

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ÖZEL TİP BİR YOLCU OTOBÜSÜNÜN YANAL
DAVRANIŞININ İYİLEŞTİRİLMESİ**

Ezgi Zeynep SARIKAYA

Şubat, 2022

İZMİR

ÖZEL TİP BİR YOLCU OTOBÜSÜNÜN YANAL DAVRANIŞININ İYİLEŞTİRİLMESİ

Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Yüksek Lisans Tezi

Makine Mühendisliği Bölümü, Konstrüksiyon-İmalat Anabilim Dalı

Ezgi Zeynep SARIKAYA

Şubat, 2022

İZMİR

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

EZGİ ZEYNEP SARIKAYA, tarafından **DR. ÖĞR. ÜYESİ MEHMET MURAT TOPAÇ** yönetiminde hazırlanan “**ÖZEL TİP BİR YOLCU OTOBÜSÜNÜN YANAL DAVRANIŞININ İYİLEŞTİRİLMESİ**” başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Dr.Öğr.Üyesi Mehmet Murat TOPAÇ

Yönetici

Prof. Dr. Binnur GÖREN KIRAL

Jüri Üyesi

Dr. Öğr. Üyesi Özgün BAŞER

Jüri Üyesi

Prof. Dr. Okan FISTIKOĞLU

Müdür

Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜR

Çalışma ile ilgili her konuda bilgi ve tecrübelerini benimle paylaşan danışman hocam Sn. Dr. Öğr. Üyesi Mehmet Murat Topaç' a teşekkür ederim.

Tez süresince, benden yardım ve desteklerini esirgemeyen Makine Mühendisi Berk Özmen'e teşekkür ederim.

Bu tez çalışmasının yürütülmesinde sağladığı lisanslı yazılım desteklerinden dolayı çalıştığım BMC Otomotiv Sanayi ve Ticaret A.Ş. firmasına ve yöneticilerim ve çalışma arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Ezgi Zeynep SARIKAYA

ÖZEL TİP BİR YOLCU OTOBÜSÜNÜN YANAL DAVRANIŞININ İYİLEŞTİRİLMESİ

ÖZ

Bu tez kapsamında, havaalanlarında yolcu taşıma amacıyla kullanılacak bir apron otobüsünün, yanal ivme altındaki yalpa eğiliminin azaltılması için gerçekleştirilmiş tasarım ve saha testleri çalışmaları özetlenmiştir. İlk olarak, seçilen karşılaştırma taşıtına uygulanan testler sonucunda, tasarım hedefleri belirlenmiştir. Ardından oluşturulan ön prototip taşıt üzerine, test verileri toplamak için gerekli sensörlerin enstrümantasyonları yapılmış, taşıtın yalpa davranışına ait test dataları toplanmıştır. nCode Glyphworks ticari yazılımı kullanılarak ön prototip taşıttan toplanan ham test dataları işlenmiş ve değerlendirilebilir test dataları elde edilmiştir. Adams/Car™ programında oluşturulmuş sanal çoklu cisim dinamiği tam taşıt modeli ile ön prototipten elde edilen test verileri ilişkilendirilerek sanal model doğrulanmıştır. Bu model ile yapılan analizler sonucunda karşılaştırma çalışmasından elde edilen tasarım girdilerine göre, taşıtın yalpa karakteristiğini iyileştirecek tasarım değişiklikleri belirlenmiştir. Taşıtın yalpa davranışının iyileştiren tasarım değişiklikleri geliştirme prototipine uygulanarak reel testler tekrarlanmış ve yapılan iyileştirme doğrulanmıştır.

Anahtar kelimeler: Apron otobüsü, taşıt dinamiği, taşıt süspansiyonu, viraj denge çubuğu, çoklu cisim sistemleri (ÇCS)

ROLL BEHAVIOUR IMPROVEMENT OF A SPECIAL TYPE OF PASSENGER BUS

ABSTRACT

In this thesis, the design improvement and field test studies carried out to reduce the roll tendency under lateral acceleration of an apron bus to be used for passenger transport at airports are summarized. First, the target roll characteristic was determined as a result of the tests applied to the selected reference vehicle. In the second stage, test data of the roll behavior of the vehicle were collected from the prototype vehicle. Using these data processed using nCode Glyphworks commercial software, a validated virtual model of the bus was obtained by applying it to the Adams/Car™ based Multibody Systems (MBS) model of the vehicle. As a result of the analyzes made with this model, the design changes that should be made in the front suspension of the vehicle were determined in order to improve the roll characteristic. Among these, it has been seen that installing anti-roll bars on the front axle of the vehicle is a more suitable solution. Field tests have shown that the chosen solution can reduce the roll tendency of the prototype vehicle by 42% compared to the initial design.

Keywords: Apron bus, vehicle dynamics, vehicle suspension, anti-roll bar, multibody systems (MBS)

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
ÖZ.....	iv
ABSTRACT	v
ŞEKİLLER LİSTESİ	ix
TABLolar LİSTESİ.....	xi

BÖLÜM 1 - GİRİŞ..... 1

1.1 Çalışmanın Amacı.....	1
1.2 Literatür Araştırması	1
1.3 Taşıt Eksen Takımı	2
1.4 Taşıt Süspansiyon Sistemleri ve Elemanları.....	4
1.4.1 Hava Yayı.....	5
1.4.2 Viraj Denge Çubuğu.....	7

BÖLÜM 2 - TEORİ VE METOD..... 13

2.1 Giriş.....	13
2.2 Çalışma Akış Şeması	13
2.3 Eşdeğer Burulma Yay Matematik Model	15
2.4 Çoklu Cisimler Yaklaşımı Modelleme	18

BÖLÜM 3 - KARŞILAŞTIRMA TAŞITI TEST ÖLÇÜM..... 23

3.1 Giriş.....	23
3.2 Sensörler ve Enstrümantasyon	23
3.2.1 IMU(Inertial Measurement Unit)	24
3.2.2 Direksiyon Efor Sensörü	25

3.2.3	Test Dataları	26
3.3	Karşılaştırma Taşıt Test Ölçümü	28
3.3.1	Standart ISO Testleri	28
3.3.1.1	Sabit Yarıçapta Viraj Testi	28
3.3.1.2	Sabit Hızda Viraj Testi	29
3.3.2	Karşılaştırma Araç Ölçümü	30
3.3.3	Taşıt Yalpa Karakter Hedefinin Belirlenmesi	31
3.3.4	Ön Prototip Test Ölçüm.....	32
BÖLÜM 4 - KAVRAMSAL TASARIM VE ÇCD DOĞRULAMA.....		34
4.1	Giriş.....	34
4.2	MBD Model Doğrulaması	34
4.2.1	MBD Tam Taşıt Modeli	35
4.2.2	Adams/Car Tam Taşıt Analizleri.....	37
4.2.3	Sanal Model ve Ön Prototip Doğrulaması.....	38
4.3	Taşıt Yalpa Katılığı.....	39
4.3.1	Ön ve Arka Süspansiyon Sistemi ve Yalpa Katılığı	40
4.4	Konfor Performans Değerlendirmesi	42
4.4.1	Taşıt Dinamiği Konfor Kriterinin Belirlenmesi	42
4.4.1	Mevcut Tasarım Konfor Değerlendirmesi	46
BÖLÜM 5 - YALPA HAREKETİNİN İYİLEŞTİRİLMESİ		47
5.1	Giriş.....	47
5.2	Yalpa Hareketi İyileştirme Önerileri	47
5.3	Hava Yayı Karakteristiği İncelemesi	48
5.3.1	Hava Yayı Tasarım Girdileri ve Kısıtları	51
5.3.2	Hava Yayı Tasarım Hacmi	51
5.3.3	Analiz Sonuçları	51
5.4	Viraj Denge Çubuğu Entegrasyon İncelemesi	53

5.4.1 Ön Aks Viraj Denge Çubuğu Tasarım Hacmi.....	53
5.4.2 Tasarım Girdileri ve Kısıtları.....	54
5.4.3 Analiz Sonuçları	57
5.5 Final Öneri Değerlendirmesi.....	61
BÖLÜM 6 - FİNAL DOĞRULAMA.....	62
6.1 Giriş.....	62
6.2 VDC Üretimi.....	62
6.3 Geliştirme Prototipi Testleri	63
6.3.1 Viraj Denge Çubuğu Entegrasyonu.....	63
6.3.2 ISO Testleri ile Ölçüm.....	64
6.4 Validasyon ve Karşılaştırma	64
BÖLÜM 7 - SONUÇ VE DEĞERLENDİRME.....	66
KAYNAKLAR	68

ŞEKİLLER LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1 SAE Taşıt eksen takımı.....	2
Şekil 1.2 ISO Taşıt eksen takımı.....	3
Şekil 1.3 Efektif statik yer değiştirme grafiği	5
Şekil 1.4 Hava yayı detay görünüşü.....	7
Şekil 1.5 Viraj denge çubuklu ön bağımsız süspansiyon sistemi.....	8
Şekil 1.6 Viraj Denge Çubuğu Parametreleri.....	10
Şekil 2.1 Çalışmanın iş akış şeması	15
Şekil 2.2 Eşdeğer burulma yayı yalpa matematik modeli.....	16
Şekil 2.3 Ön süspansiyon ve yönlendirme sistemi.....	20
Şekil 2.4 Tam taşıt apron modeli	22
Şekil 3.1 Apron ağırlık merkezine IMU sensörü konumlandırılması ve oryantasyonu	24
Şekil 3.2 IMU sensörü	25
Şekil 3.3 Direksiyon efor sensörü	25
Şekil 3.4 Direksiyon efor sensörü sabitleme aparatı.....	26
Şekil 3.5 Sabit yarıçapta viraj manevrası.....	29
Şekil 3.6 Sabit hızda viraj testi.....	30
Şekil 3.7 nCode Glyphworks karşılaştırma taşıt test dataları	31
Şekil 3.8 BMC apron ön Prototip ISO 14792 test manevrası	33
Şekil 3.9 BMC apron ön prototip ISO 14792 test verileri	33
Şekil 4.1 Tam taşıt çoklu cisimler dinamiği modeli	35
Şekil 4.2 Amortisör hız - kuvvet grafik örneği	36
Şekil 4.3 Çoklu cisimler dinamiği modeli yalpa gradyanı doğrulaması	39
Şekil 4.4 Süspansiyon yalpa katılık hesabı gösterimi	41
Şekil 4.5 İnsan vücudu için eksen takımı konvansiyonları	44
Şekil 4.6 Apron ağırlık merkezi ve ivme ölçer konumlandırması	45
Şekil 5.1 Ön aks hava yayı karakteristiği.....	49
Şekil 5.2 Adyabatik eğrilerden katsayı eldesi	50
Şekil 5.3 Yay karakteristiğine göre hacim değişimi	51

Şekil 5.4 Farklı yay katılıklarında yalpa gradyanı	52
Şekil 5.5 Ön süspansiyon bölgesi yandan görünüş	54
Şekil 5.6 Süspansiyon dizayn konumu yönlendirme zarf kontrolü.....	55
Şekil 5.7 Süspansiyon zıplama konumu yönlendirme zarf kontrolü.....	56
Şekil 5.8 Süspansiyon düşey açılma konumu yönlendirme zarf kontrolü	56
Şekil 5.9 ÇCD viraj denge çubuğu modellemesi	57
Şekil 5.10 Adams/Car viraj denge çubuğu alt sistem modeli	58
Şekil 5.11 Farklı çaplardaki vdç'lere göre yalpa gradyanı	59
Şekil 5.12 Farklı çaptaki vdç için yalpa açıları: a.30mm b. 35mm.....	60
Şekil 5.13 40mm Çaplı vdç için yalpa açısı.....	60
Şekil 6.1 Viraj denge çubuğu montaj kompleksi izometrik görünüş	62
Şekil 6.2 Geliştirme prototipi vdç montaj görünümü	64
Şekil 6.3 Ön prototip ve geliştirme prototip yalpa açıları.....	65

TABLÖLAR LİSTESİ

	Sayfa
Tablo 2.1 Tekerlek modelleri ve ideal kullanım alanları	21
Tablo 3.1 IMU sensöründen toplanan veriler	27
Tablo 3.2 Direksiyon efor sensöründen toplanan veriler	27
Tablo 3.3 ISO 14972 test girdileri.....	32
Tablo 4.1 ISO 2631-1 konforsuzluk hissiyat aralığı	45
Tablo 5.1 Yay Katılıklarına Göre Konfor ve Yalpa Gradyanı Değişimi	53
Tablo 5.2 VDC ile Yalpa Stabilitate İyileşmesi.....	59

BÖLÜM 1

GİRİŞ

1.1 Çalışmanın Amacı

Bu tez kapsamında, havaalanında çalışan özel tip yolcu otobüsü apron taşıtına ait yalpa davranışının reel taşıt testleri ve çoklu cisim sistemleri yaklaşımı ile iyileştirilmesi için alternatif yöntemler ve etkileri incelenmiştir. Üretilen reel taşıt ile gerçekleştirilen standart testlerden elde edilen test verileri ile sanal ortamda iyileştirme çalışmaları yapılmıştır. Çoklu cisimler yaklaşımı ile modellenmiş tam taşıt modelinin, gerçek taşıtta geliştirilecek yalpa davranışındaki ihtiyacın doğru belirlenebilmesi için, sanal modelin doğrulanmış bir model olduğunun öneminden bahsedilmiştir. Bununla beraber, yalpa davranışının iyileştirilmesi için süspansiyon sistem elemanlarında yapılacak tasarım değişikliklerinde, taşıtın sahip olduğu genel dinamiklerden konforun da belirli bir ölçüde etkilendiği ortaya konulmuştur.

1.2 Literatür Araştırması

Açık literatürde, ağır ticari taşıtların viraj davranışlarının incelendiği çalışmalara rastlamak mümkündür. Hussain ve diğerleri, bir ticari taşıtın çoklu cisimler dinamiği sanal modelleme detaylarını verdiği çalışmasında, yol tutuş ve yalpa stabilitesini farklı hızlar için gerçekleştirdiği sanal analiz sonuçları üzerinden incelemiştir. Konu hakkındaki diğer bir çalışmada da 17 ton kapasiteli bir yolcu otobüsünde kullanılacak viraj denge çubuğunun sonlu elemanlar analizi yardımı ile viraj dönüş durumundaki en yüksek gerilmesine göre uygun çap değerlerini incelemiştir (Topaç ve Kuralay, 2009). Topaç ve diğerleri şehir içi bir yolcu otobüsünde kullanılan viraj denge çubuğu geometrik ölçülerinin dikkate alarak yapılan parametrik çalışmasında, uygun gerilme değerine göre optimizasyon çalışması yapmıştır. Prado de diğerleri, gerçek taşıt testlerinden elde ettiği yol tutuş manevrası çıktıları ile çoklu cisimler taşıt modeli analizlerinden elde ettiği, taşıt yanal ivme ve savrulma açısı gibi parametreler arasında karşılaştırma yaparak sanal model doğrulaması yapmıştır. Gögen ve diğerleri çalışmalarında mekanik yaprak yaylı bir midibüs için ön ve arka süspansiyon sürüş

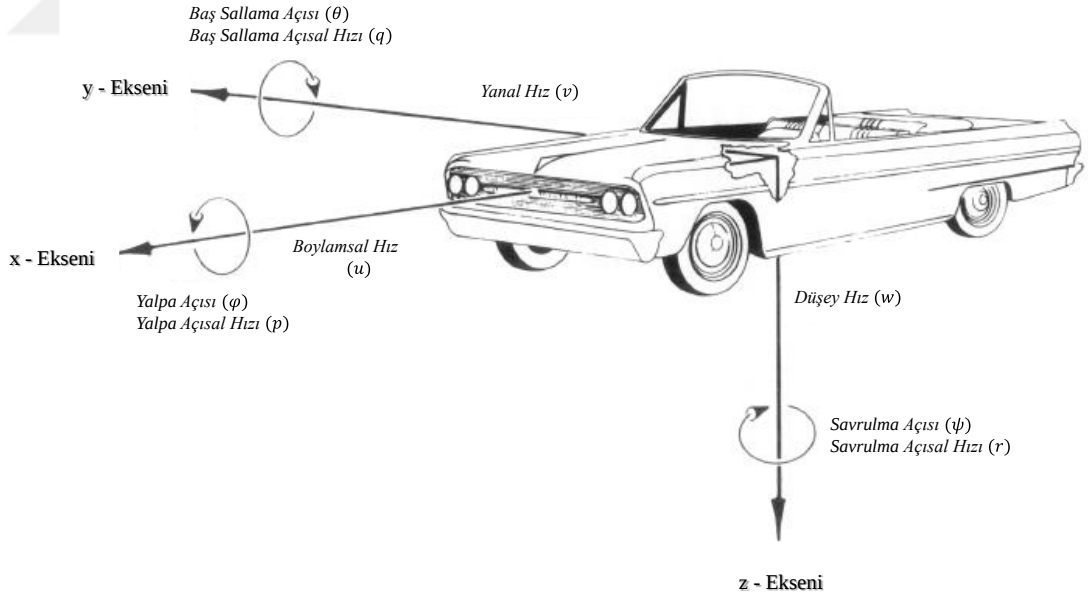
frekanslarının birbirine oranlarını sabit tutacak şekilde taşıtın viraj dönme karakteristiğini incelemişlerdir.

1.3 Taşıt Eksen Takımı

Taşıtlarda sabit eksen takımı, taşıt ile birlikte hareket eden, taşıtın uzayda sahip olduğu 6 serbestliğe sahip hareketinin 3 eksen ile referans bir koordinat sistemi olarak tanımlanmasıdır. Taşıt eksen takımı uluslararası kabul edilen ISO ve SAE standartlarına göre farklılık içermektedirler. Şekil 1.1’ de görülen x, y ve z eksen yerleşimleri SAE standardının kabulüne göre bir yerleşimdir.

SAE kabulüne göre koordinatlar,

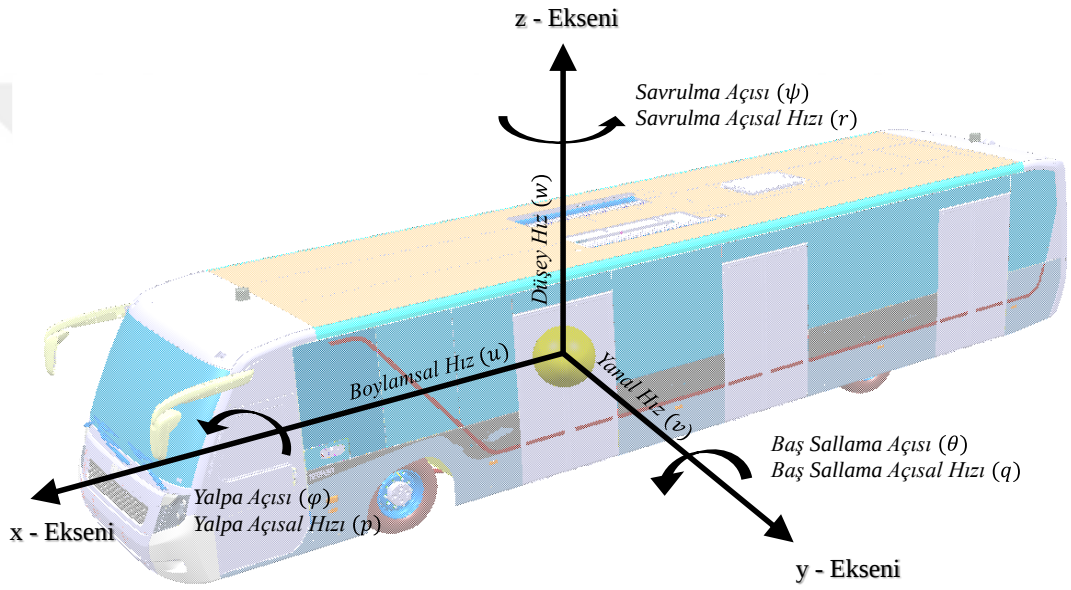
- x – eksen, taşıtın ileri yönlü boylamsal eksenidir.
- y – eksen, taşıtın sağ tarafına doğru pozitif yönlü yanal eksenidir.
- z – eksen, taşıta göre aşağı yönlü, taşıtın pozitif yönlü düşey eksenidir.



Şekil 1.1 SAE Taşıt eksen takımı (Gillespie, 1992)

Şekil 1.2’ de görülen x, y ve z eksen yerleşimi ISO standardına göre bir yerleşimdir. SAE eksenlerinden farklı olarak y ve z eksenlerinin pozitif yönleri birbirine göre terstir. ISO taşıt sabit eksen takımına göre,

- x – eksen, taşıtın ileri yönlü boylamsal eksen,
- y – eksen, taşıtın sol tarafına doğru pozitif yanal eksen,
- z – eksen, taşıtın yukarı doğru pozitif düşey eksen kabul edilmektedir.



Şekil 1.2 ISO Taşıt eksen takımı

ISO ve SAE eksen doğrultularından bağımsız olarak taşıtın boylamsal (x), yanal (y) ve düşey (z) eksenlerdeki dönmeleri sırasıyla yalpa, baş sallama ve savrulma hareketidir. Taşıtın x – eksen etrafındaki dönmesiyle yaptığı yalpa hareketinde taşıt sahip olduğu yalpa eksen etrafında yalpa açısı, y – eksen etrafında dönmesiyle baş sallama hareketi yaparken baş sallama açısı, z – eksen etrafında dönmesiyle de savrulma açısı almaktadır.

