dinamik çözüm şartları	57
Şekil 4.26 : Ön aks geometrisinin düşey dinamik çözümü sonuç değerleri	58
Şekil 5.1 : Taşıt arayüzünde girilen yaylanan kütle parametreleri	59
Şekil 5.2 : Taşıtın nominal yükleme şartını sağlayan yük parametreleri	60
Şekil 5.3 : Tüm taşıt modelinin içten yanmalı motor haritası.....	61
Şekil 5.4 : Seçilen fren sisteminin fren momenti-fren basıncı karakteristiği.....	61
Şekil 6.1 : 50 m yarıçaplı dairesel yol profili koordinatları	66
Şekil 6.2 : Taşıt dinamiği temel hareketleri	66
Şekil 6.3 : Katı aks asılışlarında yalpa merkezi	67
Şekil 6.4 : Yaprak yaylı katı aks tekerlek asılışlarında yalpa sertliği hesabı.....	67
Şekil 6.5 : Bir binek taşıt için gövdede kuvvet ve moment durumu	68
Şekil 6.6 : Çift şerit değiştirme yol profili	70
Şekil 6.7 : 40 km/h hız ve 50m dönemeç yarıçapı seyir büyüklükleri-1	71
Şekil 6.8 : 40 km/h hız ve 50m dönemeç yarıçapı seyir büyüklükleri-2	71
Şekil 6.9 : 30 km/h hız ve 50m dönemeç yarıçapı seyir büyüklükleri-1	72
Şekil 6.10 : 30 km/h hız ve 50m dönemeç yarıçapı seyir büyüklükleri-2	72
Şekil 6.11 : 40 km/h hız ve 80m dönemeç yarıçapı seyir büyüklükleri-1	73
Şekil 6.12 : 40 km/h hız ve 80m dönemeç yarıçapı seyir büyüklükleri-2	74
Şekil 6.13 : Yay sertliğinin artması sonucu seyir büyüklükleri-1.....	75
Şekil 6.14 : Yay sertliğinin artması sonucu seyir büyüklükleri-2.....	75
Şekil 6.15 : 50 km/h hızda seyir büyüklükleri-1	77
Şekil 6.16 : 50 km/h hızda seyir büyüklükleri-2.....	77
Şekil 6.17 : 40 km/h hızda seyir büyüklükleri-1	78
Şekil 6.18 : 40 km/h hızda seyir büyüklükleri-2.....	78
Şekil A.1 : Tandem arka aks tekerlek asılışının katı modeli	85
Şekil A.2 : Tandem arka aks tekerlek asılışı SuspensionSim modeli.....	86
Şekil A.3 : Tandem arka aks asılışı cisimler.....	87
Şekil A.4 : Tandem arka aks sabit noktaları	88
Şekil A.5 : Tandem aks ön ve arka yaprak yay bağlantı noktaları (L noktaları)	89
Şekil A.6 : Tandem aks tekerlek asılışında kullanılan bağlantı elemanları	89
Şekil A.7 : Tandem arka aks tekerlek asılışının prensip çizimi.....	90
Şekil B.1 : Taşıtın ölçüleri	92

6x2 AĞIR BİR TİCARİ TAŞITIN SEYİR DİNAMİĞİ ÖZELLİKLERİNİN SAYISAL YÖNTEMLERLE İNCELENMESİ

ÖZET

Bu yüksek lisans tez çalışmasında, 2009 yılında sadece yerli pazar için üretilen ağır bir 6x2 ticari taşıtın seyir dinamiği özelliklerinin sayısal yöntemlerle modellenmesi çalışması ele alınmıştır. Bu çalışma kapsamında MSC (Mechanical Simulation Corporation) firmasının SuspensionSim çoklu cisim statik ve TruckSim çoklu cisim dinamiği yazılımlarından faydalanılmıştır. Amaç, arka akslar için sadece Türkiye pazarına özgü tekerlek asılışına sahip bir ticari taşıtın seyir dinamiği özelliklerini incelemek üzere modellemek ve modelin tamamlanmasıyla birlikte bu tip bir simülasyon çalışmasından faydalanarak araştırma-geliştirmeye harcanan zamanı kısaltmak ve maliyetleri düşürmektir. Aynı zamanda hazırlanan tüm taşıt modelinin 2 farklı simülasyon senaryosu için koşulları yapılmış, belli taşıt parametreleri değiştirilerek bunların etkileri ortaya konmuştur. Modelleme aşamasında tandem arka aksların çeki kollu 4 yaprak yaylı tekerlek asılışı, bazı yaklaşımlar altında modellenmiştir. SuspensionSim programının böyle bir tekerlek asılışı konfigürasyonu için ön hazırlığı bulunmamaktadır. Buna rağmen model tamamlanmış ve seyir dinamiği özellikleri bilgisayar ortamında izlenmiştir. Özellikle çalışma kapsamında bu taşıtın seçilmesinin bir sebebi de, Türkiye pazarında çokça kullanılan bu tandem arka aks tekerlek asılışının daha önce hiçbir simülasyon ortamında modellenmemiş olmasıdır. Çalışmanın bir diğer faydası da MSC firmasının yazılım geliştirilme çalışmalarına doğrudan katkıda bulunulmuş ve üretici firmaya yapılan geri bildirimlerle programların önümüzdeki yıllarda çıkacak olan geliştirilmiş yeni sürüm çalışmalarına destek olunmuştur. Programların bundan sonraki sürümleri özellikle yaprak yaylı tandem tekerlek asılışlarının tasarımına, havalı tekerlek asılışları tasarımına, kamyon ve hafif ticari araçlara özgü tekerlek asılışlarının tasarımlarının yapılmasına olanak verecek şekilde son kullanıcıya sunulacaktır.

VEHICLE DYNAMICS ANALYSIS OF A 6x2 HEAVY DUTY COMMERCIAL VEHICLE BY USING NUMERICAL METHODS

SUMMARY

On this Master Thesis, the computer aided vehicle dynamics analysis of a 6x2 heavy duty commercial vehicle is examined. For the analysis, TruckSim multi body dynamics simulation and SuspensionSim multi body statics simulation softwares were used. The scope of this study is to design and model the front suspension and rear axles suspensions and to examine the dynamic behavior of the entire vehicle. Besides, the entire vehicle model has been run on two simulation scenarios to observe the effects of some vehicle parameters defined. The design and the model process of the rear suspension which is a unique design and configuration for the Turkish market were extremely difficult and challenging. This type of a suspension is called four spring suspension with bar type radius rods. It also should be emphasized that the outcome of a simulation would only be valuable if the costs and time for R&D activities are reduced. Pointing this out, to overcome to design this challenging model of the rear tandem axle, there are some assumptions made to simplify the model. The software does not have a preparation for such an axle suspension. Though, the entire vehicle model is completed to make runs on the virtual environment of the TruckSim. The study was also beneficial in a sense of taking an active hand to develop the softwares with the collaboration of its producers and involving the software's developmental process not only for the versions up to date but also for future versions of the softwares. Some additional features like ability to model air springs, to add an additional axle to form a tandem axle with leaf springs and new truck suspensions will be ensured by the next version of the programs.

1. GİRİŞ

Otomotiv araştırmalarında bilgisayar destekli modelleme ve simülasyon çok uzun yıllardır kullanılan ve üzerinde önemle durulan bir yöntemler grubudur. Bunlardan kara taşıtlarında seyir dinamiğini incelemek için olanlar üniversitelerde, araştırma enstitülerinde ve endüstride çalışan mühendis ve bilim adamlarının gayretleri sonucu yıllar içinde giderek gelişme göstermiştir. Amaç, araştırma ve geliştirmeye harcanan zamanın kısaltılması ve maliyetlerin azaltılmasıdır. Bu noktadan bakıldığında otomotiv endüstrisi teknikteki tüm gelişmelerden payını ciddi bir şekilde almaktadır. Bugün, motorlu bir kara taşıtı son derece karmaşık teknik bir sistem haline gelmiş olup, dolayısıyla geliştirilmesi yolundaki her adım çok büyük gayretler sonucu aşılabilmektedir [1]. Araştırmacıların ve mühendislerin sayısına bakıldığında, 20. yüzyılda **içten yanmalı motorlu taşıtlar** kadar üzerinden düşünölmüş, analiz ve dökümantasyon yapılmış başka bir teknik yapı(t) daha yoktur [1,2]. Taşıt tekniğı biliminin Almanya’ daki önlü otoritelerinden Prof. Kössler 1966 yılında yazdığı “Christentum und Technik” [3] adlı kitabında: “20. yüzyıl insanı tekniğın içinde ve teknik sayesinde yaşamaktadır. Birkaç yıl önce imkansız görönen hususlar, bugün mümkün, yarın gerçek, daha da öte zamanlarda gayet doğıal olmaktadır” ifadesini kullanmıştır [1].

Günümüzde, sürücü-taşıt-çevre kontrol çevrimine sadece taşıt geliştiricilerinin bakış açısından bakıldığında da en önemli eleman her zaman taşıt olmuş, “sürücü” ve “çevre” arzu edilmeyen bozucu etkiler olarak görölmüşlerdir. Bu bozucular, biraz da ironik bir ifade ile neredeyse, “taşıtçıların” taşıtlarını istedikleri gibi geliştirmelerini engellemişlerdir [1,2].

Taşıt tasarım çalışmaları günümüzde çok karmaşık bir hal almış, bu da ölkemize ait “bir taşıt markası” olasılığını belki de ortadan kaldırmıştır. Ancak dünyanın gelişmiş ölkelerinde irili ufaklı pek çok mühendislik firması, araştırma ya da üniversite enstitüsü, dünya otomobil endüstrisi firmalarının, ki çoğı çok büyük bütçeli dev ortaklıklar haline gelmişlerdir, mühendislik partnerleri olarak çalışmaktadır [1].

Günümüz taşıt tekniği araştırmalarında çağdaşlığın göstergesi ve başarının anahtarı, sanal araştırma ve tasarım olanaklarının genişletilmesi olarak görülmektedir [1].

Taşıtları meydana getiren yüzlerce konstrüktif parametrenin, sürücülerin ve yolcuların memnuniyetine göre optimize edilmesi, ürünlerin, yani taşıtların, pazardaki satış başarısının önceden garanti altına alınmaya çalışılması, çok karmaşık bir problem haline gelmiştir. Taşıt dinamiği simülasyonları, seri imalattan çok önce, taşıt dinamiği ile ilgili hemen her türlü denemenin, sanal bir ortamda, tehlikesiz, tekrarlanabilirlik özellikleri mükemmel deneylerle araştırılmasına olanak sağlar. Otomotiv sektöründe tip çeşitliliğinin, ürün karmaşıklığının her geçen gün arttığı ve buna karşılık maliyetlerin azaltılmaya çalışıldığı düşünülürse, gerçek prototiplerin hazırlanıp denenmesi için gereken zaman ve ayrılan mali kaynaklar, firmaların büyük ölçüde kısımaya çalıştıkları hususlar haline gelmişlerdir. Bu durumda bir hatta belki de tek çıkış yolu tüm laboratuvar ve yol testlerini mümkün olduğunca hesaplama platformlarına (bilgisayarlara) taşımaktır. Bilgisayarların kurulması ve işletilmesi gerçek tasarım ve test çalışmalarına muhtemel olarak çok daha kolay ve az maliyetlidir [1].

Yukarıda sayılan tüm bu hususlardan hareketle, bu yüksek lisans tez çalışmasının önemi daha iyi kavranacaktır. Bu çalışma kapsamında, “Mechanical Simulation” firmasına ait “SuspensionSim” çoklu cisim statik ve “TruckSim” çoklu cisim dinamiği yazılımlarından faydalanılmış ve 6x2 ağır bir ticari taşıtın tüm taşıt modelinin simülasyonu öngörülen birkaç senaryo gereği tamamlanmış ve bu senaryolarda taşıt davranışına etki edebilecek bazı taşıt parametreleri ile oynanarak bunların direk etkileri açıklanmıştır.

2. SEYİR DİNAMİĞİ VE SİMÜLASYONU

[3]' e göre insanların makina çağına olan dönüşümünde,

- i. Temel bilginin, fikirlerin, sayısal verilerin baskı ve çoğaltma imkanları ile yayılımı
- ii. Enerji üretimi ve dağıtımı ile ilgili problemlerin çözülmesi, ulaşım ve haberleşme tekniğinin gelişmesi ve bunlara bağlı olarak “ zamanın ve mesafelerin aşılması olanağının” doğması
- iii. Ekonomik yapıların ve genelde tüm insanların teknik ürünlere olan ilgisi, en büyük rolleri oynamıştır.

Endüstrileşmiş ve gelişmekte olan ülkelerin günümüzdeki temel amacı, uluslararası pazara başarılı ürünler sürerek rekabet güçlerini korumak, gelişmiş ürünleri tasarlamak bunları üretmek ve geliştirmektir. Burada ürün geliştirmenin ana aşamaları olan hesap, tasarım ve test bölümleri arasındaki iletişim hiç olmadığı kadar önem kazanmış bulunmakta, bu iletişimin ve koordinasyonun verimli olarak sağlanması durumunda ise pazara daha gelişmiş ve hesaplı ürünleri kısa sürede sürmek mümkün olmaktadır [1].

Otomotiv endüstrisi teknikteki tüm gelişmelerden payını ciddi bir şekilde almaktadır. Motorlu bir kara taşıtı son derece karmaşık teknik bir sistem haline gelmiş olup, dolayısıyla geliştirilmesi yolundaki her adım çok büyük gayretler sonucu aşılabilmektedir. Taşıt tekniği konusundaki araştırma ve geliştirme çalışmalarının ve sadece bu konun da değil aynı zamanda üretim ve tip onayı işlemlerinin çok karmaşık ve pahalı hale gelmesinin doğal ve zorlanmış bir sonucu olarak 1960 yılında 61 olan bağımsız taşıt üreticilerinin sayısı, 1999 yılında 13' e kadar düşmüştür. Bu sayının daha da düşmesi beklenmektedir [1].

Karoserinin, yürüyen aksamın, aktarma organlarının ve tahrik makinalarının optimizasyonu amacı ile bilgisayar kullanımı kaçınılmaz hale gelmiştir. Bilgisayar destekli hesaplama başarı olasılığı yüksek olan konstrüktif seçeneklerin ön elemeye

tabi tutulmasında rahatlık sağlamaktadır. Ancak yine de henüz pek çok konuda fiziksel olayın karmaşıklığı sebebi ile ölçümleri tamamen saf dışı bırakıp, bilgisayar başında tasarım sürecini tamamlamak mümkün olmamaktadır [1].

Seyir dinamiği kavramından anlaşılan, sürücü-taşıt-çevre kapalı kontrol çevriminin beraberce davranışdır [4]. Bu çevrimde frekansı en fazla 5 Hz' e kadar olan değişimler rol oynar. Bu frekansların üzerinde kabaca 20 Hz' e kadar, direksiyon sistemi darbe davranışı, Shimmy hareketleri gibi efektler ortaya çıkar. “Seyir dinamiği” araştırma bölgesinde (5 Hz' e kadar olan değişimler) taşıt açısından 4 etken grubu rol oynar [1]:

- 1) Temel kavram: Aks aralığı, iz genişliği, ağırlık merkezinin konumu, aerodinamik parametreler ve benzer pek çoğu bu etkenlerin en başındadır.
- 2) 5 Hz' e kadar olan bu incelemerde pnömatik lastik tekerlek en önemli etkenlerdendir. Bunların stasyoner karakterlerinin dahi güvenilir şekilde eldesi bugüne dek hep sorun olmuştur. Kaldı ki, gerçekte seyir dinamiği geçişli (transient) cereyan eden bir olaylar zinciridir. Önemli bir Avrupa devletleri projesi olan “TIME”, bu soruya cevap aramıştır [4].
- 3) Tekerlek asılış sistemi (askı kolları, yaylar ve sönümleyiciler), taşıt gövdesi ile tekerlekler arasında bağlayıcı elemanlardır. Kinematik ve elastokinematik özellikleri ile, belirli seyir hızlarının üzerinde seyir özelliklerini etkilerler. Kinematik özelliklerden kasıt askı kolu bağlantılarının rijit cisim kinematığıdır. Elastokinematik ise kuvvetler ve momentler etkisinde tekerlek asılış sisteminin ve tekerleğin bağlı bulunduğu jantın davranışını açıklamaya çalışır. Tekerlek asılış sisteminin diğer özellikleri olan ömür, mukavemet, montaj hacmi ve maliyet gibi unsurlar böyle bir bakış açısına ancak sınır şartlarını oluşturabilirler.
- 4) ABS (anti-blokaj kontrol sistemi), ASR (anti-patinaj kontrol sistemi) ve ESP (stabilite kontrol sistemi) gibi kontrol sistemleri günümüzde seyir dinamiğini özellikle ekstrem (kritik) seyir durumları için son derece iyileştirmiştir. Bunların çoğu normal seyirde gayet ender olarak devreye giren sistemler olmaları sebebiyle sadece basit ama faydalı birer ilave olarak görülebilirler, ancak, son zamanlarda ABC (Active Body Control) gibi seyrin her anına

müdahale getiren sistemler üzerinde durulmakta olup, bu da konunun güncelliğini daha uzun süre koruyacağını göstermektedir.

Taşıt dinamiği simülasyonlarında üzerinde dikkatle durulması gereken bir diğer önemli nokta ise; bir taşıta monte edilmiş tekerleklerin özellikleri çok iyi derecede modellenmeden, bu taşıta ait dinamik simülasyon modelinin başarıya ulaşmasının mümkün olamayacağıdır. Şaşılabacak olan bizzat lastik tekerlek üreticilerinin, lastik tekerleklerin dinamik davranışının anlaşılması için verilen çabanın çok küçük bir kısmında pay sahibi olmalarıdır [5].

Günümüz için söylenebilecek olan, daha doğrusu itiraf edilmesi gereken husus ise; ekstrem manevralar için en doğru sonucun yine ancak, yolda bu ekstrem manevraların uygulanması sırasında durum değişkenlerinin ölçülmesi ile elde edilebileceğidir. Doğal olarak bu yöntemden, gerek can güvenliğini tehlikeye düşüreceğinden, gerekse yol deneylerinin yüksek maliyeti yüzünden mümkün olduğunca kaçınılır. Değinilebilecek bir diğer bir nokta da gerçek yol deneylerinde (ya da deneme pisti deneylerinde) lastik tekerleklerin yapılan deneylerle birlikte giderek aşınması ve artan sıcaklıkları ile birlikte iç basınçlarının giderek artmasıdır. Bu tip etkiler, özel olarak dikkate alınmadıkça simülasyonlarda görülemezler. Özellikle aşınmanın etkisini de ölçüp, simülasyona dahil etmek çok özel amaçlı ölçümler grubuna girer [1].

Düşey dinamik ile ilgili araştırmalar, düzlemsel dinamikte olduğu gibi uzun yıllar boyunca bilinmeyen tekerlek fiziği sebebiyle geri kalmamış ve tekerleği yol ile noktasal temas oluşturan basit bir yay ve sönüm elemanı gibi ele almıştır. Böylece taşıtı yaylar, kütleler ve sönümleyicilerden ibaret bir sisteme indirgemek mümkün olmuştur [1]

2.1 Seyir Dinamiğinde Modelleme ve Simülasyon Kavramları

Motorlu karayolu taşıtlarının dinamiği, literatürde sıkça rastlandığı ve temel kaynaklarda da [6] önerildiği üzere üç ana bölüme ayrılabilir [1] :

- 1- Doğrusal Dinamik: Motor gaz keleşbeği, aktarma organlarında seçilen çevrim oranı, varsa kavrama kumandası ve fren pedal kuvveti neticesinde taşıtın seyir yönündeki ivmelerini inceler.

- 2- Yanal Dinamik: Seçilen doğrusal seyir özellikleri eşliğinde direksiyon sapması cevabını, yani taşıt gövdesi ve akslarının yan yöndeki ivmelerini, gövde yalpasını, düşey eksen etrafında dönmesini ve yüzmesini inceler.
- 3- Düşey Dinamik: Yol zemininin düşey yöndeki profilinin etkisi altında cadde normali yönündeki gövde ve aks ivmelerini, dinamik tekerlek yüklerini ve kafa vurma hareketini inceler.

Bir taşıt dinamiği simülasyonunun temeli, taşıt bileşenlerine etkiyen kuvvetlerin ve momentlerin tasvir edildiği denklemler ve bu dış kuvvetlere karşın taşıtın ve alt sistemlerinin gösterdiği cevaptır. Bir simülasyon modeli, uygulama amacına bağlı olarak yeterince ayrıntılı olmalı, ancak amacı aşacak şekilde de karmaşık yapılandırılmamalıdır. Model detaylandırılması yapılırken, taşıtın iç dinamiğini temsil eden matematik ile dış kuvvetleri geliştiren formülasyonlar arasında karmaşıklık bakımından bir denge kurulması önerilebilir [7]. Basit modeller özellikle taşıt tasarımının konsept aşamasında tüm taşıt veri setinin detaylı olarak mevcut olmadığı ve bilinmediği durumlarda kullanılabilir, fikirlerin ön elemelerini yapmak için çok faydalı olarak görülebilirler [1].

Motor kaynaklı ve aktarma organları üzerinden akan moment ve devir sayısından, fren sisteminden ve direksiyon sisteminden temel alacak şekilde gelişen tekerlek kuvvetleri taşıtın hareketinde en önemli rolü oynarlar. Bu bakımdan etkin bir lastik tekerlek modeli bir taşıt dinamiği simülasyonunun belki de en önemli parçasıdır [1].

Lastik modeli gerek çevresel ve yanal kaymaya gerekse kamber açısı ve tekerlek yükü değişimlerine gereken cevabı verebilmeli ve işletme parametreleri sınır değerlere yaklaşırken dahi güvenilir sonuçlar üretmelidir [7].

[8]' de de belirtildiği gibi aslında pek çok simülasyon modeli özel seyir manevralarını temsil etmek üzere onlar için kalibre edilir. Ancak doğal olarak ana hedef; durağan olmayan her türlü manevra kombinasyonunda da modelin doğru sonuçlar üretmesidir. Taşıt fiziğini bu derece geniş bir perspektifte taklit etmek de (simüle etmek) son derece zor bir mühendislik problemidir.

Taşıt dinamiğinde düşük frekanslı, büyük genlikli, doğrusal karakterli olmayan hareketler söz konusu olup, denklemlerin çözümü için izin verilen süreler de fazla uzun değildir [1].

[9]' a göre simülasyon gerçek bir sistemin modeli üzerinde deneyler yapmaktır. Bilgisayar Destekli Simülasyon ise gerçek bir sistemin matematik modeli üzerinde deneyler yapmaktır. Karayolu taşıtlarının dinamiği araştırmalarında sistemin analitik olarak incelenmesi; doğrusal (lineer) olmayan sistem davranışları ve çok sayıdaki serbestlik derecesi gibi sebeplerle, çoğu zaman neredeyse imkansız hale gelir. Uygulamaların önemli bir çoğunluğu için “Zaman Simülasyonu” yani hareket denklemlerinin zaman boyutunda nümerik integrasyonu tek kullanılabilecek metot olarak belirir. Dijital hesaplayıcılar (günümüz için kısaca bilgisayarlar) sadece ayrık operasyonları yürütebilirler. Bu durumda örneğin mekanik sistemler alışılan şekli ile diferansiyel denklemler ile değil de fark denklemleri ile ifade edilmelidirler.

Taşıtların seyir davranışı uzun zaman boyunca sadece subjektif olarak değerlendirilmiştir. Subjektif değerlendirme yapabilmek için gerçek taşıtın hazır olması gerekir. Bunun da anlamı, taşıtın, geliştirme sürecinin ileri aşamalarında kontrol edilip değerlendirilebilir olmasıdır. Ancak bu kaçınılması gereken bir durumdur. Zira bazı özelliklerin beklenenden çok farklı çıkması maliyet artışı ve zaman ve iş gücü kayıplarını beraberinde getirir. Bu durumun aksine arzulanan, daha taşıt konsept aşamasında iken seyir dinamiği ile ilgili özelliklerini pozitif yönde etkileyip iyileştirebilecek tasarım parametrelerinin bulunabilmesidir. Subjektif değerlendirmeleri etkileyen objektif parametreleri bulabilmek için ve bunların arasındaki korelasyonun geniş bir etki alanı içermesi için [1] ;

- 1- mümkün olduğu kadar çok ve geniş bir spektrumdan sürücülerle deney yapmak,
- 2- farkları rahatça anlaşılabilir kadar belirgin uç noktaları birbirinden mümkün olduğu kadar açık taşıt özellikleri ile deneyler yapmak gerekir.

Taşıtların seyir davranışlarının değerlendirilebilmesi için oluşturulmuş bulunan bu pek çok test yöntemi ve karar kriteri için doğal şartlarda ya da simülasyon imkanlarıyla, açık ya da kapalı çevrim prensibine göre yapılan testler ve bu testlerden elde edilen subjektif ve objektif büyüklükler söz konusudur. Yöntemlerin, bazı deney şartlarının sağlanamaması halinde bile, sağlıklı sonuçlar üretecekleri ve karşılaştırılabilir oldukları garanti edilememektedir. Bu sebeple acil ve etraflı standardlaştırma çalışmaları gerekmektedir.

Günümüz seyir deney ve test çalışmalarının problemleri olarak :

- zaman alıcı oldukları ve maliyetlerinin yüksek olduğu, (Taşıt ve varyasyonlarının gerçek olarak elde edilmesi zorunluluğu zaman ve maliyet bakımından pek çok dezavantaj getirir.)
- deney parametrelerinin özellikle de dış etkenlerin sürekli değişkenlik gösterdiği, (Kapalı test parkurları bir dereceye kadar bunların bazılarını bertaraf eder.)
- uzun süren prototip modifikasyonları esnasında test sürücülerinin karar kriterlerinin zamanla değiştiği, kaydığı ve unutulduğu, (Bu durumda onlara sürekli bir şekilde referans durumu yansıtan taşıtların tekrar sürdürülmesi gerekir.)
- standartlaştırılmış seyir manevralarının taşıt emniyeti ile ilişkisinin tam olarak açıklığa kavuşturulamadığı,
- müşteri istek ve kabiliyetlerinin test sürücüsü olarak kullanılan uzman pilotlarınkilerle örtüşmediği,
- sonuçları bakımından belki de en ilginç ve en etkili olan fiziksel seyir sınırlarının incelenmesinin can ve mal emniyeti kriterleri açısından olumsuzluklar taşıdığı,
- aşınma etkilerine maruz oldukları söylenebilir [1].

Güncel ve kabul edilebilir bir taşıt dinamiği simülasyonu, aşağıda sıralanan 4 aşamayı da içermelidir. Mekanik, hidrolik, pnömatik, elektrik ve elektronik sistemlerin bir kombinasyonu olan günümüz seyir dinamiği simülasyonlarında aşamalar sınıflandırılacak olursa [1] :

- "Off-line" simülasyon : Taşıta ait tüm mekanik, hidrolik, pnömatik vb. alt sistemler simülasyonda virtüel olarak oluşturulur. Komple taşıt modeline ilave edilmiş olan kontrol ünitelerinin içindeki temel algoritmalar ve kurallar geliştirilir ve beraberce ilk fonksiyon testlerine tabi tutulur. Bu arada bu aşama, aslında diğer tüm aşamalardan da daha geniş kapsamlı kullanılabilir. Elektronik kontrol üniteleri düşünülmezsizin, taşıtın mekanik simülasyonuna bağlı her türlü parametre etüdü bu aşamada icra edilir.

- Kontrolör Prototipleme (Control prototyping) : Oluşturulmak istenen kontrol ünitesi algoritmaları (ki günümüz taşıtları genelde birden fazla kontrol ünitesi içermektedirler) yine geliştirme araçları (örneğin PC) üzerinde kalacak şekilde gerçek araçla test edilir ve algoritmalar gerektiği şekilde düzeltilir. Burada off-line simülasyonda dikkate alınamayacak kadar kompleks etkiler de gözlenir ve düzeltmeler yapılabilir. Taşıt üzerindeki kontrolörler (yönetim üniteleri) yazılım

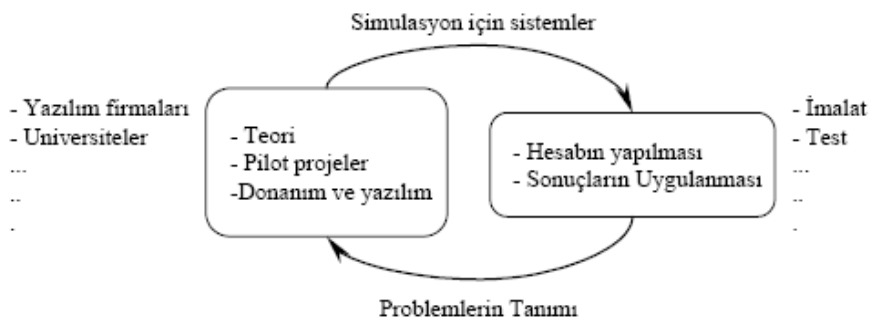
geliştiren kimseye pek fazla serbestlik tanımayan, maliyeti göz önünde tutularak optimize edilmiş basit kontrolörlerdir.

- SiL (Software-in-the-Loop) : Bu aşamada kontrol ünitesi için hazırlanarak belli bir olgunluğa getirilmiş olan algoritmalar, sanal bir kontrol ünitesi donanımı oluşturularak , sanki gerçek bir kontrol ünitesinin içine konurmuşçasına bunun içine konur. Bu sanal kontrol ünitesinin (sanal donanım+yazılım) testi için özel geliştirilen yazılımlarla ya da komple simülasyonda test edilir.

- HiL (Hardware-in-the-Loop) : Bu tip simülasyonda kontrol edilen sistem sanal olarak oluşturulur ve simülasyon çevriminin içine kontrolör (bazen başka donanım parçaları da) "gerçek" olarak sokulur [10]. Taşıt tüm aktüatörleri ve sensörleri ile simüle edilir. (her zaman değil) Kontrol ünitesinde her an devrede olan diyagnoz fonksiyonları olduğundan simülasyon, kontrol ünitesini ihtiyaç duyduğu tüm sinyallerle ve tam doğru zamanda beslemelidir. Kontrol ünitesinin data toplama frekansı belli ve genelde sabittir. Bu da ünitenin dışında simüle edilmiş tüm sistemin modellenmesinde, hesaplama zamanı ve doğruluk arasında bir uzlaşma sağlanması ile mümkün olur. Yani simülasyonun, kontrol ünitesini (ya da gerçek zaman sinyallerine ihtiyaç duyan başka bir donanım parçasını) bekletmeye hakkı yoktur. Bir off-line model rahatça çok fazla hesap zamanına ihtiyaç duyan algoritmalar içerebilir. Ancak bu sanal dünyaya eğer "gerçek" bir eleman da dahil edilecekse, o zaman simülasyon bu elemanı gerçek zamanda sinyallerle beslemeli ve onun tepkilerini de gerçek zamanda toplayabilmelidir. Gerçek zamanlı çalışan basit HiL simülatörlerde, genellikle ekran üzerinde çalışacak bir kullanıcı arayüzü oluşturulur ve bu ekran üzerinde çeşitli sanal düğmeler ve şalterler vasıtası ile bilgisayar faresi (mouse) kullanılarak simülasyon idare ve sevk edilir. Ancak burada temel dezavantaj aynı anda fare ile sadece tek bir fonksiyonun kumanda edilebilecek olmasıdır. Bu çalışmanın devamında çeşitli HiL uygulamaları da söz konusu olabileceğinden, kontrolörler ve HiL konusunda da bazı ilave açıklamalar yapmak yerinde olur. Kontrol sistemlerinin algoritmalarının ortaya çıkarılışında ilk adım ham algoritmanın tasarlanmasıdır. Ham hali ile algoritmanın ortaya atılması için kullanılan yöntem ya C gibi bir dilde direkt yazılması ya da uzman mühendislerce daha rahat kullanılabilen programlar olan Matlab/Simulink ya da MatrixX'te oluşturulması ve sonradan C programlama diline çevrilmesidir. Bir sonraki adım ise bu algoritmanın gerçek kontrolörün içerisine aktarılması olmaktadır. Gerçek kontrolörün seyir

dinamiği simülasyonunun içine dahil edilebilmesi için yine taşıt üzerindeki diğer donanımlar olan ve kontrol sistemlerine ait olan sensörler ve aktüatörlerin de simülasyona dahil edilmesi gerekir. Çok rastlanan kontrol sistemleri olan ABS, ASR ve ESP için aktüatörler fren sistemi hidroliği elemanlarından ibarettir. Sensörler ise, tekerlek devir sayıları, düşey eksen etrafında dönme hızı, yan ivme ve direksiyon sapmasını ölçen aygıtlardır. Kontrol sistemleri tasarımının başlangıç fazında kontrolör algoritması henüz “yüksek seviyeli bir programlama dilinde” örneğin C’dedir. Bu durumda seyir dinamiğinin geri kalan kısmı, örneğin bir “Çoklu cisim mekaniği” programında simüle edilebilir. Bu durumda C dilindeki kontrolör ve taşıtın geri kalan tümü bir SiL (Software-in-the-Loop) uygulamasında bir araya getirilebilir. Burada gözden kaçmaması gereken husus, bu iki ayrı sistemin “gerçek zamanda” haberleşmesinin "gerekmemesidir". Ancak tasarımın ileri aşamalarında kontrol sistemlerinin kontrolör uygulaması gerçekleştirildikten sonra, iletişim gerçek zamanda olmalıdır. "Seyir dinamiği günümüz hesaplayıcıları ile bir “Çoklu cisim mekaniği” programında henüz gerçek zamanda çözilememektedir." (Bazı çok çok özel bilgisayarlar hariç.) Aynı zamanda artık dijital ortamda çözümlenen seyir dinamiği simülasyonu ile gerçek kontrolörün haberleşmesi için dijital sinyallerin analog sinyallere dönüşmesi gerekmektedir. İşte sözü geçen bu işlem de bir HiL uygulaması olacaktır.

Tüm simülasyon çalışmaları çevrimi içine üniversiteler ve enstitüleri de dahil eden basit bir diyagramı Şekil 2.1’ de [11]’ den alınarak gösterilmiştir.



Şekil 2.1 : Simülasyon çalışmalarında üniversite-sanayi ilişkisi [11].

2.2 Taşıt Dinamiği Simülasyonunun Zorlukları ve Avantajları

Bir karayolu taşıtını dinamik olarak tümünden modellemenin temel zorlukları sıralanacak olursa [1] :

- 1- Taşıt özellikleri doğrusal olmayan pek çok etki tarafından şekillendirilir. Lastik tekerlekler, tekerlek askı kollarındaki elastik burçlar bunlar arasında en fazla öne çıkanlardır.
- 2- Taşıt davranışlarından beklentiler çok çeşitli ve genellikle de çelişkilidir. Örneğin pek çok alt sistemin tasarımı için tipik çelişkiler konfor ile emniyet arasında yaşanır. Gerek sürücünün insan olmasından kaynaklanan belirsizlikler gerekse taşıtın içerisinde hareket ettiği çevreden kaynaklanan pek çok etken doğal değişim bandlarındaki sisteme etkileri ile sistem davranışı üzerinde ciddi belirsizlikler yaratmaktadırlar.
- 3- Bahsi geçen bu geniş beklentiler yelpazesi neticesinde, taşıtlar giderek daha karmaşık bir hal almakta ve davranışlarını mekanik elemanlardan çok, gün geçtikçe de artmak üzere, elektronik, elektrik, hidrolik ve pnömatik elemanlar belirlemektedir.
- 4- Taşıt kullanımı esnasında taşıta ait pek çok parametre ciddi değişikliklere uğramakta (yükleme durumu, lastiklerin durumu, amortisörlerin durumu gibi), bu durum da gerçek sistem davranışının simülasyonlarda kendisini belli etmesini engellemektedir.

