

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BAĞIMSIZ SÜSPANSİYONLU BİR ASKERİ
TAŞITIN YÖNLENDİRME MEKANİZMASININ
BİLGİSAYAR DESTEKLİ KİNEMATİK VE
MEKANİK TASARIMI

Seçkin UYSAL

Şubat, 2020
İZMİR

**BAĞIMSIZ SÜSPANSİYONLU BİR ASKERİ
TAŞITIN YÖNLENDİRME MEKANİZMASININ
BİLGİSAYAR DESTEKLİ KİNEMATİK VE
MEKANİK TASARIMI**

Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Yüksek Lisans Tezi

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Konstrüksiyon-İmalat Programı

Seçkin UYSAL

Şubat, 2020

İZMİR

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

SEÇKİN UYSAL tarafından PROF. DR. NUSRET SEFA KURALAY yönetiminde hazırlanan “BAĞIMSIZ SÜSPANSİYONLU BİR ASKERİ TAŞITIN YÖNLENDİRME MEKANİZMASININ BİLGİSAYAR DESTEKLİ KİNEMATİK VE MEKANİK TASARIMI” başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Nusret Sefa KURALAY

Yönetici

Prof. Dr. Ali GÜNGÖR

Jüri Üyesi

Dr. Öğr. Üyesi Melih BELEVİ

Jüri Üyesi

Prof. Dr. Kadriye ERTEKİN
Müdür
Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın hazırlanması süresince değerli yardımlarını ve engin bilgi birikimini benden esirgemeyen akademik danışmanım Sayın Prof. Dr. Nusret Sefa KURALAY'a;

Tezin akademik ve görsel yönden geliştirmesine yönelik tavsiyelerini benimle paylaşan Sayın Mustafa Umut KARAOĞLAN'a;

Tez çalışmamın yürütülmesine sağladığı lisans desteğinden dolayı BMC Otomotiv Sanayi ve Ticaret A.Ş.'ye, başta Güven YAVUZ ve Ahmet Engin AVCIOĞLU olmak üzere, değerli çalışma arkadaşlarım, Mert ATAK, Onur Can ARSLAN ve Görkem BALKAN'a;

Bana olan inançlarını asla kaybetmeyen ve beni her konuda destekleyen değerli aileme ve kıymetli eşim Endüstri Yük. Müh. Sibel UYSAL'a;

En içten teşekkürlerimi sunarım.

Seçkin UYSAL

BAĞIMSIZ SÜSPANSİYONLU BİR ASKERİ TAŞITIN YÖNLENDİRME MEKANİZMASININ BİLGİSAYAR DESTEKLİ KİNEMATİK VE MEKANİK TASARIMI

ÖZ

Bu çalışmada, yol dışı (off-road) kullanılan bağımsız askı sistemine sahip bir aracın yönlendirme sistemi, araç kullanım isterleri doğrultusunda optimize edilmiştir. Optimizasyon sonrasında aracın dönüş yarıçapı ve simetriklik kontrolleri yapılmıştır. Araç direksiyon sistemi tasarımında kazıma momenti hesabı ile araç tekerleklerinin dönebilmesi için ihtiyaç duyulan direksiyon kutusu momenti hesaplanmıştır. Aracın yarım taşıt ve tam taşıt çoklu cisimler dinamiği modeli (ÇCD) MSC Adams View ve MSC Adams Car programlarında oluşturulmuştur. Tam taşıt simülasyonlarının ardından tasarlanan parçaların yapısal sonlu elemanlar analizleri ANSYS Workbench vasıtası ile yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler : Bağımsız ön askı sistemi, çoklu cisimler dinamiği, dönüş yarıçapı, kazıma momenti, sonlu elemanlar analizi

COMPUTER AIDED DESIGN AND KINEMATIC ANALYSIS OF A STEERING SYSTEM FOR A MILITARY VEHICLE INDEPENDENT FRONT SUSPENSION

ABSTRACT

In this study, an optimization has been done according usage areas of a military vehicle with an independent front suspension. After the optimization phase, steering system has become suitable for the turning radius and symmetrical left/right turn criterias. The torque which's needed by steering gearbox while turning the vehicle, calculated by the bore torque method in the steering system design section. Both MSC Adams View and MSC Adams Car used for creating multi-body dynamics (MBD) models steerable suspension assembly and full vehicle assembly. After the full vehicle analysis section, the structural finite element analysis has been made with ANSYS Workbench.

Keywords : Independent front suspension, multi body dynamics, turning radius, bore torque, finite element analysis

İÇİNDEKİLER

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

BÖLÜM BİR - GİRİŞ..... 1

1.1 Askı Sistemleri	1
1.2 Tek Akstan Yönlendirme	3
1.3 Ackerman Geometrisi	4
1.4 Ön İz Açısı	5
1.5 Kamber Açısı.....	6
1.6 Dingil Pimi Açısı.....	7
1.7 Kaster Açısı	7
1.8 Taşıtın Özgöl Yönlendirme Karakteristiği	8

BÖLÜM İKİ - LİTERATÜR ARAŞTIRMASI VE DİREKSİYON SİSTEMİ ELEMENLARI 10

2.1 Literatür Araştırması	10
2.2 Direksiyon Simidi	11
2.3 Direksiyon Mili	11
2.4 Direksiyon Kutusu.....	11
2.5 Pitman Kolu.....	12
2.6 İtici Kol	12
2.7 İz Kolu.....	13

2.8 Yön Verme Kolları.....	13
BÖLÜM ÜÇ - 4x4 ARACIN DİREKSİYON SİSTEMİNİN TASARIMI	14
3.1 Dönüş Yarıçapı İsterine Göre Dönüş Açılarının Hesaplanması.....	14
3.2 Direksiyon Sistemindeki Optimizasyonlar.....	17
3.2.1 Süspansiyon Geometrisinin Kasiste Yönlenme Kontrolü.....	17
3.2.2 ADAMS Car programında Kasiste Yönlenme Kontrolü ve Değerin Optimizasyonu.....	17
3.2.3 Teker Dönüş Açısının Sağlanması İçin İz Kolu Optimizasyonu	20
3.2.4 H Mekanizmasında Yapılan Optimizasyonlar İle Sağ Teker Dönüş Açısının ve Simetrikliğin Sağlanması.....	22
3.3 Kutunun Konumlandırılması.....	27
3.4 ADAMS View Programında Dörtkol Mekanizmasının Kurulması	29
BÖLÜM DÖRT - TORK , KUVVET VE DÜZGÜNSÜZLÜK HESAPLARI ...	32
4.1 Direksiyon Kutusu Torkunun Belirlenmesi	32
4.1.1 Kazıma Momenti.....	32
4.1.2 Yön Verme Eksenlerindeki Torkun Aktarılmasıyla İhtiyaç Duyulan Kutu Torkunun Belirlenmesi	34
4.2 Düzgünsüzlük Hesabı.....	44
BÖLÜM BEŞ - TAM ARAÇ MODELİYLE YAPILAN SİMÜLASYONLAR VE PARÇA DAYANIM ANALİZLERİ.....	48
5.1 Dönüş Yarıçapının Simülasyon Ortamında Doğrulanması	48
5.2 Engel Geçişinde Meydana Gelen Direksiyon Girdisi	51
5.3 Taşıt Özgül Yönlenme Karakteristiğinin Simülasyon Ortamında Belirlenmesi	57
5.4 Frenleme Etkisinin İncelenmesi	59

5.5 Direksiyon Sisteminde Tasarlanan Parçaların Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Analizi.....	59
BÖLÜM ALTI - SONUÇ	65
KAYNAKLAR.....	67



ŞEKİLLER LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1 Sabit aks	1
Şekil 1.2 Enine yön vericili süspansiyon sisteminin elamanları	2
Şekil 1.3 Çift enine yön vericili askı sistemi yalpa merkezi	3
Şekil 1.4 Yönlendirme durumunda ackerman kuralı	4
Şekil 1.5 Ackerman yönlendirme prensibi.....	4
Şekil 1.6 Araç ön iz açısı uygulamaları	5
Şekil 1.7 Kamber açısı	6
Şekil 1.8 (a)Dingil pimi açısı (b) pozitif ofset (c) negatif ofset	7
Şekil 1.9 Kaster açısının gösterimi	8
Şekil 1.10 Taşıtın virajda yönelme karakteristiği	9
Şekil 2.1 Direksiyon kutusu	12
Şekil 2.2 Pitman kolu	12
Şekil 2.3 İtici kol örneği.....	13
Şekil 3.1 Dönüş yarıçapı hesabının gösterimi.....	15
Şekil 3.2 Direksiyon sisteminin genel görüntüsü.....	17
Şekil 3.3 Sol rotun yerleştirilmesi.....	18
Şekil 3.4 Düşey tekerlek deplasmanında hareket zarfı	19
Şekil 3.5 Optimizasyon öncesi ve sonrası kasiste yönelme	19
Şekil 3.6 ADAMS View programında kurulan tek tekerlek modeli.....	20
Şekil 3.7 (a) Eski iz kolu (b) Yeni iz kolu.....	21
Şekil 3.8 Yönlendirme mekanizmasında iz kolu ve rot kolu arasındaki açı	21
Şekil 3.9 Sağa dönüşte sol yönlendirme kolu açısına karşılık sol teker dönüş açısı..	22
Şekil 3.10 Sola dönüşte sol yönlendirme kolu açısına karşılık sol teker dönüş açısı	22
Şekil 3.11 A7 ve A8 noktalarının gösterilmesi	23
Şekil 3.12 A8 noktasının Y eksenindeki optimizasyonuna göre dış teker açıları.....	24
Şekil 3.13 A8 noktasının X eksenindeki optimizasyonuna göre iç teker açıları.....	24
Şekil 3.14 Optimizasyona göre ackerman hatasının değişimi	25
Şekil 3.15 Optimizasyon öncesi ve sonrası ackerman hatası	26
Şekil 3.16 (a) Eski yönlendirme kolu alt parça (b) Yeni yönlendirme kolu alt parça	26

Şekil 3.17 (a) Eski H mekanizması (b) Yeni H mekanizması.....	27
Şekil 3.18 Kutunun, pitmanın ve itici kolun gelebileceği alanlar	28
Şekil 3.19 Kutu, pitman ve itici kolun temsili yerleşimi ve ölçüleri.....	28
Şekil 3.20 Kutunun konumlandırılmasıyla birlikte pitman ve itici kol yerleşimi.....	29
Şekil 3.21 Sol yön verme kolu dönüşüne karşılık pitman dönüşü ve simetrikliği.....	30
Şekil 3.22 Yönlendirme mekanizmasının ADAMS™ View modeli	30
Şekil 3.23 ADAMS View modelinde kullanılan hareket denklemi	31
Şekil 4.1 Kazıma momenti görseli	33
Şekil 4.2 Kazıma momentinin teker ekseninde kuvvet çiftine indirgenmesi.....	33
Şekil 4.3 Bağımsız yönlendirilebilir askı sistemi elemanları.....	35
Şekil 4.4 Bağımsız askı sisteminin sağ tarafındaki noktaların numaralandırılması...	35
Şekil 4.5 Bağımsız askı sisteminin sol tarafındaki noktaların numaralandırılması ...	36
Şekil 4.6 Sol yönlendirme kolundan direksiyon kutusuna moment aktarım şeması..	42
Şekil 4.7 Kardan mafsalında açısal hızın aktarımı	44
Şekil 4.8 Direksiyon kolunundan direksiyon kutusuna mafsalların yerleşimleri	45
Şekil 4.9 Düzgünsüzlük hesabında kullanılan noktalar	45
Şekil 4.10 Yerleşim 1 için açısal hızlar ve düzgünsüzlük grafiği	47
Şekil 5.1 Sağa dönüş hareketinde kaldırımdan kaldırıma dönüş yarıçapı	49
Şekil 5.2 Sağa dönüş hareketinde duvardan duvara dönüş yarıçapı	49
Şekil 5.3 Sola dönüş hareketinde kaldırımdan kaldırıma dönüş yarıçapı	50
Şekil 5.4 Sola dönüş hareketinde duvardan duvara dönüş yarıçapı	50
Şekil 5.5 Trapezoid engel ölçüleri	52
Şekil 5.6 Yarım silindir engel ölçüleri	52
Şekil 5.7 MSC ADAMS™ Car ortamında silindir tümsek geçişi	53
Şekil 5.8 100 mm yarıçapta tek engel yarım silindir geçme simülasyonu.....	54
Şekil 5.9 MSC ADAMS™ Car ortamında şaşırtmalı silindir tümsek geçişi.....	54
Şekil 5.10 100 mm yarıçapta şaşırtmalı engel yarım silindir geçme simülasyonu	55
Şekil 5.11 MSC ADAMS™ Car ortamında trapeziod tümsek geçişi	55
Şekil 5.12 100 mm Yükseklikte Tek Trapezoid Engel Geçişi	56
Şekil 5.13 MSC ADAMS™ Car ortamında trapeziod tümsek geçişinde araç.....	56
Şekil 5.14 100 mm Yükseklikte Şaşırtmalı Trapezoid Engel Geçme Testi	57
Şekil 5.15 Sabit yarıçapta viraj dönme hareketi simülasyonu	58

Şekil 5.16 Sabit yarıçapta viraj dönme hareketinde artan direksiyon girdisi grafiği .	58
Şekil 5.17 0,5 g Frenleme İvmesi Altında Direksiyon Simidi Açısı.....	59
Şekil 5.18 Sonlu elemanlar analizi için uygulanan momentler.....	60
Şekil 5.19 İz kolu mesh detayı	61
Şekil 5.20 İz kolu statik analiz gerilme değerleri.....	62
Şekil 5.21 Yön verme kolu alt sacı mesh detayı	62
Şekil 5.22 Yön verme kolu alt sacı statik gerilme değerleri	63
Şekil 5.23 Pitman kolu mesh detayı.....	64
Şekil 5.24 Pitman kolu statik analiz gerilme değerleri	64



TABLÖLAR LİSTESİ

	Sayfa
Tablo 1.1 Ön iz açi durumlarının birbirlerine göre farkları	6
Tablo 3.1 Tez için seçilen aracın genel özellikleri.....	14
Tablo 3.2 Dönüş yarıçapı hesabında kullanılan değerler	15
Tablo 3.3 Kutunun konumlandırılabilceği alan.....	28
Tablo 4.1 Tork aktarımında kullanılan kodlamalar ve açıklamaları.....	35
Tablo 4.2 Düzgünsüzlük hesabındaki noktaların koordinatlar	46
Tablo 4.3 Noktaların oluşturduğu vektörler.....	46
Tablo 4.4 Aralarındaki açılarının hesaplandığı vektörler	46
Tablo 5.1 Sağa ve sola dönüş hareketinde dönüş yarıçapları özet tablosu	50
Tablo 5.2 Tablo 100 mm yarı çaplı yarım silindir engel geçme testi	53
Tablo 5.3 Tablo 100 mm yarı çaplı şaşırtmalı yarım silindir engel geçme testi.....	54
Tablo 5.4 100 mm Yükseklikte Tek Trapezoid Engel Geçişİ.....	56
Tablo 5.5 100 mm Yükseklikte Şaşırtmalı Trapezoid Engel Geçme Testi.....	57
Tablo 5.6 Sonlu elemanlar analizi için uygulanan momentler.....	60
Tablo 5.7 Seçilen Malzeme 4140 Özellikleri.....	60

BÖLÜM BİR

GİRİŞ

Ön ve arka tekerin araca bağlantısı, tekerleğin göbeğini karoseriyle bağlayan hareketli elemanlarla gerçekleşir. Bu hareketli elemanlar görev olarak bir yandan tahrik kuvveti, yanal kuvvet ve fren kuvveti altında tekerleği boyuna ve enine yönde şasiye kılavuzlarken; bir yandan da yoldan gelmekte olan ve tekerlekler vasıtasıyla araç karoserisine iletilebilecek düşey kuvvetleri sönümleyen yayı ve varsa viraj denge çubuklarının desteklenmesini sağlar (Kuralay, 2008a).

Tekerlek askı sistemleri bağlantılarının tiplerine göre sabit ve bağımsız olarak iki başlıkta toplanırlar.

1.1 Askı Sistemleri

Otomotiv endüstrisinde tanınan en eski askı sistemidir. Temelini at arabalarının akslarından aldığı bilinmektedir (Heißling ve Ersoy, 2011). İki tekerin birbirine göre hareket kabiliyeti olmayan bu akslar, genelde yük taşıyan ve yol dışı (off-road) performans göstermesi beklenen araçlarda yer alırlar. Şekil 1.1’de yönlendirilebilir ve tahrikli bir sabit aksın görüntüsü yer almaktadır.



Şekil 1.1 Sabit aks (Axletech, b.t)

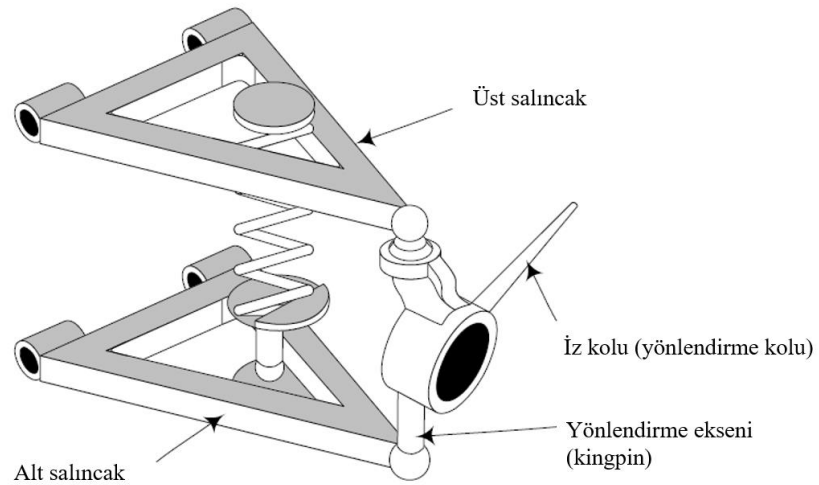
Sabit süspansiyon sistemlerinin bazı genel özelliklerine baktığımızda;

- Üretilebilirliği kolaydır ve maliyeti azdır.
- Daha fazla yük taşımada uygundur.
- Bir teker diğerini direkt olarak etkiler.

Bağımsız askı sistemleri, sabit akslara göre daha konforlu olduğundan artık binek taşıtlarda, askeri taşıtlarda, yolcu taşıyan otobüs veya midibüs gibi araçlarda kullanılmaktadır. Ayrıca yük taşıma görevi yapan çekici araçlarında da uzun yol şoförlerinin konforu için bağımsız askı sistemleri tercih edilir. Bağımsız askı sistemlerinin bazı genel özellikleri ise;

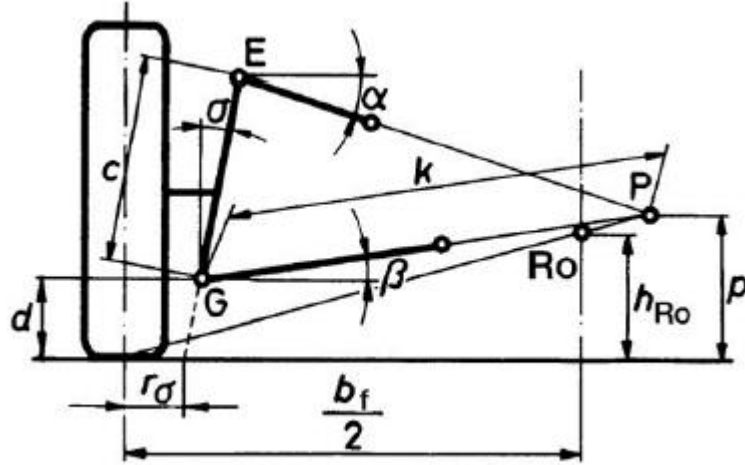
- Yol tutuşu daha iyidir.
- Daha az yer kaplarlar.
- Daha maliyetlidirler ve üretilebilirlikleri çok da kolay değildir.

Çift enine yön vericili (Double Wishbone) askı sisteminde yön vericiler tekerlek ve tekerlek grubunu araç gövdesine bağlar. Tekerleğin bağlandığı akson, tekerleğe etki edecek yüklerin karşılanabilmesi için tekerlek merkezinin hem üzerinde hem de altında bulunan iki adet enine yön verici kol ile şasiye veya yardımcı şasiye bağlanır (Heißling ve Ersoy, 2011). Aşağıdaki görselde çift enine yön vericili (Double Wishbone) askı sistemi elemanları görülmektedir.



Şekil 1.2 Enine yön vericili süspansiyon sisteminin elemanları (Jazar, 2008)

Bu süspansiyon türünde yalpa merkez noktasının bulunabilmesi için enine yön verici üst ve alt kolların eksen uzantıları kesiştirilir böylece bu kesişim bir pol noktasını belirtir. Tekerleğin yola temas ettiği nokta da bu pol noktasıyla bir doğru vasıtasıyla kesiştirilir. Bu kesişim doğrusunun araç eksenini kestiği noktaya bu askı sisteminin yalpa merkezi adı verilir.

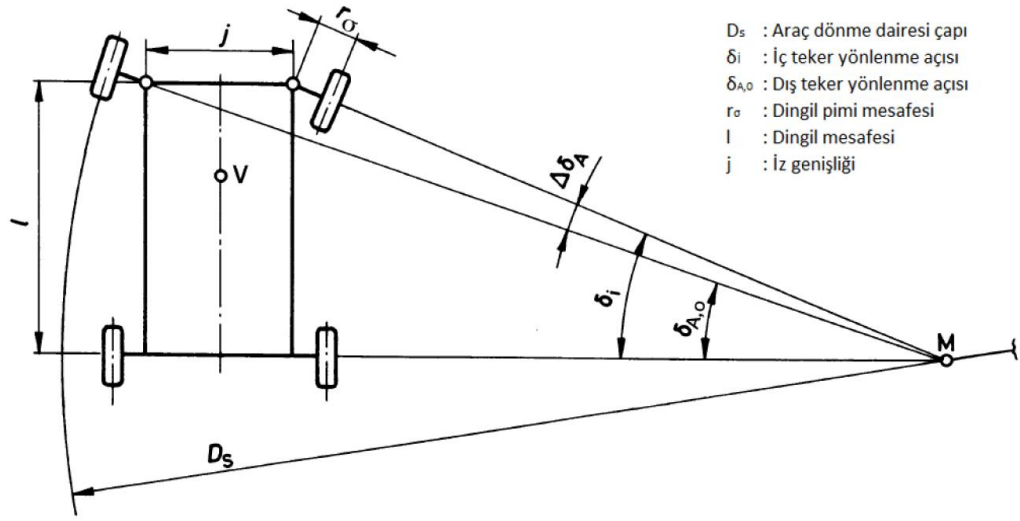


Şekil 1.3 Çift enine yön vericili askı sistemi yalpa merkezi (Reimpell ve Stoll ve Betzler,2001)

Çift enine yön vericili askı sistemi, sabit aksa göre sürüş konforu, yol tutuşu ve sürüş güvenliği açısından daha avantajlı olmasına rağmen maliyet ve yük taşıyabilme kapasitesi bakımından avantajlı değildir (Balkan, 2019).

1.2 Tek Akstan Yönlendirme

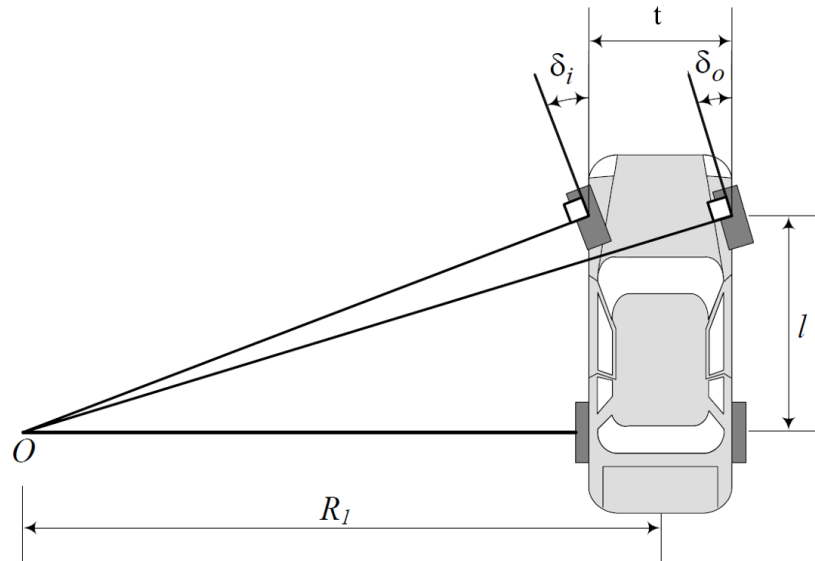
Tekerlekli taşıtların çoğu, ön tekerleklerin yönlendirilip hareket yönüne doğru zorlanmasıyla dönüşünü gerçekleştirir. Ön tekerleklerden yönlendirilen araçlar için, tekerlek düzlemlerinin zemindeki iz düşümleri, tekerlek merkezinden ani dönme merkezine çizilen çizgiye dik ise tekerlekler kaymadan dönebilirler (Kaynak, 2019).



Şekil 1.4 Yönlendirme durumunda ackerman kuralı (Reimpell ve Stoll ve Betzler, 2001)

1.3 Ackerman Geometrisi

Araç dönüş hareketini gerçekleştirirken tekerlekler farklı mesafeleri alırlar. Daha düşük hızlarda, yön verilen ön tekerleklerin aksan eksenlerinin uzantıları arka aksan orta eksen uzantısı ile viraj merkezinde bir noktada kesişecektir ve virajı hatasız dönecektir. İşte bahsedilen bu duruma Ackerman Prensibi adı verilir (Kuralay, 2008).



