

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**İKİ AKSTAN DÜMENLENEN ÜÇ AKSLI ÖZEL MAKSATLI BİR TAŞITIN
DİREKSİYON MEKANİZMASININ KİNEMATİK TASARIMI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Metin BURHA**

Anabilim Dalı : Makine Mühendisliği

Programı : Otomotiv

HAZİRAN 2010

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**İKİ AKSTAN DÜMENLENEN ÜÇ AKSLI ÖZEL MAKSATLI BİR TAŞITIN
DİREKSİYON MEKANİZMASININ KİNEMATİK TASARIMI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Metin BURHA
(503071712)**

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 05 Mayıs 2010

Tezin Savunulduğu Tarih : 10 Haziran 2010

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. İ. Murat Ereke (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. İ. Ahmet Güney (İTÜ)
Prof. Dr. İrfan Yavaşlıol (YTÜ)**

HAZİRAN 2010

Aileme,

ÖNSÖZ

Bu çalışma boyunca benden yardımını esirgemeyen, bilgi, tecrübe ve görüşlerinden sıkça faydalandığım tez danışmanım Sayın Prof. Dr. İ. Murat Ereke'ye, yüksek lisans öğrenimim boyunca verdiği izin ve desteklerden ötürü Otokar A.Ş. firmasındaki yöneticim Sayın Serkan Yılmaz'a, Pınar Filiz'e ve hayatım boyunca her konuda bana destek olan sevgili aileme teşekkür ederim.

Mayıs 2010

Metin BURHA

(Makine Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER.....	vii
KISALTMALAR.....	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
SEMBOL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xvii
SUMMARY.....	xix
1. GİRİŞ	1
2. DÖNME HAREKETİ VE KARAKTERİSTİĞİ	3
2.1 Taşıtın Dönme Hareketi.....	3
2.2 Ackermann Geometrisi.....	4
2.3 Ön Aks Parametreleri	6
2.3.1 Kamber Açısı	6
2.3.2 Toe-in Açısı.....	7
2.3.3 King-pin Açısı ve Mesafesi	8
2.3.4 Kaster Açısı.....	9
2.4 Taşıtın Dönme Karakteristiği.....	10
2.4.1 Nötr Taşıt	11
2.4.2 Aşırı Döner Taşıt	12
2.4.3 Az Döner Taşıt	12
3. DİREKSİYON SİSTEMLERİ.....	13
3.1 Direksiyon Sistemlerinin Sınıflandırılması	13
3.1.1 Tahrik biçimine göre sınıflandırma	13
3.1.2 Direksiyon mekanizmalarına göre sınıflandırma	15
3.1.2.1 Kremayer mekanizmalı direksiyon sistemleri	15
3.1.2.2 Direksiyon kutulu sistemler	17
3.1.3 Direksiyon sistemlerinin kıyaslanması.....	20
3.1.3.1 Mekanizmaların kıyaslanması	20
3.1.3.2 Destek yöntemlerinin kıyaslanması	21
3.2 Çubuk Mekanizmaları	21
3.3 Direksiyon Sistemi Komponentleri	24
3.3.1 Direksiyon simidi ve kolunu	24
3.3.2 Pitman kolu	25
3.3.3 Rod çubukları ve küresel bağlantılar	25
3.4 İki Akstan Dümenleme	26
4. DİREKSİYON SİSTEMİNİN TASARIMI.....	31
4.1 Direksiyon Sistemi Geometrisinin Oluşturulması.....	31
4.1.1 Direksiyon Mekanizmasının Seçimi.....	31
4.1.2 Tekerlek dönüş açılarının tayini.....	36

4.1.3 Aksın nötr noktasının bulunması	40
4.2 Sistemin Kinematik Analizi.....	44
4.2.1 Paralel kol mekanizması.....	45
4.2.2 Ara mekanizma:	47
4.2.3 Süspansiyon kolları ile poyra bağlantısı:.....	49
4.3 Alt Mekanizmaların Birleştirilmesi	52
4.3.1 Uzaysal mekanizmaların incelenmesi	52
4.3.2 Konum analizinin matematiksel algoritması ve hesaplama programı	54
5. DİREKSİYON SİSTEMİNİN OPTİMİZASYONU.....	59
5.1 Direksiyon Hatasının Optimizasyonu	59
5.1.1 Direksiyon hatası	59
5.1.2 Direksiyon hatası hedef değeri	62
5.1.3 Mekanizmanın optimizasyonu	63
5.2 Direksiyon Sistemi Komponentlerinin Gerilme Kontrolü	66
5.2.1 Komponentler üzerindeki kuvvetlerin bulunması.....	67
5.2.2 Pitman kolu gerilme analizi	68
5.2.3 Rod başı gerilme analizi	70
5.2.4 Ön iç kısa rod kolu gerilme analiz	73
5.2.5 Ön aks dış tekerlek kısa rod kolu gerilme analizi	75
5.2.6 Ara rod kolu gerilme analizi	77
6. TARTIŞMA VE SONUÇ.....	81
KAYNAKLAR.....	83
EKLER	85

KISALTMALAR

RSSR : Revolute Spherical Spherical Revolute
RRSSR : Revolute Revolute Spherical Spherical Revolute
IRLF : Inertia Relief

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1 : Farklı dönüş konfigürasyonları için dönüş yarıçapının kıyaslanması...	29
Çizelge 4.1 : Farklı dönüş yarıçaplarına göre tekerlek dönüş açıları (Ackermann)...	39
Çizelge 4.2 : Hesaplama programı sonuçlarının, paket program sonuçları ile karşılaştırılması	57
Çizelge 5.1 : Optimizasyonda değiştirilen parametreler	65
Çizelge 5.2 : Pitman koluna gelen kuvvetlerin bileşenleri	68
Çizelge 5.3 : En kritik rod başına gelen kuvvetler	70
Çizelge 5.4 : En kritik rod çubuğuna gelen kuvvetler (çekilen)	73
Çizelge 5.5 : En kritik rod çubuğuna gelen kuvvetler (basılan).....	75
Çizelge 5.6 : Ara rodta oluşan kuvvetler ilk konum.....	78
Çizelge 5.7 : Ara rodta oluşan kuvvetler, son konum	78

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Dört tekerden döndürülen taşıt örneği [1].....	3
Şekil 2.2 : Ackermann geometrisi [3].....	5
Şekil 2.3 : İki Aksı Dümenlenen Bir Taşıtın Ackermann geometrisi [3].....	6
Şekil 2.4 : Pozitif Kamber Açısı.	6
Şekil 2.5 : Yüklü Durumda Negatif Kamber Açısı	7
Şekil 2.6 : Toe-in Açısı.....	8
Şekil 2.7 : King-pin Açısı ve King-pin Mesafesi.....	8
Şekil 2.8 : Kaster Açısı	9
Şekil 2.9 : Taşıtın Bisiklet Modeli	10
Şekil 2.10 : Dönme karakteristikleri.....	12
Şekil 3.1 : Hidrolik Takviyeli Direksiyon Sistemi [5]	14
Şekil 3.2 : ZF firmasına ait elektrik destekli direksiyon mekanizması [4].....	14
Şekil 3.3 : Elektrik motoru takviyeli kremayer mekanizması [7]	16
Şekil 3.4 : Sonsuz vidalı direksiyon mekanizmaları	17
Şekil 3.5 : Hidrolik destekli döner bilyalı direksiyon kutusunun nötr konumu.....	18
Şekil 3.6 : Hidrolik destekli döner bilyalı direksiyon sola ve sağa dönüşü.....	19
Şekil 3.7 : Direksiyon kutulu direksiyon sistemi çubuk mekanizması.....	22
Şekil 3.8 : Trapez Mekanizması.....	22
Şekil 3.9 : 4-Çubuk Mekanizmaları [4]	23
Şekil 3.10 : Direksiyon Simidi ve Kolunu.....	24
Şekil 3.11 : Pitman Kolu.....	25
Şekil 3.12 : Küresel Bağlantı Elemanı	26
Şekil 3.13 : Kamyonlarda ikiz dümenleme uygulaması.....	27
Şekil 3.14 : İlk ve son aksının tekerlekleri dümenlenmiş 6x6 araç modeli	27
Şekil 3.15 : İlk ve son aksının tekerlekleri dümenlenmiş bir aracın Ackermann geometrisine uygun dönüşü	28
Şekil 3.16 : İlk iki aksının tekerlekleri dümenlenmiş 6x6 araç modeli.....	29
Şekil 4.1 : Tekerlek momentini belirleyen parametreler [10].....	32
Şekil 4.2 : Düşük seyir hızında 1. ve 2. aksların tekerlekleri için gereken döndürme momentleri.....	33
Şekil 4.3 : ADAMS View programında hazırlanan direksiyon çubuk mekanizması.....	34
Şekil 4.4 : Çift kutulu direksiyon mekanizması.....	35
Şekil 4.5 : Taşıtın genel ölçüleri	37
Şekil 4.6 : 16 m çaplı kaldırımından kaldırıma dönüşün grafiksel metotla simülasyonu	38
Şekil 4.7 : Aksın Nötr Noktası.....	40
Şekil 4.8 : Nötr nokta dikkate alınmadığında ortaya çıkan hata örnekleri [12].....	41
Şekil 4.9 : Sanal merkezler (virtual centers) yöntemi ile nötr noktanın tesbiti [4]	42
Şekil 4.10 : Kullanılan aksın nötr noktası.....	43
Şekil 4.11 : Direksiyon sisteminin alt mekanizmaları.....	45
Şekil 4.12 : Paralel kol mekanizması genel görünümü	46
Şekil 4.13 : Paralel kol mekanizmasının parametreleri	46

Şekil 4.14 : Ara mekanizma genel görünümü	47
Şekil 4.15 : Ara mekanizmanın parametreleri	48
Şekil 4.16 : Süspansiyon kolları ile poyra bağlantısı	50
Şekil 4.17 : Tekerlek bağlantısında eksen takımı dönüşümü	50
Şekil 4.18 : Deve boynunun eksen dönüşümü	51
Şekil 4.19 : RSSR mekanizmasının R(RRR)(RR)R'a dönüşüm	53
Şekil 4.20 : Uzaysal mekanizmalarda dallanma [15]	53
Şekil 4.21 : Hesap programı algoritması	56
Şekil 5.1 : Direksiyon hatası optimizasyonu	60
Şekil 5.2 : Ön Tasarım Direksiyon Sapması Grafiği (Basit iterasyonlu kod)	61
Şekil 5.3 : Ön Tasarım Direksiyon Sapması Grafiği (Basit iterasyonlu kod)	62
Şekil 5.4 : Düşey kesitte kısa rod-ara rod kolu bağlantısı	63
Şekil 5.5 : Yatay kesitte kısa rod-ara rod kolu bağlantısı	63
Şekil 5.6 : Yatay kesitte ikinci aks kısa rod-ara rod kolu bağlantısı	64
Şekil 5.7 : Optimizasyon sonrası direksiyon hatası grafiği	65
Şekil 5.8 : Optimizasyonda değiştirilen parametreler	66
Şekil 5.9 : Kuvvetlerin belirlenmesi için oluşturulan Adams view modeli	67
Şekil 5.10 : Pitman analiz modelleri: (a) Model üzerindeki kuvvetler (b) Sonlu elemanlar modeli	68
Şekil 5.11 : Pitman kolunun gerilme analizi	69
Şekil 5.12 : Pitman kolunun şekil değişimi	70
Şekil 5.13 : Rod başı analiz modelleri: (a) Model üzerindeki kuvvetler (b) Sonlu elemanlar modeli	71
Şekil 5.14 : Rod başı gerilme analizi	72
Şekil 5.15 : Rod başı şekil değişimi	72
Şekil 5.16 : Kısa rod kolu analiz modelleri (çekmeye zorlanan): (a) Model üzerindeki kuvvetler (b) Sonlu elemanlar modeli	74
Şekil 5.17 : Kısa rod çubuğu gerilme analizi, çekme gerilmesi	74
Şekil 5.18 : Kısa rod çubuğu gerilme analizi, şekil değiştirme	75
Şekil 5.19 : Kısa rod kolu analiz modelleri (basmaya zorlanan): (a) Model üzerindeki kuvvetler (b) Sonlu elemanlar modeli	76
Şekil 5.20 : Kısa rod çubuğu gerilme analizi, basma gerilmesi	77
Şekil 5.21 : Kısa rod çubuğu gerilme analizi, şekil değiştirme	77
Şekil 5.22 : Ara rod çubuğu, ilk konumdaki kuvvetler	78
Şekil 5.23 : Ara rod çubuğu, son konumdaki kuvvetler	78
Şekil 5.24 : Ara rod kolu sonlu elemanlar modeli	79
Şekil 5.25 : Ara rod çubuğu, son konumdaki kuvvetler	79
Şekil 5.26 : Ara rod çubuğu, son konumdaki kuvvetler	80
Şekil 5.27 : Ara rod çubuğu, son konumdaki şekil değişimi	80
Şekil B.1 : Ön iç kısa rod koluna gelen kuvvetler	86
Şekil B.2 : Ön dış kısa rod koluna gelen kuvvetler	86
Şekil B.3 : Arka dış kısa rod koluna gelen kuvvetler	86
Şekil B.4 : Arka iç kısa rod koluna gelen kuvvetler	87
Şekil B.5 : Ara rod kolu dış kısa rot bağlantısına gelen kuvvetler	87
Şekil B.6 : Ara rod kolu iç kısa rot bağlantısına gelen kuvvetler	87
Şekil B.7 : Ara rod kolu iç pitman kolu bağlantısı	88
Şekil B.8 : Ara rod kolu dış pitman kolu bağlantısı	88
Şekil B.9 : Pitman kolu uzantısı (uzun)	88
Şekil B.10 : Pitman kolu uzantısı (kısa)	89