Tüm bu şartlar altında doğal bir sonuç olarak, taşıt davranışlarını taşıt parametrelerindeki küçük değişikliklerden ya da dış etken farklılıklarından bağımsız kılmak çabası doğar. Ancak bu çaba yönünde bir gayret harcansa bile bunu test etmek kolay olmayacaktır. Çünkü içerdiği non-lineerlikler yüzünden taşıtın herhangi bir operasyon uzayında nasıl davrandığını bilmek, uzaydaki küçük bir değişiklik durumunda nasıl davranacağını bilmeye yetmeyebilecektir. Bu durumda tek çözüm içerdiği parametrelerle tüm alt sistemlerin hedefe yönelik olarak çeşitli detaylılıkta modellenmesi ve bu modellerin problemin çözümüne yönelik olarak biraraya getirilmesidir [1].

Bir taşıtı seyir davranışına dair tüm operasyon uzayında değerlendirebilmek için taşıt üreticilerinin son derece geniş ve pahalı bir deney prosedürü üretip, aynı içten yanmalı motorların çeşitli işletme noktalarında ölçülüp

karakteristiklerinin çıkarılması gibi, taşıtların da çok sayıda "ölçüm noktasında - seyir durumunda" ölçülmesi gerekmektedir. Buradan kaçınmak için de yegane yol bu ölçüm noktalarının sayısını azaltarak hakikaten ölçmek ve noktalar arasındaki bağlantıyı "seyir dinamiği simülasyon programı" adı verilen köprülerle kurmaktır [1].

"Sürücü-taşıt-çevre kontrol çevriminin" bilgisayar destekli sanal olarak oluşturulması ödevi hayli karmaşık, detaylı ve başarıldığı takdirde bile efektifliğinden şüphe edilmesi gereken bir olgudur. Burada, çevrimin 3 elemanını virtüel ortama aktarma aşamasına dair sorunlar, bu ve diğer bölümlerde detaylarının verildiği hatırlatılarak, sadece ana fikirlerine değinmek üzere toparlanırsa [1] ;

- 1- Günümüz taşıtları; mekanik, hidrolik, pnömatik, elektrik ve elektronik sistemlerin rol aldığı, modellenmesi hayli tereddütlü alt sistemler içeren, karmaşık teknik sistemlerdir.
- 2- Sürücüler topluluğu, son derece sorumluluk isteyen trafik sistemi içerisinde tüm görevler kendilerine yüklenmiş ve insan olma özellikleri yüzünden algılama, karar verme ve uygulama mekanizmaları çözülmemiş, bunun da ötesinde her biri farklı özellikler gösteren milyarlarca kontrolörden (bireyden) oluşur.
- 3- Karayolları; geometrileri, kaplamalarının tutunma özellikleri, hava şartlarına bağlı tutunma ve görüş şartları, trafiğe ait katılımcılarla ve kurallarla etkileşimleri, yol pürüzlülüğü ile aslında gerçek dünyanın bir tezahürüdür ve bu denli karmaşık bir sistem ancak seçilen kısıtlı senaryolar için modellenebilmektedir.

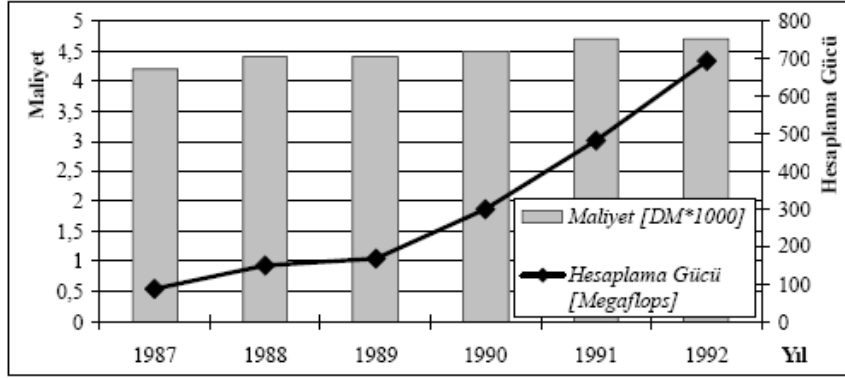
Taşıt geliştirme çalışmalarında modelleme ve simülasyon tekniklerinin kullanımı ile taşıt geliştirme programının zamanının kısaltılması sayesinde çalışan sayısının ve çalıştıkları toplam sürenin azaltılıp mühendislerin başka çalışma ve düşünme alanlarına kaydırılabilmesi ve çok pahalıya mal olan taşıt prototiplerinin sayısının azaltılması mümkün olmaktadır. Geliştirme sürecinin tamamen bitip de bir taşıt için "seri üretime hazır" sözünün sarf edilmesi için üretici firmanın göstermesi gereken hassasiyet çok büyüktür. Seri üretim öncesi yapılan deneyler olan "taşıt serbest bırakma testleri" , tüm test zamanında büyük bir paya sahiptir. Günümüzde hesapsal

yöntemler ve simülasyonlar her zamankinden çok aranır ve kullanılır hale gelmişlerdir. Bu duruma birkaç sebep gösterilebilir [1] :

- Gerçek sistem, geliştirme aşamasında henüz daha hayata geçirilmemiştir daha doğrudan bir anlatımla "yoktur", mevcut değildir.
- Gerçek sistemin meydana getirilmesi ve onunla deneyler yapılması çok pahalı ve zaman alıcıdır.
- Simülasyonlarda bozucu etkiler yok edilebilir ve ilgilenilen parametrelerin etkileri izole edilerek incelenebilir. Simülasyonlarda tekrarlanabilirlik özellikleri çok iyidir.
- Gerçek sistemdeki iç olayları anlamak ve büyüklükleri ölçmek, hatta alt sistemlerin ve tüm sistemin giriş ve çıkış büyüklüklerini ölçmek genelde çok zor ya da imkansızdır. Simülasyonlarda bu sayılan büyüklüklere her zaman ulaşılabilir. Simülasyon için gerekli tüm donanım, yazılım ve insan gücünün otomotiv endüstrisine çok büyük bir maliyeti de vardır. (Şekil 2.2) Bu maliyetin temel unsurları da [1] :

- 1- Hardware (Donanım) : Özetle bilgisayarlar, ana bilgisayarlar (sunucular vb.) ve ağ yapılandırması donanımlarından oluşur. Donanımın parasal maliyeti [11]' e göre örnek olarak seçilmiş bir firmanın geliştirme departmanında kullanılan bilgisayarlar için yaklaşık sabit kalmaktadır. Oysa yine aynı kaynağa göre donanımların performansları üstel olarak artış göstermektedir. Bu durum Şekil 2.2 'de de gözlenebilmektedir.
- 2- Software (Yazılım) : Yazılım lisansları. Donanımların kabiliyetlerinin artması ile birlikte yazılımlardan beklentiler de artmaktadır. Tüm sistemin bakımı ve uyumu için gereken insan gücü de bunun paralelinde artış göstermektedir.
- 3- Otomotiv endüstrisinin ihtiyaçlarına özel sistemlerin (donanım ve yazılım) geliştirilmesi gerekmektedir. Bu özellikle çok pahalıya mal olan bir olgudur. Sebep ise, problemlerin kompleks oluşundan dolayı, uzmanlara ihtiyaç duyulması ve oluşturulan simülasyonların doğruluğunun kanıtlanmasının ancak çok pahalı deneylerle mümkün olmasıdır. Bu amaçla bu tip geliştirmeler için konu dışı şirketler yerine otomotiv firmaları, "firmalar arası ortak çalışma grupları" kurmayı tercih etmektedirler.

- 4- Oluşturulan tüm bu sistemleri kullanacak çalışan mühendis, teknisyen ve uzmanların eğitilmesi için harcanan para ve zaman da dikkate değerdir. Simülasyonların çalıştırılması için bilgisayarların başında harcanan zaman ve bu zamanın para karşılığı hesaplanmalıdır.



Şekil 2.2 : Yıllara göre Audi firmasındaki bilgisayarların maliyeti [11].

Otomotiv teknolojisinde simülasyonun faydaları ise [11]' deki gerçekten de kullanışlı bir sınıflandırma ile ;

- 1- Direkt değerlendirilebilir faydalar : Kütle azaltma, prototip sayısı azaltma gibi.
- 2- Direkt değerlendirilemeyen faydalar : Bu kısımda cevaplanmamış pek çok soru vardır. Örnek olarak birkaçını sıralamak gerekirse, yeni bir modelin geliştirme zamanının 1 ay kısaltılması, 1 dB'lik bir gürültü azaltması, 1 kW'lık bir güç artması gibi avantajların firma için para karşılığı olarak kıymeti tam kestirilemez.
- 3- Kaynakların iyi kullanımı da, özellikle çalışma zamanlarının kısaltılması başlığı altında çok önemli bir kazanç sayılabilir.

2.3 Alternatif Simülasyon Araçları

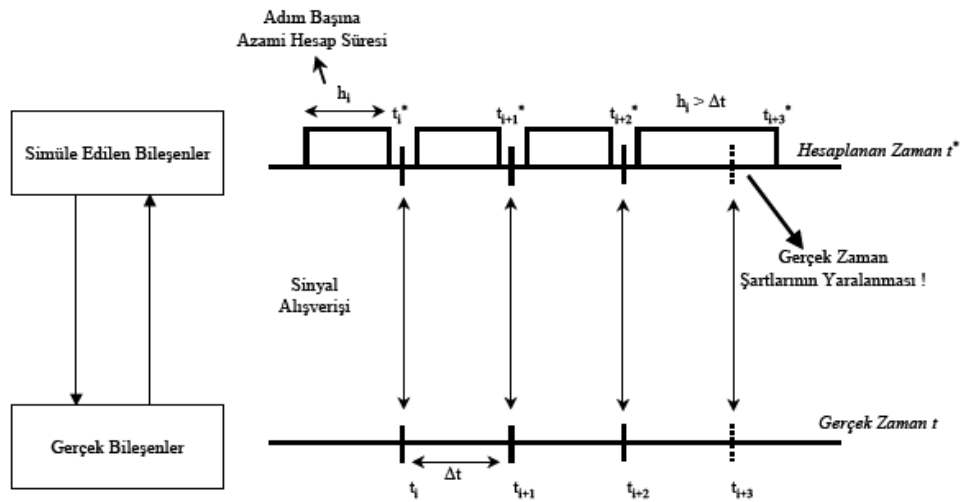
Taşıt geliştirme aşamalarının başlarından itibaren konstrüktörlerin elinde giderek artan detay seviyelerinde taşıta ait veri grupları bulunur. Örneğin geliştirmenin ilk aşamalarında geliştirici basit bazı ana taşıt parametrelerini girerek, oluşturulan simülasyon programından çeki kuvveti eğrisini ya da hızlanma sürelerini talep edebilmelidir. Bu aşamada kendisinden aktarma organları esneklik ve sönüm

katsayılarını talep eden bir simülasyon doğal olarak kullanışlı hatta anlamlı olmayacaktır.

Bu çalışmada kullanılan çoklu cisim dinamiği simülasyonlarını da kapsayan taşıt dinamiği simülasyonlarının kullanımına yönelik esaslı bir gerekçe de [12]'de açıklanmaktadır. Taşıt simülasyonu 80'li yılların ortalarına kadar her zaman fayda/emek oranları yüksek (feasible) uygulamalar olarak gösterilmiş ancak simülasyon programları bir standarda kavuşmadığı için kullanımları da bir kaç bilim adamı ya da uzmanla sınırlı kalmıştır. Son 10-15 yılda ortaya özellikle MATLAB ve ADAMS gibi programların çıkması ile otomotiv araştırmaları ve sanayide simülasyon, çok daha popüler bir mühendislik aracı haline gelmiştir. MATLAB/Simulink şu an dünyada muhtemel olarak kullanılan en yaygın simülasyon yazılımıdır [12]. MATLAB ve MATLAB/Simulink'in bilimsel bir hesap kütüphanesi, temel matematik fonksiyonları, çeşitli konu başlıklarında ilave kütüphaneleri, diferansiyel denklem çözmek için özel fonksiyonları, çizdirme ve görselleştirme işlemleri için çok geniş bir kütüphanesi ve kullanıcı arayüzü oluşturmak için çok kullanışlı bir arabirimi vardır. Simulink ve bunun benzeri programlar çok geniş bir kullanıcı spektrumuna efektif bir hizmet vermekte olan, fakat taşıt tekniği için pek de elverişli olmayan programlardır. "Bir taşıt modeli oluşturulmak istenirse kullanıcı kendi denklemlerini yazmalıdır" fikri de bazı çevrelerce kabul görmektedir. Çok gerçekçi bir taşıt modeli için bu, çok fazla sayıda serbestlik derecesi ve çok fazla sayıda denklem demektir. Bu da firmalarda çalışan geliştirmeci mühendisler için pek uygun bir çözüm olmamaktadır. ADAMS gibi "Çoklu cisim dinamiği" programlarında yapılan çalışmalarda denklemleri kendi yazmak ve çözmek zorunda olmayan mühendis için, böylece hata yapma riski azaltılmaktadır. O sadece modelini, komponentlerden bir araya getirmek için yapması gerekenleri öğrenir [12]. **Sayers'in ifadesine göre (beklenmeyen ve istenmeyen tepkiler vermeden) gerçek zamanda çalışması gereken uygulamalarda hala tek yöntem hareket denklemlerini tek tek elle oluşturmak ve bunları çözecek olan simülasyon sistemini de gerçek zamanda doğru çalışacak şekilde ince ayar etmektir.** "Çoklu cisim dinamiği" programları "gerçekzaman" operasyonları için tasarlanmamışlardır. Bu programlar oluşturdukları nonlineer diferansiyel-cebirsal denklemleri, iteratif metodlarla, oldukça yavaş ve değişken integrasyon adımları kullanarak çözerler. Bilgisayarlar hızlandıkça yavaşlık

bir problem olmaktan çıkmaya başlar ancak, değişken zaman adımları özellikle HiL uygulamalarında kullanılmalarını imkansız hale getirmektedir. Çünkü toplam zamanda aşırı bir hesaplama gücü kullanılarak gerçek zamandan daha hızlı hale getirilseler bile, herhangi bir t anında bir anda duraksayarak ilave iterasyonlar yapmak isteyebilirler ve bu da katı gerçek-zaman şartını yerine getirememeleri anlamına gelir. Bu husulardan hareketle neredeyse, ADAMS gibi programların gerçek hardwarelerle kombine çalışmasına mücadele edilemez denebilir. Ayrıca ADAMS gibi dinamik çözümlemeye yönelik paketleri simulink gibi programlarla kombine etmek de fazlaca emek gerektiren çalışmalardır. Ve yine bu birlikte çalışma şartlarına bağlı olarak o derece yavaşlayabilir ki, Simulink gibi yazılımların hızlı ve interaktif olan olumlu prensipleri yok olabilir.

Şekil 2.3' te bir gerçek zaman simülasyonu için oluşmaması gereken durum, gerçek zaman şartlarının hesap adımları ile yaralanması durumu sembolik olarak resmedilmiştir.



Şekil 2.3 : Gerçek zaman şartlarının yaralanması [13].

Bu yüksek lisans tezi kapsamında kullanılan “TruckSim” gibi çoklu cisim dinamiği simülasyon yazılımlarının dezavantaj ve avantajları hakkında başta [9] olmak üzere çeşitli kaynaklardan hareketle aşağıdaki hususlar sıralanabilir [1] :

- Ticari isimler zamanla demode olmaktadır. Programların çoğu zamanla kullanımını daha doğrusu kullanım alanını yitirmekte ve üretici firmaca ya da kullanıcılar tarafından desteklenmemektedir.

- Dökümantasyonları genellikle az ve yetersizdir.
- Çoğunlukla genişlemeyen yapıları vardır. Çoğu özel bir uygulama için geliştirilmiş ve başka uygulamalarda kullanılmak üzere genişletilemez durumdadır.
- Kodlarına erişim genelde mümkün değildir.
- Yapıları kötüdür. Kullanımları kolay değildir.
- Çalıştırılmaları için detaylı ve sayıca çok parametre gereklidir. Çok fazla giriş parametresi talep ederler. Bu şekilde tam olarak değeri belli olmayan bazı dataların da kullanıma alınma tehlikesi ile beraber, yüksek detay sahibi böyle bir modelin vereceği sonuçların da doğruluk mertebesi azalabilir.
- Mühendisleri basit modellerden uzaklaştırmaktadırlar. Çok fazla parametre ihtiyacını kullanıcıya hissettiren böyle bir programla uzun süre çalışan bir mühendis, daha az parametre ile çalışıp bazı temel araştırmaların yapılabileceği basit modellere olan alakasını ve güvenini kaybedebilir.
- Fazla hesap zamanı tüketirler.
- Az test edilmişlerdir. Belki de en önemlisi bu programları detaylarına kadar kullanmaya kadar çalışan mühendis ya da araştırmacıların da kolaylıkla fark edebileceği gibi yeterince test edilmemişlerdir. Bu husus kendini gerek kullanım esnasında gerekse sonuçların alınması esnasında hissettirir. Sonuçlar istenen formatta olmaz, bazen yanlış bile olabilir.
- Günümüz çoklu cisim mekaniği programları bile, taşıt tekniğine özel çok fazla rutin içeremediğinden bazı etkilerin göz ardı edilmesi mecburiyeti doğabilir. Bu etkiler örneğin gerçek hava kuvvetleri, lastik tekerleğin doğru kılavuz kuvvetleri, taşıt tekniğine has bazı değerlendirme ve karar kriterleri olabilir.
- Bozuk modeller oluşması önlenemeyebilir. Kullanıcının daha modeli kurarken sonuç alamayacağı modeller kurması çoğu zaman önlenememekte, bu husus da kullanıcının programla iletişim kurmasında bazı sorunlar ortaya çıkarmaktadır.
- İlave modüllerle bu tip programların taşıt tekniği uygulamalarındaki kullanışlılığı arttırılabilir.
- Özellikle tekerlek asılışlarının kinematiği ve elastokinematiğinde kendilerini kanıtlamış ve oldukça kullanışlıdırlar. Bu programlar sayesinde kinematik ve

elastokinematik etkiler önceden hesap edilip başka programlarda kullanılmak üzere hazır bekletilebilir.

- Kaliteleri yüksek olan bir çoklu cisim dinamiği programının arkasında nümerik hesaplama ve yazılım mühendisliği bilgisi nispeten yüksek büyükçe bir insan takımı olmaktadır. Bu da bilgisayar yazılım teknolojisi açısından bakıldığında daha kaliteli, hatasız ve hızlı algoritmaların kurulmasına olanak sağlamaktadır.

2.4 Taşıt Dinamiği Simülasyonunun Aşamaları [1]

Teknik sistemlerin dinamiğinde mekanik bir sistemin yaklaşık matematiksel tasvirinde üç adet yöntem mevcuttur :

- 1- Çoklu cisim sistemleri metodu
- 2- Sonlu elemanlar metodu
- 3- Sürekli sistemler metodu (sürekli ortam mekaniği)

Bilgisayar destekli simülasyonun temel görevi,

" Verilen başlangıç şartları takımı ile belirli bir zaman aralığı için, diferansiyel denklemlerle belirli bu başlangıç değer problemini ya da durum diferansiyel denklem takımını entegre etmektir [14]. "

Simülasyonda, sistem mekanik modeline ait elde edilen matematik model denklemlerinin alışılmış ya da kısmi yapıda diferansiyel denklemlerden oluştuğu görülür. Bunlara sistem yapısına göre bir takım cebirsel denklemler de eklenebilir. Simülasyonun uygulanması için oldukça net ve genel bir aşamalandırma –literatürde sıkça karşılaşıldığı şekli ile- yine [11]' den ithal edilebilir :

1- Problemin tarifi: Burada dikkat edilmesi gereken, verilecek olan emek ve oluşacak olan maliyetin, çıkacak sonuca değer olup olmayacağı yönünde mutlaka kesin bir sonuca götürecek olmasa da, bir çalışmanın yapılması gerektiğidir.

2- Simülasyonun uygulanması: Temelde teorisyenlere ait bölgedir.

3- Sonuçların konstrüktörlere öneriler olarak sunulması: Konstrüktörler simülasyondan gelen sonuçları duymaya genelde hazır olmamakla beraber, bunları uygulamaya da fazla istekli davranmazlar. Ancak onların sağduyularının bazen daha iyi sonuçlar verdiği de görülmektedir.

2.5 Taşıt Dinamiği Simülasyonunda Dikkat Edilmesi Gereken Hususlar [1]

Taşıt dinamiği simülasyonu konusunda çalışmak arzusunda olan ya da çalışan araştırmacı ya da mühendislerin dikkat etmesi gereken bazı hususlar bir kısmı genel ifadeler bir kısmı da bazı özel halleri vurgulayacak şekilde aşağıda sıralanmıştır:

- Simülasyonda pek çok bilimsel ya da hesapsal problem model denklemleri çıkarılırken değil, onların uygulanması ve çözülmesi sırasında yani direkt olarak programlama yapılırken ortaya çıkmaktadır.
- Programlama esnasında bir değişkenin bir fonksiyon değeri (örneğin tanjantı) sıkça gerekiyorsa, integrasyon adımı başına bu bir kez hesaplanıp başka bir değişkende saklanabilmektedir. Böylece aynı değer pek çok ayrı yerde kullanılabilmekte ve hesaplama zamanından önemli bir tasarruf sağlamaktadır.
- [15]' e göre model doğrulama çalışmalarında sanal taşıt ile gerçek taşıttan aynı cevabın beklenebilmesi için aralarındaki seyir hızı farkının 1 km/h'ten az olması gerektiği vurgulanmaktadır. Bu ise model doğrulama çalışmalarında gerçekleştirilmesi çok zor bir husustur.
- Pek çok araştırmacıya göre taşıt alt-sistemlerinin tek başına simülasyonu yeterli olmayıp, tüm sistemler etkileşim içinde olduğundan sınır şartlarının tanımlandığı basit testlerin ötesine geçilmeli ve komple simülasyonlar üzerinde uğraşılmalıdır.
- Komple bir simülasyon modelinde alt modellerin her birinin sağlıklı çalıştığından emin olmadan tüm model üzerinde doğrulama çalışması ya da inceleme yapılamaz. Seyir dinamiği simülasyonlarında bu durum özellikle tekerlek modelinde çok kritik haller alabilir. Tekerlek üzerine etkiyen momentler ile zemine aktarılan momentler arasındaki hassas denge dikkatlice kontrol edilmeli, aktarılan kuvvetlerin kendilerinin kaynak bulduğu motor ya da fren sistemi kaynaklı kuvvetlerden daha büyük olmasına mücadele edilmemelidir. Simülasyonlar gerçek dünya ile gerçek anlamda bir fiziksel bağları olmadığından ve sadece model denklem ve parametreleri ile vücut bulduklarından rahatça gerçek dünya ile bağlantının (üstelik de sayısal olarak çok büyük mertebelerde) kaybolmasına sebep olabilirler. Üstelik simülasyonu yöneten araştırmacı bu vahim durumun uzun süre farkına varmayabilir.

Zincir şeklindeki oluşumlar, gerçek ya da sanal olsunlar sadece en zayıf halkaları kadar sağlam ya da doğru olabilirler. Bu şekilde bir benzetmeye [16]

da da rastlanmıştır. Kaynaktaki ifade ile bir tüm-taşıt simülasyon modeli de sadece en zayıf alt-programı kadar iyi olabilir.

- [17]' de durum değişkenlerine ait diferansiyel denklemler için merkezlenmiş integrasyon ya da merkezlenmemiş integrasyon kullanılabileceği ifade edilmiştir. Merkezlenmiş entegrasyonda tek bir aşamada tüm durum değişkenlerine ait anlık türevler bulunmakta ve izleyen aşamada da integrasyon yapılmaktadır. Merkezlenmemiş yöntemde ise her bir değişkene ait ilk önce eğim (türev) bulunmakta daha sonra integrasyon yapılmakta ve bir sonraki değişkene bu işlemlerden sonra geçilmektedir.

Yapılan araştırmalar göstermiştir ki modern bir seyir dinamiği simülasyonu için [1] ;

- Tekerleklerin, aks kinematiğinin, elastokinematiğinin, yay ve sönüm elemanlarının non-lineer karakterlerinin "mümkün" ise simülasyona mutlaka ithal edilmeleri gerekmektedir. Aksi takdirde bu simülasyonla yapılacak her türlü çalışma, objektif çıkarımlar veya bu simülasyonun bir sürüş simülatöründe kullanılması ile elde edilecek subjektif çıkarımlar tam doğru olmayabilecektir.

Bu hususla ilgili olarak [4]' te kinematik ve elastokinematik özellikleri ayrı ayrı ve bu konuda etkin bir programa çözdürmek ve sonuçları genelde birer harita şeklinde ana program olan seyir dinamiği programına kullandırmanın endüstride yaygın bir uygulama olduğundan bahsedilmektedir ki bu çalışma kapsamında da incelenen taşıtın tekerlek asılış sistemine ait özelliklerin birçoğu "SuspensionSim" programı kullanılarak tüm taşıt dinamiği programı olan "TruckSim"e ithal edilmiştir.

3. SEYİR DİNAMİĞİ PROGRAMLARINA GENEL BAKIŞ [18, 19]

Bu tez çalışmasında söz konusu taşıt özelliklerinin simüle edilmesinde SuspensionSim ve TruckSim yazılımlarından yararlanılmıştır.

3.1 SuspensionSim

SuspensionSim, ön ve arka aks tekerlek asılışlarının kinematığının ve tüm tekerlek asılışı modelinin bu aksları ilgilendiren hem diğer elemanlarla hem de tüm aks geometrisiyle uyumunun modellenmesinde ve çözülmesinde kullanılan ticari bir yazılımdır. Bağımsız ve katı aks geometrilerinin modellenmesinin yanı sıra denge çubuklarının ve direksiyon sistemlerinin modellemeleri de yapılabilmektedir. Programda çözümler yapılırken lineer olmayan komponentler de tanımlanabilmektedir. Program Visual Basic dilinde yazılmıştır. SuspensionSim'de hazırlanan modeller, tüm-taşıt dinamiği programı olan TruckSim'e aktarılabilmektedir.

Program, oluşturulan modelin düşey dinamik (ride), yalpa (roll) ve direksiyon sistemi (steer) özelliklerini çözerek her 3 çözüm seçeneğiyle ilgili tekerlek asılışı tasarım faktörlerini ve aks geometrisine ait özellikleri (Kingpin açısı, yalpa özellikleri vs.) grafik karşılaştırmalı olarak, belirli bir tekerlek asılışı stroğundaki veya her bir bağlantı noktasındaki değerler olarak hesaplayıp çıkarabilmektedir. Şekil 3.1' de bir taşıta ait tekerlek asılışı modelinin düşey dinamik çözümü sonucu elde edilen tekerlek asılışı tasarım faktörleri gösterilmiştir. Şekil 3.2' de ise yine bir taşıta ait tekerlek asılışı modelinin yalpa çözümü sonucu elde edilen tasarım faktörleri ve aks geometrisi özellikleri grafik karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir.

3.1.1 SuspensionSim'de modelleme adımları

SuspensionSim, birbirine bağlı rijit veya elastik cisimlerin kuvvetler altında dinamik davranışlarını inceleyen ve tekerlek asılışına ait parametrik verileri TruckSim yazılımında kullanmak üzere çeviren bir programdır.

SDF Output

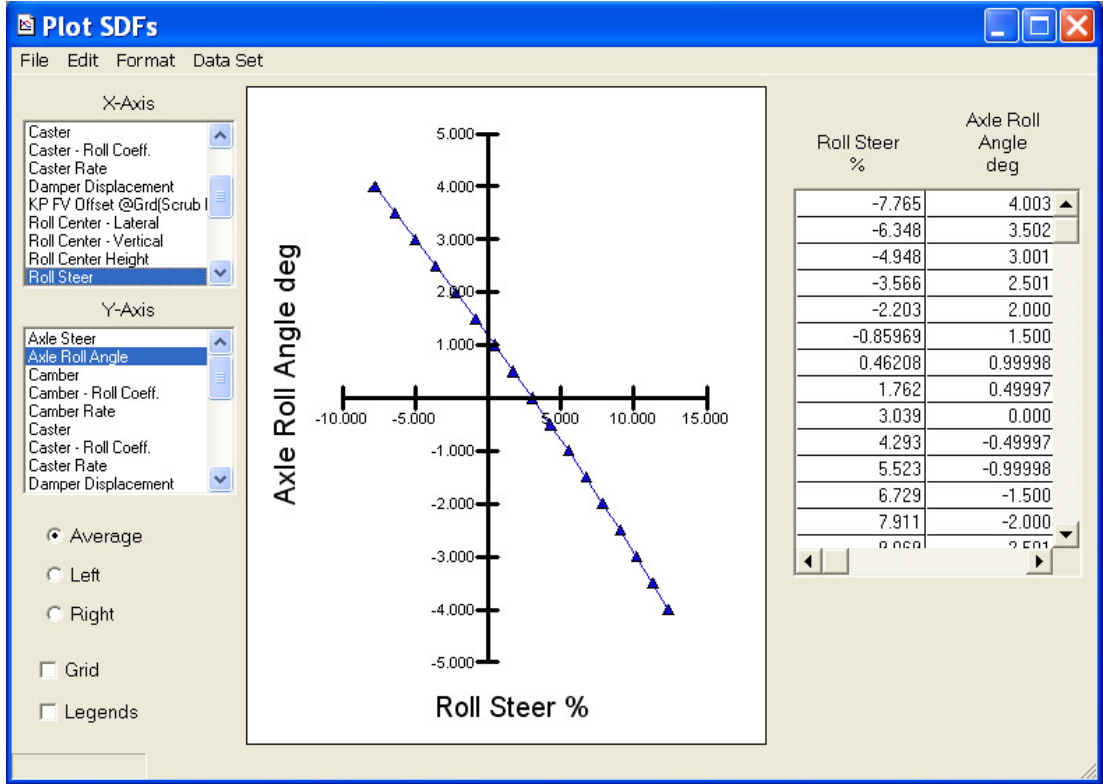
Position:

[Export](#)

[Print](#)

SDF	Left	Right	Average	Comment	Units
Aligning Torque Compliance	2.030E-06	2.112E-06	2.071E-06	Under	deg/(N*mm)
Anti Lift	0.000	0.000	0.000		%
Anti-Dive/Squat	-59.260	-48.658	-53.959		%
Brake Bias	0.02884	0.02884	0.02884		deg/N
Brake Coef. - Steer	1.037E-04	1.037E-04	1.037E-04		deg/N
Bump Stop Displacement	0.000	0.000	0.000		mm
Bump Stop Load	0.000	0.000	0.000		N
Camber	0.00537	-0.00543	-3.330E-05		deg
Camber - Roll Coeff.	13.871	13.904	13.887		%
Camber Rate	8.940E-04	8.558E-04	1.907E-05		deg/mm
Caster	3.781	3.781	3.781		deg
Caster - Roll Coeff.	-3.295	3.647	-3.471		%
Caster Rate	-0.00834	-0.00837	-0.00835		deg/mm
Damper Displacement	0.000	0.000	0.000		mm
Damper Lever Ratio	0.000	0.000	0.000		
Dive/Squat	45.076	42.146	43.611		mm/g
KP FV Offset @Grd(Scrub Radius)	-135.627	-135.606	-135.617		mm
Kingpin FV Offset @ W/C	96.000	96.000	96.000		mm
Kingpin Inclination	33.648	33.645	33.646		deg
Kingpin SV Offset @ W/C	0.17887	-0.18505	-0.00309		mm
Lat W/C Compliance	0.00164	0.00164	0.00164		mm/N
Lateral Camber Compliance	8.464E-05	8.437E-05	8.451E-05	Under	deg/N
Lateral Force - Steer	2.053E-04	2.063E-04	2.058E-04	Under	deg/N
Lateral Force Opp. - Steer	4.613E-04	-0.00161	-5.721E-04	Over	deg/kN
Long. Toe Compliance	-9.776E-05	1.097E-04	5.981E-06	Toe In	deg/N
Long. W/C Compliance	1.301	1.024	1.146		mm/kN
Mechanical Trail	23.428	22.550	22.989	Rear	mm
Ride Rate	105.994	105.817	105.905		N/mm
Roll Center - Lateral	0.48111	0.48111	0.48111		mm
Roll Center - Vertical	368.479	368.479	368.479		mm
Roll Center Height	368.479	368.479	368.479		mm
Roll Steer	2.459	2.459	2.459	Under	%
Spring Displacement	0.000	0.000	0.000		mm
Spring Lever Ratio	0.000	0.000	0.000		
Spring Load	0.000	0.000	0.000		N
Steering Ratio	0.000	0.000	0.000		
Suspension Roll Rate	1.680E+06	1.680E+06	1.680E+06		N*mm/deg
Toe	-0.10640	0.11008	0.00184		deg
Toe Rate	0.01496	0.01497	-6.138E-06		deg/mm
Total Roll Rate	1.438E+06	1.438E+06	1.438E+06		N*mm/deg
Track Change	6.079E-05	6.079E-05	6.079E-05		mm
Tractive Force Toe	0.27405	-0.27437	-1.636E-04		deg/g
Tractive Force Windup	-0.15269	-0.15341	-0.15305		deg/g
VSA - FV Angle	0.02371	0.02914	-0.00272		deg
VSA - FV Length	64,090.901	66,947.293	65,519.097		mm
VSA - SV Angle	-13.357	-10.638	-11.997		deg
VSA - SV Length	7,064.913	6,968.005	7,016.459		mm

Şekil 3.1 : Bir taşıta ait tekerlek asılışı modelinin düşey dinamik çözümü.



Şekil 3.2 : Bir taşıta ait tekerlek asılışı modelinin yalpa seçeneği çözümü.

SuspensionSim'de bir taşıtın tekerlek asılışı modeli 7 temel adımda gerçekleştirilebilir. İlk aşama taşıtın aks geometrisinin, koordinat ve birim sistemlerinin belirlendiği ve aynı zamanda bir nevi proje için günlüğün de tutulabildiği "Log (Günlük)" arayüzüdür. Şekil 3.3' te günlük arayüzü gösterilmiştir.

Bu aşamadan sonra, aks ve tekerlek asılış geometrisini tanımlayan, birbirine rijit veya elastik bağlarla bağlanacak cisimlerin tanımlanması gerekir. Şekil 3.4'te bir tekerlek asılışı modelinde kullanılan cisimler gösterilmiştir.

Cisimler birbirlerine bağlanırken, bağlantı noktalarının gerçek araç baz alınarak koordinatlarının tanımlandığı "Points (Noktalar)" ara yüzü kullanılır. Noktaların tanımlanması yapılırken, bu noktaların bir önceki aşamada tanımlanan cisimlerden hangi cisim üzerinde yer aldığı bilgisi de girilir. Ayrıca tanımlanan ana noktaları referans alan, görece nokta tanımlaması da yapılabilmektedir. Örneğin; tekerlek merkezini ana nokta olarak, lastiğin yere bastığı görece nokta tanımlanabilir. Şekil 3.5'te bir tekerlek asılışı modeli için kullanılan noktalar gösterilmektedir.