Şekil 1.5 Ackerman yönlendirme prensibi (Jazar, 2008)

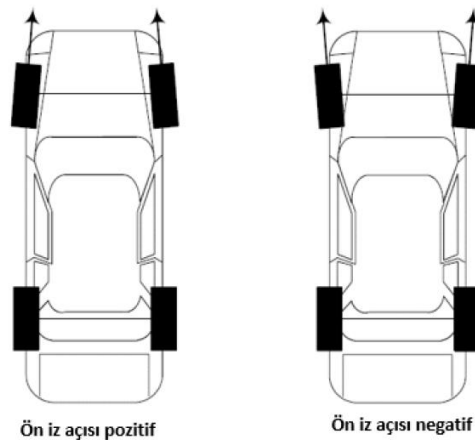
Ackerman geometrisinde tekerlek sapma açısı, taşıtın iz genişliği (t), aks açıklığı (l) ve dönüş yarıçapına (R_l) göre formüle edilerek hesaplanmaktadır.

$$\tan\delta_i = \frac{l}{R_l - \frac{t}{2}} \quad (1.1)$$

$$\tan\delta_o = \frac{l}{R_l + \frac{t}{2}} \quad (1.2)$$

1.4 Ön İz Açısı

Araca yukarıdan bakıldığında, ön tekerlek grubunun, teker merkezlerinden çıktığı kabul edilen ışınların aracın boyuna eksenine arasındaki açıya; ön iz açısı denilmektedir. Bahsedilen bu ışınların, araç gidiş istikametinde birbirlerine doğru yaklaşması pozitif, tam aksine uzaklaşması ise negatif ön iz açısını oluşturmaktadır. Pozitif ön iz açısı verilen tekerler, araç gidiş istikametinde birbirlerine doğru yaklaşma hareketi yapmaya çalışacaklarından dolayı aracın düz yolda dengesi artar ancak dikkat edilmelidir ki aşırı verilen pozitif ön iz açısı lastiklerin dış yanlarında aşınmayı artırır, direksiyon hissiyatını ve direksiyon tepkisini olumsuz yönde etkiler. Araç gidiş istikametinde negatif ön iz açısı verilen tekerlekler ise tam aksine, daha az lastik dış yanı aşınması yerine iç kenar aşınması gözlenirken, düz yolda stabilite kabiliyeti azalır. (Jazar, 2008) Bu bilgilerin özeti Tablo 1.1’de yer almaktadır.



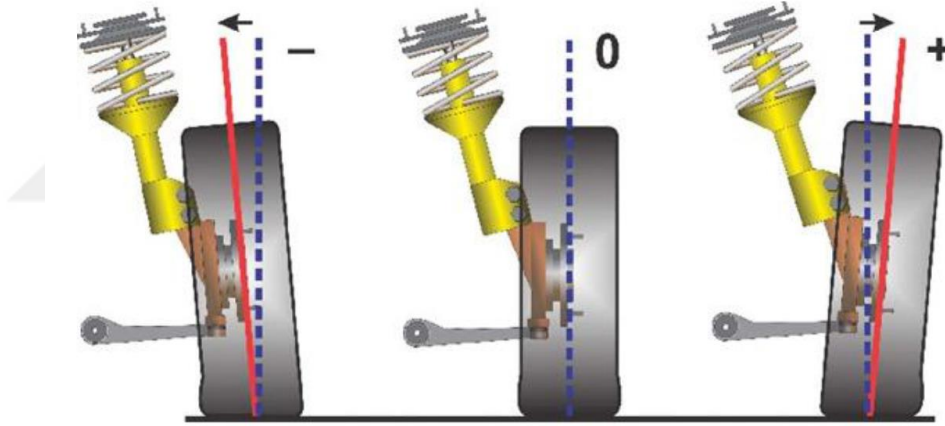
Şekil 1.6 Araç ön iz açısı uygulamaları (Jazar, 2008)

Tablo 1.1 Ön iz açısı durumlarının birbirlerine göre farkları

Pozitif ön iz açısı	Sıfır ön iz açısı	Negatif ön iz açısı
Daha iyi sürüş stabilitesi	Sürtünme direnci en az	Daha kötü sürüş stabilitesi
Lastik dış yan köşelerinde aşınma fazla	Lastik aşınması en az	Lastik iç yan köşelerinde aşınma fazla
Direksiyon tepkisi daha yavaş	Direksiyon tepkisi nötr	Direksiyon tepkisi daha hızlı

1.5 Kamber Açısı

Tekerleğin merkezinden geçtiği kabul edilen ışın ile yol düzlemine dik kabul edilen ışın arasındaki açıya kamber açısı adı verilmektedir. Kamber açısı, tekerlek dışa doğru eğik durumdaysa pozitif; araç içine doğru eğik durumdaysa negatif olarak adlandırılır.



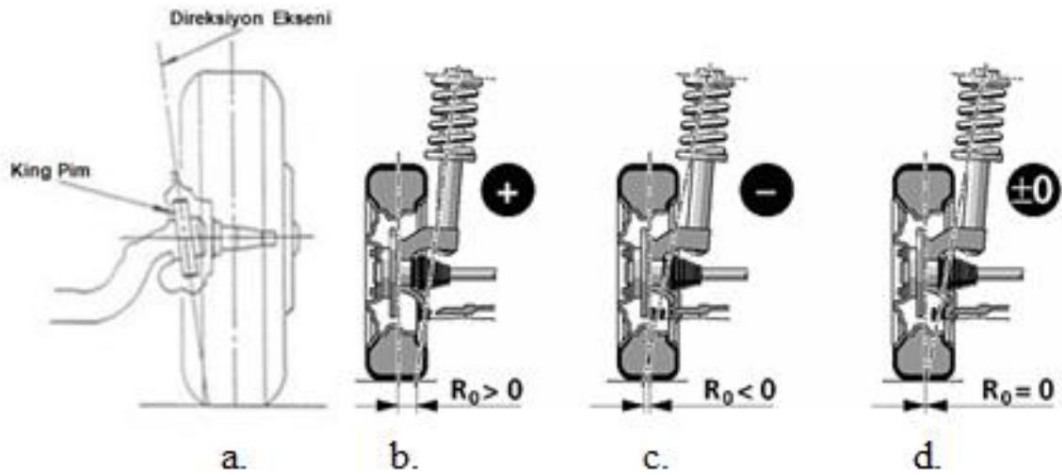
Şekil 1.7 Kamber açısı (Balkan, 2019)

Bu açıları irdelersek:

- Pozitif kamber açısı balık sırtı eğim adı verilen orta kısımdan şişkince tasarlanmış yollarda yol tutuşunu arttırmak amacıyla,
- Negatif kamber açısı yol ile temas etmekte olan lastik yüzeyinin daha fazla olmasını sağlamak ve aracın yan kuvvet taşıma kapasitesini daha da arttırmak amacıyla kullanılır. Ayrıca, negatif kamber açısı arka akslarda daha fazla kullanılarak aracın arkadan savrulmasının önüne geçilmesi hedeflenir (Kaynak, 2019).

1.6 Dingil Pimi Açısı

Tekerleğin dönüşünü sağlayan döndürme ekseninin, tekerlek orta ekseninden geçtiği varsayılan düzlemle yaptığı açıya “dingil pimi açısı” denilmektedir. Dingil pimi ekseninin yol yüzeyindeki iz düşüm noktası ile, tekerleğin yola temasının indirgendığı nokta arasındaki mesafeye yön verme yarıçapı (literatürde ise scrub radius) adı verilmektedir. Genel olarak motoru önde yer alan ve önden tahrikli bir araç için dingil pimi açısı değeri $8^\circ - 16^\circ$ arasında olması önerilmektedir (Ersoy ve Heiβing, 2011). Eksenin yol yüzeyindeki iz düşümünün araç merkezine göre, lastiğin orta noktasından daha geride olma durumuna pozitif ofset, daha ileride olma durumuna negatif ofset denilmektedir (Kaynak, 2019).



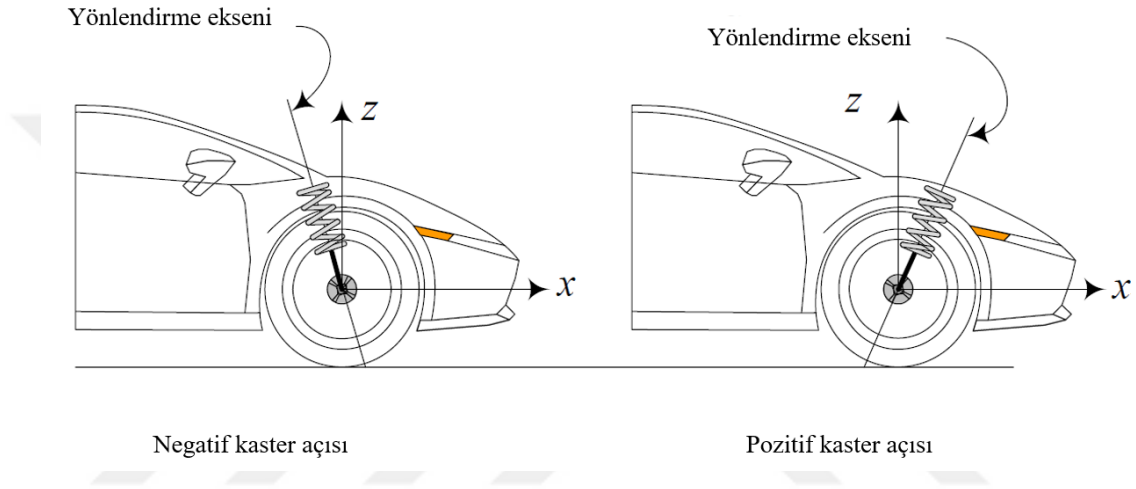
Şekil 1.8 (a)Dingil pimi açısı (b) pozitif ofset (c) negatif ofset (d) nötr (Kuralay, 2008)

Nispeten küçük ve pozitif yön verme yarıçapı kullanıldığında aracı yönlendirme kabiliyeti artmaktadır. Nispeten küçük ve negatif yön verme yarıçapı kullanıldığında ise fren kuvvetlerinin tekerleklerde aracın merkezine doğru bir moment oluşturması sebebiyle araç daha da stabil hale gelir ve kolay savrulamaz (Kuralay, 2008).

1.7 Kaster Açısı

Durağan haldeki bir araç tekerleğine yanından bakıldığında dönüş eksenini (kingpin) ile yere dik olan normal doğrusu arasındaki açı, kaster açısı olarak adlandırılır. Kaster

açısı pozitif ise aracı döndürebilmek ekstra bir efora neden olurken düz yolda hareket kabiliyetini arttırmaktadır. Negatif kaster durumunda olması virajda devrilme eğilimi göstermesine neden olur. Araçlarda çoğunlukla pozitif kaster kullanılır (Reimpell ve Stoll ve Betzler, 2001). Bir başka deyişle pozitif kaster açısı yol temas noktasında oluşan direnç kuvvetinin yol düzlem ve yönverme piminin kesiştiği noktada bir moment etkisi yaratması sebebiyle direksiyonu dönmüş durumundan düz durumuna getirmeye çalışacağından aracın stabilitesini iyileştirir.

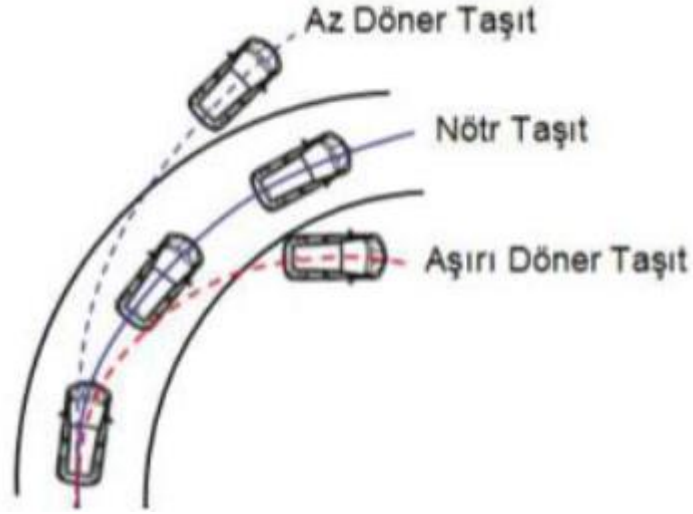


Şekil 1.9 Kaster açısının gösterimi (Jazar, 2008)

Çift enine yön vericili askı sistemlerinde (Double Wishbone) enine yön verici kolların hem birbirine hem de yere göre paralellliği söz konusu olduğundan kaster değişimi yok denecek kadar azdır. Bu da aracın sürüş stabilitesini olumlu yönde etkiler.

1.8 Taşıtın Özgül Yönlenme Karakteristiği

Viraj hareketinde aracın takip ettiği yörünge, aracın viraj karakteristiğini tayin eder. Nispeten daha yüksek hızlarda yapılan viraj dönme hareketi süresince araç, sürücüsünün yönlendirmesiyle değil, aracın virajı dönmeye henüz başlamadan izlediği yol doğrultusu ile sürücünün dönmeyi arzuladığı yol doğrultusu arasında meydana gelen bir yönlenme açısı ile hareket eder. Lastikler, 15° ile 20° arasındaki diyagonal yönlenme açısında en yüksek yanıl yönlenmeye sahip olurlar (Kuralay, 2008).



Şekil 1.10 Taşıtın virajda yönlenme karakteristiği (Kuralay, 2008)

Nötr özgül yönlenme karakteristiğine sahip bir taşıt viraj dönme hareketi süresince hızını değiştirse dahi viraj yörüngesini takip etmeyi sürdürür.

Az döner özgül yönlenme karakteristiğine sahip bir araç, sabit viraj yarıçapını dönme aşamasında virajın dışına doğru daha da büyükçe bir yarıçaplı yörüngeyi takip etmeyi arzular. İstenmeyen bu hareketi direksiyon açısını daha da arttırarak önleyebiliriz.

Çok döner özgül yönlenme karakteristiğine sahip bir araç sabit bir viraj yarıçapını dönme aşamasında direksiyon açısı arttırılıp azaltılmamasına rağmen, daha da küçük bir yarıçaplı yörüngeyi izlemeyi arzular. Viraj içine doğru yönlenmeye başlayan aracın ideal seyrine dönmesi direksiyon dönüş açısının daha da azaltılmasıyla mümkün hale gelebilir.

BÖLÜM İKİ

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI VE DİREKSİYON SİSTEMİ ELEMANLARI

2.1 Literatür Araştırması

Gillespie (1992)'de araç dinamiğinin temellerini konu alan kitabını yayımlamıştır. Kitabın 8. bölümünde direksiyon sistemi temelleri detaylı olarak anlatılmakta olup sisteme etki eden momentler ve kuvvetler de bu bölümde açıklanmaktadır.

Jazar (2008)'de yazmış olduğu araç dinamiği kitabının ilk bölümünde lastik tekerleğin yapısını, lastik tekerleğe gelen kuvvetler ve etkiyen momentleri incelediği ilk bölümde kazıma momentine değinmiş, 7. bölümde ise yönlendirme sistemini açıklamıştır.

Kuralay (2008)'de yazmış olduğu motorlu taşıtların temel esaslarını ve yapı elemanlarını anlattığı kitabının ikinci cildinin 6. bölümünde direksiyon sisteminin temellerini, elemanlarını ve yön verme sistemi tasarımına ait kriterleri anlatmaktadır.

Heiðing ve Ersoy (2011)'de yazmış oldukları kitaplarında 3. bölümde yönlendirme sisteminin türlerini, elemanlarını anlatmışlardır. Ayrıca direksiyon kolonundan direksiyon kutusuna hareketin taşınmasında kayıcı kardan mafsallı kullanımına değinmişlerdir.

Erbil (2014)'te ağır ticari taşıtlarda direksiyon sisteminin taşıt dinamiğine olan etkilerini incelediği yüksek lisans tezinde direksiyon sistemi elemanlarını ve direksiyon kutusunun yapısını, işleyişini ayrıntılı bir şekilde anlatmış; yönlendirme sisteminin ADAMS™ Car yazılımı vasıtasıyla araç dinamiğine olan etkilerinden bahsetmiştir.

Topaç vd. (2016)'da yayımladıkları araştırma makalesinin ilk kısmında yönlendirme hatasını sınırlama optimizasyonu gerçekleştirirken, ikinci kısımlarında

yönlendirme esnasında tekerlek temas yüzeyine etkiyen kazıma momentini hesaplamışlardır. Bu kazıma momentinin vasıtasıyla, direksiyon elemanlarının sonlu elemanlar analizini (SE) gerçekleştirmişlerdir.

Kaynak (2018)'de yapmış olduğu iki akstan yönlendirilen üç akslı ağır hizmet aracının yönlendirme sisteminin tasarımını ve analizini incelediği yüksek lisans tezinde sistemin tasarımının ardından kutu momenti ve kazıma momenti etkisi altında, tasarlanan parçaların sonlu elemanlar analizini (SE) gerçekleştirmiştir.

2.2 Direksiyon Simidi

Direksiyon simidi, araçta bulunan direksiyon sisteminin araç sürücüsüyle en fazla birebir iletişimde olduğu ve sürücünün aracı kontrol etmesi için kullandığı dairesel bir direksiyon sistemi elemanıdır. Direksiyon sisteminin çapı direkt olarak direksiyon eforlarını etkilemektedir. Efor gereksinimini arttırmak için direksiyon çapı daha büyük seçilirken ergonomi ve kullanım bakımından direksiyon simidinin çapı çok büyük seçilememektedir (Erbil, 2014).

2.3 Direksiyon Mili

Direksiyon mili direksiyon simidi ile direksiyon kutusu arasındaki iletişimin kurulmasındaki ilk adımdır. Direksiyon milini gövde ve iç trim elemanlarına bağlayan braket veya direksiyon kolunu vasıtasıyla da direksiyon simidinin sürücüye göre konforlu olacağı optimum nokta bulunabilir.

2.4 Direksiyon Kutusu

Sistemin en önemli parçalarından biri olan direksiyon dişli kutusu hidrolik ve mekanik fonksiyonları bir araya getirir. Bu kutu sayesinde, aracın yönlenebilmesi için gereken yüksek momentler, bu kutu içerisinde yer alan dişlerin çevrim oranları kadar azalır ve araç daha rahat yönlenebilir (Erbil, 2014). Direksiyon kutusu pitman kolu aracılığı ile itici kol vasıtasıyla tekerlekleri yönlendirir.



Şekil 2.1 Direksiyon kutusu (Hema, b.t)

2.5 Pitman Kolu

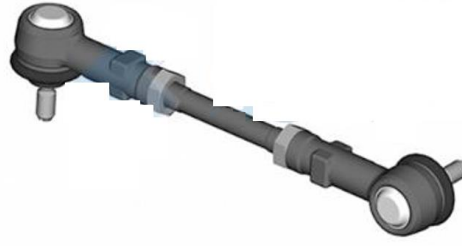
Pitman kolu otomotiv sektöründe sektör kolu olarak da bilinen, anlık kuvvet iletiminde mukavim olması istendiğinden dolayı genellikle 41Cr4, 42Cr4Mo4 malzemeleriyle dövme imalat yöntemine göre üretilen, direksiyon sisteminin kritik bir elemanıdır. Girişim problemi olduğu durumlarda ofset verilerek üretilebilir.



Şekil 2.2 Pitman kolu (Ditaş, b.t)

2.6 İtici Kol

İtici kol, pitman kolundan aldığı itme veya çekme kuvvetini iz koluna ileterek kuvveti aktarır ve aracın yönlenmesini sağlar. Girişim problemi olduğu durumlarda ofset verilerek üretilebilen bu metal boru malzemedan olan parçanın genelde burkulma yüklerine maruz kalmasından dolayı bükümlü olması istenmez. İtici kol için St37, St52 gibi malzemeler kullanılabilir.



Şekil 2.3 İtici kol örneği (Setasotomotiv, b.t)

2.7 İz Kolu

Aksona bağlanarak itici koldan aldığı itme çekme kuvvetini tekerleğin yönlenme hareketine dönüştürür. Tekerleğin yönlenmesinde direkt etkiyi sağlar. İz kolu parçasının itici kol ile bağlantı noktası tekerleğin dönüş açılarını doğrudan etkiler.

2.8 Yön Verme Kolları

Bağımsız süspansiyonlu araçlarda yön verme kolları şasiye veya yardımcı şasiye bağlanarak itici koldan aldığı itme çekme kuvvetini iz koluna ve sağ tekere aktarır. Aracın sağa ve sola dönüşlerde simetrik dönüş açılarına sahip olmasında kritik bir önem taşımaktadır.

BÖLÜM ÜÇ

4x4 ARACIN DİREKSİYON SİSTEMİNİN TASARIMI

3.1 Dönüş Yarıçapı İsterine Göre Dönüş Açılarının Hesaplanması

Askeri araçlar, ihale edilirlerken üretici firmalara ihale şartlarını bildiren teknik ister dokümanları adı altında şartnamelerde belirtilen maddelere göre tasarlanırlar. Bu maddeler, aracın tasarım kriterlerini oluştururlar. Firmanın mevcut araçları bu maddelere göre optimize edilerek ihaleye katılır veya böyle bir aracı yoksa yeni aracı bu maddeleri karşılayacak şekilde tasarlar. Bu teze konu olan araç özellikleri, herhangi bir firmaya ait ve mevcutta kullanılan bir askeri aracın özellikleriyle aynı değildir.

Direksiyon sistemleri de bu maddelerden biri olan dönüş yarıçapı isteri maddesine göre tasarlanırlar. Bu teze konu olan ve Tablo 3.1’de genel özellikleri belirtilen off-road (yol dışı) aracın dönüş yarıçapı isteri duvardan duvara olmak suretiyle 8 metre olarak belirtilmiştir.

Tablo 3.1 Tez için seçilen aracın genel özellikleri

	Ön Aks	Arka Aks
Süspansiyon Tipi	Bağımsız	Bağımsız
Aks Ağırlığı	5500	7000
Şanzıman	6 ileri 1 geri vites	
Motor	360 ps Cummins	
Tekerlek	365/85R20	365/85R20
Ölçüler (mm)		
Uzunluk	5554	
Genişlik	2560	
Yükseklik	2700	

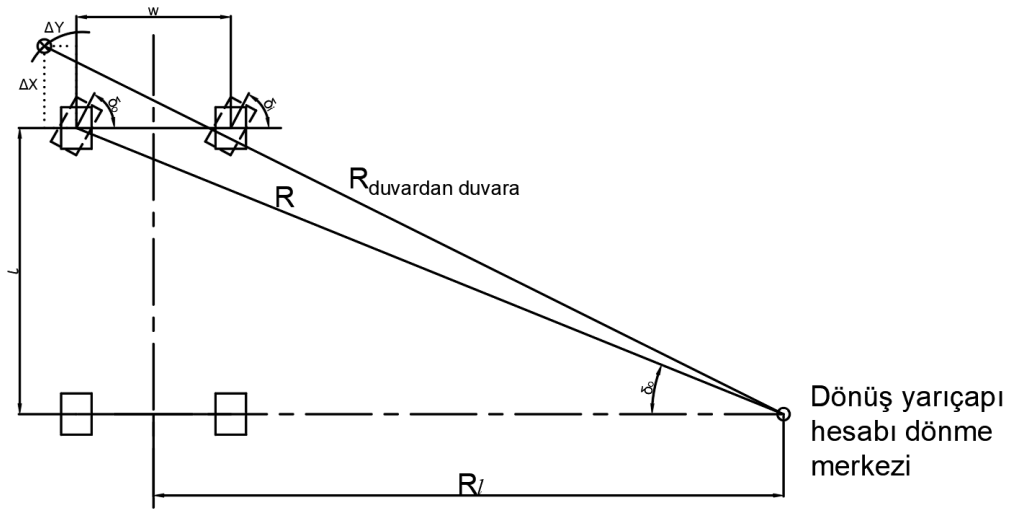
Duvardan duvara dönüş yarıçapı, araca üst görünüşten bakıldığında aynalar hariç olmak üzere aracın en dış noktasıdır. Bu nokta, sağ ve sol için simetrik seçilir. Duvardan duvara 8 metre dönüş yarıçapı isterini karşılayabilecek olan yönlendirilebilir bağımsız ön süspansiyon kompleksi, üretici firmadan talep edilmiştir. Yönlendirilebilir bağımsız ön süspansiyon kompleksinin üretici firmasına; istenilen taşıma kapasitesi,

bump (çökme) ve rebound (sekme) değerlerinin yanı sıra, bu tezi doğrudan etkileyen olabilecek minimum yönlenme açıları tasarım girdisi olarak belirtilmiştir.

Tasarım girdisi olarak kullanılabilecek minimum yönlenme açıları, Bölüm 1.3'te bahsedilen Ackerman geometrisi yöntemleriyle elde edilmiştir. Tablo 3.2'de, dönüş açılarını belirlemede etken olan kriterler yer almaktadır. Bu hesaplamalarda kullanılan kısaltmalardan δ_o ve δ_i sırasıyla dış teker yönlenme açısı ve iç teker yönlenme açısı anlamına gelmektedir.

Tablo 3.2 Dönüş yarıçapı hesabında kullanılan değerler

Kısaltma	Açıklama	Değer(mm)
l	aks açıklığı	3400
w	iz genişliği	2050
ΔX	x ekseninde araç en dış noktası ile tekerlek merkezi arasındaki mesafe	360
ΔY	y ekseninde araç en dış noktası ile tekerlek merkezi arasındaki mesafe	100



Şekil 3.1 Dönüş yarıçapı hesabının gösterimi

$$R_{duvar\ dan\ duvara}^2 = (R_l + \frac{w}{2} + \Delta Y)^2 + (l + \Delta X)^2 \quad (3.1)$$

$$8000^2 = (R_l + 1025 + 100)^2 + (3400 + 360)^2 \quad (3.2)$$

$$R_l = 5936,33 \text{ mm} \quad (3.3)$$

$$\tan \delta_o = \frac{l}{(R_l + \frac{w}{2})} \quad \tan \delta_i = \frac{l}{(R_l - \frac{w}{2})} \quad (3.4)$$

$$\tan \delta_o = \frac{3400}{(5936,33 + 1025)} \quad (3.5)$$

$$\tan \delta_i = \frac{3400}{(5936,33 - 1025)} \quad (3.6)$$

$$\delta_o = 26,03^\circ \quad \delta_i = 34,69^\circ \quad (3.7)$$

2050 mm iz genişliğine sahip, aks açıklığı 3400 mm olan bir yol dışı (off-road) aracın 8 metre dönüş yarıçapı için, duvardan duvara ölçülmek kaydıyla, ihtiyaç duyduğu minimum tekerlek dönüş açıları Denklem 3.7’de hesaplanmıştır.