SEMBOL LİSTESİ

P_d	: Dış tekerlek yükü [N]
r_0'	: Genişletilmiş sapma dairesi yarıçapı [m]
σ	: King-pin açısı [rad]
r_σ	: King-pin mesafesi [m]
n_k	: Yapısal kaster [m]
f_R	: Yuvarlanma direnci []
r	: Tekerlek statik yarıçapı [m]
τ	: Kaster açısı [rad]
δ_O	: Tekerlek ekvatorunun zemini kestiği doğrunun sapması [m]
w	: İz genişliği [m]
R_1	: Dönüş yarıçapı [m]
δ	: Tekerlek sapma açısı [rad]
V	: Araç hızı [m/s]
M	: Araç kütlesi [kg]
c_α	: Tekerleğin viraj sertliği [N/rad]
α	: Tekerleğin kayma açısı [rad]
θ	: Pitman kolu dönüş açısı [derece]
θ_2	: Avare kol dönüş açısı [derece]
P	: Pitman kolu uzunluğu [m]
P_2	: Avare kol uzunluğu [m]
δ_1	: Ön iç tekerlek sapma açısı [derece]
δ_2	: Ön dış tekerlek sapma açısı [derece]
δ_3	: İkinci aks iç tekerlek sapma açısı [derece]
δ_4	: İkinci aks dış tekerlek sapma açısı [derece]
L_p	: Pitman kolu ve avare kolların dönüş eksenleri arasındaki mesafe [m]
K_1	: Pitman kolu yan uzantısı uzunluğu [m]
K_2	: Avare kol yan uzantısı uzunluğu [m]
L	: Ara kol uzunluğu [m]
D	: Deve boynunun uzunluğu [m]
D_a	: Deve boynu açısı [derece]
$\delta\theta$	: Direksiyon hatası [derece]

DÜMENLENEN ÜÇ AKSLI ÖZEL MAKSATLI BİR TAŞITIN DİREKSİYON MEKANİZMASININ KİNEMATİK TASARIMI

ÖZET

Direksiyon sistemi, aracın istenilen doğrultuya hassas ve emniyetli biçimde yönlendirilmesini sağlayan sistemdir. Günümüzde araçlardan beklenen hareket kabiliyetlerinin çeşitlilik göstermesi, bununla birlikte araç çeşitliliğinin artması sebebiyle direksiyon sistemleri de birbirinden çok farklı biçimlerde tasarlanabilmektedir. Direksiyon sistemi tasarımı sadece doğru dümenlemeye değil, aynı zamanda tekerlek aşınmalarına, süspansiyon ve direksiyon sistemi komponentlerine gelen yüklere ve sürüş esnasında tekerleklerden şoföre gelen titreşime de etki etmektedir.

Bu çalışmada çift akstan dümenlenen, üç akslı, özel maksatlı bir taşıtın direksiyon sisteminin kinematik tasarımı yapılmıştır. Bu kapsamda, öncelikle dönme hareketi, dönme hareketini etkileyen ön aks parametreleri ve direksiyon sistemleri incelenmiş, yapılan inceleme sonucunda taşıtın ön iki aksından dümenlenmesine karar verilmiştir.

Taşıtın aks ağırlıkları ve direksiyon sistemlerinin tork kapasiteleri dikkate alınarak çift kutulu direksiyon sisteminin kullanılmasına karar verilmiştir. Ardından taşıtın aks geometrisi ve aks yerleşimi göz önünde bulundurulmuş, direksiyon kutuları ile tekerlekler arasında hareketin iletimini sağlayacak direksiyon mekanizmasının ön tasarımı CATIA programı kullanılarak yapılmıştır.

Ön tasarımı yapılan mekanizmanın, 3 boyutlu matematik modeli MATLAB programında kurulmuş, bu model ile yapılan konum analizi sonuçları aynı tasarım için CATIA DMU Kinematics ve ADAMS view programlarında kurulan kinematik modellerin konum analizi sonuçları ile kıyaslanmış ve sonuçların büyük oranda uyum sağladığı görülmüştür. Bu aşamadan sonra MATLAB modeli kullanılarak direksiyon mekanizması optimize edilmiştir. Optimizasyonda tekerlek sapma açılarının Ackermann geometrisinden farkını gösteren direksiyon hatası değeri, benzer çalışmalarda uygun kabul edilen değerlere düşürülmüştür. Son olarak kinematik olarak optimize edilen bu mekanizma üzerindeki kuvvetler ADAMS view programında oluşturulan modelde belirlenmiş, kritik parçalar ANSYS workbench 10 programı kullanılarak yapılan sonlu elemanlar analiziyle gerilmeler açısından kontrol edilmiştir.

KINEMATIC DESIGN OF A MULTI-AXLE STEERING FOR A THREE AXLE SPECIAL PURPOSE VEHICLE

SUMMARY

Steering system is used to turn the vehicle sensitive and safety to the intended direction. Nowadays steering systems can be designed various types in order to meet the different mobility requirements. The design of steering system is not only effective for true steering of the vehicle but also affects the tire wear, force amount that acts on the components of steering and suspension systems, the transmitted vibration from tires to the driver is also varies with the design of the steering system.

In this research, kinematic design of a multi-axle steering system for a three-axle special purpose vehicle has been performed. In this context, existing steering systems are inspected first and it is decided to steer the first two axles of the vehicle.

By considering axle loads, it is determined to use master and slave type two steering box for the actuation of the system. Then, the preliminary design of the linkage mechanism that transmits motion from steering boxes to the tires has been completed by using CATIA.

MATLAB is used for constructing the 3D mathematical model of that linkage mechanism. Position analysis of the system is also performed by using DMU kinematics and ADAMS view, the results of these two programs are used for the confirmation of the results of MATLAB model. After the confirmation, the MATLAB model is used for optimization of the steering mechanism. The steering error reduced to an acceptable value in this optimization. In the end of the study, the forces on the components of optimized steering mechanism are found by using the dynamic model of ADAMS view. The maximum values of those forces are used in ANSYS workbench 10 for finite element analysis in order to check maximum stresses on critical components.

1. GİRİŞ

Direksiyon sistemi hareket halindeki taşıtın istenilen doğrultuya güvenli ve doğru biçimde yönlendirilmesini sağlayan sistemdir. Bu yönlendirme işlemi günümüz tekerlekli taşıtlarında şoför kontrolündeki bir direksiyon simidinden başlayıp tekerleklerle kadar inen çeşitli sistemler tarafından gerçekleştirilmektedir. Tüm bu sistemlerin ortak hedefi tekerleklerin Ackermann geometrisi de denilen, hatasız dönme geometrisiyle saptırılmasıdır. Direksiyon sisteminin ackermann geometrisini sağlayamaması durumunda aracın dönüş karakteristiği bozulur, aracın dönme yarıçapı değişir, tekerleklerde meydana gelen kaymalar neticesinde aşınmalar artar, tekerleklerin ömrü azalır. Ayrıca direksiyon mekanizması aşırı kuvvet ve momentler ile zorlanır.

Direksiyon mekanizmasının tasarımı yapılırken öncelikle aracın ağırlığı, araçtan beklenen manevra kabiliyeti ve aracın boyutları göz önünde tutulmalıdır. Tüm bu kriterlere en uygun direksiyon sistemi seçilmeli ve bu sistem Ackermann geometrisine uyacak şekilde optimize edilmelidir.

Optimizasyon işlemi için ilk önce direksiyon mekanizmasının kinematik analizi, daha da özelinde pozisyon analizi yapılmalıdır. Pozisyon analizinden elde edilen değerlerin, Ackermann geometrisi ile farkından direksiyon hatası eğrileri çıkarılmalıdır. Daha sonra bu eğrileri sıfıra yaklaştırmak hedefi ile sistemi oluşturan elemanların boyut, konum ve bağlantı biçimleri gibi parametrelerinde değişikliğe gidilmeli ve sistem kinematik olarak optimize edilmelidir. Bu esnada sistemi oluşturan hareketli parçaların birbirleri ve taşıtın diğer bölümleri ile teması olmadığı kontrol edilmelidir.

Ayrıca kinematik olarak optimize edilmiş olan sistemin kritik parçaları maksimum zorlanma koşuluna göre gerilme analizleri yapılarak dayanım açısından incelenmelidir.

Bu çalışmada öncelikle direksiyon sistemleri hakkında genel bilgi verilecek, daha sonra tasarım aşamasındaki 6x6 özel maksatlı bir taşıtın direksiyon sistemi ele alınacaktır. Taşıta uygun bir direksiyon sistemi zm sunulacak, sistemin üç boyutlu geometrik modellemesi yapılacaktır. Ardından sistemi oluşturan mekanizmanın matematik modeli kurulacak ve yazılacak bir programla kinematik analizi yapılacaktır. Aynı analiz, bir paket programla da yapıp sonuçlar doğrulanacaktır. Sonuçların doğrulanmasından sonra yazılan program tekrar kullanılarak parametrelerin kontrollü biçimde değiştirilmesi ile sistemin optimizasyonu gerçekleştirilecektir. Son olarak geometrik olarak nihai halini almış sistemin kritik parçaları sonlu elemanlar yöntemi ile gerilmeler açısından kontrol edilecektir.

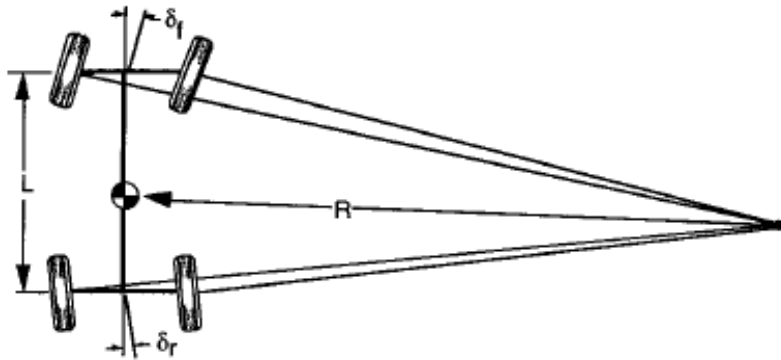
2. DÖNME HAREKETİ VE KARAKTERİSTİĞİ

Şoför tarafından direksiyon simidine verilen dönme hareketinin direksiyon sistemi üzerinden iletilerek tekerlekleri uygun açılarla saptırmasıyla taşıtın dönme hareketi meydana gelir. Dönme hareketi incelendiğinde, tekerleklerdeki gerçek dönme açılarının teorikten farklı olduğu görülür. Bu farklılık süspansiyonun geometrisine, direksiyon sisteminin çeşidi ve yapısına, aracın önden veya arkadan saptırılmasına ve hatta taşıtın tahrik yöntemine bağlıdır [1].

Bu bölümde ilk önce dönme hareketinden ve ackerman geometrisinden bahsedilecek, ardından dönme hareketini etkileyen ön aks parametreleri incelenecek ve taşıtın dönme karakteristiğine değinilecektir.

2.1 Taşıtın Dönme Hareketi

Tekerlekli taşıtlarda en sık görülen dümenleme methodu ön aksın tekerleklerini döndürmektir. Bu yöntemin dışında özel maksatlı araçlarda sadece arka aksın tekerleklerinin döndürüldüğü, hem ön hem de arka aksın tekerleklerinin birbirine göre ters yöne döndürüldüğü veya taşıt ikiden çok akslıysa birden fazla aksın tekerleklerinin döndürüldüğü konfigürasyonlar az da olsa bulunmaktadır.



Şekil 2.1 : Dört tekerden döndürülen taşıt örneği [1]

Arka aksın tekerleklerinin saptırılmasının temel nedeni dönüş yarıçapını küçültmektir. Ancak bu prensip yalnızca düşük hızla hareket eden taşıtlarda kullanılabilir. Çünkü arka tekerleri saptırılan bir taşıt seyir mekaniği açısından

kararsız hale gelir. Ön tekerleri direksiyon simidine bağlı bir taşıtta dönüş esnasında direksiyon serbest bırakıldığında tekerlekler yapısal ve pnömatik kasterler etkisinde doğrusal yörüngeye geri döner. Aynı durum arka tekerlekleri saptırılmış bir taşıtta gerçekleştirildiğinde taşıtın giderek küçülen eğrisel bir yörünge izlediği görülür [2].

Çok akslı taşıtlar için birden fazla aksın tekerleklerinin saptırılması ise tekerleklerin kaymasını engellemek ve aşınmaları minimuma indirmek için uygulanır. Böylece lastik ömrü artar, direksiyon mekanizmasını oluşturan elemanlar daha az zorlanır. Bu durumu daha iyi anlayabilmek için ackerman geometrisi incelenmelidir.

2.2 Ackermann Geometrisi

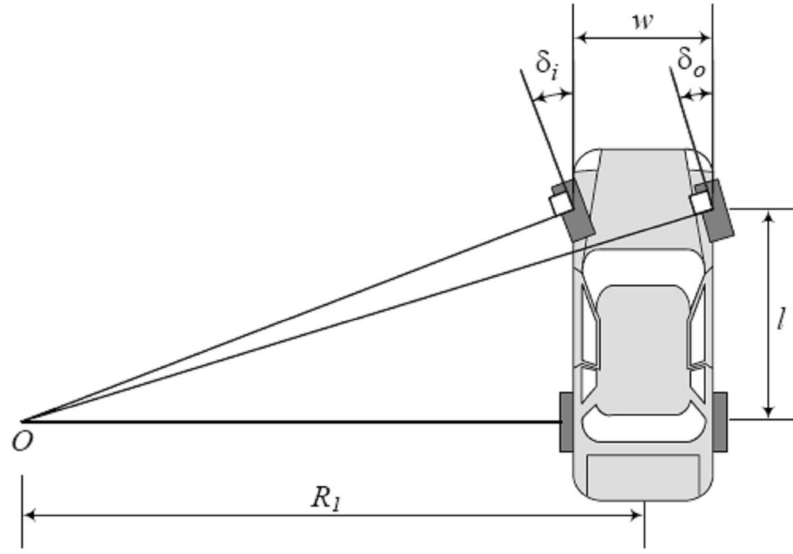
Düzlemsel hareket yapan bir taşıtın dönüş hareketi esnasında her tekerleği bir yay üzerinde hareket etmektedir. Dönüş esnasında taşıt kararlılığını korumak ve minimum tekerlek aşınması sağlamak için tekerleklerin kaymadan yuvarlanmasını sağlamak gerekir. Bu da tekerleklerin taradıkları yayların merkezinin yani ani dönme merkezlerinin çakışık olması koşulundan geçer. Başka bir tarifile ani dönme merkezinden tekerleklerin izdüşümlerine uzatılan ışınlar, tekerlek izdüşümüne dik olmalıdır. Bu duruma ideal dönüş geometrisi veya Ackermann geometrisi adı verilir (Şekil 2.2). Ackermann geometrisindeki tekerlek sapma açıları taşıt iz genişliği (w), aks aralığı (l) ve dönüş yarıçapına (R_1) göre formüle edilebilir.

$$\tan \delta_1 = \frac{l}{R_1 - \frac{w}{2}} \quad (2.1)$$

$$\tan \delta_2 = \frac{l}{R_1 + \frac{w}{2}} \quad (2.2)$$

Ackermann geometrisinden elde edilen formüllere (2.1), (2.2) bakıldığında taşıtın dönüş yarıçapını belirleyen değişkenler tekerleklerin dönüş açıları, aracın aks aralığı ve iz genişliğidir. Bu parametrelerden aks aralığı belirlenirken taşıtın ağırlığı, ağırlık merkezinin yeri ve aksların taşıma kapasitesi gibi parametreler birincil rol oynamaktadır. Dümenlemeye olan etkisi ikinci planda kalmaktadır ve dümenlemeyi iyileştirmek için değiştirilmesi uygun değildir. İz genişliği de yalnızca iç ve dış tekerin dönüş açıları arasındaki farkı belirleyen parametredir. Dönüş yarıçapının

azaltılması için değişiklik yapılabilecek tek parametrenin tekerleklerin dönüş açıları olduğu görölür.