General	Project Log	Coordinates and Units
Suspension Type Enter Project Type ☒ Front Suspension ☐ Rear Suspension		
Engineer's Name Engineer's Name		
Company Name Enter Section ID		
Start Date: 10/16/2009		
Model Status Stabilizer Bar: OFF Model Force Units: N Model Distance Units: mm Model Angle Units: deg Model Coordinates: SuspensionSim		
☒ Add/Remove Enabled		
Picture File Template.jpg		

Şekil 3.3 : Log-Günlük ara yüzü.

Bodies		
Body Name	Letters	Symmetry
Axle	AX	X
Spring at Front Bushing	FE	X
Spring at Shackle	SS	X
Shackle	Sh	X
Knuckle	Kn	X
Pitman Arm	PA	

Şekil 3.4 : Bodies-Cisimler ara yüzü.

Points					
Point Name	Letter	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	Relative
Wheel Center	Wc	.00	977.00	582.00	X
Axle Center	Ac	.00	.00	448.00	
Kingpin ref (UBJ)	Kr	5.00	843.00	639.00	X
Tie Rod Outer	To	236.00	806.00	406.00	
Steer Arm	Sa	.00	656.00	645.00	
Pitman at Drag Link	P1	-846.00	-646.00	777.00	
Pitman Arm at Gear	P2	-846.00	-569.00	954.00	X
Kingpin at Spindle (LBJ)	Kp	.00	881.00	582.00	X

Şekil 3.5 : Points-Noktalar ara yüzü.

Bir sonraki aşama, cisimleri birbirine bağlayan bağlantı elemanlarının seçilmesidir. Bağlantının özelliklerine göre, SuspensionSim kütüphanesinde tanımlı 13 farklı bağlantı elemanından seçim yapılır. Tekerlek asılışları tasarımında yaygın olarak kullanılan ve SuspensionSim kütüphanesinde bulunan bağlantı elemanlarına; küresel mafsalları, lastik burç, silindirik veya dikdörtgen kesitli kirişler, yay elemanları örnek olarak verilebilir. Bu bağlantı elemanlarından bazıları lineer olmayan yük-sehim karakteristiklerine sahip olacak şekilde tanımlanabilir. Bu elemanlara; lineer olmayan kirişler ve lastik burçlar örnek olarak verilebilir. Şekil 3.6' da bir tekerlek asılışı modeli için kullanılan bağlantı elemanları gösterilmiştir.

Bağlantı elemanları ile cisimlerin birbirine tanımlanmış noktalardan bağlanması işlemi "Assembles-Montaj" ara yüzünde gerçekleştirilir. Şekil 3.7' de bir tekerlek asılışı modeli için montaj listesi gösterilmiştir.

Component List		Component Name
Component Name	Used	Shackle Bushing
Front eye bushing	X	
Shackle Bushing	X	
Weld	X	
Kingpin	X	
Tie Rod	X	
Drag Link	X	
Gear	X	

Component Type	
Bushing	

Main	X	Y	Z	XX	YY	ZZ
☐ K-x			4142.000			N/mm
☐ K-y			4348.000			N/mm
☐ K-z			4348.000			N/mm
☐ K-xx			1500.000			Nmm/deg
☐ K-yy			50000.000			Nmm/deg
☐ K-zz			50000.000			Nmm/deg

Şekil 3.6 : Components-Bağlantı elemanları ara yüzü.

Assembly List		Assembly Name		Non-Symmetric	
Assembly Name Axle welded LH to RH spring eye to frame shackle to frame Shackle to spring Kingpin Tie Rod Drag Link Gear		Axle welded LH to RH		☒ Assembly	
		Component Weld			
		First Point (Ac) Axle Center			
		Second Point (Ac) Axle Center(SYM)			
		Third Point			
		Fourth Point			
Add Assembly Delete Assembly		☐ Show All Points		OK Apply Cancel	

Şekil 3.7 : Assembles-Montaj ara yüzü.

Araca ait bilgiler "Taşıt- Vehicle" ara yüzünde girilir. Şekil 3.8' de bir tekerlek asılışı modeli için taşıt arayüzünde girilen değerler gösterilmiştir.

Vehicle Information		Suspension Information	
Vehicle C.G. Height:	600 mm	Virtual Kingpin Axis	☐
Vehicle Wheelbase:	3000 mm	Solid Front Axle	☒
Tire SLR:	348 mm	Inboard Brakes w/Geared Hubs	☐
Tire Radial Spring Rate:	300 N/mm	Live Axle	☐
% Front Braking:	40.0 %	Camber Adjustment:	0.000 Deg
% Front Driving Torque:	0.0 %	Tie Rod Adjustment:	0.000 mm
Front Axle Weight:	12000 N		
Rear Axle Weight:	18000 N		
CFactor:	15 mm/Rev		
Axle Ratio:	0		
Gear Reduction At Hub: (- = Opposite Rotation of Drive shaft)	0		

Şekil 3.8 : Vehicle-Taşıt ara yüzü.

Modelin görsel olarak temsili, "Graphics- Görselleştirme" ara yüzünden faydalanılarak yapılır. Burada daha önceden tanımlanmış noktalardan ve SuspensionSim kütüphanesindeki grafik elemanlarından faydalanılır.

Yaprak yaylı tekerlek asılışlarının modellenmesi için, ayrıca özel bir modül mevcuttur. SuspensionSim, var olan çok katlı yaprak yayları, bunlara eşdeğer tek katlı yaprak yaylara dönüştürür. Yaprak yay modellenmesinin ayrıntıları ilerideki bölümlerde açıklanacaktır.

3.1.2 SuspensionSim sistem denklemleri

Matematiksel olarak; program lineer olmayan vektörel fonksiyonları (3.1)'de gösterildiği gibi sıfıra götürür.

$$\begin{aligned}\{F(x, r)\} &= \{0\} \\ \{C(x, r)\} &= \{0\}\end{aligned}\tag{3.1}$$

Burada:

$\{F\} \equiv$ gövdelerin tüm serbestlik derecelerine etki eden kuvvet vektörlerinin toplamı

$\{C\} \equiv$ kısıt vektörleri

$\{x\} \equiv$ noktasal yer değiştirme vektörü

$\{r\} \equiv$ her bir kısıt için tepki vektörleri

Fonksiyon vektörleri Taylor serisine açılır, ve sadece ilk terimler tutulursa (3.2) elde edilir:

$$\begin{Bmatrix} F(x + \Delta x + \Delta r) \\ C(x + \Delta x) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F(x, r) \\ C(x) \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \partial F / \partial x & \partial F / \partial r \\ \partial C / \partial x & \partial C / \partial r \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta x \\ \Delta r \end{Bmatrix}\tag{3.2}$$

Program, F ve C vektörlerini sıfıra eşitlediği için, Taylor açılımının sol tarafı sıfıra eşitlenir. (x,r) sisteminin herhangi bir durumu için, Taylor açılımı Dx ve Dr' yi çözmek üzere tekrar düzenlenirse (3.3) elde edilir;

$$\begin{aligned}\begin{Bmatrix} \Delta x \\ \Delta r \end{Bmatrix} &= \begin{bmatrix} \partial F / \partial x & \partial F / \partial r \\ \partial C / \partial x & \partial C / \partial r \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} F(x, r) \\ C(x) \end{Bmatrix} \\ \begin{Bmatrix} x \\ r \end{Bmatrix}_{n+1} &= \begin{Bmatrix} x \\ r \end{Bmatrix}_n + \begin{Bmatrix} \Delta x \\ \Delta r \end{Bmatrix}\end{aligned}\tag{3.3}$$

(3.3) teki iterasyon prosedürü, fonksiyon vektörü sıfıra kabul edilebilir seviyede yaklaşıma kadar devam ettirilir.

Programın kullandığı hafızayı azaltmak ve hesaplanacak diziler için gerekli hafızayı arttırmak amaçlı, Jakobiyen matrisindeki kısmi türevler numerik diferansiyel eşitliklere yaklaştırılır (3.4). Jakobiyen matrisi sadece bu çözümlerin iterasyonu için değil, süspansiyon tasarım faktörlerinin hesaplanmasında da kullanılmaktadır.

$$J_{i,j} = \frac{\partial F_i}{\partial x_j} \approx \frac{\Delta F_i}{\Delta x_j} \quad (3.4)$$

Bu aşamadan sonra, global değişkenler lokal değişkenlere dönüştürülür, yerel kuvvet ve kısıtlar hesaplanır, daha sonra bu yerel kuvvetler global koordinat sisteminde tekrar transformasyona uğrar. Kısıtlar ve global kuvvetler, son olarak sistem denklemlerine eklenir. Buradaki hesap rutini aşağıdaki şekilde açıklanmıştır.

Burada:

$\{x\} \equiv$ global yer değiştirmeler

$\{q\} \equiv$ yerel yer değiştirmeler

$\{P\} \equiv$ global kuvvetler

$\{p\} \equiv$ yerel kuvvetler

$\{C\} \equiv$ yerel kısıtlar

$\{r\} \equiv$ yerel tepkiler

$$\begin{Bmatrix} \mathbf{x} \\ \mathbf{r} \end{Bmatrix} \Rightarrow \begin{Bmatrix} \mathbf{q} \\ \mathbf{r} \end{Bmatrix} \Rightarrow \text{element} \Rightarrow \begin{Bmatrix} \mathbf{p} \\ \mathbf{C} \end{Bmatrix} \Rightarrow \begin{Bmatrix} \mathbf{P} \\ \mathbf{C} \end{Bmatrix}$$

Şekil 3.9 : SuspensionSim'deki global ve yerel koordinat sistemi dönüşümü.

Her elemanın yük vektörü $\{P\}$ toplam kuvvet vektörü $\{F\}$ 'e eklenirken, kısıt vektörü $\{C\}$ ise sistem denklemlerinden oluşan vektöre eklenir.

3.2 TruckSim

TruckSim, hafif, orta ve ağır kamyonların, çekicilerin, otobüslerin ve askeri araçların dinamik davranışlarının incelenmesinde ve simülasyonunda kullanılan bir yazılımdır. Aracın frenleme, hızlanma, sabit yarıçaplı dönemeç hareketi vb. durumlardaki dinamik davranışlarının, değişik çevresel şartlar da dikkate alınarak (yol, sürtünme, rüzgar vb.) incelenmesine ve test edilmesine olanak verir. Farklı parametreler değiştirilerek, bu değişikliklerin seyir dinamiği üzerindeki etkileri tespit edilebilir. Çeşitli elektronik kontrol sistemleri ve elemanları araca bağlanarak (HiL) araç üzerindeki etkileri izlenebilir. Program böylelikle; geliştirme aşamalarının hızlandırılması, belirli test prosedürlerinin birebir uygulanması, alternatif dizaynların karşılaştırılması, konforu ve seyir dinamiğini etkileyen faktörlerin ortaya çıkarılması, HiL ve gerçek zamanlı testlerin uygulanması gibi birçok konunun incelenmesine olanak sağlar.

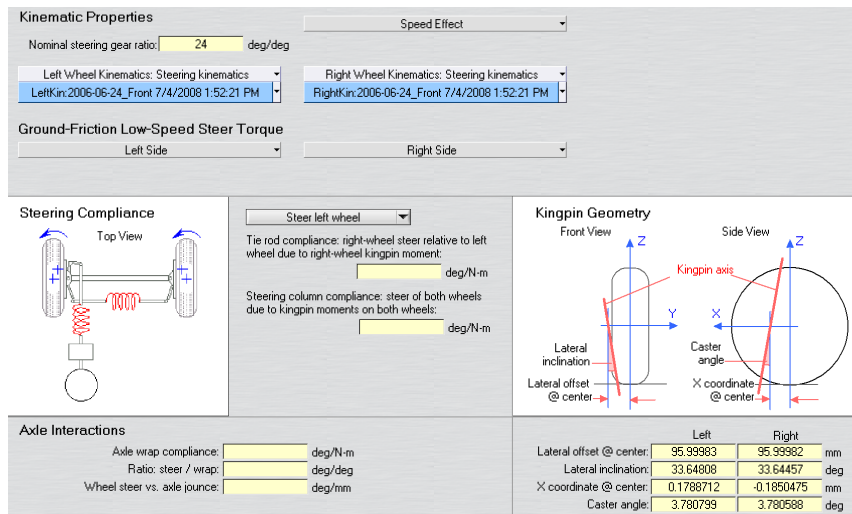
[12]' de aynı şirketin piyasa sürdüğü (Mechanical Simulation), TruckSim'in binek taşıtlar için kullanılan versiyonu olarak bilinen "Carsim" in alt kısımları şu şekilde ifade edilmiştir; taşıt dinamiği simülasyonunun çekirdeğini teşkil eden, model denklemlerini ve entegratörleri içeren bir program, taşıt alt-sistemlerinin parametrelerini, kontrol giriş değişkenlerini ve simülasyon ayarlarını ihtiva eden interaktif bir arayüz, taşıt sisteminin hareketlerinin görüntülenebileceği bir tel kafes animatörü ve simüle edilmiş ve ölçülmüş durum değişkenlerinin grafikler şeklinde görüntülenebileceği grafik arayüzü olarak ifade edilmiştir.

Sayers' ın bu ifadesinden yola çıkarak, TruckSim vasıtasıyla bir modelin çözümleme aşamaları aşağıdaki gibi özetlenebilir;

1. Öncelikle kullanıcı arayüzleri kullanılarak, parametreler, kontrol girdileri tanımlanır.
2. Araç tanımlandıktan sonra, model çözdürülür.
3. Bu aşamalardan sonra modelin, istenen şartlarda görselleştirilmesi için TruckSim'in animasyon oynatıcısından yararlanılır.

4. Son aşama ise, modelin o şartlarda nasıl davrandığının, çeşitli değişkenler baz alınarak ilgili grafiklerin çıkarılmasıdır. Bu grafiklerden; aracın ağırlık merkezinin ivmesi, yalpa açısı, tekerleklerin yerden yükselme mesafeleri, fren silindiri basıncı, şasi burulması, veya yakıt tüketimi değerleri gibi aracın farklı değişkenleri izlenebilir.

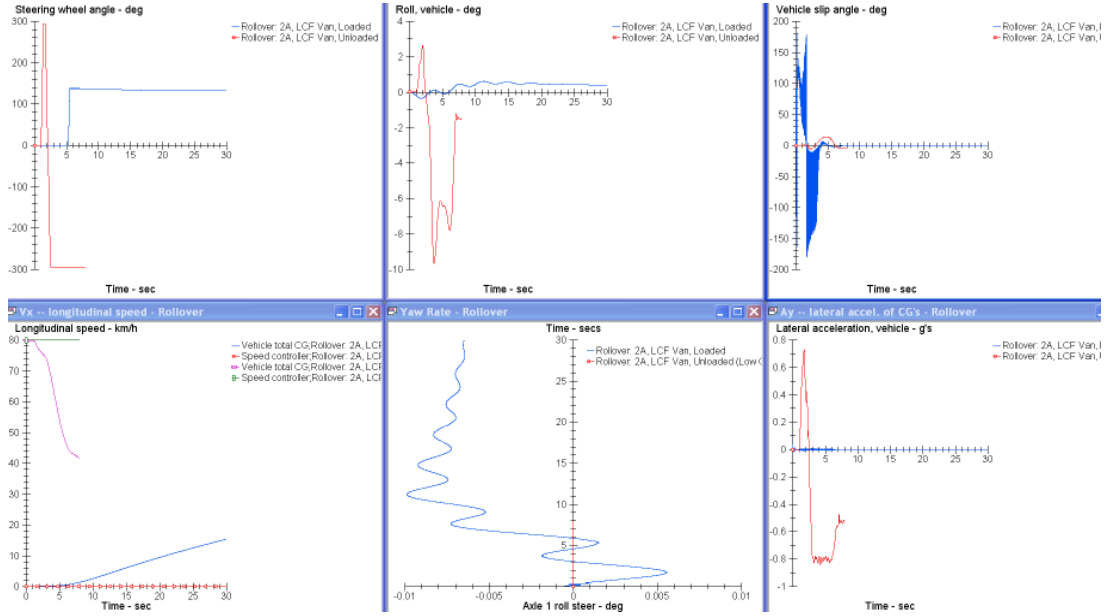
Her ne kadar ikisi de taşıt dinamiği simülasyonlarına izin veren “Çoklu Cisim Dinamiği” yazılımları olsalar da, TruckSim’in MSC.ADAMS’dan bazı farklılıkları vardır. En önemli farklılık modelleme yaklaşımıdır. ADAMS taşıta ait sistemleri komponent bazında modellemeye olanak sağlar, TruckSim ise tüm sistemi dikkate alır. Örneğin, tekerlek asılış sisteminin tasarlandığı bir çalışmada, ADAMS’ta mühendis tekerlek asılışına ait bağlantı ve kauçuk elemanlarını komponentler bazında modelleyebilir, ve daha sonra tüm taşıtın kinematik ve elastokinematik çözümünü yapıp simülasyonu tamamlayabilir. Oysa, TruckSim, tekerlek asılış sistemini fonksiyonel davranışıyla ele alır, taşıtın tekerlek asılışını betimleyen kinematik ve elastokinematik özelliklerini temsilen tablo verileri girilerek modelleme yapılır. Aynı zamanda TruckSim’e MATLAB/SIMULINK’te tasarlanmış kontrol sistemleri, AMESim’de tasarlanmış hidrolik sistemler, Optimus yazılımında tasarlanmış deney senaryoları entegre edilebilir [20]. Program içinden alınan, direksiyon sistemi arayüzü Şekil 3.10’ da gösterilmiştir. Şekil 3.11’ de devrilme davranışının incelendiği bir taşıtın TruckSim animatöründen alınmış bir görüntüsü gösterilmiştir. Şekil 3.12’ de ise yüklü ve yüksüz iki aracın çözümü sonucu elde edilen seyir büyüklüklerinin grafikleri gösterilmiştir.



Şekil 3.10 : TruckSim direksiyon sistemi ara yüzü.



Şekil 3.11 : Bir taşıtın devrilme davranışı incelemesinden bir görüntü.



Şekil 3.12 : Yüklü ve yüksüz araca ait seyir değişkenlerinin grafikleri.

3.2.1 TruckSim sistem denklemleri ve integratörler

TruckSim, gerçek fiziksel taşıtın yerine koyduğu matematiksel olarak modellenmiş taşıtın sanal testlerini yürütür. Bu süreçte, hareket denklemleri nümerik olarak taşıtın 3 boyutlu hareketini belirlemek üzere çözülür. TruckSim matematik modellerine ait hareket denklemleri, rijit cisimlerin lineer olmayan 3 boyutlu hareket denklemlerinden türetilmiştir. Bu adi diferansiyel denklemlerden ibaret olan hareket

denklemlerinin çözümünde birçok numerik integrasyon metodundan faydalanılır. Bu metodlar;

1. 3 tane 2. derece metod (Adams-Bashforth, Adams-Moulton, ve Runge-Kutta),
2. Bunlara ilave olarak 3. ve 4. derece Adams-Moulton metodları olmak üzere toplam 5 adettir.

Tüm metodlarda gerçek zamanlı HiL uygulamaları gerçekleştirilebilir. Metodların derecesinden kasıt; zaman adımları ile numerik hata payları arasındaki teorik ilişkidir.

TruckSim çözümleme programlarında mevcut bu numerik integral metodlarının hangisinin nerede kullanılacağı aşağıdaki Çizelge 3.1’ de açıklanmıştır.

Çizelge 3.1 : Trucksim sayısal integral yöntemleri.

Metod	Derece	Kullanım
Euler	1	Bu yöntem TruckSim çözücülerinde kullanılmamaktadır.
Adams-Moulton	2	Sık kullanılır, genel de en iyi yöntemdir.
Adams-Moulton	3	Çoğu simülasyon denemelerinde iyi sonuç verir, özellikle frenleme testlerinde iyidir.
Adams-Moulton	4	Sık kullanılmaz, Adams-Moulton’ın 2. ve 3. derece yöntemleri kadar iyi sonuç vermez.
Runge-Kutta	2	Adams-Moulton’ın 2. derece yöntemine benzer, süreksiz değişkenlerde iyi sonuç verir.
Adams-Bashforth	2	Diğer programlarla (Örn. Simulink) uyumlu çalışmaların yapılabilmesi için kullanılır.

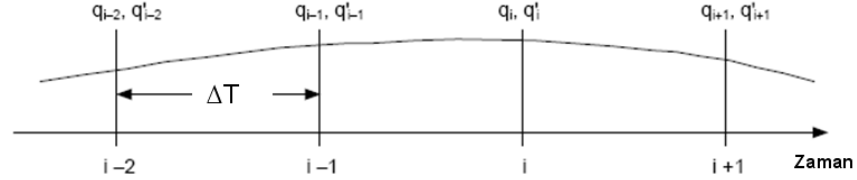
TruckSim de dahil olmak üzere “Mechanical Simulation Corporation (MSC)” firmasına ait yazılımlarda kullanılan çözücüler, birbirlerine yakın zaman adımları için matematik modeli tanımlayan denklemleri çözerler. Modelin anlık durumu, bir takım bağımsız değişkenler serisi ile tanımlanır ki bu bağımsız değişkenler serisine durum değişkenleri adı verilir [19].

Genellikle de, çoklu cisim dinamiği modelleri için tanımlı durum değişkenleri diferansiyel denklemlerle ifade edilirler. TruckSim’in kullandığı çözücülerde çoğu durum değişkeni adi diferansiyel denklemler (ODE) ile ifade edilmiştir [19].

Çizelge 3.1’ de verilen sayısal integral yöntemleri de bu sözü edilen diferansiyel denklemlerin çözümünde kullanılan yöntemlerdir.

Teorik olarak, her durum değişkeni zamana bağlı sürekli bir fonksiyondur. Bu zamana bağlı sürekli fonksiyon $q(t)$ ile gösterilsin. Buna rağmen, herhangi bir simülasyon koşusunda, hesaplar sürekli olmayan zaman adımlarında yapılır. Şekil 3.13’ te herhangi bir q durum değişkeni için sürekli olmayan bir zaman uzayında

birbirleriyle sabit bir ΔT adım farkı olacak şekilde yapılandırılması gösterilmektedir. Her bir adım i indisi ile gösterilmiştir, ve bu i adımına karşılık gelen değer q_i ile, bunların türevleri ise q'_i ile gösterilmiştir [19].



Şekil 3.13 : Bir q durum değişkeni için hesap adımları [19].

Çözücü, matematik modele ait her zaman adımına karşılık gelen çıktıyı, durum değişkeni q' nun ya o andaki değerinden faydalananarak ya da ilave olarak türevlerini de hesaba katarak hesap yapar. Bu işlem de daha önce ifade edildiği gibi sayısal integraller alınarak yapılır [19].

Eğer i anındaki t zamanı ve durum değişkeni q' nun değeri biliniyorsa (t_i ve q_i), matematik modeldeki adi diferansiyel denklemlerden o ana karşılık gelen türev $q'(t)$ değeri hesaplanabilir. Ve bir sonraki $i+1$ adımındaki durum değişkeninin değeri de (3.5)' de gösterildiği gibi hesaplanır. Burada $q'(t)$ q' nun sürekli bir fonksiyonudur [19].

$$q_{i+1} = q(T_i + \Delta T) = q_i + \int_{T_i}^{T_i + \Delta T} q'(t) dt \quad (3.5)$$

Gerçekte ise durum biraz daha farklıdır. Türev “ $q'(t)$ ” değerini etkileyen birçok değişken bu integral aralığında belirsizdir. Bu yüzden q_{i+1} değeri sayısal integral ile hesaplanırken bazı yaklaşımlar yapılır. En kolay sayısal integral yöntemi Euler yöntemidir [19]. Bir sonraki adımdaki q_{i+1} değeri Euler yöntemi ile (3.6)' daki gibi hesaplanır.

$$q_{i+1} = q_i + \Delta T q'_i \quad (3.6)$$

Euler integrasyonu sadece ΔT adımlarının çok küçük olduğu ve böylelikle hesaplanan aralık için türevdeki değişikliklerin ihmal edilebilir olduğu durumlarda doğru sonuçlar verebilir [19]. Çizelge 3.1’ de gösterildiği gibi TruckSim çözücülerinde Euler yöntemi kullanılmamaktadır.

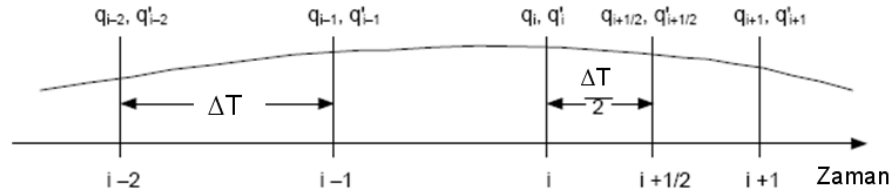
Bundan dolayıdır ki en iyi sayısal integrasyon yöntemi, tüm durum değişkenlerini yazılım kullanıcısının vaktini en az alan diğer bir deyişle hesaplama zamanı düşük olan ve bu hesaplamayı kabul edilebilir doğrulukta yapan yöntemdir [19].

Bazı sinüs fonksiyonları için q_{i+1} hesaplamasındaki hata değeri genellikle ΔT^n ’ nin bir fonksiyonudur. “n” değeri sayısal integral yönteminin derecesidir. Kullanılan çoğu yöntem 2 veya daha üst derecelidir. Eğer yüksek dereceli türevler içeren diferansiyel denklemler sürekli ise, yüksek dereceli yöntemler daha iyi sonuç verir. Buna karşılık, diferansiyel denklemler süreksizlikler veya yüksek dereceli yöntemlerin temelini oluşturan kabulleri geçersiz kılacak değişimler içeriyorsa, yüksek dereceli metodları kullanmak çok da etkili olmayacaktır [19].

TruckSim yazılımındaki tüm-taşıt modellerini temsil eden denklemler en doğru şekilde 2. veya bazen (simülasyon şartlarına da bağlı olarak) 3. dereceden yöntemler kullanılarak çözülmektedir. ΔT zaman adımı bazı yöntemlerde simülasyon koşusu daha devam ederken değiştirilebilir. Örneğin, değişkenlerin çok çabuk değiştiği şartlarda, daha küçük bir zaman adımı sayısal hata değerinin kontrol edilmesini sağlar, ya da değişkenlerin çok hızlı değişmediği şartlarda daha uzun zaman adımları kullanılarak hesaplama zamanı kısaltılabilir. TruckSim çözücülerinde kullanılan tüm sayısal integrasyon yöntemleri ise sabitlenmiş zaman adımları kullanırlar [19].

Euler yöntemi gibi diğer eksplisit yöntemler, q ve q' ’ nün sadece o andaki ve geçmişteki değerlerini kullanan göreceli daha açık hesaplama adımları kullanırlar. İmplicit yöntemler ise daha ileri adımlardaki durum değişkenlerini ve bunların türevlerini iterasyonla hesaplar. İmplicit yöntemler ADAMS örneğinde olduğu gibi cebirsel diferansiyel denklemler (DAE-differential-algebraic equations) içeren problemlerin sayısal çoklu cisim çözümleri yapılmasını gerektiren durumlarda kullanılır. TruckSim’de dahil olmak üzere MSC şirketinin tüm yazılımlarında kullanılan taşıt modellerinin denklemleri implicit yöntemler gerektirmeyecek adi diferansiyel denklemlerden ibarettir. Dolayısıyla MSC’ ye ait tüm yazılımlarda çözücüler eksplisit yöntemleri kullanırlar [19].

Kullanılan sayısal integral yöntemlerinden dördü $i+1/2$ aralığında yarım zaman adımları ile hesaplama yapar. Bu dört yöntemde, $i+1/2$ adımında hesaplanan değerler tahmini değerlerdir, yani $i+1$ adımında hesaplanan düzeltilmiş değerler kadar kesin değildir. Şekil 3.14’ de yarım zaman adımı kullanılarak yapılan sayısal integrasyon adımları gösterilmiştir.



Şekil 3.14 : Yarım zaman adımı kullanılarak sayısal integrasyon.

Çözücüler 3 adet Adams-Moulton yöntemini destekler. Bu yöntemlerin her biri yarım adımdaki durum değişkenini ve türevleri daha ilerideki yani $i+1$ ’deki durum değişkenini hesaplamak için kullanır. 2. derece Adams-Moulton yönteminde önceki adımlara ait türevler yarı adımdaki durum değişkeni değerini hesaplamak için kullanılır (3.7) [19].

$$q_{i+1/2} = q_i + \frac{\Delta T}{8} (5q'_i - q'_{i-1})$$

$$q_{i+1} = q_i + \Delta T q'_{i+1/2} \quad (3.7)$$

3. derece Adams-Moulton yöntemi bir adım daha gerideki türevleri hesaplar (3.8).

$$q_{i+1/2} = q_i + \frac{\Delta T}{24} (17q'_i - 7q'_{i-1} + 2q'_{i-2})$$

$$q_{i+1} = q_i + \frac{\Delta T}{18} (20q'_{i+1/2} - 3q'_i + q'_{i-1}) \quad (3.8)$$

3. derece Adams-Moulton’ın 2. dereceye göre avantajı, nispeten daha yüksek frekanslı titreşimler için daha doğru sonuçlar vermesidir. Örnek olarak durmak için yapılan bir frenlemede lastik osilasyonları 3. derece ile 2. dereceye göre daha doğru

hesaplanabilmektedir. Öte yandan, ani profil değişiklikleri içeren dönemeçler ve yollar için 2. derece Adams-Moulton daha iyi sonuçlar verebilmektedir [19].

4. derece Adams-Moulton 3. dereceden de bir adım gerideki türevleri içerir (3.9).

$$\begin{aligned} q_{i+1/2} &= q_i + \frac{\Delta T}{384} (297q'_i - 187q'_{i-1} + 107q'_{i-2} - 25q'_{i-3}) \\ q_{i+1} &= q_i + \frac{\Delta T}{30} (36q'_{i+1/2} - 10q'_i + 5q'_{i-1} - q'_{i-2}) \end{aligned} \quad (3.9)$$

Bu yöntem 2. ve 3. dereceye göre TruckSim’de yapılan simülasyon çalışmalarında daha nadiren, sadece fazladan lineer olmayan durumları içeren ve yüksek derece bir yöntemin uygulanmasının uygun görüldüğü hallerde kullanılır [19].

2. dereceden Runge-Kutta yöntemi gerçek zaman uygulamalarında da kullanılabilen ve 2. derece Adams-Moulton yöntemine benzeyen bir yöntemdir. 2. derece Adams-Moulton’ dan farkı yarı adımdaki durum değişkenlerini Euler integrasyonu ile hesaplamasıdır. Çoğu senaryoda, 2. dereceden Runge Kutta ile 2. derece Adams-Moulton çok benzer sonuçlar elde ederler [19].

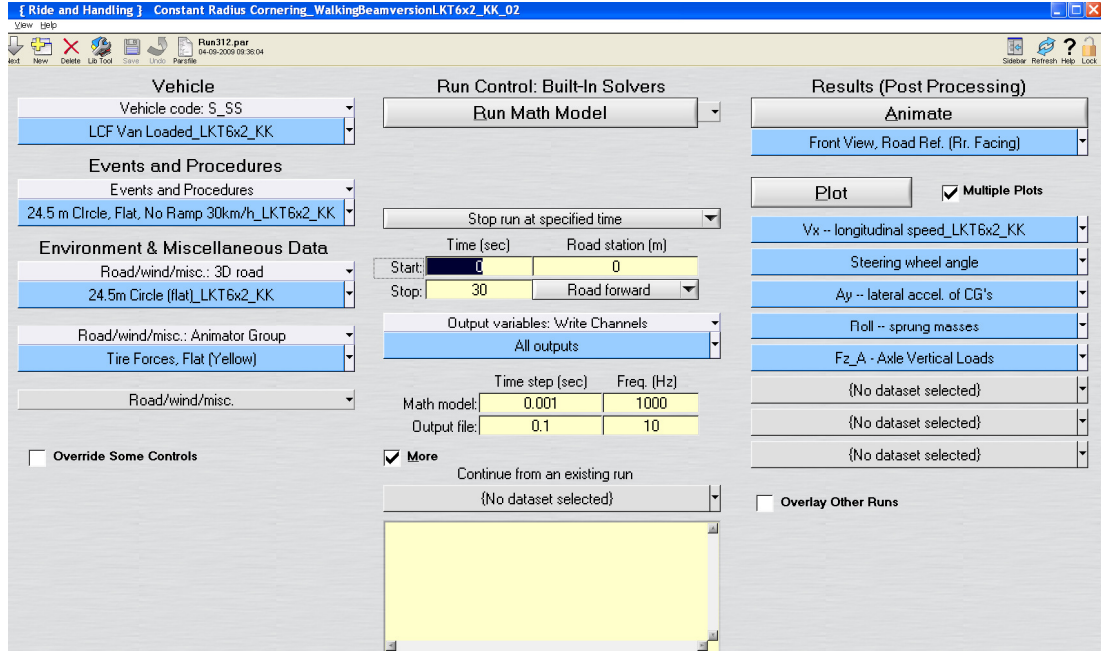
2. derece Adams-Bashforth yöntemi ilave hesaplar yapmadan tüm hesapları ana zaman adımı ΔT ’ de gerçekleştirir.

$$q_{i+1} = q_i + \frac{\Delta T}{2} (3q'_i - q'_{i-1}) \quad (3.10)$$

(3.10)’ dan da görüldüğü gibi sadece bir adım gerideki türev hesaplanır ve neredeyse her zaman Euler yönteminden daha doğru sonuçlar elde edilmektedir. 2. derece Adams-Bashforth yöntemi kullanıldığı zaman, göreceli olarak diğer yöntemlere kıyasla daha doğru sonuçlar elde etmek amaçlı ΔT zaman adımı ikiye bölünür. Bu aynı zamanda hesaplama zamanının diğer yöntemlerle kıyaslanabilir bir seviyeye çekilmesini de sağlar. Kullanılan yöntemin derecesi, zaman adımı ΔT ile sayısal hata arasındaki teorik olarak var olan üstel ilişkidir. Örneğin, 3. derece bir yöntemde hata, kabaca ΔT^3 ile orantılıdır. Simülasyon koşullarının başında sayısal integral yöntemi seçilir ve koşu boyunca değiştirilmez [19].

3.2.2 TruckSim’de kullanıcı arayüzleri

Program ile ilgili tüm çözümlemelerin ve diğer girdi parametrelerinin ulaşıldığı arayüz, kontrol ana ekranı Şekil 3.15’ de gösterilmiştir. ("TruckSim Run Control" ekranı).



Şekil 3.15 : "TruckSim Run Control" ekranı.

Modelin çözümlemesi, animasyonu ve çeşitli değişkenlerin grafiklerinin elde edilmesi bu ekran vasıtasıyla olur.

Bu kontrol ekranından araç parametrelerine, test koşullarına (yol, rüzgar vb.) ve grafikleri istenen değişkenlere giden arayüzlere müdahale edilerek, istenen simülasyon gerçekleştirilir. Örnek olarak Şekil 3.16’da "Vehicle- Taşıt" arayüzünde, "Sprung mass-Yaylanan Kütle" alt arayüzü gösterilmiştir. "Vehicle-Taşıt" arayüzünde bulunan diğer alt arayüzler; yükleme, aerodinamik, animasyon, lastik özellikleri, direksiyon simidi momenti, her aksın kinematiği, geometrisi, süspansiyon ve direksiyon özellikleri ki bu girdiler SuspensionSim’den de alınabilir, frenler, motor ve vites kutusu özellikleridir. Şekil 3.17’ de aks kinematiği arayüzü gösterilmiştir.