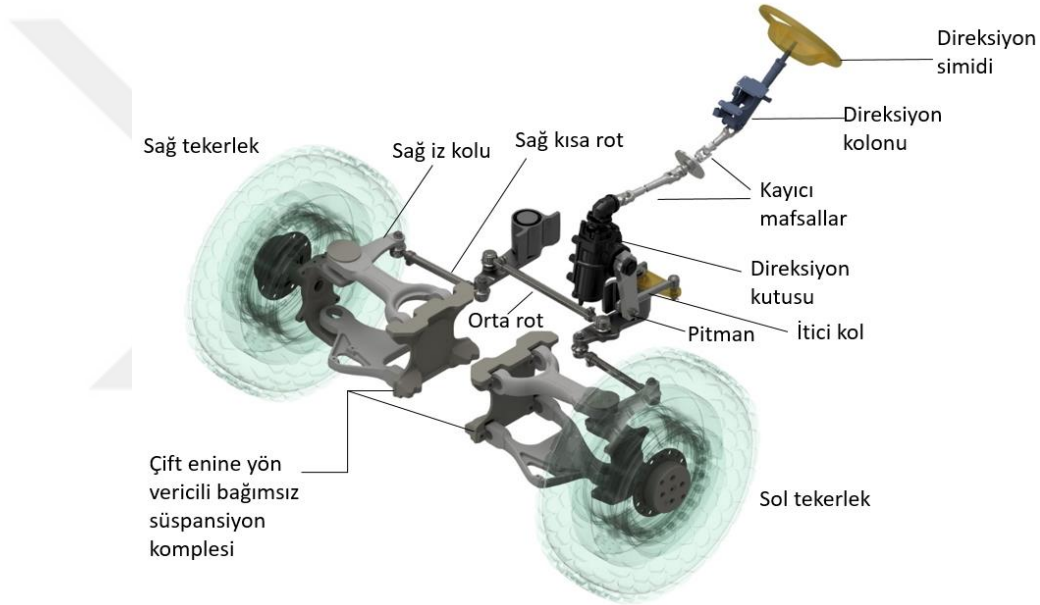
Teze konu olan araç ile yine savunma sanayii için üretilmiş bir başka zırhlı araç ile aksın ortaklaştırılması hedeflenmiştir. Bu ve bunun gibi ortaklaştırmalar, hem parça başı maliyeti hem de araç toplam maliyetini azaltmak ve kârlılığını arttırmak için büyük firmalarca başvurulan yöntemlerdendir.

Ancak ortaklaştırılması hedeflenen bu aksın sol yön verme kolu toplamda 34 derece dönebilirken, bu araçta girişim problemi sebebiyle bu araç için $28,5^\circ$ ile sınırlandırılmıştır. Sol yön verme kolunun sadece $28,5^\circ$ dönebilecek olması sebebiyle yönlendirilebilir bağımsız ön aksın iz kolu ve H mekanizmasının mevcut noktalarıyla oluşan teker iç ve dış dönüş açıları, Bölüm 3.1’de belirlenen ihale isteri olan teker dönüş açılarını karşılayamamaktadır. Bu durum, iz kolu ve H mekanizmasında bir optimizasyona gidilmesini kaçınılmaz hale getirmiştir. Optimizasyon yapılacak olması, tüm bağımsız süspansiyonun ayrı çalışılıp aks tedarik etmek yerine yeni parça tasarımlarıyla daha az maliyetli bir çözüm olacaktır.

3.2 Direksiyon Sistemindeki Optimizasyonlar

3.2.1 Süspansiyon Geometrisinin Kasiste Yönlendirme Kontrolü

Güvenli bir sürüş sağlaması istenilen ve engebeli arazilerde yol alacak olan yol dışı (off-road) askeri araçların, direksiyon sisteminde kasiste yönlendirme derecesinin olabilecek en az değerde olması istenilir. Bu değerin kontrolü ve geriye kalan kinematik tasarım çalışmaları MSC Adams™ çoklu cisim dinamiği (ÇCD) ticari yazılımıyla gerçekleştirilecektir.

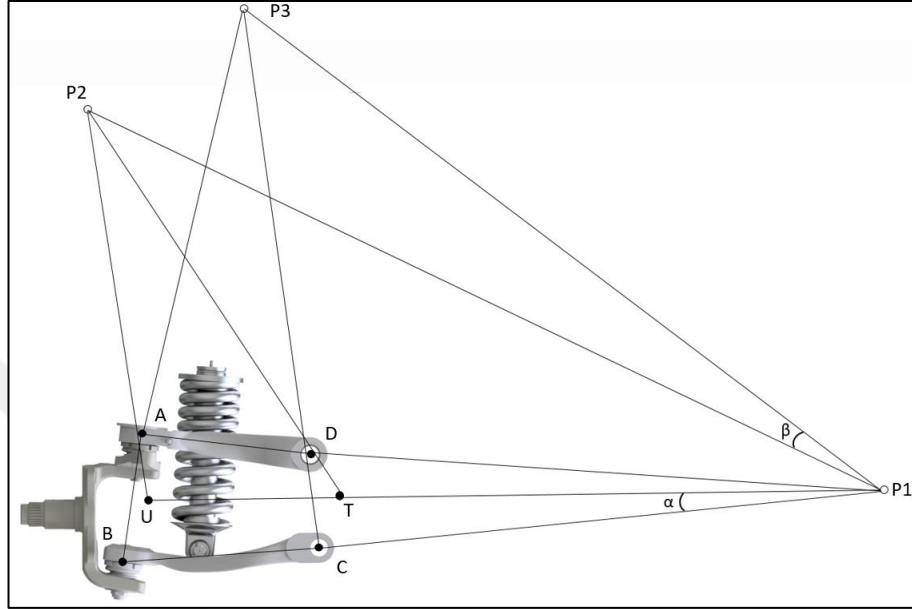


Şekil 3.2 Direksiyon sisteminin genel görüntüsü

3.2.2 ADAMS Car programında Kasiste Yönlendirme Kontrolü ve Değerin Optimizasyonu

Araçta kullanılması düşünülen yönlendirilebilir bağımsız süspansiyon için bump (çökme) değeri 170 mm, rebound (sekme) değeri 130 mm olarak seçilmiştir. Kasiste yönlendirme için, belirtilen maksimum değer $4^{\circ}/m$ 'dir (Ersoy ve Heißling, 2011). Araç ön süspansiyonu, MSC ADAMS™ yazılımında yönlendirilebilir ancak direksiyon sisteminin geri kalan elemanları olmadan toplamda 300 mm mesafede simülasyon ortamında hareket ettirilmiştir. Kasiste yönlendirme, süspansiyonun toplam hareket

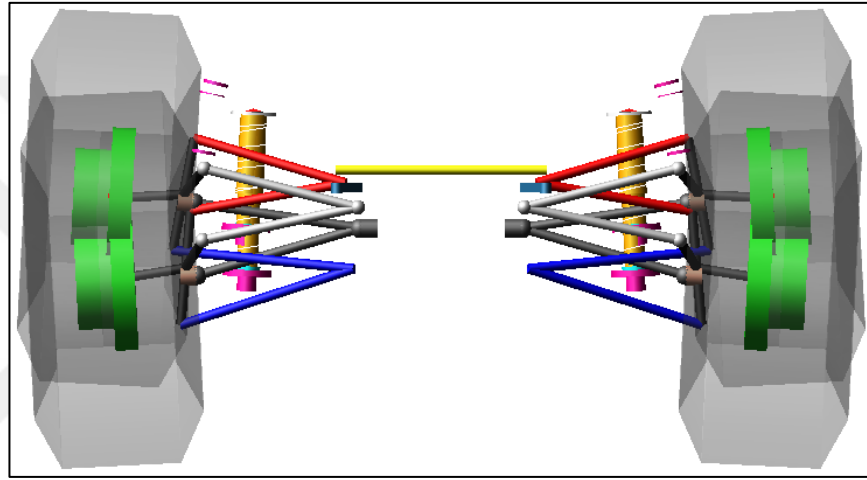
mesafesi olan 300 milimetrenin %40'ı olan 120 mm'de irdelenmiştir. Bu geometride 170 mm tekerlek düşey deplasmanında elde edilen yönlenme değeri $1,4^\circ/\text{m}$ 'dir. İz kolu ile sol rotun bağlantı noktasını ve sol rotun H mekanizmasına bağlandığı noktaların seçilmesi için aşağıda görseli bulunan yöntemden faydalanılmıştır.



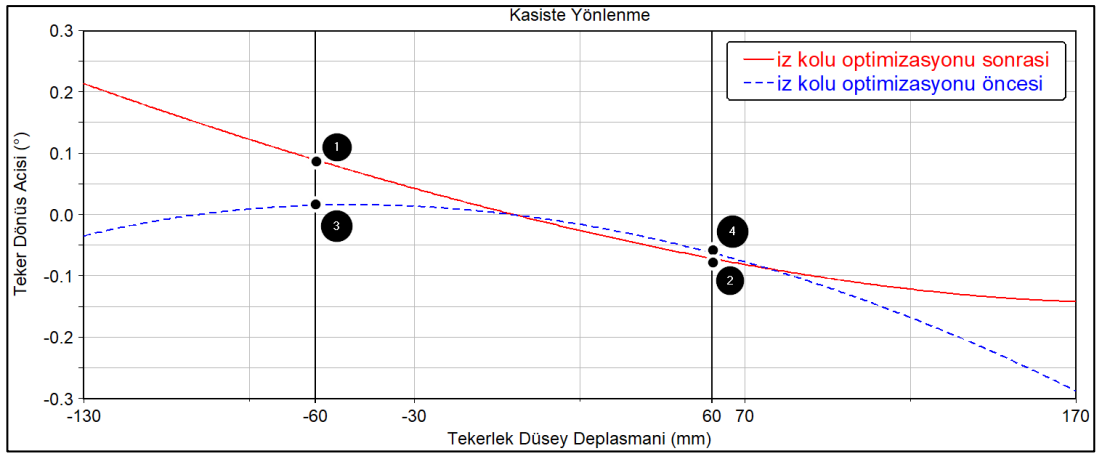
Şekil 3.3 Sol rotun yerleştirilmesi

A noktası, üst salıncak ile aksın; B noktası, alt salıncak ile aksın bağlantısını temsil ettiği üstteki görselde C ve D noktaları sırasıyla üst ve alt salıncakın yardımcı şasi ile bağlantısını temsil etmektedir. Sol rot kolu; iz kolu ile U; H mekanizması ile T noktasından küresel mafsallarla bağlanacaktır. Tekerleğin aşağı yukarı yaylanması sırasında ön iz açısı değişikliğinin olabileceğince az olması istenmektedir. Bu durumu sağlayabilmek için, U ve T noktalarından geçen doğru ile D ve T noktalarından geçen doğrunun kesiştirilmesi, A ve B noktalarından geçen doğru ile C ve D noktalarından geçen doğrunun kesiştirilmesi gerekmektedir. Sırasıyla P2 ve P3 adı verilen bu noktalar ile ani dönme merkezinin (P1) kesiştirilmesi sonucunda ortaya α ve β açıları çıkmaktadır. Sol rot noktaları U ve T öyle konumlandırılmalıdır ki, tekerlek yaylanması esnasında yönlenmenin en az olabilmesi için α ve β açıları mümkün olduğunca birbirine yakın olmalıdır (Kuralay,2008).

Yeni parçaların ADAMSTTM Car yarım taşıt (yönlendirilebilir ön süspansiyon) modelinde yerlerine konmasının ardından, kasiste yönlenme kontrolü gerçekleştirilmiştir. Toplam tekerlek düşey deplasmanı olarak seçilen tekerlek düşey deplasman değerinin %40'ı olan ± 60 mm tekerlek yaylanması için kasiste yönlenme (bump steer) değeri $1^\circ/\text{m}$ olarak bulunmuştur. Bu, iz kolu optimizasyonu yapılmamış süspansiyona göre %28,5 iyileşme sağlanması anlamına gelmektedir. Bu değerler, 1 ve 2 noktaları arasındaki eğim ile 3 ve 4 noktaları arasındaki eğimin $^\circ/\text{m}$ biriminden oranlanmasıyla elde edilmiştir.



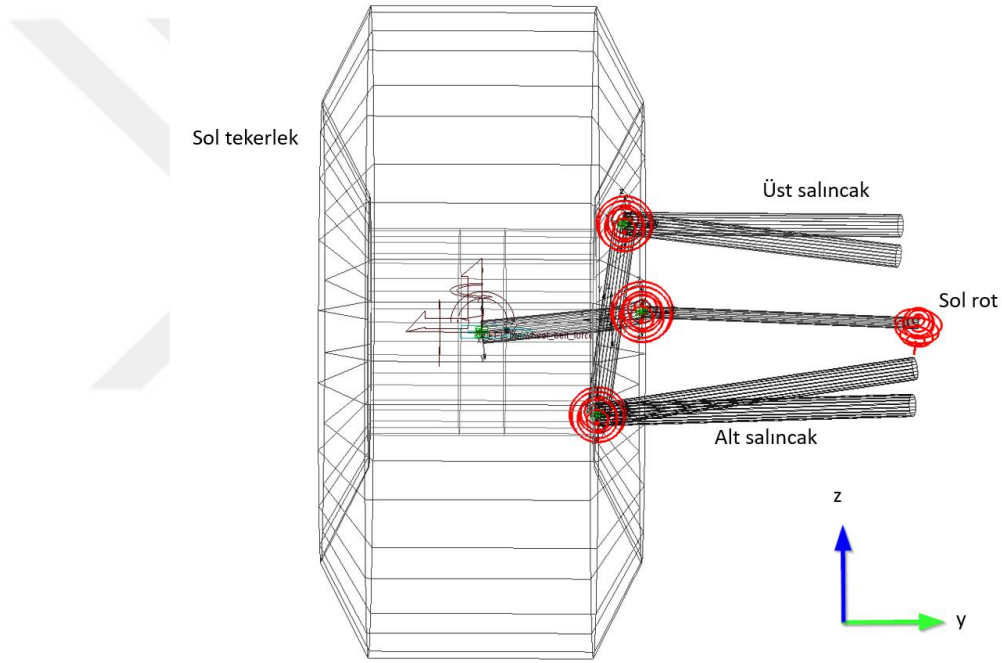
Şekil 3.4 Düşey tekerlek deplasmanında hareket zarfı (ADAMSTTM View)



Şekil 3.5 Optimizasyon öncesi ve sonrası kasiste yönlenme

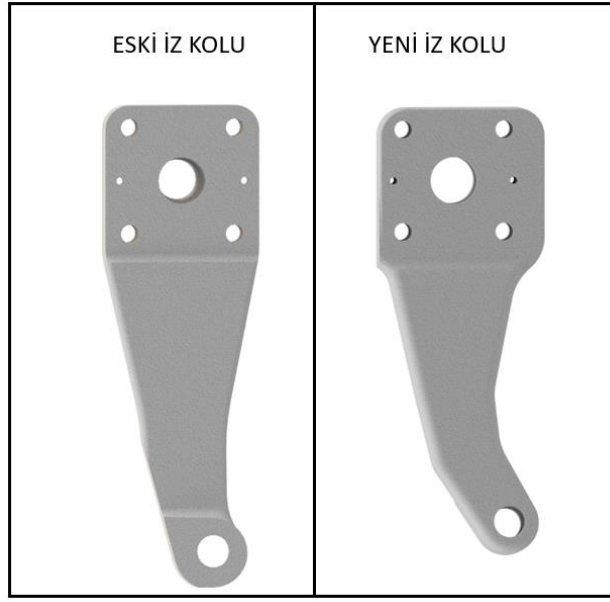
3.2.3 Teker Dönüş Açısının Sağlanması İçin İz Kolu Optimizasyonu

Bu bilgiler ışığında yapılan çalışmayla U ve T konumları araç eksen takımına göre y ve z eksenlerinde belirlenmiştir. X ekseninde belirlenebilmesi için sadece sol tekerleğin dönüşünü simüle edebilmek amacıyla bir ADAMS™ View modeli kurulmuştur. Bu tek tekerlekli modelde üst ve alt salıncak kolları, akson, sol lastik, iz kolu ve sol ikti kolu yer almaktadır. Üst ve alt salıncak kolları akson arasında, iz kolu ve sol yön verme kolu ile akson ve iz kolu arasında küresel mafsallar tanımlanmıştır. Alt ve üst salıncak kolları sabit düzlem ile döner mafsallar ile bağlanmıştır.



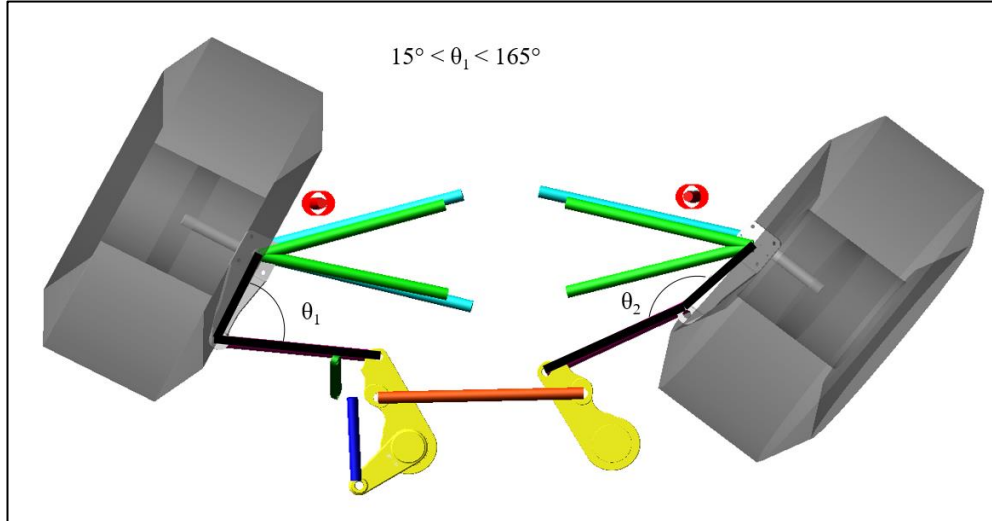
Şekil 3.6 ADAMS View programında kurulan tek tekerlek modeli

İz kolu ve sol rot kolunun bağlantı noktasının güncellenmesiyle yeni bir iz kolu çalışılmıştır. Bu çalışma sonucunda sol tekerleğin gövdeye herhangi bir girişim yapmadan dönebilme açıları sola ve sağa dönüş hareketlerinde sırasıyla 39,35° ve 28,77° bulunmuştur. İhale isterinde yer alan 8 metre dönüş yarıçapı kullanılarak yapılan hesaplar sonucu ortaya çıkan minimum iç ve dış teker dönüş açılarını sağlamakta olduğu gözlemlenmiştir.

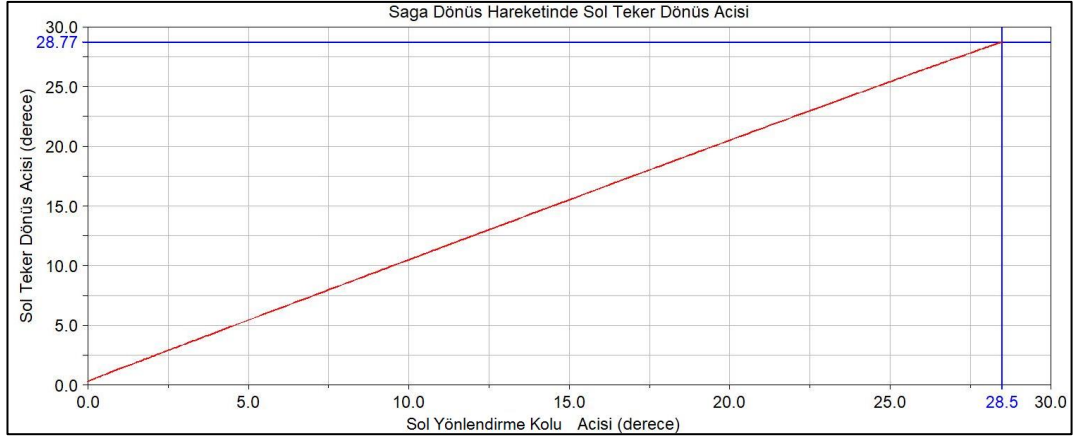


Şekil 3.7 (a) Eski iz kolu (b) Yeni iz kolu

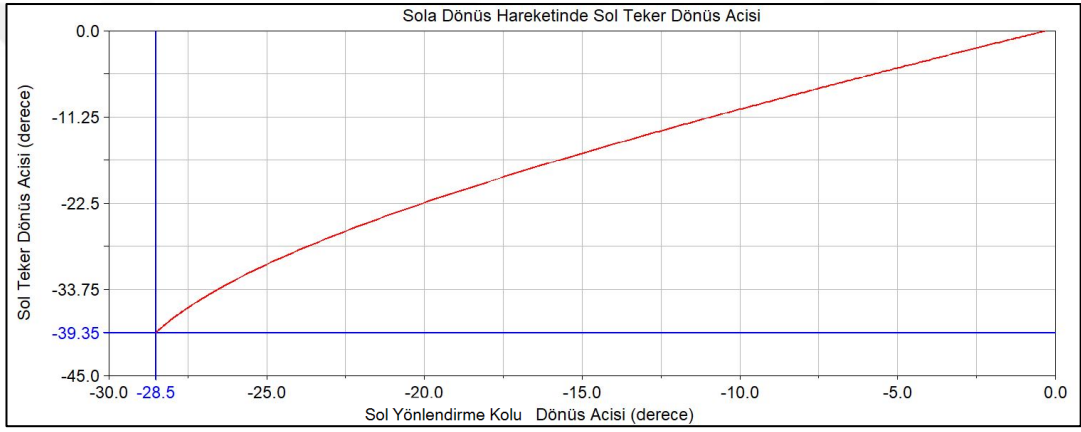
Konumlandırılan bu noktalarda dönüş anında tam sapmış bir tekerlekte sağ veya sol rot kolunun iz kolları ile arasındaki açının 15° ile 165° arasında yer alması istenmektedir (Kuralay, 2008). Şekil 3.8’de gösterildiği gibi θ_1 açısının 15° ’den büyük, θ_2 açısının ise 165° ’den küçük olması gerekmektedir. Bu çalışmada θ_1 açısı $76,25^\circ$ ve θ_2 açısı $160,4^\circ$ elde edilmiştir.