şekil 2.2 : Ackermann geometrisi [3]

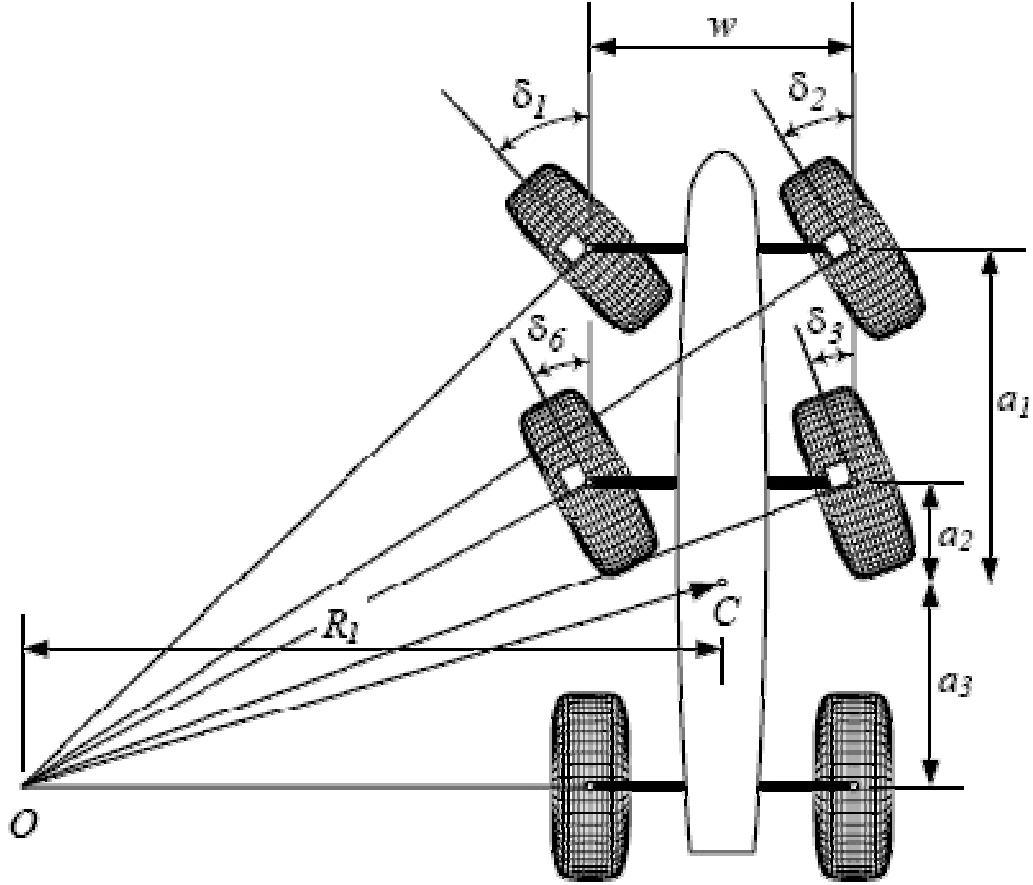
Çok akslı taşıtlar için ackermann geometrisini yakalayabilmenin konuşulu tüm akslardaki tekerlekleri uygun açılarda döndürmektir. Tüm aksların tekerleklerinin saptırılabilmesi durumunda ackermann geometrisini sağlayabilmek adına ancak bir tane aksın tekerlekleri sabit kullanılmalıdır. Tek aksının tekerleklerinin sabit tutulduğu üç akslı bir taşıt için ackermann geometrisi şekil 2.2’de gösterilmiştir. Bu taşıt için tekerleklerin dönme açıları aşağıdaki formüllerle ifade edilebilir.

$$\tan \delta_1 = \frac{a_1 + a_3}{R_1 - \frac{w}{2}} \quad (2.3)$$

$$\tan \delta_2 = \frac{a_1 + a_3}{R_1 + \frac{w}{2}} \quad (2.4)$$

$$\tan \delta_3 = \frac{a_2 + a_3}{R_1 + \frac{w}{2}} \quad (2.5)$$

$$\tan \delta_4 = \frac{a_2 + a_3}{R_1 - \frac{w}{2}} \quad (2.6)$$

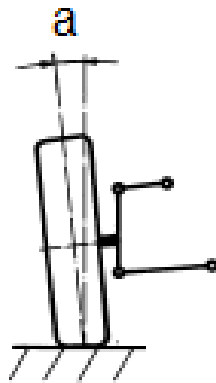


Şekil 2.3 : İki Aksı Dümenlenen Bir Taşıtın Ackermann geometrisi [3]

2.3 Ön Aks Parametreleri

2.3.1 Kamber Açısı

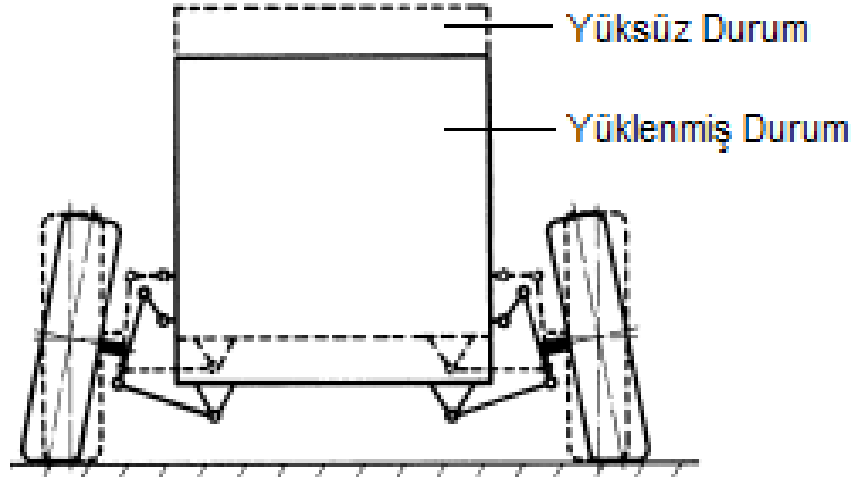
Tekerleğin merkez düzlemi ile yola dik olan düzlem arasında kalan açığa DIN 70000 standardına göre kamber açısı adı verilir. Kamber açısı tekerlek dışa doğru eğikse (Şekil 2.4) pozitif; içe doğru eğikse negatif olarak kabul edilir.



Şekil 2.4 : Pozitif Kamber Açısı.

Tekerleklerinde hafif pozitif kamber açısı bulunan bir taşıta, ortalama 2-3 kişinin bindiği durumlarda taşıtın ağırlığının artmasıyla taşıt gövdesi yere yaklaşır, kamber açısı daha da küçülür. Bu durumda araç yolların ters eğri biçimindeki yüzeyine daha iyi uyum sağlar. Bu da tekerleklerde daha düzgün bir aşınma sağlar ve yuvarlanma direncini azaltır, ayrıca dönüş hareketlerinde tekerleklerle yol arasında oluşan sürtünmeyi azaltır [4].

Eğer tekerlere pozitif bir kamber açısı değeri verilmeseydi yük altında kalan taşıtın tekerlekleri negatif kamber durumuna geçer ve tekerleklerin iç omuz kısımları aşınırdı (Şekil 2.5). Günümüzde taşıtlarda genellikle 0° - 2° arası pozitif kamber değeri uygulanır.

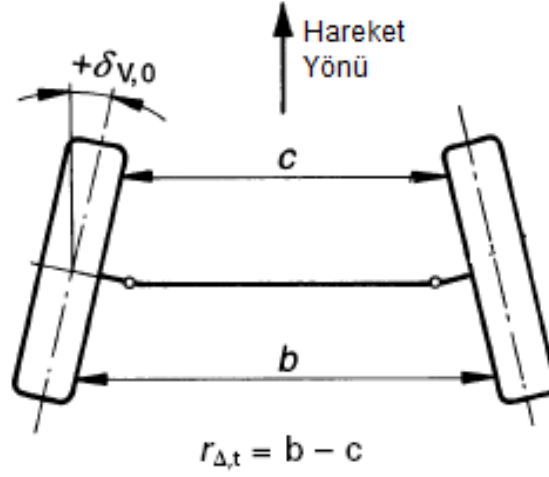


Şekil 2.5 : Yüklü Durumda Negatif Kamber Açısı

2.3.2 Toe-in Açısı

Taşıtın ön tekerleklerine üstten bakıldığında tekerleklerin ön kısmının arka kısmına göre bir miktar kapalı olma durumu toe-in olarak adlandırılır.

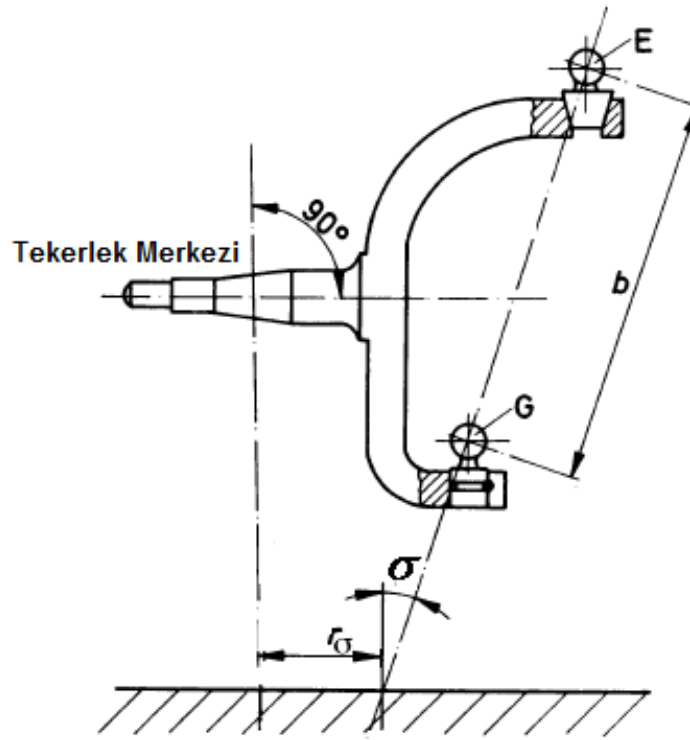
Taşıt hareket halinde ve tekerlekler saptırılmış durumdayken, tekerleklerde oluşan yuvarlanma direnci neticesinde tekerlek yataklarına binen kuvvetler tekerleği geriye doğru iterek toe-in açısını doğrudur ve tekerlekler birbirine paralel hale gelir [4]. Bu durum doğrusal hareket eden taşıt için tekerleklerde minimum aşınma ve yuvarlanma direncini beraberinde getirir. Şekil 2.6 da toe-in mesafesi ($r_{\Delta,i}$) ve toe-in açısı ($\delta_{v,o}$) görülmektedir.



Şekil 2.6 : Toe-in Açısı

2.3.3 King-pin Açısı ve Mesafesi

ISO 8855 standardına göre tekerleğin dönüş eksenini ile yol zeminine dik çizilen eksen arasındaki açıya king-pin açısı (σ), tekerlek dönüş ekseninin zemini kestiği nokta ile tekerlek merkezinden zemine dik çizilen eksenin zeminle kesiştiği nokta arasındaki mesafeye king-pin mesafesi (r_σ) adı verilir. Bir çift salıncaklı süspansiyon sistemi için king-pin açısı ve mesafesi şekil 2.7 de gösterilmiştir.



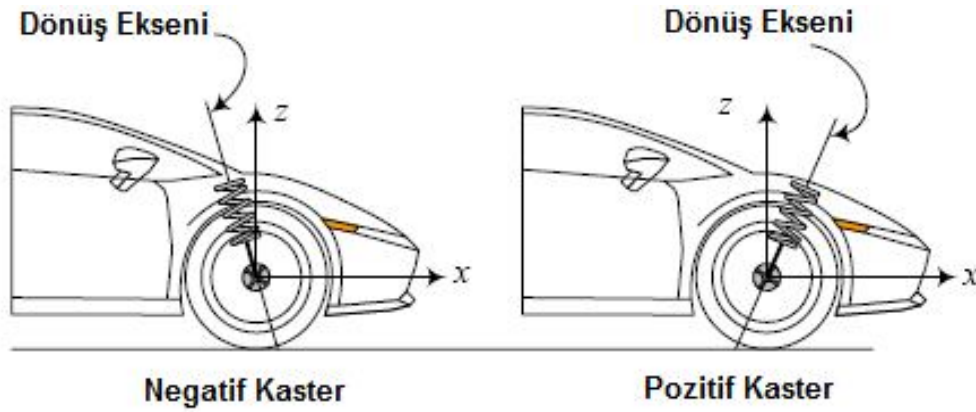
Şekil 2.7 : King-pin Açısı ve King-pin Mesafesi

King-pin açısı, temel olarak taşıtın dönme hareketinden sonra tekerleklerin ileri doğrultuya dönmesini sağlamak için uygulanır. Bu açı aynı zamanda duran taşıtta tekerleklerin kolay döndürülmesini ve tekerlek aşınmasının az olmasını sağlar.