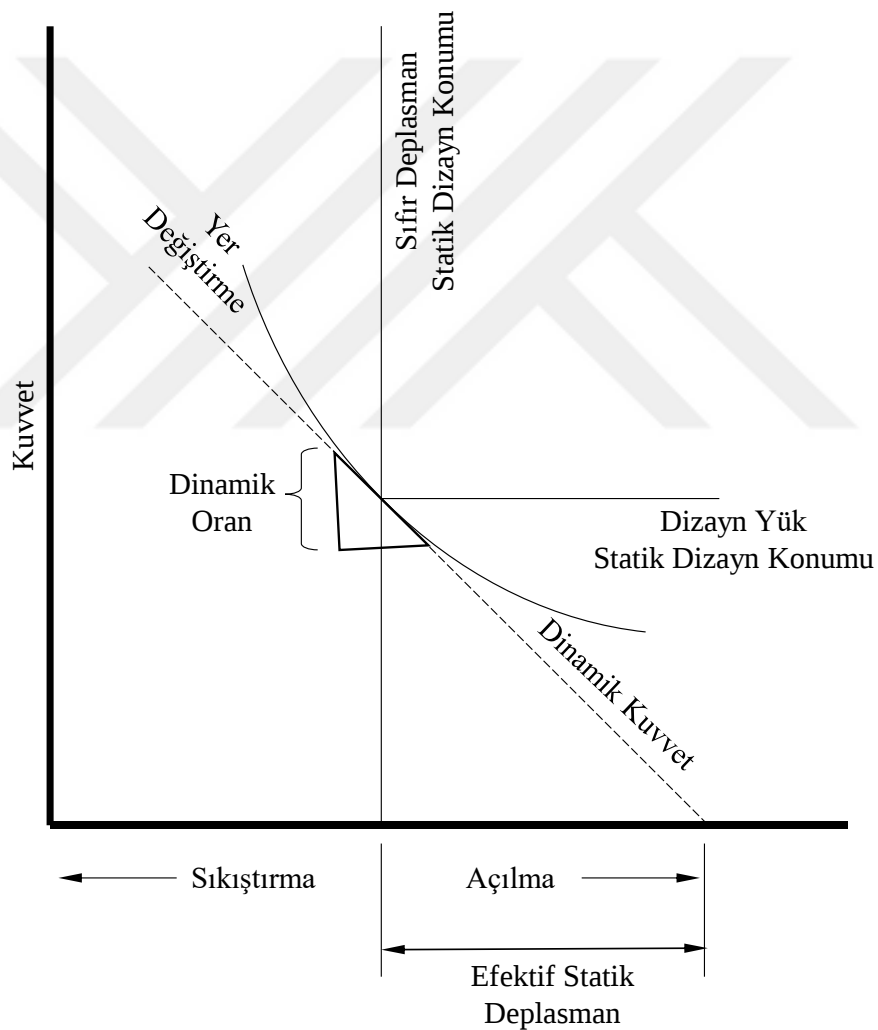
1.4 Taşıt Süspansiyon Sistemleri ve Elemanları

Süspansiyon ve aks sistemleri başlangıçta, birlikte yönlendirilebilen iki tekerlek arasındaki bağlantılar bütünü olarak tanımlanmıştır. Bu tip aks tanımı sabit süspansiyon ve yarı sabit süspansiyon tipleri için geçerlidir ve doğrudan aksa bağlanan tekerleklere sahiptir. Sağ ve sol tekerlekler arasındaki bu doğrudan bağlantı, yönlendirilebilir bir tekerlek taşıyıcısıyla montajlanmış tekerleklere sahip bağımsız süspansiyon sistemlerinin tanıtılmasıyla ortadan kaldırıldı. Tekerlek taşıyıcısı, tekerleği aksa bağlayan kinematik bir bağlantının parçasıdır. "Aks" terimi bu sistemler için daha kullanılır. Bazı durumlarda aks, bağımsız süspansiyon ve tekerlek taşıyıcı dahil olmak üzere tüm sistem olarak tanımlanır. Diğer durumlarda, yeni bileşenler (süspansiyon bağlantısı ve tekerlek taşıyıcı) ve aks ayrı bir grup olarak kabul edilir. İlk tanım olan aks, binek araç tasarımı için giderek daha fazla ilgisiz hale gelen sabit aks kavramına dayandığından, bu çalışmada ikinci tanım olan süspansiyon terimi kullanılacaktır.

Apron otobüsünün ön ve arka süspansiyon sistemi tipi olan bağımsız süspansiyon tiplerinde diğer süspansiyon sistemlerine göre avantajlı durumlar bulunmaktadır. Bunlar sağ ve sol ayrı ayrı süspansiyon sistemi olacak şekilde daha sıkıştırılmış bir hacme göre tasarlandıkları için daha az yaylandırılmamış kütleyle sahiptirler. Yaylandırılmamış kütle az olması ile beraber taşıtın toplam ağırlığına daha az katkı sağlamalarıyla beraber gerek performans ve yakıt tüketiminde ideale yaklaşma, gerekse taşıtın yüklenebilir ağırlığına daha fazla pay bırakılması sağlanır. Bağımsız süspansiyonların en temel avantajlarından olan sağ ve sol teker gruplarının birbirinden ayrı hareket etmesiyle sağ ya da sol taraftan gelecek yol bozukluklarında ve manevra kaynaklı yönelmelerde diğer taraf etkilenmemektedir. Sabit süspansiyon tipine göre daha fazla elemandan oluşmasıyla beraber kinematik ve elastokinematik açıdan daha hassas ayarlanabilir özelliktedir. Fazla sayıda elemanlarının bulunmasından kaynaklı kavramsal tasarım ve detay tasarımlarda taşıtlara taban serbestliği ve gerekli açıklıkların önden ayarlanması gerekmektedir. Bunların yanı sıra sabit süspansiyon tiplerine göre daha az yük taşıma kapasitelerine sahiptirler.

1.4.1 Hava Yayı

Ağır ticari taşıtlarda kullanılan hava yaylarında etkin statik yer değiştirme, statik dizayn konumundaki dinamik hız tarafından belirlenir. Statik tasarım konumunda dinamik yük-sapma eğrisine teğet bir çizgi çizilerek ve sıfır yük çizgisi boyunca uzatılarak ve ardından statik tasarım konumuna geri mesafe ölçülerek grafiksel olarak Şekil 1.3 'deki gibi gösterilebilir. Doğal frekans, etkin statik sapma ile doğrudan ilişkilidir.



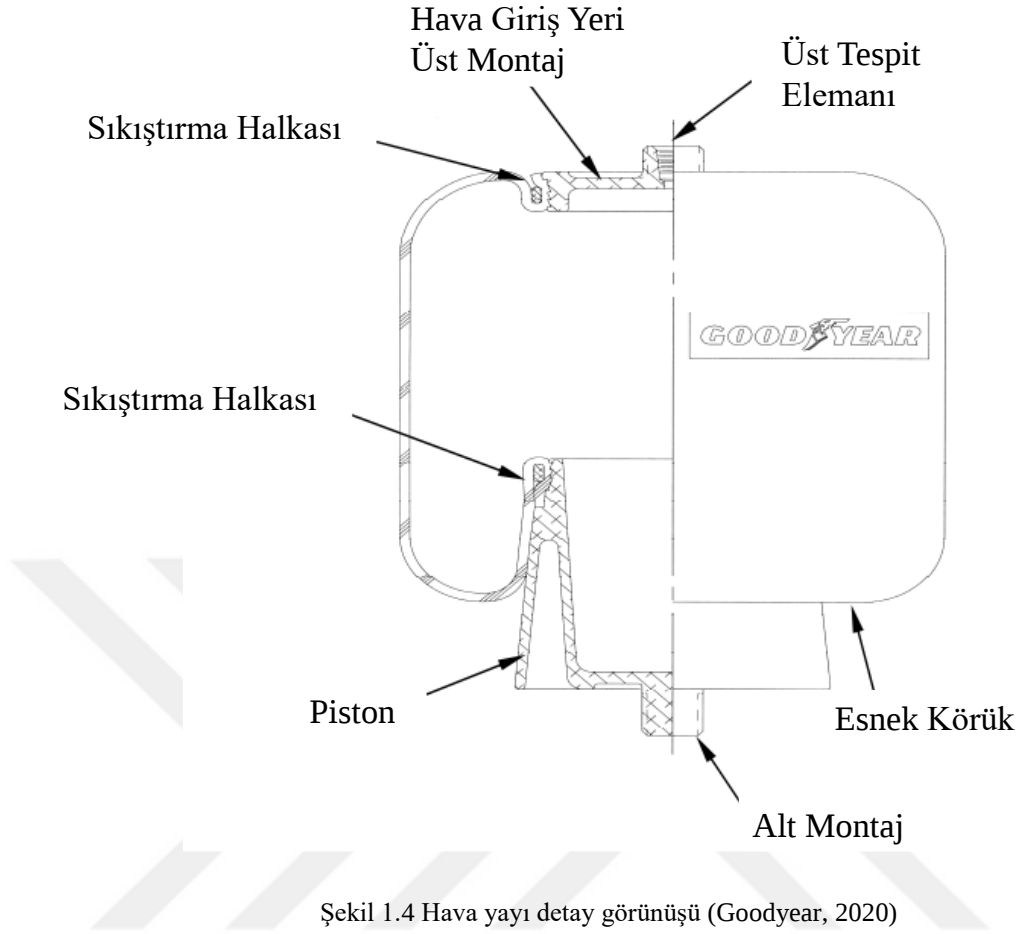
Şekil 1.3 Efektif statik yer değiştirme grafiği (Goodyear, 2017)

Yay oranları kuvvetle doğru orantılı olarak değişir. Sistemin doğal frekansı, normal kuvvet aralığı boyunca makul ölçüde sabit kalır. Sistem doğal frekansları, yay tasarımına, yay hacmine ve sistem içindeki yay konumuna göre değişebilir.

Hava yayları pistonlu silindirler pnömatik yaylar olarak kullanılabilir, ancak birkaç önemli dezavantajı vardır.

- Kayma sürtünmesi, yay boyunca önemli kuvvetler iletir. Kısa darbeler özellikle zararlıdır.
- Ünitenin istenen ömrü boyunca piston ve çubuk contalarından sıfır gaz sızıntısı sağlamak zordur.
- Çoğu montaj için üstte ve altta çatal gerekir.
- Etkili alan ayarlanamaz
- Piston ve çubuk kılavuzunda aşınma sorunları var. Bir avantaj, yüksek çalışma basınçlarının kullanılabilmesi ve ünitenin yük taşıma ve sönümleme fonksiyonlarını birleştirebilmesidir.

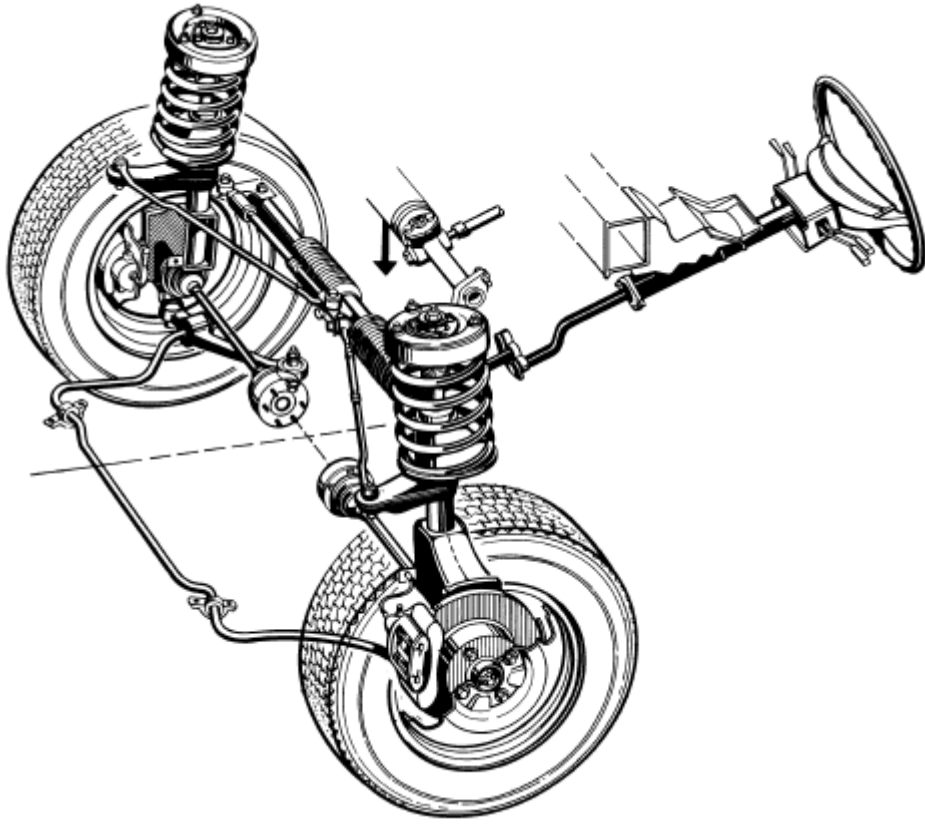
Esnek eleman olan körük kısmı, geliştirilmiş yay kuvvetinin sadece bir kısmını taşır, geri kalanı doğrudan gaz kolonu vasıtasıyla rijit destek elemanlarına iletilir. Esnek eleman üzerine iç hava basıncı piston konturu tarafından baskı uygulanır. Yüksek ilk gerilimler ve gerilimdeki ciddi dalgalanmalar, dayanıklılığın azalmasına neden olur. En düşük maksimum gerilime ve çevrim ile düşük gerilim değişimine sahip havalı yay tasarımları en iyi dayanıklılığı sağlayacaktır. Dayanıklılık ayrıca, süspansiyon tasarımının sonucu olan uygulanan stres ile doğrudan bağlantılıdır. Bununla birlikte, daha kontrol edilebilir çalışma basınçları genellikle daha uzun ömür ile sonuçlanacaktır. Doğru şeklini korumak için, havalı yayların tüm sapma koşulları altında en azından hafif pozitif iç basınca sahip olması gerekir. Pozitif iç basınç olmadan esnetildiğinde piston ve üst montaj metalleri arasında katlanabilir, bu da esnek parçanın sıkışmasına ve/veya kırılmasına neden olabilir. Şekil 1.4 'te apron otobüsünde kullanılan hava yayı tipine ait detay görsel görünmektedir.



Şekil 1.4 Hava yayı detay görünüşü (Goodyear, 2020)

1.4.2 Viraj Denge Çubuğu

Viraj denge çubukları, süspansiyon sistemlerinin sağ ve sol tekerlek komplelerini birbirine bağlayarak yanal ekseninde gelen yol yüklerinde taşıtın gövdesi ve süspansiyon sistemleri arasında burulma etkisi yapar. Uçları her iki taraftaki yaylandırılmamış kütleyle bağlı olacak şekilde araca monte edilir. Ön süspansiyona, arka süspansiyona veya her ikisine birden taşıtın ihtiyacı durumuna göre takılabilir. Şekil 1.5’ te örnek olarak bağımsız bir ön süspansiyon sistemine uygulanmış viraj denge çubuğu görseli görülmektedir.



Şekil 1.5 Viraj denge çubuklu ön bağımsız süspansiyon sistemi (Reimpell, 2001)

Viraj denge çubuğunun amacı, araç gövdesinin yalpa hareketini azaltmaktır. Eşit dikey tekerlek hareketi sırasında, denge çubuğu, burulmadan gövde bağlantı noktalarındaki burçlar etrafında dönecek serbestlikte tasarlanmaktadır. Böylece viraj denge çubuğunun gövde zıplama hareketi, hızlanma sırasında ön baş kaldırma veya yavaşlama sırasında öne doğru dalma hareketleri üzerinde hiçbir etkisi yoktur. Bir tekerlek sadece bir tarafta bir tümsek veya çukur ile karşılaşır, çubuk burulmaya maruz kalır ve gövde yuvarlanmasına karşı burulma direnci elde edilir. Viraj çubuğu katılığı çok sertse, sürüş konforunu azaltan bir giriş aksı gibi davranabilir.

Viraj alma sırasında, taşıt gövdesi merkezkaç kuvvetinin etkisi altında dışa doğru eğilir gibi yönelir. Böylece dış süspansiyon yayı sıkışırken iç süspansiyon yayı uzar. Viraj denge çubuğu burulmaya maruz kalarak gövde yalpasını azaltacak ve aynı zamanda lastiklerin gövde yalpasından kaynaklanan kamber değişikliklerini en aza

indirecektir. Bu nedenle, viraj denge çubuğu takılmış bir taşıta en büyük ve asıl etkisi yalpa katılığını arttırmasıdır.

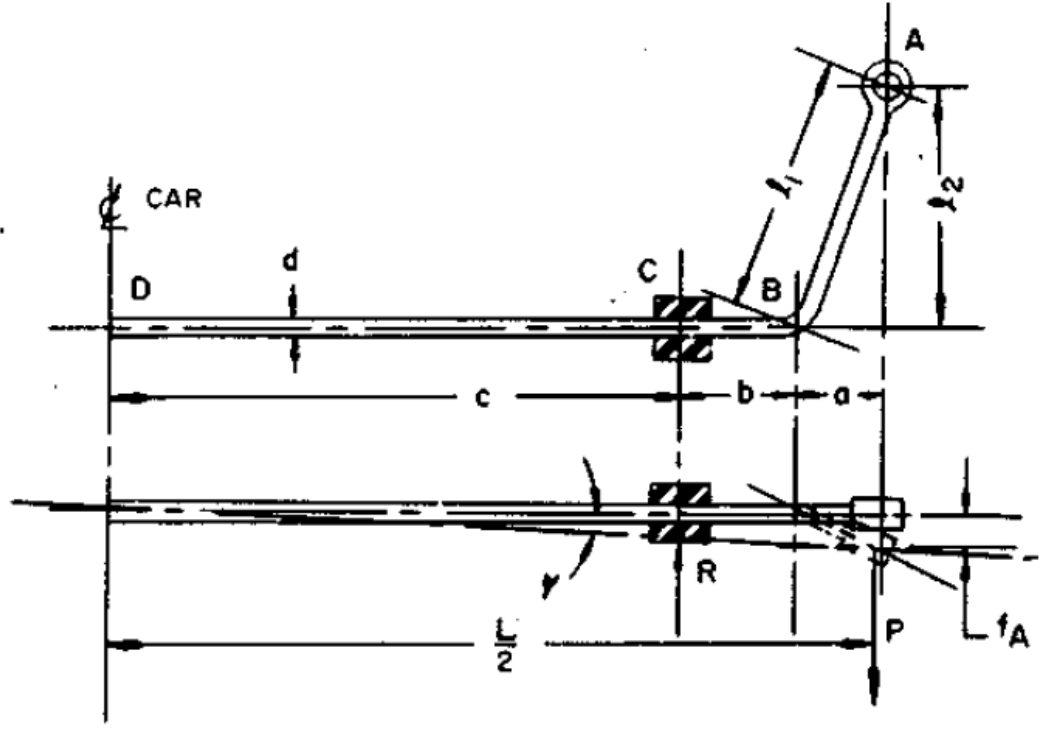
Ön veya arka süspansiyona bir viraj denge çubuğunun eklenmesi veya mevcut olanın daha sert bir süspansiyonla değiştirilmesi ile viraj durumunda gerçekleşecek yük transferi iç tekerleklerden dış tekerleklere artarak yeniden dağıtılacağı için, lastiklerin kayma açısını arttıracaktır. Böylece ön kısımda ilave bir viraj denge çubuğu, arkadan savrulma eğilimi, arka kısımda ise aşırı savrulma eğilimi yaratacaktır.

Taşıtlarda değerlendirilen toplam süspansiyon sistemi yalpa katılıklarında, süspansiyon sistemi yayları ve viraj denge çubukları hesaba katılır. Burada kullanılması öngörülen viraj denge çubuğuna ait yalpa katılığı hesaplanırken, tekerleklere indirgenmiş etken yalpa katılığının, bar ucundan tekerlek hareketine oranı ve bar uzunluğunun tekerlekler arası iz genişliği oranının karesiyle çarpılarak aşağıdaki formülasyon ile elde edilir.

$$k_R = k_{RW} \times \left(\frac{f_W}{f_A} \right)^2 \times \left(\frac{L}{T} \right)^2 \quad (1.1)$$

Burada,

- k_R : Çubuk yalpa katılığı, (Nmm/rad)
- k_{RW} : Tekerleklerden hesaba katılan efektif yalpa katılığı (Nmm/rad)
- f_W : Düşey tekerlek hareketi
- f_A : Çubuğun son noktası A'nın yer değiştirmesi
- L : Çubuk uzunluğu
- T : Tekerlek iz genişliği



Şekil 1.6 Viraj Denge Çubuğu Parametreleri

Şekil 1.6’da görülen C noktalarında genellikle tercih edilen kauçuk yataklardaki kauçuk oranları hesaplanan yalpa katılık değerinde sapma meydana getirmektedir. Kauçuk oranlarının bilinmesiyle beraber, kauçuk yatakların etkisi C ve A noktalarındaki yüklere göre belirlenebilir. Kauçuk yataklı tercih edilen viraj denge çubuk kompleksi montajlarında, çelik tercih edilen viraj denge çubuklarındaki yalpa katılıklarından %15-30 oranında azalma yönünde etkisi olduğu görülmüştür (SAE, 1996).

Şekil 1.6’ da görülen, uç nokta olan A noktasının yer değiştirmesi, aşağıdaki formülasyonda verildiği gibi birim yük değiştirme yöntemi ile elde edilebilir.

$$f_A = \int \frac{M x m}{E x I} ds + \int \frac{T x t}{G x J} ds \quad (1.2)$$

Denklemden A uç noktasından etki eden bir kuvvet etkisi ile çubukta oluşacak M ve T sırasıyla, eğilme ve burulma momentleri ile çubuğun Δs kadar bir yer değiştirmeyi

temsil ettiği durumda incelenen eğilme ve burulma moment denkliği formülasyonudur. Burulma kirişinde M, m, T ve t'nin farklı ifade edildiği her bir noktasında bu denklemin uygulanması ile toplamda A noktasındaki yer değiştirmeye ulaşılabilir. Aşağıdaki formüller bu yöntem ile türetilmiştir ve Şekil 1.6'da gösterilen viraj denge çubuğu konfigürasyonuna benzeyen çubukların çapını ve oranı belirlemede kullanılır.

Apron otobüsünde kullanılması ön görülen viraj denge çubuğu konfigürasyonuna benzeyen bu yaklaşımla elde edilen katılık değerleri, C noktası ile taşıtın merkez eksenini arasında burulmaya zorlanan çubuklar için kullanılmıştır. Bu konfigürasyon için sırasıyla hesaplanması gereken adımlar ve denklemler aşağıda görülebilir. Burada 1.3 numaralı denklem ile kavramsa olarak konumlandırılması uygun kabul edilen alanda noktaları ve uzunluğu belirlenmiş viraj denge çubuğu parametrik olarak ölçüsel çalışma ile A noktasının yer değiştirme hesabı yapılmaktadır. Taşıtın sahip olması hedeflenen yalpa katılığına ek ihtiyaç olan katılığın viraj denge çubuğu tarafından karşılaşmasındaki ihtiyaç katılık değeri 1.4 numaralı denklemle doğrulanmalıdır. Final olarak da ihtiyaç yalpa katılık değerinin sağlanabilmesi için uzunluk olarak ölçüsel değerleri ve malzeme seçimi belirli bir olgunluğa gelmiş viraj denge çubuğunun çap değerinin belirlenmesinde 1.5 numaralı denklem kullanılmalıdır.

$$f_A = \frac{P}{3EI} \left[l_1^3 - a^3 + \frac{L}{2} (a+b)^2 + 4l_2^2(b+c) \right] \quad (1.3)$$

$$k_R = \frac{PL^2}{2f_A} = \frac{3EIL^2}{2 \left[l_1^3 - a^3 + \frac{L}{2} (a+b)^2 + 4l_2^2(b+c) \right]} \quad (1.4)$$

$$d = \sqrt[4]{\left[\frac{128}{3 \times \pi} \times \frac{k_R}{L^2 E} \right] \times \left[l_1^3 - a^3 + \frac{L}{2} (a+b)^2 + 4l_2^2(b+c) \right]} \quad (1.5)$$

Buradaki,

- f_A : Viraj denge çubuğunun uç A noktasındaki mm cinsinden yer değiştirmesi
- P : Çubuğun uç A noktasından uygulanan, Newton cinsinden kuvvet bileşeni
- E : Çeliğin MPa cinsinden elastisite modülü olan 200.000 MPa
- I : Çapa bağlı polar atalet momenti $(\frac{\pi x d^4}{32})$ [mm⁴]
- k_R : Nmm/rad cinsinden viraj denge çubuğu yalpa katılığıdır.