Height (for animator):

Width (for animator):

Lateral coordinate of mass center:

Mass center of unladen sprung mass:

Origin of sprung mass coordinate system

All dimensions and coordinates are in millimeters

☐ Frame Torsional Flexibility and Suspended Cab

Check this box to use optional, more detailed math models. The optional models include the effects of torsional flexibility of the chassis (frame) of the lead unit and all trailers, and a further option to define a suspended cab.

The extended models require a separate license feature.

Sprung mass: kg

☒ (Optional) Radii of Gyration

These radii are not used directly in the math models, but can be set here to define the corresponding polar moments of inertia.

Roll inertia (Ixx): 5057.5 kg-m2	Rx: 0.85 m
Pitch inertia (Iyy): 58060.8 kg-m2	Ry: 2.88 m
Yaw inertia (Izz): 37030.0 kg-m2	Rz: 2.3 m
Product (Ixy): 0 kg-m2	
Product (Ixz): 1626 kg-m2	
Product (Iyz): 0 kg-m2	

Inertia and radius of gyration are related by the equation: $I = M \cdot R^2$

Şekil 3.16 : Vehicle-Taşıt ara yüzünde "Yaylanan Kütle" alt ara yüzü.

Geometry

Spin axis:

C.G.:

Sprung mass origin:

Lateral coordinate of axle center:

Dimensions are in millimeters

☒ Use linear roll steer coefficient

deg / deg

Note: No roll center location is specified because the location and movement of the roll center are implied by the kinematic data.

Animator: Shape File

Drive Axle

Mass and Inertia

Unsprung mass: kg

Spin inertia for each wheel:

Left wheel: kg-m2

Right wheel: kg-m2

Axle roll & yaw inertia: kg-m2

Kinematics Based on Jounce

Specify jounce at design load

Left	Right
0	0

mm

Axle drive: Dive table

Dive: 2006-06-24_Front 7/4/2008 1:52:21 PM

Axle X movement: Longitudinal Movement

SusX: 2006-06-24_Front 7/4/2008 1:52:21 PM

Axle Y movement - jounce: Lateral Movement

SusLat: 2006-06-24_Front 7/4/2008 1:52:21 PM

Axle Y movement - roll: Lateral Movement

SusLatR: 2006-06-24_Front 7/4/2008 1:52:21 PM

Wheel Toe and Camber

	Left	Right
Toe:	4.79699	-5.22163
Camber:	-0.09601	0.41197

deg

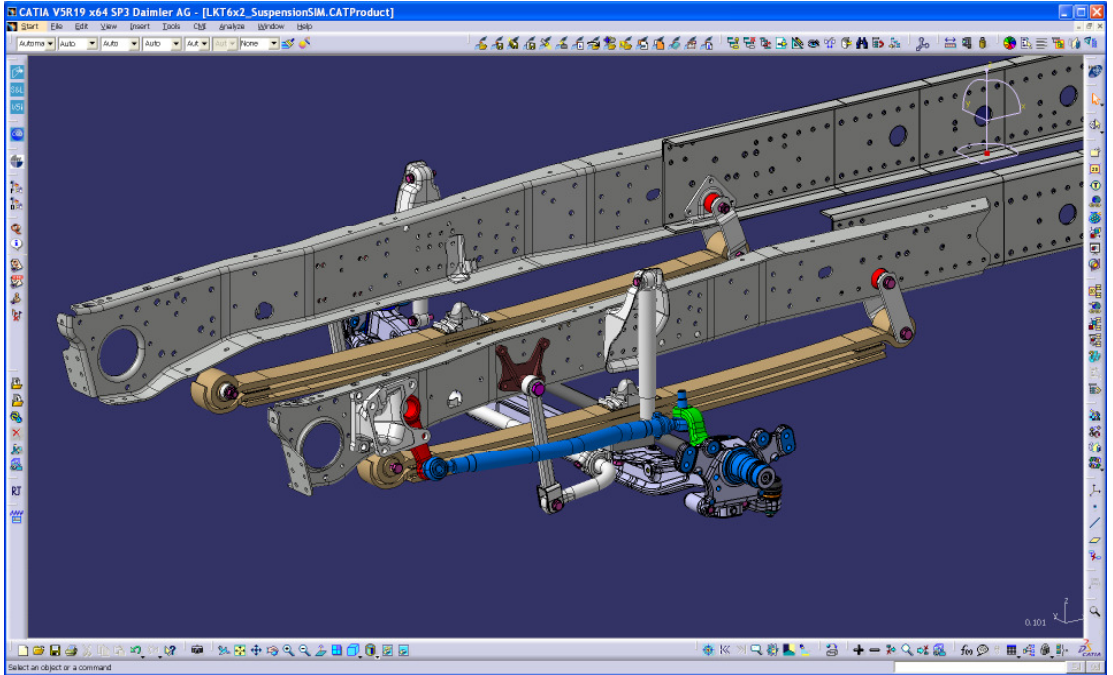
Top View: +Toe

Front End View: +Camber

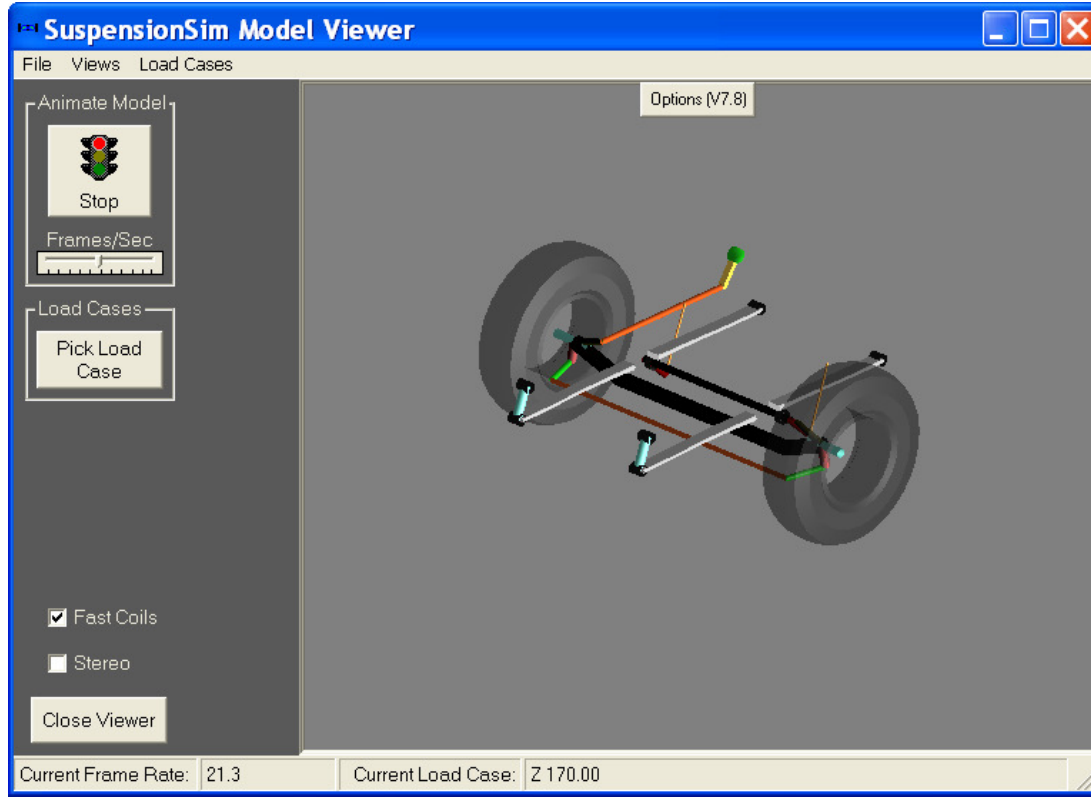
Şekil 3.17 : Taşıt ara yüzünde aks kinematığı ile ilgili alt arayüz.

4. TAŞITIN SUSPENSIONSIM VE TRUCKSIM MODELLERİ

Tez çalışması kapsamında incelenecek taşıtın ön ve arka akslarına ilişkin tekerlek asılışı özelliklerini içeren model SuspensionSim programında hazırlanmıştır. Ön aks tekerlek asılışı; ön aksı, bu aksa ait yaprak yayları, direksiyon sistemini, denge çubuğunu ve yaprak yayları şasiye bağlayan küpeleri içermektedir. Bu aksın tekerlek asılışı bu sınıftaki bir taşıt için yaygın kullanılan bir ön aks tekerlek asılışıdır. Bağlantı elemanı olarak kullanılan elastokinematik özelliklere sahip elastik burçların rijitlik değerleri, üreticisinin teknik resimlerinden programa ithal edilmiştir. Şekil 4.1' de incelenen taşıtın ön aks tekerlek asılışının üç boyutlu katı modeli gösterilmiştir. Şekil 4.2' de ise yine ön aks tekerlek asılışının SuspensionSim modeli gösterilmiştir.



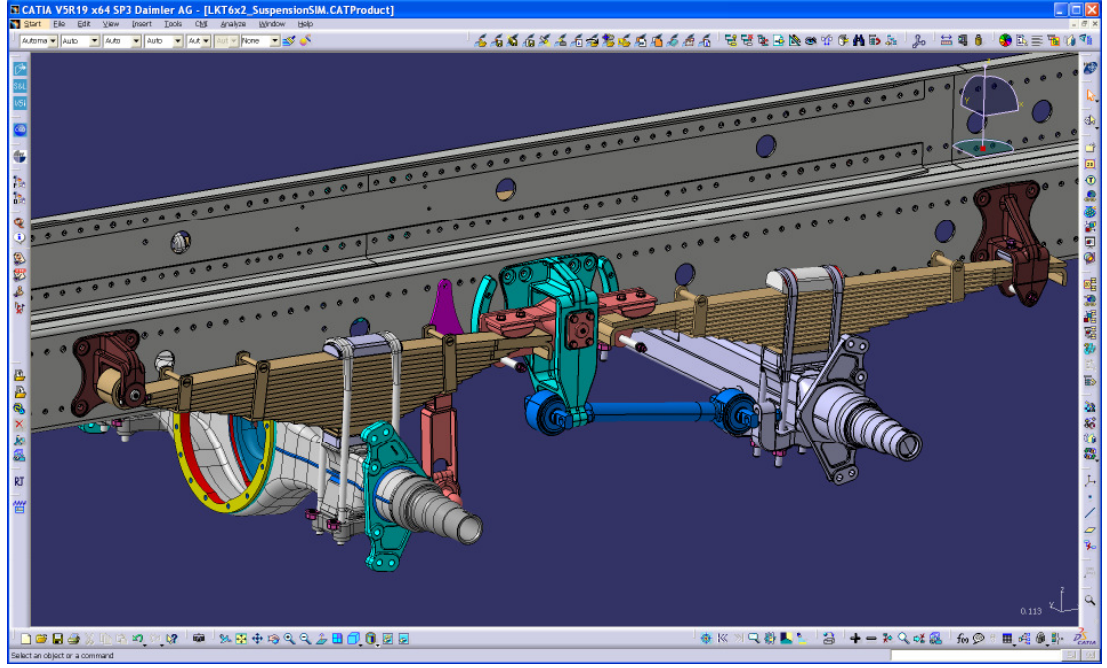
Şekil 4.1 : Ön aks tekerlek asılışı için 3 boyutlu "CATIA" katı modeli.



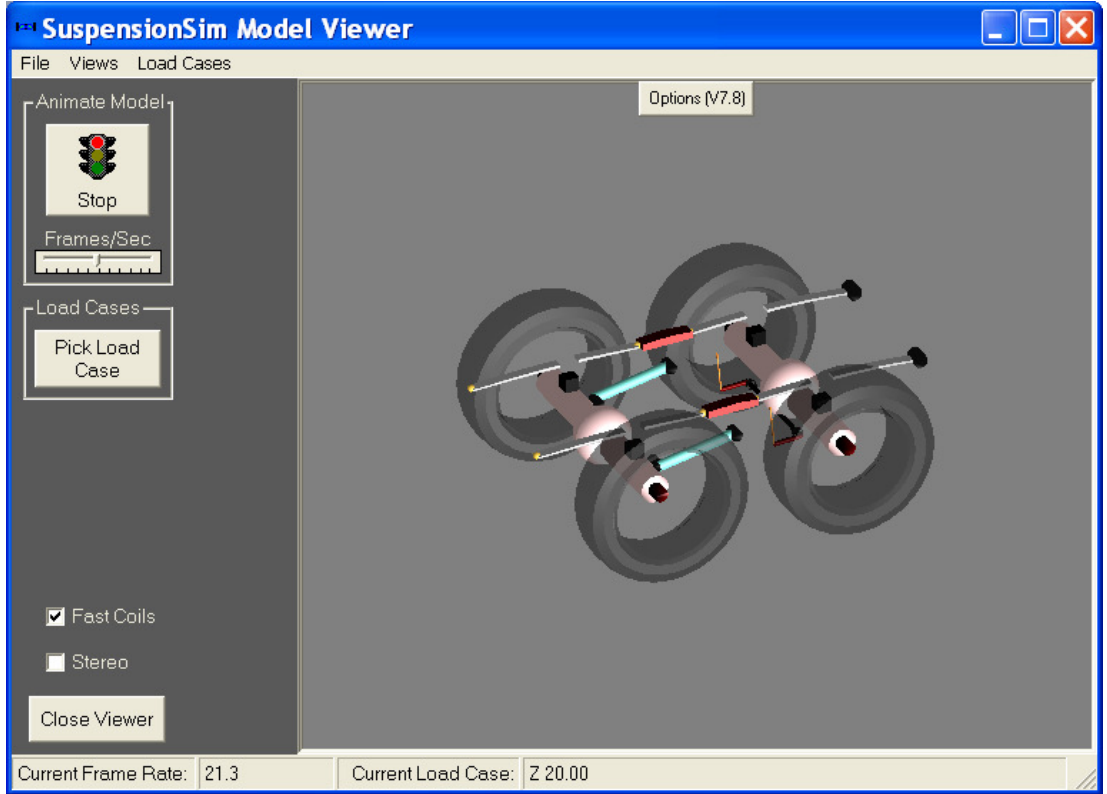
Şekil 4.2 : Ön aks tekerlek asılışının SuspensionSim modeli.

Arka aks tekerlek asılışı ise, 2 tandem aks için ayrı 2 yaprak yayın kullanıldığı ve bu yaprak yayları birbirine bağlayan bir yük dengeleyici terazi ve ikinci arka aksı teraziye bağlayan çeki kollarından oluşan bir sistemdir, Anglo-Sakson literatüründe bu tip bir tekerlek asılışı “4 spring suspension with bar type radius rods” olarak geçmektedir. SuspensionSim modelinde arka aks tekerlek asılışı; her aksa ait yaprak yaylar, bunlar arasındaki terazi kolları, çeki kolları, çekiş olan birinci arka aks ve çekişin olmadığı ikinci arka aks ile denge çubuğundan oluşmaktadır. Şekil 4.3’ de arka aks tekerlek asılışının katı modeli, Şekil 4.4’ de de SuspensionSim modeli gösterilmiştir.

SuspensionSim programında hazırlanan „Çoklu Cisim Statiği” modelleri daha sonra taşıt dinamiği özelliklerini incelemek üzere tüm-taşıt simülasyonu için TruckSim programına aktarılarak burada „Çoklu Cisim Dinamiği“ modelleri hazırlanacaktır.



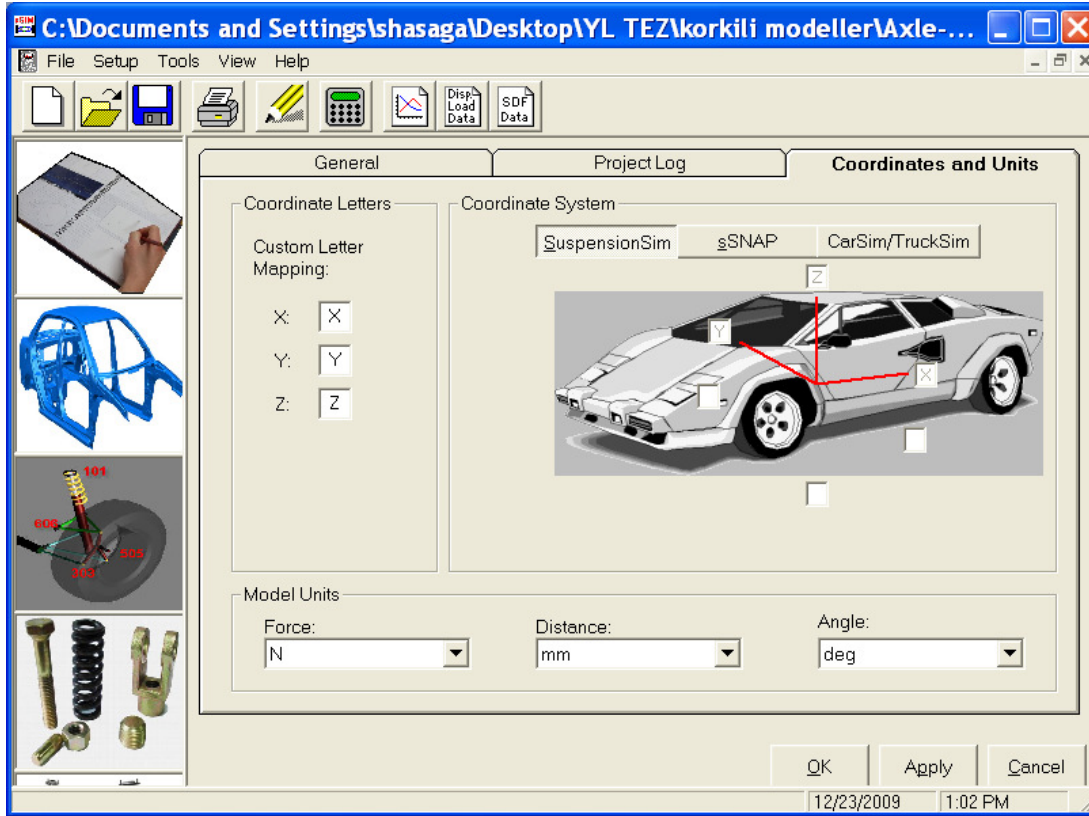
Şekil 4.3 : Arka aks tekerlek asılışı için 3 boyutlu "CATIA" katı modeli.



Şekil 4.4 : Arka aks tekerlek asılışının SuspensionSim modeli.

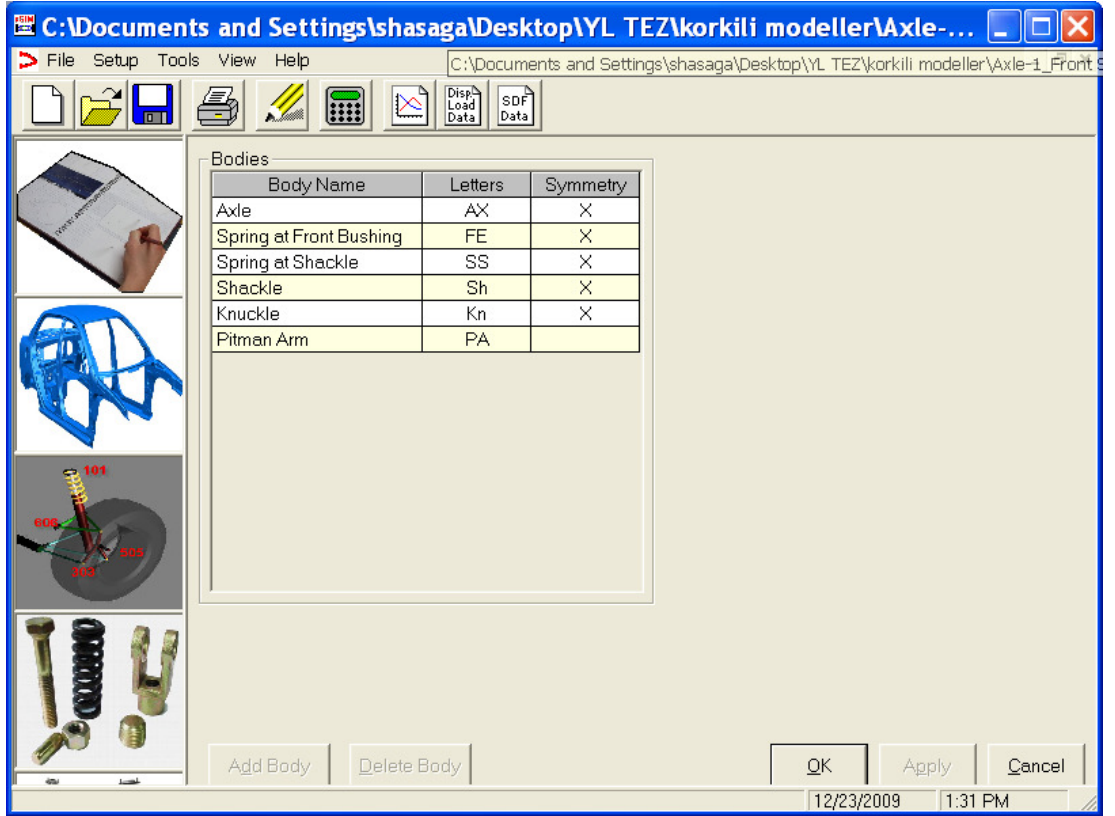
4.1 Ön Aks Tekerlek Asılışının SuspensionSim’de Modelleme Adımları

Bu başlık altında sadece ön aks tekerlek asılışı için gerekli modelleme adımları açıklanacaktır, tandem arka aks için de aynı adımlar izlendiğinden, arka tandem aks tekerlek asılışı için modelleme adımları EK A kısmında açıklanmıştır. Ön aks tekerlek asılışı, ön gözde sabit, arkada küpe kullanılan bir yapıdadır ve bu tip bir ön aks tekerlek asılışı kamyon ön aks tasarımlarında en sık kullanılan tiptir. SuspensionSim’de ilk modelleme adımı, tekerlek asılışı tipinin ve koordinat sisteminin seçildiği aynı zamanda modelde yapılan değişikliklerin de bir nevi günlüğünün tutulduğu Şekil 4.5’ de gösterilen “Log (Günlük)” ara yüzüdür. Hesaplamalarda kullanılacak birim sistemi ve koordinatlar bu ara yüzde seçilir.



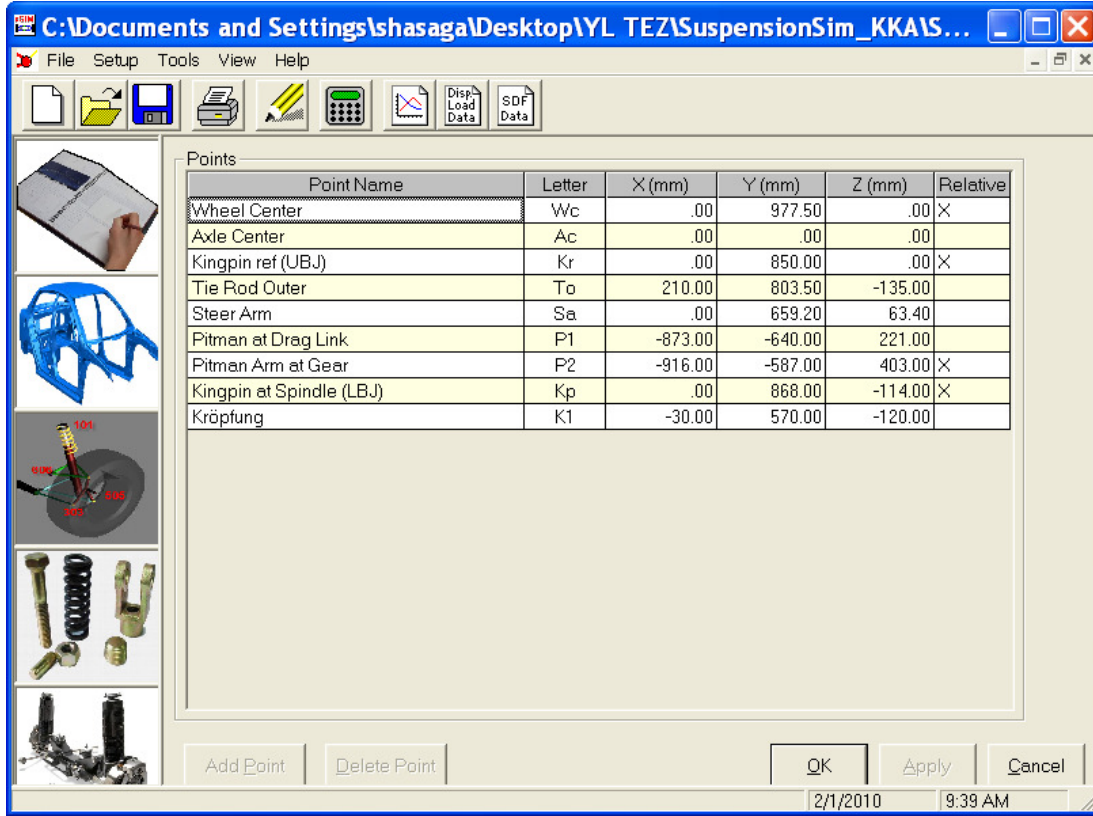
Şekil 4.5 : Günlük ara yüzünde koordinat sistemi ve birimler.

2. aşama, tekerlek asılışının iskeletini oluşturan cisimlerin tanımladığı “Bodies (Cisimler)” ara yüzüdür. Ön aks tekerlek asılışı için kullanılan cisimler Şekil 4.6’ da gösterilmiştir. Ön aks tekerlek asılışı; ön aks, ön göze bağlı olan makas yarısı, arka tarafta küpeye bağlı makas yarısı, makası şasiye bağlayan küpe, aks mafsalı (İngilizce Knuckle, Almanca Achsschenkel), ve Pitman kolundan oluşmaktadır.



Şekil 4.6 : Ön aks tekerlek asılışında kullanılan cisimler.

Bir sonraki aşamada “Points (Noktalar)” ara yüzünde, cisimlerin birbirlerine bağlantı noktaları tanımlanır. Bu noktaların programa tanıtılmasında aracın 3 boyutlu katı modelinden faydalanılmıştır. Burada dikkat edilmesi gereken, bu noktaların taşıtın yüksüz halinde tespit edilmiş olması gerektiğidir. Bu noktalardan bazıları tanımlanmadan programın çalışması ve hesaplama yapabilmesi mümkün değildir. Şekil 4.7’ de ön aks tekerlek asılışı modelinde kullanılan noktalar gösterilmiştir. Bunlar; kingpin eksenini tanımlamada kullanılan üst ve alt mafsal bağlantı noktaları, tekerlek merkezi, Pitman kolunun direksiyon kutusuna ve direksiyon çubuğuna bağlantı noktaları, aks merkezi, iz (rot) çubuğunun iz (rot) koluna bağlantı noktası ve direksiyon kolunun direksiyon çubuğuna bağlantı noktaları ile aksa formunu vermek amaçlı kullanılan yardımcı noktadır. Bu noktaları referans kabul eden rölatif noktalar da atanabilmektedir. Örneğin, tekerlek merkezini referans alan „Tire contact patch“ noktası rölatif bir nokta olarak atanmıştır. Ön aks tekerlek asılışı için toplamda; 9 adet bağlantı noktası kullanılmıştır. Bunlar aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.

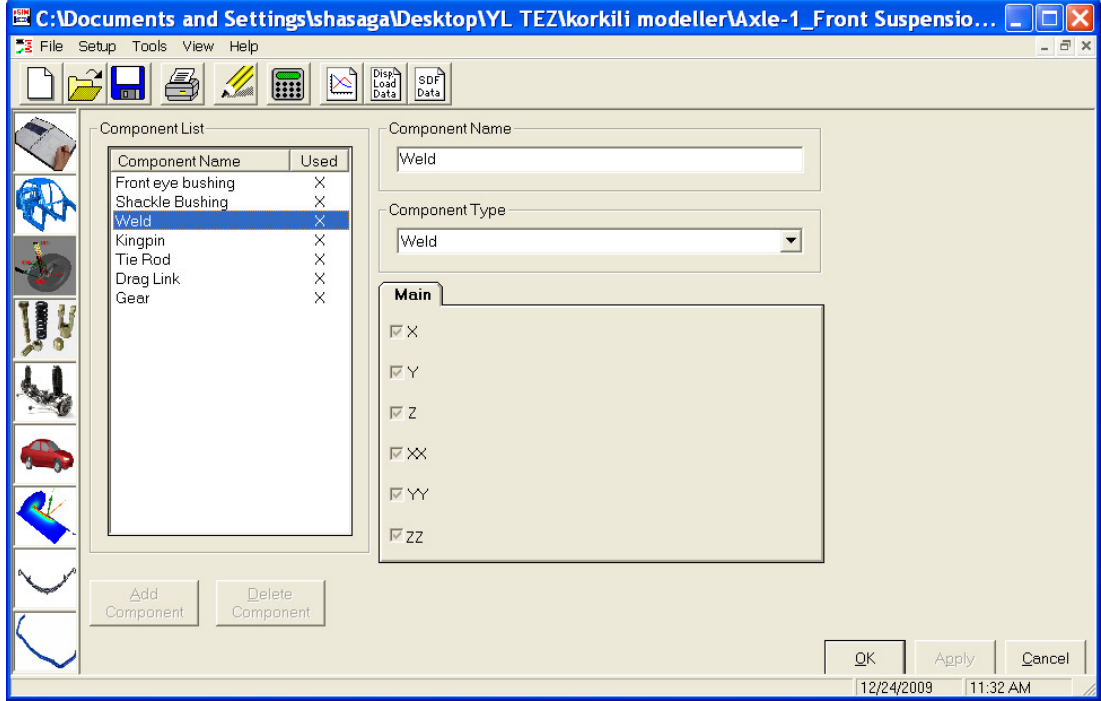


Şekil 4.7 : Ön aks tekerlek asılışı bağlantı noktaları.

Ardından, cisimleri bağlantı noktaları üzerinden birbirlerine bağlayan bağlantı elemanları seçilir. Bu işlemin gerçekleştirildiği ara yüz “Components (Bağlantı elemanları)” ara yüzüdür. Ön aks tekerlek asılışı için toplam 7 adet bağlantı elemanı kullanılmıştır. Bunlar ön göz burcu, küpe burcu, kaynak elemanı, kingpin eksen, iz çubuğu, direksiyon çubuğu ve direksiyon kutusudur. Bu bağlantı elemanlarının hangi tipte olacağı, diğer bir deyişle serbestlik derecelerinin ve sertliklerinin girilmesi işlemi SuspensionSim kütüphanesinde tanımlı olan bağlantı elemanı tiplerinden uygun olanı seçilerek gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak, ön aks tekerlek asılışı için Çizelge 4.1’ de de gösterildiği gibi 5 farklı bağlantı elemanı tipi kullanılmıştır. Bunlar; ön göz burcu, küpe burcu için „Bushing“ elemanı, aks için kaynak elemanı, kingpin eksen için bir kısıt elemanı (“Constraint“), iz çubuğu ve direksiyon çubuğu için yay elemanı ve direksiyon kutusu için kremayer ve pinyon dişlisi elemanlarıdır. Şekil 4.8’ de ön aks tekerlek asılışı modeli için kullanılan bağlantı elemanları gösterilmiştir.

Çizelge 4.1 : Ön aks tekerlek asılışı bağlantı elemanı özellikleri.

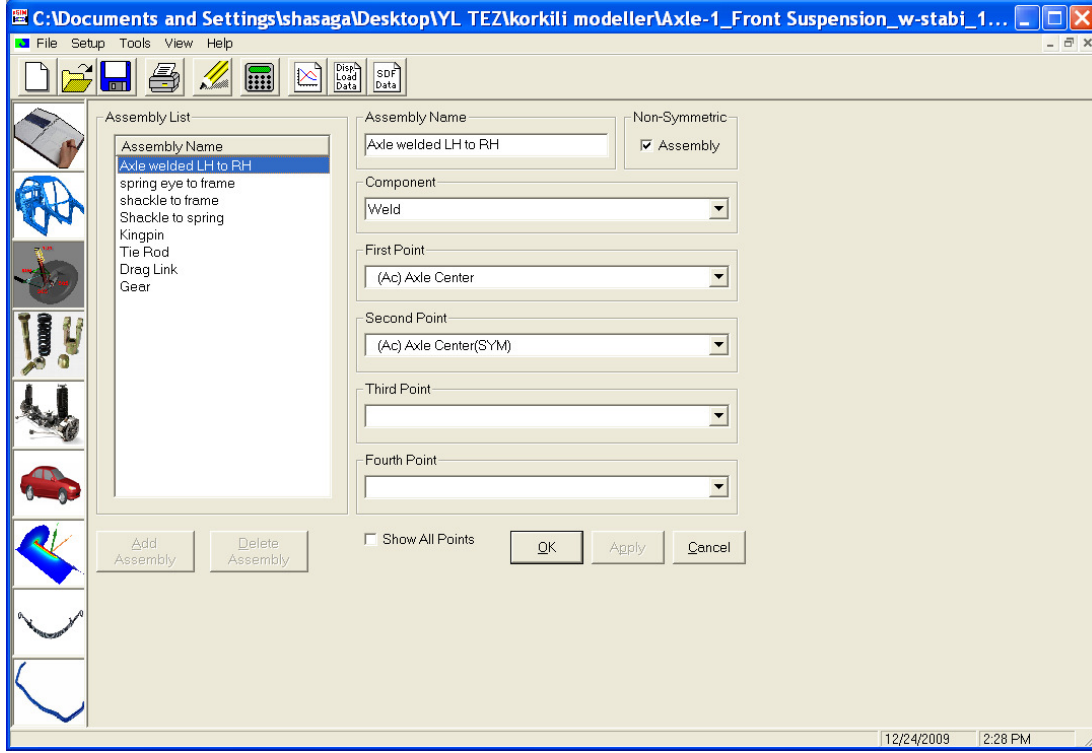
	Tanım
Bushing (Burç)	3 adet öteleme (N/mm) ve 3 adet dönme sertliğinin (Nmm/deg) tanımlandığı bağlantı elemanı
Weld (Kaynak)	Simetrik cisimlerin yarım parçalarını bütüne tamamlar. Aks örnek olarak verilebilir.
Constraint (Kıst elemanı)	1'den 6'ya kadar serbestlik derecesinin tanımlanabildiği elemanlardır.
Spring (Yay elemanı)	Serbest uzunluğu olan ve bu uzunluk doğrultusunda bir sertlik değeri tanımlanabilen elemanlardır.
Rack/Steering Gear (Direksiyon kutusu)	Rack & Pinion direksiyonunu temsil eden elemandır.