King-pin açısı günümüz yolcu taşıtlarında 11° ila 13.5° arasında değişir, king-pin mesafesi -18 ile +20 mm aralığındadır [4]. Ağır vasıtalarda ise 5° - 8° gibi daha küçük açılarda uygulanır.

2.3.4 Kaster Açısı

Normal pozisyonundaki tekere aracın yan tarafından doğru bakıldığında dönüş eksenini ile yere dik çizilen eksen arasındaki açıya kaster açısı adı verilir. Kaster açısı şekil 2.8'de gösterilmiştir.



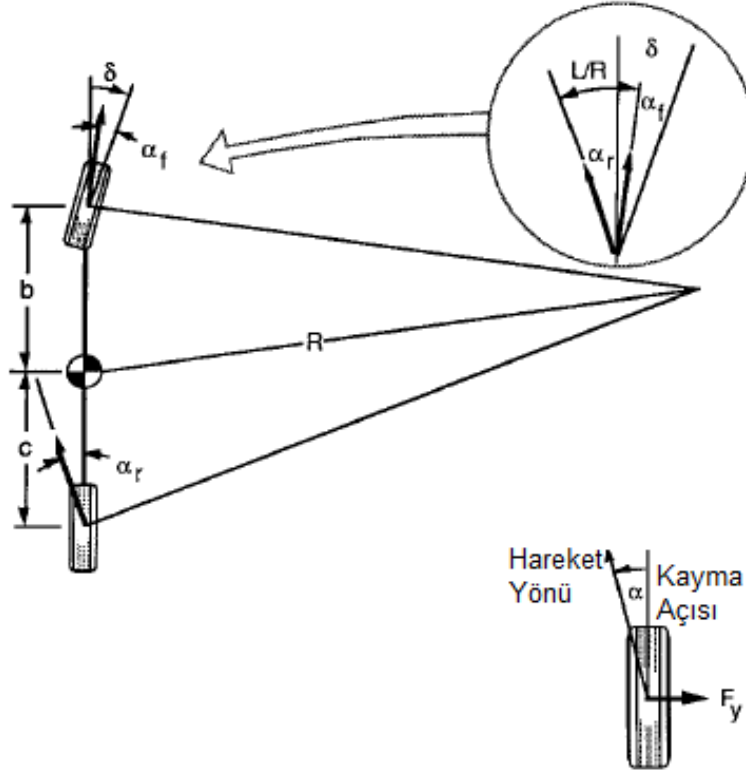
Şekil 2.8 : Kaster Açısı

Kaster açısının pozitif olması durumunda taşıt virajda devrilme eğilimi gösterir. Kaster açısı 0° olursa, aracın dönüşünü arttırmak kolay, azaltmak zor olur, aracın düz bir çizgi boyunca ilerlemesi zorlaşır. Negatif kaster durumunda ise aracın dönüşünü attırmak ekstra efor isterken, dönüşünü azaltmak kolaydır, düz yolda hareket kabiliyeti daha stabildir [2]. Negatif kasterli araçlarda tekerlek temas alanı daha büyüktür, aracın dönüşleri daha kararlı, direksiyon hissi iyidir, geri çevirme momenti tekerleklerin toparlanmasını sağlar. Bu nedenlerle taşıtlarla negatif kaster açısı uygulanır. Bu değer genellikle 4° - 6° aralığında seçilir [2].

Kaster açısının bu değeri ön aks tekerleklerine gelen yük ile değişmektedir. Önden motorlu veya ağır araçlarda artan ön aks ağırlığıyla beraber daha küçük kaster uygulanırken, hafif veya arkadan motorlu araçlarda daha büyük kaster açıları görülmektedir.

2.4 Taşıtın Dönme Karakteristiği

Taşıtların dönme karakteristiği tarif edilirken aşırı döner az döner ve nötr dönme karakteristiklerinden bahsedilir. Bu kavramların anlaşılabilmesi için öncelikle taşıtın kararlı haldeki dönüş denklemleri incelenmelidir. Bu denklemleri bir bisiklet modelinde görmek daha kolaydır (Şekil 2.9).



Şekil 2.9 : Taşıtın Bisiklet Modeli

Dönüş esnasında tekerlekte oluşan viraj kuvveti F_y olarak (2.7) ifadesindeki gibi yazılabilir.

$$F_y = C_\alpha \cdot \alpha \quad (2.7)$$

Bu ifadede geçen α kayma açısı, C_α ise tekerleğin viraj sertliğidir.

Taşıtın tekerleklerindeki kuvvet dengesinden (2.8) denklemi yazılabilir.

$$\Sigma F_y = F_{yF} + F_{yR} = M \cdot V^2 / R \quad (2.8)$$

Ağırlık merkezine göre moment dengesinden; (2.9) eşitliği çıkarılabilir.

$$F_{YF}.b = F_{YR}.c \quad (2.9)$$

(2.8) ve (2.9) eşitlikleri kullanılarak aşağıdaki eşitlikler bulunabilir.

$$M.V^2 / R = F_{YR}.(c / b + 1) = F_{YR}.L / b = F_{YR}.(b + c) / b \quad (2.10)$$

$$F_{YR} = M.b / L.(V^2 / R) \quad (2.11)$$

(2.11) eşitliğinde (2.7) ifadesi kullanılarak ön ve arka tekerleklerin sapma açılarını veren eşitlikler elde edilebilir.

$$\alpha_f = W_f.V^2 / (C_{\alpha f}.g.R) \quad (2.12)$$

$$\alpha_r = W_r.V^2 / (C_{\alpha r}.g.R) \quad (2.13)$$

Şekil 2.9'un detayından aşağıdaki ifade bulunabilir.

$$\delta = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{L}{R} + \alpha_f - \alpha_r \quad (2.14)$$

Bu ifade ile (2.12) ve (2.13) ifadeleri birleştirildiğinde ön tekerlekteki dönme açısını veren eşitlik nihai halini almış olur.

$$\delta = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{L}{R} + \left(\frac{W_f}{C_{\alpha f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha r}} \right) \cdot \frac{V^2}{g.R} = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{L}{R} + K \cdot \frac{V^2}{g.R} \quad (2.15)$$

2.4.1 Nötr Taşıt

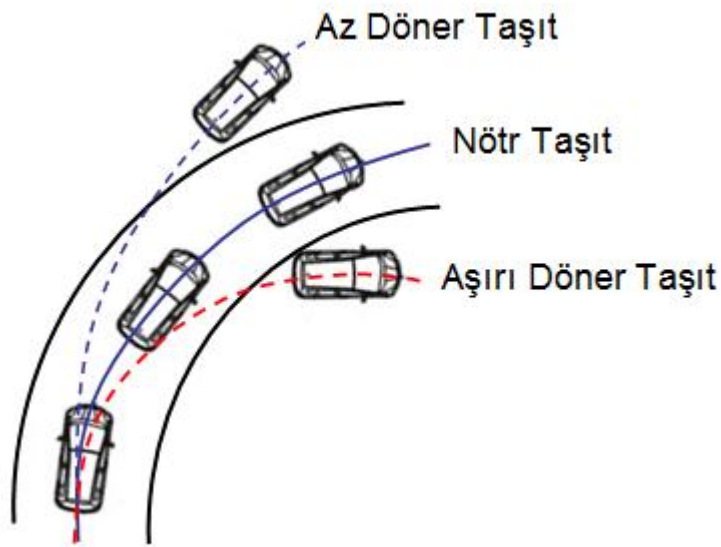
Sabit yarıçaplı bir viraj dönüşü esnasında taşıtın hız değişimine karşı tekerlek dönüş açısında değişiklik olmaması durumudur. (2.15) ifadesinde K=0 olması durumudur. Bu durumda taşıtın dönmesi için gereken tekerlek dönüş açısı Ackerman açısına (57,3.L/R) eşittir [1].

2.4.2 Aşırı Döner Taşıt

Dönüş esnasında artan hızla birlikte dönüş yarıçapının küçülmesi durumudur. Aşırı döner taşıtta, sabit yarıçaplı bir viraj dönülürken, taşıtın hızı arttırıldığında tekerlek dönüş açısı azaltılmalıdır, aksi taktirde viraj içine savrulma olur. Aşırı döner taşıtlarda $K < 0$ dır.

2.4.3 Az Döner Taşıt

Sabit bir virajı dönüş sırasında artan hızla birlikte dönüş kabiliyeti azalan taşıttır. Dönüş yarıçapı büyür ve tekerlek dönme açısı büyütülmezse taşıt dışarıya doğru savrulur. Bu karakteristikteki taşıtlarda $K > 0$ dır.



Şekil 2.10 : Dönme karakteristikleri

3. DİREKSİYON SİSTEMLERİ

Bu bölümde direksiyon sistemleri çeşitli biçimlerde sınıflandırılacak, mekanizmaları hakkında detaylı bilgi verilecek ve birbiriyle kıyaslanacaktır. Ardından sistemleri oluşturan komponentler hakkında bilgi verilecek ve bütün bu bilgiler ışığında iki akstan dümenleme konusu üzerinde durulacaktır.

3.1 Direksiyon Sistemlerinin Sınıflandırılması

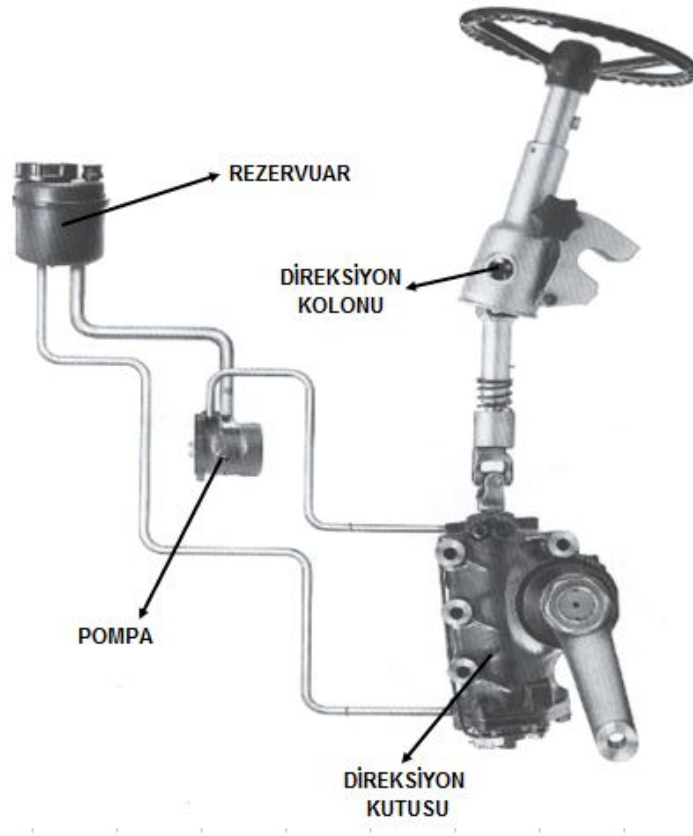
3.1.1 Tahrik biçimine göre sınıflandırma

Direksiyon sistemlerinin en genel sınıflandırma biçimi tahrik yöntemine göre sınıflandırmadır. S38StV20 Alman Karayolları Regülasyonları, tahrik biçimine göre yaptığı sınıflandırmada direksiyon sistemlerini üç başlıkta incelemektedir;

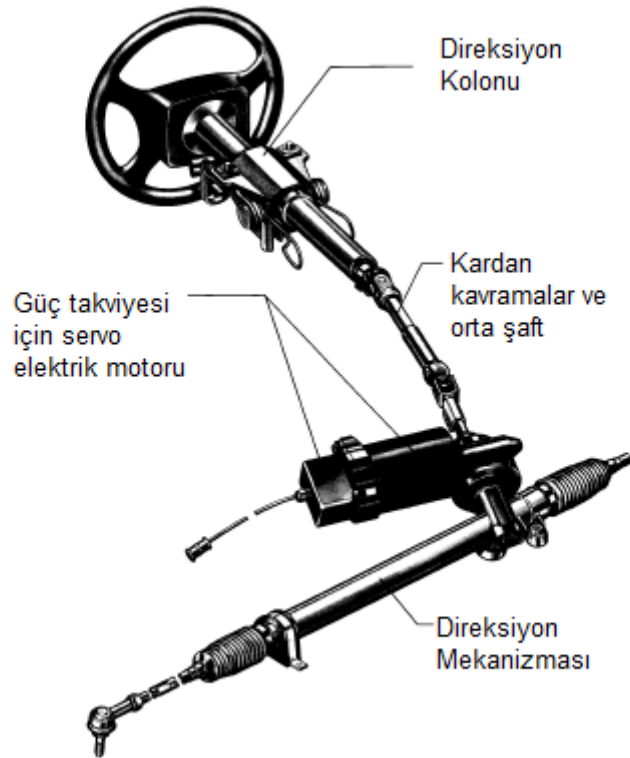
- 1- Kol kuvvetiyle çalıştırılan direksiyon sistemleri: Tekerlekleri dümenleme için gereken kuvvet yalnızca sürücü tarafından üretilir. Bu kuvvet direksiyon simidinin etkisi ve mekanik bir direksiyon kutusunun çevrim oranı kadar büyütülerek tekerlekleri çevirir.
- 2- Bir güç kaynağı ile işletilen: Tekerlekleri dümenleme için gereken kuvvet taşıt üzerindeki bir elektrik kaynağından sağlanır.
- 3- Güç takviyeli direksiyon sistemi: Bu tip sistemlerde tekerlekleri dümenlemek için gereken kuvvet, sürücünün direksiyon simidine uyguladığı momentin yanısıra hidrolik (Şekil 3.1) veya elektrikli (Şekil 3.2) bir yardımcı sistem tarafından karşılanır.