Şekil 3.8 Yönlendirme mekanizmasında iz kolu ve rot kolu arasındaki açının kontrolü



Şekil 3.9 Sağa dönüşte sol yönlendirme kolu açısına karşılık sol teker dönüş açısı

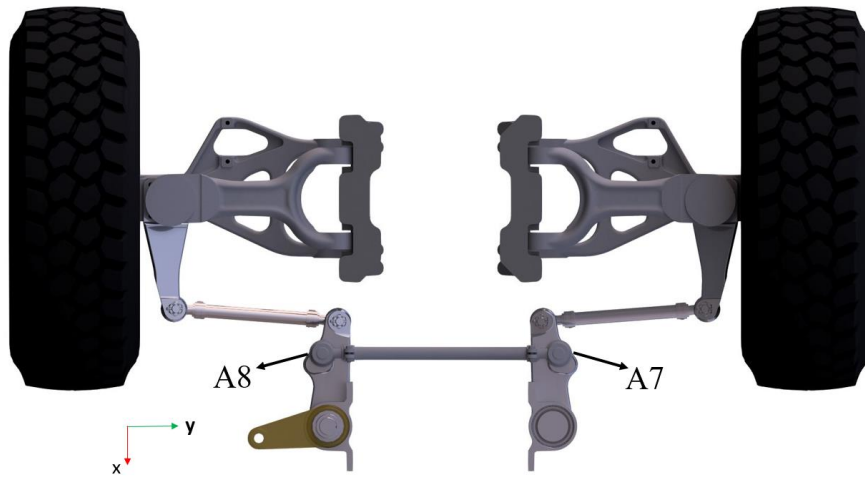


Şekil 3.10 Sola dönüşte sol yönlendirme kolu açısına karşılık sol teker dönüş açısı

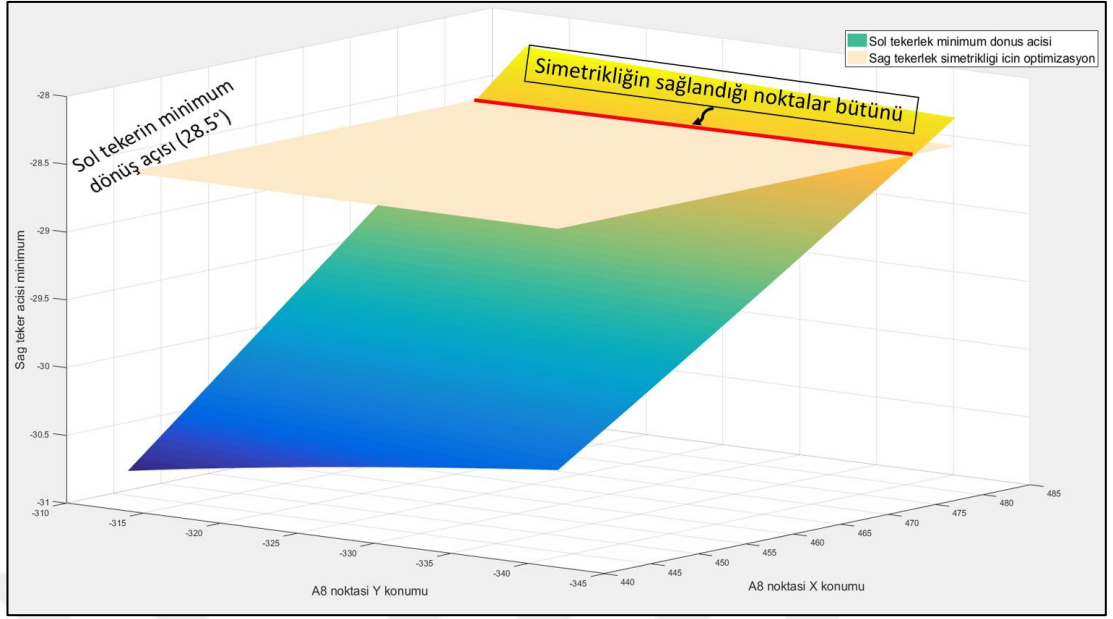
3.2.4 H Mekanizmasında Yapılan Optimizasyonlar İle Sağ Teker Dönüş Açısının ve Simetrikliğin Sağlanması

Bölüm 3.2.3'te sol tekerin dönüş açıları belirlenmiştir. Aracın sol tekerleği, araç sola yönlendiğinde iç teker görevi görüp maksimum tekerlek dönüş açısına sahip olmaktadır. Aksine, araç sağa yönlendiğinde dış teker görevi görüp minimum teker dönüş açısına sahip olmaktadır. Sol tekerleğin aracın sağa ve sola yönlendiğinde dönüş yarıçapının minimum isteklerini sağlayabilecek teker dönüş açıları belirlenirken bir iz kolu optimizasyonu yapılmıştır. Bu durum, mevcut yönlendirme sistemindeki H mekanizması kinematik noktalarıyla; simetrikliğin sağlanamaması anlamına gelmektedir. Yani yeni iz kolu ve mevcut H mekanizması sol ve sağ yönlendirme kollarının kullanılması durumunda tekerleğin sola ve sağa dönüş açıları

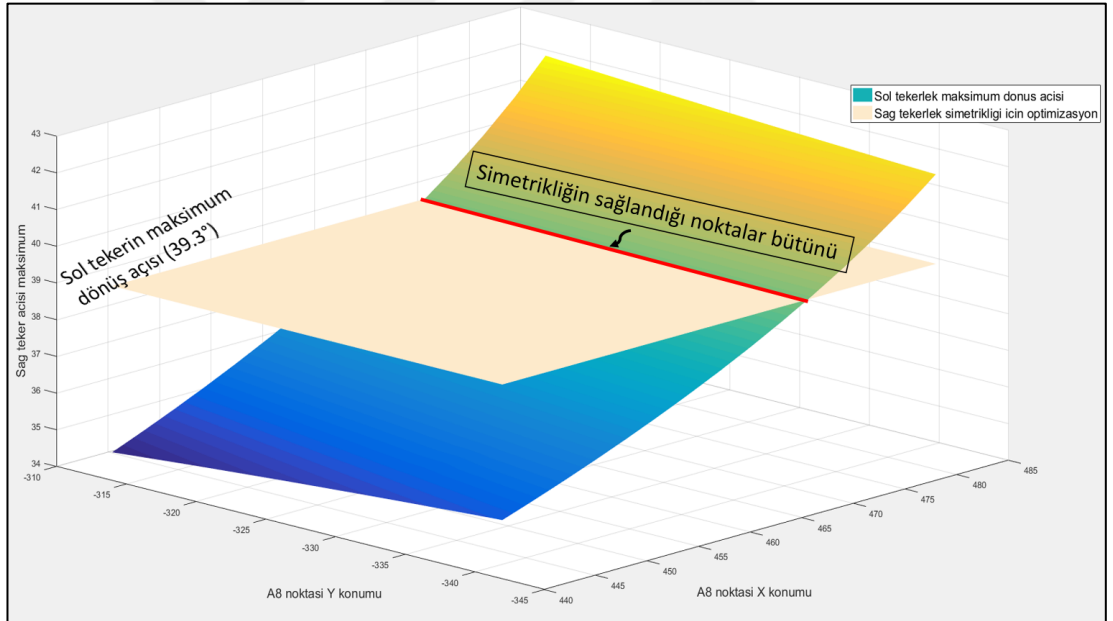
arasında farklar olacağı gibi, araç sağ tekerleğinin de sağa yönlenme esnasında viraj dönüş yarıçapı isterini sağlaması gerekmektedir. Bütün bunların sağlanabilmesi için Şekil 3.8’de gösterilen A7 ve simetriği A8 noktalarının gösterilen x ve y eksenleri doğrultusunda optimizasyonu gerekmektedir. Optimizasyon, MSC ADAMS™ Car çoklu cisim dinamiği yazılımının Insight optimizasyon arayüzü ile gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen optimizasyonda girdi mesafeleri, hareket kabiliyetine göre, A7 ve A8 noktaları için x ekseninde 42 mm ve y ekseninde 28 mm olarak tanımlanmıştır. Optimizasyon sonrasında, sağ tekerleğin iç teker görevi yaptığında elde edebileceği maksimum teker dönüş açısı; sağ tekerleğin iç teker görevi yaptığında elde edebileceği minimum teker dönüş açısı ve ackerman hatası okutulmuştur. Okutulan bu değerlerin, sol tekerin minimum dönüş açısı olan yaklaşık $28,5^\circ$ ve maksimum teker dönüş açısı olan yaklaşık $39,3^\circ$ ile olan kesişim kümelerinden uygun A7 ve A8 noktaları elde edilmiştir. Bu noktaların elde edilmesine ilişkin grafikler sırasıyla şekil 3.12 ve Şekil 3.13’te yer almaktadır.



Şekil 3.11 A7 ve A8 noktalarının gösterilmesi



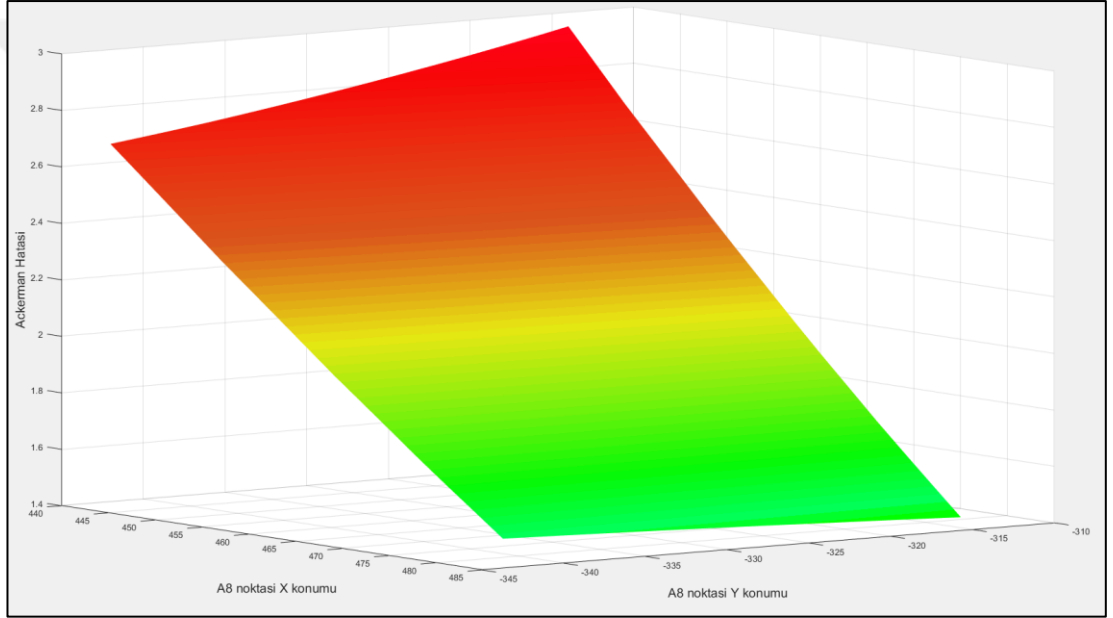
Şekil 3.12 A8 noktasının Y eksenindeki optimizasyonuna göre dış teker dönüş açıları



Şekil 3.13 A8 noktasının X eksenindeki optimizasyonuna göre iç teker açıları

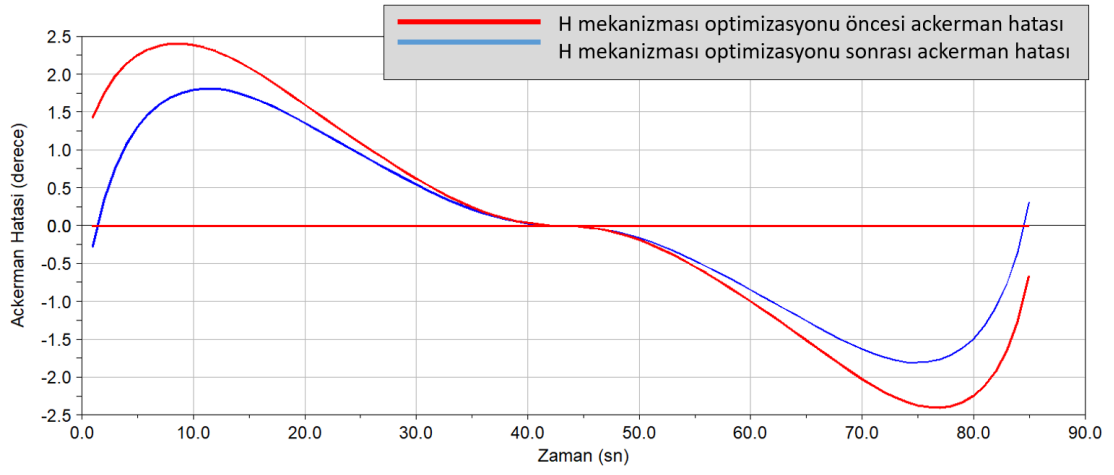
H mekanizmasında yer alan A7 ve A8 ile gösterilen bu noktalarda, Şekil 3.10'daki gibi x ve y eksenlerinde yapılan optimizasyonlar sağ tekerin dönüş açılarını şu şekilde etkilemektedir: A7 ve A8 noktasının birlikte +x yönünde hareketinin (y ekseninde hareket ettirilmemek suretiyle) sağ tekerleğin iç teker görevi yaptığı ve maksimum teker dönüş açısına sahip olduğu değeri azaltmakta, sağ tekerleğin dış teker görevi

yaptığı ve minimum teker dönüş açısına sahip olduğu değeri (mutlak değer olarak) arttırmakta olduğu gözlemlenmiştir. A7 ve A8 noktasının birlikte +y yönünde hareketinin (x ekseninde hareket ettirilmemek suretiyle) sağ tekerleğin iç teker görevi yaptığı ve maksimum teker dönüş açısına sahip olduğu değeri arttırmakta, sağ tekerleğin dış teker görevi yaptığı ve minimum teker dönüş açısına sahip olduğu değeri azaltmakta olduğu gözlemlenmiştir. A7 ve A8 noktasının birlikte +x yönünde hareketinin (y ekseninde hareket ettirilmemek suretiyle) ackerman hatasını arttırdığı, A7 ve A8 noktasının birlikte +y yönünde hareketinin (x ekseninde hareket ettirilmemek suretiyle) ackerman hatasını azalttığı gözlemlenmiştir.



Şekil 3.14 Optimizasyona göre ackerman hatasının değişimi

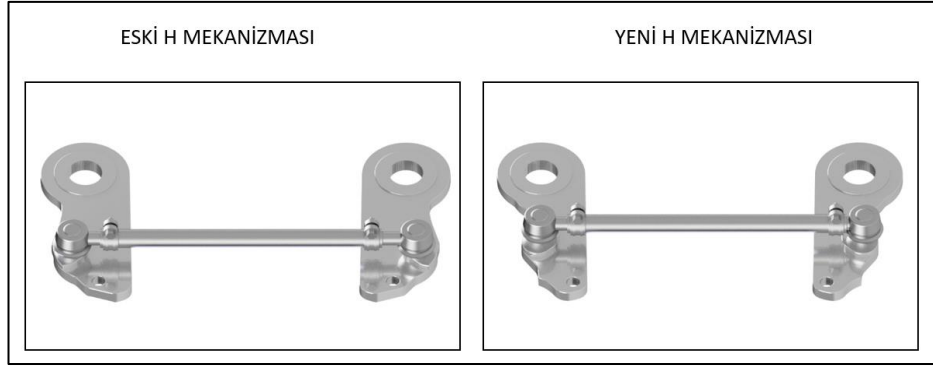
Gerçekleştirilen optimizasyon sonrasında elde edilen sol ve sağ itki kollarının araç çubuk bağlantı konumlarıyla mevcut halin sebep olacağı ackerman hataları aşağıdaki şekilde yer almaktadır. Bu çalışma sonrasında mevcut haldeki H mekanizmasının kullanılmasında elde edilecek maksimum ackerman hatasına göre yaklaşık olarak %25 iyileştirme sağlanmıştır.



Şekil 3.15 Optimizasyon öncesi ve sonrası ackerman hatası



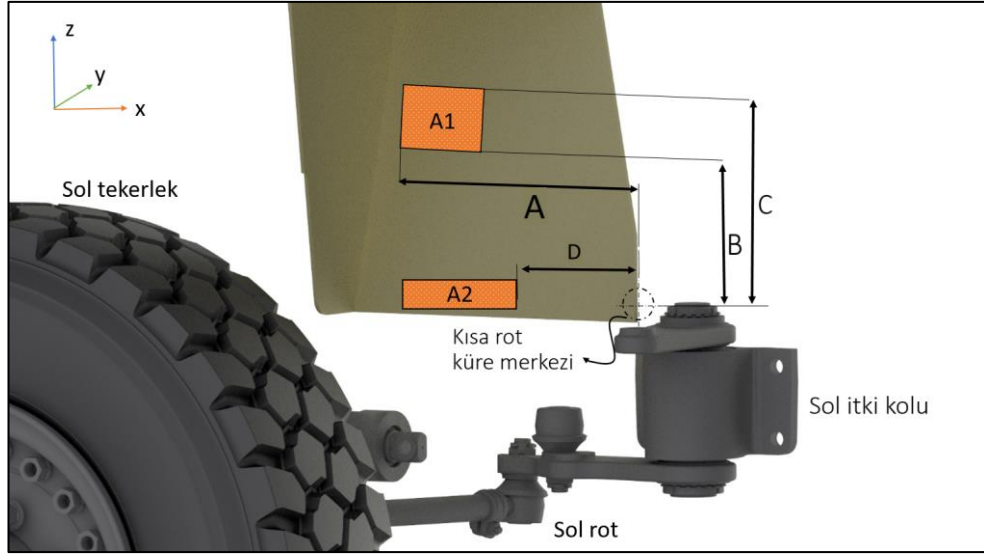
Şekil 3.16 (a) Eski yönlendirme kolu alt parçası (b) Yeni yönlendirme kolu alt parçası



Şekil 3.17 (a) Eski H mekanizması (b) Yeni H mekanizması

3.3 Kutunun Konumlandırılması

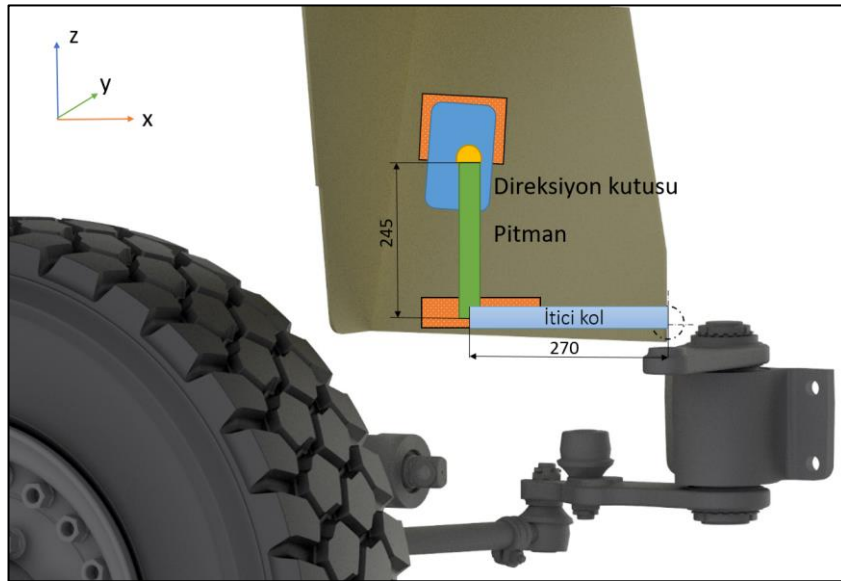
Araç tasarımında farklı birimlerin birbirleriyle iletişimde olması, araç üretimi esnasında fark edilecek ve araç üreticisi firmaya hem maliyet hem iş gücü kaybı olarak yansıyacak hataların önüne geçer. Bu sebeple farklı birimler, örneğin gövde ve direksiyon ekibi, direksiyon kutusunun konumlandırılabilceği alanlar için birlikte çalışır. Araçta, gövde ekibinden alınan geri dönüşler, aksın ve sol yön verme kolu üst parçasının konumlandırılması, pitman kolunun ve itici kolun belirli bir uzunluktan daha kısa olmaması isterleri göz önüne alınarak aşağıdaki görselde yer alan konumlandırılabilme alanı elde edilmiştir. Yön verme kolu ile itici kol bağlantısının olduğu yerde, itici kol küresel mafsallının yaklaşık küre merkezi seçilmiştir. Seçilen bu küresel mafsallın, küre merkezi noktasından araç önüne (-x yönünde) 250 mm mesafeden itibaren itici kol küresel mafsallı ve pitman kolu (sektör kolu) bağlantısı yapılabileceği kabul edilmiştir. Pitman kolu üst noktası için de, seçilen küresel mafsall konumundan en az 200 mm, en fazla 290 mm yukarıda olabilecek bir alan pitman kolu üst noktası için belirlenmiştir. Tahmini kutu geometrisinden dolayı küresel mafsall merkezinden araç önüne olan mesafe yaklaşık 380 mm seçilmiştir. Aynı hiza, Şekil 3.13'te pitman kolu ve itici kol küresel mafsall bağlantısı için de çekilmiştir.



Şekil 3.18 Kutunun, pitmanın ve itici kolun gelebileceği alanlar

Tablo 3.3 Kutunun konumlandırılabilmesi alan

Sembol	Açıklama	Mesafe (mm)
A1	Pitman üst noktasının gelebileceği noktaların oluşturduğu alan	
A2	Pitman alt noktasının gelebileceği noktaların oluşturduğu alan	
A	İtici kol küre merkezi ile kutunun -x yönündeki sınırı	380
B	İtici kol küre merkezi ile kutunun +z yönündeki alt sınırı	200
C	İtici kol küre merkezi ile kutunun +z yönündeki üst sınırı	290
D	İtici kol küre merkezi ile pitman alt noktasının -x yönündeki sınırı	250

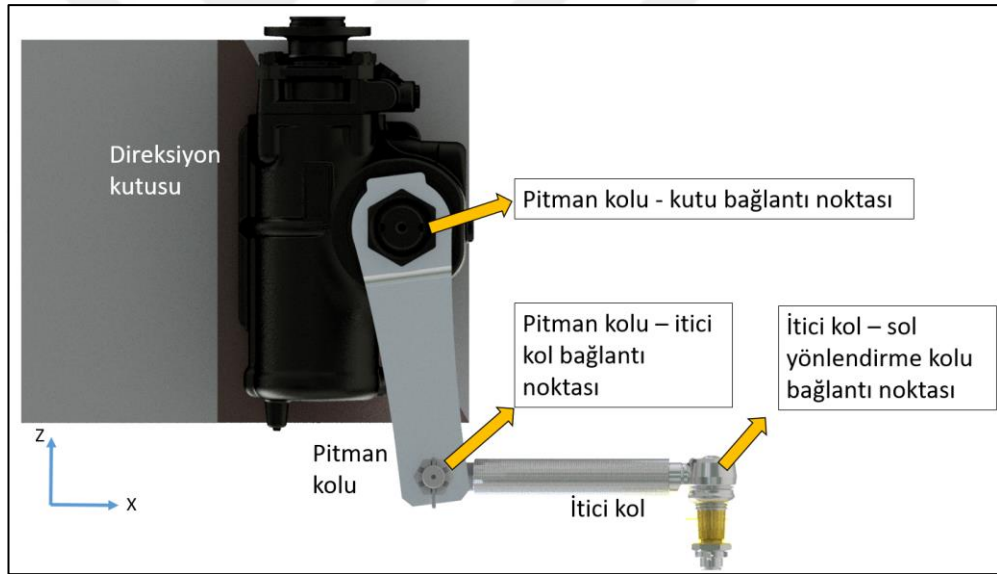


Şekil 3.19 Kutu, pitman ve itici kolun temsili yerleşimi ve ölçüleri

Direksiyon kutusu, pitman kolunun hem sağa ve sola eşit açılarda hareket ettiği, hem de aracın sağa ve sola dönüş hareketi esnasında sağ ve sol tekerin iç veya dış teker görevi yaptığı durumlardaki maksimum ve minimum teker açlarındaki simetrikliğin korunduğu bir konuma yerleştirilmiştir.

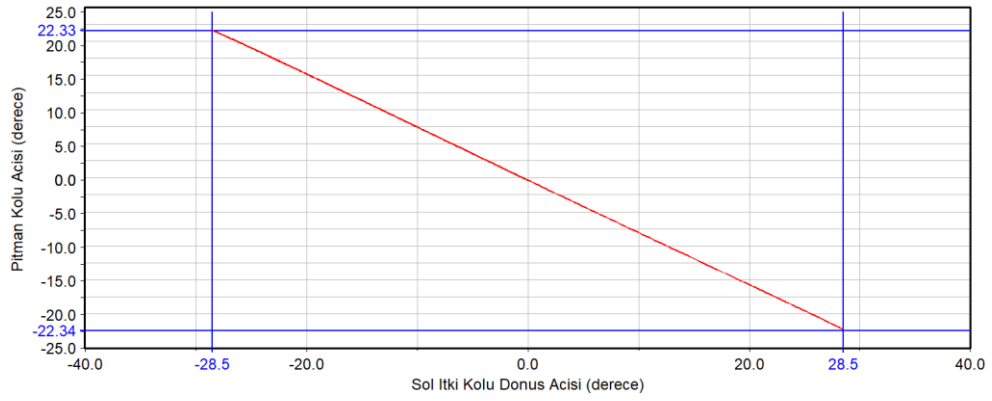
3.4 ADAMS View Programında Dörtkol Mekanizmasının Kurulması

Adams view programında kutu çevrim oranından bağımsız olarak, üst salıncak, alt salıncak, tekerlek, akson, yay ve amortisörlerin bulunduğu bir model kurulmuştur. Bunun amacı, bir sonraki aşama olan direksiyon kutusunun gerekli torkları verip veremeyeceğinin değerlendirilmesi öncesinde; kutu, pitman ve itici kol konumlarıyla elde edilen dönüş açılarının tam mekanizma olarak kontrol edilebilmesidir.



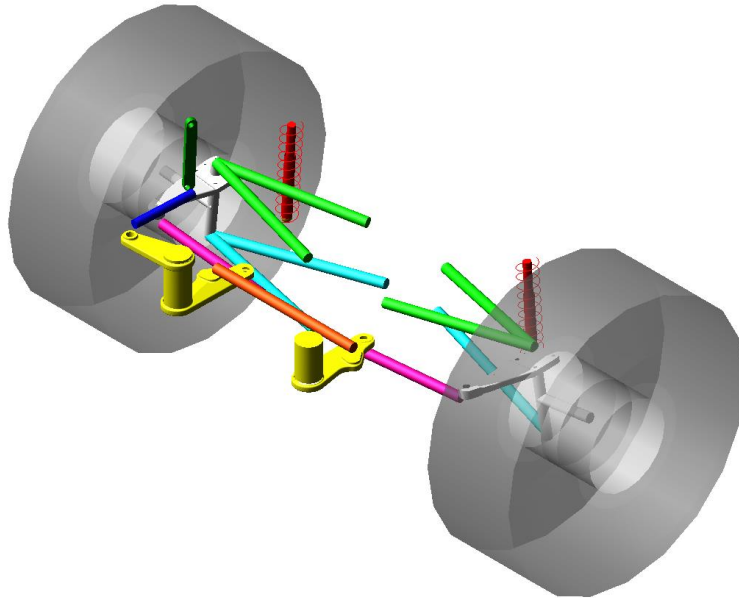
Şekil 3.20 Kutunun konumlandırılmasıyla birlikte oluşan pitman ve itici kol yerleşimi

Seçilen 3 nokta : pitman kolu – kutu bağlantı noktası, pitman kolu – itici kol bağlantı noktası ve itici kol – bağlantı noktası'dır. Direksiyon kutusunun bu noktalara yerleşimiyle pitman kolunun sağa ve sola dönüş hareketinde eşit hareket etmesi gözletilmiştir. Sol yön verme kolunun $-28,5^\circ$ ve $+28,5^\circ$ dönüşüne karşılık gelen pitman kolu dönüş açıları sırasıyla e karşılık gelen pitman kolu dönüş açıları sırasıyla $22,33^\circ$ ve $-22,34^\circ$ olarak bulunmuştur.



Şekil 3.21 Sol yön verme kolu dönüşüne karşılık pitman dönüşü ve simetrikliği

Bu işlemin ardından tekerlek dönüş için, üst paragraflarda bahsedildiği gibi istenilen direksiyon dönüş açılarındaki parça konumlarının bulunabilmesi amacıyla direksiyon kutusundan bağımsız bir şekilde yönlendirilebilir bağımsız süspansiyon kompleksi kurulmuştur. Burada direksiyon kutusundan bağımsızlığı tarif etmek gerekirse, hareket girdisi direksiyon kutusundan pitmana aktarılacak değil, sol yön verme kolunun sağa ve sola $\pm 28,5^\circ$ dönmesiyle verilmiştir.