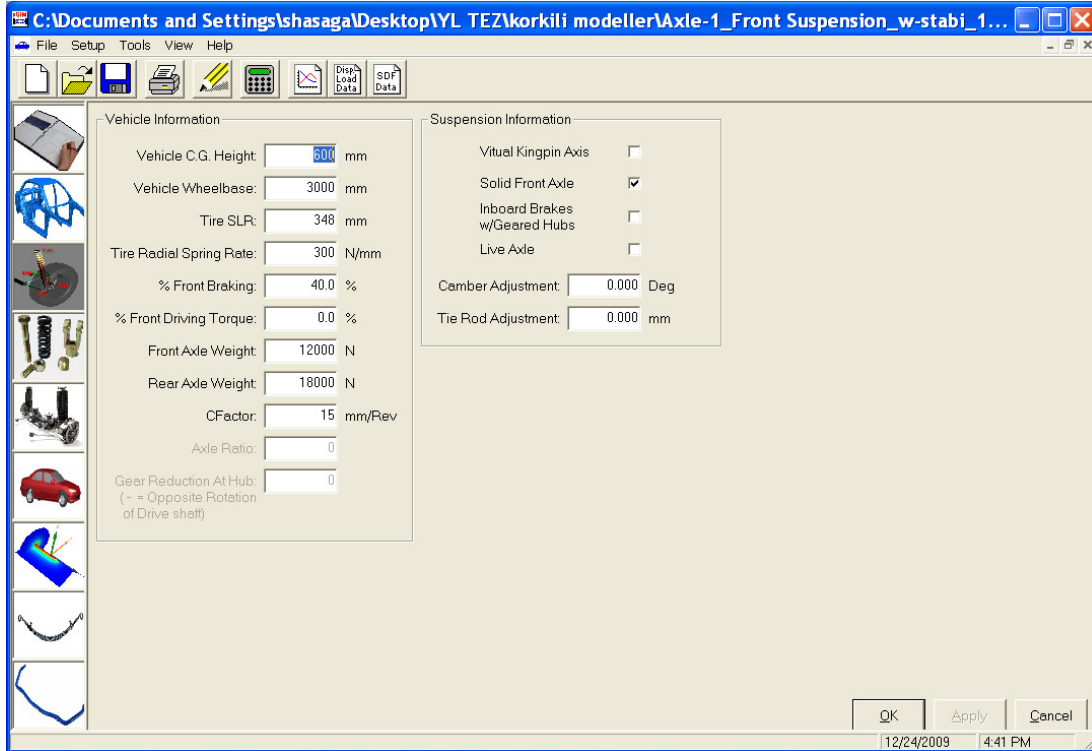
Şekil 4.8 : Components (Bağlantı elemanları) arayüzü.

Bir sonraki aşama, cisimlerin bağlantı elemanlarıyla, bağlantı noktaları üzerinden birbirleriyle ilişkilendirilmesi yani montaj işleminin yapılmasıdır. Bunun için “Assembles (Montaj)” arayüzü kullanılır. “Bodies (Cisimler)” arayüzünde oluşturulan cisimler, “Points (Noktalar)” arayüzündeki bağlantı noktaları üzerinden “Components (Bağlantı elemanları)” arayüzündeki bağlantı elemanlarıyla birbirlerine monte edilir ve bu şekilde ön aks tekerlek asılışının montajı tamamlanmış olur. Şekil 4.9’ da model için montaj listesi gösterilmiştir.

“Vehicle (Taşıt)” arayüzünde gerekli olan taşıt parametreleri Şekil 4.10’ da gösterildiği gibi girilir.



Şekil 4.9 : Assembles-Montaj arayüzü.

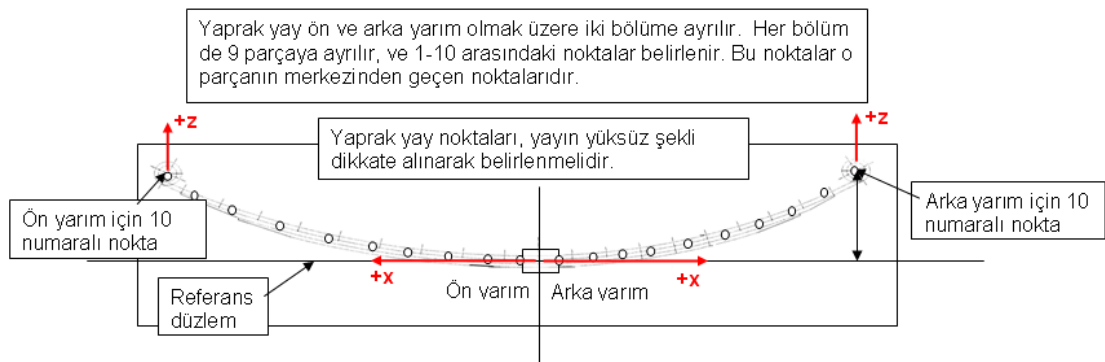


Şekil 4.10 : Vehicle-Taşıt arayüzü.

“Graphics (Görselleştirme)” arayüzü, modelin görselleştirilip tasarımın eksiksiz olarak yapıldığının kontrolüne olanak sağladığı gibi, aynı zamanda modelin kinematiğinin kusursuz çalışıp çalışmadığı bilgisini de görsel olarak takip etme imkanı sağlar. Tüm bunlara rağmen, hazırlanan modellerin çözümü “Görselleştirme” arayüzü kullanılmadan da gerçekleştirilebilir. Fakat bu durumda, yukarıda sayılan kontrollerin yapılma imkanı olmaz.

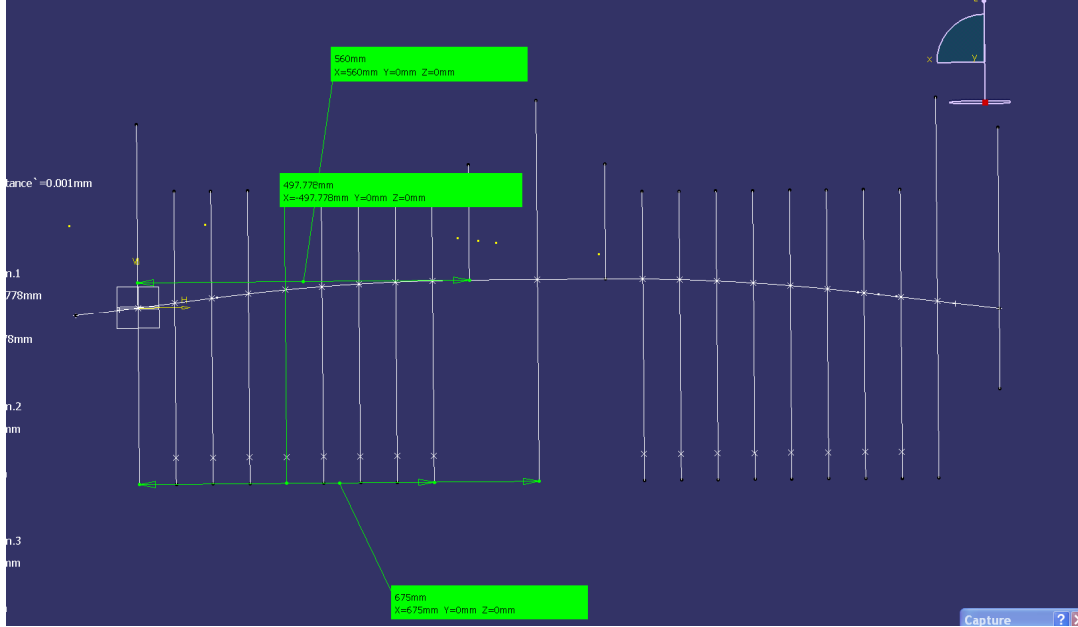
Yaprak yayın ve denge çubuğunun modellenmesi için yazılımın içerisinde her biri için ayrı birer modül mevcuttur.

Burada önemli olan nokta, SuspensionSim programında yaprak yayların tek katlı yaprak yaylar şeklinde modellenmesi gerektiğidir. Bunun için öncelikle çok katlı yaprak yaya eşdeğer tek katlı yaprak yay modeli oluşturulmalıdır. Bu aşamada kullanılabilecek programla birlikte gelen ayrı bir “ MS EXCEL” dosyası mevcuttur. Burada amaç çok katlı yaprak yayı, her biri tek katlı yaprak yayı temsil eden ve onar noktadan oluşan eşdeğer iki adet tek katlı yaprak yaya indirgemektir. Taşıtın ön aksında kullanılan yaprak yay 3 katlı bir yaprak yaydır. 10 kattan fazla katlı yaprak yaylar için her bir katın merkez noktası (centroid) ön ve arka yarım için belirlenir. Örneğin taşıtın 1. ve 2. arka akslarındaki yaprak yaylar sırasıyla; 15 ve 12 katlı yaprak yaylardır. 15 katlı yaprak yay için ön yarım için 15 ve arka yarım için 15 nokta belirlenir, aynı şekilde 12 katlı yaprak yay için 12’şer adet ön ve arka yarım için noktalar belirlenir. Ardından bu 15 ve 12 adet nokta; x ile z mesafeleri arasında ve x ile eşdeğer kalınlık arasında lineerleştirme yapılarak 10 noktaya ve dolayısıyla tek kata indirgenir. Şekil 4.11’ de çok katlı bir yaprak yayın 10 noktadan oluşan tek katlı yaya indirgenmesi sonucu tespit edilen noktalar gösterilmiştir.



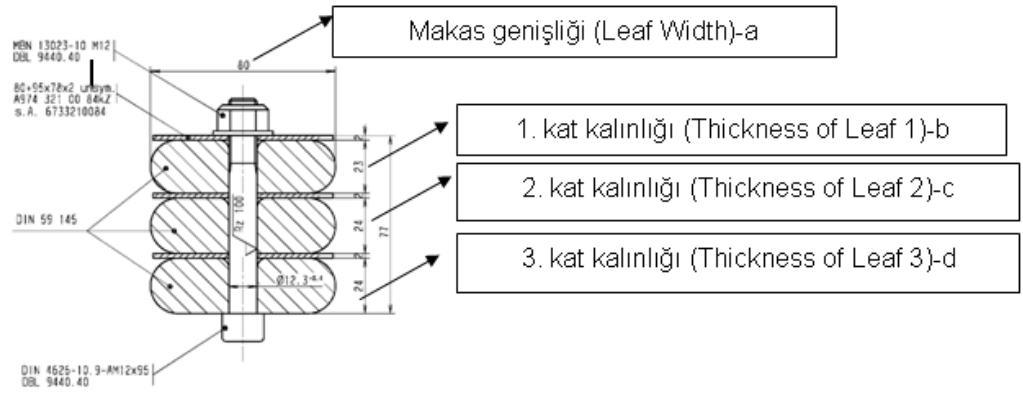
Şekil 4.11 : Çok katlı yaprak yayı tek kata indirgeme noktaları.

Ayrıca Şekil 4.12’ de gösterildiği gibi yaprak yayın “CATIA“ katı modelinden faydalanılarak, 10 adet yay noktası ön ve arka yarım için tespit edilmiş ve SuspensionSim ile gelen yaprak yay “MS EXCEL“ dosyasında tespit edilen noktalar doğrulanmıştır.



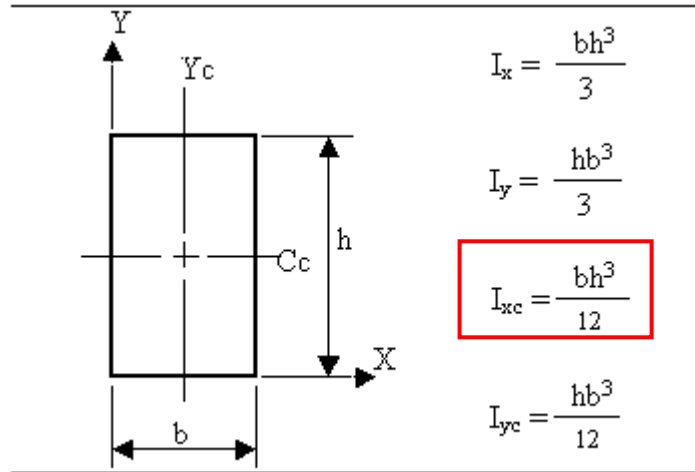
Şekil 4.12 : CATIA ortamında tek katlı yay noktalarının doğrulanması.

Ön aks tekerlek asılışında kullanılan yaprak yay 10 kattan daha düşük olduğundan, diğer bir deyişle 3 katlı bir yaprak yay olduğundan daha ilk aşamada ön ve arka yarım için 10 nokta belirlenmiştir. Bu 10 noktadan geçen düşey düzlemlerdeki kesitlerin (Şekil 4.13) alan atalet momentleri, dikdörtgen kesitler için kullanılan eşitlikten (Şekil 4.14) yararlanılarak (4.1)’ deki gibi hesaplanır ve eşdeğer kalınlık değeri tespit edilir (4.2). Bu eşdeğer kalınlık değerleri ve yaprak yayın kendi yerel ekseninde tespit edilen x, y, z noktaları SuspensionSim’in “Hotchkiss Template“ isimli dosyasına girilir ve yaprak yayın sertlik kontrolü yapılır. Bu dosya sadece çok katlı yaprak yayın tek katlı hale getirilmesi sonucunda aynı yay sertliği değerinin elde edilip edilmediğini kontrol etmek için kullanılır. Ardından yaprak yaya ait bu veriler, ön aks tekerlek asılışını temsil eden ana modele girilir. Noktalardan geçen düşey düzlemlerle alınan kesitlerin alan atalet momentleri, yukarıda da ifade edildiği gibi dikdörtgen kesitli geometrilerin alan atalet momenti hesaplarına göre yapılır. Ardından yaprak yay eşdeğer kalınlığı hesaplanır. Bunlar için gerekli formüller açık ifadeleriyle aşağıda verilmiştir.



Şekil 4.13 : 1 numaralı noktadan alınan kesit ölçüleri.

$$I = \frac{1}{12} \times a \times ((b)^3 + (c)^3 + (d)^3) \quad (4.1)$$



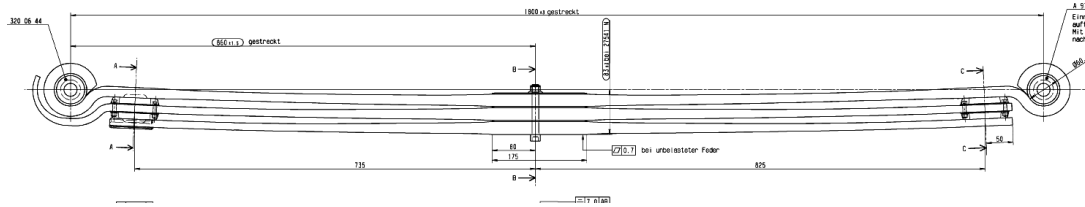
Şekil 4.14 : Dikdörtgen kesit için alan atalet momentleri.

$$\text{Eş değer kalınlık} = \sqrt[3]{\frac{12 \times I}{\text{makasgenişliği}}} \quad (4.2)$$

Çizelge 4.2 : Ön akstaki yaprak yayın ön yarım noktaları.

	X	Y	Z	Makas genişliği	1. kat kalınlığı	2. kat kalınlığı	3. kat kalınlığı	Alan atalet momenti	Eş değer kalınlık	Düzeltilmiş kalınlık
L3	0.00	0.00	-153.00	80	23.00	24.00	24.00	2.65E+05	34.15	31.76
2	91.00	0.00	-151.00	80	18.95	19.50	19.50	1.44E+05	27.86	25.91
3	183.00	0.00	-145.00	80	18.50	17.80	17.80	1.17E+05	26.02	24.20
4	275.00	0.00	-136.00	80	17.25	16.20	16.20	9.09E+04	23.89	22.22
5	367.00	0.00	-123.00	80	16.50	14.70	14.70	7.23E+04	22.13	20.59
6	459.00	0.00	-106.00	80	16.05	14.77	14.77	7.05E+04	21.95	20.42
7	551.00	0.00	-86.00	80	16.05	13.60	13.60	6.11E+04	20.93	19.46
8	642.00	0.00	-61.00	80	17.25	13.60	13.60	6.78E+04	21.66	20.15
9	734.00	0.00	-33.00	80	19.00	13.60	13.60	7.93E+04	22.82	21.23
10	826.50	0.00	0.00	80	19.00	13.60	13.60	7.93E+04	22.82	21.23

Çizelge 4.2’ deki düzeltilmiş kalınlık, programda tek katlı yaprak yayın teknik resimdeki yay sertliği mertebesini birebir tutturabilmek için eş değer kalınlığın 0.93 ile çarpılması sonucu elde edilen kalınlık değerleridir. Şekil 4.15’ de ön aks tekerlek asılışında kullanılan 3 katlı yaprak yayın soldan görünüşü verilmiştir.



Şekil 4.15 : Ön akstaki yaprak yayın soldan görünüşü.

Bu aşamadan sonra elde edilen noktalar ve düzeltilmiş kalınlık değerleri, tek katlı yaprak yayın yay sertliğini test etmek üzere SuspensionSim’in hazır bulunan “Leaf Spring Rate Test” şablonunda ilgili yerlere girilir. Ön yarım ve arka yarım noktalarının x, y, ve z koordinatları, düzeltilmiş kalınlık değeri ve makas genişliği ile birlikte yay malzemesinin elastisite ve kayma modülleri; “Front half of leaf” ve “Rear half of leaf” sekmelerine (Şekil 4.17 ve 4.18) girilir. Burada “Key Point Locations” sekmesine (Şekil 4.16) ise yaprak yayın nominal yük durumundaki (Konstruktion Lage) koordinatları girilmelidir.

Key Point Locations		Front half of Leaf		Rear half of Leaf
	X	Y	Z	
1.) Bushing Center @ Front Eye	-860.00	511.00	.00	
2.) Front Clamp Point	-80.00	511.00	.00	
3.) Rear Clamp Point	95.00	511.00	.00	
4.) Shackle at Frame				
5.) Shackle at Spring	940.00	511.00	.00	
Seat Angle	0.00	deg		

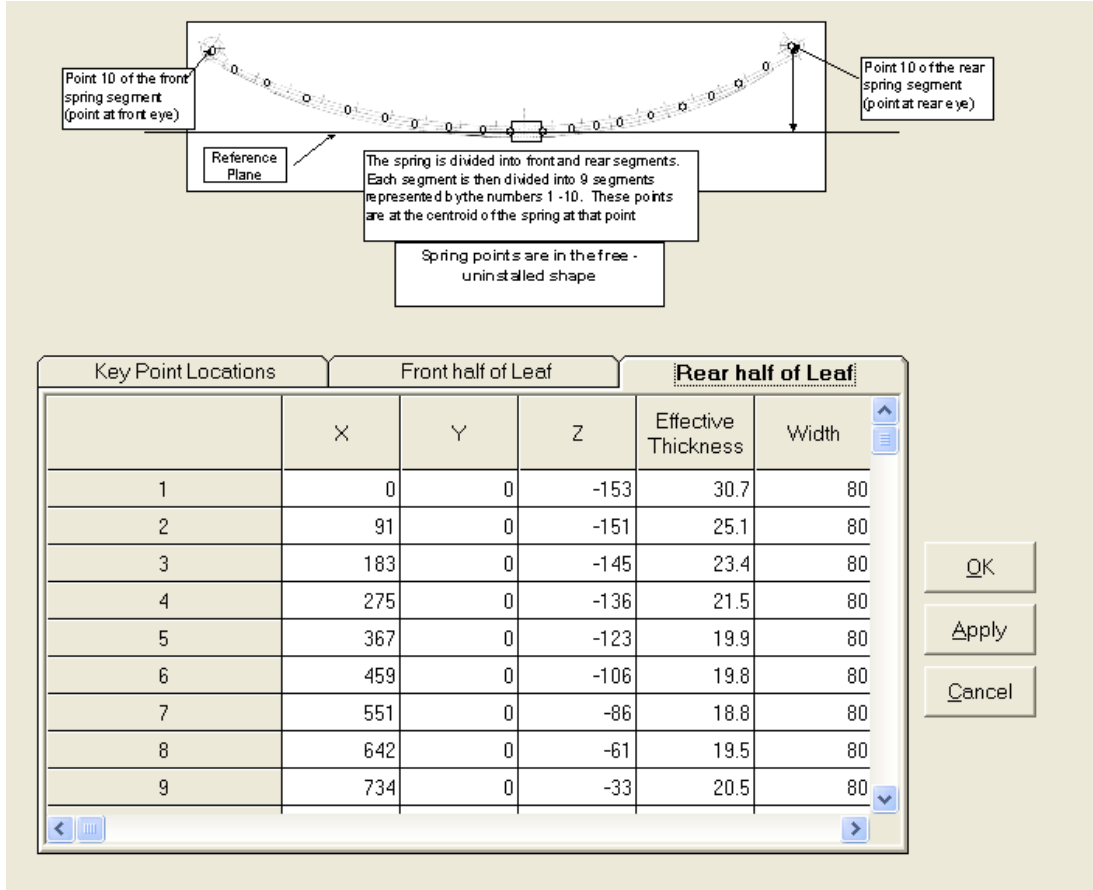
OK
Apply
Cancel

Şekil 4.16 : Yaprak yay anahtar noktaları (Key Point Locations).

Key Point Locations		Front half of Leaf		Rear half of Leaf
	Y	Z	Effective Thickness	Width
2	0	-151	25	80
3	0	-145	23.2	80
4	0	-136	21.4	80
5	0	-123	19.5	80
6	0	-107	18.9	80
7	0	-86	18.9	80
8	0	-61	19.8	80
9	0	-33	20.5	80
10	0	0	20.5	80

OK
Apply
Cancel

Şekil 4.17 : Tek kata indirgenmiş yaprak yayın ön yarım noktaları.



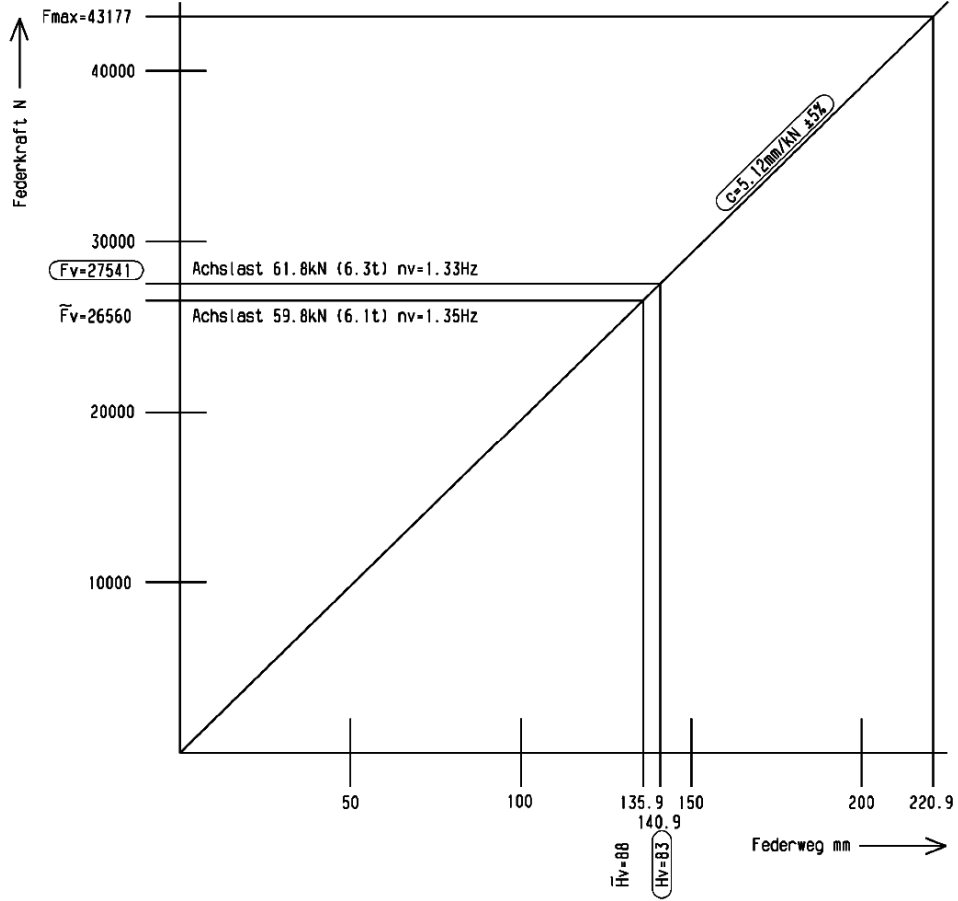
Şekil 4.18 : Tek kata indirgenmiş yaprak yayın arka yarım noktaları.

Sonraki aşamada; tek katlı yaprak yayın yay sertliğinin kontrol edildiği test şablonunda Şekil 4.19’ da görülen davranışı kontrol edilir. Bunun için hazırlanan modelin düşey dinamik çözümü Şekil 4.20’ de gösterildiği gibi yapılmıştır.

Daha sonra Şekil 4.21’de de görüldüğü gibi 140 mm’ lik sehime karşılık gelen yük değeri okunmuş ve okunan değerinin yaprak yayın teknik resimdeki değerine eşit olduğu tespit edilmiştir. Bu noktada, çok katlı yaprak yayın eşdeğer tek katlı yaprak yay modeli hazırlanmıştır.

1. ve 2. arka akslara ait yaprak yayların SuspensionSim modellerinin hazırlanışında da aynı sistematik izlenmiştir. Arka aks yaprak yaylarının tek katlı yaprak yay indirgenme aşamaları EK A’ da verilmiştir.

Elde edilen tek katlı yaprak yay modelini, ön aks ve tekerlek asılışının birlikte modellendiği ana modele entegre etmeden önce denge çubuğu modellenecek ve hem tek katlı yaprak yay hem de denge çubuğu birlikte ana modele entegre edilecektir.



Şekil 4.19 : Ön aksdaki yaprak yayın yük-sehim diyagramı.

Denge çubukları veya stabilizatörler, hem bağımsız tekerlek asılışlarında hem de katı akslarda kullanılan ve gövdenin yalpa hareketini azaltan donanımlardır. Ayrıca akslara çeşitli sertliklerde stabilizatör uygulamaları ile taşıtların dönme karakteri değiştirilebilir. Taşıtın herhangi bir aksında herhangi bir tarafta kalan tekerleğin diğerine göre yaylanma yönünde farklı deplasman yapması durumunda, stabilizatörde oluşan burulma momenti gövdenin yalpasına ters çalışarak yalpa açısını azaltır [1].

Burada, Şekil 4.23’ de gösterildiği gibi P1 noktası denge çubuğunu şasiye bağlayan noktayı, P2 noktası aksa bağlayan noktayı temsil etmektedir, noktalar belirlenirken taşıtın “CATIA” katı modelinden faydalanılmıştır. Ön aks tekerlek asılışı için hazırlanan model dosyada, aks merkezi modelin x, y, z koordinatlarının sıfır olduğu orjin noktasıdır. P1 ve P2 noktalarının koordinatları bu merkeze göre Şekil 4.22’ de gösterildiği gibi girilir.

Load & Displacement Condition

Loads and Displacements Conditions

☒ Ride

☐ Roll

☐ Steering Input

☐ Lat. Force @ TCP - In Phase

☐ Lat. Force @ TCP - Out of Phase

☐ Longitudinal @ TCP

☐ Align. Torque @ TCP - In Phase

☐ Align. Torque @ TCP - Out of Phase

☐ Custom Force

☐ Advance User Defined

Peak Displacement in Jounce: mm

Peak Displacement in Rebound: mm

Wheel Center Initial Z Displacement: mm

Number of Steps in Half Cycle: Steps

Gear Type

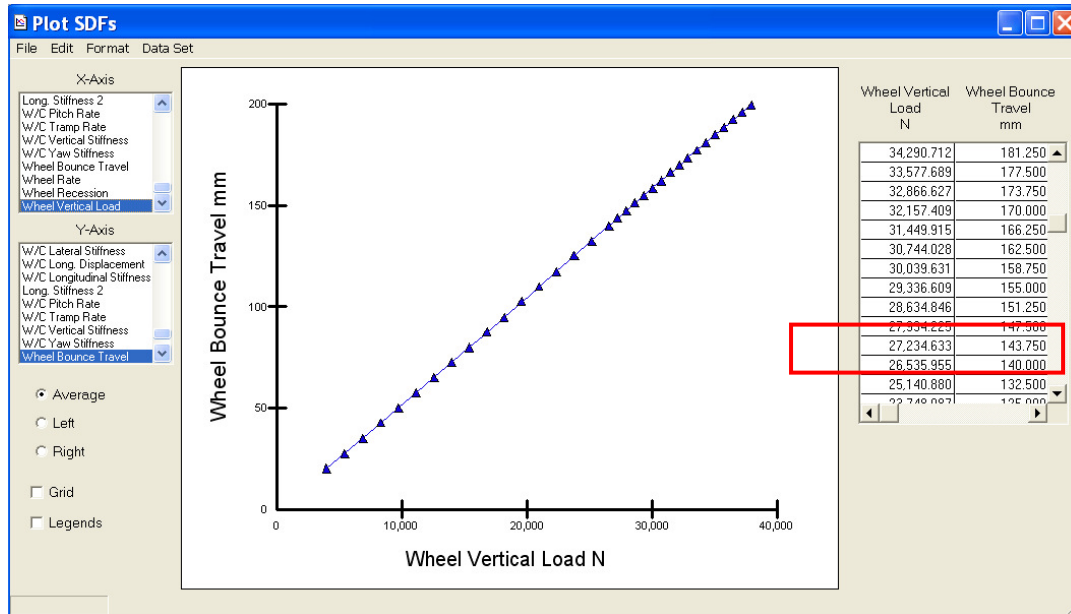
☒ Rack and Pinion

☐ Recirculating Ball

Solution Options

☐ Increment to Rebound

Şekil 4.20 : Ön aks yaprak yayının düşey dinamik çözümü için şartlar.



Şekil 4.21 : Ön aks yaprak yayının düşey dinamik çözüm sonucu (yük-sehim).

Basic Stabilizer

Stabilizer Bar Points

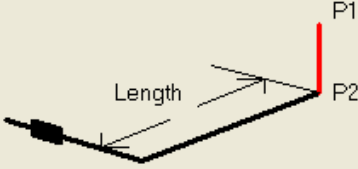
	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
P1	-430	488	351
P2	-349	495	-24

Length:

Advance Stabilizer

Body to Attach Link:

Body to Attach Bushings:



Positive length Stabar behind P2
Negative length Stabar in front of P2

Basic

Stabilizer Bar Properties

Modulus of Elasticity: N/mm²

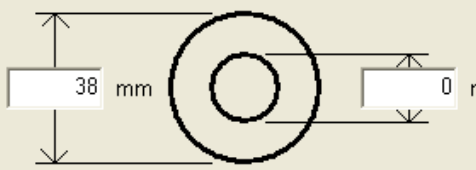
Poisson's Ratio: Units

Effectiveness: %

Inner and Outer Bar Diameter

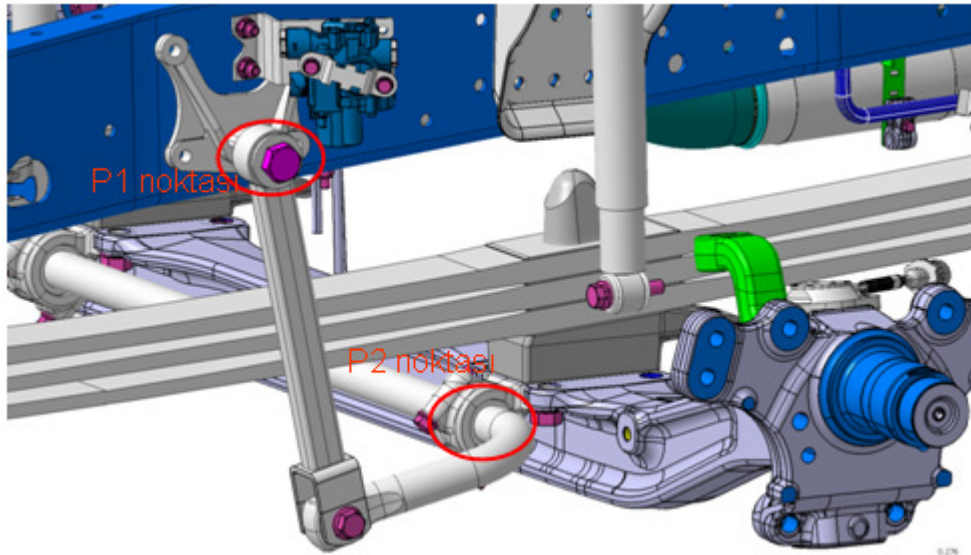
Inner Diameter: mm

Outer Diameter: mm



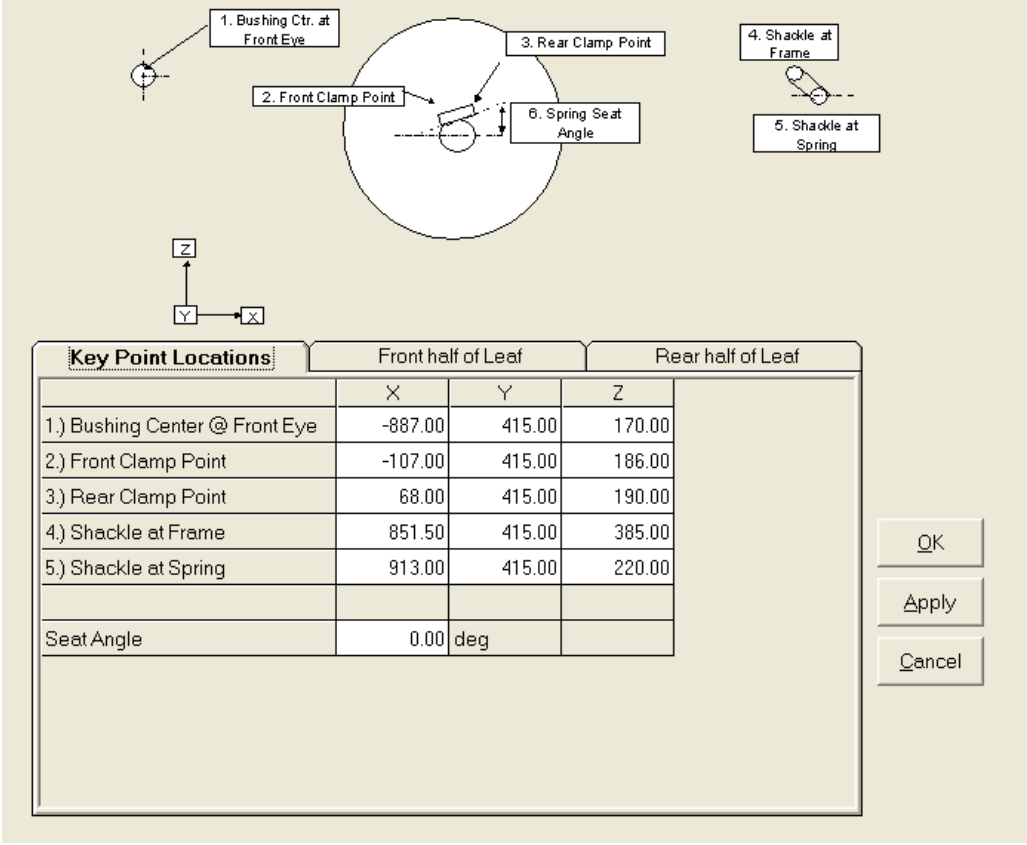
☒ Connect Stabar

Şekil 4.22 : Ön aks denge çubuğu verileri.



Şekil 4.23 : Ön aks denge çubuğu P1 ve P2 noktaları.

Tek katlı yaprak yaya ve denge çubuğuna ait veriler artık ana modele entegre edilebilir. Bu aşamada dikkat edilmesi gereken nokta, tek kata indirgenmiş yaprak yayı ana modele entegre ederken ön göz, ön ve arka sabitleme noktaları, küpenin şasiye ve makasa bağlantı noktalarının girildiği “Key Point Locations” sekmesinde (Şekil 4.24), bu noktaların yaprak yayın yüksüz araca bağlandığı noktalar olarak girilmesidir. Ön ve arka yarım noktalar “Leaf Spring Rate Test Model” de belirlenen noktalar olarak aynen girilir.