Günümüz taşıtlarının direksiyon sistemlerinin büyük çoğunluğu güç takviyeli direksiyon sistemidir. Direksiyon sistemleri üç ana kısımdan oluşur;

- 1- Direksiyon Simidi ve Kolonu
- 2- Direksiyon Mekanizması
- 3- Mekanizmayla tekerlekler arasında bağlantıyı sağlayan çubuk sistemi



Şekil 3.1 : Hidrolik Takviyeli Direksiyon Sistemi [5]



Şekil 3.2 : ZF firmasına ait elektrik destekli direksiyon mekanizması [4]

3.1.2 Direksiyon mekanizmalarına göre sınıflandırma

En yaygın kullanılan direksiyon mekanizmaları kremayer direksiyon mekanizması ve direksiyon kutulu mekanizmalardır. Kremayer mekanizmaları döndürme momentinin düşük olduğu hafif araç uygulamalarında yaygın biçimde kullanılırken, ağır vasıtalarda direksiyon kutuları tercih edilir.

3.1.2.1 Kremayer mekanizmalı direksiyon sistemleri

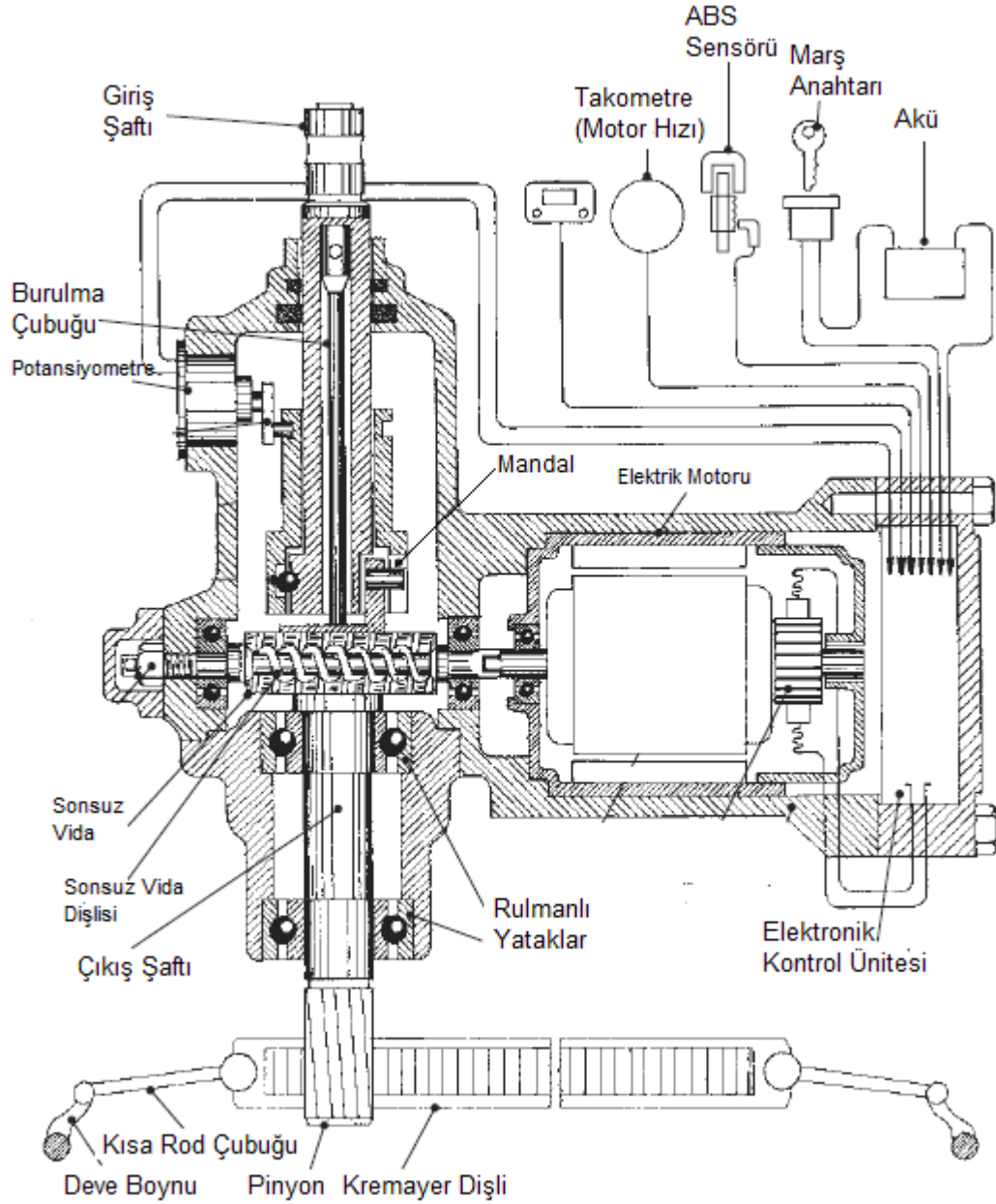
Kremayer mekanizmalı direksiyon sisteminin çalışma prensibi sürücü tarafından direksiyon simidinden verilen torkun bir pinyon dişlisi ve onun üzerinde doğrusal bir hareket yapan kremayer dişlisi vasıtasıyla doğrusal bir harekete çevirmek ve uygun çubuk mekanizması ile tekerleklerle iletmektir.

Kremayer mekanizmalı direksiyon sistemlerinin 18 kN'a kadar kremayer itme kuvveti üretebilenleri mevcuttur [6]. Bu sistemler küçük ticari araçlar, minibüsler ve 4x4 araçlarda kullanılabilir. Sürücüden gelen mekanik dönme hareketine ilave elektrik motoru takviyeli veya hidrolik takviyeli çeşitleri bulunmaktadır.

Elektrik takviyeli sistemlerin hidrolik takviyeli sistemlere göre avantajları pompa, rezervuar, valf ve borular gibi ekipmanlara gereksinim duymaması, yağ kaçağı problemi olmamasıdır. Bu nedenle hafif, kompakt ve emniyetlidir [7]. Bir örneği Şekil 3.2 de görülmektedir..

Detaylı yapısı Şekil 3.3'te gösterilen elektrik destekli kremayer mekanizmalı direksiyon sisteminin çalışma prensibi giriş şaftı ile çıkış arasındaki izafi dönme hareketine dayanır.

Mekanizma bu izafi hareketi bir burulma çubuğu ile sağlar. Tekerleklerde dönme esnasında oluşan direnç, pinyona kadar etki gösterir. Konum olarak giriş ve çıkış şartı arasında yer alan ve torku iletimde ara bir eleman olan burulma çubuğu dönme esnasında oluşan dirençle burulur ve izafi hareket meydana gelir. İç içe miller arasındaki bu izafi hareketle bir sürgü mandal yapısında direnç değişimi meydana gelir, bu direnç değişimi bir potansiyometre sinyali olarak elektronik kontrol ünitesine ve oradan da servo elektrik motoruna aktarılır. Enerjisini taşıtın aküsünden alan bu motor kendisine gelen sinyal doğrultusunda uygun yöne, uygun büyüklükte tork sağlar ve direksiyonlamaya destek olur [7].



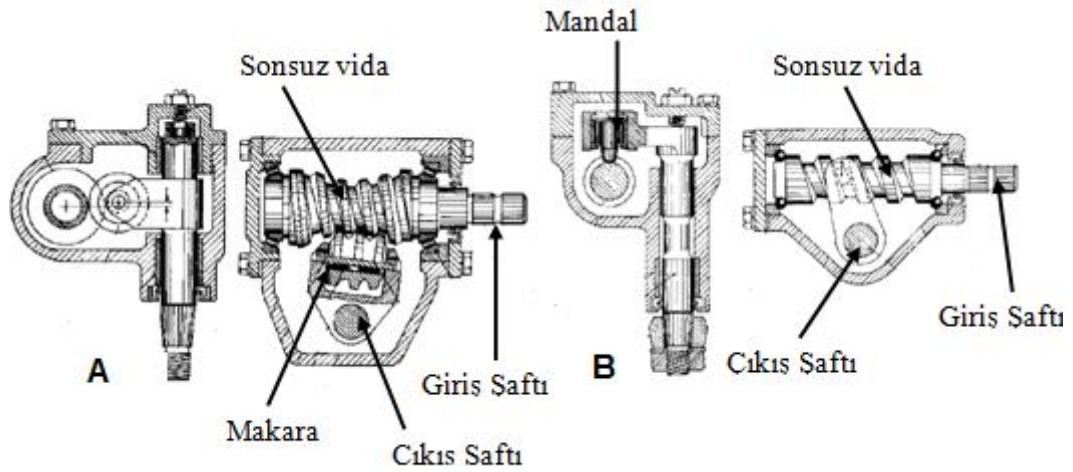
Şekil 3.3 : Elektrik motoru takviyeli kremayer mekanizması [7]

Kremayer mekanizmalı sistemlerin hidrolik destekli olanları daha büyük kuvvet gereken uygulamalar içindir kremayer mekanizmasının içinde entegre edilmiş hidrolik pistonlar bulunur. Bu pistonlar hidrolik yağ ile tahrik edilip sisteme takviye güç sağlar. Yağın sisteme gönderilmesi için mekanik olarak çalıştırılan pompa kullanılır. Sistemdeki yağın pistonlara sevki, hidrolik takviyeli direksiyon kutulu sistemlerle aynıdır. Bu konuda detaylı bilgi direksiyon kutulu sistemler anlatılırken verilecektir.

3.1.2.2 Direksiyon kutulu sistemler

Direksiyon simidinden gelen dönme hareketinin şaftlar aracılığıyla bir direksiyon kutusu üzerinden pitman koluna ve ona bağlı çubuk sistemi ile tekerleklerin de ve boynuna aktarıldığı direksiyon sistemidir. Dümenleme kuvvetinin yüksek olduğu ağır vasıtalarda kullanılır. 7200 Nm torka kadar kutu çıkışı olan mekanizmalar bulunmaktadır. Bu tork ön aks ağırlığı maksimum 8500 kg olan araçların direksiyonlanması için uygundur [8].

Kutularda ana prensip giren torku arttırmak, dönme hızını azaltmaktır. Bu amaçla genellikle sonsuz vidalı farklı mekanizmalar kullanılır. Bunlardan bazıları mandal-sonsuz vida (Şekil 3.4A), makara-sonsuz vida (Şekil 3.4B) ve döner bilyalı direksiyon kutularıdır.

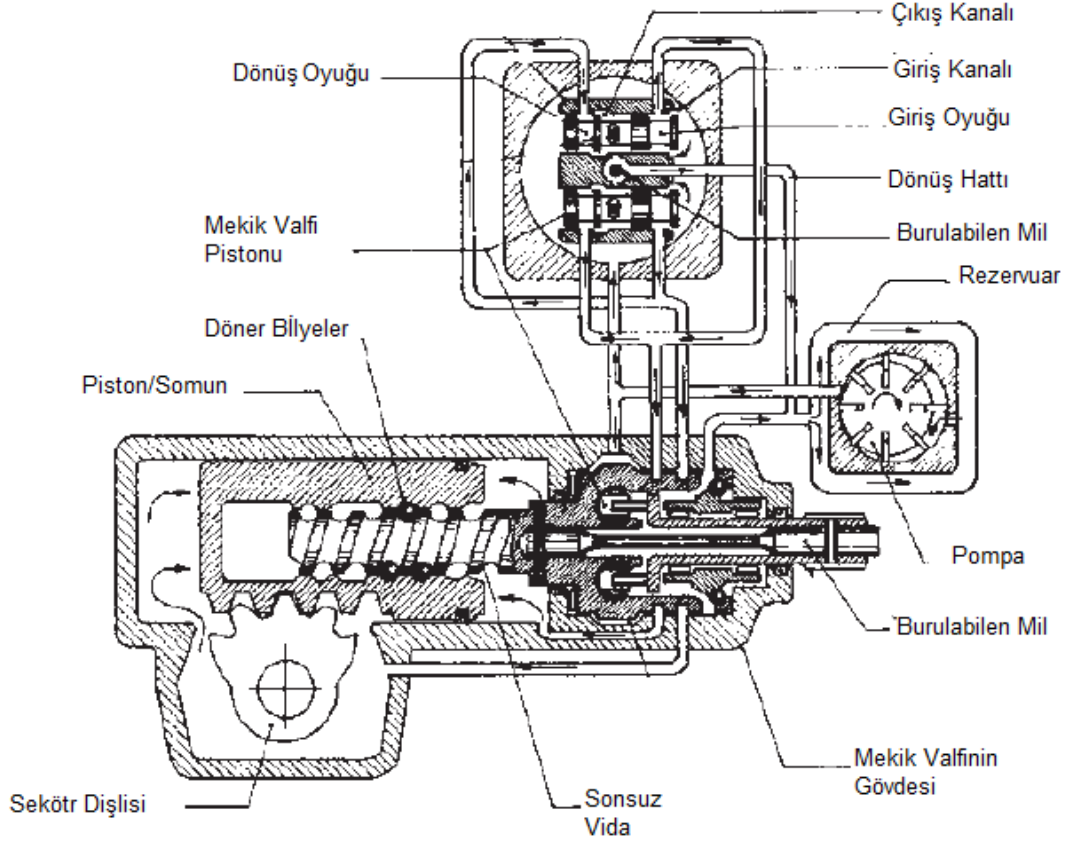


Şekil 3.4 : Sonsuz vidalı direksiyon mekanizmaları

Direksiyon kutuları içerisinde en çok kullanılan tip, veriminin yüksek olması ve hassaslığıyla öne çıkan hidrolik destekli döner bilyalı direksiyon kutularıdır.

Direksiyon simidinden gelen dönme hareketi, kardan kavramalarla bağlı şaftlar ile iletilerek direksiyon kutusunun giriş şaftına gelir. Giriş şaftı sonsuz vidaya bir burulma çubuğu ile bağlıdır. Sonsuz vidanın dönme hareketi üzerinde bulunan bilyalarla yataklanmış dişli somunu ve onunla bağlantılı olan bir sektör dişlisini hareket ettirir. Sonuç olarak kutu giriş milindeki dönme hareketini, giriş miline dik eksenindeki sektör milinden çıkan ve pitman koluna aktarılan başka bir dönüş hareketine çevirir. Hareketin devir sayısı bu esnada kutunun çevrim oranına göre 12 ila 28 oranında düşerken, moment mekanik olarak aynı oranda artırılır [7]. Ancak

momentin asıl artışı hidrolik destek sayesinde olur. Mekanik olarak alternatör, diferansiyel veya vites kutusundan bir çıkışla tahrik edilen paletli bir pompa direksiyon kutusuna sürekli olarak basınçlı yağ gönderir (Şekil 3.5).