BÖLÜM 2

TEORİ VE METOD

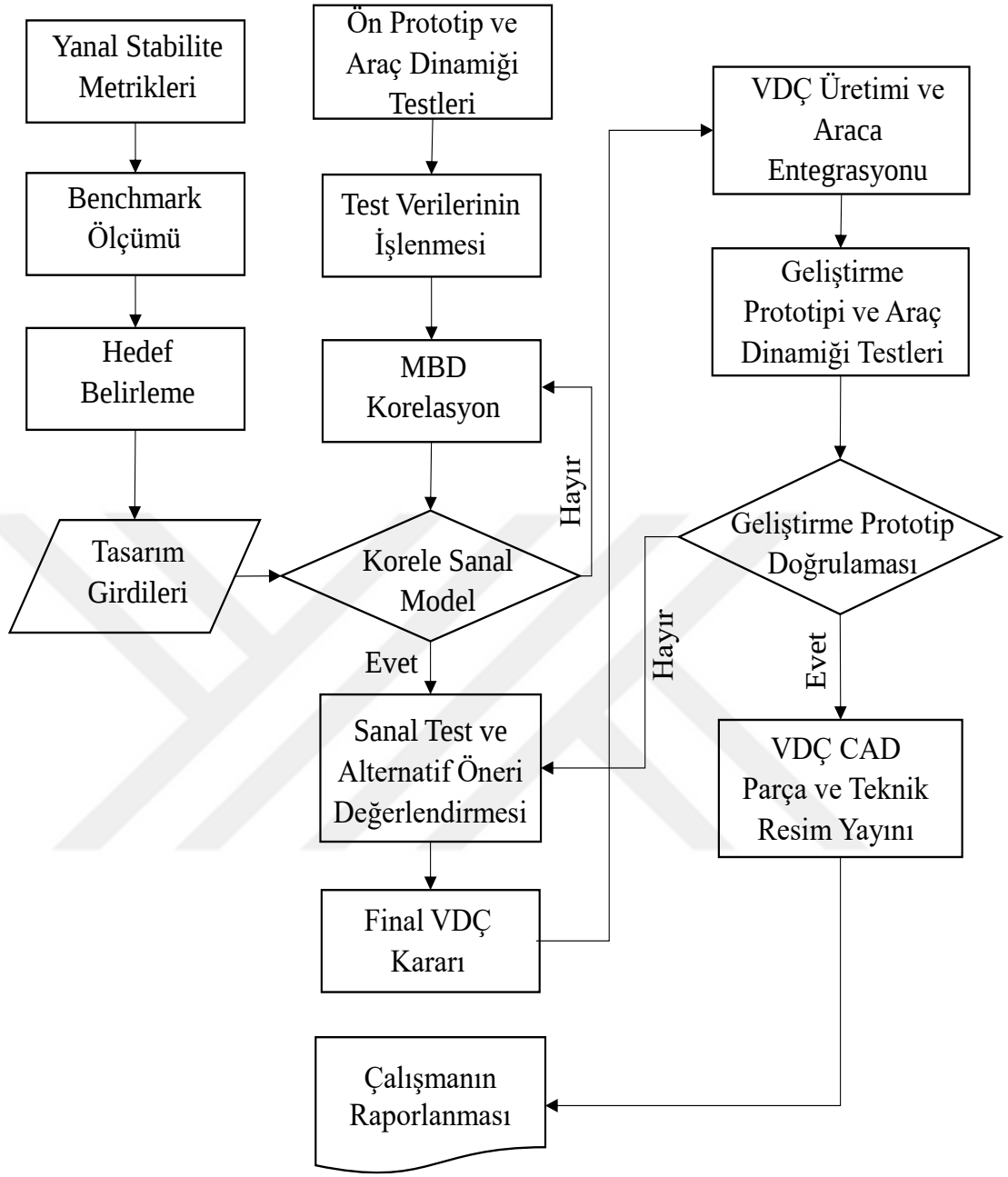
2.1 Giriş

Bu bölümde çalışmada izlenen akış şeması, ana maddeler ve çalışma kapsamında kullanılan teorik bilgiler özetlenmiştir. Öncelikle, iki akslı bir yolcu otobüsüne ait eşdeğer burulma yay metoduna göre matematiksel model denklemleri elde edilmiştir. Ardından, çalışmada analizleri gerçekleştirilen sanal taşıt modelinin çoklu cisimler yaklaşımı ile modellenmesi genel hatlarıyla özetlenmiştir. Son kısımda ise taşıt yalpa davranışındaki temel incelenen metrikler hakkında bilgi verilmiştir.

2.2 Çalışma Akış Şeması

Yalpa davranışı geliştirilmesi hedeflenen apron otobüsü için, öncelikle yalpa karakteristiğine ait metrikler belirlenmiştir. Belirlenen metriklerin uygun ve ideal değerlerinin çıkartılması için benzer isterleri sağladığı bilinen ve buna uygun seçilmiş bir referans taşıt yardımıyla, yalpa stabilite karakteristiklerinin değerlendirildiği testler gerçekleştirilerek sensörler yardımıyla fiziki ölçümler alınmıştır. Literatürden gelen bilgiler ve referans taşıttan toplanan test verileri birleştirilerek tasarım girdi hedefleri belirlenmiştir. Ardından, çalışma kapsamında ele alınan apron otobüsünün mevcut ön prototipi ile de yalpa stabilite karakteristiklerinin değerlendirildiği ISO testleri tekrarlanarak sensörler yardımıyla ölçüm alınmıştır. Ön prototip otobüsü ile gerçekleştirilen ISO testlerinden toplanan ham test verileri, geliştirme işleminin gerçekleştirileceği sanal model ile doğrulanmış edebilmek ve daha doğru bir değerlendirme yapabilmek amacıyla işlenmiştir. Bu geliştirme çalışmasında kullanılmak için, Çoklu Cisim Sistemleri (ÇCS) yaklaşımıyla modellenmiş tam taşıt apron otobüs modeli, işlenmiş test ölçüm verileri ile sanal ortamda doğrulanmıştır. Sanal model doğrulama adımı için, gerçek ön prototip apron otobüsünde gerçekleştirilen ISO testleri sanal apron otobüs modeliyle de tekrarlanarak sanal ve reel taşıt tepkilerinin aynı olması sağlanmıştır. Doğrulanmış ÇCS sanal apron otobüs modeli kullanılarak, belirlenmiş hedef parametrelere göre uygulanabilir tasarım

girdileri analizlerle değerlendirilmiştir. Değerlendirilen alternatifler içerisinde ön süspansiyon bölgesine viraj denge çubuğu ilavesinin hedeflenen metrikleri sağladığı görülmüştür. Ön süspansiyon sistemi kendi elemanlarına ve otobüs gövde profillerinin uygun tasarım hacmine göre belirlenmiş viraj denge çubuğu kompleksi üretilerek, apron otobüsünün ikinci seviye prototipi olan geliştirme prototip otobüsüne uygulanmıştır. Viraj denge çubuğu ilave edilmiş geliştirme prototip otobüsü ile yalpa stabilite davranışının değerlendirildiği ISO testleri gerçekleştirilmiş ve alternatif uygulamanın incelenmesi için sensörler yardımıyla test verileri toplanmıştır. İkinci seviye geliştirme prototip apron otobüsünden toplanan yalpa karakteristik test verileri sanal ortamda hedeflerin sağlandığı alternatif viraj denge çubuk ilaveli tam taşıt model analizlerinde elde edilen analiz sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Bu aşamada da, geliştirme aşamasının gerçekleştirildiği sanal ortamdaki sanal modelden yola çıkılarak elde edilen sonucun gerçek uygulamada da aynı sonucu elde etme başarısı değerlendirilmiştir. Öneri alternatif VDC ilaveli tam taşıt sanal apron modeli ile üretilen VDC ilaveli geliştirme prototipi doğrulanmıştır. Çalışmada özetlenmiş iş akışı Şekil 2.1’de şematik olarak görülmektedir.



Şekil 2.1 Çalışmanın iş akış şeması

2.3 Eşdeğer Burulma Yay Matematik Model

Taşıt dinamiğinde taşıtların yalpa davranışının incelenmesinde sıklıkla kullanılan eşdeğer burulma yaylı yalpa modeli, taşıtın sahip olduğu süspansiyon sistemleri özelliklerine göre viraj kaynaklı merkezkaç kuvvetlerin taşıt matematiğine etkisini özetlemektedir.

$\varphi \leq 10^\circ$ için basitleştirildiğinde aşağıdaki bağıntı elde edilir.

$$M_\varphi = F_C \cdot \Delta h \quad (2.2)$$

Taşıt gövdesini etkileyen bu yalpa momenti, taşıtın ön ve arka süspansiyonlarının yalpa katılıkları C_{Ftor} ve C_{Rtor} ile dengelenir. Ağırlık merkezinin yalpa eksenine indirgenmiş K noktasından moment eşitlik denkliği kurulduğunda,

$$F_C \cdot \Delta h = 2 \cdot \frac{S_{SF}}{2} \cdot C_{BF} \cdot f_{S,SF} + 2 \cdot \frac{S_{SR}}{2} \cdot C_{BR} \cdot f_{S,SR} \quad (2.3)$$

Burada, süspansiyon yaylarının ön ve arka akstaki yanal açıklıkları, S_{SF} ve S_{SR} 'dir. Denge formülasyonunda yer alan $f_{S,SF}$ ve $f_{S,SR}$ yayların yalpa hareketi altındaki elastik deformasyonları olup, geometrik olarak aşağıdaki bağıntı ile açıklanabilir.

$$f_{S,(SF)(SR)} = \varphi \cdot \frac{S_{(SF)(SR)}}{2} \quad (2.4)$$

Denklemlerden görüldüğü gibi, yay katılıklarının yanı sıra yay iz genişlikleri S_{SF} ve S_{SR} de taşıt gövdesinin virajda aldığı yalpa açısını etkileyen parametreler arasındadır. Yay iz genişliklerinin arttırılmasıyla, virajlarda taşıtın yalpa açısı azaltılabilmektedir. Elde edilen denklemlere göre, yalpa momentinin yalnızca yayların deformasyonlarıyla karşıladığı varsayılmaktadır (Heißing ve Ersoy, 2011). Yalpa momenti yay kuvvetleri ile karşılanırken, süspansiyon elemanı olan viraj denge çubuklarının burulma yayı çalışma prensiplerinden yararlanılarak gösterilen tepki kuvvetleri desteklenebilir.

Viraj denge çubukları aksın sağ ve sol tekerlekleri arasına yerleştirilmiş süspansiyon elemanlarıdır. Süspansiyon sistemleri ile gövde arasında montajlanarak taşıtın yalpa hareketini dengeleyici rol almaktadır. Süspansiyon sistemlerinin yol girdilerine göre, sağ ve sol tekerleklerinin aynı anda yukarı ya da aşağı yaylanmaları durumunda, viraj denge çubuğu herhangi bir tepki momenti üretmeden, süspansiyon

sisteminin sağ ve sol simetrik olan düşeydeki hareketini sınırlandırmayacak şekilde bağlantı noktalarından pasif olarak dönmektedir. Sağ ve sol tekerleklerin birbirine göre asimetrik şekilde düşey hareket ettiği durumlarda, viraj denge çubuğu burularak iki tarafın birbirine göre hareketini sınırlayıcı rol oynar. Virajdan manevrası sırasında gövdeye etkiyen yalpa momenti, viraj denge çubuğunun tepki momenti ile desteklendiğinde, gövdede görülen yalpa açısı azaltılmış olur. Viraj denge çubuğunun moment dengesine katkısının eklenerek elde edilen yalpa açısı denklemi aşağıdaki gibidir.

$$\varphi = (2 \cdot \Delta h \cdot F_C) / (C_{BF} \cdot S_{SF}^2 + C_{BR} \cdot S_{SR}^2 + C_{stab,F} \cdot S_{stab,F}^2 + C_{stab,F} \cdot S_{stab,F}^2) \quad (2.5)$$

Özellikle binek taşıtlarda taşıtın aks mesafelerinin düşük olmasından kaynaklı ticari taşıtlardaki kadar ön ve arka aks burulma açısı farklılığı görülmemektedir. Ticari taşıtlarda aks mesafelerinin artması ile beraber ön ve arka burulma boyu artmaktadır. Ön ve arka aks burulma açısının ayrı ayrı hesabı için aşağıdaki denklemler kullanılabilir.

$$m_F \cdot a_y \cdot \Delta h_f = \varphi_F \cdot \frac{S_{SF}^2}{2} \cdot C_F + (\varphi_F - \varphi_R) \cdot C_{tor} \quad (2.6)$$

$$m_R \cdot a_y \cdot \Delta h_r = \varphi_R \cdot \frac{S_{SR}^2}{2} \cdot C_R + (\varphi_R - \varphi_F) \cdot C_{tor} \quad (2.7)$$

2.4 Çoklu Cisimler Yaklaşımı Modelleme

Bu çalışmada kullanılan çoklu cisimler dinamiği programı olan Adams yazılımının Car modülü kullanılmıştır. Adams/Car kendi yazılım kütüphanesi içerisinde yer alan örnek modellerden ve sistemlerden yararlanılarak apron tam taşıt modellemesi yapılmıştır. Car modülünün yanı sıra diğer sahip olduğu modüllerle birlikte Adams

programını yalnızca taşıt ve süspansiyon sistemlerinin analizinde değil, farklı tipte mekanizmaların da analizlerinde kullanılabilmektedir.

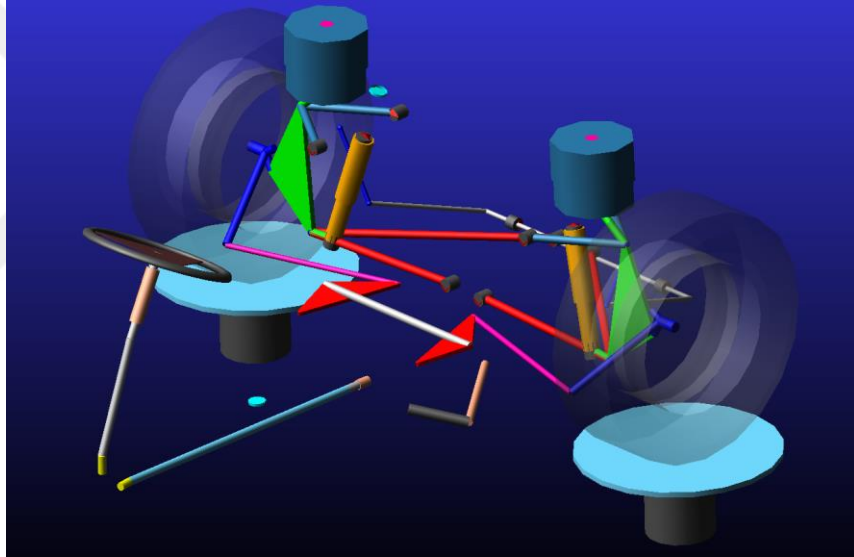
Çalışma kapsamında ele alınan Şekil 2.4'te gösterilmiş sanal tam taşıt modeli toplamda 6 alt sistemden oluşmuştur. Bunlar aşağıda sıralandığı gibidir.

- Ön ve arka süspansiyon alt modelleri
- Ön ve arka lastik alt modelleri
- Yönlendirme sistemi alt modeli
- Taşıt gövde alt modeli
- Motor ve güç aktarma sistemi alt modelleri
- Fren sistemi alt modeli

Şekil 2.3' te bağımsız ön süspansiyon sistemi yönlendirme sistemi ile beraber görülmektedir. Çift salıncaklı ön süspansiyon sisteminin taşıt gövdesi ile üst ve alt salıncaklardan belirli bir katılığa sahip burçlarla, hava yaylarının sabit bağlantısıyla ve amortisör belirli bir katılıkta burç ile bağlanmaktadır. Çalışma kapsamında değerlendirilen alternatiflerden biri olan viraj denge çubuğu entegre edilmiş olarak görülen Şekil 2.3' te, viraj denge çubuğunun da burulan ana kolundaki burçlar ile gövdeye bağlanmaktadır. Arka süspansiyon alt sistemi de ön süspansiyon ile aynı bağlantı noktalarına sahip yalnızca sahip olduğu yay ve amortisör elemanlarının karakteristikleri farklıdır. Arka süspansiyon sistemi de ön süspansiyon sistemi gibi bağımsız süspansiyon tipindedir.

Yönlendirme alt sistemi literatürde L-kol yönlendirme sistemi olarak adlandırılan, genellikle bağımsız ön süspansiyon sistemine sahip ağır ticari taşıtlar için geliştirilmiş bir mekanik sistemdir. L-kol' un ön süspansiyon sistemindeki rot kolu ile direksiyon simidine kadar 3 ayrı yerde taşıt gövdesi ile sabitlenmektedir. Bu üç noktadan ilki sağ ve sol süspansiyon yönlendirme rot kollarına hareketin iletilmesini sağlayan 3 ve 4 bağlantı noktasına sahip, Şekil 2.3'te kırmızı üçgen elemanlar olarak görülen L-kolların kendisidir. L-kolların taşıt gövdesi ile bağlantısı döner mafsallar ile sağlanmaktadır. Yönlendirme sisteminde taşıt gövdesi ile bağlanan ikinci nokta ise

direksiyon kutusudur. Adams/Car programında alt sistemlerin sahip olduğu kollar ve parçaların tamamı geometrilerinden bağımsız olarak yalnızca bağlantı noktalarından oluşan mekanizma elamanları olarak modellendiği için, Adams modeline dışarıdan katı parça görseli aktarılmadığı sürece linklerden oluşan bir mekanizma görülmektedir. Tam taşıt modelinin bir alt sistemi olan yönlendirme sisteminde de direksiyon kutusu yalnızca hareketi eksenel olarak oranlayıp iletecek şekilde dişli bağlantı tipi ile tanımlanmıştır. Yönlendirme sisteminin taşıt gövdesi ile bağlandığı üçüncü nokta da, direksiyon simidine verilen girdinin yön değiştirerek süspansiyon sistemine aktarılmasını sağlayan, aktarılan momentin ve çevrimin yalnızca yönünü değiştirmeye yarayan açılı dişli kutusunun taşıt gövde bağlantısıdır.



Şekil 2.3 Ön süspansiyon ve yönlendirme sistemi

Diğer bir alt sistem olan ön ve arka süspansiyon tekerlekleri için Adams/Car programının kendi kütüphanesinde bulunan, yapılacak ve değerlendirilecek analize göre seçilmesi önerilen lastiklere göre seçilmiştir. Tablo 2.1’ de gösterilen kararlı durumda viraj dönüşleri için de uygun olan PACK 2002 lastiği seçilerek değiştirilmesi gereken, apron aracında kullanılan 385/55 R22.5 lastiğine ait temel ölçüler ve katılık değerleri tanımlanmıştır.

Tablo 2.1 Tekerlek modelleri ve ideal kullanım alanları (MSC ADAMS/Car, 2012)

	Olay / Manevra	ADAMS / Direksiyon Hakimiyeti Tekerleği								Belirli Modeller		
		PAC 2002	PAC 2002*	PAC-TIME	PAC 89	PAC 94	FIALA	5.2.1.	UA TİRE	PAC-MC	Ftire	SoftSoil
Direksiyon Hakimiyeti	Hareketsiz durmak ve başlamak	+	+	O/+	O/+	O/+	O/+	O/+	O/+	O/+	+	-
	Park (hareketsiz direksiyon eforu)	+	+	-	-	-	-	-	-	-	+	-
	Devirme tablası üzerinde duruş	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	-
	Karark durumda viraj dönüşü	+	+	+	O/+	+	O	O	O/+	+	O/+	+
	Şerit değiştirme	+	+	+	O/+	+	O	O	O/+	+	O/+	+
	ABS fren mesafesi	+	+	O/+	O/+	O/+	O	O	O/+	O/+	+	O/+
	Dönüş sırasında frenleme/güç kesilmesi	+	+	+	O	O	O	O	O	+	O/+	+
	Araç devrilmesi	+	+	O	O	O	O	O	O	O	+	O/+
	Bağılantı lastik özelliklerinin ölçeklendirilmesi	+	+	-	-	-	-	-	-	-	O	-
	Düzgün olmayan yolda viraj dönüşü ²	O/+	+	O	O	O	O	O	O	O	+	O
Sürüş Konforu	Düzgün olmayan yolda frenleme ²	O/+	+	O	O	O	O	O	O	O	+	O
	Engel geçme	-	+	-	-	-	-	-	-	-	+	O
	Düzgün olmayan yolda sürüş konforu	-	+	-	-	-	-	-	-	-	+	O
	4 Poster (A/Ride)	+	+	O/+	O/+	O/+	O/+	O/+	O/+	O/+	+	-
	4 Poster (A/Ride)	+	+	O/+	O/+	O/+	O/+	O/+	O/+	O/+	+	-
Şasi Kontrolü	ABS frenleme kontrolü	O/+	+	O	O	O	O	O	O	O	+	-
	Tekerlek salgısı ²	O/+	+	O	O	O	O	O	O	O	+	-
	Direksiyon sistemi titreşimleri	O/+	+	O	O	O	O	O	O	O	+	-
	Gerçek zaman	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	Şasi kontrol sistemi > 8 Hz	O/+	+	-	-	-	-	-	-	-	+	O
	Sürüş ile şasi kontrolü	-	+	-	-	-	-	-	-	-	+	-
Dayanıklılık	Kaldırım üzerinden geçiş	-	O/+	-	-	-	-	O	O	-	+	O
	Jant çarpması ile kaldırım üzerinden geçiş	O	O/+	-	-	-	-	O	O	-	+	-
	Çukurdan geçiş	-	O/+	-	-	-	-	O	O	-	+	O
	Yükleme durumları	-	O/+	-	-	-	-	O	O	-	+	O
Misc.	Deney tasarımı	-	+	-	-	-	-	-	-	-	+	-
	SMP paralel	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+

- Uygun değil / Gerçekçi değil

O Uygun

O/+ Daha iyi

+ Kullanmak için en iyisi

1 Yol tümseklerinin dalga boyu > tekerlek çapı

2 Süspansiyon esnekliği ve tekerleğin dinamik tepkilerinin neden olduğu tekerleğin savrulma titreşimi

* Kemer(lastik dokusu) dinamiği modeli kullanılan PAC 2002 tekerlek modeli

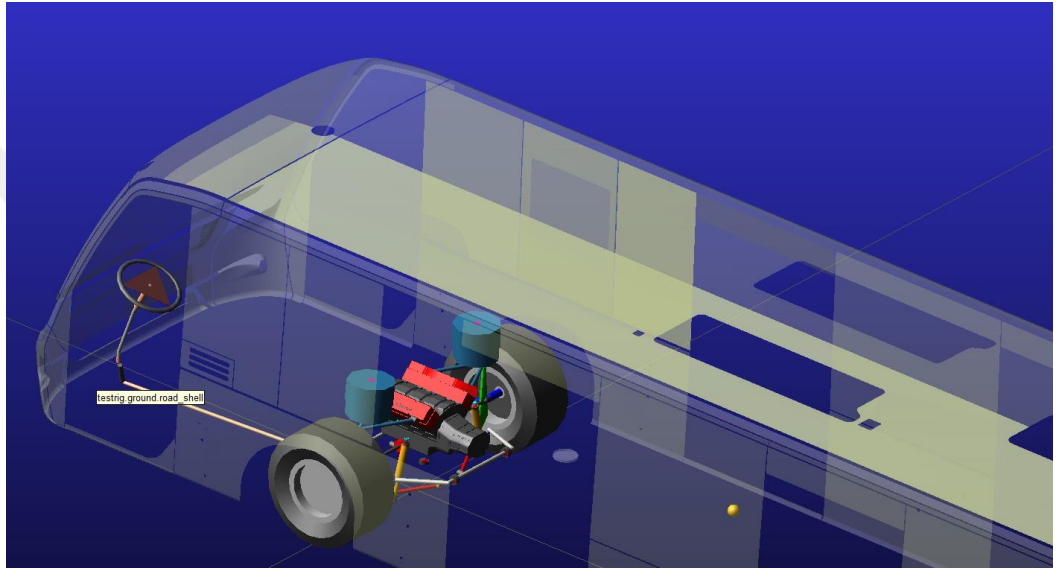
Tekerlek modeli tranzient ve birleştirilmiş kayma modunda kullanıldığı varsayılmıştır.