Key Point Locations			
	Front half of Leaf		Rear half of Leaf
	X	Y	Z
1.) Bushing Center @ Front Eye	-887.00	415.00	170.00
2.) Front Clamp Point	-107.00	415.00	186.00
3.) Rear Clamp Point	68.00	415.00	190.00
4.) Shackle at Frame	851.50	415.00	385.00
5.) Shackle at Spring	913.00	415.00	220.00
Seat Angle	0.00	deg	

OK
Apply
Cancel

Şekil 4.24 : Ön aks tekerlek asılışı ana modeli anahtar noktaları.

Bu aşamadan sonra ön aks tekerlek asılışı tasarımı SuspensionSim tarafında tamamlanmıştır. Artık ön aksı tümüyle temsil eden model çözüm aşamasına gelmiştir. Bu noktada daha önce, yaprak yayın sertliğinin doğrulandığı “Spring Rate Test Model” isimli yaprak yayın tek katlı modelinin düşey dinamik çözümünde girilen şartlar (Şekil 4.25) aynen girilecek ve ön aks tekerlek asılışına ait ön aks tekerlek asılışı tasarım faktörlerine ait değerler elde edilecektir.

Load & Displacement Condition

Loads and Displacements Conditions

- ☒ Ride
- ☐ Roll
- ☐ Steering Input
- ☐ Lat. Force @ TCP - In Phase
- ☐ Lat. Force @ TCP - Out of Phase
- ☐ Longitudinal @ TCP
- ☐ Align. Torque @ TCP - In Phase
- ☐ Align. Torque @ TCP - Out of Phase
- ☐ Custom Force
- ☐ Advance User Defined

Peak Displacement in Jounce: 60 mm

Peak Displacement in Rebound: 120 mm

Wheel Center Initial Z Displacement: 140.00 mm

Number of Steps in Half Cycle: 16 Steps

Gear Type

- ☐ Rack and Pinion
- ☒ Recirculating Ball

Solution Options

- ☒ Increment to Rebound

Solve Cancel

Şekil 4.25 : Ön aks tekerlek asılışı düşey dinamik çözüm şartları.

Düşey dinamik çözüm şartlarını girerken daha önce eşdeğer tek katlı yaprak yay modeli çözümünde yapıldığı gibi, yaprak yayın teknik resminden okunan nominal 140 mm yaylanma değeri ve buradan itibaren 60 mm ek yaylanma ve 120 mm boşalma şartları yukarıdaki şekilde gösterildiği gibi girilir. Ön aks geometrisine ait okunan bazı değerler Şekil 4.26’ da gösterilmiştir. Burada gösterilen değerler, yaprak yayın 140 mm yaylanmasına karşılık gelen durumda okunan değerlerdir. Ön aks geometrisine ve yaprak yayı ait teknik resimler yaprak yayın 140 mm yaylanması durumunda çizildiklerinden, bu şekilde iki veriyi karşılaştırma olanağı sağlanmaktadır.

Düşey dinamik çözümü ile birlikte ön aks geometrisinin yalpa ve direksiyon sistemi çözümleri de aynı şekilde elde edilmiştir. Sonraki aşamada düşey dinamik, yalpa ve direksiyon sistemi çözümleriyle elde edilen bu değerler SuspensionSim ortamından MS EXCEL ortamına “.csv” uzantılı dosyalar olarak ithal edilir. Bu dosyalar daha sonra Trucksim programında araç ara yüzünde, aks kinematığı, tekerlek asılışı ve direksiyon sistemi özellikleri olarak ithal edilecektir

SDF Output					
Position: Z 140.00		Export	Print		
SDF	Left	Right	Average	Comment	Units
Camber	0.12267	-0.11102	0.00583		deg
Camber - Roll Coeff.	39.755	39.748	39.751		%
Camber Rate	5.217E-04	5.410E-04	-9.639E-06		deg/mm
Caster	-2.298	-2.296	-2.297		deg
Caster - Roll Coeff.	-3.062	-1.396	-0.83318		%
Caster Rate	-0.00794	-0.00792	-0.00793		deg/mm
Damper Displacement	0.000	0.000	0.000		mm
Damper Lever Ratio	0.000	0.000	0.000		
Dive/Squat	28.593	28.382	28.487		mm/g
KP FV Offset @Grd(Scrub Radius)	72.470	72.543	72.507		mm
Kingpin FV Offset @ W/C	127.406	127.403	127.405		mm
Kingpin Inclination	8.952	9.008	8.980		deg
Kingpin SV Offset @ W/C	-4.894	4.967	0.03655		mm

Şekil 4.26 : Ön aks geometrisinin düşey dinamik çözümü sonuç değerleri.

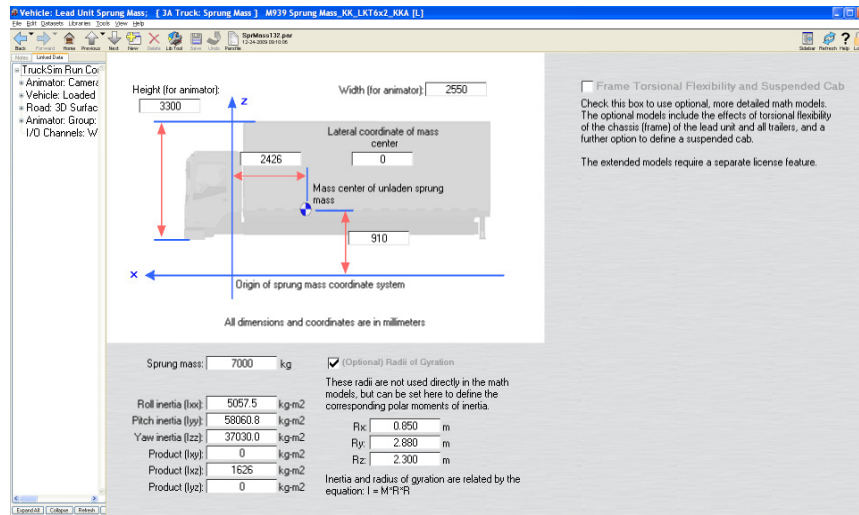
5. İNCELENECEK TAŞITIN TRUCKSIM MODELİ

5.1 Tüm Taşıt Modelinin TruckSim Ortamında Hazırlanması

Tüm taşıt modelini oluştururken, ön ve arka aksların tekerlek asılışlarının kinematik ve elastokinematik özelliklerini içeren haritalar SuspensinSim’ den alınmış, geriye kalan taşıt verileri Trucksim ortamında oluşturulmuştur.

SuspensionSim programı ile ön ve arka akslara ait tekerlek asılışları haritaları “MS.EXCEL CSV” dosya formatı ile TruckSim’e ithal edilmiştir. TruckSim tarafında tüm taşıt modelini oluşturacak parametreler ve modelin simüle edileceği senaryolar hazırlanmış, ardından tüm taşıt modelinin bu senaryolar için davranışı görsel olarak ve grafiklerle elde edilmiştir.

Araca ait parametreler ana kontrol ekranı üzerinden taşıt arayüzü aracılığıyla kumanda edilir. Yaylanan kütleyle ait özellikler Şekil 5.1’ de gösterildiği gibi aracın elde bulunan verilerinden faydalanılarak oluşturulmuştur.

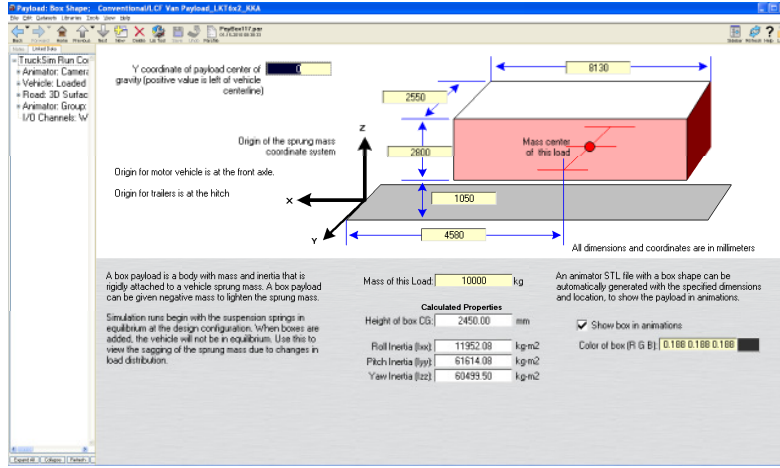


Şekil 5.1 : Taşıt arayüzünde girilen yaylanan kütle parametreleri.

Burada aracın I_{xx} , I_{yy} , I_{zz} atalet momentlerini hesaplamak ancak belirli yaklaşımlarla mümkün olmuştur, bunun için jirasyon yarıçaplarından faydalanılmıştır. Taşıt tekniğinde jirasyon yarıçaplarının hesabında sık kullanılan bir yaklaşım olarak burada;

- R_x için, taşıtın iz genişliğinin 1/3' ü
- R_y ve R_z için, taşıtın dingil mesafesinin yarısı alınmıştır.

Taşıta yasal olarak izin verilen yükleme şartını sağlayacak şekilde, yani ön aks dahil olmak üzere 3 aksın payına düşen yük miktarlarını oluşturmak amacı ile yükleme parametreleri Şekil 5.2' de gösterildiği gibi “ Taşıt Yükleri-Loads in Main Vehicle” arayüzünde girilmiştir.



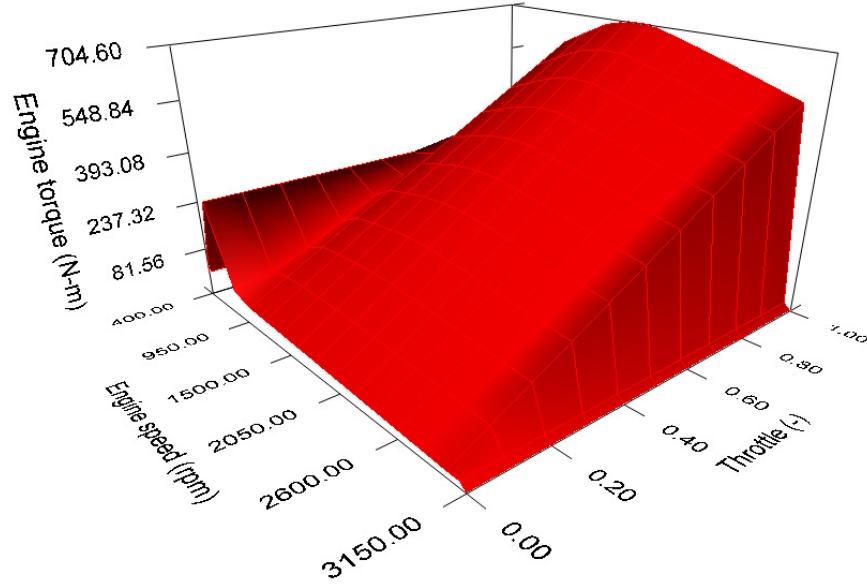
Şekil 5.2 : Taşıtın nominal yükleme şartını sağlayan yük parametreleri.

Buraya kadar bahsedilen taşıt parametrelerinin dışında, çalışmanın hedefi de dikkate alınarak; içten yanmalı motor, aktarma organları, lastikler ve fren sistemi özellikleri için TruckSim kütüphanesinde bulunan ve gerçek taşıtın özellikleriyle örtüşen şablonlar kullanılmıştır.

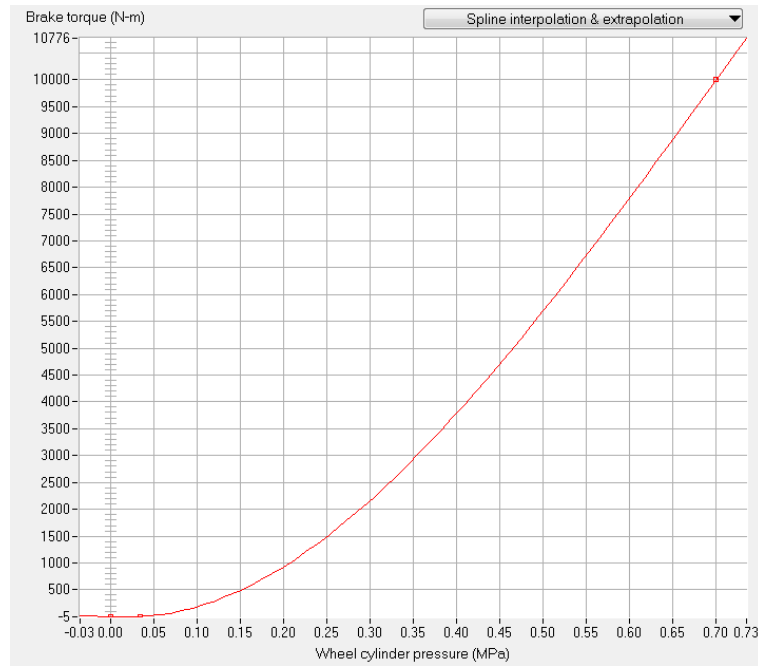
Gerçek taşıtta kullanılan içten yanmalı Diesel motoru için, TruckSim kütüphanesinden uygun motor haritasına sahip, maksimum güç ve tork devir sayıları örtüşen bir motor modeli (Şekil 5.3) seçilmiştir.

Vites kutusu özellikleri için taşıtta gerçekte kullanılan vites kutusunun vites oranları ve vites geçiş haritalarından faydalanılmış ve bu değerler TruckSim’de vites kutusu şablonuna aynen girilmiştir. TruckSim’de seçilen vites kutusu gerçek taşıtta olduğu gibi 18 vitesli manuel bir vites kutusudur.

Taşıttaki havalı frenler için, TruckSim’de uygun fren momenti-fren basıncı karakteristiğine sahip bir model (Şekil 5.4) seçilmiştir.



Şekil 5.3 : Tüm taşıt modelinin içten yanmalı motor haritası.



Şekil 5.4 : Seçilen fren sisteminin fren momenti-fren basıncı karakteristiği.

Gerçek taşıtta kullanılan lastik ölçüleri 285/ 70 R 19.5 şeklindedir.

1. ve 2. arka akslarda çift lastik kullanılmaktadır. Lastik özellikleri üretici firmadan alınmış ve TruckSim'e girilmiştir. Simülasyon çalışmalarında modelin gerçeğe yakınlığını belirleyen en önemli etkenlerden birinin de tekerlek modeli olduğu gerçeğinden yola çıkılarak, TruckSim'deki tekerlek modellerinden “ Dahili tekerlek modeli-Internal Tire model “ seçilmiştir.

Taşıtın düşük hız davranışlarında Pacejka modeli ile benzer özellikler gösterdiğinden ve büyük ölçüde pratiklik sağladığından bu model uygun görülmüştür. Pacejka modeli çok sayıda formül ve giriş parametresi içerir ve özellikle kombine kayma durumunda (çevresel ve yanal yönde) lastik tekerlek eğrileri üzerinde çok fazla bir uyum çalışması gerektirebilir. Aynı zamanda tüm taşıt modelinde tekerlek özelliklerinin değiştirilmesini de zorlaştırmaktadır [1]. Dahili tekerlek modeli, yeterli derecede hassasiyet sağladığı ve kolay kullanıldığı için seçilmiştir.

Çalışmanın hedefi düşünüldüğünde tüm taşıt modelinin doğrusal dinamik simülasyonunu belirleyen bazı parametrelerin hazır şablonlardan faydalanılarak hazırlanması, aynı zamanda simülasyon çalışmalarında önemli olan modeli ve simülasyonu gereksiz yere aşırı detaylandırmamak ve amacı aşacak şekilde karmaşık yapılandırmamak ilkeleri göz önüne bulundurularak yapılmıştır.

Modeli anlaşılamayacak derecede karmaşıklştırmak hem yanlış giden parametrelerin takibini ve kumandasını zorlaştırır hem de modelin matematiksel çözümünde müdahale imkanı olmayan ve fark edilemeyen bazı rahatsızlıklara sebep olur. Nitekim hatırı sayılır sayıda simülasyon çalışmasında, modeli karmaşıklştırmaktan ziyade basitleştirerek gerçeğe daha yakın sonuçlar elde edildiğine de tanık olunmuştur.

Sonuç olarak, bir simülasyonda elde edilen sonuçlarla ilgili bilinmesi gereken “en önemli” husus belirtilecek olursa [1] ;

“Simülasyon sonuçları, gerçek sistemin davranışına dair ancak bir yaklaşımdır.”

Bu yaklaşımın kalitesi ve başarısı temelde 2 etkenden etkilenir [21] :

1. Mekanik modelin kalitesi
2. Gerçek fiziksel sisteme ait parametrelerin doğru şekilde temini.

Sistemin mekanik modelinin eldesi için kullanılan simülasyon tekniklerinin adeta ana fikrini oluşturacak şekilde [22]’ den aşağıdaki tavsiye verilebilir [1] :

“Taşıt-Sürücü-Çevre kontrol çevriminin simülasyonu, bu çok büyük etkileşimler uzayını mümkün olan en fazla parametre ile bilgisayar ortamına aktarmaya çalışmakla olmaz. Ancak belli bir senaryo seçilir ve bu derinden incelenirse, bir sonuca, daha doğrusu “kullanılabilir sonuçlara” varılabilir. Örneğin taşıt

modeli ya da sürücü modeli de seçilen bu senaryo gereği mümkün olduğunca, sadece ilgili parametrelerden oluşturulur.”

Model kompleksliği konusunda [23]’ te kullanılan ifade de oldukça yerinde olup “aynen” buraya aktarılabilir [1] : “Günümüzde bir sistemin en küçük civatasına (!) kadar modellenmesi anlamlı değildir. Alt-sistemlerin yani kısmi modellerin ve onların da problemin ihtiyacı olduğu kadarı ile detaylandırılması en uygun yoldur.”

Çalışma kapsamında incelenen taşıta ait teknik özellikler EK B’ de verilmiştir.

5.2 Hazırlanan Tüm Taşıt Modeli İçin Senaryoların Hazırlanması

Hazırlanan tüm taşıt modelinin simülde edileceği senaryolar için sabit yarıçaplı dönemeç hareketi ve çift şerit değiştirme senaryoları öngörülmüştür. Bunun için TruckSim’de “Events & Procedures- Senaryolar ve Prosedürler” arayüzündeki şablon yollar “Daimler AG” ve “SAE” standartlarına uygun hale getirilmiştir.

6. ANALİZLER

6.1 Sabit Yarıçaplı Dönemeç Hareketi

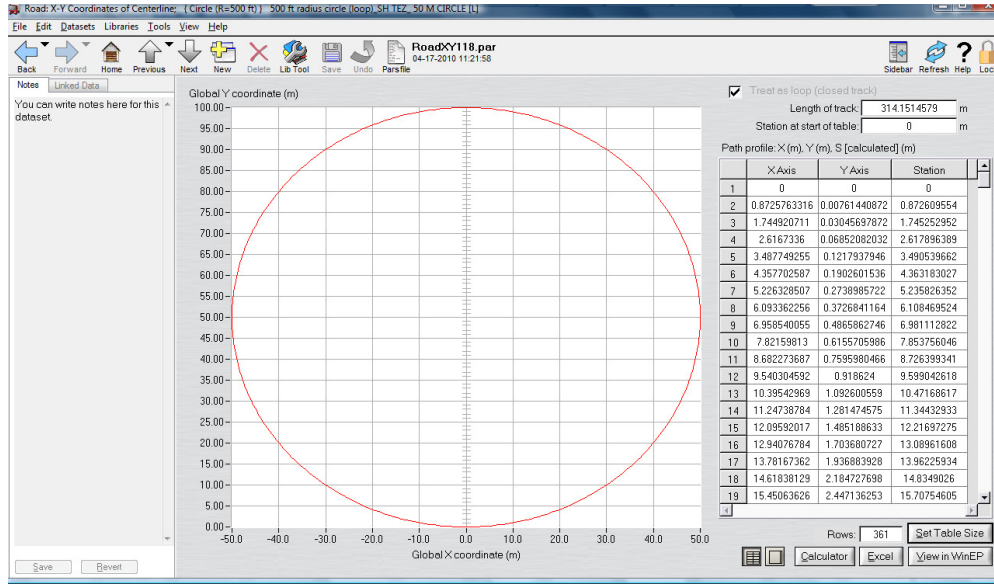
Sabit yarıçaplı dönemeç hareketi simülasyonları için TruckSim'in içinde iki adet dairesel yol profili hazırlanmıştır. Yol profillerinin hazırlanmasında ve uygun simülasyon şartlarının belirlenmesinde; "SAE" 'nin "Steady-State Circular Test Procedure for Trucks and Buses- Kamyon ve Otobüsler için Kararlı Rejim şartlarında Dairesel Test Prosedürü" [24], "Mbtech" Türkiye temsilcisi Daimler AG' den Dr. Cengiz Bozkurt' un hazırladığı " Roadmap für Gesamtfahrzeug Modellierung/ Validierung zur optimalen Auslegung der Federungselementen- Tüm-taşıt araştırmalarına yönelik optimum tekerlek asılışı elemanlarının modellenmesi ve validasyonu için yol haritası" [25], ve "Daimler AG Prüfstandart für Fahrdynamik u. Stationäre Kreisfahrt- Daimler AG taşıt dinamiği ve stasyonere dairesel hareket için test standardı" [26] incelenmiş ve tüm senaryo bu şekilde hazırlanmıştır. [26]' dan hareketle incelenen taşıt için nominal yükleme şartları altında taşıt hızı 40 km/h saat olarak belirlenmiş , aynı şekilde [24,25,26]' da verilen sabit yarıçap değeri aralığından (30-300 m) 50m' lik bir dönemeç yarıçapı belirlenmiştir. Sabit yarıçaplı dönemeç hareketi simülasyonları için aynı zamanda hızın azaltılıp, dönemeç yarıçapının ve 2. arka aksa ait yaprak yayın sertliğinin arttırıldığı ilave koşullar da yapılmıştır.

Yine [24,25,26]' dan hareketle, sabit yarıçaplı dönemeç hareketinde ölçülecek taşıt parametreleri olarak; direksiyon simidi sapma açısı, yüzme açısı, yalpa açısı, düşey eksen etrafında dönme, yan ivme ve aks yükleri belirlenmiştir.

Şekil 6.1' de sabit yarıçaplı dönemeç hareketi için hazırlanan yol profilinin (50 m yarıçap için) x-y koordinatları verilmiştir.

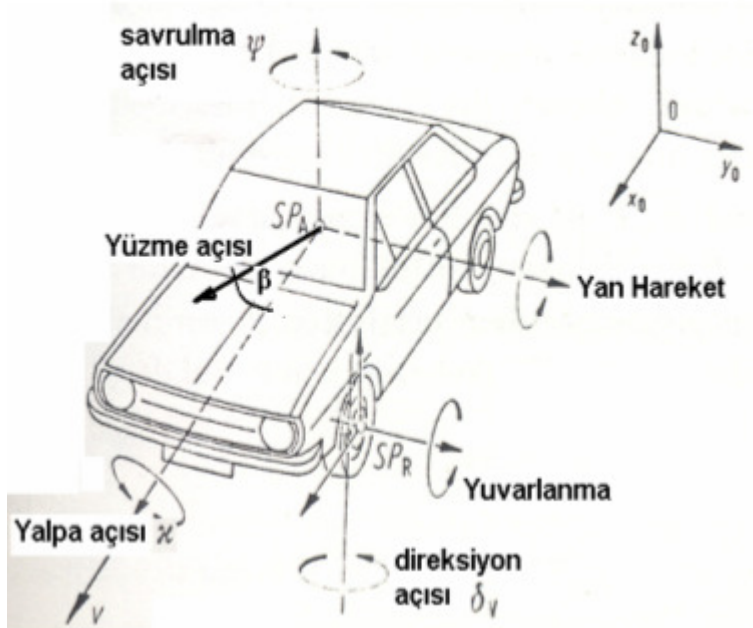
6.1.1 Sabit yarıçaplı dönemeç hareketi için teorik hesaplar

Bu bölümde incelenen taşıt için yapılan teorik hesaplar ile, simülasyonda koşulların tamamlanmasının ardından elde edilen verilerin karşılaştırılması olanağı doğacaktır.



Şekil 6.1 : 50 m yarıçaplı dairesel yol profili koordinatları.

Şekil 6.2' de bir karayolu taşıtı için en önemli hareket koordinatları gösterilmiştir.



Şekil 6.2 : Taşıt dinamiği temel hareketleri [6].

Hesaplara geçmeden önce bazı kavramlar açıklanacaktır. İlk olarak, yalpa hareketi ile ilgili, bu çalışma kapsamında incelenen katı akslı tekerlek asılışlarına ait yalpa merkezinin tanımı yapılacaktır.

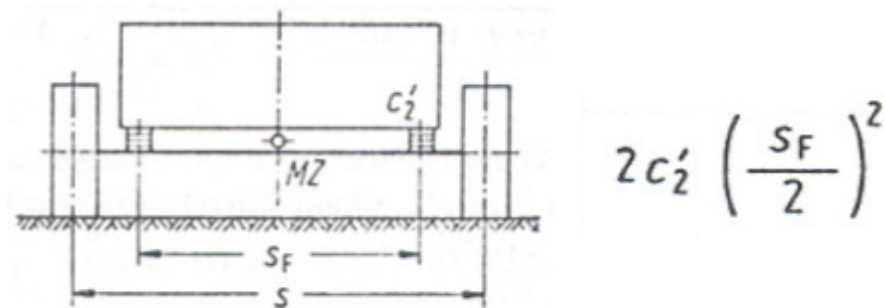
Katı aks bir tekerlek asılışında yalpa merkezi, gövdenin yalpa merkezi yay uçlarının gövdeye bağlandığı noktalardan geçen doğrunun aks düzlemini kestiği noktadır (Şekil 6.3) [27].



Şekil 6.3 : Katı aks asılışlarında yalpa merkezi [27].

İncelenen taşıtın yalpa eksenini de bu şekilde tespit edilmiş ve yalpa eksenini ile taşıtın ağırlık merkezi arasındaki mesafe hesaplanmıştır. Bu değer daha sonra yalpa açısı hesaplarında kullanılmıştır.

Yaprak yaylı katı aks bir tekerlek asılışında yalpa sertlikleri Şekil 6.4’ de gösterildiği gibi hesaplanır.



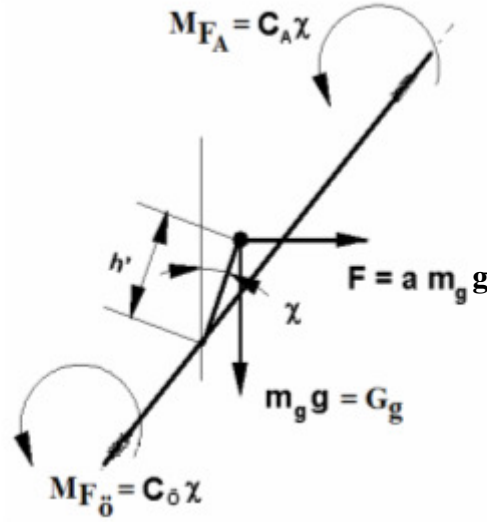
Şekil 6.4 : Yaprak yaylı katı aks tekerlek asılışlarında yalpa sertliği hesabı [27].

Burada ;

c_2' : Yaprak yay sertliği

s_f : Yaprak yaylar arası mesafe olmaktadır.

Yalpa sırasında gövdenin denge denklemini çıkartmak üzere gövdede kuvvet ve moment durumu Şekil 6.5’ de verilmiştir [28].



Şekil 6.5 : Bir binek taşıt için gövdede kuvvet ve moment durumu [28].

Burada ise;

$C_{\ddot{o}}$: Ön aks yalpa sertliği

C_A : Arka aks yalpa sertliği

X : Yalpa açısı

h' : Gövdenin ağırlık merkezinin yalpa ekseninden olan mesafesi

a : Yan ivme

m_g : Taşıt kütlesi

g : Yerçekimi ivmesi olmaktadır.

Buradan hareketle, yalpa sırasında gövde denklemi, yalpa eksenini etrafında moment alınarak aşağıdaki gibi bulunur [28].

$$(C_{\ddot{o}} + C_A)X - am_g gh' - m_g gh' X = 0 \quad (6.1)$$

Yukarıdaki denklemde, ilk terim yalpa sertliklerinin yalpaya direncinden ötürü gövdeye uygulanan toplam moment olmaktadır. İkinci ve üçüncü terimler ise h' gövdenin ağırlık merkezinin yalpa ekseninden olan mesafesi olduğundan merkezkaç kuvvet ve ağırlığın momentini göstermektedir [28].

Yukarıdaki gövde denklemi iki akslı bir taşıt için verilmiştir. Çalışma kapsamında incelenen taşıt 3 akslı ağır bir ticari taşıt olduğundan bu taşıt için geçerli olacak gövde denklemi yukarıdaki denklemde ilk terime 3. aksın yalpa sertliğinin eklenmesi ile türetilen olacaktır . Bu durumda incelenen taşıt için gövde denklemi aşağıdaki gibi olacaktır.

$$(C_{\delta} + C_A + C_{A2})X - am_g gh' - m_g gh' X = 0 \quad (6.2)$$

Tüm bu verilenlerin üzerinden, taşıtın bilinen parametreleriyle yalpa açısı değerini simülasyonun yapıldığı sabit yarıçap değeri ve hız için hesaplamak mümkün olmaktadır.

Burada izlenen hesap serisi, öncelikle her aksa ait yalpa sertliklerinin hesaplanması, ardından gövde denkleminde yerlerine konulduktan sonra yalpa açısının hesaplanmasıdır. İncelenen taşıt için bu değer hesaplanmış ve simülasyon sonucu elde edilen değer ile karşılaştırılmıştır.

Bunların dışında taşıta ve senaryoya ait bazı parametreler değiştirilerek bunların incelenen parametreler üzerindeki etkileri de araştırılmıştır.

6.2 Çift Şerit Değiştirme

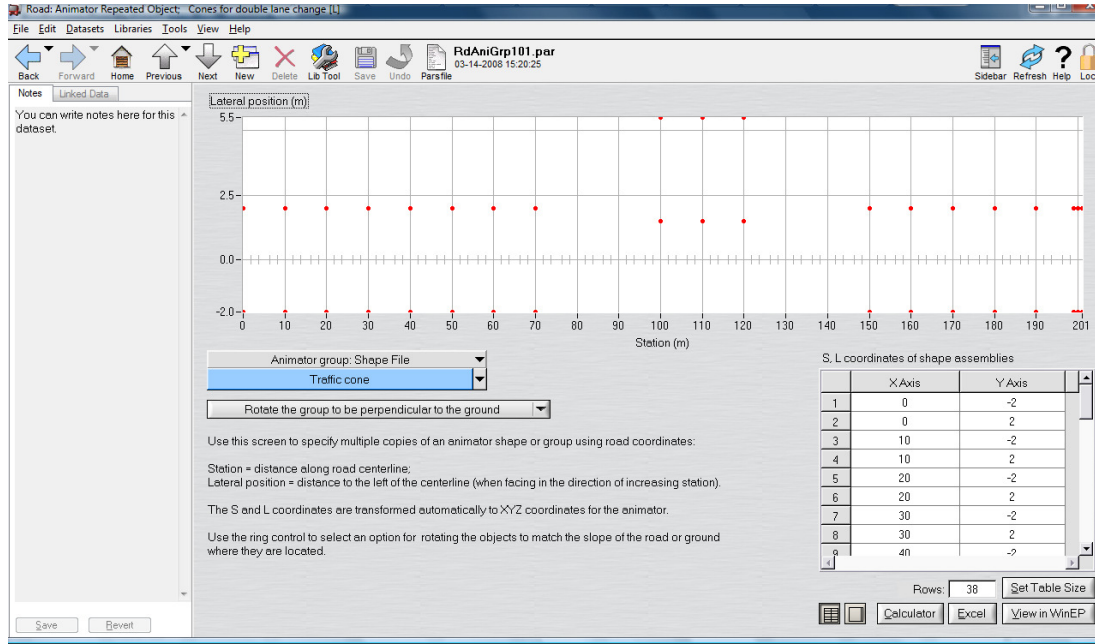
Sabit yarıçaplı dönemeç hareketine ilave olarak hazırlanan tüm taşıt modelinin çift şerit değiştirme davranışı da incelenmiştir.

Bu senaryonun hazırlanması için yine “Daimler AG” ’ nin “Daimler AG Prüfstandart Doppelter Spurwechsel- Daimler AG Test Şartnamesi Çift Şerit Değiştirme” [29] şartnamesine başvurulmuştur.

Trafik konilerinin yerleştirilme şekli de araç genişliğine bağlı olarak ilgili şartnamede verilmiştir.

Sonuç olarak TruckSim’de çift şerit değiştirme için hazırlanan yolun profili Şekil 6.6’ da verildiği gibidir.

Çift şerit değiştirme senaryosu için de ölçülecek büyüklükler yine aynı [29] kaynağından alınmıştır. Bu büyüklükler; direksiyon simidi sapma açısı, yüzme açısı, yaylanan kütle yalpa açısı, düşey eksen etrafında dönme, yan ivme ve aks yükleri olarak belirlenmiştir.



Şekil 6.6 : Çift şerit değiştirme yol profili.

Çift şerit değiştirme senaryosu için yine aynı kaynaktan hız değeri sabit 40 km/h olarak belirlenmiştir. Çift şerit değiştirme senaryosunda yapılan koşullarda değiştirilecek parametre hız olarak seçilmiştir.