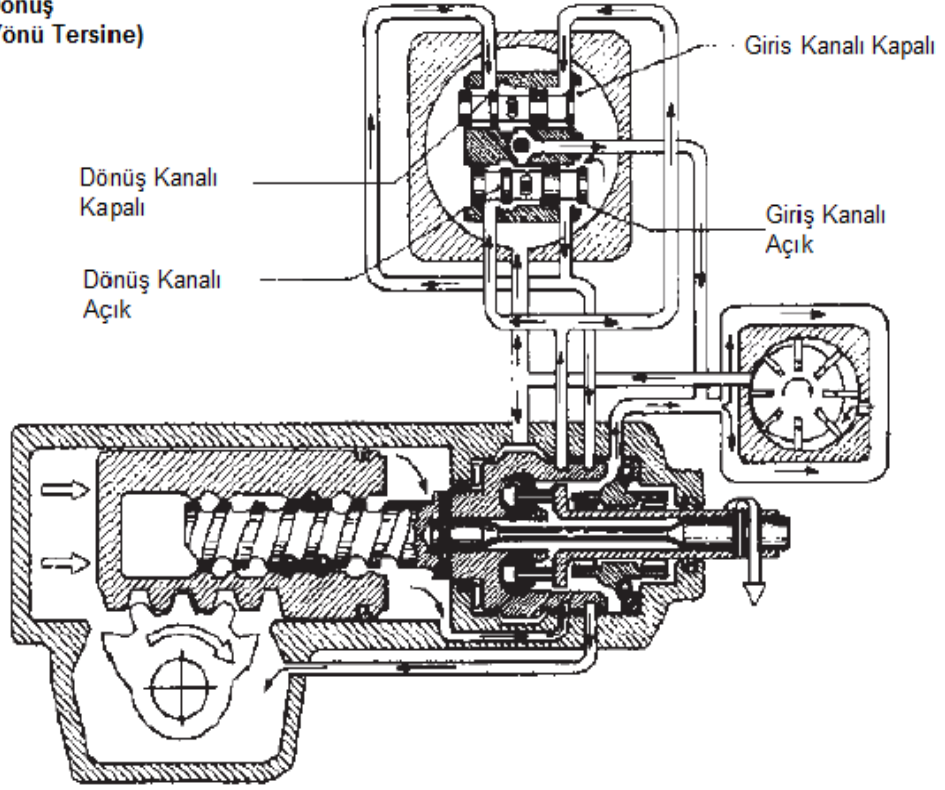


Şekil 3.5 : Hidrolik destekli döner bilyalı direksiyon kutusunun nötr konumu

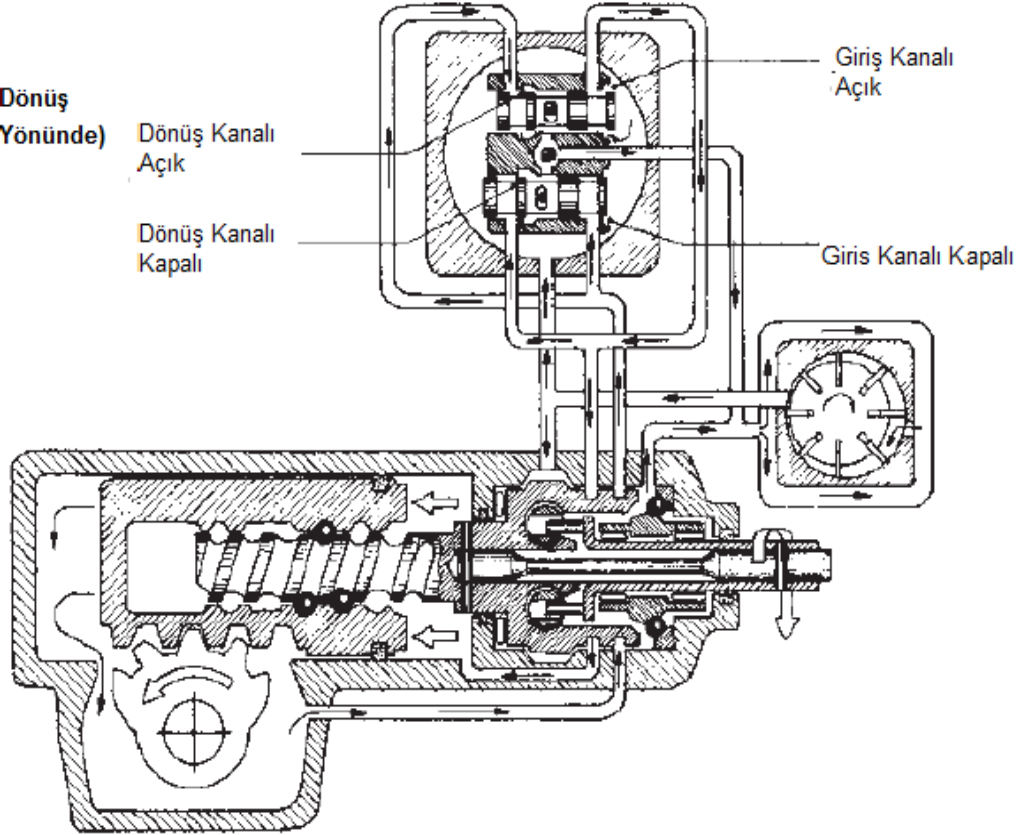
Sola veya sağa dönüş sırasında yoldan gelen tepki kuvvetleri tekerlekler, çubuk mekanizması, pitman kolu ve sektör miline oradan da sonsuz vidaya kadar direnç olarak etkir. Bu direnç, hareketin giriş milinden sonsuz vidaya aktarılmasını sağlayan burulma çubuğunda burulmaya sebep olur. Burulma ile birlikte burulma çubuğunun çevresinde bulunan sonsuz vidaya bağlı mekik valfinin gövdesi ile valf gövdesi içerisindeki giriş şaftına bağlı valf pistonlarının izafi hareketi ortaya çıkar. Bu hareket, hareket yönüne uygun valf yollarının açılmasını ve basınçlı yağın kutu içerisinde bulunan piston odacıklarına akmasını sağlar. Piston aynı zamanda sektör dişlisini çeviren ve sonsuz vida üzerinde kayan somundur.

Sağa ve sola dönüş esnasında yukarıda anlatılan mekanizmanın çalışma prensibi Şekil 3.6’da detaylı biçimde gösterilmiştir.

**Sola Dönüş
(Saat Yönü Tersine)**



**Sağa Dönüş
(Saat Yönünde)**



Şekil 3.6 : Hidrolik destekli döner bilyalı direksiyon sola ve sağa dönüşü

3.1.3 Direksiyon sistemlerinin kıyaslanması

Direksiyon sistemlerinin kıyaslanması yapılırken mekanizmaların kendi içerisinde kremayerli sistem ve direksiyon kutulu sistem olarak kıyaslanması doğru olacaktır. Aynı biçimde destek yöntemlerinin de hidrolik destekli ve elektrik destekli olarak kendi içerisinde de arasında yapılması gerekmektedir.

3.1.3.1 Mekanizmaların kıyaslanması

Direksiyon kutulu mekanizmanın avantajları şöyledir:

- 1) Büyük kuvvetler uygulayabilme imkanı vardır.
- 2) Hem bağımsız hem rijid aksta kullanılabilir.
- 3) Büyük direksiyon simidi açıları ile çalıştırabilme imkanına sahiptir.
Direksiyon kutuları $\pm 45^\circ$ açığa kadar müsaade eder. Direksiyon kutusunun çevrim oranına bağlı olarak direksiyon simidi ± 1080 dereceye kadar döndürülebilir ve bu sayede sisteme hassas girdi yapılabilir [4].
- 4) Kısa rod çubuklarının boyu ve açısıyla oynanarak tekerleklerin dönüş açıları istenildiği biçimde optimize edilebilir .
- 5) Uzun deve boyunları kullanımına müsaittir. Bu sayede pitman koluna gelen yük azaltılabilir [4].

Direksiyon kutulu mekanizmaların dezavantajı olarak komponentlerinin büyük, ağır oluşu ve maliyetinin daha yüksek olması gösterilebilir. Bunun yanı sıra sistemdeki toplam direksiyon elastikiyeti de fazladır.

Kremayer mekanizmalı sistemin avantajları ise şunlardır;

- 1) Daha basit konstrüksiyona sahiptir, kompakttır.
- 2) Üretimi basit, maliyeti ucuzdur.
- 3) Kısa rod çubukları doğrudan kremayera bağlanır. Ara rod, pitman ve avare kol ihtiyacı yoktur.
- 4) Direksiyon sistemi elastikiyeti minimumdur.

Kremayer mekanizmalarının başlıca dezavantajları şu şekilde sıralanabilir [4];

- 1) Darbelerden çok etkilenirler.
- 2) Kısa kol çubuklarında daha büyük açısal kuvvetler ve gerilmeler oluşur.

- 3) Rijit akslarda kullanılamazlar.
- 4) Çoğu durumlarda kısa deve boynu kullanılması gerekir. Bu da sistemin denelinde yüksek gerilmelere neden olur.

3.1.3.2 Destek yöntemlerinin kıyaslanması

Elektrik destekli sistemlerin avantajları;

- 1) Uyguladığı kuvvet motor hareketinden bağımsızdır. Hassas olarak kontrol edilebilir.
- 2) Motor durduğu zaman çalışabilir.
- 3) Soğutta çalışmada performansı daha iyidir.
- 4) Daha az komponent içerir, daha az yer kaplar.

Dezavantajı ise elektrik arızasında devre dışı kalması ve sürekli elektrik ihtiyacıdır.

Hidrolik destekli sistemlerin avantajları şöyledir [9];

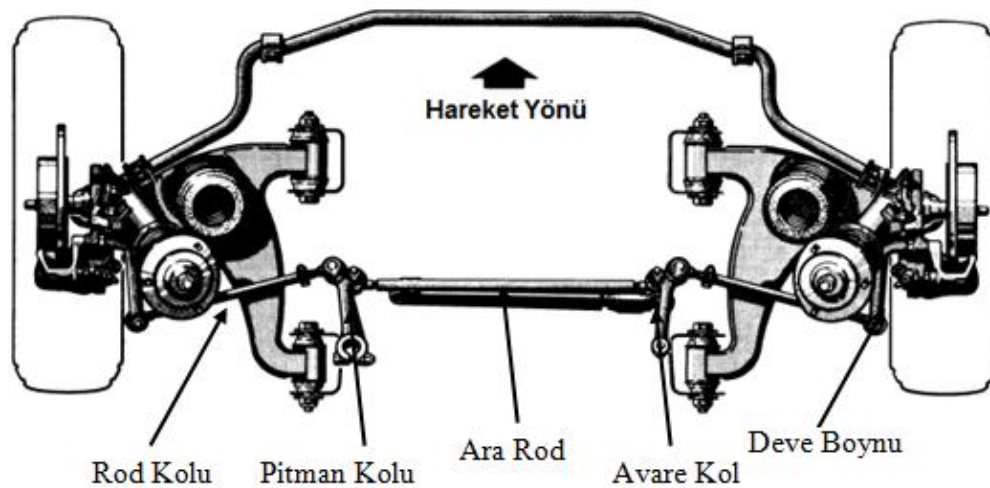
- 1) Daha büyük güç sağlayabilirler.
- 2) Dönme hareketi verilmediğinde harcadığı enerji sadece yağın boşta pompalanmasını sağlayacak kadardır.
- 3) Doğrudan motor veya aktarma organlarının birinden hareket aldığından elektrik motoru gibi hareketi verecek ek ekipman gerekli değildir. Taşıtın elektrik sistemine ek yük getirmez.

Doğrudan mekanik tahrikli sistemlerin başlıca dezavantajı motor durduğu zaman destek sağlamamasıdır.

3.2 Çubuk Mekanizmaları

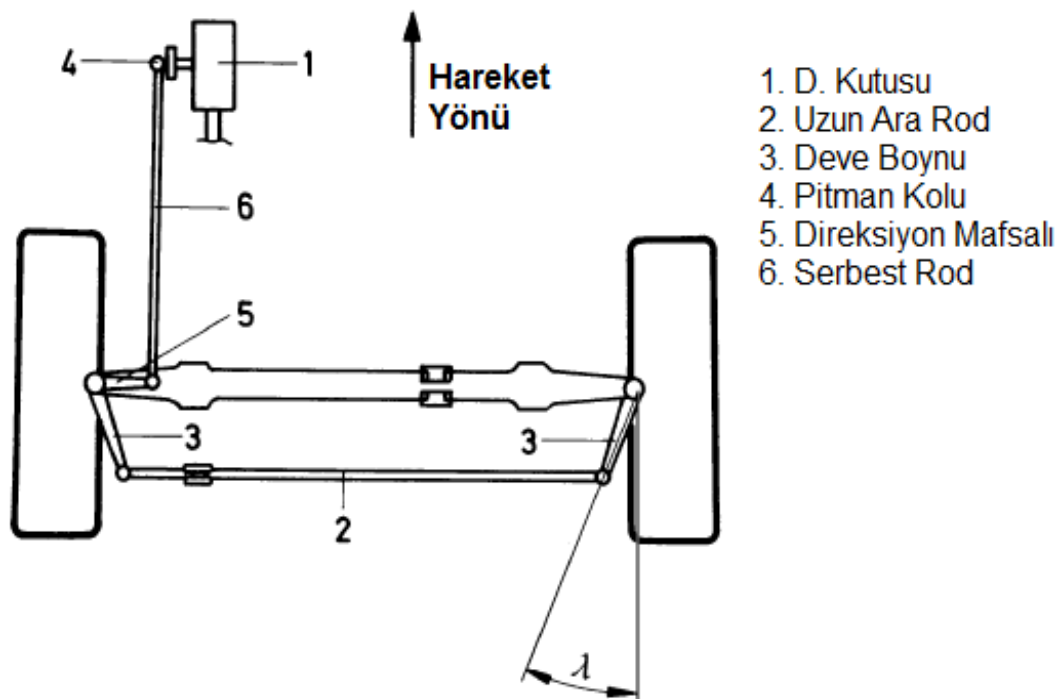
Kutulu direksiyon sistemlerinde çubuklardan oluşturulan hareket iletim mekanizması dümenlemenin optimize edilmesinde en az direksiyon kutusu kadar etkilidir. Direksiyon kutulu sistemin çubuk mekanizmasının genel görünümü Şekil 3.7’de gösterilmiştir.