Taşıt gövdesi alt sistemi, fren alt sistemi hariç diğer tüm sistemlerin bağlandığı alt sistemdir. Tüm alt sistemlerin gövde ile bağlantısının sağlanabilmesi için gerekli noktalardaki haberleşme işaretçilerinin tanımlanması yapıldıktan sonra taşıt gövdesi alt sisteminin kütle, kütle merkezi ve atalet bilgileri düzenlenerek taşıt gövde alt sistemi tamamlanmıştır.

Motor ve güç aktarma alt sistemi, apron otobüsünde ön süspansiyon sistemini tahrik edecek şekilde modellenmiştir. Tedarikçi firmalardan alınan parça ve motor bilgilerine göre, Adams/Car programı içerisindeki hazır kütüphaneden çekilen otobüs motorunda

gerekli güncellemeler yapılarak apron motor ve güç aktarma elemanları tanımlaması yapılmıştır.

Fren alt sistemi, n ve arka tekerleklerde toplamda 4 adet olmak üzere disk fren olarak modellenmiştir. Disk fren özelliklerinden olan, diskin çapı, basınç yüzeyi, n ve arka süspansiyon fren dağılımları ve efektif yarıçap gibi temel özellikler sisteme tanımlanarak fren modeli tamamlanmıştır.



Şekil 2.4 Tam taşıt apron modeli

BÖLÜM 3

KARŞILAŞTIRMA TAŞITI TEST ÖLÇÜM

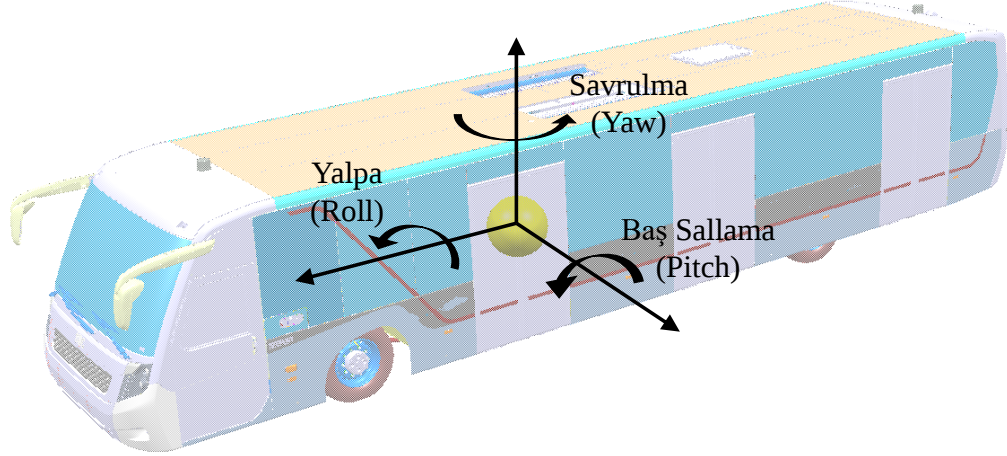
3.1 Giriş

Tasarım ve geliştirme adımları devam eden özel tip bir yolcu otobüsü olan apron otobüsünün, sınıfındaki otobüslerle rekabet edebilir seviyede olabilmesi için minimum beklentileri karşılayabilir olmalıdır. Bu beklentilerin belirlenmesi için mühendislikte ilk olarak, literatürde konu ile ilgili kaynakların araştırılarak üzerine çalışılacak konunun temel minimum isterlerin sağlanması hedeflenmelidir. İkinci olarak, temel koşulların sağlanmasıyla beraber yeni geliştirilebilir yönlerin elde edilebilmesi için, mevcut kabul gören sistemlerin analiz edilmesi gerekir.

Bu bölümde, kavramsal tasarım süreci tamamlanmış ön prototip özel tip bir yolcu otobüsünün yalpa davranışının geliştirilmesi ve iyileştirilmesi için yapılan uluslararası ISO testleri ve test süreci ele alınmıştır. Mevcut ön prototip otobüsün ve amaç doğrultusunda belirlenmiş bir karşılaştırma otobüsü test edilerek yalpa davranışları elde edilmiştir. Karşılaştırma otobüsünden elde edilen yalpa karakteristiğine göre, mevcut ön prototip yalpa karakteristik ihtiyacı belirlenerek iyileştirme sürecinde gereken ihtiyaç belirlenmiştir.

3.2 Sensörler ve Enstrümantasyon

Test için kullanılan enstrümantasyonlar, taşıtın kütle merkezine konumlandırılmış IMU (Inertial Measurement Unit) sensörü ve direksiyon simidine konumlandırılmış Direksiyon efor sensörüdür. IMU sensörü ile Şekil 3.1 'de görüldüğü gibi taşıtın üç eksenindeki; yani boylamsal, yanal ve düşey eksenlerdeki doğrusal öteleme ve rotasyonel hareketlerine ait veriler toplanırken, Direksiyon efor sensörü ile direksiyon açısı, direksiyon açısal hız, direksiyon eforu vb. gibi veriler toplanmaktadır (Mitschke, 1972).



Şekil 3.1 Apron ağırlık merkezine IMU sensörü konumlandırılması ve oryantasyonu

3.2.1 IMU(Inertial Measurement Unit)

Atalet ölçüm birimi (IMU) sensörü, üç eksenli ivmeölçer ve üç eksenli jiroskop içeren bir sensördür. IMU sensörü taşıtın ivmesini ölçmek, konumunu ve yönünü belirlemek için tasarlanmıştır. Taşıt üzerine Şekil 3.1’de gösterildiği gibi ağırlık merkezine konumlandırılarak, bağlanma oryantasyonuna bağlı olarak istenen eksen kabulü ile gereken veriler toplanmaktadır.

Bir taşıt seyir halindeyken, üç eksenin her biri etrafında doğrusal ve rotasyonel hareketler gerçekleştirebilir, bunlar boylamsal, yanal ve dikey olmak üzere üç öteme, yalpa, savrulma ve baş sallama olmak üzere üç eksenel dönüştür. Harici bir noktaya referans olmaksızın yapılabilen atalet ölçümleri, doğrusal ivme, açısal hız ve açısal ivmeyi içerir. Taşıtın ağırlık merkezine konumlandırılan IMU sensörü Şekil 3.2’de gösterilmiştir.



Şekil 3.2 IMU sensörü (Kişisel arşiv, 2021)

3.2.2 Direksiyon Efor Sensörü

Direksiyon efor sensörü, direksiyon simidi çevirme açısal hızı, eforu ve açısı gibi verilerin ölçümünde kullanılır. Şekil 3.3’te görülen direksiyon efor sensörü, direksiyon göbeğinin miline montajlanarak mildeki dönme bilgilerini ölçmektedir.



Şekil 3.3 Direksiyon efor sensörü (KISTLER, 2021)

Direksiyon efor sensörünün ölçüm alabilmesi adına hareketli parçasının sabitlenmesini sağlayan aparatlar bulunmaktadır. Şekil 3.4’ te gösterilen direksiyon efor sensörü sabitleme aparatı ile Şekil 3.3’ te gösterilen direksiyon efor sensörü sabitlenir.



Şekil 3.4 Direksiyon efor sensörü sabitleme aparatı (KISTLER, 2021)

3.2.3 Test Dataları

Bu çalışma kapsamındaki saha testlerinde kullanılan sensörlerden IMU ile taşıtın 3 eksenli dönme ve öteleme bilgilerinden kapsamlı bir ölçüm sonucu değerlendirmek adına temelde 15 veri kanalı toplanmalıdır. Bu kanallar Tablo 3.1’de gösterildiği gibidir. Diğer bir sensör olan direksiyon efor sensöründen de Tablo 3.2’ de gösterilen kanallardan test verileri toplanmalıdır.

Tablo 3.1 IMU sensöründen toplanan veriler

Sensör Kanal Adı	Toplanan Veri
Longitude	Boylamsal Eksende Yer Değişirme
Latitude	Yanal Eksende Yer Değişirme
Body_Acceleration_X	X-Ekseni Gövde İvmesi
Body_Acceleration_Y	Y-Ekseni Gövde İvmesi
Body_Acceleration_Z	Z-Ekseni Gövde İvmesi
Roll	Yalpa Açısı
Pitch	Baş Sallama Açısı
Heading	Savrulma Açısı
Angular_Velocity_X	X-Ekseni Açısal Hız
Angular_Velocity_Y	Y-Ekseni Açısal Hız
Angular_Velocity_Z	Z-Ekseni Açısal Hız
Velocity_X	X-Ekseni Hızı
Velocity_Y	Y-Ekseni Hızı
Velocity_Z	Z-Ekseni Hızı
Software_distance	Sensörün Mutlak Yer Değişirmesi

Tablo 3.2 Direksiyon efor sensöründen toplanan veriler

Sensör Kanal Adı	Toplanan Veri
Msteer	Direksiyon Mil Torku
SteerAng	Direksiyon Dönme Açısı
SteerVelocity	Direksiyon Açısal Hızı

3.3 Karşılaştırma Taşıt Test Ölçümü

Karşılaştırma taşıt test otobüsünün belirlenmesi, iyileştirilmesi hedeflenen BMC bünyesindeki apron otobüsünün özelliklerine benzer, apron otobüs pazarında müşteri memnuniyeti açısından rekabet edebilecek otobüslerden seçilmiştir. Firma gizliliği gereğince karşılaştırma test taşıtının kimliği verilememektedir.

3.3.1 Standart ISO Testleri

Uluslararası standartlardan ISO-14792’ de, ağır ticari taşıt ve otobüslerin kararlı viraj manevra testlerinin prosedürleri ve tanımı bulunmaktadır. Bu standartta durumdaki yalpa davranışının ölçüldüğü ve değerlendirildiği, uluslararası “ISO-14792 Steady-State Circular Tests” standardında tarif edilen iki viraj testi, seçilmiş karşılaştırma taşıtına uygulanmıştır.

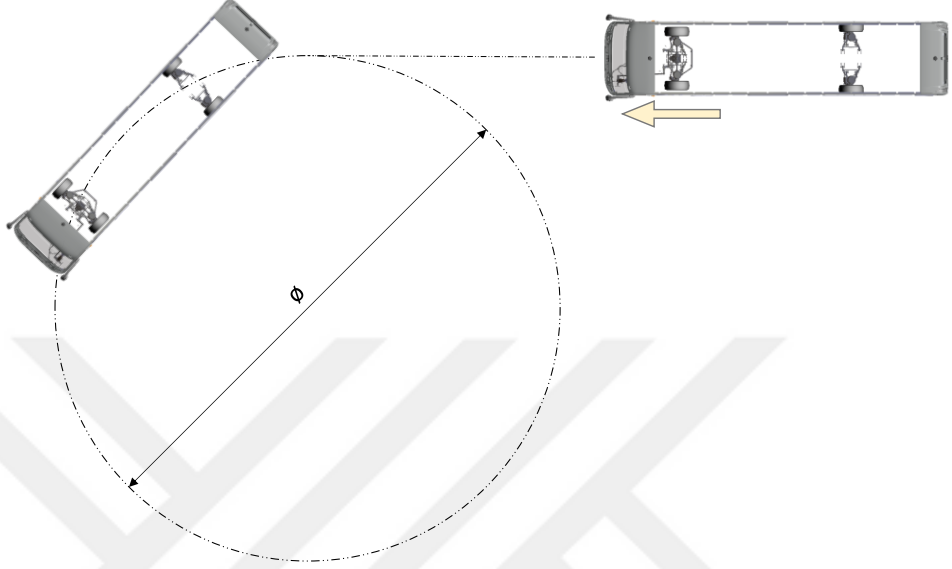
ISO uluslararası standartların temel amacı, ayırt edilebilen ve tekrarlanabilen test sonuçlarına ulaşmaktır. Bir karayolu taşıtının aktif araç güvenliği için dinamik davranışı en önemli özelliğidir. Bir taşıt bulunduğu çevre koşulları, yol profili ve özellikleri gibi faktörler ile bir kapalı döngü sistemi oluşturmaktadır. Bununla beraber kendi içerisinde karmaşık olan taşıt ve sürücü çevrimine çevrenin de dahil olmasıyla beraber dinamik davranışın değerlendirilmesi güvenlik için kaçınılmazdır.

3.3.1.1 Sabit Yarıçapta Viraj Testi

Sabit yarıçapta viraj testinde, taşıt sabit bir hızla dairesel bir yol üzerinde hareket edecek şekilde yönlendirilecektir. ISO test prosedürü önerisinde, testin farklı hız ve farklı çapta virajlarda test edilerek ölçüm alınması, taşıtın viraj davranışının daha detaylı incelenmesi için önem teşkil etmektedir.

Burada belirlenen hız ve viraj çapları, test edilecek taşıtın maksimum hızına, yönlendirme kabiliyetine, değerlendirilmesi planlanan amaca göre belirlenmelidir. Ortalama sürücü kullanımındaki taşıt viraj davranışı değerlendirilmesi amaçlanıyor

ise, taşıtın ortalama seyir hız çevrelerindeki hızlarda ve kullanılması ngrlen yol gzergahlarındaki sıklıkla karşılaşması öngörülen viraj çapları dikkate alınabilir.



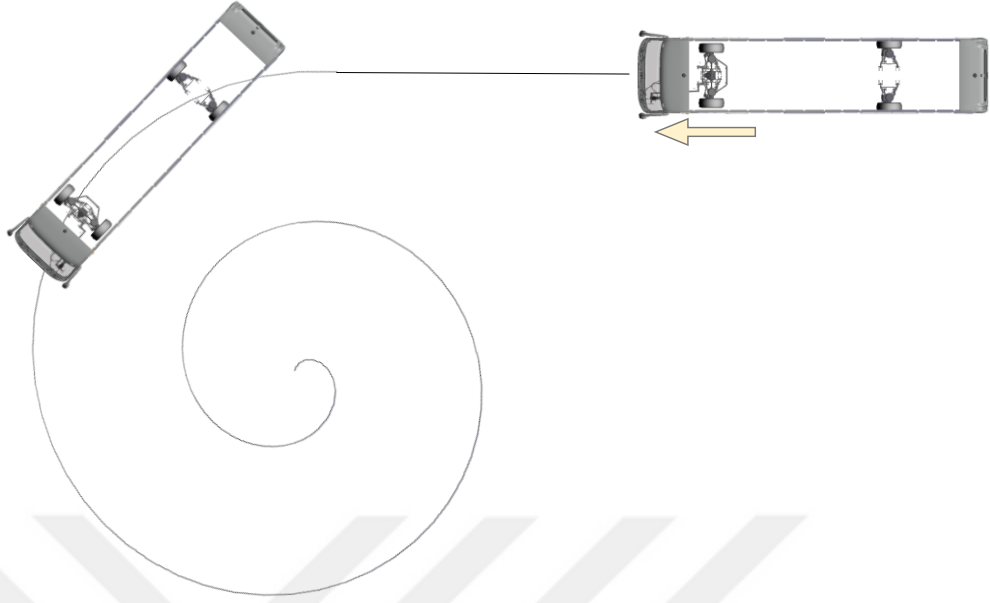
şekil 3.5 Sabit yarıçapta viraj manevrası

şekil 3.5’ te gösterilen sabit yarıçapta viraj testinde öncelikli olarak belirlenen hızlardan en düşük hızda viraj manevrası yapılır. Testte amaç, merkezci ivme $0,5\text{m/s}^2$ artacak şekilde, taşıtın boylamsal hızının sabit ivme ile arttırılmasıdır. Burada taşıt hızlanmayla ve artan merkezci ivme ile viraj dışına doğru çıkmaya zorlanırken, sabit yarıçapta kalması sağlanacak şekilde kararlı ve kontrollü direksiyon girdileri verilebilir.

3.3.1.2 Sabit Hızda Viraj Testi

Sabit hızda viraj testinde, sabit hızda ve sabit direksiyon açısı girdileri ile test edilir. Testler en az üç farklı hızda uygulanmalıdır. Belirlenen hızlar, taşıtın tipine, kullanım amacına ve testin yapılma amacına göre değişiklik gösterebilir.

Test manevrası sırasında taşıtın ortalama taşıt hızının seçilen araç hızından $\pm 3\text{km/h}$ toleransı içinde tutulması önerilmektedir.



Şekil 3.6 Sabit hızda viraj testi

Şekil 3.6’ te görülen sabit hızda viraj testinde, test için seçilen hızlarda sabit direksiyon açısı ile taşıt yönlendirilerek, taşıtın viraj içerisine doğru bir güzergah izlemesi sağlanır. Burada, merkezci ivme artışının $0,5 \text{ m/s}^2$ ‘den fazla olmayacak şekilde kontrollü yapılması önerilmektedir. Birden fazla farklı farklı belirlenen, sabit direksiyon açısal hızlarının taşıtın güvenli aralıkta testi tamamlaması göz önünde bulundurulmalıdır.

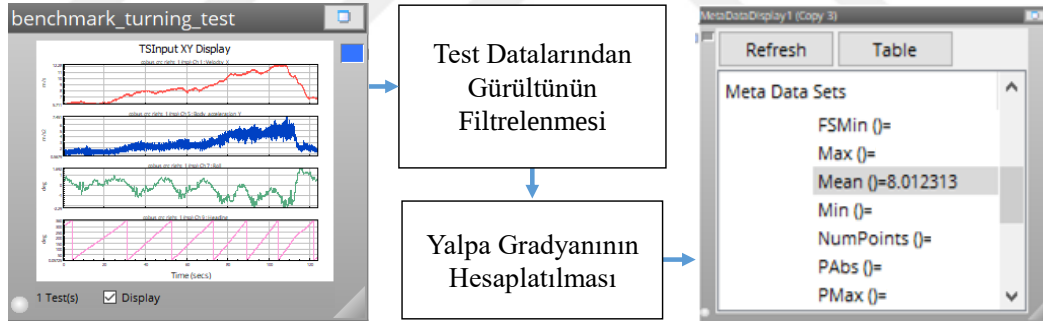
3.3.2 Karşılaştırma Araç Ölçümü

BMC Otomotiv bünyesinde, müşteri memnuniyeti ve minimum isterlere göre belirlenmiş karşılaştırma taşıtı ile ISO 14792 Sabit Hızda Viraj Testi ve Sabit Yarıçapta Viraj Testi gerçekleştirilmiştir. Karşılaştırma taşıtıyla yapılan standart testlerden Bölüm 3.2.3’te detayları bahsedilmiş taşıt verileri toplanmıştır. Bu verilerin toplanabilmesi için öncelikle taşıtın akslara gelen yük dağılımları ölçülmüştür. Akslara gelen yük dağılımına göre taşıt üzerinde tahmini ağırlık merkezi hesabı yapılarak IMU sensörü ağırlık merkez civarına konumlandırılmıştır. Bununla beraber testlerin kontrollü ve prosedüre uygun yapılabilmesi için direksiyon kolonuna Direksiyon Efor sensörü bağlanmıştır.

3.3.3 Taşıt Yalpa Karakter Hedefinin Belirlenmesi

Karşılaştırma taşıtı ile gerçekleştirilen ISO Viraj Testlerinden elde edilen referans karşılaştırma taşıt karakteristiği taşıt özelliklerine göre değerlendirilmiştir. Bu değerlendirme taşıtın sahip olduğu akslar arası mesafe, kullanılan lastik özellikleri, taşıtın ortalama ağırlık bilgileri... vb gibi taşıtın viraj manevralarında davranışını etkileyebilecek ana bileşenler ve geometrik ölçülerin bütünüdür.

Literatürde bulunan ağır ticari taşıtlar için ideal yalpa davranış tanımı ve karşılaştırma taşıtından elde edilen test verilerine göre hedefler belirlenmektedir. Örneğin, literatürde genellikle 2-3 ton daha hafif olan şehir içi yolcu otobüsleri için ideal yalpa davranışı tanımlanırken, yalnızca literatürün hedef belirlenmesi ile yeterli iyileştirme sağlanamayabilmektedir. Bununla beraber ağırlık olarak iyileştirilmesi hedeflenen Apron otobüsüne daha yakın bir ağırlıkta seçilmiş karşılaştırma taşıtından elde edilen test verileri daha kesin hedefler koyulmasına yardımcı olmaktadır.



Şekil 3.7 nCode Glyphworks karşılaştırma taşıt test dataları

Bu çalışma kapsamında da literatürün taranması ile yalnızca yolcu otobüsü olarak minimum sağlanması gereken hedefler belirlenirken, özel tip bir başka karşılaştırma otobüsünden elde edilen, Şekil 3.7’ de gösterildiği gibi nCode yazılımı yardımıyla filtrelenmiş ve gerekli hesaplamalara göre işlenmiş test verileri de maksimum ve daha da iyileştirilebilir hedef belirlenmiştir.

3.3.4 Ön Prototip Test Ölçüm

BMC Otomotiv bünyesinde, üretilmiş ön prototip Apron otobüsü ile ISO 14792 Viraj Testleri gerçekleştirilmiştir. Aks ağırlık dağılımları bilenen ön prototip otobüsünün IMU sensör konumlandırması, olması gereken otobüs ağırlık merkezine ve direksiyon efor sensörü direksiyon girdilerinin kontrolü için direksiyon kolonuna bağlanmıştır.

ISO Viraj Testleri için belirlenen taşıt hızı, direksiyon girdileri ve yarıçap değerleri, karşılaştırma otobüsü ile yapılan test koşulları ile aynı olacak şekilde tekrarlanmıştır. Ön prototip otobüsü ve karşılaştırma otobüsünün birebir aynı koşullarda değerlendirilerek, aralarındaki farkın doğru çıkartılması için aynı test pistinde ve aynı ortam koşullarında olmasına dikkat edilmiştir. Test manevralarına göre kararlaştırılan taşıt hızı, dönüş çapı ve direksiyon açısal hız değerleri Tablo 3.3’ te görülmektedir.

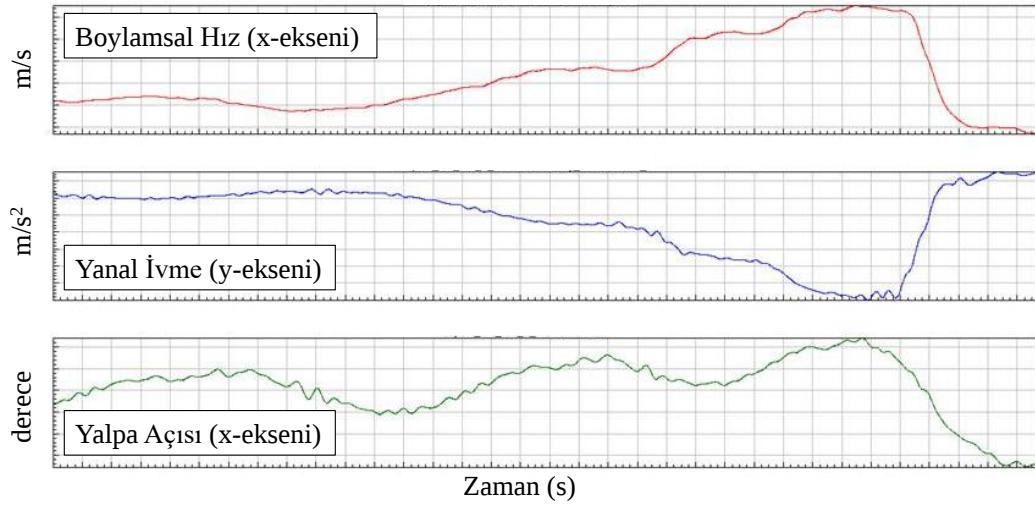
Tablo 3.3 ISO 14972 test girdileri

Sabit Yarıçapta Viraj Testi		Sabit Hızda Viraj Testi	
R20 m	30kph – 35kph – 35kph	30 km/h	10°/s - 15°/s - 20°/s
R25 m		35 km/h	
R30 m		40 km/h (max)	

Ön prototip aracı ile yapılan ISO Viraj Testlerinden elde edilen test verileri nCode Glyphworks programında sensör gürültülerinden arındırılacak şekilde filtrelendi. Şekil 3.9’da gösterile uygun prosedüre göre filtrelendi test verilerinden, yalpa açısının yanal ivme oranı işlemi yapılarak Şekil 3.8’de test anındaki bir anı görülen ön prototip otobüsünün yalpa gradyanı hesaplatılmıştır.