Şekil 3.22 Yönlendirme mekanizmasının ADAMS™ View modeli

Yönlendirilebilir bağımsız süspansiyonun kompleksi oluşturulurken önce kinematik noktalar belirlenmiştir. Kinematik noktalar içerisinde; king pin eksen (döndürme

(döndürme eksen) üst ve alt noktaları, sol yön verme kolunun eksen noktaları, sol iz kolu ve sol rot kolu bağlantı noktası, H mekanizmasını oluşturan noktalar, tekerlek merkezi noktaları ve bu noktaların simetrikleri oluşturulmuştur. Üst salıncak ve alt salıncak, sağ ve solda aynı olmak üzere, salıncakların ön ve arka bağlantı noktalarının ortasındaki bir noktada döner mafsallarla ground (yer) ile bağlanmıştır. Burada ground (yer) araç gövdesini temsil etmektedir. Yine, üst salıncak ve alt salıncak, küresel mafsallar ile tekerleğin bağlı bulunduğu aksın parçasıyla bağlanmıştır. Tekerlek, mafsallarla tekerlek merkezi noktasında olmak üzere aksın parçasıyla sabitlenmiştir. Süspansiyonun yola oturabilmesi için yay ve amortisör çifti de eklenmiş ve yay için ön yükleme değeri doğru tanımlanmıştır. Bu ön yükleme değerinde gerekli değişiklikler yapılarak modelden okutulan sağ ve sol teker yüklerinin, aracın hedeflenen ön aks yüküne gelmesi sağlanmıştır.

ADAMS™ View programında kurulan ayrıntılı yönlendirilebilir bağımsız ön süspansiyon modelinde yön verme kolu parçasından verilen girdi ile yön verme kolu saat yönünde 28,5° dönerken araç sola yönelmekte, saat yönünün aksine 28,5° dönerken de araç sağa yönelmektedir. Okunacak değerlerin hassas olabilmesi için sol yön verme kolu parçasından verilen girdi 57,5 saniyelik bir simülasyon olup 575 adıma bölünmüştür. Verilen girdi denklemi aşağıdadır :

Function (time)	$\text{step}(\text{time}, 0, 0, 28.5, 28.5d) + \text{step}(\text{time}, 29, 0, 57.5, -57.0d)$
-----------------	---

Şekil 3.23 ADAMS View modelinde kullanılan hareket denklemi

Dörtkol mekanizması basit modelinde elde edilen optimizasyon noktalarına ve üst paragrafta açıklanan girdiyle koşulan ayrıntılı yönlendirilebilir bağımsız ön süspansiyon modeli, simülasyonların sonucu tekerlek dönüş açılarının birbirlerine göre durumları belirlenmiştir.

BÖLÜM DÖRT

TORK , KUVVET VE DÜZGÜNSÜZLÜK HESAPLARI

4.1 Direksiyon Kutusu Torkunun Belirlenmesi

İstenilen dönüş yarıçapına göre ön aks optimizasyonunun ardından direksiyon kutusu yerleşimi ve göre optimum pitman boyu bulma çalışması Bölüm 3.3'te tamamlanmıştı. Şimdi de, seçilen bu kinematik noktalarla birlikte aracın yönlenebilmesi için seçilecek kutu torkunun bu ihtiyacı karşılayıp karşılamayacağı belirlenecektir. Tüm bu yöntemler, araç yönlendirme (kingpin) ekseninde tekerleklerin dönüş yönünün aksi yönünde olduğu varsayılan Kingpin Torku'nun hesaplanmasıyla başlayıp, önce sağ tekerden başlayarak sol tekerlekten gelen kuvvetlerle birleşerek itici kola taşınmasından sonra direksiyon kutusuna taşınmasıyla son bulacaktır.

4.1.1 Kazıma Momenti

Direksiyon sisteminin tekerlekleri döndürebilmek için ihtiyaç duyduğu kutuyu seçebilmek adına süspansiyonunda oluşacak kazıma momentleri hesaplanmıştır. Sağ ve sol süspansiyondaki yönlendirme (kingpin) eksenleri, vektörler olarak tanımlanmış ve birim vektörler yöntemiyle kuvvetler taşınmıştır.

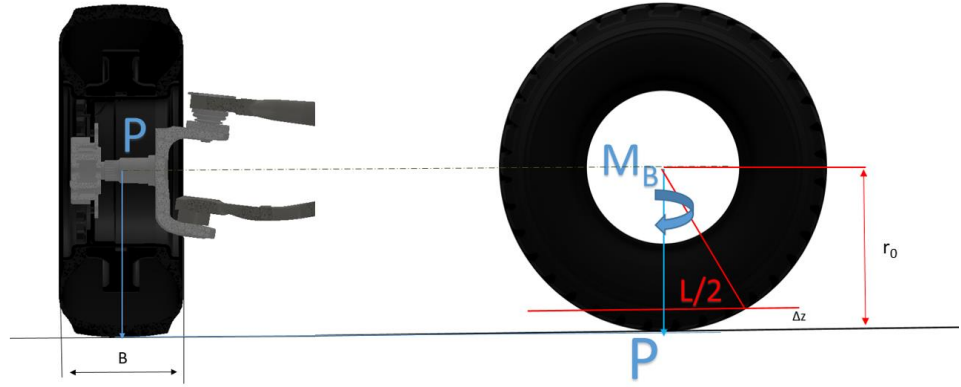
Öncelikle yönlendirme eksenlerinde oluşacak torkun hesabı için aşağıdaki hesaplamalar kullanılır :

$$\Delta z = \frac{P}{k_{tekerlek}} \quad (4.1)$$

$$L = \sqrt{4 \cdot (r_0^2 - (r_0 - \Delta z)^2)} \quad (4.2)$$

$$R_B = \frac{1}{2} \left(\frac{L}{2} + \frac{B}{2} \right) \quad (4.3)$$

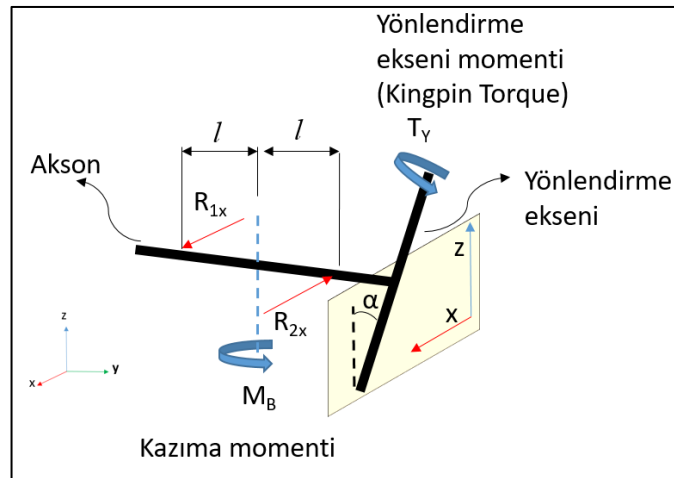
$$M_B = \frac{2}{3} R_B \cdot F \quad (4.4)$$



Şekil 4.1 Kazıma momenti görseli

Bu hesaplamalarda P yükü teker başına düşen düşey yükü, k_{tekerlek} tekerleğin (lastiğin) yay katsayısını, r_0 dinamik teker yarıçapını, B lastiğin genişliğini, Δz tekerleğin yük etkisiyle yoldaki çökmesini, R_B efektif temas dairesinin yarıçapını ve M_B de kazıma momentini ifade etmektedir. Ön aks yükü 5500 kg olan bağımsız süspansiyonlu bu askeri taşıtın efektif temas dairesi yarıçapı 172,25 mm; teker başına düşen P yük 21573,2 N ve M_B kazıma momenti de 2477,28 Nm olarak hesaplanmıştır.

M_B kazıma momenti Şekil 4.2’de görüldüğü gibi R_{1x} ve R_{2x} olarak akson üzerinde öngörülen rulmanlı yataklar üzerine bir kuvvet çifti olarak indirgenmiştir. (Topaç vd., 2016) Burada R_{1x} ve R_{2x} kuvvetlerinin M_B kazıma momentinin doğrultusunda olan teker merkezine eşit “ l ” mesafesinde olduğu kabul edilmiştir.



Şekil 4.2 Kazıma momentinin teker ekseninde kuvvet çiftine indirgenmesi

$$M_B = R_{1x} \cdot l + R_{2x} \cdot l \quad (4.5)$$

Rulmanlara eşit yük gelmesi adına rulmanların teker merkezine mesafeleri ve kuvvetler eşit kabul edilmiştir.

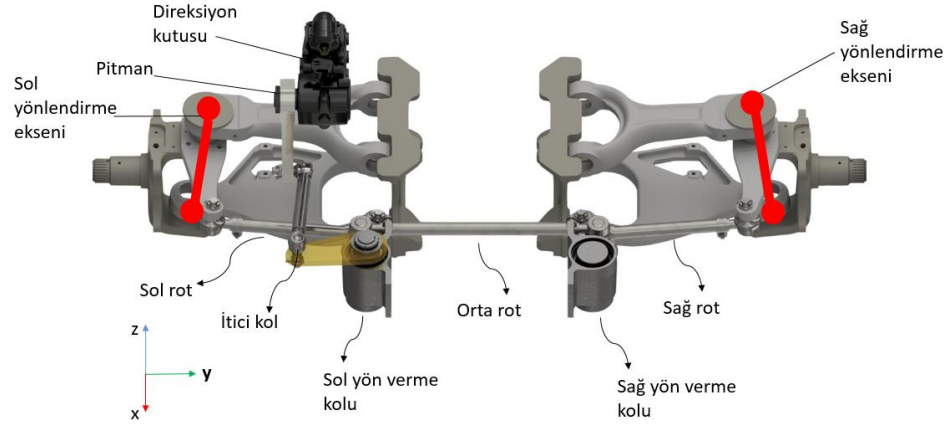
$$M_B = 2 \cdot R_{1x} \cdot l \quad (4.6)$$

$$R_{1x} = \frac{M_B}{2 \cdot l} \quad (4.7)$$

$$T_Y = M_B \cdot \cos \alpha \quad (4.8)$$

4.1.2 Yön Verme Eksenlerindeki Torkun Aktarılmasıyla İhtiyaç Duyulan Kutu Torkunun Belirlenmesi

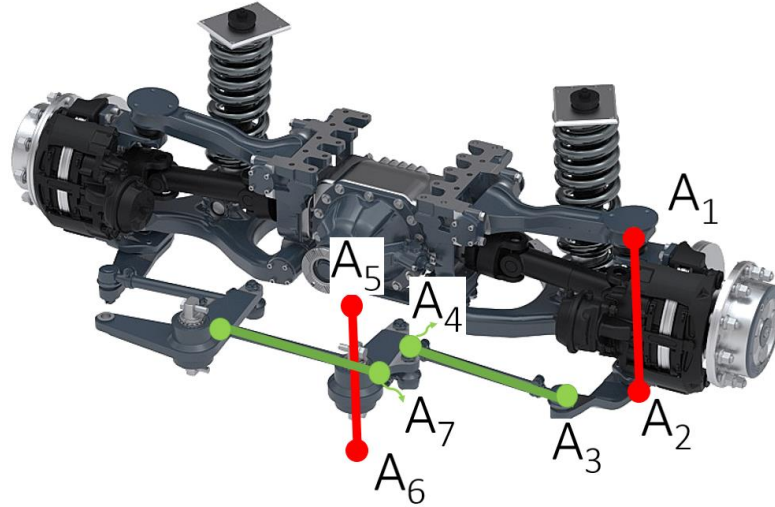
Kaynak ve diğer. (2018) direksiyon sistemi tasarımında, hareket direncinin en fazla olduğu, araç durur pozisyonun göz önüne alınacağını belirtir. Bu durumda lastik ve yol arasındaki sürtünme kuvvetiyle lastiğin yol ile temas yüzeyi en fazladır. Bu sebeple, aracın durur pozisyonunda yönlendirme eksen (kingpin) doğrultusunda oluşan moment, kuvvete indirgenme yöntemiyle sağ tekerlekten ve sol tekerlekten gelen momentlerin aktarılıp ve en son pitman-kutu ekseninde toplanması vasıtasıyla birleştirilir. Bulunan bu momentin aracı statik halde döndürmeye yetecek bir kutu momenti olup olmadığı değerlendirilerek direksiyon dişli kutusunda ihtiyaç duyulacak olan moment seçimi yapılır.



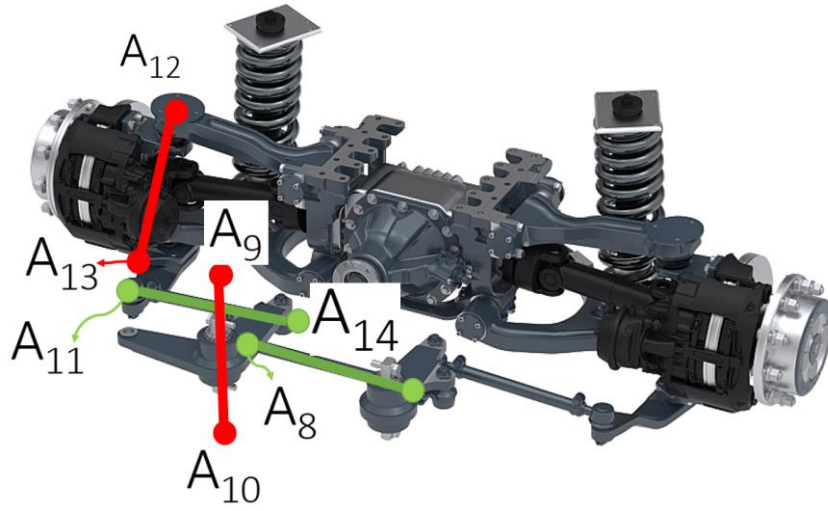
Şekil 4.3 Bağımsız yönlendirilebilir askı sistemi elemanları ve yönlendirme eksenleri

Tablo 4.1 Tork aktarımında kullanılan kodlamalar ve açıklamaları

Bağlantı Noktaları	Parça Adı
A1-A2	Sağ yön verme eksenini
A2-A3	Sağ iz kolu
A3-A4	Sağ rot
A4,A5,A6,A7	Sağ yönlendirme kolu
A7-A8	Orta rot
A8,A9,A10,A14,A15	Sol yönlendirme kolu
A11-A14	Sol iz kolu
A12-A13	Sol yön verme eksenini
A15-A16	İtici Kol
A16-A17	Pitman
A17-A18	Direksiyon kutusu



Şekil 4.4 Bağımsız askı sisteminin sağ tarafındaki noktaların numaralandırılması (Axletech, b.t)



Şekil 4.5 Bağımsız askı sisteminin sol tarafındaki noktaların numaralandırılması (Axletech, b.t)

Sağ tekerlek kingpin eksenini temsil eden birim vektör $U_{\text{kingpin-sağ}}$, üst ve alt noktalar A_1 ve A_2 olarak kabul edildiğinde A_1A_2 birim vektörü araç global koordinat eksenini ve global orijini kullanılarak kingpin torku sağ rot kolunda kuvvete indirgenir:

$$T = \vec{u} \cdot (\vec{r} \times \vec{F}) \quad (4.9)$$

$$\vec{u} = U(i, j, k) \quad (4.10)$$

$$U_{\text{kingpin-sağ}}(x) = \frac{A_{2x} - A_{1x}}{\sqrt{(A_{2x} - A_{1x})^2 + (A_{2y} - A_{1y})^2 + (A_{2z} - A_{1z})^2}} \quad (4.11)$$

$$U_{\text{kingpin-sağ}}(y) = \frac{A_{2y} - A_{1y}}{\sqrt{(A_{2x} - A_{1x})^2 + (A_{2y} - A_{1y})^2 + (A_{2z} - A_{1z})^2}} \quad (4.12)$$

$$U_{\text{kingpin-sağ}}(z) = \frac{A_{2z} - A_{1z}}{\sqrt{(A_{2x} - A_{1x})^2 + (A_{2y} - A_{1y})^2 + (A_{2z} - A_{1z})^2}} \quad (4.13)$$

Sağ rotu temsil eden birim vektör $U_{\text{sağ-rot}}$, sağ rotun sağ iz kolu bağlantı noktası A_3 ve sağ rotun H mekanizması bağlantı noktası A_4 olarak kabul edildiğinde A_3A_4 birim vektörü araç global koordinat eksenini ve global orijini kullanılarak aşağıdaki işlemler yapılır :

$$U_{sağ-rot}(x) = \frac{A_{4x} - A_{3x}}{\sqrt{(A_{4x} - A_{3x})^2 + (A_{4y} - A_{3y})^2 + (A_{4z} - A_{3z})^2}} \quad (4.14)$$

$$U_{sağ-rot}(y) = \frac{A_{4y} - A_{3y}}{\sqrt{(A_{4x} - A_{3x})^2 + (A_{4y} - A_{3y})^2 + (A_{4z} - A_{3z})^2}} \quad (4.15)$$

$$U_{sağ-rot}(z) = \frac{A_{4z} - A_{3z}}{\sqrt{(A_{4x} - A_{3x})^2 + (A_{4y} - A_{3y})^2 + (A_{4z} - A_{3z})^2}} \quad (4.16)$$

Sağ rot kolu ve sağ tekerlek yön verme (kingpin) eksenini için oluşan vektör $\vec{V}_1$ ile gösterildiğinde:

$$\vec{V}_1(x, y, z) = [(A_{3x} - A_{2x}), (A_{3y} - A_{2y}), (A_{3z} - A_{2z})]$$

Sağ rot üzerinde oluşan kuvvet aşağıdaki formülle hesaplanır :

$$\vec{F} = F \cdot \vec{V}_1 \quad (4.17)$$

$$T_{kingpin} = \vec{U}_{kingpin-sağ} \cdot (\vec{V}_1 \times (F \cdot \vec{U}_{sağ-rot})) \quad (4.18)$$

$$F_{sağ-rot} = 8034,5 \text{ (N)} \quad (4.19)$$

Sağ rota gelen kuvvetin bulunmasının ardından sağ rot kuvvetinin H mekanizmasındaki sağ yön verme kolu moment olarak aktarılması gerekmektedir. Sağ yön verme kolunun üst noktasını A₅, alt noktasının A₆ olarak isimlendirelim. Kuvvet, 4.20 denkleminde göre sağ yön verme kolu ekseninde momente çevrilecektir.

$$T_{yön\ verme\ sağ} = \vec{u}_{yön\ verme\ sağ} \cdot (\vec{r} \times \vec{F}) \quad (4.20)$$

Burada $\vec{r}$ mesafe vektörü, sağ rot ile sağ yön verme kolu arasındaki mesafeyi simgeler. Bu vektöre, bir önceki kısımdaki gibi $\vec{V}_2$ adı verilsin.

$$\vec{r} = \vec{V}_2 \quad (4.21)$$

$$U_{yön\ verme\ sağ}(x) = \frac{A_{6x} - A_{5x}}{\sqrt{(A_{6x} - A_{5x})^2 + (A_{6y} - A_{5y})^2 + (A_{6z} - A_{5z})^2}} \quad (4.22)$$

$$U_{yön\ verme\ sağ}(y) = \frac{A_{6y} - A_{5y}}{\sqrt{(A_{6x} - A_{5x})^2 + (A_{6y} - A_{5y})^2 + (A_{6z} - A_{5z})^2}} \quad (4.23)$$

$$U_{yön\ verme\ sağ}(z) = \frac{A_{6z} - A_{5z}}{\sqrt{(A_{6x} - A_{5x})^2 + (A_{6y} - A_{5y})^2 + (A_{6z} - A_{5z})^2}} \quad (4.24)$$

$$\vec{V}_2(x, y, z) = [(A_{4x} - A_{6x}), (A_{4y} - A_{6y}), (A_{4z} - A_{6z})] \quad (4.25)$$

$$T_{yön\ verme\ kolu\ sağ} = -2410600 \text{ (Nmm)} = -2410 \text{ (Nm)} \quad (4.26)$$

Sağ yön verme kolu eksenindeki momentin hesaplanmasının ardından ara çubuk vasıtasıyla sağ tekerlekteki momentin sola aktarılmasına devam edilmesi için ara çubuğun sağ yön verme kolu ile bağlantı noktasına A₇, ara çubuğun sol döndürme kolu ile olan bağlantı noktasına A₈, bu iki noktanın oluşturduğu vektöre $\overline{A_7A_8}$, ve bu vektörün birim vektörüne de $\vec{U}_{orta_rot}$ adı verilsin. $\overline{A_5A_6}$ ekseninde oluşan sağ yön verme kolu eksen momentinin ara çubuk ekseninde kuvvete indirgenmesi için Denklem 4.27 kullanılacaktır.

$$T_{yön\ verme\ sağ} = \vec{u}_{yön\ verme\ sağ} \cdot (\vec{r} \times \vec{F}) \quad (4.27)$$

Ara çubuk ile sağ yön verme kolu eksenini ($\overline{A_5A_6}$) arasında çekilen mesafe vektörü $\vec{r}$ yerine bir önceki kısımda olduğu gibi $\vec{V}_3$ adı verilsin.

$$T_{yön\ verme\ sağ} = \vec{u}_{yön\ verme\ sağ} \cdot (\vec{V}_3 \times (F \cdot \vec{u}_{orta_rot})) \quad (4.28)$$

$$\vec{V}_3(x, y, z) = [(A_{7x} - A_{6x}), (A_{7y} - A_{6y}), (A_{7z} - A_{6z})] \quad (4.29)$$

$$U_{orta-rot}(x) = \frac{A_{8x} - A_{7x}}{\sqrt{(A_{8x} - A_{7x})^2 + (A_{8y} - A_{7y})^2 + (A_{8z} - A_{7z})^2}} \quad (4.30)$$

$$U_{orta-rot}(y) = \frac{A_{8y} - A_{7y}}{\sqrt{(A_{8x} - A_{7x})^2 + (A_{8y} - A_{7y})^2 + (A_{8z} - A_{7z})^2}} \quad (4.31)$$

$$U_{orta-rot}(z) = \frac{A_{8z} - A_{7z}}{\sqrt{(A_{8x} - A_{7x})^2 + (A_{8y} - A_{7y})^2 + (A_{8z} - A_{7z})^2}} \quad (4.32)$$

$$F_{orta-rot} = 11589 \text{ (N)} \quad (4.33)$$

Ara çubuk üzerinde bulunan kuvvetin hesaplanmasıyla birlikte sağ kingpin torkunun sol yön verme kolu ekseninde moment olarak hesaplanması aşamasına geçilmiştir. Bu aşamada ara çubuğun sol yön verme koluyla olan bağlantı noktasını A_8 , sol yön verme kolunun dönme eksenlerini belirten üst ve alt noktalar sırasıyla A_9 ve A_{10} , bu eksen oluşturulan vektöre $\overline{A_9 A_{10}}$, sol yön verme kolunun oluşturan vektörün birim vektörüne $\vec{u}_{yön\ verme\ sol}$ ve ara çubuk ile sol yön verme kolu arasındaki mesafeyi gösteren mesafe vektörüne $\vec{V}_4$ adı verilsin. Kuvveti 4.34 numaralı ana denkleme göre momente indirgemeye başlarsak:

$$T_{yön\ verme\ sol} = \vec{u}_{yön\ verme\ sol} \cdot (\vec{r} \times \vec{F}) \quad (4.34)$$

$$\vec{r} = \vec{V}_4 \quad (4.35)$$

$$T_{yön\ verme\ sol} = \vec{u}_{yön\ verme\ sol} \cdot \left(\vec{V}_4 \times (F \cdot \vec{u}_{orta-rot}) \right) \quad (4.36)$$

$$U_{yön\ verme\ sol}(x) = \frac{A_{9x} - A_{10x}}{\sqrt{(A_{9x} - A_{10x})^2 + (A_{9y} - A_{10y})^2 + (A_{9z} - A_{10z})^2}} \quad (4.37)$$

$$U_{yön\ verme\ sol}(y) = \frac{A_{9y} - A_{10y}}{\sqrt{(A_{9x} - A_{10x})^2 + (A_{9y} - A_{10y})^2 + (A_{9z} - A_{10z})^2}} \quad (4.38)$$

$$U_{yön\ verme\ sol}(z) = \frac{A_{9z} - A_{10z}}{\sqrt{(A_{9x} - A_{10x})^2 + (A_{9y} - A_{10y})^2 + (A_{9z} - A_{10z})^2}} \quad (4.39)$$

$$\vec{V}_4(x, y, z) = [(A_{8x} - A_{10x}), (A_{8y} - A_{10y}), (A_{8z} - A_{10z})] \quad (4.40)$$

$$T_{yön\ verme\ sol} = 2410600 \text{ (Nm)} = 2410,6 \text{ (Nm)} \quad (4.41)$$