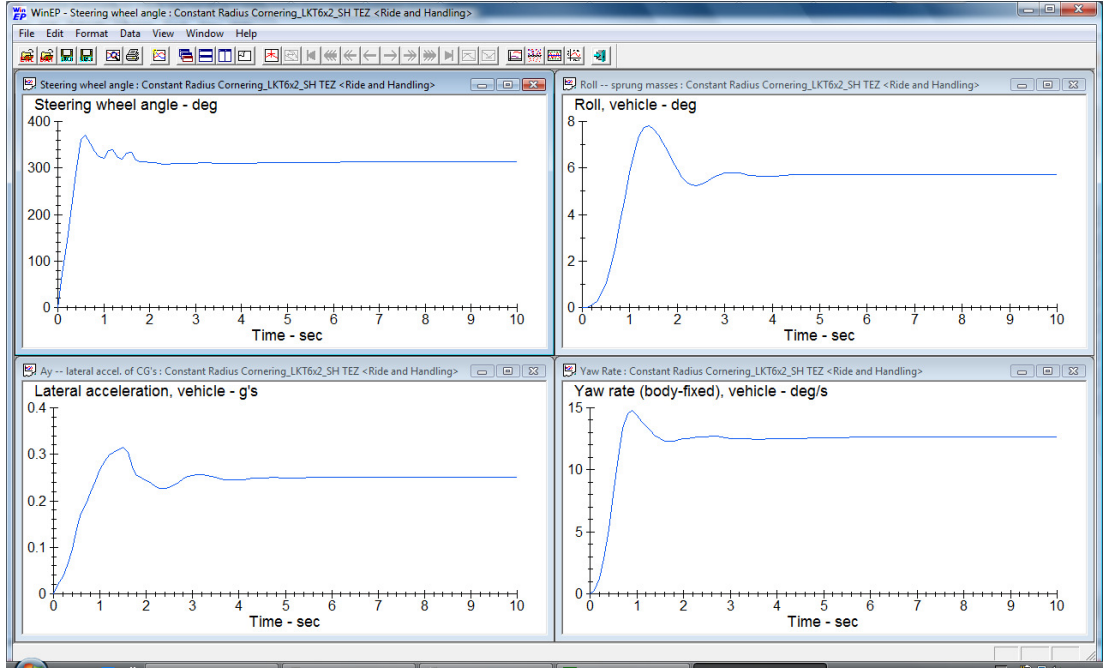
6.3 Analiz Sonuçları

6.3.1 Sabit yarıçaplı dönemeç hareketi

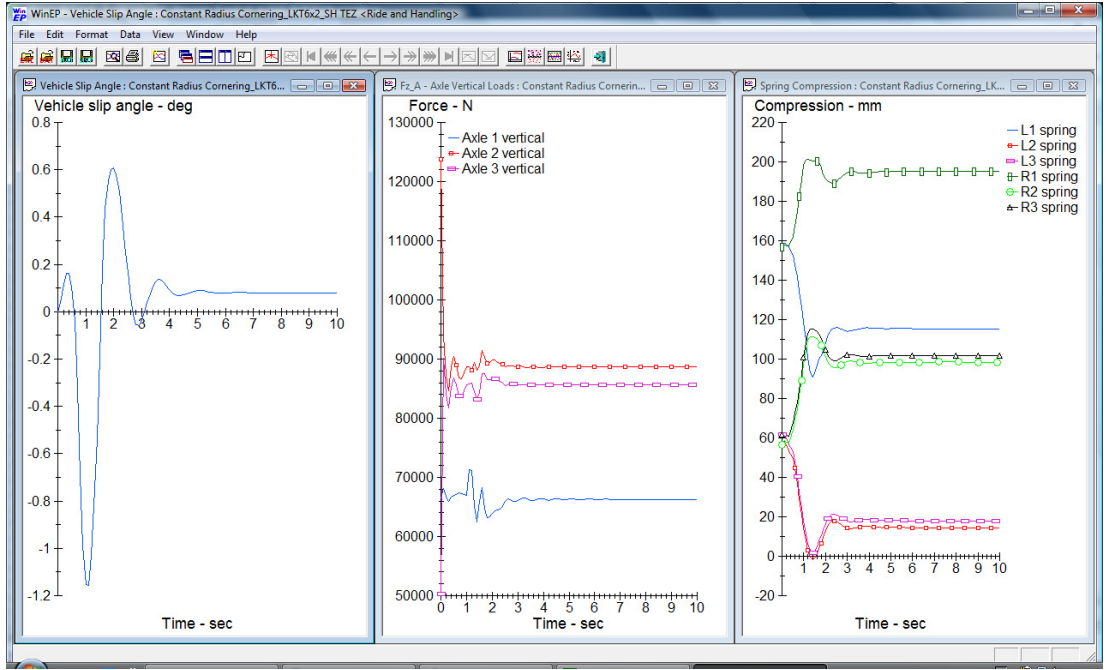
Sabit yarıçaplı dönemeç hareketi için hazırlanan senaryolarda taşıtın hızı, dönemeç yarıçapı ve 2 .arka aks yaprak yay sertliği değiştirilmiştir.

Taşıta ait tasarım parametrelerinin değiştirilmediği, hızın 40 km/h ve dönemeç yarıçapının 50 m olduğu dairesel pist için alınan sonuçlar Şekil 6.7 ve 6.8' de verilmiştir. Sabit yarıçaplı dönemeç hareketi ve çift şerit değiştirme senaryoları için yapılan tüm koşullarda elde edilen sonuçların gösterildiği şekillerde; seyir büyüklükleri-1 ile; direksiyon simidi sapması, gövde yalpası, yan ivme ve düşey eksen etrafında dönme büyüklükleri, seyir büyüklükleri-2 ile de; yüzme açısı, aks yükleri ve yaprak yay sehim değerleri gösterilmiştir.

Değerlere bakıldığında bu sınıftaki bir ticari taşıt için bu şartlar altında uygun değerlerin elde edildiği görülmektedir. Ölçülen değerler; 313° ' lik direksiyon simidi açısı, 5.72° ' lik gövde yalpa açısı değeri, 0.079° ' lik yüzme açısı değeri ile 12.65 derece/s düşey eksen etrafında dönme şeklindedir.



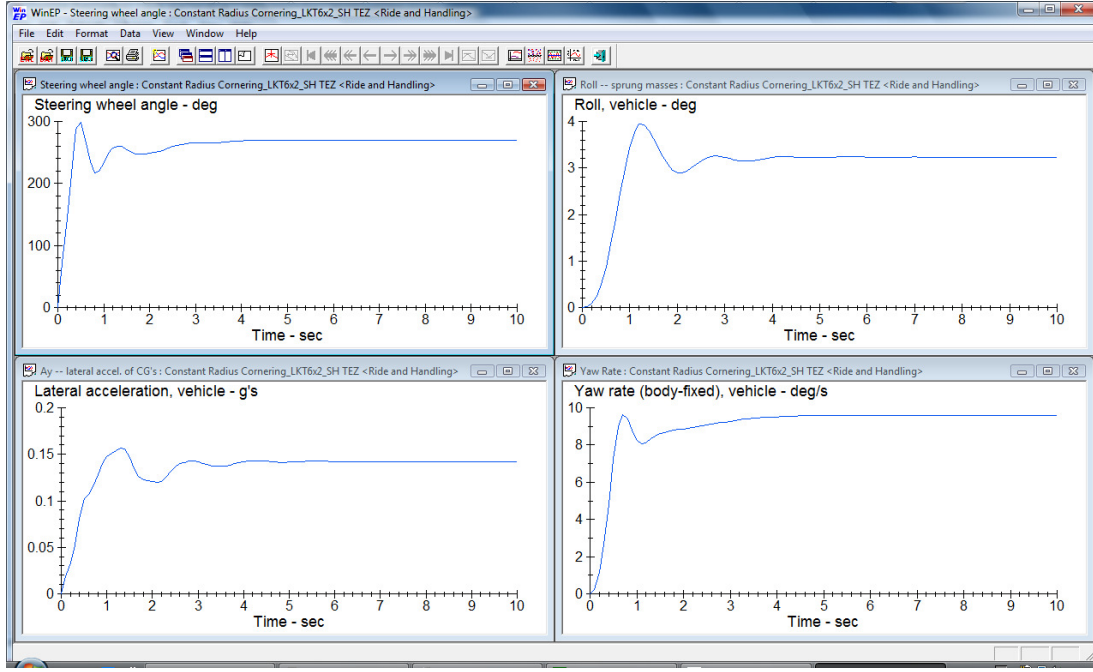
Şekil 6.7 : 40 km/h hız ve 50m dönemeç yarıçapı seyir büyüklükleri-1.



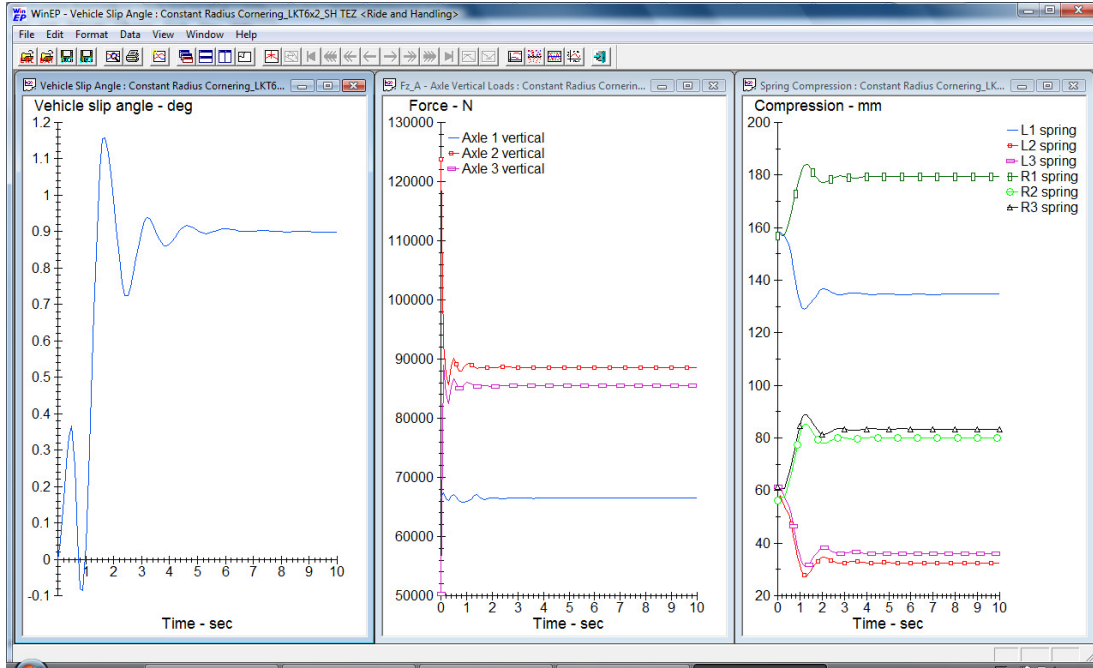
Şekil 6.8 : 40 km/h hız ve 50m dönemeç yarıçapı seyir büyüklükleri-2.

Her aksa ait yaprak yay sehimleri de dönemeç dışındaki tekerleklerle daha çok yük bineceğinden dönemeç dışındaki yaprak yay sehimleri daha büyük olmaktadır.

Bundan sonraki koşuda yine taşıt parametrelerine dokunmadan sadece taşıtın seyir hızı 30 km/h ' e düşürülmüştür. Simülasyon sonuçları Şekil 6.9 ve 6.10' da verilmiştir.



Şekil 6.9 : 30 km/h hız ve 50m dönemeç yarıçapı seyir büyüklükleri-1.



Şekil 6.10 : 30 km/h hız ve 50m dönemeç yarıçapı seyir büyüklükleri-2.

Sonuçlara bakıldığında hızın düşmesi ile birlikte direksiyon simidi sapması, yalpa açısı, yan ivme ve düşey eksen etrafındaki dönme değerleri düşmüştür. İncelenen taşıt az döner bir taşıttır. Az döner bir taşıt için azalan hız ile birlikte ön tekerleklerin sapma açısı düşecek ve dolayısıyla direksiyon simidi sapma açısı da düşecektir. Yan ivme' nin ifadesi (6.3)' te verilmiştir.

Burada;

a : Yan ivme

V: taşıt hızı

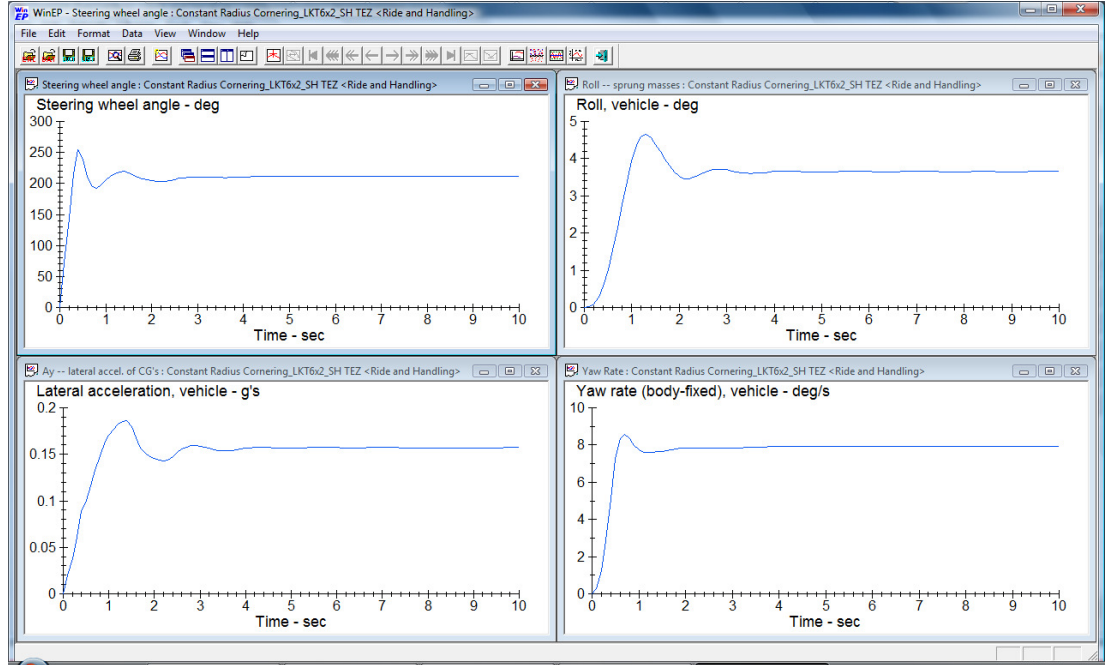
R: dönemeç yarıçapı

g : yerçekimi ivmesi olmaktadır.

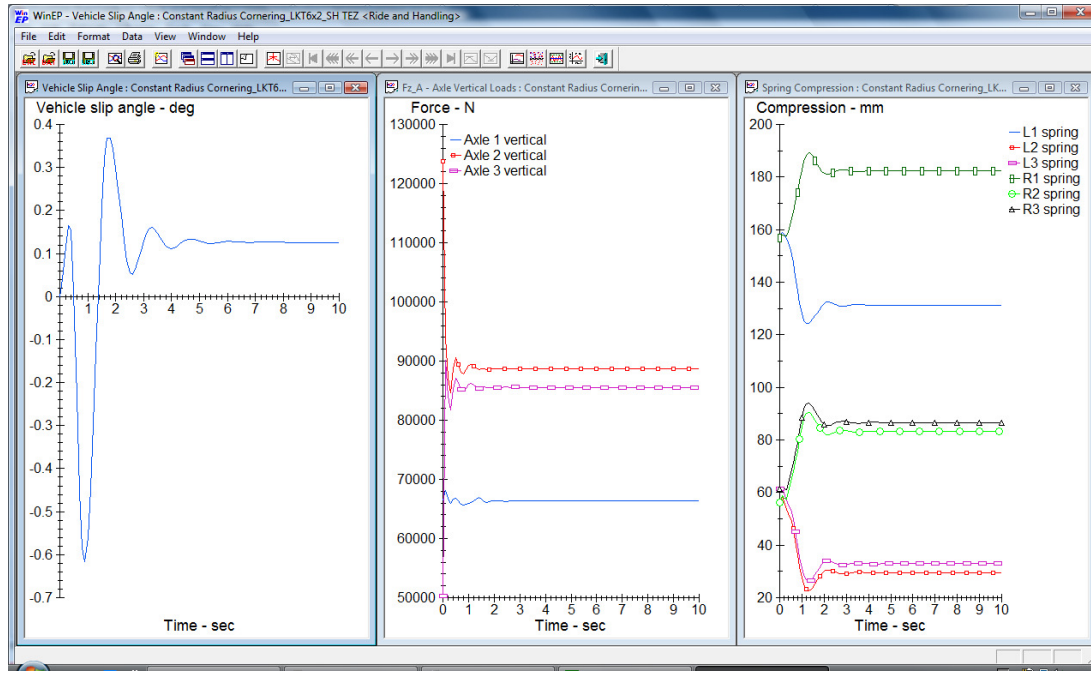
$$a = \frac{V^2}{R \times g} \quad (6.3)$$

Sonuç olarak (6.3)' ten de görüldüğü gibi azalan hızın karesi ile birlikte yan ivme değeri lineer olarak azalacaktır. Yalpa açısı, (6.1) ve (6.2) denklemlerinden de görüleceği gibi yine yan ivmenin azalan hızın karesi ile lineer olarak azalmasına bağlı olarak yine lineer bir şekilde azalacaktır. Yüzme açısı azalan hız ile birlikte dönemeç içine yani eğrilik yarıçapı merkezine doğru artacaktır.

Sabit yarıçaplı dönemeç hareketinde taşıt hızının sabit 40 km/h olduğu ve dönemeç yarıçapının 80 m olduğu durum için de bir koşu yapılmıştır. Bu koşuya ait sonuçlar Şekil 6.11 ve Şekil 6.12' de verilmiştir.



Şekil 6.11 : 40 km/h hız ve 80m dönemeç yarıçapı seyir büyüklükleri-1.

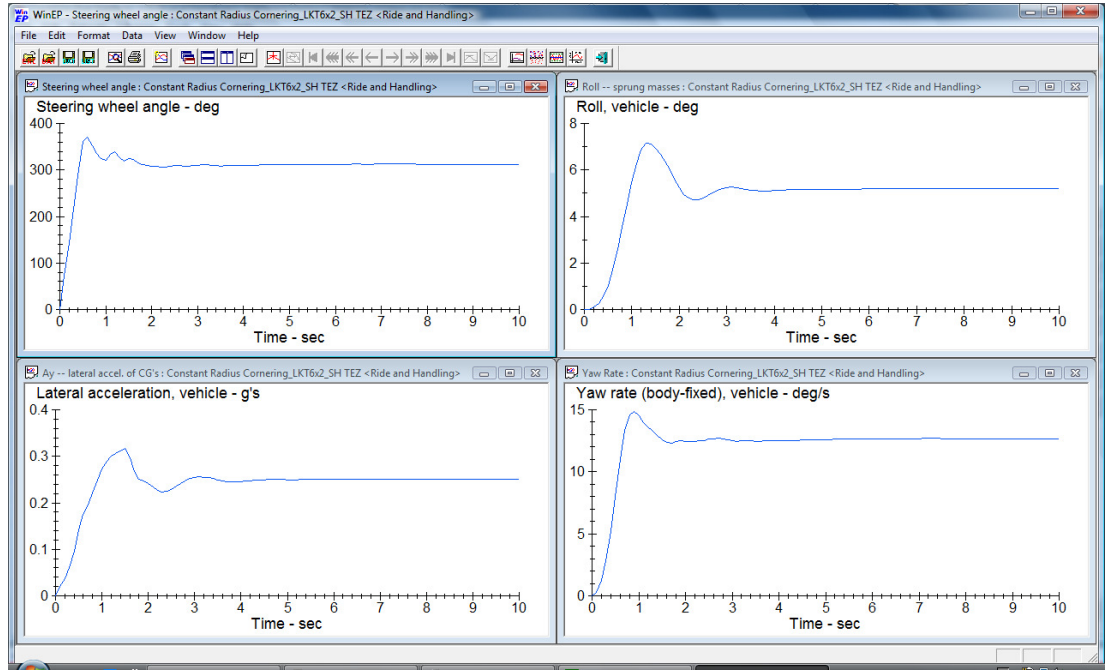


Şekil 6.12 : 40 km/h hız ve 80m dönemeç yarıçapı seyir büyüklükleri-2.

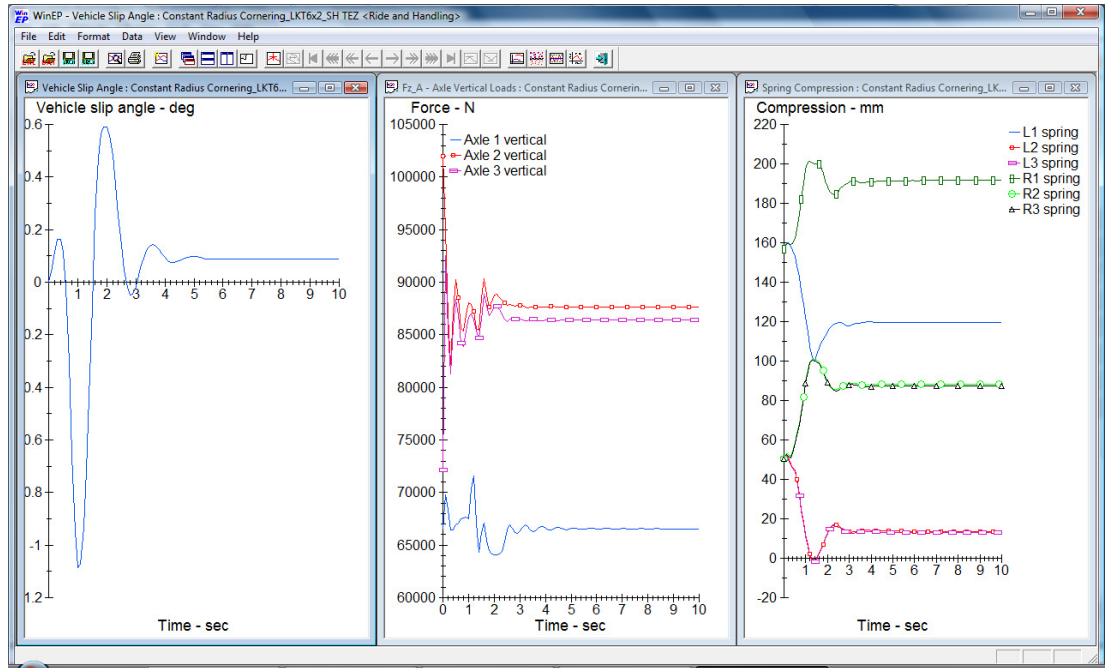
40 km/h taşıt hızı ve 80 m dönemeç yarıçapı için yapılan koşu sonuçları, 40 km/h hız ve 50 m dönemeç yarıçapında yapılan koşu ile karşılaştırıldığında, artan dönemeç yarıçapı incelenen az döner taşıt için ön tekerlek sapmasını ve dolayısıyla direksiyon simidi sapmasını düşürmektedir. Yan ivme değeri de (6.3)' den de görüleceği gibi artan dönemeç yarıçapı değeri ile düşmüştür. Hızın aynı kaldığı dönemeç yarıçapının arttığı bu koşuda, düşey eksen etrafındaki dönme daha düşük dönemeç yarıçapında yapılan koşuya göre daha düşük çıkmıştır. Yalpa açısı da diğer tüm parametrelerin aynı kaldığı dönemeç yarıçapının arttığı bu durumda (6.1) ve (6.2) denklemlerinden de görüleceği gibi azalmıştır. Yüzme açısı ve aks yüklerinde kayda değer bir değişiklik olmamaktadır. Yaprak yay sehimleri ise, artan dönemeç yarıçapı ile birlikte merkezkaç kuvvetin azalmasından ve taşıtın dönemeç dışına daha az yatmasından ötürü, dönemeç yarıçapının daha düşük olduğu duruma göre dönemeç içindeki yaprak yay sehimleri artmakta (L1, L2, L3 değerleri) dönemeç dışındaki yaprak yay sehimleri (R1, R2, R3 değerleri) azalmaktadır.

Sabit yarıçaplı dönemeç hareketi senaryolarında bir de, yaprak yay sertliğinin değiştirildiği durum için bir koşu yapılmıştır. Taşıt hızının 40 km/h, dönemeç yarıçapının 50 m olduğu bir senaryoda, taşıtın ikinci arka aksındaki yaprak yay sertliği üçte bir oranında arttırılmış ve bu şekilde birinci arka akstaki yaprak yay sertliği ile aynı değere gelinmiştir.

Elde edilen sonuçlar Şekil 6.13 ve Şekil 6.14’ te verilmiştir.



Şekil 6.13 : Yay sertliğinin artması sonucu seyir büyüklükleri-1.



Şekil 6.14 : Yay sertliğinin artması sonucu seyir büyüklükleri-2.

Bu koşu sonuçları da taşıt tasarım parametrelerinin değiştirilmediği 40 km/h hız ve 50 m dönemeç yarıçapı için yapılan koşu sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Direksiyon simidi sapması, yan ivme ve düşey eksen etrafındaki dönme, yüzme açısı ve aks yükleri değerlerinde önemli bir değişiklik olmazken yalpa açısı bir miktar azalmıştır.

(6.1) ve (6.2) denklemlerindeki yalpa sertliklerinin toplamını içeren ilk terim, 2. arka aksın yay sertliğinin artması ile artacak ve dolayısıyla yalpa açısını bir miktar düşürecektir. Ayrıca, 1. ve 2. arka aksların eşit yay sertliklerine sahip olması sebebiyle, 2. arka aksa ait yaprak yayın sehim değerleri (L3, R3), 1. arka aks değerlerine (L2, R2) yaklaşmıştır.

Çizelge 6.1’ de sabit yarıçaplı dönemeç hareketi simülasyonlarının sonucu elde edilen seyir büyüklükleri değerleri birlikte verilmiştir.

Çizelge 6.1 : Sabit yarıçaplı dönemeç hareketi seyir büyüklükleri.

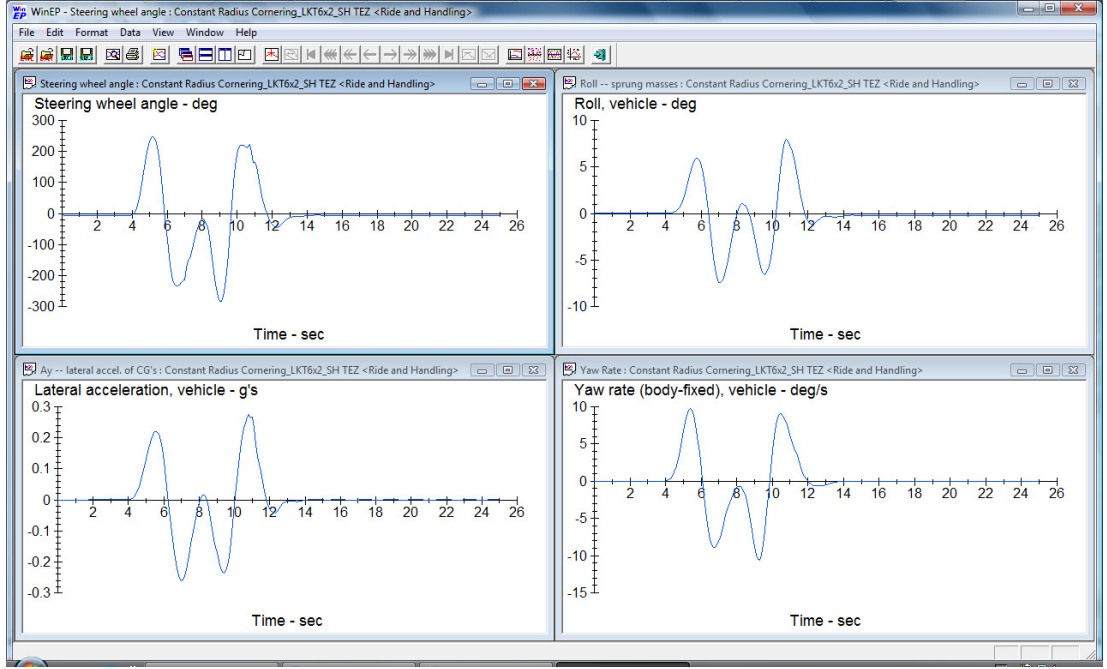
Senaryo	Yarıçap R (m)	Hız V (km/h)	Taşıt*	Direksiyon simidi sapması (derece)	Yalpa (derece)	Yan ivme	Düşey eksen etr. dönme (derece/sn)	Yüzme açısı (derece)
1	50	40	Ref	313.34	5.72	0.252	12.65	0.079
2	50	30	Ref	269.21	3.24	0.142	9.56	0.899
3	80	40	Ref	212.23	3.65	0.155	7.94	0.128
4	50	40	V1	312.25	5.14	0.252	12.65	0.083

6.3.2 Çift şerit değiştirme

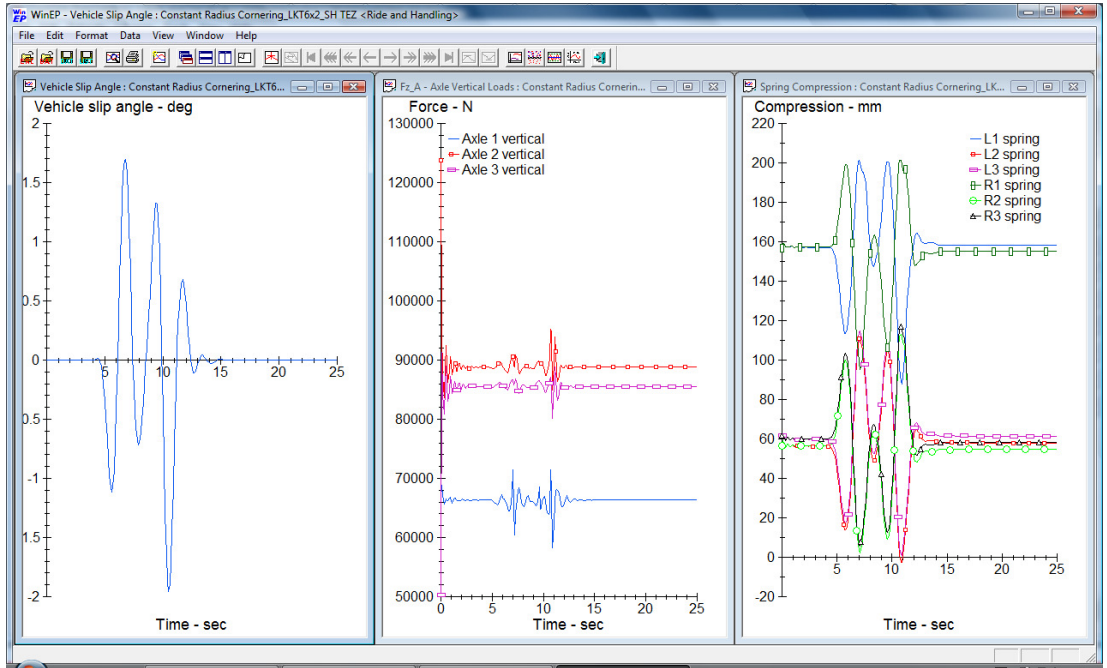
Çift şerit değiştirme senaryosu için taşıt hızının değiştirildiği 2 koşu yapılmıştır. Taşıtın tasarım parametreleri değiştirilmeden 50 km/h sabit hızda yapılan koşu sonuçları Şekil 6.15 ve Şekil 6.16’ da verilmiştir.

Ölçülen değerlere ait bu grafiklerde ilk tepeler direksiyon simidinin sola doğru kırılması ile yapılan birinci şerit değiştirmeyi, ikinci tepeler direksiyon simidinin tekrar eski konumuna getirilmesini, üçüncü tepeler direksiyon simidinin sağa doğru kırılması ile yapılan ikinci şerit değiştirmeyi ve dördüncü tepeler direksiyon simidinin ikinci şerit değiştirmenin ardından tekrar eski konumuna getirilmesinden ötürü meydana gelmektedir. Şerit değiştirme hareketinin olmadığı zaman diliminde taşıt düz yolda gitmektedir.

Çift şerit değiştirme senaryosu için bir de 40 km/h için bir koşu yapılmıştır. Bu koşuya ait sonuçlar Şekil 6.17 ve Şekil 6.18’ de verilmiştir.

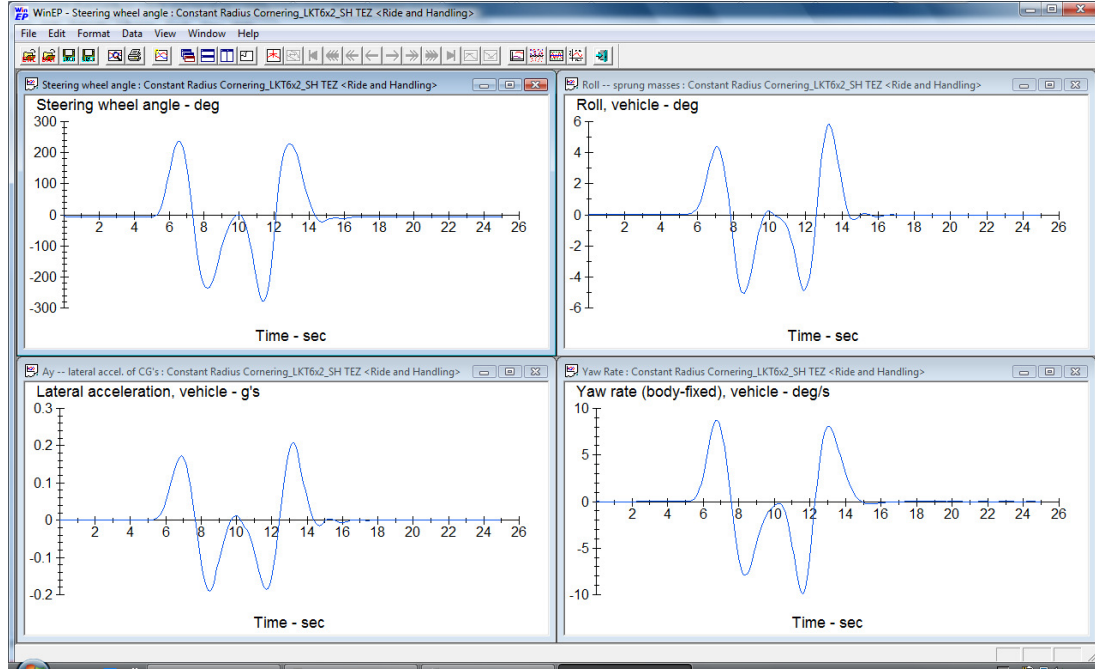


Şekil 6.15 : 50 km/h hızda seyir büyüklükleri-1.

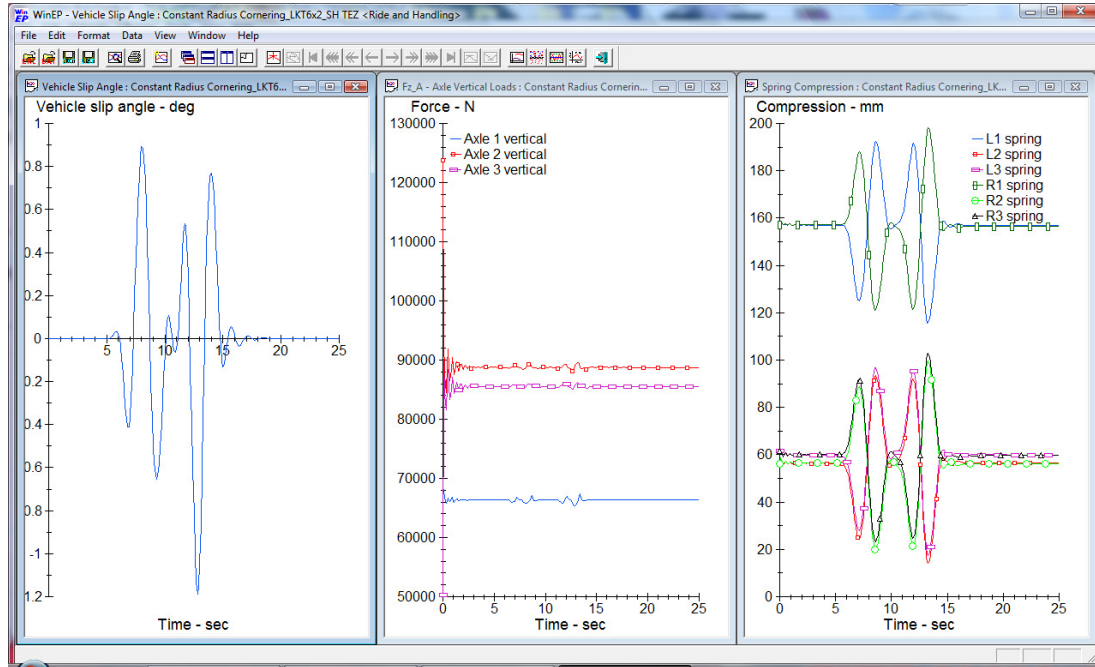


Şekil 6.16 : 50 km/h hızda seyir büyüklükleri-2.