Çubuk mekanizmaları ihtiyaca göre çok farklı biçimlerde tasarlanabilir. Katı akslı taşıtlarda ackerman geometrisini en iyi sağlayan çubuk mekanizması trapez mekanizmasıdır (Şekil 3.8) [2].



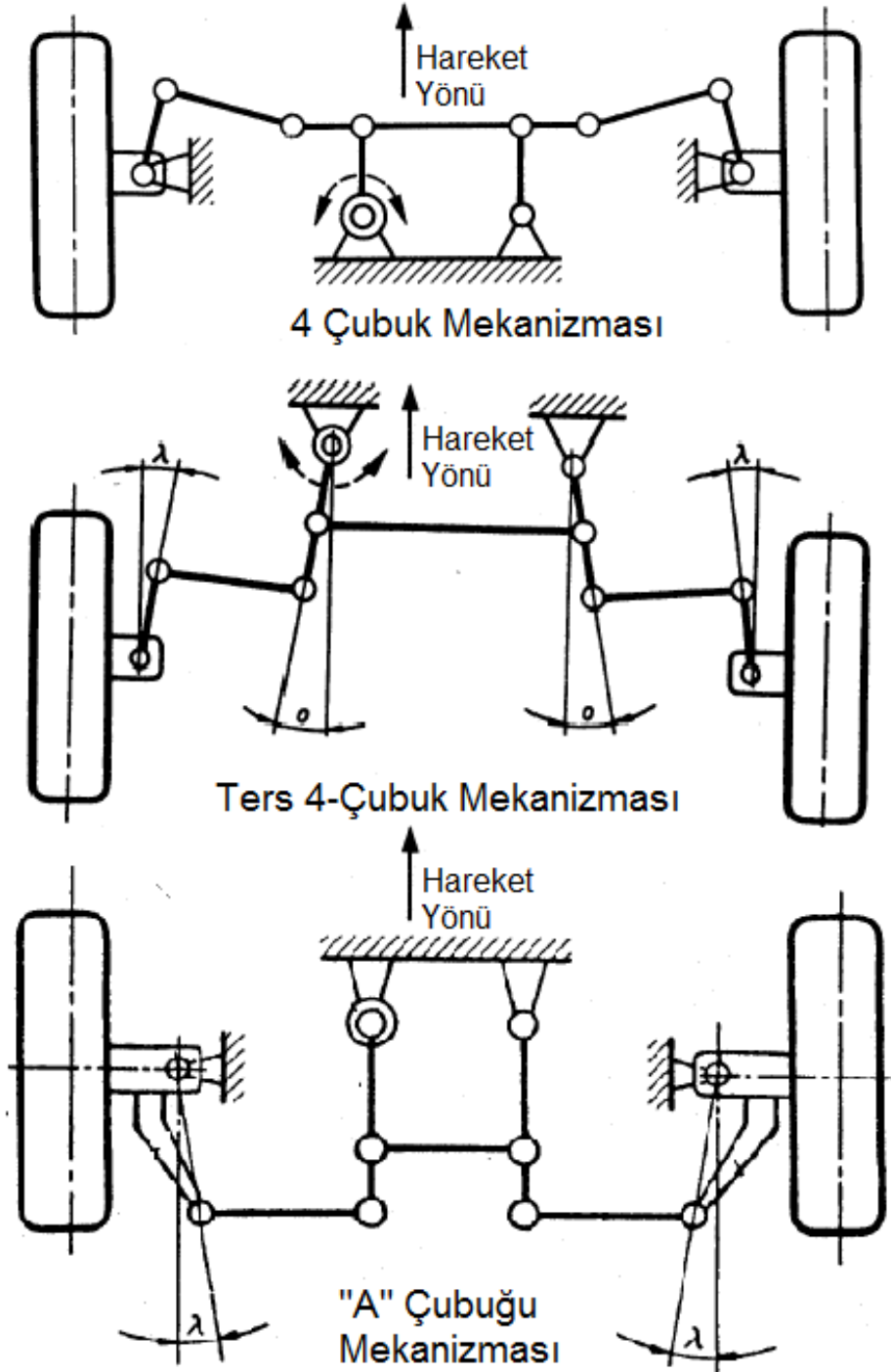
Şekil 3.7 : Direksiyon kutulu direksiyon sistemi çubuk mekanizması

Trapez mekanizmasında direksiyon kutusundan çıkan dönme hareketi serbest rodla doğrusal hareket biçiminde direksiyon mafsalına aktarılır ve bir tekerleğin dönmesi sağlanır. Diğer taraftaki tekerleğe hareketin aktarılması ise iki tekerleğin deve boyunları arasına konulan bir uzun ara rod ile gerçekleştirilir. Bu sistemde ackerman geometrisine ulaşmak için yapılan optimizasyonlar genellikle deve boynu açısı değiştirilerek sağlanır [4].



Şekil 3.8 : Trapez Mekanizması

Bağımsız süspansiyonlu taşıtlarda ise tekerleklerin düşey doğrultudaki bağımsız hareketini engellediğinden trapez mekanizması kullanılamaz. Genellikle pitman kolu, avare kolu ve ara roddan oluşan bir paralel kol mekanizması ve bu mekanizmaya ilave edilen rod kolları vasıtasıyla tekerleklerin deve boyunlarına bağlanan sistemler tercih edilir. Bazı dört çubuk mekanizmaları Şekil 3.9 da gösterilmiştir.



Şekil 3.9 : 4-Çubuk Mekanizmaları [4]

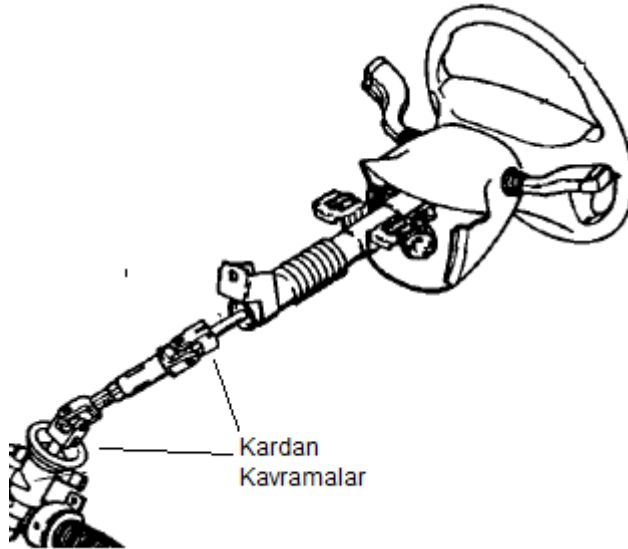
3.3 Direksiyon Sistemi Komponentleri

Direksiyon sisteminin ana komponenti olan direksiyon mekanizmalarından bir önceki bölümde detaylı biçimde bahsedilmiştir. Bu nedenle bu bölümde direksiyon sistemini oluşturan diğer bileşenlere değinilecektir.

3.3.1 Direksiyon simidi ve kolonu

Direksiyon simidi metal bir iskelet içeren, ortasındaki diş çekilmiş bir göbekten direksiyon şaftına bağlanan dışı plastik malzeme kaplı bir parçadır. Direksiyon simidinin büyük olması sürücünün simide verdiği kuvvetin daha büyük bir tork olarak sisteme gönderilmesini sağlar. Sürüş konforu ile de yakından ilgilidir. Ergonomik açıdan sürücünün tutuşuna uygun olarak biçimde tasarlanır.

Direksiyon simidinden sisteme giren hareket direksiyon mekanizmasına direksiyon kolonu ile aktarılır. Direksiyon kolonu şoförün farklı oturuş pozisyonlarına göre ayarlanabilir özellikte olmalıdır. Direksiyon kolonu ile direksiyon kutusunun giriş doğrultuları çoğu zaman farklı olduğundan şaftların birleştirilmesinde kardan kavamalar sıklıkla kullanılır (Şekil 3.10).



Şekil 3.10 : Direksiyon Simidi ve Kolonu

Direksiyon kolonunun görevleri şunlardır;

- 1) Sürücünden gelen torku sisteme iletmek.
- 2) Küçük açısal kaçıklıkları kompanse etmek [4].
- 3) Hidrolik destekli sistemden gelen gürültüye karşı izolasyon sağlamak [4].

Direksiyon kolunda mümkün olduğunca az parça kullanılması gerekmektedir. Zira artan parça ve bağlantı sayısı sistemin elastikiyetini arttırarak, hassasiyetinin zayıflamasına neden olur.

3.3.2 Pitman kolu

Pitman kolu direksiyon kutusundan gelen torku çubuk sistemine ileten bağlantı elemanıdır. Direksiyon kutusunun sektör miline kamalı bağlantı ile monte edilir. Rod çubuklarına bağlanacak diğer kısmı konik bağlantı olup bu kısma küresel mafsallı rod başı bağlanır. Görevi itibarıyla yüksek dayanım gerektirdiğinden dövme çelikten imal edilir.

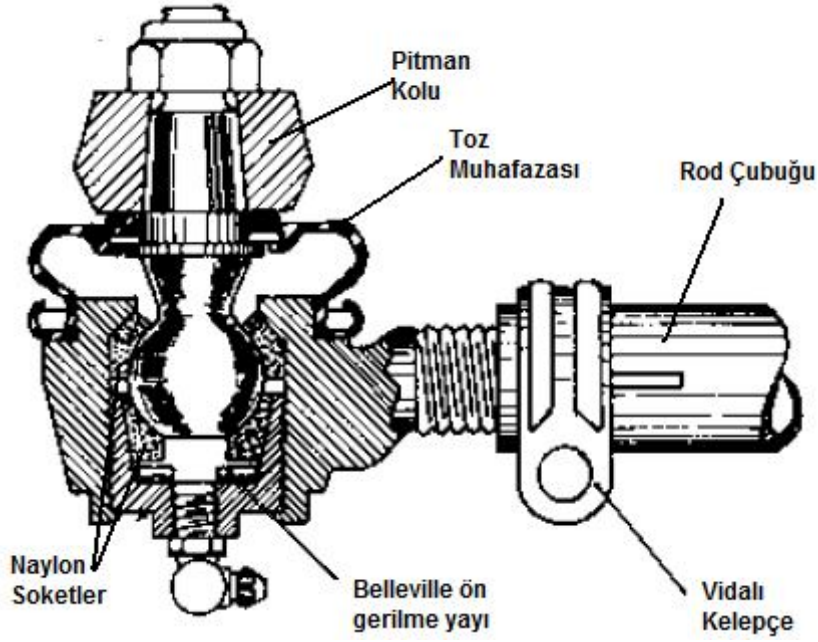


Şekil 3.11 : Pitman Kolu

3.3.3 Rod çubukları ve küresel bağlantılar

Direksiyon çubuk sisteminin tüm bileşenleri küresel mafsallar ile bağlanır. Küresel mafsallar rodların yatay ve düşey düzlemlerde izafi hareketlerine imkan tanır. Küresel bağlantı elemanının mili, içerisinde hareket ettiği yatağın gövdesine temas edene kadar oynayabilir. Bağımsız süspansiyonlu araçlarda kullanılan küresel bağlantılarda bu hareket 30° lik açılara kadar mümkün tasarlanır [7].

Küresel bağlantıların içerisinde bulunan gres bağlantının minimum sürtünme ile çalışmasını sağlar. Küresel bağlantının iç yapısında yer alan yay, bağlantı üzerine gelen kuvvet ortadan kalktığı an, bağlantının serbest konuma gelmesini sağlar [Şekil 3.12]. Bazı küresel mafsallarda yay yerine poliüretan takviyeler de kullanılabilmektedir.



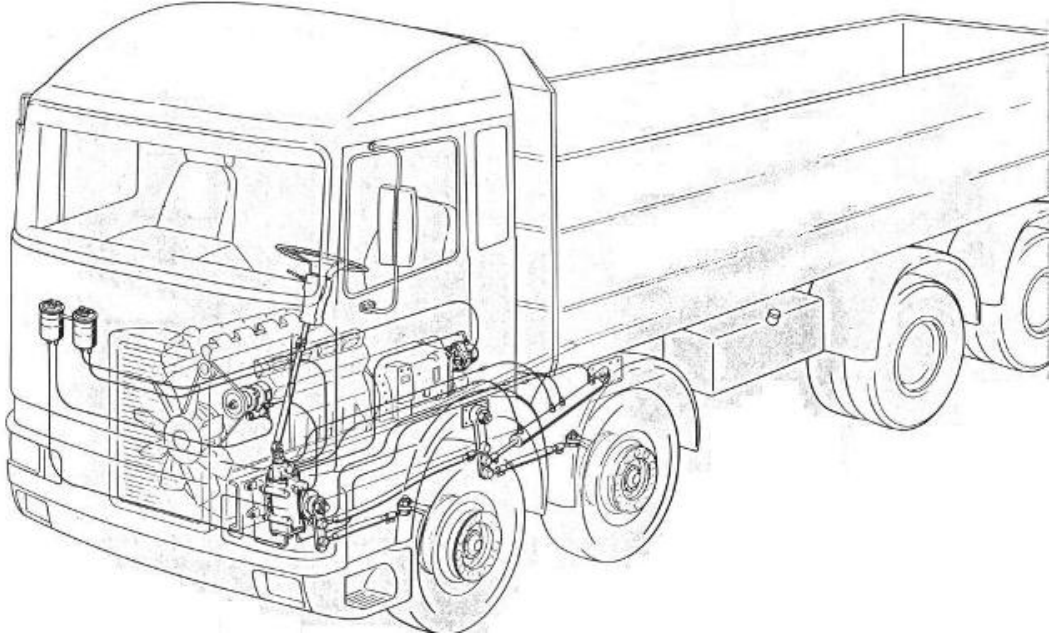
Şekil 3.12 : Küresel Bağlantı Elemanı

3.4 İki Akstan Dümenleme

Taşıtların boyutlarının büyümesi, ağırlığının artmasıyla birlikte aks sayıları da artar. “N” sayıda aksa sahip bir ağır taşıtın ackerman açısına uygun –kayma olmadan ve minimum sürtünme ile- dönebilmesi için en az (N-1) sayıdaki aksta bulunan tekerleklerin saptırılmaları gereklidir [3].