Bu aşamada aracın sol tekerleğindeki kingpin torkunu kullanarak sol rot üzerinde oluşan kuvvetin elde edilme aşamasına geçilmektedir. Şekil 4.5'te gösterildiği üzere sol tekerlek kingpin üst ve alt noktaları sırasıyla A₁₂ ve A₁₃ ile, sol tekerlek kingpin vektörü $\overline{A_{12}A_{13}}$ ile, bu vektörün birim vektörü $\vec{U}_{kingpin-sağ}$ ile, sol rotun deveboynuyla bağlantı noktası A₁₁ ile, sol rotun sol yön verme koluyla bağlantı noktası A₁₄ ile, sol rotu temsil eden vektör $\overline{A_{11}A_{14}}$ ile, bu vektörün birim vektörü $\vec{U}_{sol-rot}$ ile gösterilmektedir. Sağ rot ile sağ kingpin eksenindeki mesafe vektörü $\vec{V}_5$ olarak kabul edilmiştir. Sağ tekerlekte kullanıldığı gibi denklem 4.42'den yararlanarak :

$$T_{kingpin-sol} = \vec{u}_{kingpin-sol} \cdot (\vec{r} \times \vec{F}_{sol-rot}) \quad (4.42)$$

$$\vec{r} = \vec{V}_5 \quad (4.43)$$

$$\vec{V}_5(x, y, z) = [(A_{11x} - A_{13x}), (A_{11y} - A_{13y}), (A_{11z} - A_{13z})] \quad (4.44)$$

$$T_{kingpin-sol} = \vec{u}_{kingpin-sol} \cdot (\vec{V}_5 \times (F_{sol-rot} \cdot \vec{u}_{sol-rot})) \quad (4.45)$$

$$U_{kingpin-sol}(x) = \frac{A_{13x} - A_{12x}}{\sqrt{(A_{13x} - A_{12x})^2 + (A_{13y} - A_{12y})^2 + (A_{13z} - A_{12z})^2}} \quad (4.46)$$

$$U_{kingpin-sol}(y) = \frac{A_{13y} - A_{12y}}{\sqrt{(A_{13x} - A_{12x})^2 + (A_{13y} - A_{12y})^2 + (A_{13z} - A_{12z})^2}} \quad (4.47)$$

$$U_{kingpin-sol}(z) = \frac{A_{13z} - A_{12z}}{\sqrt{(A_{13x} - A_{12x})^2 + (A_{13y} - A_{12y})^2 + (A_{13z} - A_{12z})^2}} \quad (4.48)$$

$$U_{sol-rot}(x) = \frac{A_{14x} - A_{11x}}{\sqrt{(A_{14x} - A_{11x})^2 + (A_{14y} - A_{11y})^2 + (A_{14z} - A_{11z})^2}} \quad (4.49)$$

$$U_{sol-rot}(y) = \frac{A_{14y} - A_{11y}}{\sqrt{(A_{14x} - A_{11x})^2 + (A_{14y} - A_{11y})^2 + (A_{14z} - A_{11z})^2}} \quad (4.50)$$

$$U_{sol-rot}(z) = \frac{A_{14z} - A_{11z}}{\sqrt{(A_{14x} - A_{11x})^2 + (A_{14y} - A_{11y})^2 + (A_{14z} - A_{11z})^2}} \quad (4.51)$$

$$F_{sol-rot} = 8042,2 \text{ (N)} \quad (4.52)$$

Ara çubuk üzerinde oluşacak olan kuvvetin teorik hesaplanmasının ardından, sol tekerlekte oluşan kingpin torkunun sol yön verme kolu ekseninde momente indirgenmesi gerekmektedir. Sol yön verme kolu eksenindeki momente $T_{sol \text{ tekerden}}$ adı verilsin. Bu hesaplama için de denklem 4.53'den yararlanılır.

$$T_{sol \text{ tekerden}} = \vec{u}_{kingpin-sol} \cdot (\vec{r} \times \vec{F}_{sol-rot}) \quad (4.53)$$

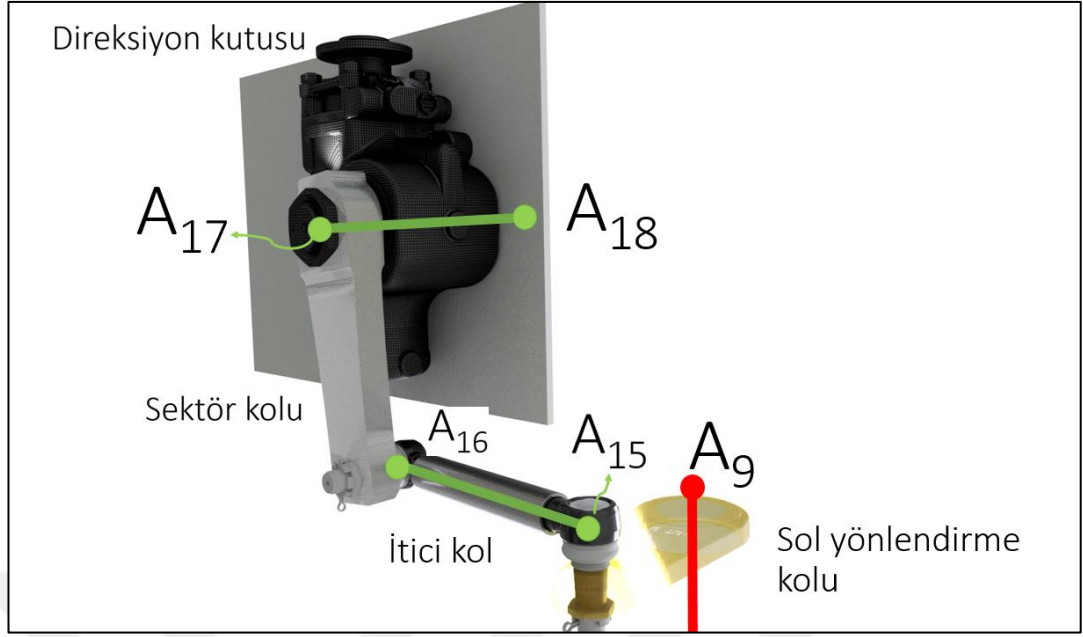
$$\vec{r} = \vec{V}_6 \quad (4.54)$$

$$\vec{V}_6(x, y, z) = [(A_{14x} - A_{10x}), (A_{14y} - A_{10y}), (A_{14z} - A_{10z})] \quad (4.55)$$

$$T_{sol \text{ tekerden}} = \vec{u}_{kingpin-sol} \cdot (\vec{V}_6 \times (F \cdot \vec{u}_{sol-rot})) \quad (4.56)$$

$$T_{sol \text{ tekerden}} = 2383900 \text{ (Nmm)} = 2383,9 \text{ (Nm)} \quad (4.57)$$

$$\Sigma T_{sol \text{ yön verme}} = T_{sol \text{ tekerden}} + T_{sag \text{ tekerden}} = 4794,3 \text{ Nm} \quad (4.58)$$



Şekil 4.6 Sol yönlendirme kolundan direksiyon kutusuna moment aktarım şeması

Sol yönlendirme kolundaki toplam moment hesaplandıktan sonra kutunun tekerlekleri döndürmek için ihtiyaç duyduğu minimum momentin hesaplanabilmesi için bu moment önce itici kolda kuvvete ve son olarak da direksiyon kutusunda momente indirgenecektir. İtici kolun sol yönlendirme kolu ile bağlantı noktasına A₁₅ ve pitman ile bağlantı noktasına A₁₆ ismi verilmiştir. Kutunun pitman ile bağlantı noktasına A₁₇ adı verilir. A₁₈ noktası ise, kutu momentini tasvir etmek amacıyla A₁₇ noktasıyla aynı x ve z koordinatlarına sahip sadece 100 mm araç içine doğru bir nokta seçilmiştir.

$$\sum T_{sol\ yön\ verme} = \vec{u}_{sol\ yönlendirme} \cdot (\vec{r} \times \vec{F}_{kisa\ rot}) \quad (4.59)$$

$$\vec{V}_7(x, y, z) = [(A_{15x} - A_{9x}), (A_{15y} - A_{9y}), (A_{15z} - A_{9z})] \quad (4.60)$$

$$\sum T_{sol\ yön\ verme} = \vec{u}_{sol\ yönlendirme} \cdot (\vec{V}_7 \times (F_{kisa\ rot} \cdot \vec{u}_{itici\ kol})) \quad (4.61)$$

$$U_{itici\ kol}(x) = \frac{A_{16x} - A_{15x}}{\sqrt{(A_{16x} - A_{15x})^2 + (A_{16y} - A_{15y})^2 + (A_{16z} - A_{15z})^2}} \quad (4.62)$$

$$U_{itici kol}(y) = \frac{A_{16y} - A_{15y}}{\sqrt{(A_{16x} - A_{15x})^2 + (A_{16y} - A_{15y})^2 + (A_{16z} - A_{15z})^2}} \quad (4.63)$$

$$U_{itici kol}(z) = \frac{A_{16z} - A_{15z}}{\sqrt{(A_{16x} - A_{15x})^2 + (A_{16y} - A_{15y})^2 + (A_{16z} - A_{15z})^2}} \quad (4.64)$$

$$F_{itici kol} = 26322 \text{ (N)} \quad (4.65)$$

$$U_{kutu}(x) = \frac{A_{18x} - A_{17x}}{\sqrt{(A_{18x} - A_{17x})^2 + (A_{18y} - A_{17y})^2 + (A_{18z} - A_{17z})^2}} \quad (4.66)$$

$$U_{kutu}(y) = \frac{A_{18y} - A_{17y}}{\sqrt{(A_{18x} - A_{17x})^2 + (A_{18y} - A_{17y})^2 + (A_{18z} - A_{17z})^2}} \quad (4.67)$$

$$U_{kutu}(z) = \frac{A_{18z} - A_{17z}}{\sqrt{(A_{18x} - A_{17x})^2 + (A_{18y} - A_{17y})^2 + (A_{18z} - A_{17z})^2}} \quad (4.68)$$

$$T_{direksiyon kutusu} = \vec{u}_{kutu} \cdot (\vec{r} \times \vec{F}_{kisa rot}) \quad (4.69)$$

$$\vec{V}_8(x, y, z) = [(A_{16x} - A_{17x}), (A_{16y} - A_{17y}), (A_{16z} - A_{17z})] \quad (4.70)$$

$$T_{direksiyon kutusu} = \vec{u}_{kutu} \cdot (\vec{V}_8 \times (F_{kisa rot} \cdot \vec{u}_{kisa rot})) \quad (4.71)$$

$$T_{direksiyon kutusu} = 6373,4 \text{ (Nm)} \quad (4.72)$$

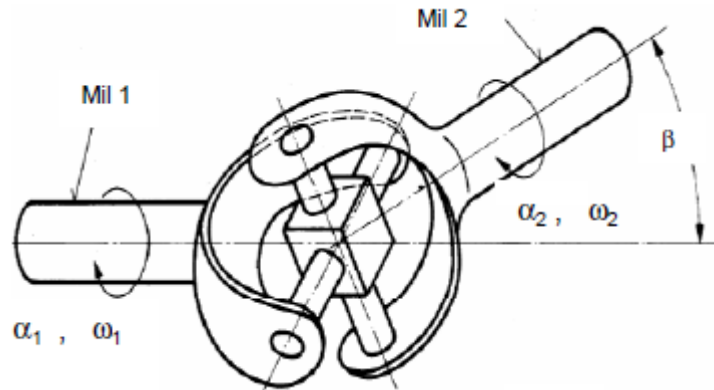
Bu hesaplar doğrultusunda, direksiyon kutusu için en az 6750 Nm en fazla 8100 Nm moment sağlayabilen değişken çevrim oranlı bir direksiyon kutusu seçilip araca uygulanmıştır.

4.2 Düzgünsüzlük Hesabı

Düzgünsüzlük, literatürde non-uniformity adıyla geçen ve araç direksiyon simidinden kayıcı kardan mafsalları aracılığı ile direksiyon kutusuna dek izlediği yol boyunca, kardan mafsalları açıları sebebiyle direksiyon simidindeki açısal hızın birebir iletilmemesi anlamına gelir. Bu açısal hız kaybı, direksiyonun döndüğü belirli derecelerde direksiyonun daha hızlı reaksiyon vermesine, belirli derecelerde ise tam aksine daha yavaş reaksiyon vermesine yol açabilir. Bu sebeple direksiyon simidinden verilen girdinin olabildiğince birebir tepki alabilmesi için düzgünsüzlük yüzdesel olarak seçilen bir sınır değerinin altında tutulmaya çalışılır. Bu, sürüş konforunu etkilerken; direksiyonun iç ve dış teker dönüş açılarına doğrudan etki etmemektedir. Askeri araçların engebeli arazilerde, dar meskun mahal sokaklarında bir çok manevra gerektirecek vaziyet içerisinde bulunacağı düşünüldüğünde, direksiyon simidinden direksiyon kutusuna dek aktarılabilecek açısal hızın düzgünsüzlük dalgalanması %10 olarak sınırlandırılmıştır.

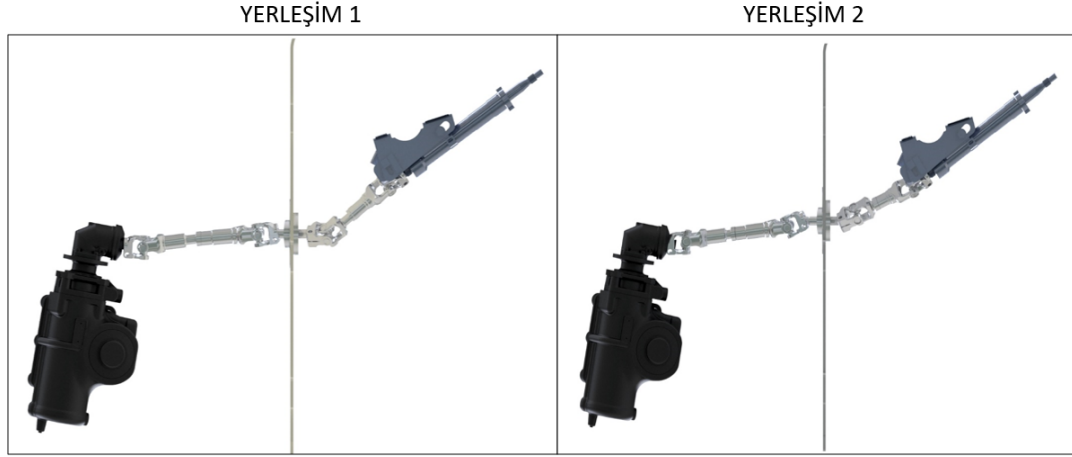
Daha önceki bölümlerde bahsedildiği gibi araç tasarımında önemli bir kriter olan diğer birimlerle olan etkileşim sebebiyle kayıcı kardan mafsallarının araç ön duvarından geçebileceği alan sınırlandırılmıştır. Bu alan içerisinde iki farklı noktada düzgünsüzlük kontrolü yapılmış ve en uygun nokta aranmıştır.

Düzgünsüzlük hesabı için kardan mafsallarında kullanılan açısal hız formülü :

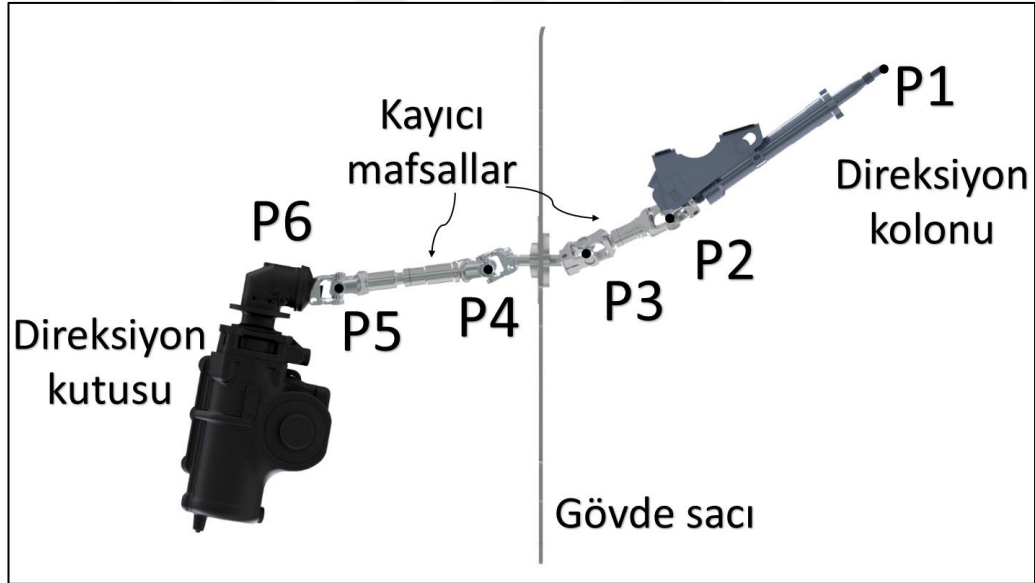


Şekil 4.7 Kardan mafsallarındaki açısal hızın aktarımı (Kuralay, 2008)

$$\frac{w_2}{w_1} = \frac{\cos\beta}{1-\sin^2\beta \times \cos^2\alpha} \quad (4.73)$$



Şekil 4.8 Direksiyon kolunundan direksiyon kutusuna hareketi aktaran mafsalların yerleşimleri



Şekil 4.9 Düzgünsüzlük hesabında kullanılan noktalar

Düzgünsüzlük hesabı, direksiyon kolunu için 1 ve 2, kısa kayıcı mil için 2 ve 3, ara bağlantı mili için 3 ve 4, uzun kayıcı mafsalları için 4 ve 5, direksiyon kutusu girişi için 5 ve 6 olarak adlandırılan noktalar arasında oluşan vektörlerin birbirlerine göre açılarıyla hesaplanmıştır. Bu vektörlerin konumlarıyla oluşan açılar, açısal hız aktarımına olan etkisi sonucu direksiyon simidinin 360° hareketi için düzgünsüzlükler her 10° için bulunmuş ve bu düzgünsüzlükler bu açı değerleri karşılığında birbiriyle çarpılmıştır.

Tablo 4.2 Düzgünsüzlük hesabındaki noktaların koordinatları

Nokta	Konum (x,y,z)		
P1	x1	y1	z1
P2	x2	y2	z2
P3	x3	y3	z3
P4	x4	y4	z4
P5	x5	y5	z5
P6	x6	y6	z6

Tablo 4.3 Noktaların oluşturduğu vektörler

Sıra	Vektör
1	P1=[x1,y1,z1]
2	P2=[x2,y2,z2]
3	P3=[x3,y3,z3]
4	P4=[x4,y4,z4]
5	P5=[x5,y5,z5]
6	P6=[x6,y6,z6]

Konum vektörlerinin adlandırılmasının ardından mafsalları temsil eden ve aralarındaki açılar hesaplanacak olan yönlü vektörleri hesaplayalım :

$$i = 1 \dots 6 \quad (4.74)$$

$$V(i) = P(i + 1) - P(i) \quad (4.75)$$

Tablo 4.4 Aralarındaki açılar hesaplandığı vektörler

Mafsalları temsil eden yönlü vektörler	Formül
V1	P2-P1
V2	P3-P2
V3	P4-P3
V4	P5-P4
V5	P6-P5

$$\frac{w_2}{w_1} = \frac{\cos \beta}{1 - \sin^2 \beta \times \cos^2 \alpha} \quad (4.75)$$

İki vektör arasındaki açının bulunuşu (t ve s örnek iki vektör) :

$$Açı = \frac{\vec{t} \cdot \vec{s}}{\|\vec{t}\| \cdot \|\vec{s}\|} \quad (4.76)$$

$$i = 1 \dots 5 \quad (4.77)$$

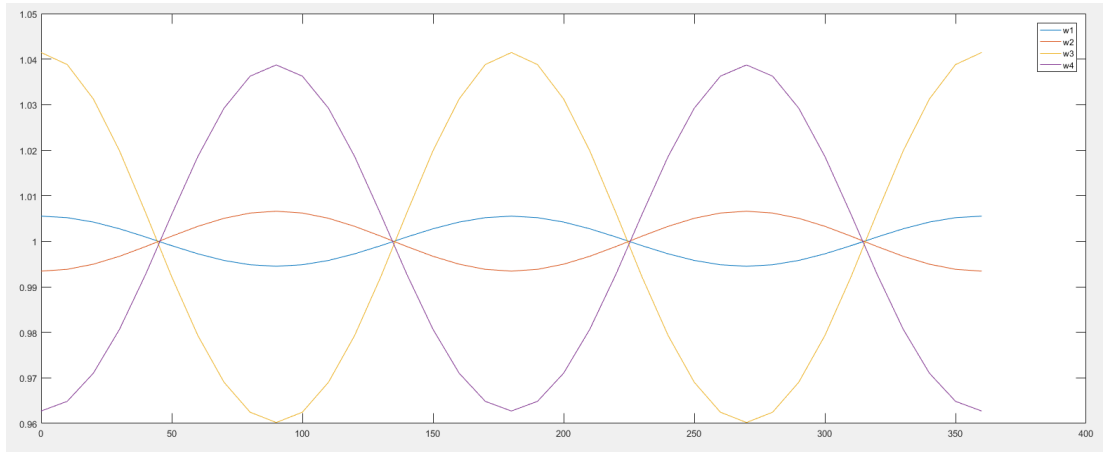
$$A(i) = \frac{\vec{V}_i \cdot \vec{V}_{i+1}}{\|\vec{V}_i\| \cdot \|\vec{V}_{i+1}\|} \quad (4.78)$$

Direksiyon simidi dönüş açısının d ile gösterilmesi durumunda :

$$d = 0^\circ \dots 360^\circ \quad (4.79)$$

$$w(i) = \frac{\cos(A(i))}{1 - \sin^2(A(i)) \times \cos^2(d)} \quad (4.80)$$

$$Toplam\ düzgünsüzlük = \frac{w_4}{w_3} \times \frac{w_3}{w_2} \times \frac{w_2}{w_1} \quad (4.81)$$



Şekil 4.10 Yerleşim 1 için açısız hızlar ve düzgünsüzlük grafiği

Hesaplanan düzgünsüzlük değeri “Yerleşim 1” için %8.7 ve “Yerleşim 2” için %22’dir. Kriter olarak belirlenen %10 sınırının altında kaldığından dolayı “Yerleşim 1” uygun kabul edilmiştir.

BÖLÜM BEŞ

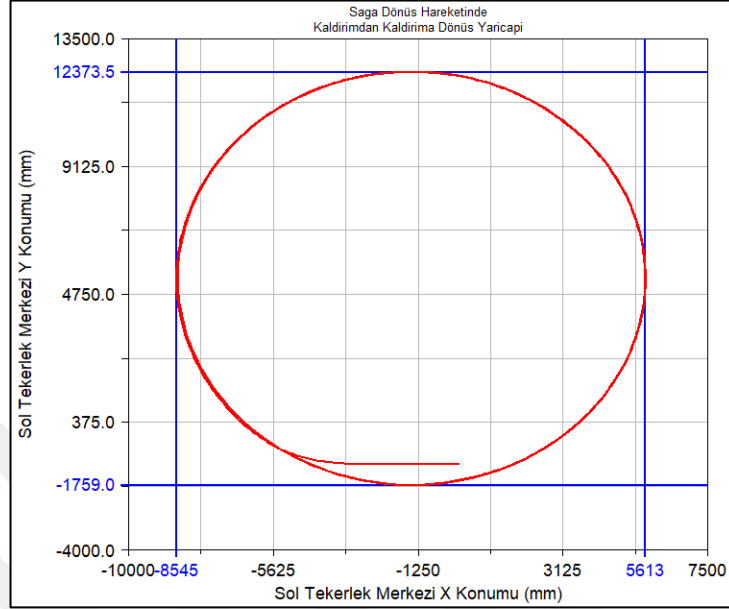
TAM ARAÇ MODELİYLE YAPILAN SİMÜLASYONLAR VE PARÇA DAYANIM ANALİZLERİ

5.1 Dönüş Yarıçapının Simülasyon Ortamında Doğrulanması

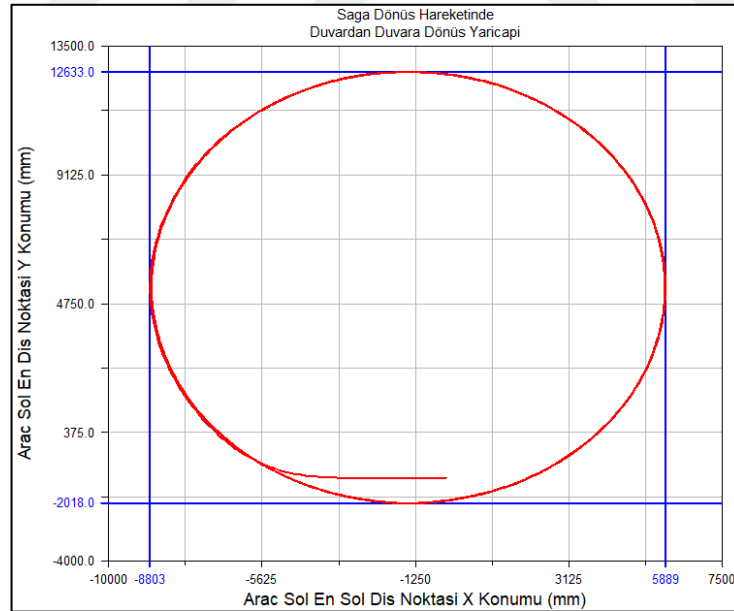
Bu tezin 3.1 numaralı bölümünde araç tekerleklerinin ihale isteri olan 8 metre dönüş yarıçapını sağlayabilmesi için gerekli minimum tam teker dönüş açıları iç ve dış teker durumlarında sırasıyla $34,7^\circ$ ve 26° olarak bulunmuştu. Yönlendirilebilir bağımsız ön süspansiyonda yapılan iz kolu ve H mekanizması optimizasyonlarının ardından araç teker dönüş açıları iç ve dış teker durumlarında sırasıyla $39,3^\circ$ ve $28,5^\circ$ olarak belirlenmiştir. Bu optimizasyonlar sonrasında oluşturulan ADAMSTTM Car tam taşıt modelinde gerekli motor, gövde, yönlendirilemez bağımsız arka süspansiyon ve fren sistemleri araç tasarımında bulunan diğer ekiplerce verilen bilgiler ışığında oluşturulmuştur. Araç tam taşıt modelinde öncelikli olarak istenilen dönüş yarıçapının sağlanıp sağlanmadığı kontrol edilecektir.