Şekil 3.8 BMC apron ön Prototip ISO 14792 test manevrası (Kişisel Arşiv, 2020)



Şekil 3.9 BMC apron ön prototip ISO 14792 test verileri

BÖLÜM 4

KAVRAMSAL TASARIM VE ÇCD DOĞRULAMA

4.1 Giriş

Yolcu otobüslerinin yalpa davranışlarında hedeflenen serbestliklerin tanımlanmasında ve tasarım sürecinde dikkat edilmesi gereken iki ana başlık bulunmaktadır. Bunlar, taşıtın yalpa hareketi serbestliği belirleyen ön ve arka aks süspansiyon sistemlerindeki yaylanma ve sönüm elemanlarının doğru karakteristikte belirlenmesi ve bu süspansiyon elemanları haricinde yalpa davranışına katkısı olacak elemanların belirlenmesidir.

Bu bölümde çoklu cisimler dinamiği sanal apron otobüs modeli, ISO testleri ile yalpa davranışı çıkartılmış ön prototip apron otobüsünün doğrulama işlemi yapılmıştır. Doğrulanmış edilmiş sanal apron otobüs modeli üzerinden matematiksel olarak taşıtın sahip olduğu yalpa katılıkları çıkartılmıştır.

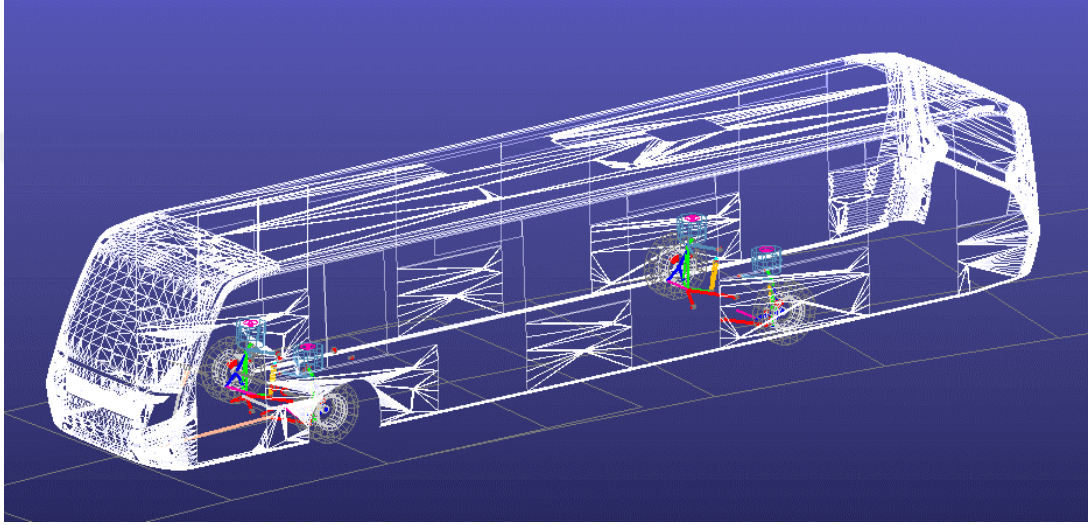
Ön prototip apron otobüsünün tam taşıt olarak konfor incelemesi yapılamamıştır. Konfor için gerçek testlerin yapılamama sebebi, apron otobüsü dış giydirmeleri ve basamak yüksekliği gereğinde yere yakınlığı diğer yolcu otobüslerine göre çok daha yakın olmasıdır. Ülkemizde bu tip otobüslerin konfor açısından test edilmesi için gerekli test düzeneğinin olmamasından kaynaklı konfor değerlendirmesi doğrulanmış edilmiş tam taşıt çoklu cisimler modeli üzerinden gerçekleştirilmiştir.

4.2 MBD Model Doğrulaması

Çalışmanın önceki bölümünde, ön prototip apron otobüsü ile yapılan standart testlerden elde edilen test verileri, Adams/Car programında çoklu cisimler dinamiği tam taşıt apron modeli ile karşılaştırma girdileri olarak kullanılmıştır. Sanal apron modeli ön prototip otobüsünü yansıtacak şekilde tüm alt parça sistem özellikleri dikkate alınarak kurulmuştur. Bu bölümde sanal taşıt model detayı, sanal tam taşıt analizleri ve model doğrulama adımlarından bahsedilmiştir.

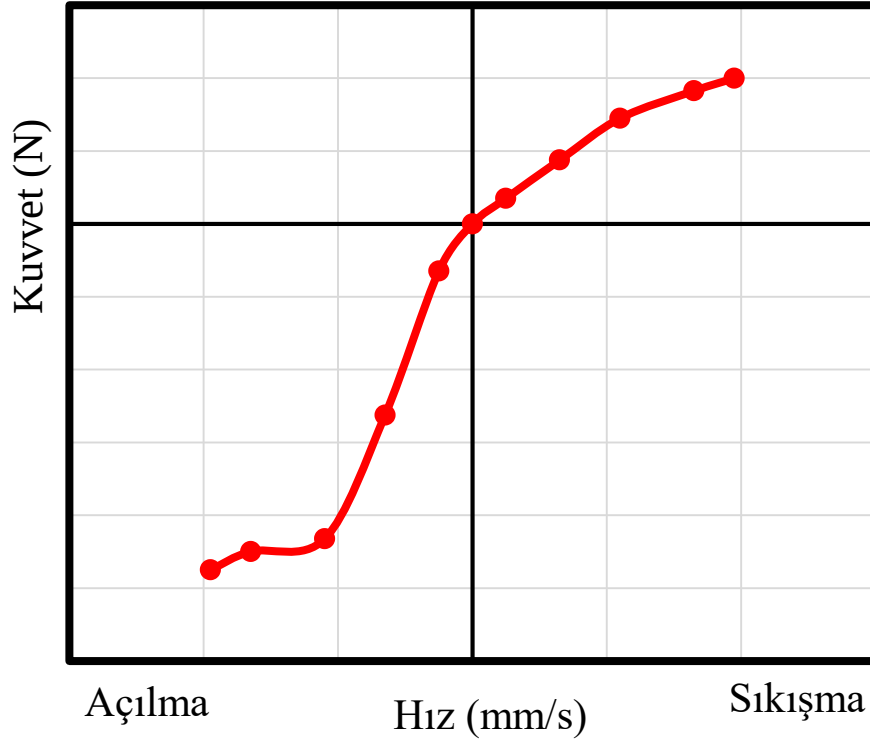
4.2.1 MBD Tam Taşıt Modeli

Tam taşıt çoklu cisimler dinamiği sanal otobüs modeli Adams/Car programında oluşturulmuştur. Çoklu cisimler modeli ön ve arka süspansiyon sistemleri, yönlendirme sistemi, ön ve arka lastik grupları, fren alt sistemi, motor alt sistemi ve gövde alt sistemi olmak üzere 8 alt sistemden oluşmaktadır. Tam taşıt modeli Şekil 4.1’ de gösterilmektedir.



Şekil 4.1 Tam taşıt çoklu cisimler dinamiği modeli

Sanal model detayında her bir alt sistem kullanılan alt parçaların karakteristiklerine göre çoklu cisimler modeline yansıtılmıştır. Süspansiyon sistemleri için ön ve arka süspansiyon sistemlerinin tüm bağlantı noktaları olan bağlantı noktaları kullanılan aks süspansiyon sistemine göre modellenmiştir. Ön ve arka aksı bağımsız süspansiyon olan apron otobüsünde üst ve alt salıncakların, hava yayları ve amortisörlerin, yönlendirme sistemi ile bağlanan rot kolu konumu ve tekerlek göbeklerindeki kingpin açıları gibi tüm kinematik girdiler süspansiyon sistemlerinde yansıtılmıştır. Bununla beraber süspansiyon sistemlerinde kullanılan hava yayı adyabatik karakteristiği, hava yayı içerisinde bulunan takoz elemanının kuvvet-yer değiştirme karakteristiği, amortisörlerin hıza bağlı kuvvet karakteristikleri ve belirli bir serbestlikle montajlanmış linkler arasındaki burçların katılıkları da sisteme yansıtılmıştır. Şekil 4.2’ de modele girilen amortisör hız-kuvvet diyagramı örneği gösterilmiştir.



Şekil 4.2 Amortisör hız - kuvvet grafik örneği

Ön süspansiyon alt sisteminin yönlendirme rot kolu direksiyon simidine kadar diğer bir alt sistem olan yönlendirme sistemi de bağlantı elemanlarının bağlantı noktaları dikkate alınarak modellenmiştir. Apron otobüsünün bağımsız ön süspansiyon sistemine girdi oluşturmak için L-arm olarak literatürde geçen bir yönlendirme sistemi kullanılmaktadır. Yönlendirme alt sistemi özelinde, sistemin kinematik olarak rot kol bağlantı noktalarının tanımlanması ve direksiyon dişli kutusunun çevrim oranının tanımlanması yapılmıştır. Direksiyon kutusundan sürücü girdisi gibi girdi verilen direksiyon simidine kadar da aradaki tüm elemanların gereken bilgileri sanal modele yansıtılmıştır.

Taşıtın yalpa davranışında önem teşkil eden diğer bir alt sistemler lastik grupları ve taşıt gövde alt sistemidir. Lastikler için ön prototip otobüsünde kullanılan lastik geometrik ve teknik değerleri lastik alt sistemlerine tanımlanmıştır. Şirket bilgi gizliliği kapsamında tedarikçilerden temin edilen lastik teknik değerleri belirtilememektedir.

Taşıt gövde alt sistemi için önemli olan taşıtın ağırlık bilgisi, üç eksenli gövde atalet değerleri ve üç eksendeki ağırlık merkezidir. BMC Otomotiv bünyesinde elde edilen gövde atalet değerleri ve ağırlık bilgilerine göre taşıt boş ağırlıkta değerlendirilmesi yapılmıştır. Apron otobüsünün z-ekseni düşey eksendeki ağırlık merkezi yer düzlemine göre, maksimum yolcu kapasiteli ağırlıkta yere daha yakınken, boş ağırlıktaki düşey eksen mesafesinde daha yüksekte kalmaktadır. Viraj senaryosunda taşıt ağırlık merkezine etki eden merkezci kuvvetin yer düzlemi ile arasındaki moment kolunun artması ile taşıt gövdesine daha fazla yalpa momenti etkileyeceği için boş ağırlıkta daha yüksekte kalan ağırlık merkezi konumuna göre tüm test ve analizler gerçekleştirilmiştir.

4.2.2 Adams/Car Tam Taşıt Analizleri

Bölüm 3'te bahsedilen ağır ticari taşıtlar için kararlı viraj testleri Adams/Car programında gerçekleştirilmiştir. ISO 14792 Kararlı Durumdaki Viraj Testlerinin test koşullarının sağlandığı ve ilgili test manevra girdilerinin tanımlanarak yapılan sanal analizler de sabit yarıçapta viraj analizi ve sabit hızda viraj analizleridir.

Sabit Hızda Viraj (MSC ADAMS/Car, 2012) analizinde, tam taşıt modelinin test hızı, testte ulaşması hedeflenen maksimum yanal ivme ve viraj manevrasına başlanacak zaman detayları gibi analiz koşulları girilerek analiz koşturulur. Taşıt öncelikle düz bir yolda belirtilen test hızında seyir halinde iken tanımlanmış manevra başlangıç saniyesinde taşıtın analiz girdisinde belirtilen yanal ivmeye ulaşmaya kadar sabit bir açısal hız ile devamlı arttırılan direksiyon açısı girilir. Taşıtın viraj içerisine doğru bir spiral çizmesi sağlanarak tekerleklerin yoldan koptuğu ana kadar değerlendirilir.

Sabit Yarıçapta Viraj analizinde [12] analizinde ise, tam taşıt modelinin dönmesi istenen sabit bir viraj yarıçapı, viraj manevrasının ne kadar süreceği ve testte aracın manevra başlangıcındaki ve bitişindeki hızı girilir. Bu analiz girdileri ile taşıt direkt olarak belirtilen yarıçaptaki virajda başlar ve manevra başlangıç hızından bitiş hızına

kadar sabit bir ivme ile hızlanarak tekerleklerin yoldan koptuğu ana kadar değerlendirilir.

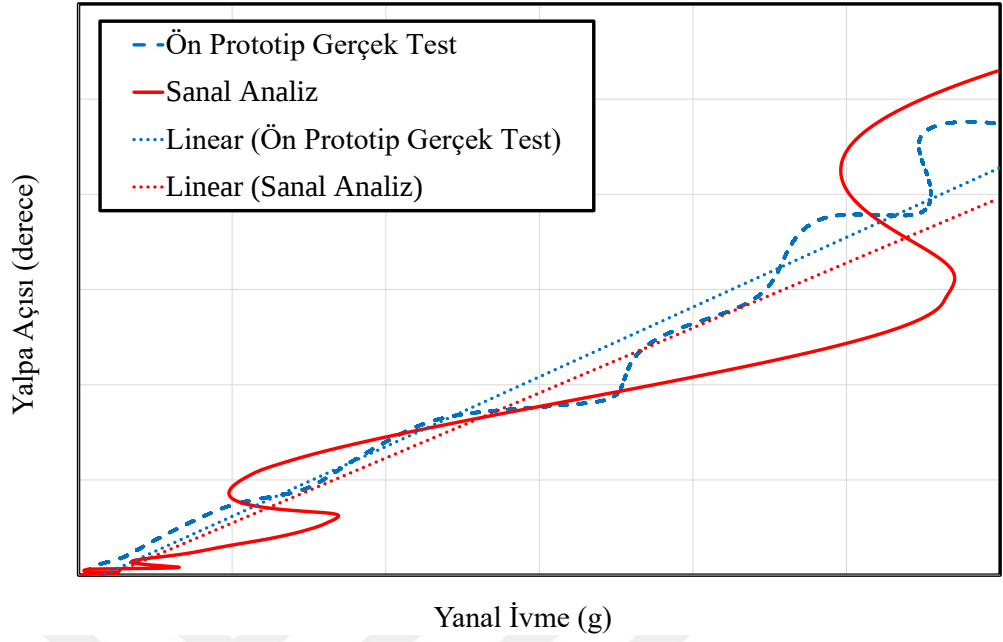
4.2.3 Sanal Model ve Ön Prototip Doğrulaması

Adams/Car programında gerçekleştirilen sanal tam taşıt analizlerinden sabit yarıçapta viraj analizinin girdileri ve yarıçap gibi çevre koşulları, ön prototip otobüsünde gerçekleştirilen ve test dataları toplanan test koşullarına göre tekrar edilmiştir.

Sabit yarıçapta viraj analizi, ön prototip otobüsünde gerçekleştirilen ISO 14972 Sabit Yarıçapta Viraj testindeki gibi 20m, 25m ve 30m yarıçaplarında 30km/h, 35km/h ve 40km/h taşıt hızında, toplamda 9 analiz yapılmıştır. Gerçekleştirilen dokuz analiz çıktıları ile ön prototip otobüsünde yapılmış 9 test ölçüm sonuçları karşılaştırılmıştır. Analiz ve test ölçüm sonuçlarının karşılaştırılmasında, taşıtın viraj manevrasında birim yanal ivme başına aldığı yalpa açıları, direksiyon açısal hız değişimleri, taşıtın savrulma açısı ve savrulma açısal hızı kıyaslanmaktadır.

Sanal model içerisine ideal koşul kabullerini barındırarak elde edilen kütle ataletleri ve düşey eksenindeki ağırlık merkezi konumu hesabındaki dikkate alınmayan hassas ölçümler göz önünde bulundurularak test ve analiz verileri doğrulanmıştır. Ön prototip ve sanal model arasında yapılan bu doğrulama adımları, her bir test tekrarı ve bu testlerin sanalda karşılığı olan analizler için karşılaştırılmıştır.

Sabit yarıçapta viraj manevrası için, belirlenen 3 farklı yarıçap ve bu yarıçaplardaki 3 farklı hızlar için toplamda 9 farklı test gerçekleştirilmiştir. Bu 9 test verileri ile sanal ortamdaki analiz sonuçları %89-92 aralığında uyumluluğu doğrulanmıştır. Sabit hızda viraj manevrası için de, belirlenen 3 farklı hız değeri ve bu hızlarda direksiyona girdi verilen 3 farklı açısal hızlar için de toplamda 9 farklı test gerçekleştirilmiştir. Sabit hızda viraj manevrasındaki bu 9 test verileri ile sanal ortamdaki analiz sonuçları da %86-90 aralığında doğrulanmıştır. Toplamda 18 analiz sonucu ile 18 test verisi arasında doğrulama değerlendirmesi yapılmıştır.



Şekil 4.3 Çoklu cisimler dinamiği modeli yalpa gradyanı doğrulaması

Model doğrulama amacıyla 18 analiz içerisinde elde edilen en düşük doğrulaması yüzdesi, sabit hızda viraj manevrasının 40km/h hızda yapılan analizleri olmuştur. Sabit yarıçap manevrasında, taşıtın aldığı birim yanal ivme başına yalpa açısı değişim hızı, sabit hızda viraj manevrasında, taşıtın aldığı birim yanal ivme başına yalpa açısı değişim hızından daha düşüktür. Bundan dolayı yalpa gradyanı değerlendirmelerine sabit hızda viraj manevraları üzerinden devam edilmiştir. Şekil 4.3'te ön prototip apron otobüsünde gerçekleştirilen sabit hızda viraj manevralarının 40km/h hızda gerçekleştirilen testleri ile aynı koşullarda sanal ortamda gerçekleştirilmiş analizine ait parametrelerin doğrulama işlemi sonrası karşılaştırması gösterilmiştir.

4.3 Taşıt Yalpa Katılığı

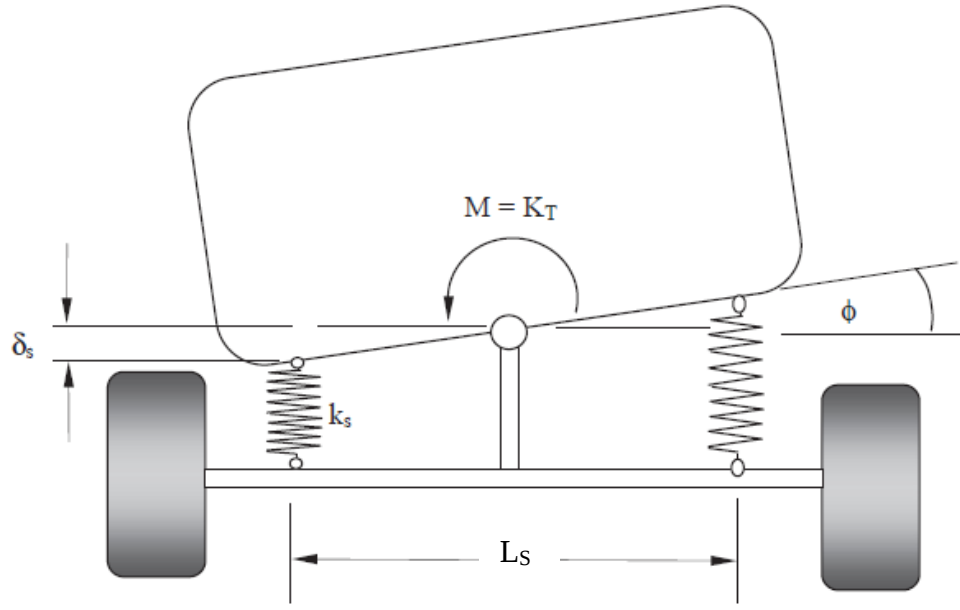
Bölüm 2'de detaylandırılmış, apron otobüsü için ele alınan eşdeğer burulma yay matematiksel model yaklaşımında yer alan $C_{F,tor}$ ve $C_{R,tor}$ sırasıyla ön süspansiyon ve arka süspansiyon sisteminin yalpa katılıklarıdır. Bu bölümde apron otobüsünün süspansiyon sistemlerinde kullanılan süspansiyon elemanları ve kinematik olarak ölçülerine göre sahip olduğu yalpa katılık değerlerinden bahsedilmiştir.

4.3.1 Ön ve Arka Süspansiyon Sistemi ve Yalpa Katılığı

Taşıtlarda matematiksel olarak eşdeğer burulma yay model kabulüne göre yalpa katılıkları hesaba katıldığında, taşıtın yalpa katılığı etkisine göre ön ve arka süspansiyon sistemi elemanlarının ayrı ayrı yaylanma ve sönümlemesinin belirlenmesi gerekmektedir. Bölüm 2’de detaylandırılmış eşdeğer burulma yay yaklaşım modelinde, ön ve arka aksın sırasıyla sahip olduğu $C_{F,tor}$ ve $C_{R,tor}$ yalpa katılık değerleri mevcut süspansiyon karakteristikleri ve geometrik ölçülere göre hesaplama yapılabilmektedir. Bu hesaplama taşıtın süspansiyon sistemlerinin sahip olduğu yalpa dirençleri hakkında ön bilgi verecektir. Gerçek taşıtlarda tekerleklerdeki sonsuz yaylardan, kullanılan viraj denge çubuğundan ve matematiksel hesaplamada işlemlere dahil edilmeyen tüm aks sistemi içerisindeki burçların katılıklarından kaynaklı farklılıklar görülmesi muhtemeldir (Blundell ve Harty, 2004)

Şekil 4.4’ teki basitleştirilmiş şematik gösterim üzerinden süspansiyonların her birine ait yalpa katılık değer hesabı yapılabilir. Taşıt gövdesinin yalpa eksenine etrafında yalpa yapması ile akslar, kendi yalpa merkezleri etrafında φ kadar açı alırlar. Bu açı sonucunda, sağ ve sol arasında L_s mesafesi olan yaylar δ_s kadar yer değiştirme ile deforme olur.

$$\delta_s = \varphi \cdot L_s / 2 \quad (4.1)$$



Şekil 4.4 Süspansiyon yalpa katılık hesabı gösterimi (Blundell ve Harty, 2004)

Yay katsayısı k_s olan yaylarda oluşan F_s tepki kuvveti ile süspansiyon sisteminin yalpa merkezinde M_s yalpa momenti oluşur.

$$M_s = F_s \cdot L_s = k_s \cdot \delta_s \cdot L_s = k_s \cdot \varphi \cdot L_s^2 / 2 \quad (4.2)$$

Yalpa momenti yardımı ile taşıtın her bir ilgili süspansiyon sisteminin yalpa rijitliği, o süspansiyon sisteminde bulunan yayların katkısı ile bulunur.

$$K_{T_s} = \frac{M_s}{\varphi} = k_s \cdot L_s^2 / 2 \quad (4.3)$$

Bu bilgilere göre ön ve arka süspansiyon sistemlerinde kullanılan hava yayı katılık değerleri ve yay montaj aralıkları ile süspansiyon sistemlerinin yalpa katılıkları hesaplanmıştır. Ön süspansiyon ve arka süspansiyon sistemine ait yalpa katılık değeri sırasıyla $x \text{ N/mm}^\circ$ ve $2,1x \text{ N/mm}^\circ$ dir.