Hızın düşmesi ile birlikte şerit değiştirmelerin yapıldığı bölümlerde direksiyon simidi sapmasında bir miktar düşüş görülmektedir. Aynı şekilde yalpa açısı, yan ivme ve düşey eksen etrafında dönme değerlerinin tepe noktaları da azalan hızın sonucunda azalmıştır.



Şekil 6.17 : 40 km/h hızda seyir büyüklükleri-1.



Şekil 6.18 : 40 km/h hızda seyir büyüklükleri-2.

7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Tez çalışmasının sonuçları, getirileri ve bundan sonraki benzeri çalışmalar için öneriler aşağıda özetlenmiştir :

- Mercedes- Benz Türk A.Ş' nin sadece yerli pazar için ürettiği taşıtın sanal ortamda tüm-taşıt modeli başarıyla oluşturulmuş ve belirli taşıt ve simülasyon senaryolarına ait parametreler değiştirilerek bunların taşıtın dinamik davranışı üzerindeki etkileri incelenmiştir.
- İncelenen taşıta ait tandem arka aksların tekerlek asılışları tez çalışmasında kullanılan yazılımlar ile sanal ortamda ilk defa modellenmiş ve bundan sonraki çalışmalar için benzer tekerlek asılışı modellerine baz teşkil etmiştir.
- Bu tip bir simülasyon çalışmasında benzer diğer simülasyon çalışmalarında olduğu gibi taşıt-alt sistemleri arasındaki teorik ilişkilerin bir arada çözülmesi zorunluluğu teoride dikkatten kaçan bazı detayların ortaya çıkmasını sağlamıştır. Bu açıdan bakıldığında sanal ortamdaki tehlikesiz ve tekrarlanabilirlik özellikleri mükemmel deneylerle taşıta ait bu alt sistemlerin optimize edilmesi olanağı doğmuştur.
- Çalışma kapsamında hazırlanan modeller sayesinde benzer tekerlek asılışı ve diğer taşıt-alt sistem tasarım parametrelerine sahip başka taşıt modelleri kolaylıkla oluşturulabilecektir ve çeşitli simülasyon senaryolarında koşuları yapılabilecektir. Bu da ar-ge çalışmalarına harcanan zaman ve maliyetlerin büyük oranda düşmesini sağlayacaktır.
- Yapılan tez çalışması sayesinde yazılımların sanal ortamda ticari taşıt tasarımı ile ilgili hala bazı eksiklikleri olduğu ortaya konmuştur. Çalışmanın her aşamasında uzman kişilerden destek alınmış olması ve onlara yapılan geri bildirimler neticesiyle yazılımların bundan sonraki sürümlerinde bu eksikliklerin giderileceği düşünülmektedir. Bu da daha gerçeğe yakın simülasyon tekniklerinin geliştirilmesi ve kullanılması anlamında önemli bir adımdır.

- Bundan sonraki yapılabilecek bir diğ er çalışma da, eldeki simülasyon sonuçlarının doğrulatma çalışmaları olarak düşünülebilir. Bu noktada incelenen taşıta ait y keleme kollektifleri elde edilerek bunların simülasyon sonuçları ile karşılaştırılması çalışması   ng r lmektedir.

Bunlara ilave olarak, doğrulatma çalışmaları ile ilgili yapılması gereken testler konusunda, Michigan  niversitesi'nden Thomas Gillespie' den destek alınmıştır. Bu aşamada yapılması gerekli testler aşağıda sıralanmıştır:

1- Tandem her iki aksın aynı fazda düşey dinamik testleri:

- Bu şekilde yaprak yayların düşey sertliklerinin haritaları çıkarılacaktır.

2- Tandem her iki aksın farklı fazlarda düşey dinamik testleri:

- Bu şekilde kafa vurma hareketi yönündeki sertlik değerleri elde edilecek ve akslar arasındaki yük dağıtım özellikleri çıkarılacaktır.

3- Düşey yüklerden kaynaklı yalpa momentine (ek yalpa sertliğinin çıkarılması için) ilave olarak yanal yüklerin (yalpa merkezindeki etkiler) etkililmesiyle farklı fazda sağ ve sol burulma haritalarının çıkarılması gereklidir.

KAYNAKLAR

- [1] **Atabay, O., 2004,** Sürücü- Taşıt- Çevre Etkileşim Etütlerine Yönelik Bir Sürüş Similatörü Geliştirilmesi, *Doktora Tezi*, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, 2004.
- [2] **Ammon D., 1997.** *Modellbildung und Systementwicklung in der Fahrzeugdynamik*, B.G. Teubner, 1997.
- [3] **Kössler, P., 1966.** *Christentum und Technik*, Paul Pattloch Verlag, Aschaffenburg, 1966.
- [4] **Dragon, L., 1998.** *Das Fahrwerk aus Sicht der Fahrdynamiksimulation*, 7. Aachener, Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik.
- [5] **Segel L., 1993.** *An Overview of developments in road-vehicle dynamics : past, present and future*, C466/052/93.
- [6] **Mitschke, M., 1995.** *Dynamik der Kraftfahrzeuge* Band A, Antrieb und Bremsung, Springer-Verlag, 1995.
- [7] **Allen, R. W. ve Rosenthal T. J., 1994** Requirements for Vehicle Dynamics Simulation Models, *SAE Technical Paper Series*, 940175, 1994.
- [8] **Zamow, J., 1994.** Beitrag zur Identifizierung unbekannter Parameter für fahrdynamische Simulationsmodelle. *VDI Fortschrittberichte*. Reihe 12 : Verkehrstechnik / Fahrzeugtechnik. Nr. 217. 1994.
- [9] **Kortüm W., Lugner P., 1994.** *Systemdynamik und Regelung bei Fahrzeugen. Einführung und Beispiele*. Springer-Verlag, 1994.
- [10] **Hanselmann,H.,1996.** Hardware-in-the-Loop Simulation Testing and its Integration into a CACSD Toolset, *The IEEE International Symposium on Computer-Aided Control System Design*, September 15-18, 1996. Dearborn, Michigan, USA.
- [11] **Dirschmid, W. ,1992.** Einsatz der Simulationstechnik unter dem Gesichtspunkt des Nutzen-Kosten Aspektes, *ATZ (Automobiltechnische Zeitschrift)* 9/1994.
- [12] **Sayers, M.W., 1999.** *Vehicle Models for RTS Applications*, *Vehicle System Dynamics*, **32**, pp. 421-438.
- [13] **Brendecke, T., 2002.** Virtuelle Echtzeitumgebung für Getriebesteuergeraete mit Hardware-in-the-Loop. *Schriftenreihe des Instituts für Fahrzeugtechnik, TU Braunschweig*. Nr. 1. 2002.

- [14] **Sailer, U., 1996.** Nutzfahrzeug-Echtzeitsimulation auf Parallelrechnern mit Hardware-in-the-Loop, *Schriftenreihe des Instituts für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen der Universität Stuttgart*, Band 1, Expert Verlag, 1996.
- [15] **Lechner, D., Delanne Y., Schaefer G., 1998.** Influence of Road and Vehicle Factors on Accidents : What can be gained from driver-road-vehicle interaction models? *FISITA Congress 1998*. F98S185, 1998.
- [16] **Rill G., 1994.** *Simulation von Kraftfahrzeugen*, Vieweg Verlag, 1994.
- [17] **Spörl, T., 1996.** Modulares Fahrsimulationsprogramm für beliebig aufgebaute Fahrzeugtriebstränge und Anwendung auf Hybridantriebe, *Berichte aus dem Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart*, Bericht Nr. 65, 1996.
- [18] **Knable, J., 2008.** *SuspensionSim User Manual*, Knable & Associates Inc.
- [19] **Mechanical Simulation Corporation (MSC), 2009.** *TruckSim v8.0 Technical Memos, Reference Manuals & Release Notes*.
- [20] **Gillespie, T., 2005.** Using Vehicle Dynamics Simulation as a Teaching Tool in Automotive Engineering Courses, *SAE Technical Paper Series*, 2005.
- [21] **Schnelle, K-P., 1990.** Simulationsmodelle für die Fahrdynamik von Personenwagen unter Berücksichtigung der nichtlinearen Fahrwerkskinematik, *VDI Fortschrittberichte Reihe 12, Verkehrstechnik / Fahrzeugtechnik* Nr. 146, VDI Verlag, 1990.
- [22] **Mitschke, M. , 1999.** Dr. Mühendis Orhan Atabay' in Braunschweig Teknik Üniversitesi Taşıt Tekniği Kursü'sünde doktora konularının yapılandırılması ve buradan hareketle taşıt tekniğinin temel problemleri ve yapısı konulu kişisel sohbeti., 1999.
- [23] **Danz, W., Eschrich, G., Gillich, U. 1996.** Fuzzy-Logic und Rapid Prototyping bei der Fahrstrategieentwicklung, *VDI Berichte* Nr. 1287, 1996.
- [24] **SAE Publications**, Steady-State Circular Test Procedure for Trucks and Buses, *SAE International*, No. J2181, 1998.
- [25] **Bozkurt, C. , 2006.** *Roadmap für Gesamtfahrzeug Modellierung/ Validierung zur optimalen Auslegung der Federungselementen*.
- [26] **Daimler AG. Prüfstandards.** *Daimler AG Prüfstandart für Fahrdynamik u. Stationäre Kreisfahrt*, Abteilung EL/FF, 2001.
- [27] **Ereke, M., 2008.** Cadde ve Ray Taşıtlarının Dinamiği Ders Notları, Taşıtların Yalpası bölümü.
- [28] **Erzi, I., 2006.** Cadde ve Ray Taşıtlarının Dinamiği Ders Notları VIII.
- [29] **Daimler AG. Prüfstandards.** *Daimler AG Prüfstandart für Doppelter Spurwechsel*, Abteilung EL/FF, 2001.

EKLER

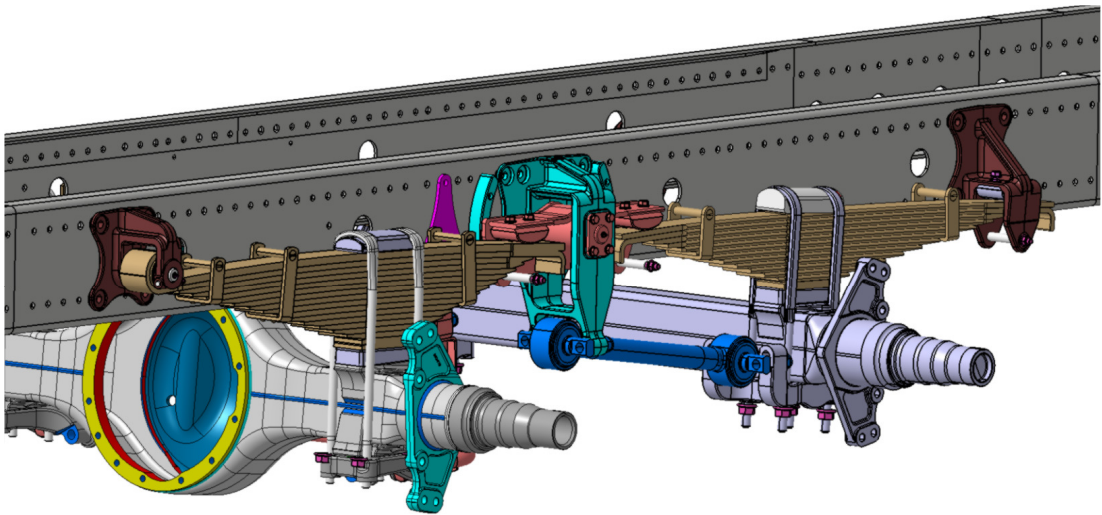
EK A : Tandem Arka Aksların Modellenmesi

EK B : İncelenen Taşıtın Teknik Özellikleri

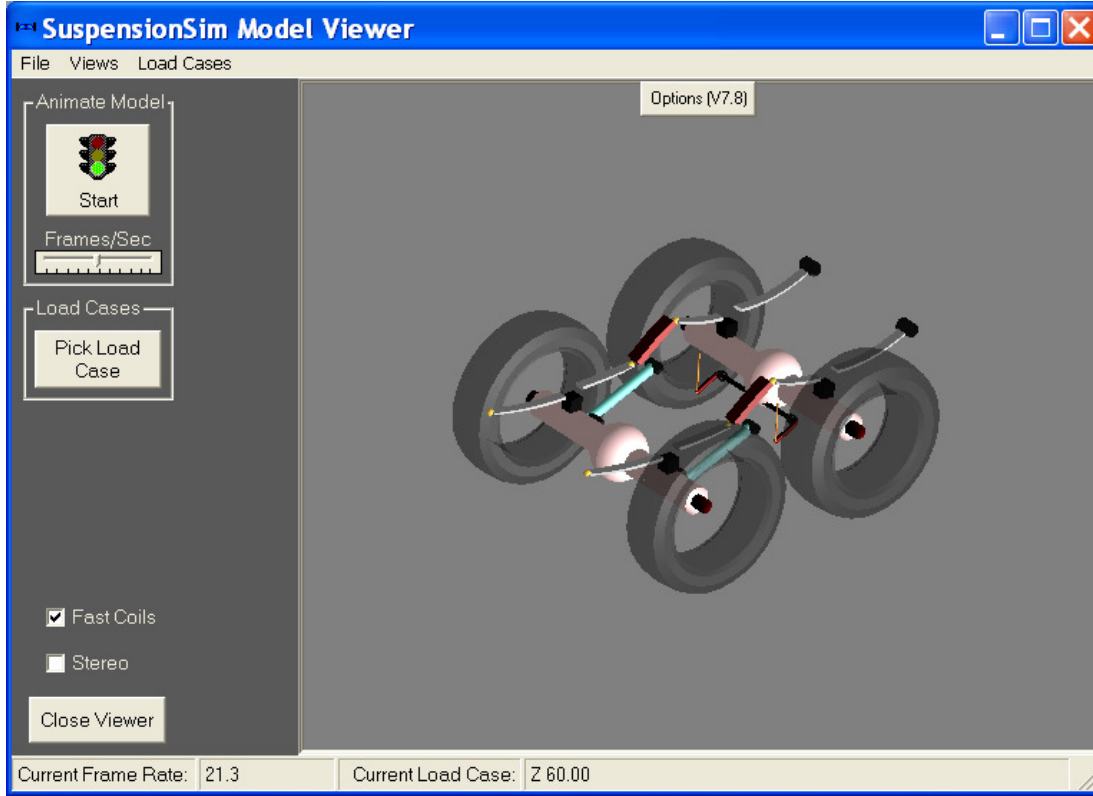
EK A TANDEM ARKA AKSLARIN MODELLENMESİ

Tandem aks ile birlikte arka aksların tekerlek asılışlarının SuspensionSim modelinin tasarlanması, ön aks tekerlek asılışı ile aynı prensipte yapılmıştır. SuspensionSim programının tandem aks asılışlarıyla ilgili bir ön hazırlığının olmaması, arka aksların tasarımlarının belirli yaklaşıklıklar ve kabullerle yapılması sonucunu doğurmuştur. Tasarım aşamasında üretici firma ile birlikte çalışılmış yazılıma eklenen bazı yamalar ile model tamamlanmıştır. Bu çalışma kapsamında SuspensionSim yazılımında ilk defa tandem aks tasarımı yapılmış olması ve tandem aksın ön ve arka akslarında kullanılan yaprak yayların farklı yaprak yaylar olması modelin tasarım çalışmasını zorlaştıran diğer etkenler olmuştur.

Tandem aksı daha önce de belirtildiği gibi tipik bir 4 yaprak yaylı tekerlek asılışına sahiptir. Ayrıca, aks ile şasi arasında bağlantıyı sağlayan, taşıtın sağında ve solunda birer adet olmak üzere toplamda 2 adet çeki kolu mevcuttur. Bunlara ilave olarak, iki aks arasında yük dağıtımını sağlayan dengeleyici salıncak (terazi) kolu mevcuttur. Sistemin katı modeli Şekil A.1’ de, SuspensionSim modeli Şekil A.2’ de gösterilmiştir.



Şekil A.1 : Tandem arka aks tekerlek asılışının katı modeli.

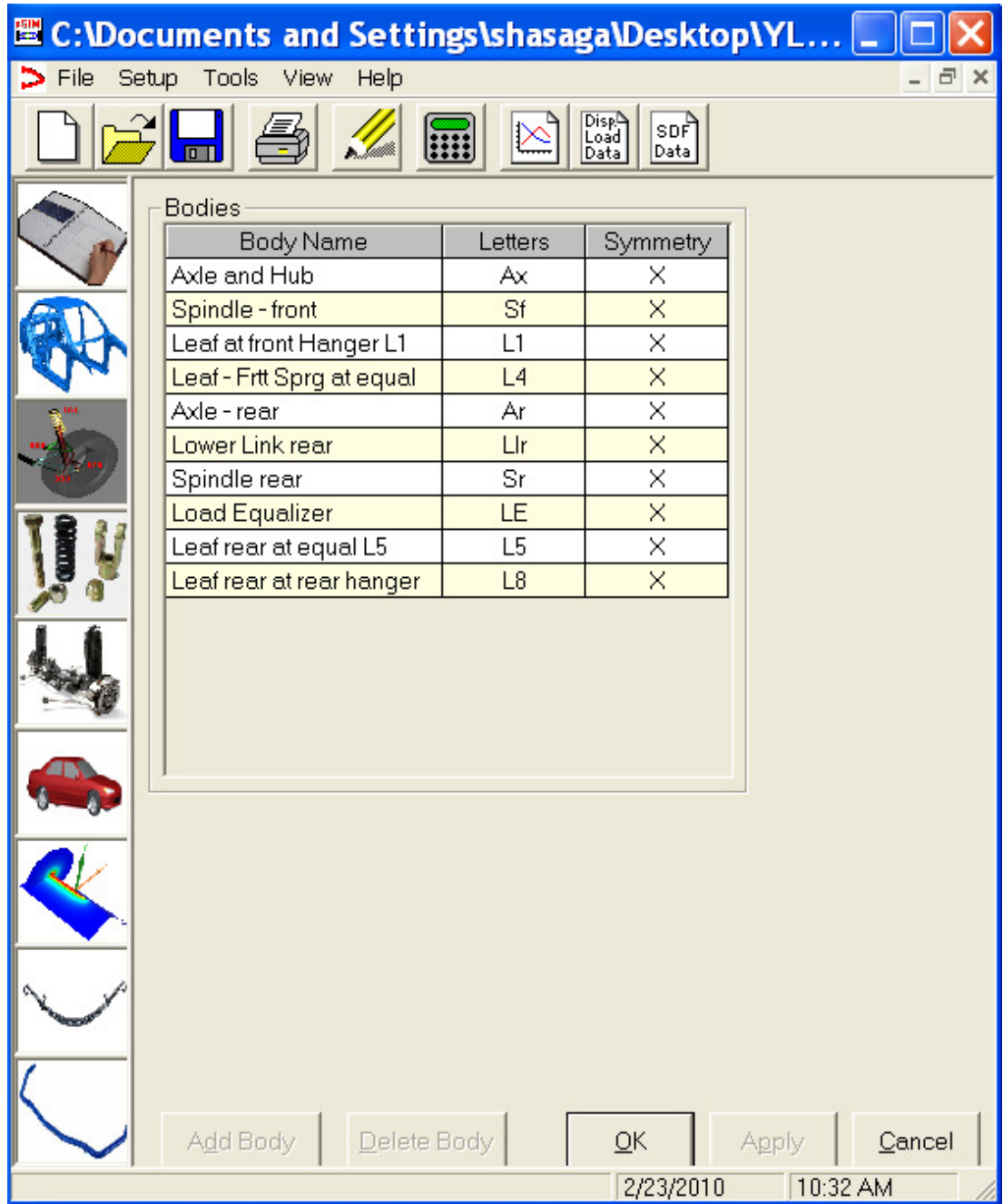


Şekil A.2 : Tandem arka aks tekerlek asılışı SuspensionSim modeli.

Tandem aks için hazırlanan modelde “Log” ara yüzü ön aks için hazırlanan model ile aynı yapıdadır, dolayısıyla koordinat ve birim sistemi arka aks modeli için değişmemiştir.

Tandem arka aks asılışında toplam 10 adet cisim kullanılmıştır (Şekil A.3). Bunlar;

- ön ve arka akslar,
- ön ve arka aks muyluları,
- ön yaprak yay-şasi bağlantısı,
- ön yaprak yay- terazi kolu bağlantısı,
- arka akstaki çeki kolu,
- yük dengeleyici terazi kolu,
- arka yaprak yay-terazi kolu bağlantısı ve arka yaprak yay şasi bağlantısıdır

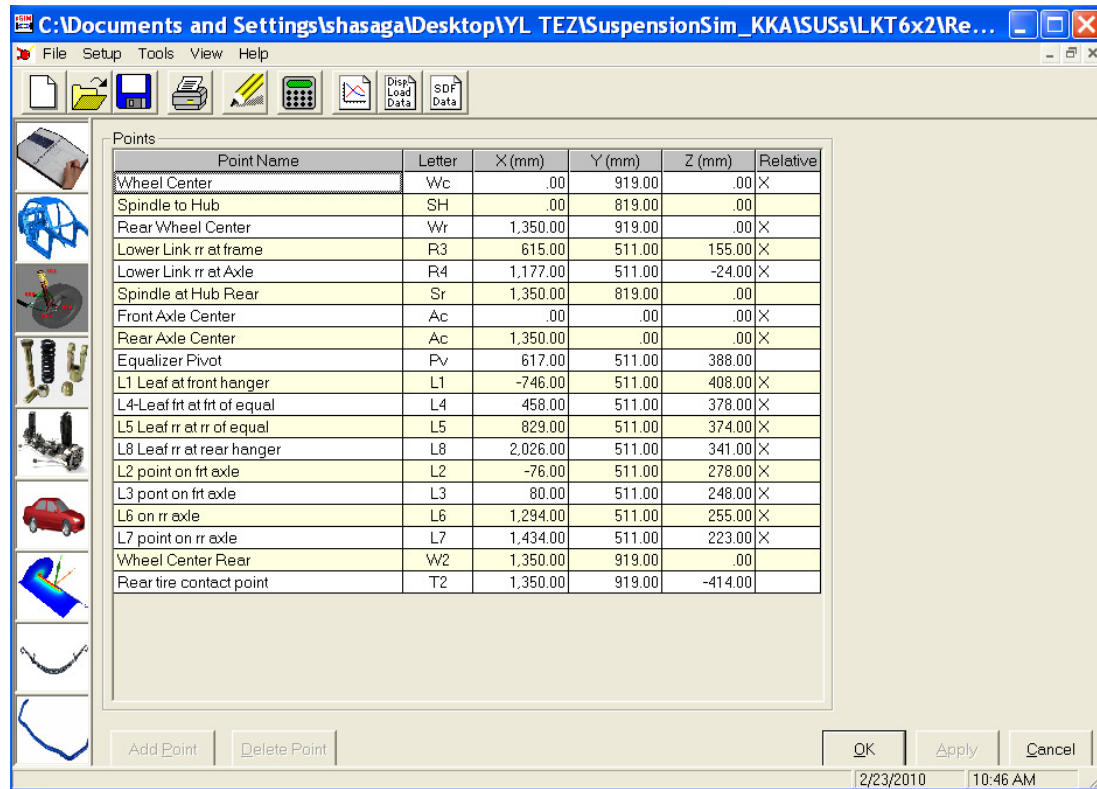


Şekil A.3 : Tandem arka aks asılışı cisimler.

Tandem arka aks asılışı sistemi sabit noktaları Şekil A.4' de gösterilmiştir. Buradaki L noktaları (L1, L2, L3 vb.) ayrıca Şekil A.5' de belirtilmiştir. Tandem arka aks asılışında kullanılan sabit noktalar şunlardır;

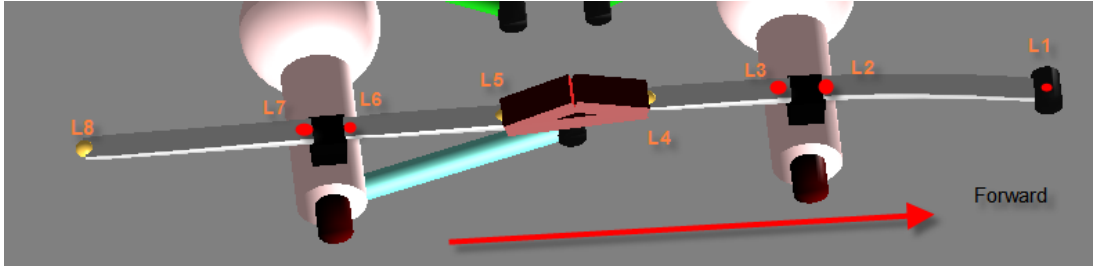
- Tekerlek merkezi (Ön)
- Aks muylusunun aksa bağlantı noktası (Ön)
- Tekerlek merkezi (Arka)

- Çeki kolu şasi bağlantı noktası
- Çeki kolu aks bağlantı noktası
- Aks muylusunun aks bağlantı noktası (Arka)
- Ön aks merkezi
- Arka aks merkezi
- Terazı kolu merkez noktası
- Ön makas şasi bağlantı noktası (L1)
- Ön makas aks bağlantı noktası (L2)
- Ön makas aks bağlantı noktası 2 (L3)
- Ön makas terazı kolu bağlantı noktası (L4)
- Arka makas terazı kolu bağlantı noktası (L5)
- Arka makas arka aks bağlantı noktası (L6)
- Arka makas arka aks bağlantı noktası 2 (L7)
- Arka makas şasi bağlantı noktası (L8).



Point Name	Letter	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	Relative
Wheel Center	Wc	.00	919.00	.00	X
Spindle to Hub	SH	.00	819.00	.00	
Rear Wheel Center	Wr	1,350.00	919.00	.00	X
Lower Link rr at frame	R3	615.00	511.00	155.00	X
Lower Link rr at Axle	R4	1,177.00	511.00	-24.00	X
Spindle at Hub Rear	Sr	1,350.00	819.00	.00	
Front Axle Center	Ac	.00	.00	.00	X
Rear Axle Center	Ac	1,350.00	.00	.00	X
Equalizer Pivot	Pv	617.00	511.00	388.00	
L1 Leaf at front hanger	L1	-746.00	511.00	408.00	X
L4-Leaf fit at fit of equal	L4	458.00	511.00	378.00	X
L5 Leaf rr at rr of equal	L5	829.00	511.00	374.00	X
L8 Leaf rr at rear hanger	L8	2,026.00	511.00	341.00	X
L2 point on fit axle	L2	-76.00	511.00	278.00	X
L3 point on fit axle	L3	80.00	511.00	248.00	X
L6 on rr axle	L6	1,294.00	511.00	255.00	X
L7 point on rr axle	L7	1,434.00	511.00	223.00	X
Wheel Center Rear	W2	1,350.00	919.00	.00	
Rear tire contact point	T2	1,350.00	919.00	-414.00	

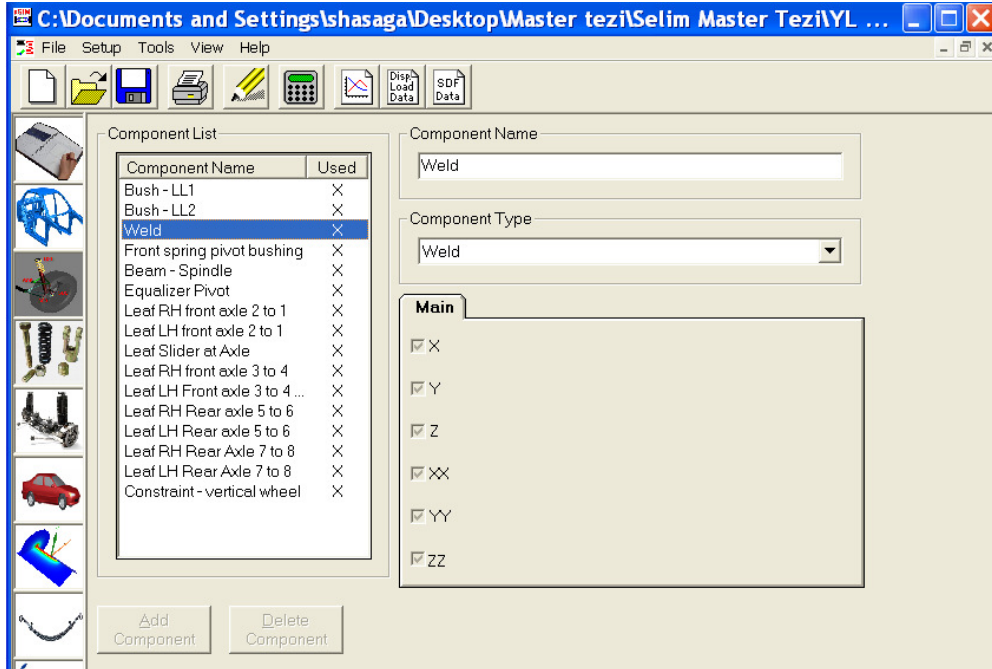
Şekil A.4 : Tandem arka aks sabit noktaları.



Şekil A.5 : Tandem aks ön ve arka yaprak yay bağlantı noktaları (L noktaları).

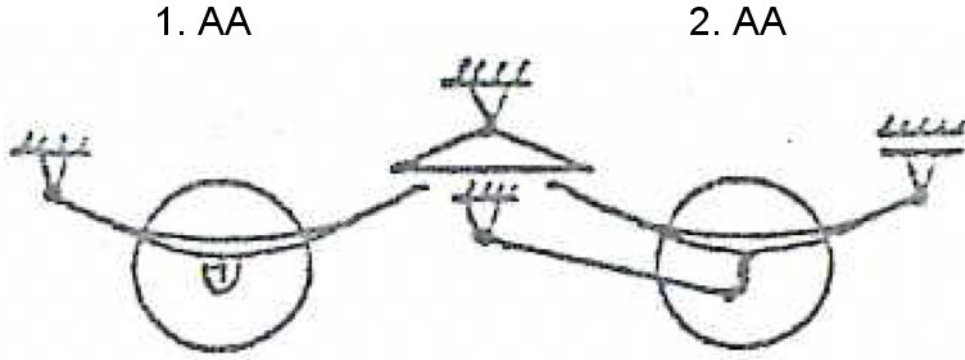
Kullanılan bağlantı elemanları Şekil A.6’ da gösterilmiştir. Bunlar;

- 3 adet burç elemanı
- 1 adet kaynak elemanı
- 1 adet basit kiriş elemanı
- 3 adet kısıt elemanı
- 8 adet doğrusal olmayan kiriş elemanıdır.



Şekil A.6 : Tandem aks tekerlek asılışında kullanılan bağlantı elemanları.

Şekil A.7' de tandem arka aks tekerlek asılışının prensip çizimi gösterilmiştir.



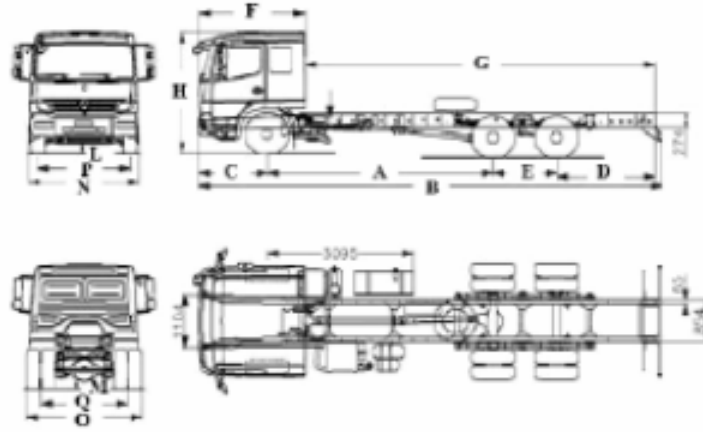
Şekil A.7 : Tandem arka aks tekerlek asılışının prensip çizimi.

EK B İNCELENEN TAŞITIN TEKNİK ÖZELLİKLERİ

Çizelge B.1 : Çalışma kapsamında incelenen taşıtın teknik özellikleri.

Motor	
Tipi	OM 906 LA Euro 4
Silindir dizilişi ve sayısı	Düz, 6
Çap ve strok	102 mm x 130 mm
Hacmi	6370 cc
Gücü (DIN)	175 kW/238 PS @ 2200 d/d
Torku (DIN)	850 Nm @ 1200-1600 d/d
Sıkıştırma oranı	17,4:1
Soğutma	Termostatlı
Debriyaj	Tek kuru diskli 395 mm çap, hidropnömatik
Şanzıman	G 85-6/6,7-0,73
Akslar	
Ön aks	VL 3/25 DC-6,1
1. Arka aks	HL 4/011 DCLS - 11
Tahvil oranı	4,778
2. Arka aks	NR 3/30 DC - 8,5
Direksiyon	Servo
Süspansiyon	Ön aks: Parabolik makas ve amortisör 1. ve 2. Arka akslar: Trapez
Frenler	- Çift devreli havalı sistem (10 bar) - Hava kurutucu - ASR/ABS/ALB - Önde ve arkada disk frenler - Otomatik fren circir ayanı
Park Freni	Hava kumandalı, yay kumalı
Motor Freni	Dekompresyon valfli motor freni (direksiyonun yanında koldan kumandalı)
Sürücü kabini	- ECE R 29 normlarını sağlayan, hidrolik olarak devrilebilir çelik kabin - Paslanmaya karşı kataforez daldırma tekniğiyle kabin boyama - 90 derece açılan kapılar
Şasi	- Daralan merdiven şasi - Önde Z, arkada U profil, 274x65 mm, et kalınlığı 7 mm
Yakıt sistemi	200 lt. yakıt deposu ve ısıtmalı su ayırıcısı
AdBlue sistemi	25 litre hacimli ısıtmalı AdBlue deposu
Lastikler	285/70 R 19,5
Jantlar	7.5 x 19.5
Elektrik	24 V
Aküler	2 x 12V/120 Ah
Alternatör	28 V/80 A
Marş motoru	4 kW/24 V
Ağırlıklar	
Boş ağırlıklar	6.330 kg*
Maksimum yüklü ağırlık	21.000 kg
Kasa+yük	14.670 kg
Ön dingil kapasitesi	5.500 kg
1. Arka dingil kapasitesi	9.500 kg
2. Arka dingil kapasitesi	7.500 kg
Tırmanma kabiliyeti	% 29

*Yataksız kabinin ağırlığı yaklaşık 150 kg azdır



Ölçüler (mm)	
A : Dingli mesafesi	4760
B : Şase boyu	9790
C : Ön sarkınt	1440
D : Arka sarkıntı (tamponsuz)	2086
E : Arka akslar arası	1350
F : Kabin uzunluğu	2243
G : Kabin arkası / şase sonu	7386
H : Araç yüksekliği	2636
I : Ön şase yüksekliği	905
K : Arka şase yüksekliği	883
L : Ön karın boşluğu	222
M : Arka karın boşluğu	183
N : Araç genişliği	2346
O : Arka aks genişliği	2438
P : İz genişliği, ön	1966
Q : İz genişliği, arka	1838

Şekil B.1 : Taşıtın ölçüleri.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Selim HASAĞASIOĞLU

Doğum Yeri ve Tarihi: İzmir, 02.11.1984

Adres: Esentepe Mahallesi, Atom Sok. Başlar Apt. No:24 D:7 Şişli/ İSTANBUL

Lisans Üniversitesi: İTÜ Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği (2008)

Çalıştığı Kurum: Mercedes-Benz Türk A.Ş (2007-halen)

E-Posta: selim.hasagasioglu@daimler.com