Bu kontrol için koşulacak olan simülasyonlarda aracın çok düşük bir hızda hareket etmesi, önce sola ardından sağa dönmesi hedeflenmiştir. Aracın tam tur direksiyon dönüş hareketini 2 saniyede yapması ve simülasyonun 60 saniye sürmesi ADAMSTTM Car programına girdi olarak verilmiştir. Hem sola, hem de sağa dönüş simülasyonlarında programdan okutulan veriler ise kaldırımdan kaldırıma dönüş yarıçapı kontrolü için sola dönüş hareketinde sağ ön tekerlek merkezinin x ve y koordinat değişimi, sağa dönüş hareketinde sol ön tekerlek merkezinin x ve y koordinat değişimidir. Ardından bu değişimlerde x ve y koordinatlarına araç lastik genişliği olan 365 mm'nin yarısı eklenmiş böylece aracın lastik dış yüzey koordinatı elde edilmiştir. Duvardan duvara dönüş yarıçapı kontrolünde ise yine Bölüm 3.1'de bahsedilen aracın x eksenindeki en dış noktasının ve y eksenindeki en dış noktasının koordinat değişimleri okutulmuştur. Okutulan bu değerlerde x koordinat değişimine karşılık y koordinat değişimi çizdirilmiştir. Çizdirilen dairelerin ortalama çapları bulunmuş ve ikiye bölünerek ortalama dönüş yarıçapları hesaplanabilmiştir. Elde edilen grafikler aşağıda sıralanmıştır. Tablo 5.1'de ise sola ve sağa tam tur dönüş

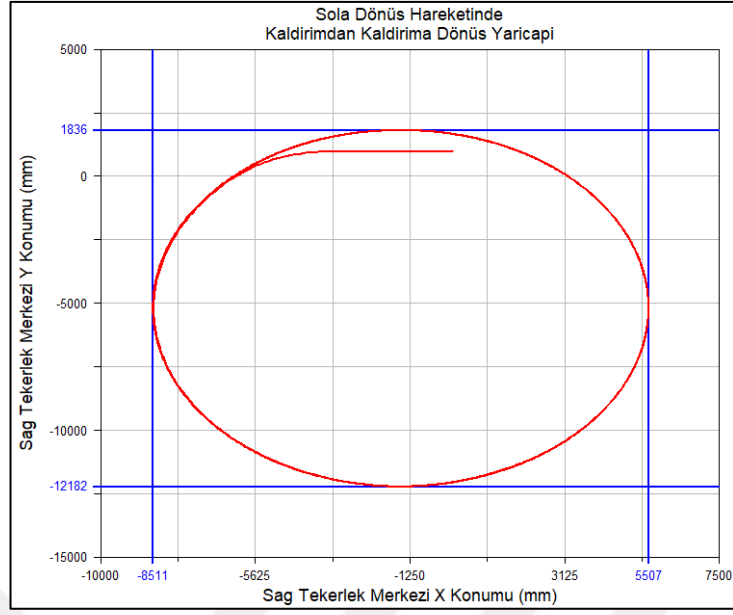
hareketlerinde elde edilen kaldırımdan kaldırıma ve duvardan duvara dönüş yarıçapları özetlenmiştir :



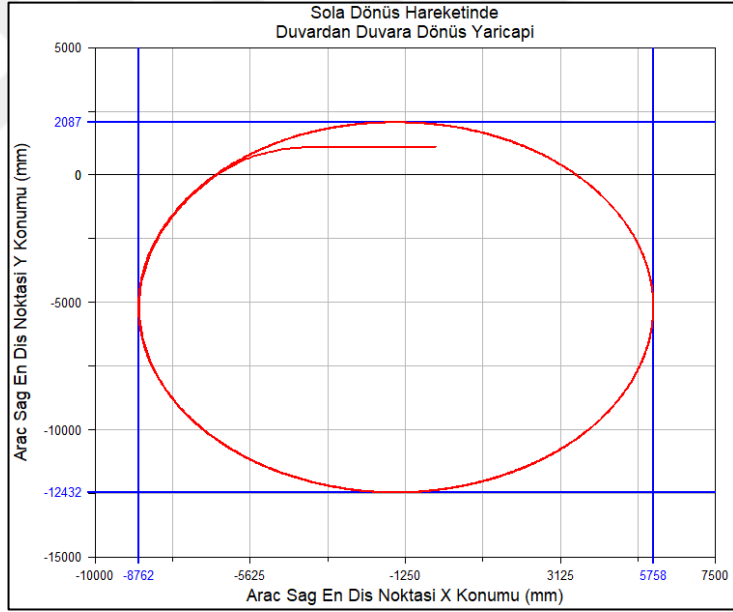
Şekil 5.1 Sağa dönüş hareketinde kaldırımdan kaldırıma dönüş yarıçapı



Şekil 5.2 Sağa dönüş hareketinde duvardan duvara dönüş yarıçapı



Şekil 5.3 Sola dönüş hareketinde kaldırımdan kaldırıma dönüş yarıçapı



Şekil 5.4 Sola dönüş hareketinde duvardan duvara dönüş yarıçapı

Tablo 5.1 Sağa ve sola dönüş hareketinde dönüş yarıçapları özet tablosu

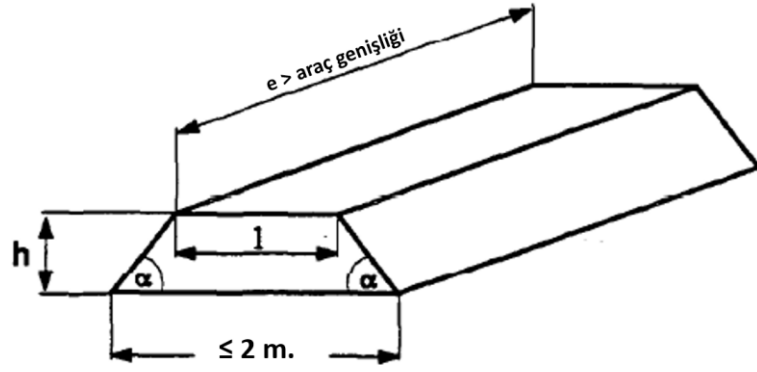
Sola Dönüş Hareketi		Sağa Dönüş Hareketi	
Kaldırımdan Kaldırıma (mm)	7191,50	Kaldırımdan Kaldırıma (mm)	7255,12
Duvardan Duvara (mm)	7442,25	Duvardan Duvara (mm)	7335,75

5.2 Engel Geçişinde Meydana Gelen Direksiyon Girdisi

Askeri araçlar, üretim aşamalarında henüz görevlerine başlamadan önce testlere tabi tutulurlar. Özellikle yol dışı (off-road) özelliğe sahip askeri araçlar görev alanları gereği engebeli yolları kat edeceğinden belirlenen bazı askeri standartlara göre testlere tabi tutulurlar. Bu test standartlarından başlıcası NATO AVTP (Allied Vehicle Testing Publications) standarttır. Bu standartta çeşitli yol parkurları, test aşamaları ve aracın bu teste nasıl tabi tutulacağı tariflenir ve üretilen askeri aracın bu testleri başarıyla geçmesi beklenir.

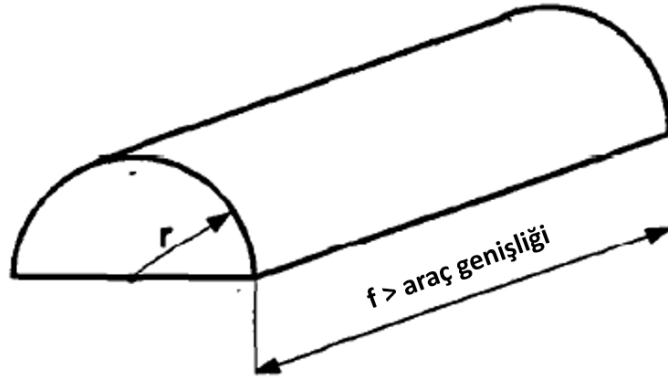
Aracın engel geçme aşamasında direksiyonunda çok küçük bir girdi oluşması beklenir. Çünkü araç sürekli engellerden geçeceğinden dolayı bu girdinin fazla olması, aracın hakimiyetinin kolay kaybedileceği anlamına gelebilir. NATO AVTP standartının 03-170 numaralı başlığı altında hem yarım silindir hem de trapezoid engellerin yapıları tariflenir. Tezde konu edilen yönlendirilebilir bağımsız süspansiyonlu 4x4 yol dışı (off-road) araç da simülasyon ortamında hem yarım silindir hem de trapezoid seçilen iki engelden ayrı ayrı ve engel yüksekliği sabit tutularak farklı hızlarda geçirilmiştir. Engel geçme simülasyonu esnasında direksiyon simidinde oluşması beklenen girdi aynı engelin farklı hızlardaki durumları için aynı grafikte çizdirilmiştir.

Şekil 5.5'te trapezoid engelin yapısı açıklanmıştır. Bu engel görselinde, e araç genişliğinden az olmayacak tümsek genişliğini, h engel yüksekliğini (0,1 m ile 0,4 m arası), l ise tümseğin üst yüzeyindeki lastik oturma yüzeyini (0,2 m ile 0,5 m arası) temsil ederken α açısı AVTP standardında 30° olarak belirtilmiştir.

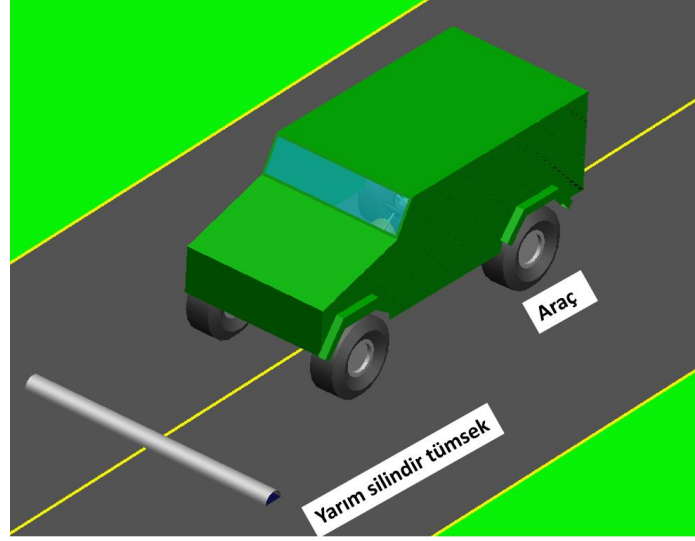


Şekil 5.5 Trapezoid engel ölçüleri (NATO-AVTP-03-170)

Şekil 5.6’da yarım silindir engelin yapısı açıklanmıştır. Bu engel görselinde, f araç genişliğinden az olmayacak tümsek genişliğini temsil ederken r silindir yarıçapını ifade etmektedir. NATO AVTP 03-170 standardına göre r değeri 0,1; 0,15; 0,25 ve 0,4 metre olabilir.



Şekil 5.6 Yarım silindir engel ölçüleri (NATO-AVTP-03-170)

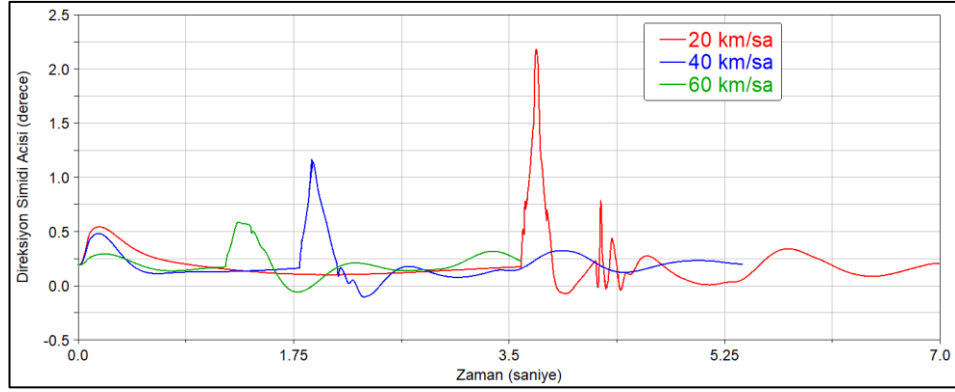


Şekil 5.7 MSC ADAMS™ Car ortamında silindir tümsek geçişinde araç ve tümsek

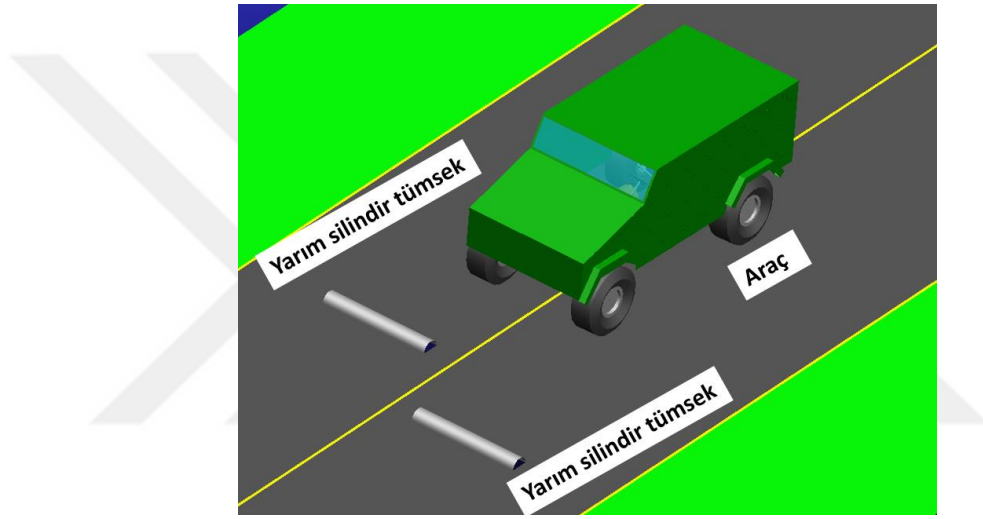
Araç öncelikle yarım silindir tümsekten geçme simülasyonuna tabi tutulmuştur. 100 mm yarıçapında yarım silindir şeklindeki engelden araç önce 20 km/sa ardından 40 km/sa ve son olarak da 60 km/sa hızla geçirilmiştir. Bu geçişler esnasında araç direksiyon simidine gelen girdinin kaç derece olduğu okutulmuştur. Bu değerlerin oldukça düşük olduğu görülmüştür. Bu sebeple aynı ölçüdeki engel şaşırtmalı olarak yerleştirilerek aynı hızlarda tekrar simülasyon gerçekleştirilmiş ve aracı düz yolda tutmak için gereken direksiyon simidi girdileri karşılaştırılmıştır. Kriter olarak belirlenen 15° değerinin altında olduğu görülüp uygun bulunmuştur.

Tablo 5.2 Tablo 100 mm yarı çaplı yarım silindir engel geçme testi

R = 100 mm yarım silindir engel geçme	
Araç Hızı (km/h)	Maks. Direksiyon Girdisi (°)
20	2,20
40	1,17
60	0,60



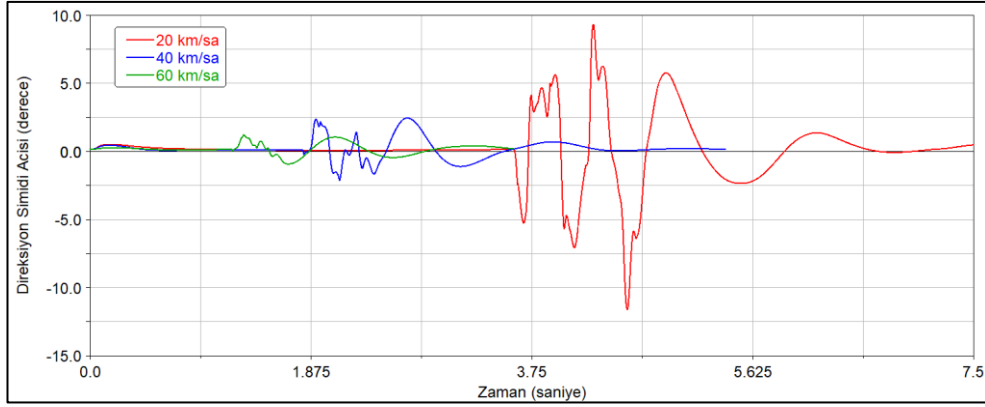
Şekil 5.8 100 mm yarıçapta tek engel yarım silindir geçme simülasyonu



Şekil 5.9 MSC ADAMSTTM Car ortamında şaşırtmalı silindir tümsek geçişinde araç ve tümsek

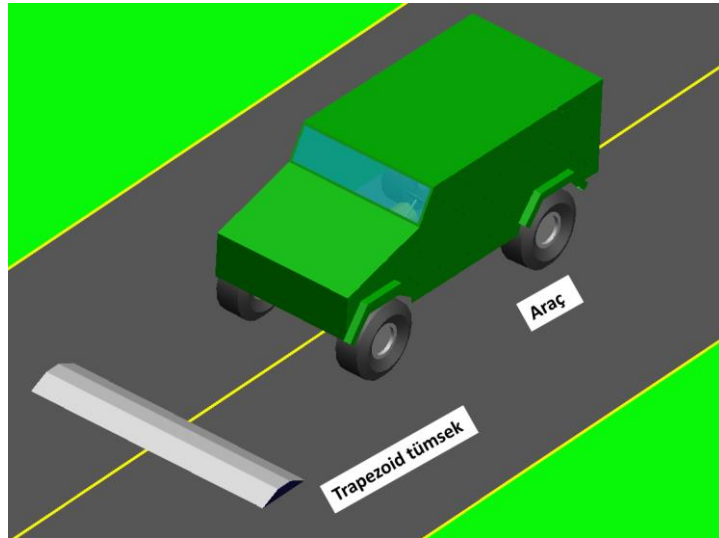
Tablo 5.3 Tablo 100 mm yarı çaplı şaşırtmalı yarım silindir engel geçme testi

R = 100 mm şaşırtmalı yarım silindir engel geçme	
Araç Hızı (km/h)	Maks. Direksiyon Girdisi (°)
20	9,30
40	2,48
60	1,27



Şekil 5.10 100 mm yarıçapta şaşırtmalı engel yarım silindir geçme simülasyonu

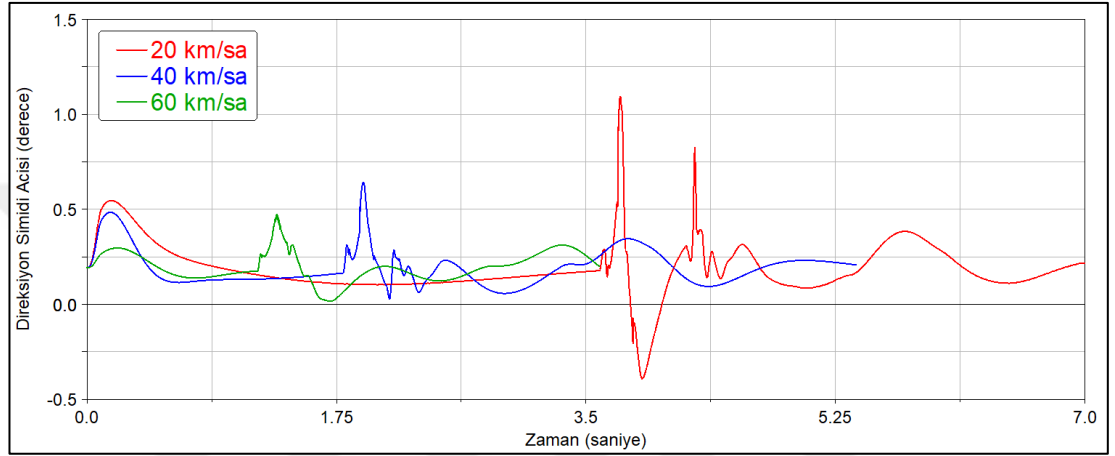
Araç ikinci olarak trapezoid tümsekten geçme simülasyonuna tabi tutulmuştur. 100 mm yüksekliğinde trapezoid şeklindeki engelden araç önce 20 km/sa ardından 40 km/sa ve son olarak da 60 km/sa hızla geçirilmiştir. Bu geçişler esnasında araç direksiyon simidine gelen girdinin kaç derece olduğu okutulmuştur. Bu değerlerin oldukça düşük olduğu görülmüştür. Bu sebeple aynı ölçüdeki engel şaşırtmalı olarak yerleştirilerek aynı hızlarda tekrar simülasyon gerçekleştirilmiş ve aracı düz yolda tutmak için gereken direksiyon simidi girdileri karşılaştırılmıştır. Kriter olarak belirlenen 15° değerinin altında olduğu görülüp uygun bulunmuştur.



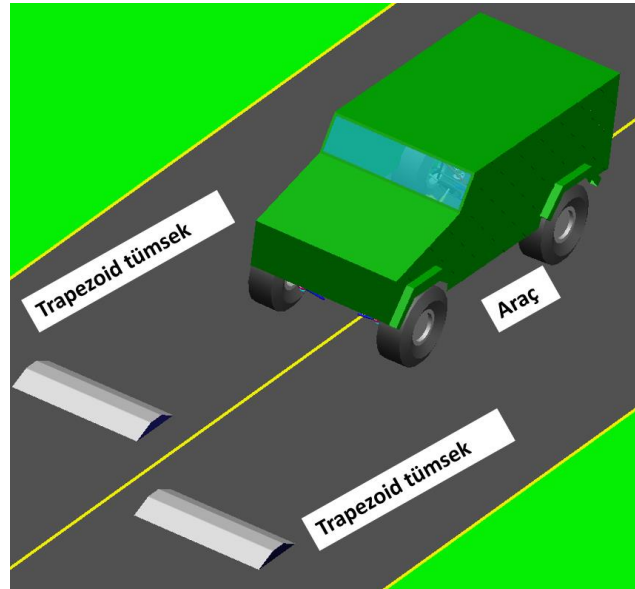
Şekil 5.11 MSC ADAMSTTM Car ortamında trapeziod tümsek geçişinde araç ve tümsek

Tablo 5.4 100 mm Yükseklikte Tek Trapezoid Engel Geçişi

h = 100 mm trapezoid engel geçme	
Araç Hızı (km/h)	Maks. Direksiyon Girdisi (°)
20	1,1
40	0,65
60	0,43



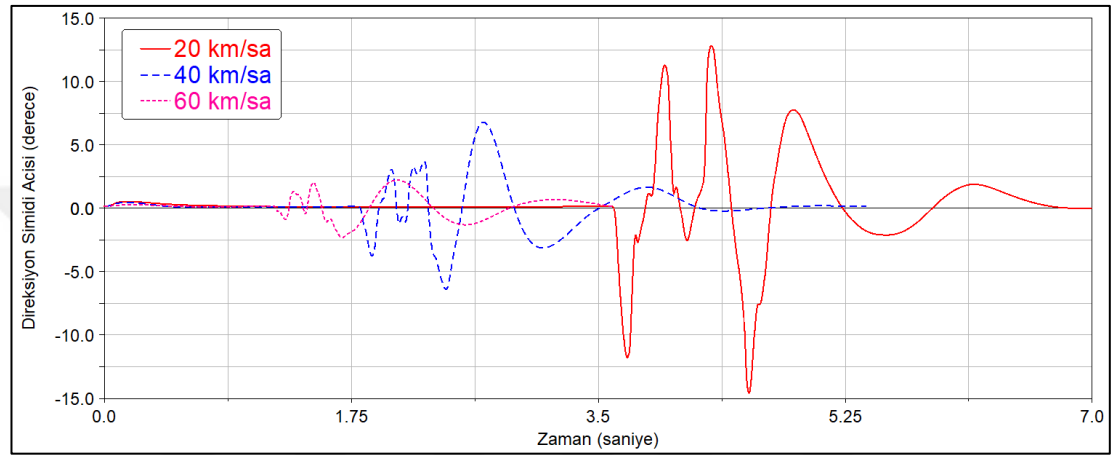
Şekil 5.12 100 mm Yükseklikte Tek Trapezoid Engel Geçişi



Şekil 5.13 MSC ADAMS™ Car ortamında trapezoid tümsek geçişinde araç ve tümsekler

Tablo 5.5 100 mm Yükseklikte Şaşırtmalı Trapezoid Engel Geçme Testi

h = 100 mm şaşırtmalı trapezoid engel geçme	
Araç Hızı (km/h)	Maks. Direksiyon Girdisi (°)
20	14,55
40	6,81
60	2,3

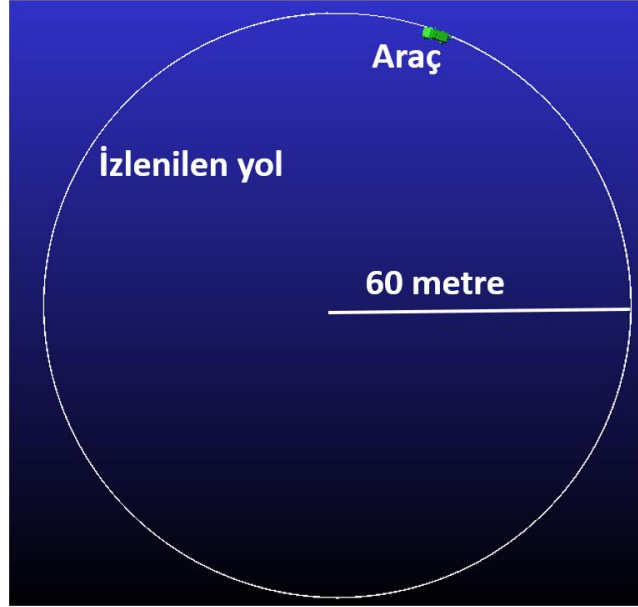


Şekil 5.14 100 mm Yükseklikte Şaşırtmalı Trapezoid Engel Geçme Testi

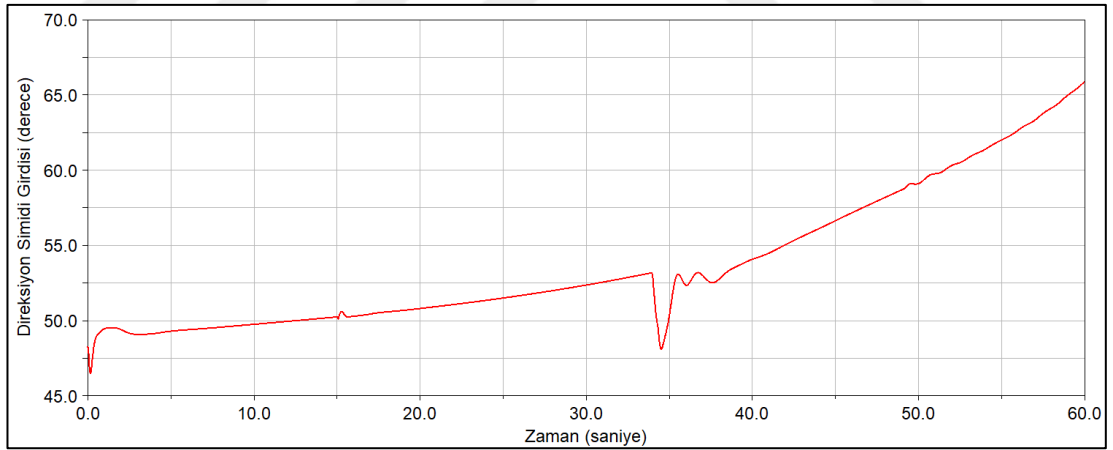
5.3 Taşıt Özgül Yönlenme Karakteristiğinin Simülasyon Ortamında Belirlenmesi

Aracın sabit bir viraj yarıçapında şoförün izlemek istediği yol ile aracın gittiği yol arasındaki farkın viraj içine veya dışına doğru olmasının az döner veya çok döner karakteristik olarak adlandırıldığı Bölüm 1.8’de anlatılmıştır. Bu doğrultuda araç, simülasyon ortamında sabit viraj yarıçapında dönüş simülasyonuna sokulmuştur. Literatürde bu simülasyona veya gerçek araçla uygulandığında bu teste CRC (Constant Radius Cornering) adı verilmektedir. Bu uygulama için ISO 14792 (2011) numaralı standarttan yararlanılmıştır. Bu standartta araç 60 veya 100 metre yarıçaplı sabit bir viraj hareketini yanal ivme kapasitesi sınırlarını zorlayacak şekilde hız arttırılarak sürdürür. Bu esnada direksiyon simidi girdisinin artıyor olması aracın virajı dönmesi için daha fazla direksiyon girdisine ihtiyaç duyduğundan az döner karakteristiğe sahip olduğunu gösterecektir. Simülasyon için 60 m yarıçap ve 1 dakika süre seçilmiştir.