Süspansiyon sistemlerinden elde edilen yalpa katılıklarından da ön süspansiyon bölgesindeki katılık değerin arka süspansiyon katılık değerine göre daha düşük olmasıyla, taşıtın ön bölgesinin daha çok burulacağı tahmin edilebilmektedir.

4.4 Konfor Performans Değerlendirmesi

Taşıtlar, insanların vücutlarına rahatsızlık hissi veren ve şiddetine göre sağlık açısından risk oluşturabilecek titreşimlere maruz bırakır. Bu titreşimler, konumuna ve büyüklüğüne bağlı olarak birçok sağlık bozukluğuna yol açabilirler. Taşıtlarda titreşimin en aza indirilmesi “sürüş kalitesinin iyileştirilmesi” olarak adlandırılır (Kumar, Pal ve Sethi, 1999)

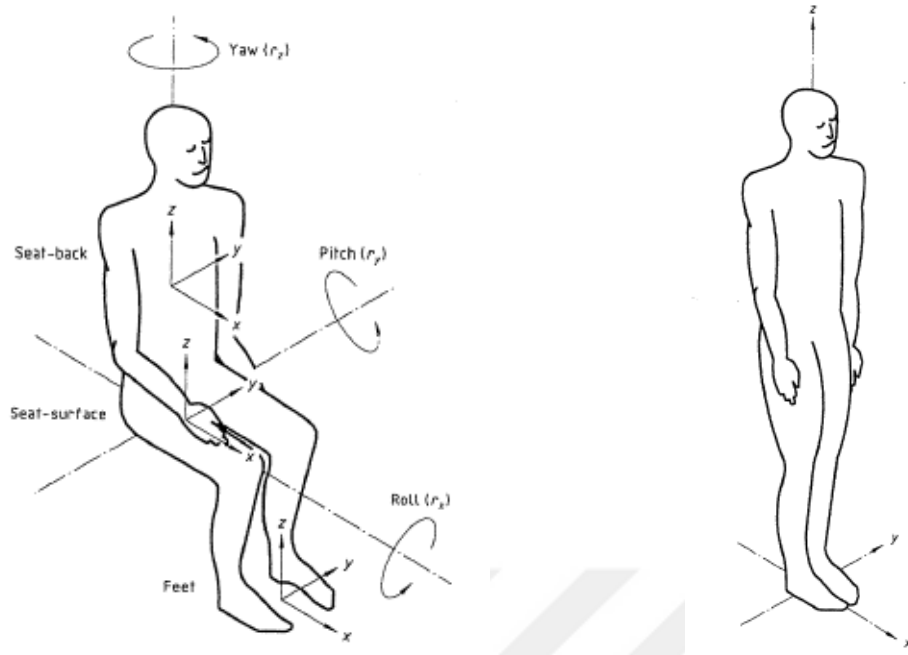
Sürüş konfor değerlendirmesinde dikkate alınan yol profillerinden kaynaklı titreşim girdileri, önce yol ile temasın sağlandığı süspansiyon sistemlerine etki etmektedir. Süspansiyon sistemleri yoldan gelen titreşimlerin sönümlenmesi ile taşıt gövdesine direkt olarak yol profilindeki bozukluk kaynaklı titreşimi değil, sönümlenmiş bir titreşim girdisi iletmektedir. Taşıt gövdesine aktarılan bu titreşim, sürücü ve yolculara bağıl olarak ivme hissiyatı olarak yansımaktadır. Taşıt gövdesine iletilen titreşimlerin ve buna bağlı oluşan ivmelerin ideal seviyede kalması hedeflenirken aynı zamanda yolcu ve sürücülere iletilen konforsuzluk hissiyatı yaratacak yol kaynaklı ivmeler de minimize edilmiş olur.

4.4.1 Taşıt Dinamiği Konfor Kriterinin Belirlenmesi

Taşıtlarda sürüş konforu, otomotiv araçlarının önemli performans parametrelerinden biridir. Binek araçlarda önemi daha yüksek olmasıyla beraber, ağır ticari taşıtlarda da fark yaratılan rekabetçi bir parametre olarak değerlendirilmektedir. Uzun yol kamyonlarında sürücünün uzun süreler boyunca konforsuzluk hissiyatı vermeyen bir sürüş sağlanabilmesi için kabin süspansiyon sistemlerinde iyileştirmeler ve geliştirmeler yapılırken, yolcu otobüslerinde de yolcuların konforlu bir seyahat yapabilmeleri için yürür şasi süspansiyon sistemlerinde iyileştirme ve geliştirmeler yapılmaktadır.

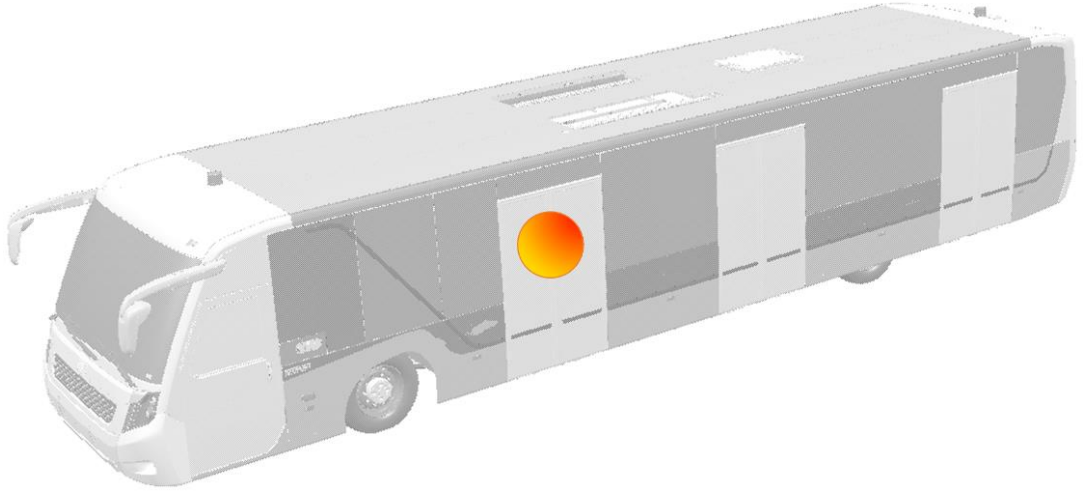
Yol ile taşıt gövdesi arasında bağlantı sağlayan her bir süspansiyon sistemine ait bir sürüş frekansı bulunmaktadır. Bu sürüş frekansı taşıtın sahip olduğu kütleye, süspansiyon sisteminde yer alan yay ve amortisör ikilisine bağlı olarak belirlenmektedir. Apron otobüsü süspansiyon sistemlerinde bulunan hava yayları çalışma prensipleri gereğince çalıştığı basınçlar arasında mekanik yay olan helisel ve yaprak yaylara göre ek konfor sağlayan süspansiyon elemanlarıdır. Bununla beraber süspansiyon sisteminde bulunan amortisörler ile de hız bağlı olarak kuvvetin sönümlenmesi ile ani girdiler minimize edilmektedir. Düşük hızlarda seyir halinde olan apron otobüsleri için bu süspansiyon avantajları göz önünde bulundurulduğunda ön ve arka süspansiyon sistemlerine ait sürüş frekanslarının belirlenmesinde 3 temel parametre göz önünde bulundurulmalıdır.

Ön ve arka süspansiyon sistemlerinin taşıdığı yükler belirli bir aralıkta olduğu için bu ağırlıklara uygun sürüş frekansı hedeflenmelidir. Düşük hızlarda seyir halinde olan apron otobüsleri, diğer ağır ticari taşıtlar kadar ani düşey girdiler almayacakları için, sistemin ihtiyacı katılıkta bir amortisör seçimi yeterli olmaktadır. Taşıdığı yükler belirli aralıkta olan apron otobüsü için aynı zamanda kullanılan hava yaylarının da taşınması hedeflenen yaylandırılmış kütlelere göre belirlenmesi ve bununla beraber sürüş frekansına etkisi de değerlendirilmelidir.



Şekil 4.5 İnsan vücudu için eksen takımı konvansiyonları (ISO 2631-1, 1997)

Sürüş kalitesindeki konfor ölçümünde, 12 eksen ve 3 lokasyondan ivme cinsinden titreşim değerlendirmesi yapılır. Şekil 4.5'te gösterilen bu 3 lokasyon, yolcunun ayak noktası, kalça noktası ve göğüs kafesi noktasıdır. Kalça noktası yolcunun oturduğunda taşıttan gelen titreşimden büyük bir çoğunluğunu insan vücuduna ileten ilk noktadır. Özellikle oturduğunda, yolcunun kalça noktasındaki eksenlerden 3 dönme ve 3 öteleme serbestliği bulunmaktadır. Diğer 2 lokasyonda da yalnızca öteleme serbestlikleri dikkate alınmaktadır. Binek taşıtlarda yolcu sayısının az olmasından kaynaklı ön ve arka koltuk grupları olarak her bir yolcunun konfor değerlendirmesi ve hedeflendirmesi yapılabilmektedir. Ağır ticari taşıt sınıfından olan yolcu otobüslerinde ise bu değerlendirme taşıtların kendisi üzerinden değerlendirilmektedir. Bu çalışmada da yolculara etki edecek titreşim kaynaklı konfor hissiyatının değerlendirilmesi ve iyileştirilmesi için direkt olarak taşıt konforu değerlendirilmiştir. Taşıt konforunun değerlendirilmesi, Şekil 4.6'da gösterilen taşıtın ağırlık merkezinde meydana gelen ivmelerin değerlendirilmesidir.



Şekil 4.6 Apron ağırlık merkezi ve ivme ölçer konumlandırması

Konfor değerlendirilmesinde dikkate alınan ISO 2631 standardına göre, toplu taşıma için Tablo 4.1’ de verilen titreşim ivme aralıkları sayesinde konforsuzluk hissiyatı hakkında bir çıkarım yapılabilmektedir.

Tablo 4.1 ISO 2631-1 konforsuzluk hissiyat aralığı (ISO 2631-1, 1997)

RMS Değeri	Konfor Sınıfı
0.315 m/s ² 'den daha az	Rahatsız Değil
0.315 m/s ² ile 0.63 m/s ² arasında	Biraz Rahatsız
0.5 m/s ² ile 1 m/s ² arasında	Oldukça Rahatsız
0.8 m/s ² ile 1.6 m/s ² arasında	Rahatsız
1.25 m/s ² ile 2.5 m/s ² arasında	Çok Rahatsız
2 m/s ² 'den daha büyük	Son Derece Rahatsız

4.4.1 Mevcut Tasarım Konfor Değerlendirmesi

Apron yolcu otobüsünde kullanım amacı ve kullanım yerine göre konfor açısından değerlendirmeler de çalışma alanına göre yapılmıştır. Ağır ticari taşıtlardan inşaat kamyonlarının off-road yollarda bulunma olasılıkları, şehir içi yolcu otobüslerinin şehir içerisinde bozuk yollarla karşılaşma olasılıkları dikkate alındığı gibi, apron otobüsü için de çalışma güzergâhı içerisinde bulunan tümsek geçişleri dikkate alınmıştır. Bununla beraber apron otobüsü için olası en kötü durumda bile konfor hedefinin sağlanabildiğinden emin olmak için Adams/Car programında Gelişi Güzel (Stochastic) Yol olarak geçen hazır yol profili üzerinde taşıtın mevcut konfor değerlendirmesi de yapılmıştır.

Bölüm 4.2’de detaylandırılmış sanal apron otobüs modeli doğrulama işlemi sonrasında elde edilen mevcut apron sanal modeli üzerinden gelişi güzel yol profilinde taşıtın maksimum 40 km/h hızla sürülme analizi gerçekleştirildiğinde, ilk kavramsal tasarımda hedeflenen ön ve arka süspansiyon sistemlerinin sürüş frekans oranlarının 1,3 olduğu görülmüştür. Literatürde de Gillespie (1992), ideal konforun yakalanabilmesi için arka süspansiyon sürüş frekans değerinin ön süspansiyon sürüş frekans değerine oranının 1,3’lerde tutulmasını önermektedir.

BÖLÜM 5

YALPA HAREKETİNİN İYİLEŞTİRİLMESİ

5.1 Giriş

Havaalanlarında çalışacak apron yolcu otobüsünün düz seyir güzergahları haricinde, havaalanının kendi iç trafiğinden kaynaklı yönlenmelerin olduğu viraj manevraları da yaşanmaktadır. Daha kontrollü ve stabil bir halde gerçekleştirilen bu viraj manevralarında, apron otobüsü içerisindeki oturan ve ayakta yolcuların güvenli bir şekilde ulaşımalarının sağlanması hedeflenmektedir. Özellikle daha fazla yolcu olarak kısa mesafeler arası ulaşım sağlanmasının hedeflendiği apron otobüslerinde, ayakta yolcu sayısı oturan yolcu sayısına oranla çok daha fazladır. Ayaktaki yolcuların bagajları ile beraber seyahatlerinin otobüs içerisinde daha güvenli bir şekilde sağlanabilmesi için taşıtın yanal ivme karşısındaki aldığı yalpa açısının belirli bir seviye tutulması gerekmektedir.

BMC Otomotiv bünyesinde üretilen apron otobüsünün taşıt dinamiği özelindeki yalpa davranışının geliştirilmesi ve uygulanabilir tasarım değişiklikleri bu bölümde detaylandırılmıştır.

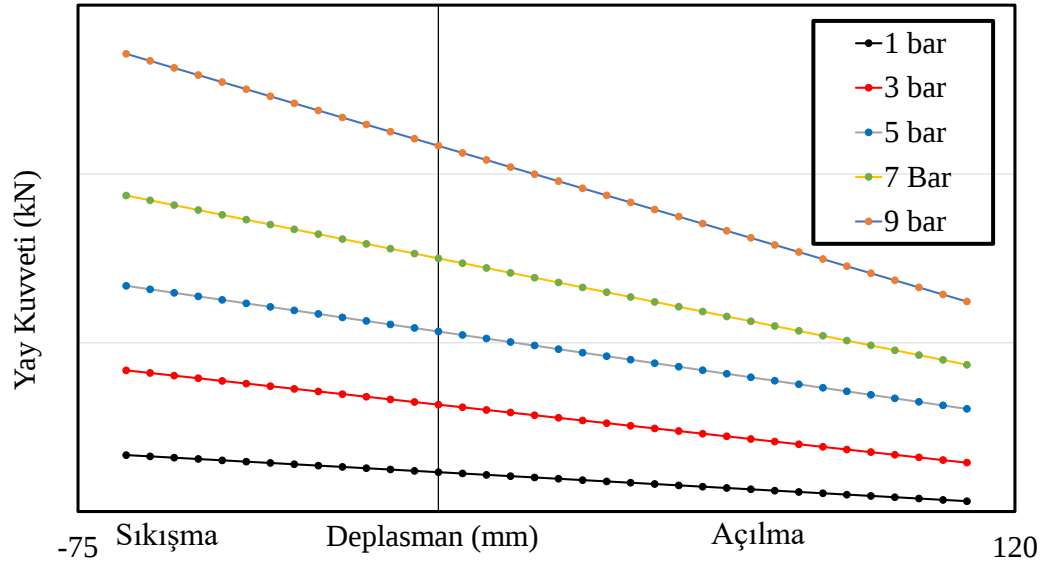
5.2 Yalpa Hareketi İyileştirme Önerileri

Ağır ticari taşıtlarda genellikle ön akslar arka akslara göre daha az yük taşıyacak şekilde tasarlanmıştır. Apron otobüsü gibi yolcu taşıma amaçlı kullanılan otobüsler için de arka aks yük taşıma kapasiteleri ön aks yük taşıma kapasitelerine göre çok daha fazladır. Daha fazla yük taşınması ön görülen arka aks süspansiyon sistemlerinin yük taşıma ana elemanları olan yayların karakteristikleri de ön süspansiyon sistemlerinin yay karakteristiklerine göre daha sert yaylardır. Bölüm 4.3'te bahsedildiği gibi, apron otobüsünde de yük taşıma kapasitelerinin dağılımları gereği arka süspansiyon sisteminde kullanılan yay karakteristiğinin sert olmasından kaynaklı taşıtın arka süspansiyonunun yalpa katılık değeri de ön aksa göre daha serttir. Ön süspansiyon sistemi yalpa katılığının arka süspansiyon sistemi yalpa katılığına göre daha yumuşak

kalmasından kaynaklı viraj manevralarında taşıtın ön bölgesi, arka bölgesine göre daha çok yalpa açısı alma eğilimi gösterir. Tasarımcılar genellikle taşıtların viraj alma kabiliyetlerini artırmak amacıyla ön süspansiyon bölgesinde daha yüksek bir yalpa sertliği isterler (Gillespie, 1992). Apron otobüsünde de arka süspansiyon sistemi yalpa katılığının ön süspansiyon sistemi yalpa katılığına oranı ~ 2 'dir. Bu oranın azaltılması için ön süspansiyon sisteminin katılığının arttırılması amaçlanmıştır. İlk yöntem olarak, ön aks hava yaylarının karakteristiklerinin daha sert seçilmesi düşünülmüştür. İkinci olarak da ön süspansiyon sistemi bölgesinin yalpa katılığının arttırılması için mevcut yay kurgusunun korunarak viraj denge çubuğunu süspansiyon elemanının entegrasyonu değerlendirilmiştir.

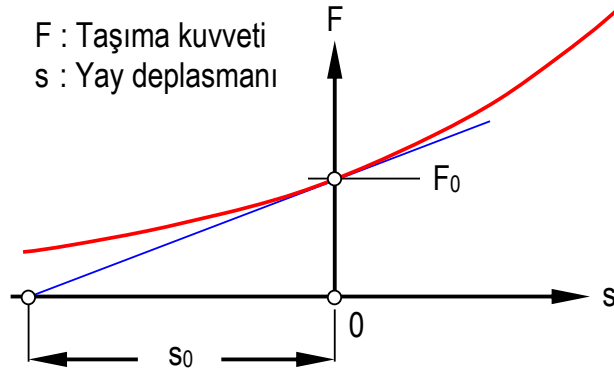
5.3 Hava Yayı Karakteristiği İncelemesi

Yaylar, sürüş konforunu direkt etkileyen süspansiyon elemanları olduğu için mevcut ideal sürüş konfor aralığını koruyacak yay karakteristiklerinin seçilmesi önem kazanmaktadır. Ön aks bölgesinin yalpa katılığının arttırılması bununla beraber mevcut ideal sürüş konforunun korunması göz önünde bulundurulduğunda, mevcut yay karakteristiğine ek olarak iki farklı yay karakteristiği ile değerlendirme yapılmıştır. Çoklu cisimler dinamiği sanal modelindeki hava yay modeline, hava yayının sahip olduğu farklı basınçlara ait Şekil 5.1'de görülen mevcut adyabatik karakteristik tanımlanmıştır.



Şekil 5.1 Ön aks hava yayı karakteristiği

Hava yayları, taşıdıkları yaylandırılmış kütlenin değişimine bağlı olarak, çalışma basınç aralığındaki farklı basınçlarda yük taşıyabilmektedir. Böylelikle yay, her bir basınçta farklı yay karakteristiğine sahiptir. Yüke göre çalışma basıncı değişebilen hava yayları sayesinde taşıtların sahip olduğu sürüş yüksekliği her zaman sabit tutulabilmektedir. Birden fazla farklı basınçta çalışabilme özelliğine sahip olan hava yaylarının, her bir basınca ait katsayısı Şekil 5.2’ de gösterilen grafiksel yöntem ile yaklaşık olarak bulunabilmektedir (Matschinsky, 2007; Continental, 1977). Belirli bir F_0 taşıma kuvveti için hava yayı yer değiştirmesinin sıfır olduğu nokta referans olarak belirlenerek, kuvvet karakteristiğine çizilen teğetin eğimi, bu eğriye denk gelen basınca ait yay katsayısıdır.

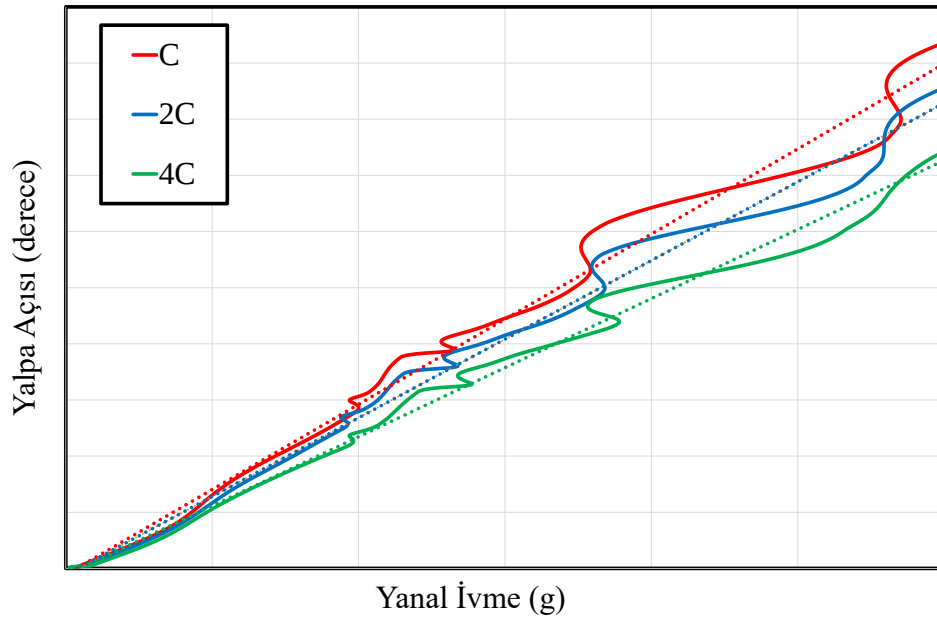


Şekil 5.2 Adyabatik eğrilerden katsayı eldesi (Matschinsky, 2007; Continental, 1977).

Apron otobüsünün ön aks boş ve dolu ağırlıkları arasında yaklaşık 2900kg fark bulunmaktadır. Bu ağırlık farkından yaylandırılmamış kütlelerin çıkartılmasıyla süspansiyon sistemindeki hava yaylarının taşıdıkları yaylandırılmış kütle farkları bulunur. Taşıtın boş ve dolu ağırlık arasındaki ağırlık değişiminde hava yaylarındaki boş-dolu ağırlık değişimi yaklaşık 1500kg civarındadır. Taşıt tam dolu yolcu ağırlığındayken 9 bar basınç altında çalışan ön aks hava yayı, taşıt boş ağırlıktayken 7 bar basınçta çalışmaktadır. Kullanılan hava yayında, yaylandırılmış kütleye göre 1 bar'dan 9 bar basınca kadar beş farklı yay karakteristiğinde çalışmaktadır ve 9 bar'daki yay katılığının 1 bar'daki yay katılığına oranı 5.3'tür.