Araç 1 dakika boyunca 60 m sabit yarıçapı yanal ivmesi 0,1 g'den 0,5 g'ye gelecek şekilde hızını arttırarak dönecektir.



Şekil 5.15 Sabit yarıçapta viraj dönme hareketi simülasyonu

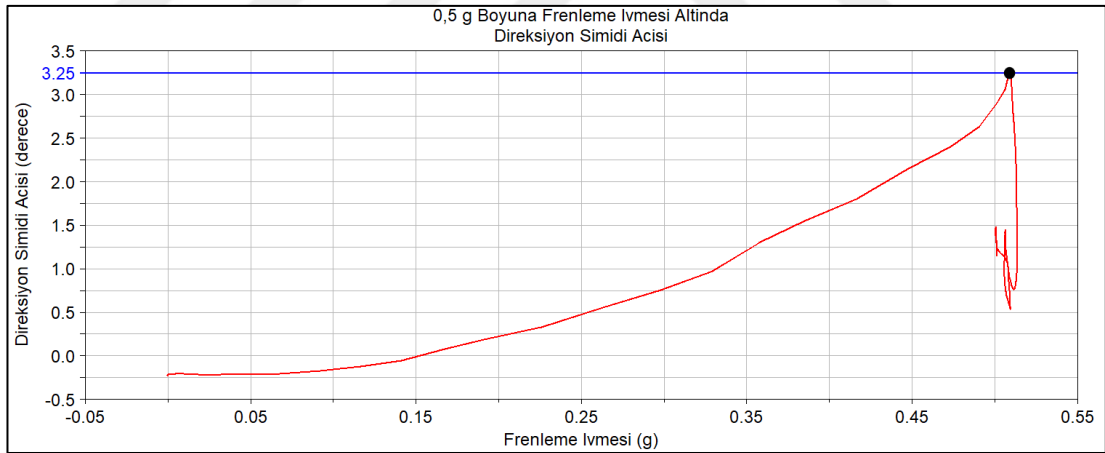


Şekil 5.16 Sabit yarıçapta viraj dönme hareketinde artan direksiyon girdisi grafiği

Şekil 5.16'daki grafiğe göre araç sabit yarıçaplı viraj dönme hareketi süresince daha fazla direksiyon girdisine ihtiyaç duyduğundan dolayı az döner karakteristiğe sahiptir. Bu da, aracın, çok döner karakteristiğe sahip olarak viraj dalma hareketi yapmasından daha pozitif bir bulgu olarak yorumlanmıştır.

5.4 Frenleme Etkisinin İncelenmesi

Araç, karşılayabileceği maksimum boyuna frenleme ivmesi olarak seçilen 0,5 g ivmenin etkisi altında frenlediğinde direksiyonda girdi oluşup oluşmayacağı simülasyon ortamında araştırılmıştır. Araç tam taşıt modeli; ADAMS™ Car çoklu cisim dinamiği programında, 80 km/sa hızla giderken 1 saniyelik sürede 0,5 g frenleme ivmesi altında frenlenmiştir. Aracın bu frenlemesiyle 0,5 g frenleme ivmesine karşılık direksiyon açısı girdisi okutulmuştur. Burada aracın bu frenlemesinde yol seyir güvenliğinin bozulmaması adına oluşan direksiyon girdisinin değerinin 10°'nin altında kalması kriter olarak belirlenmiştir. Yapılan simülasyon sonucunda oluşan direksiyon girdisinin 3,25° olduğu görülmüş ve belirlenen kriter için uygun olduğuna karar verilmiştir. Araç, daha düşük frenleme ivmelerinde de frenleme simülasyonuna tabi tutulmuş ancak 0,5 g frenleme ivmesi daha zor bir koşul olduğundan sadece bu simülasyona yer verilmiştir. Araçta frenleme simülasyonu süresince sürüş güvenliğini riske atacak bir çekme (sağa veya sola araç savrulması) gözlemlenmemiştir.

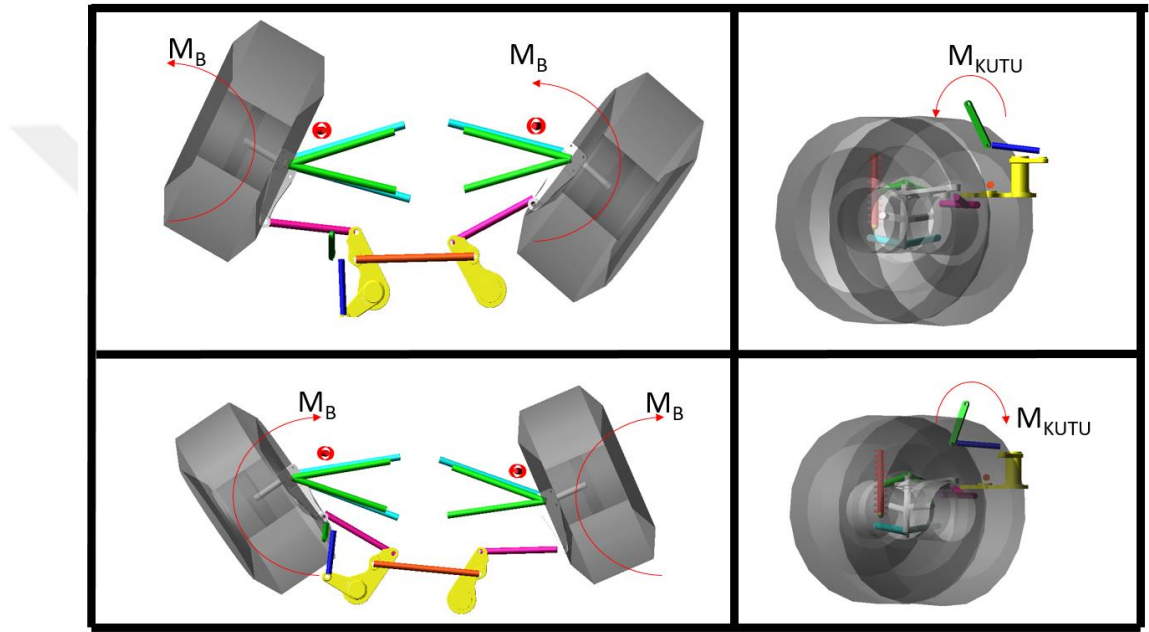


Şekil 5.17 0,5 g Frenleme İvmesi Altında Direksiyon Simidi Açısı

5.5 Direksiyon Sisteminde Tasarlanan Parçaların Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Analizi

Aks üreticisinden hazır alınan bağımsız süspansiyon içerisinde yer alan iz kolu, yönlendirme kollarının hareketinin kısıtlanması sebebiyle optimize edilmiştir. Daha önceki bölümlerde irdelenen bu çalışma sonucunda yeni iz kolu ve sağ-sol

yönlendirme kollarının alt sacları gelen kuvvetlerin etkisi altında irdelenmeye ihtiyaç duyulmuştur. Ayrıca tasarlanan itici kol ve pitman kolu da gelen torkların etkisi yine sonlu elemanlar yöntemiyle irdelenecektir. ADAMSTTM View programında kurulan ve önceki bölümlerde kurulumu anlatılan direksiyon mekanizmasına direksiyonun tam sağa ve tam sola dönüşünde hareketi zorlaştıracı yönde kazıma momenti (M_B) uygulanmıştır. Direksiyon kutusundan pitmana ise döndürme yönü eksenı boyunca kutunun maksimum momenti (M_{KUTU}) uygulanmıştır.



Şekil 5.18 Sonlu elemanlar analizi için uygulanan momentler

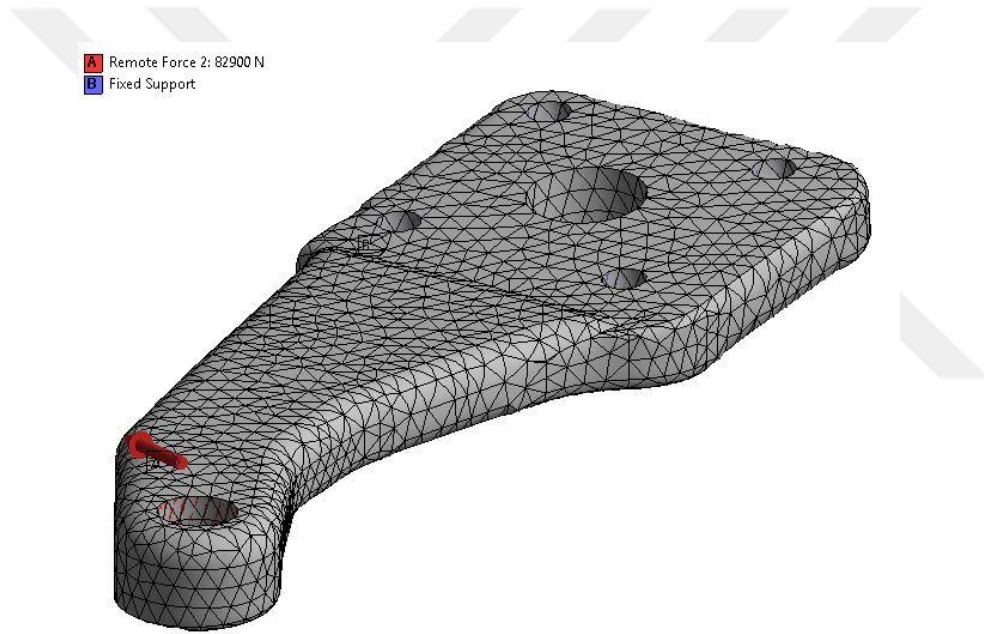
Tablo 5.6 Sonlu elemanlar analizi için uygulanan momentler

Uygulanan Momentler		
Kutu Momenti	8100	Nm
Kazıma Momenti	2477,28	Nm

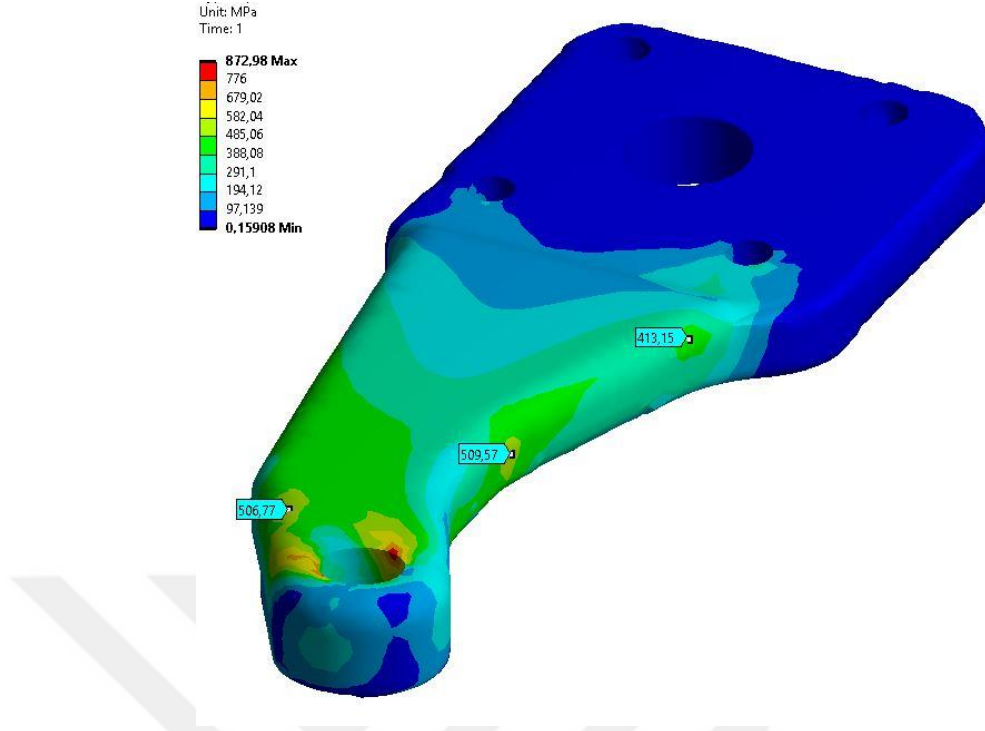
Tablo 5.7 Seçilen malzeme 4140 özellikleri

AISI 4140		
Akma Mukavemeti	Elastisite Modülü	Poisson Oranı
928,9 MPa	207 Gpa	0,3

Optimize edilen iz kolu ve sol-sağ yönlendirme kollarının alt sacları ile tasarlanan pitman kolu sonlu elemanlar analizi yazılımı olan ANSYS® programında analiz edilmiştir. Üst paragrafta bahsedilen yöntemle Tablo 5.6'daki momentlerin uygulanmasıyla ADAMS™ View yazılımıyla elde edilen kuvvetler ANSYS programında önce iz kolu için uygulanmıştır. İz kolu parçası için AISI 4140 olarak seçilmiştir. Bu parçanın sonlu elemanlar modeli 24230 düğüm ve 15279 elemandan oluşmaktadır. Mesh kalitesi (ortalama) %82 olarak elde edilmiştir. Parçanın akma gerilmesinin altında gerilmelere maruz kalacağı belirlenmiştir. Güvenlik katsayısı, gerilme yığılması olan yerler dışında okunan en yüksek gerilmelere göre hesaplanmış olup bu parça için 1,8'dir.

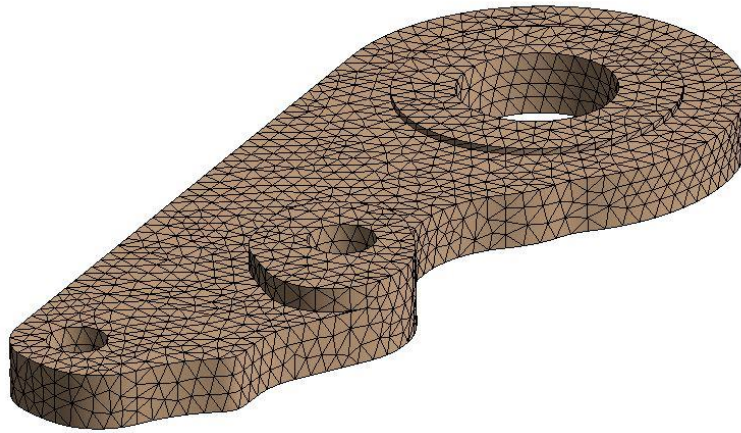


Şekil 5.19 İz kolu mesh detayı

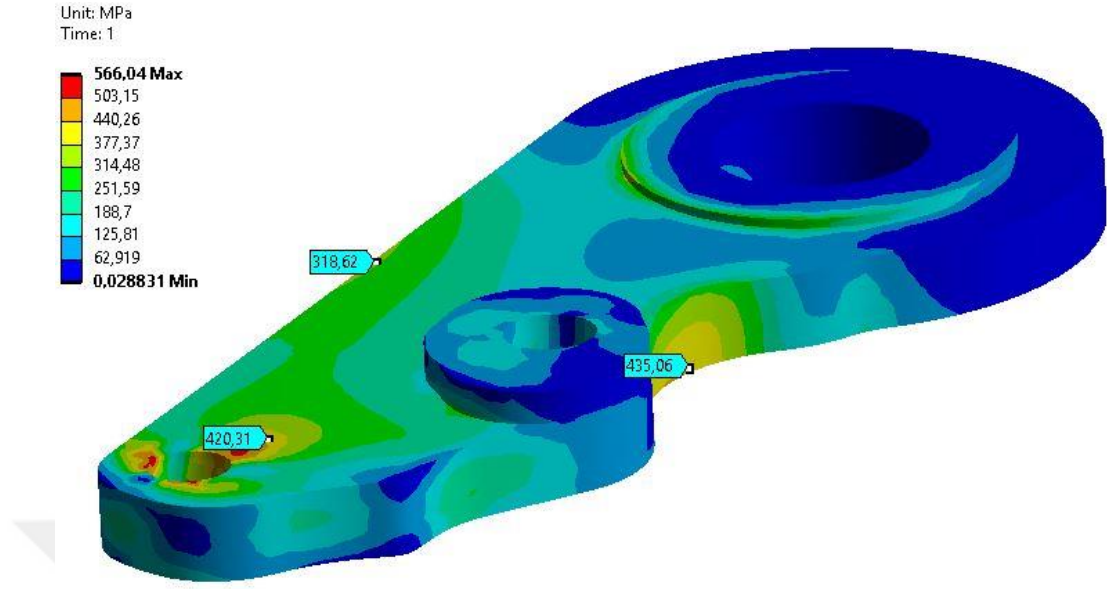


Şekil 5.20 İz kolu statik analiz gerilme değerleri

İkinci olarak sol-sağ yön verme kolunun alt sacı irdelenmiştir. Bu parçanın sonlu elemanlar modeli 34593 düğüm ve 22181 elemandan oluşmaktadır. Malzemesi AISI 4140 olarak girilen bu parçanın mesh kalitesi (ortalama) %83 olarak elde edilmiştir. Parçanın akma gerilmesinin altında gerilmelere maruz kalacağı belirlenmiştir. Güvenlik katsayısı, gerilme yığılması olan yerler dışında okunan en yüksek gerilmelere göre hesaplanmış olup bu parça için 2,13'tür.



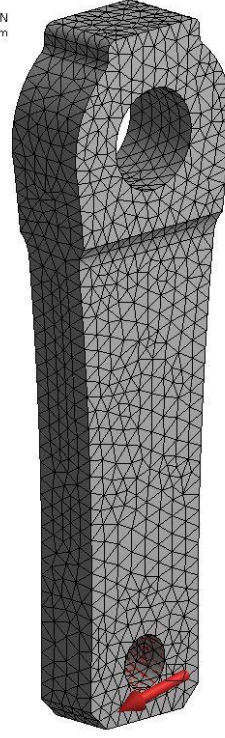
Şekil 5.21 Yön verme kolu alt sacı mesh detayı



Şekil 5.22 Yön verme kolu alt sacı statik gerilme değerleri

Son olarak pitman kolu (sektör kolu) irdelenmiştir. Bu parçanın sonlu elemanlar modeli 23005 düğüm ve 14790 elemandan oluşmaktadır. Malzemesi AISI 4140 olarak girilen bu parçanın mesh kalitesi (ortalama) %83 olarak elde edilmiştir. Parçanın akma gerilmesinin altında gerilmelere maruz kalacağı belirlenmiştir. Güvenlik katsayısı, gerilme yığılması olan yerler dışında okunan en yüksek gerilmelere göre hesaplanmış olup bu parça için 4,4'tür.

Remote Force 2: 33524 N
Components: 33400,-801,-2770, N
Location: 399,09, -500, 370,07 mm



Şekil 5.23 Pitman kolu mesh detayı

Unit: MPa
Time: 1
Custom

261,45 Max
232,43
209,4
174,38
145,35
116,33
87,303
58,278
29,253
0,22819 Min



Şekil 5.24 Pitman kolu statik analiz gerilme değerleri

BÖLÜM ALTI

SONUÇ

Yönlendirilebilir ve bağımsız çift enine yön vericili süspansiyona sahip askeri araç, tasarım aşamasında aks üreticisinden gelen hazır dingilde yer alan sağ ve sol yön verme kollarının mevcut araç geometrisinden dolayı sınırlandırılan dönüş açılarında, askeri araç vazife isterinde yer alan minimum dönüş yarıçapını sağlayamadığından bir optimizasyon ihtiyacı doğmuştur. Optimizasyon aşaması; önce sol tekerleğin tek tekerlekli bir ADAMSTTM View çoklu cisim dinamiği modelinde oluşturulup iz kolu optimize edilmesi, sol tekerleğin bulunan dönüş açılara karşılık direksiyon dönüş simetrisinin sağlanabilmesi adına ADAMSTTM Car çoklu cisim dinamiği ortamında modellenip optimum orta çubuk noktalarının bulunmasını içermektedir. Bu şekilde,

- Kasiste yönlenme (bump steer) değerinde %28,5 iyileşme görülmüştür.
- Simetrik bir direksiyon sistemi elde edilmiştir.
- Ackerman hatası %25 iyileştirilmiştir.

Gövde bölümünce belirlenen alana pitman kolu açısının sağa ve sola dönüşte simetrik ve itici kol ile pitman kolunun üretilebilir uzunluklarda olabileceği noktaya kutu konumlandırılmıştır. Kutunun konumuna göre, kazıma momentinin direksiyon sistemi elemanlarında taşınmasıyla direksiyon kutusunun ihtiyaç duyduğu tork belirlenmiştir. Ayrıca direksiyon kolonundan direksiyon kutusuna aktarım için kayıcı mafsallar yerleştirilmiştir. Bu aşamayla,

- Kutunun ihtiyaç duyduğu tork (6373,4 Nm) belirlenmiştir.
- Düzgünsüzlük değeri %8 olarak sınırlandırılmıştır.

Tam taşıt simülasyonlarında aracın dönüş yarıçapı, özgül yönlenme karakteristiği, frenleme ve engel geçme altında oluşan direksiyon girdileri analizlerle incelenmiştir. Sistemde optimize edilen veya tasarlanan parçalar için kuvvet girdileri oluşturulup sonlu elemanlar yöntemiyle analiz edilmiştir. En kötü gerilme koşullarında seçilen akma mukavemetine göre en az 1,8 güvenlik katsayısına sahip olduğu görülmüştür.

KAYNAKLAR

Axletech (b.t). *Bağımsız ve yönlendirilebilir ön süspansiyon kompleksi*. 02 Ocak 2020, www.axletech.com/en/support/service-manuals/axles/5000-series-steerable

Axletech (b.t). *Bağımsız ve yönlendirilebilir ön süspansiyon kompleksi*. 29 Aralık 2019, www.axletech.com/en/products/suspensions-modules

Balkan, G. (2018). *12 tonluk bir 4x4 yol dışı (off-road) aracı için ön bağımsız askı sisteminin bilgisayar destekli tasarımı ve optimizasyonu*. Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi, İzmir

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

Ditaş, (b.t). *Pitman kolu*, 31 Aralık 2019, <https://www.ditas.com.tr/pitman-kolu>

Erbil, İ. E. (2014). *Ağır ticari taşıtlarda direksiyon sisteminin taşıt dinamiğine etkilerinin incelenmesi*. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul

Kaynak, Z.C. (2019) *İki aksı yönlendirilebilen üç akslı ağır hizmet aracı yönlendirme sisteminin bilgisayar destekli tasarımı ve analizi*. Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi, İzmir

Kaynak Z.C., Kuralay N.S ve Karaoğlu M.U. (2018). İki akstan yönlenebilir 6x6 ağır hizmet aracına ait yönlendirme sistemi tasarımı örneği. *Otekon*, 484-491.

Kuralay, N. S. (2008a). *Motorlu taşıtlar: temel ve tasarım esasları, yapı elemanları*. İzmir: TMMOB Makina Mühendisleri Odası.

Kuralay, N. S. (2008b). *Motorlu taşıtlar: temel ve tasarım esasları, yapı elemanları*. İzmir: TMMOB Makina Mühendisleri Odası.

Gillespie, T. D. (1992). *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. SAE, Warrendale: Society of Automotive Engineers.

Hema Endüstri, (b.t). *Ağır ticari araç direksiyon kutusu*. 30 Aralık 2019, www.hemaendustri.com.tr/agir-ticari-arac-direksiyon-kutusu

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

Heißing, B. ve Ersoy, M. (2011). *Chassis handbook: fundamentals, driving dynamics, components, mechatronics, perspectives*. Wiesbaden: Vieweg + Teubner

NATO International Staff-Defence Support Division, (1993), *Allied vehicle testing publication*. 03-170 W, A1

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

Setaş Otomotiv, (b.t). *Rot kolu*. 03 Ocak 2020, www.setasotomotiv.com/urun/bmc-rot-kolu-12/

Topaç, M.M, Duran İ. ve Kuralay N.S. (2016). Deney tasarımı yaklaşımıyla, dört tekerlekten çekişli bir taşıtın direksiyon trapezinin kinematik optimizasyonu. *Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi*, 4, 514-527