Şekil 2.2' de verilen eşdeğer burulma yay modeline göre, taşıtın sahip olduğu yalpa katılığı ön ve arka süspansiyon sistemlerinin katılıklarıyla doğru orantılıdır. Apron otobüsünde arka süspansiyon sisteminin yalpa katılığı ön süspansiyon sistemine göre daha fazla olduğundan ve yük taşıma kapasitesi açısından izin verilen en yüksek sınırdaki çalışan hava körüklerine sahip olduğundan dolayı arka süspansiyonda değişiklik yapılmamıştır. Taşıtın sahip olduğu sürüş yüksekliğinin ve yolcuların binişteki basamak yüksekliğinin değişmemesi için süspansiyon hava yay montaj boylarının da sabit tutulma isteri tasarım girdilerinden biridir.

bulundurulduğunda, mevcut yaya göre sırasıyla iki ve dört kat sertliğe sahip hava yayları ile değiştirilmesinin yalpa davranışına etkisi incelenmiştir. İki kat rijit yay kullanılması durumunda, yalpa gradyanında %8 oranında iyileşme sağlanabildiği görülmüştür. Ancak bununla beraber arka süspansiyon ve ön süspansiyon sistemi sürüş frekans oranı $f_{Ride,R}/f_{Ride,F}$, 1,1 değerini almaktadır. Mevcut taşıt kurgusunda, Olley'nin sürüş konforu için ideal durum olarak tanımladığı arka süspansiyon sürüş frekansının ön süspansiyon sürüş frekansından %30 oranında daha fazla olmasını hedefleyen $f_{Ride,R}/f_{Ride,F} = 1,3$ koşulundan sapılmaktadır (Gillespie, 1992). Hedeflenen yalpa gradyanı iyileşmesi için hava yayı karakteristiği dört kat sertleştirilerek taşıtın yalpa stabilitesi ve düşey konfor performansı değerlendirildiğinde ise taşıtın yalpa gradyanının en çok %14 oranında iyileştiği gözlemlenmiştir. Arka süspansiyon karakteristiklerinde yine değişiklik yapılmadığı için sürüş frekans oranının $f_{Ride,R}/f_{Ride,F} = 0,9$ mertebelerine düştüğü görülmüştür. Şekil 5.4' te farklı yay karakteristiklerinin uygulandığı sanal model analizlerinde taşıtın yanal ivme karşısındaki aldığı yalpa açısı değişimleri görülmektedir.



Şekil 5.4 Farklı yay katılıklarında yalpa gradyanı

Tablo 5.1 'de yay katılık değerlerine bağlı olarak sürüş frekans ve yalpa gradyanı iyileşme oranları değerlendirildiğinde, yalnızca hava yayı karakteristiği ile bu taşıtta hedeflenen yalpa stabilitesine ulaşamadığı anlaşılmaktadır.

Tablo 5.1 Yay Katılıklarına Göre Konfor ve Yalpa Gradyanı Değişimi

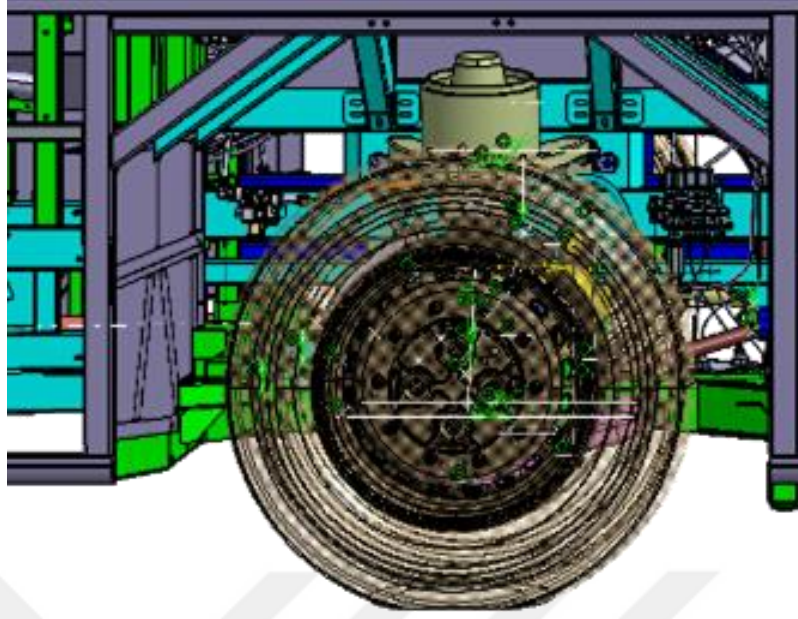
<i>Ön Aks Yay</i>	$\frac{f_{Ride,R}}{f_{Ride,F}}$	<i>İdeal Sürüş Frekans Oranı</i>	<i>Yalpa Gradyanı İyileşmesi</i>	<i>Hedef (φ/°)</i>
C	1,3	1,3	-	42%
2C	1,1		8%	
4C	0,9		14%	

5.4 Viraj Denge Çubuğu Entegrasyon İncelemesi

Apron otobüsünün yanal ivme karşısındaki yalpa açısının sınırlandırılmasındaki değerlendirilen ikinci yöntem, taşıtın ön aks bölgesine viraj denge çubuğu entegre edilmesidir. Mevcut süspansiyon sistemi kurgusunun korunması ile yalnızca bulunduğu bölgenin yalpa katılığını artıran süspansiyon elemanıdır ve genellikle ilk yöntem olarak tercih edilir.

5.4.1 Ön Aks Viraj Denge Çubuğu Tasarım Hacmi

Ön süspansiyon sisteminin bölgesinde yer alan gövde profilleri, süspansiyon sistem elemanları ve diğer parçaların mevcut konum değerlendirmeleri Şekil 5.5’ te görülen ön süspansiyon bölgesine optimum uygulanabilir viraj denge çubuğu konumu belirlenmiştir. Bağımsız bir süspansiyon sistemi olan ön süspansiyon sisteminin alt salıncak kolunda yer alan viraj denge çubuğu montaj bölgesi süspansiyon sisteminde sabit olarak kabul edilerek, taşıt gövdesi ile viraj denge çubuğunun montajlanabileceği en optimum noktanın belirlenmesi kritiktir. Bu noktada taşıtın ihtiyacı olan viraj denge çubuğu burçlar arası mesafeye göre uygun profiller arasında gövde ile montajına karar verilmiştir.



Şekil 5.5 Ön süspansiyon bölgesi yandan görünüş

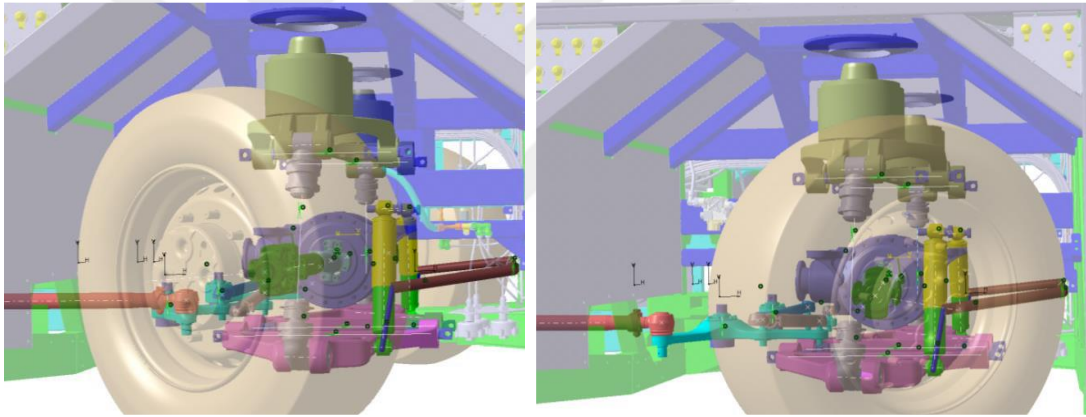
5.4.2 Tasarım Girdileri ve Kısıtları

Ön süspansiyon sisteminin tüm eksenlerdeki serbestlikleri göz önünde bulundurularak, ön süspansiyon sistemi elemanlarının sürüş anındaki tüm manevralarda gelebilecekleri maksimum konum ve açıları elde edilerek viraj denge çubuğu hacmi belirlenmiştir. Diğer süspansiyon sistemlerinde olduğu gibi bağımsız süspansiyon sisteminde de yol girdilerini sönümleme amaçlı, belirli bir aralıkta düşey ekseninde hareket serbestliği bulunmaktadır. Hareket aralığı taşıtın kullanım amacındaki isterlere göre belirlenirken bununla beraber süspansiyon sisteminde elemanların hareket serbestlikleri de şekillenmiş olur.

Apron otobüsünün ön süspansiyon sistemine entegrasyonu incelenecek viraj denge çubuğu için, süspansiyon sisteminin düşey hareketi ile değerlendirilmesinin yanı sıra taşıtın yönlendirilen süspansiyon sistemi olduğu için tekerlek hareketinin de sınırlandırılmadığından emin olunan bir bölgede tasarım hacmi belirlenmiştir. Hacmin çıkartılması için Catia V5 mühendislik yazılımından yararlanılarak ilgili süspansiyon sisteminin elemanları ayrıştırılarak birbirleri arasında kinematik olarak hareket edebilecek şekilde doğru bağlantı tipleri tanımlanmıştır. Tekerlek kompleksi,

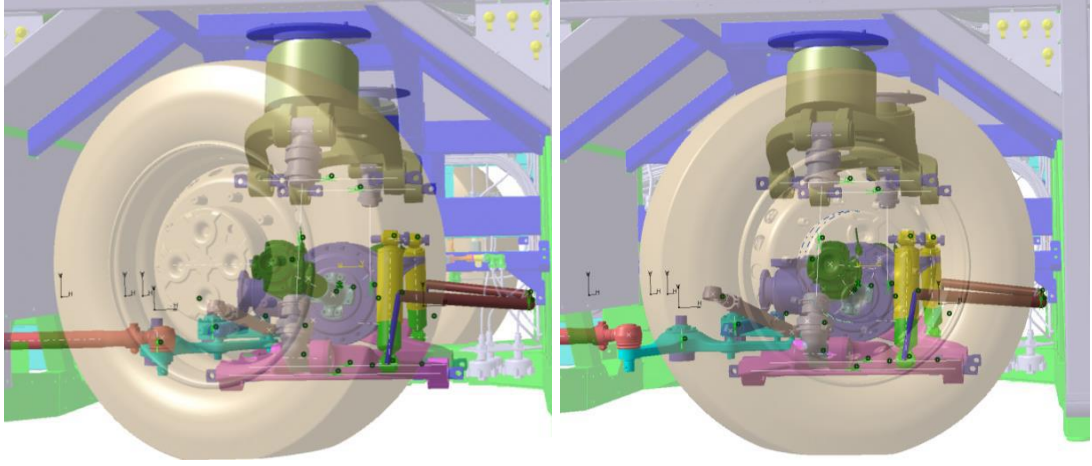
yönlendirme sistemi içerisindeki kısa rot kolu, uzun rol kolu, bağımsız süspansiyon sistemi içerisindeki üst ve alt salıncaklar, ara yönlendirme L-kol sistemi ve sabit kabul edilen gövde parçaları arasında bağlantılar atanmıştır. Oluşturulan bu ön süspansiyon sistemi kinematik modeli düşey ekseninde tekerleklerden yer değiştirebiliyorken, yönlendirme sisteminden gelen girdi ile tekerlekleri döndürülebilmektedir.

Viraj denge çubuğunun tasarımında hacim belirlenirken ön süspansiyon sisteminin kinematik modelinden yararlanılmıştır. Öncelikle süspansiyon sisteminin mevcut ‘tasarım konumu’ olarak adlandırılan, taşıtın basamak yüksekliğinin sağlandığı süspansiyon ve taşıt gövde konumlarındaki ilk hacim belirlenmiştir. Ön süspansiyon sisteminin tasarım konumundaki sağ ve sola maksimum tekerlek açılarında tekerleklerin taradığı, Şekil 5.6’da gösterilen hacim kontrolü yapılmıştır.



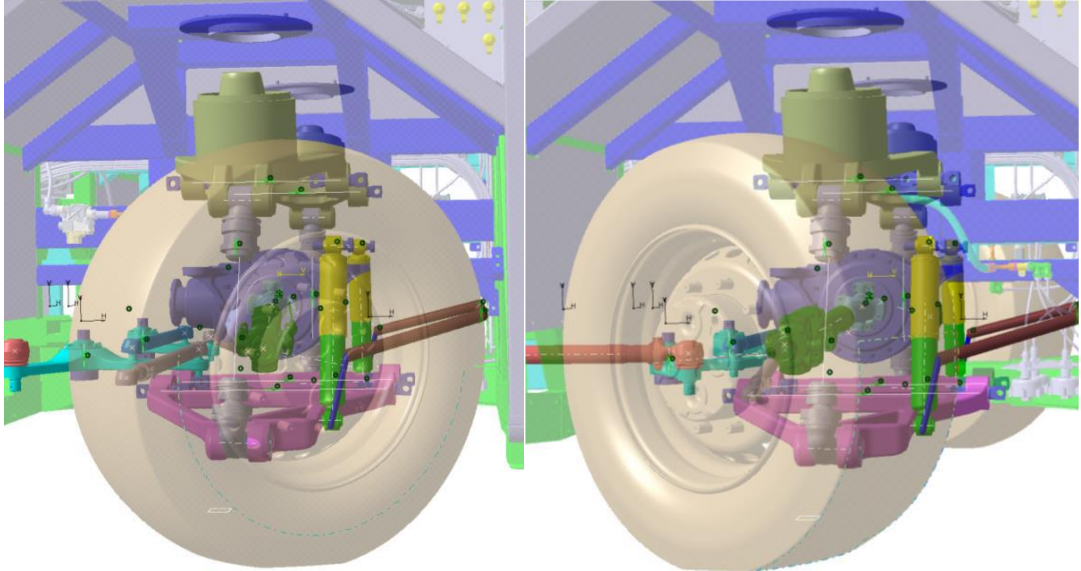
Şekil 5.6 Süspansiyon tasarım konumu yönlendirme zarf kontrolü

İkinci olarak ön süspansiyon sisteminin düşey ekseninde yaptığı maksimum yer değiştirme serbestliğinden, maksimum yukarı yer değiştirmesindeki ‘zıplama konumu’ olarak adlandırılan konumda, yay ve amortisör elemanlarının boyları kısalarak tekerlekler taşıt gövdesine düşey ekseninde yaklaşmaktadır. Ön süspansiyon sisteminin maksimum zıplama konumundaki sağ ve sola tekerlek yönelmesindeki, viraj denge çubuğu için kalan tasarım hacmi Şekil 5.7’de görüldüğü gibi kontrol edilmiştir.



Şekil 5.7 Süspansiyon zıplama konumu yönlendirme zarf kontrolü

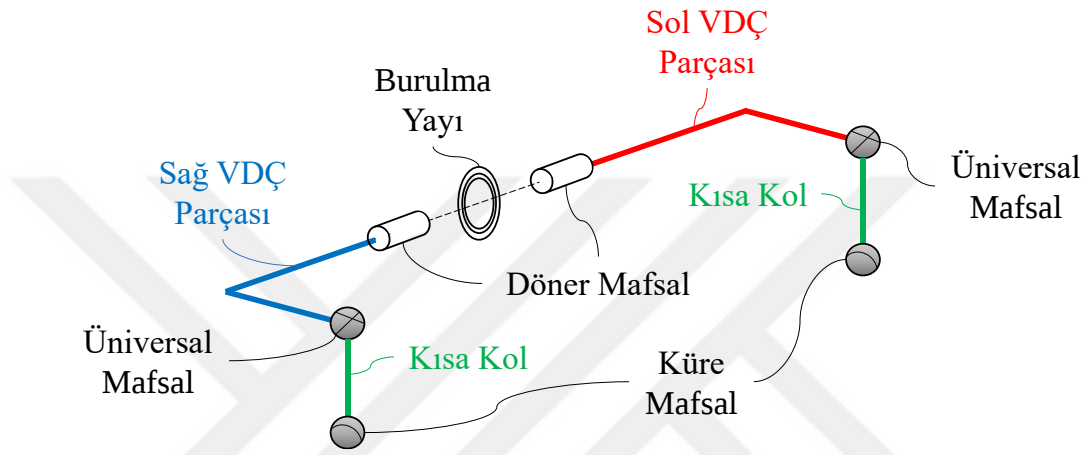
Üçüncü olarak ön süspansiyon sisteminin düşey eksenindeki hareket serbestliğinden aşağı yöndeki yer değiştirmesinin maksimum olduğu ‘düşey açılma’ konumu olarak adlandırılan konum açısından tasarım hacmi değerlendirilmiştir. Maksimum düşey açılma konumunda da yay ve amortisörlerin boyları uzayarak tekerlek taşıt gövdesinden uzaklaşmaktadır. Viraj denge çubuğu tasarım hacmi için de, maksimum düşey açılma konumundaki tekerleklerin sağ ve sola yönlenmesiyle elde edilen hacim Şekil 5.8’ de gösterildiği gibi belirlenmiştir.



Şekil 5.8 Süspansiyon düşey açılma konumu yönlendirme zarf kontrolü

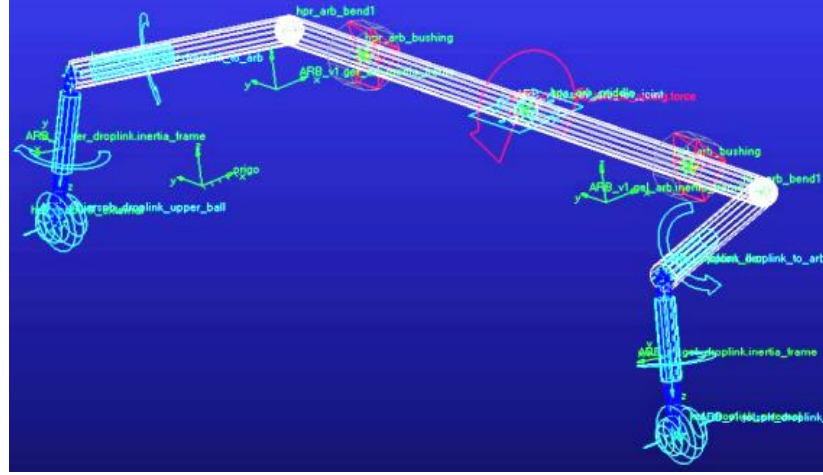
5.4.3 Analiz Sonuçları

Ön süspansiyon bölgesindeki hareketli tüm süspansiyon elemanlarına göre belirlenmiş kavramsal viraj denge çubuğu tasarım bağlantı noktalarına çoklu cisimler dinamiği tam taşıt sanal model içerisinde modellenmesi, Şekil 5.9’da gösterilen Blundell tarafından verilen rijit parçalar arası burulma yay matematik model kabulüne göre modellenmiştir (Blundell ve Harty, 2004).



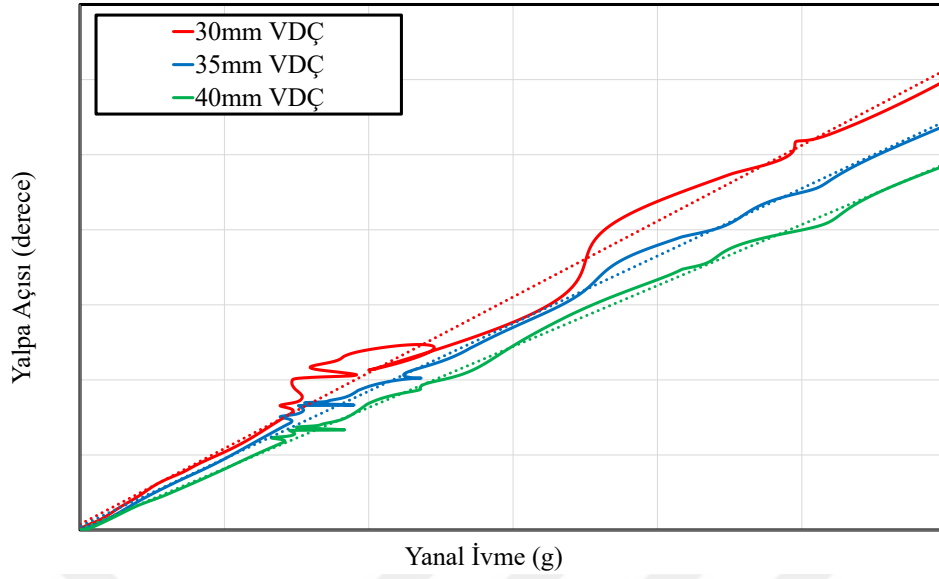
Şekil 5.9 ÇCD viraj denge çubuğu modellemesi (Blundell ve Harty, 2004)

Viraj denge çubuğu çoklu cisimler dinamiği tam taşıt modelini oluşturan gövde, ön süspansiyon vb. gibi alt sistemler gibi bir alt sistem olarak Şekil 5.10’ da gösterildiği gibi modellenmiştir. Ana kolun gövde ile montajlandığı aralıkta kolun burulmasına izin verecek şekilde burç katılıkları seçilmiştir. U şeklindeki ana kolun sağ tarafı ara kısa kol yardımı ile bağımsız ön süspansiyon sisteminin sağ kompleksi ile montajlanırken, sol tarafı da diğer ara kısa kol yardımı ile süspansiyon sisteminin sol kompleksi ile montajlanmaktadır.



Şekil 5.10 Adams/Car viraj denge çubuğu alt sistem modeli

Uygun tasarım hacmi içerisinde konumlandırılan viraj denge çubuğunun ön aks bölgesinde yeterli burulma katılık etkisinin incelenmesi için parametrik olarak üç farklı çaptaki viraj denge çubuklu sanal tam taşıt modeli ISO test analizleri ile değerlendirilmiştir. Şehir içi otobüslerde genellikle tercih edilen çap aralığı 25mm-45mm arasında değerlendirme yapılmıştır. Seçilen farklı çaplar sırasıyla $\phi d = 30\text{mm}$, 35mm ve 40mm' dir. Ön süspansiyon sistemine entegre edilen farklı çaplardaki viraj denge çubukları, eşdeğer burulma yayı modelindeki ön süspansiyon yalpa katılığına farklı oranlarda ilave katılık kazandırmıştır. Bu üç farklı çaptaki viraj denge çubukları ile yapılan analizlerin yanal ivmeye göre taşıtın aldığı yalpa açıları Şekil 5.11' de görülmektedir.



Şekil 5.11 Farklı çaplardaki vdç'lere göre yalpa gradyanı

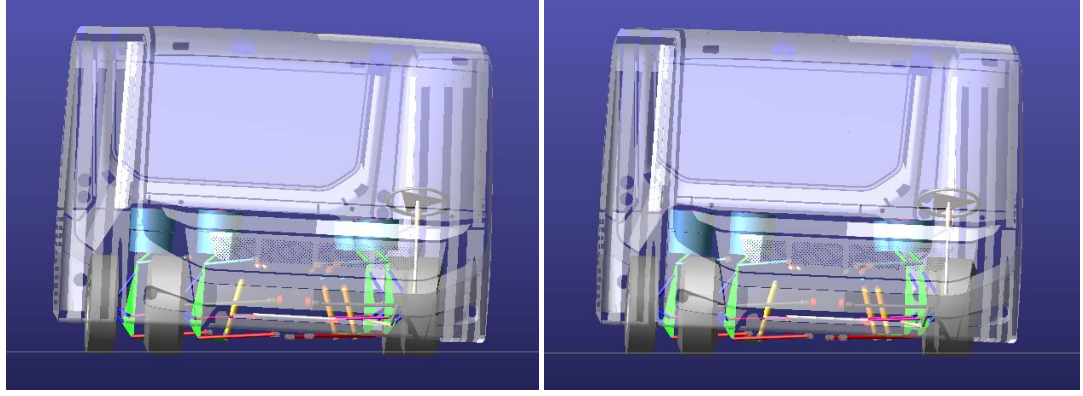
Üç farklı çapta değerlendirilen viraj denge çubuğu opsiyonları ile apron otobüsünün yalpa gradyanı Tablo 5.2 'de verilmiştir. Burada taşıt süspansiyon sistemindeki mevcut yay kurgusu korunarak yalnızca 30mm ve 35mm çaptaki viraj denge çubukları ile yalpa davranışı değerlendirildiğinde, taşıtın yalpa stabilitesinde sırasıyla %30 ve %37 oranında iyileşmeler görülmüştür. 40mm çapa sahip viraj denge çubuğu analizlerinde ise taşıt yalpa stabilitesinin hedeflenen %42'lik iyileşmeyi yakalayabildiği görülmüştür.

Tablo 5.2 Vdç ile Yalpa Stabilité İyileşmesi

<i>Vdç Çapları</i>	<i>Sürüş Frekans Oranı</i>	<i>Yalpa Açısı İyileşmesi</i>
Mevcut	1,3	-
Ø30mm		30%
Ø35mm		37%
Ø40mm		42%

ISO 14792 testlerinin sanal ortamdaki analizlerinin 3 farklı çapa göre gerçekleştirildiği simülasyon görselleri aşağıdadır. Şekil 5.12' de sırasıyla 30mm ve

35mm çaplara sahip viraj denge çubuğu entegreli tam taşıt modelinin aynı zaman aralıklarındaki yaptığı yalpa açıları görülmektedir.

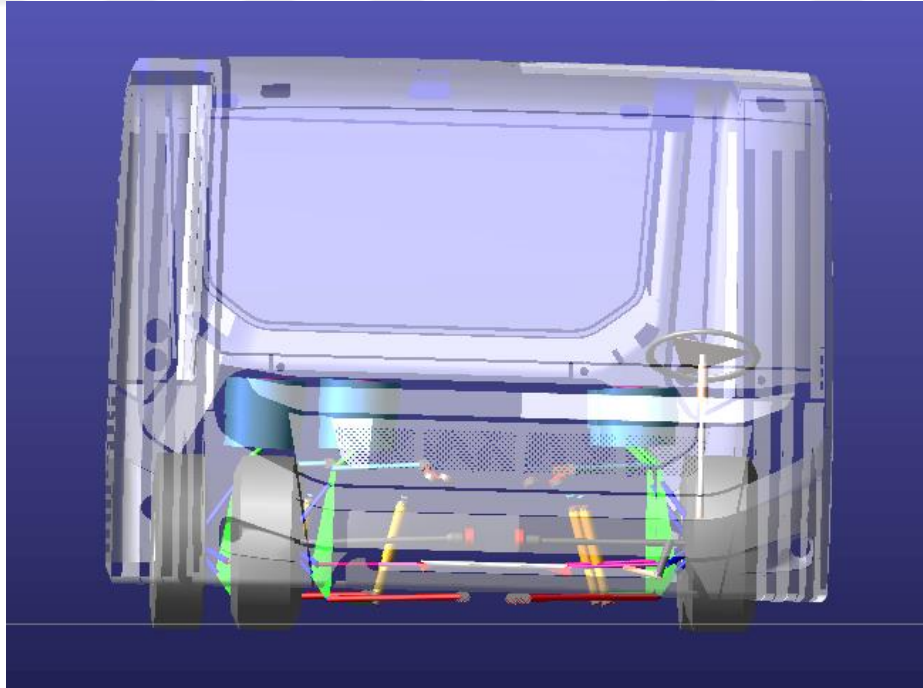


(a)

(b)

Şekil 5.12 Farklı çaptaki vdç için yalpa açıları: a.30mm b. 35mm

Hedef iyileşme oranının sağlandığı 40mm çaplı viraj denge çubuğu ile gerçekleştirilen simülasyonda, tam taşıt modelinin yaptığı yalpa açısı da Şekil 5.13’de gösterilmiştir.



Şekil 5.13 40mm Çaplı VDC için yalpa açısı

5.5 Final Öneri Değerlendirmesi

Apron otobüsünde çalışmanın amacı olan yalpa stabilitesinin iyileştirilmesinde hedeflenen iyileşme oranının 40mm çaplı viraj denge çubuğunun ön süspansiyon sistemine entegrasyonu ile gerçekleştirilen sanal analiz sonuçları ile görülmüştür. Taşıtın hedeflenen yalpa davranışın yanı sıra, uygun tasarım hacmi içerisine konumlandırılan viraj denge çubuğu için detay bilgisayar destekli tasarımın yapılması ile tekrardan ön süspansiyon sisteminin kinematik Catia V5 modeli ile hareket sınırları içerisindeki kontrolü gerçekleştirilmiştir. Süspansiyon sistem elemanlarının süspansiyon hareketi ile birbirlerinin çalışma alanlarını etkilemediği ve aynı zamanda taşıt gövdesi ile de uygun mesafeleri koruyarak çalıştıkları viraj denge çubuğu için de final 40mm çap için tekrarlanmıştır. Burada hareket eden iki dinamik parça arasında belirlenen 20mm boşluk isteri göz önünde bulundurulduğunda, detay tasarımın mevcut ön süspansiyon sistemi ve ön süspansiyon bölgesi taşıt gövde profilleri açısından uygun olduğu görülmüştür.

BÖLÜM 6

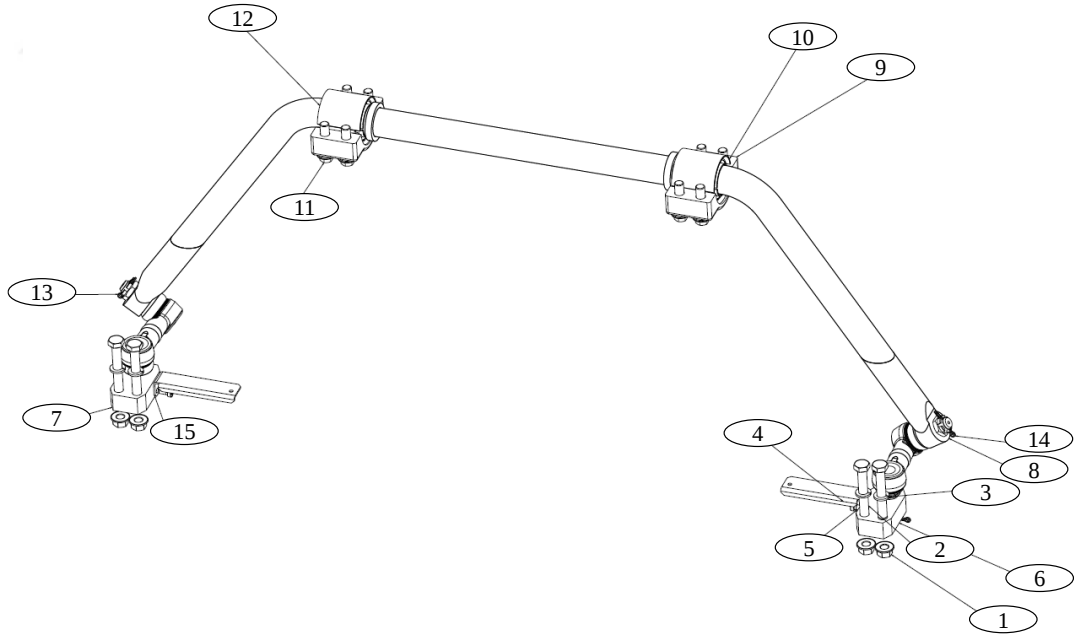
FİNAL DOĞRULAMA

6.1 Giriş

Bu bölümde kavramsal tasarım ve değerlendirme sürecinde incelenen alternatif çözümlerden 40mm çapa sahip viraj denge çubuğunun gerçekte üretilerek geliştirme prototipi apron otobüsünde gerçek taşıt testleri ile doğrulanması detaylandırılmıştır.

6.2 VDC Üretimi

Üretilbilirlik uygunluğu ve analizleri tamamlanan 40mm çapındaki viraj denge çubuğu, bağlantı noktaları ve detay tasarımlarına göre teknik resimleri çizilmiştir. Şekil 6.1’de 40mm çaptaki viraj denge çubuğu kompleksinin izometrik çizimi görülmektedir.



Şekil 6.1 Viraj denge çubuğunun montajı izometrik görünüş

Viraj denge çubuğu montaj kompleksinin Şekil 6.1’ de görülen numaralandırılmış 15 alt parçası bulunmaktadır. Bunlardan 1,2 ve 3 numaraları sırasıyla somun, cıvata ve yaylı rondeladır. 4 ve 15 numaralı parçalar VDC kompleksinin kısa rot kolu ile alt salıncak bağlantısını sağlayan ara sağ ve sol braketlerdir. 5,6 ve 7 numaralı parçalar sırasıyla cıvata, sağ ve sol ara bağlantı takozlarıdır. 8 numaralı parça 40mm çaplı viraj denge çubuğunun u-şeklindeki ana burulma koludur. 9 ve 10 numaralı parçalar taşıtın sağ gövde bağlantı braketleri ve sağ bağlantı braket burcudur, 11 ve 12 numaralı parçalar da sol gövde bağlantı braketleri ve sol bağlantı braket burcudur. 13 ve 14 numaralı parçalar burulan u-şeklindeki viraj denge çubuğu kolu ile salıncaklar ile bağlanan braket arasındaki sağ ve sol kısa rot kollarıdır.

6.3 Geliştirme Prototipi Testleri

Farklı çapta viraj denge çubukları ile gerçekleştirilen sanal analizler sonucu, hedeflenen yalpa stabilitesinin sağlandığı 40mm çaplı viraj denge çubuğu ve montaj kompleksinin üretimi gerçekleştirilmiştir. Üretilen viraj denge çubuğu, ikinci seviye prototip olan geliştirme prototipine montajlanarak sanal analizlerin doğrulaması yapılmıştır.

6.3.1 Viraj Denge Çubuğu Entegrasyonu

Üretilen 40mm çaplı viraj denge çubuğu kompleksi Şekil 6.2’ de görüldüğü gibi, Bölüm 6.2’de detaylandırılmış alt parçaları ile beraber apron geliştirme prototipine montajlanmıştır.



Şekil 6.2 Geliştirme prototipi VDC montaj görünümü (Kişisel Arşiv, 2020)

6.3.2 ISO Testleri ile Ölçüm

Çalışmanın en başında referans alınan karşılaştırma taşıtı ve ön prototip taşıtı ile yapılan ISO-14792 Kararlı Hal Viraj Manevraları testleri, 40mm çaplı viraj denge çubuğu entegre edilmiş geliştirme prototipi ile aynı şartlarda ve aynı test girdileri ile tekrar edilmiştir.

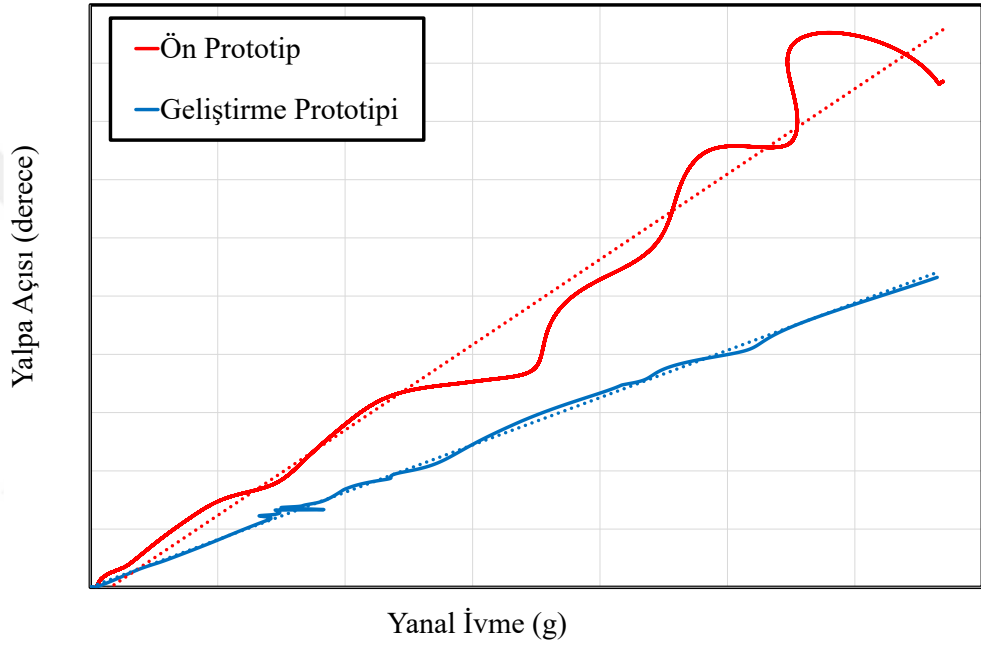
Geliştirme prototipi ile gerçekleştirilen sabit hızda viraj ve sabit yarıçapta viraj testlerini içeren ISO testleri ile değerlendirme yapabilmek için, ön prototip apron otobüsünde kullanılan direksiyon efor ölçüm sensörü ve taşıt ağırlık merkezine taşıt eksen takımı oryantasyonunda konumlandırılmış IMU (Atalet ivme ölçer) sensörü enstümante edilmiştir.

6.4 Validasyon ve Karşılaştırma

Kavramsal tasarım süreçleri içerisinde yer alan 40mm çaplı viraj denge çubuğu entegreli Adams/Car programı yardımıyla modellenen tam taşıt sanal analiz sonuçları, gerçekte üretilip geliştirme prototipine takılarak test ölçümleri yapılan gerçek taşıt verileri ile doğrulanmıştır. Sanal modelin sabit hızda viraj testi ve sabit yarıçapta viraj testlerinde taşıtın sahip olduğu yalpa gradyanları, geliştirme prototipi ile

gerçekleştirilen sabit yarıçap ve sabit hız viraj test sonuçlarından elde edilen yalpa gradyanları ile ~%90 oranında örtüşmektedir.

Çalışmanın başında ön prototip apron otobüsünün mevcut yalpa davranışını görmek için yapılan ve geliştirme prototipinin viraj denge çubuğu uygulaması sonrası yapılan ISO test ölçümlerinin yanall ivmeye karşılık taşıdıkları yalpa açısı Şekil 6.3’ te verilmiştir.



Şekil 6.3 Ön prototip ve geliştirme prototip yalpa açıları

BÖLÜM 7

SONUÇ VE DEĞERLENDİRME

Bu çalışma kapsamında, havaalanında kullanılan apron yolcu otobüsünün kararlı viraj manevralarındaki yanal stabilite davranışının iyileştirilmesi için karşılaştırmalı olarak alternatif yöntemler değerlendirilmiştir. Tasarım girdilerinin ve hedeflerin belirlenmesi için referans taşıt üzerinden saha ölçümleri alınarak, çalışma reel testler ve sanal testler ile desteklenmiş, uygulanmış ve yöntemler doğrulanmıştır.

Çalışmanın ilk bölümünde, literatürde bulunan ağır ticari taşıt sınıfı otobüslerin yalpa davranışları ve belirlenen referans taşıt üzerinden yalpa davranışları çıkartılarak tasarım girdi ve hedefleri belirlenmiştir. Geliştirilecek apron otobüsünün reel ön prototipi ile mevcut durumu görmek adına standart ISO testleri gerçekleştirilerek ön prototip otobüsünün de yalpa davranışı çıkartılmıştır.

Çalışmanın ikinci bölümünde ise ADAMS/Car yazılımı kullanılarak modellenen çoklu cisimler dinamiği sanal apron modeli, ön prototipten alınan test verileri ile doğrulanarak, geliştirme adımlarının sanal ortamda değerlendirilebilmesi için sanal model doğrulaması yapılmıştır. Doğrulanmış sanal model ile literatürden gelen yalpa davranışını etkileyen alternatif uygulanabilir çözümler karşılaştırmalı olarak sanal analizler ile değerlendirilmiştir. İki farklı iyileştirme yolundan toplamda beş alternatif çözüm değerlendirmesinde hedeflerin sağlandığı en uygun yöntem, analizlere göre belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlar şu şekilde sıralanabilir;

- İlk olarak, taşıtın optimum konforunun korunması göz önünde bulundurularak farklı hava yayı katılıklarındaki tam taşıt analizleri gerçekleştirilmiştir. Taşıtın kararlı viraj manevralarında, birim yanal ivme başına aldığı yalpa açısını sınırlandırmak için değiştirilen hava yayı sertlikleri ile elde edilen %14'lük bir iyileştirmenin hedeflenen yalpa stabilite karakteristiğinin yeterli olmadığı görülmüştür.

- İkinci olarak, mevcut hava yay karakteristik kurgusunun korunması ile taşıtın viraj manevrasındaki hareketini ön süspansiyon bölgesinden sınırlandırarak şekilde bir viraj denge çubuk entegrasyonu değerlendirilmiştir. Taşıtın eşdeğer burulma yay matematik modeline göre yetersiz olduğu görülen ön süspansiyon yalpa direngenliğinin artırılması için yalnızca ön aksa viraj denge çubuğu konumlandırması yapılmıştır. Üç farklı çap için incelenen viraj denge çubuğu entegre edilmiş sistemde 40mm'lik çapa sahip viraj denge çubuğu ile yalpa gradyanının yaklaşık %42 oranında iyileştiği, hedefi sağladığı elde edilmiştir.
- Konfor hissiyatı ön planda olan yolcu otobüslerindeki süspansiyon sistemleri tasarımları gereği taşıtın viraj manevrasında fazla yalpa açısı almasına sebep olabilmektedir. Bu tasarım örneğinde, taşıtın düşeydeki sürüş titreşimine etki etmeyen, yalnızca burulma ile taşıtın birim yanal ivme başına aldığı yalpa açısını iyileştiren süspansiyon sistemi elemanı olan viraj denge çubuklarının tercih edilmesinin daha uygun sonuçlar verdiği görülmüştür.

Son aşamada, sanal analizler ile değerlendirilen alternatif iyileştirme yöntemleri gerçekte de uygulanarak, geliştirme prototipinde gerçekleştirilen saha testleri ile doğrulanmıştır.

KAYNAKLAR

Bastow, D. ve Howard, G. P. (1993). *Car suspension and handling*. Pentech Press.

Blundell, M. ve Harty, D. (2004). *The multibody systems approach to vehicle Dynamics* (1. Baskı). New York: Elsevier

Bosch Automotive Handbook, 9th edition. (2014).
<https://doi.org/10.4271/0768081521>

Czaja, I. ve Hijawi, M. (2004). Automotive stabilizer bar system design and reliability. *SAE Technical Paper Series*. <https://doi.org/10.4271/2004-01-1550>

Çalışkan, K., Ünlüsoy, Y.S. (2004). Otomobil denge çubuğu için otomatik tasarım analizi, *Otomotiv Teknolojileri Kongresi*, 205-212

Demirsoy, M. (1997). *Motorlu araçlar*, İzmir: Birsen Yayınevi

Ellis J.R., (1969). *Vehicle dynamics*. London, England: Business Books,

Ellis, J. R. (1994). *Vehicle handling dynamics*. London: Mechanical Engineering Publications Limited.

Ersoy, M. ve Heissing, B. (2011). *Chassis handbook: fundamentals, driving dynamics, components, mechatronics, perspectives* (1.Baskı). Berlin: Vieweg+Teubner

Gillespie, T. D. (1992). *Fundamentals of vehicle dynamics* (Vol. 400). Warrendale, PA: Society of automotive engineers.

Gögen, E., Sert, E. Tutu, G. (2017). Aracın yalpa katakteristiğinin taşıt dinamiğine olan etkisinin analitik ve nümerik yöntemlerle incelenmesi, *Mühendis ve Makina*,. 49-61.

Hussain, K., Stein, W., ve Day, A. J. (2005). Modelling commercial vehicle handling and rolling stability. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: *Journal of Multi-Body Dynamics*, 219(4), 357–369. <https://doi.org/10.1243/146441905x48707>

Iclodean, C., Cordos, N., & Varga, B. O. (2020). Autonomous shuttle bus for public transportation: a review. *energies*, 13(11), 2917. <https://doi.org/10.3390/en13112917>

International Organization for Standardization. (2011). *Road vehicles – Heavy commercial vehicles and buses – Steady-State Circular tests (ISO Standard No. 14792:2011)*. <https://doi.org/10.3403/30234167>

Jazar, R. N. (2008). *Vehicle dynamics: theory and applications* (9.Baskı). New York: Springer.

Karnopp, D. (2004). *Vehicle stability*. M. Dekker.

Kinematische analyse der Radführungen. (n.d.). *Radführungen Der Straßenfahrzeuge*, 23–62. https://doi.org/10.1007/978-3-540-71197-1_3

Demirsoy, M. (1998). *Motorlu Araçlar, Cilt I*. Birsen Yayınevi.

Demirsoy, M. (2005). *Motorlu Araçlar, Cilt 2*. Birsen Yayınevi.

Demirsoy, M. (2005). *Motorlu Araçlar, Cilt 3*. Birsen Yayınevi.

Kuralay, N. S. (1988a). Motorlu araçlarda yalpa ekseninin stabilite ve yörünge takibine tesiri. 3. *Ulusal Makina Tasarım ve İmalat Kongresi Bildiri Kitabı*, 205-216,

Mitschke, M. (1972). *Dynamik der kraftfahrzeuge*. New York: Springer

MSC ADAMS/Car (2012) *Versions 2012.1.1 manuals*. MSC Software

Pauwelussen, J.P. (2015). *Essentials of Vehicle Dynamics*, 285–287.
<https://doi.org/10.1016/b978-0-08-100036-6.00020-0>

Prado, M., Cunda, H. R., Neto, C. A., Costa, A., D’Elboux, E. J. (2016). Bus handling validation and analysis using ADAMS/Car.
https://web.mscsoftware.com/support/library/conf/adams/euro/2001/proceedings/papers_pdf/Paper_62.pdf

Reimpell, J., Stoll, H. ve Betzler, J. (2001). *The automotive chassis: engineering principles* (2.Baskı). Oxford: Butterworth-Heinemann

Sampson, D. J. M. ve Cebon D. (1998), An investigation of roll control system design for articulated heavy vehicle. *International Symposium on Advanced Vehicle Control*, Cambrige.

Society of Automotive Engineering (1996). Spring Design. *SAE Technical Paper Series*. <https://doi.org/10.4271/150035>

Taluja, A., Wilson, S. T., Lalasure, S., & Rajakumar, K. (2017). Methodology to quantitatively evaluate the secondary ride characteristics of a vehicle. *SAE Technical Paper Series*. <https://doi.org/10.4271/2017-28-1959>

Topaç, M.M. ve Kuralay, N.S (2009). Yolcu otobüsü stabilizatörünün bilgisayar destekli tasarımı. *Mühendis Makina*, 50 (594), 14-24.

Topaç, M., Enginar, H., & Kuralay, N. (2011). Reduction of stress concentration at the corner bends of the Anti-Roll bar by using parametric optimisation. *Mathematical and Computational Applications*, 16(1), 148–158.
<https://doi.org/10.3390/mca16010148>

VERMA, M. K., & GILLESPIE, T. D. (1980). Roll dynamics of commercial vehicles. *Vehicle System Dynamics*, 9(1), 1–17.
<https://doi.org/10.1080/00423118008968612>

WABCO, (2010) *Air Spring for Commercial Vehicles 9th Edition*

Wong, J. Y. (1993). *Theory of ground vehicles* (3rd ed.). New York: John Wiley & Sons, Inc.