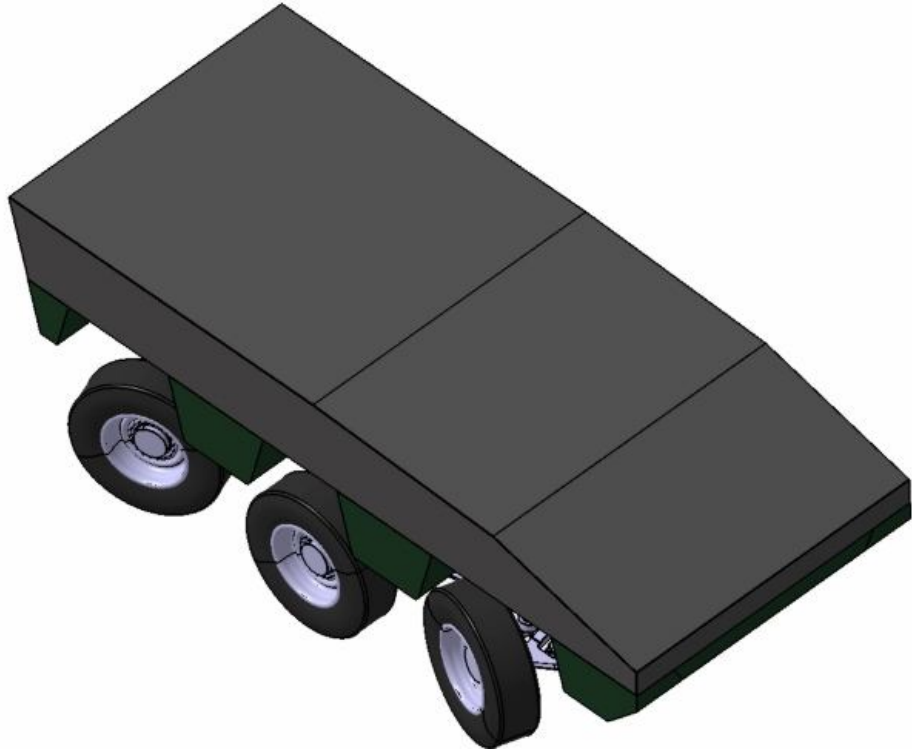
Teorik olarak (N-1) aksın dümenlenmesi doğru olsada uygulamada bunu yakalamak pek mümkün olmaz. Maliyet ve pek çok teknik sebepten ötürü genellikle 2 akstan dümenlemeye gidilir. 3 akslı 6x6 ve 4 akslı 8x8 askeri araçlarda, 4-5 akslı kamyon veya özel maksatlı araçlarda 2 akstan dümenleme örnekleri görülür.

Kamyonlarda sık kullanılan uygulama genellikle çimento mikseri veya LPG tankeri taşıyan tonajı ağır araçların önünde bulunan 2 aksın ikiz dümenlenmesidir (twin-steer). Bu araçların şasisine bağlanan ve direksiyon simidinden hareket alan hidrolik direksiyon kutusu pitman kolu ve serbest rod ile birinci aksın bir tekerinin direksiyon mafsalına ve aynı anda avare bir kola kuvvet iletir. Aynı avare kol direksiyon kutusuyla eş çalışan bir hidrolik pistondan yardım alarak 2. aksın bir tekerinin direksiyon mafsalına kuvvet iletir. Katı akslı olan bu tip araçlarda diğer taraftaki tekerleklerle hareket deve boyunlarını birbirine bağlayan uzun ara rod vasıtasıyla taşınır ve dümenleme gerçekleştirilir [5] (Şekil 3.13).



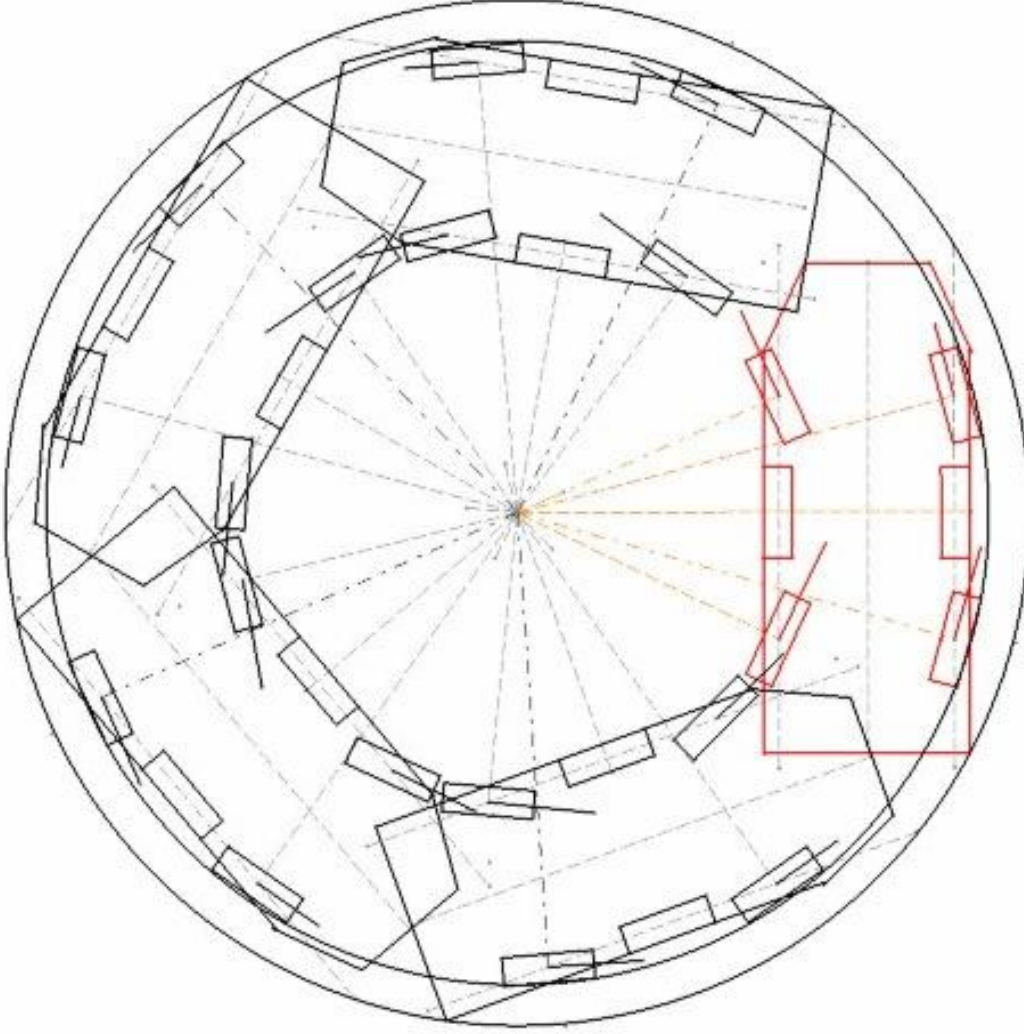
Şekil 3.13 : Kamyonlarda ikiz dümenleme uygulaması

Kamyonlardan sonra sayıca iki akstan dümenlemenin en sık kullanıldığı araçlar 6x6 askeri araçlardır. Bu araçlarda dümenleme için genellikle iki konfigürasyon tercih edilir. Birincisi ön aks ve arka aksın ters yönlere saptırılması şeklindeki uygulamadır (Şekil 3.14).



Şekil 3.14 : İlk ve son aksının tekerlekleri dümenlenmiş 6x6 araç modeli

Bu uygulamada ön ve arka tekerleklerin merkezinden tekerleğe dik çıkan ışınlar, sabit olan orta aksın tekerleklerinin merkezinden uzanan ışını tek bir noktada kesiğinde Ackerman geometrisine uygun dönüş sağlanabilir (Şekil 3.15). Ön ve arka aksın iç ve dış tekerleklerin dönüş açıları kendi içlerinde orta aksa olan mesafeleriyle ters orantılıdır.



Şekil 3.15 : İlk ve son aksın tekerlekleri dümenlenmiş bir aracın Ackermann geometrisine uygun dönüşü

Bu uygulamanın en belirgin avantajı dönüş yarıçapının çok büyük ölçüde düşürülmesidir [3].

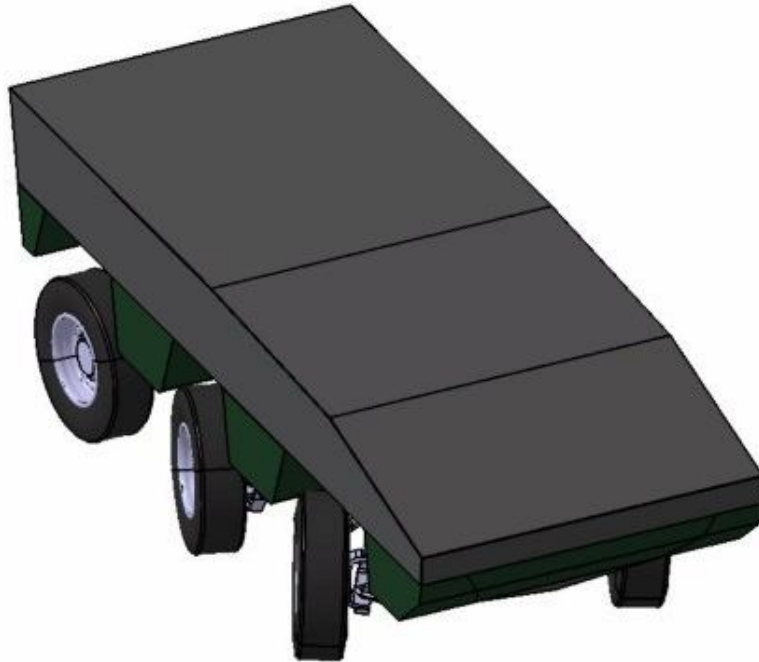
İz genişliği 2300 mm, birinci aks aralığı 1530 mm ve ikinci aks aralığı 1644 mm olan örnek üç akslı aracın, birinci ve üçüncü aksının dümenlendiği konfigürasyonla, ilk iki aksının dümenlendiği konfigürasyonun dönüş yarıçapları açısından kıyaslanması Çizelge 3.1 de verilmiştir.

Çizelge 3.1 : Farklı dönüş konfigürasyonları için dönüş yarıçapının kıyaslanması

Ön İç Tekerleğin Dönüş Açısı [°]	1-2. Aksı Dümenlenen Aracın D. Yarıçapı [m]	1-3. Aksı Dümenlenen Aracın D. Yarıçapı [m]
25	8	3,35
20	10	4,31
15	13	5,76
10	19	8,65

Bu önemli avantajına rağmen birinci ve sonuncu aks tekerleklerini ters yöne saptıran bu konfigürasyonun önemli bir dezavantajı vardır. Arka tekerlekleri saptırılan taşıt seyir dinamiği bakımından kararsızdır. Bu taşıtlarda dönme esnasında ireksiyon bırakıldığında taşıtın saptırılmış arka tekerlekleri doğrulacağı ters yöne doğru git gide küçülen bir yörünge izler. Bu yüzden yüksek hızlarda arka direksiyon tertibatı kilitlenmelidir [2].

İkinci uygulama ise kamyonlardaki ikiz dümenlemeye benzer biçimde öndeki iki aksın tekerleklerinin saptırılmasıdır (Şekil 3.16). Kullanılan sistemin yapısı araçların bağımsız süspansiyon, katı aks oluşuna göre, gövdesinin şasili veya monokok oluşuna göre farklılık gösterir. Bir sonraki bölümde bu konu daha ayrıntılı biçimde anlatılacaktır.



Şekil 3.16 : İlk iki aksının tekerlekleri dümenlenmiş 6x6 araç modeli

Altı tekerlekli taşıtlarda çift akstan dümenlemenin, tek akstan dümenlemeye göre avantajları şunlardır [7]:

- 1) Aks başına düşen statik yük azalacağından, aksta oluşan statik ve dinamik gerilmeler de önemli ölçüde azalır.
- 2) Özellikle engebeli yol koşullarında tek akstan dümenlemeye göre yol tutuşu üstündür.
- 3) Dikey momentin akslar arasında paylaşılmasından ötürü tekerleklerle gelen ani şoklar ve devamındaki titreşimlerde azalma meydana gelir.
- 4) Dümenlenen akslardan sadece birinin hasar görmesi, dümenleme fonksiyonunun devam etmesini engellemez. Güvenilirliği tek akstan dümenlemeye göre yüksektir.
- 5) Ackermann prensibine uygun açılar yakalandığından aynı aks yükleri için tek akstan dümenlemeye göre sürtünmeler ve tekerlek aşınmaları azalır.

4. DİREKSİYON SİSTEMİNİN TASARIMI

4.1 Direksiyon Sistemi Geometrisinin Oluşturulması

4.1.1 Direksiyon Mekanizmasının Seçimi

Direksiyon mekanizmasının seçiminde üzerinde durulması gereken en önemli kriter direksiyon mekanizmasının taşıtın dümenlenmesi için gereken momenti karşılayabilmesidir. Daha önce bölüm 3.1.3'te direksiyon mekanizmaları arasında yapılan kıyaslamadan da görülebileceği gibi hidrolik destekli direksiyon kutulu mekanizmalar uygulayabildikleri güç/tork açısından üstündür.

Hidrolik destekli, direksiyon kutusunun seçimi için sistemin moment ihtiyacı hesaplanmalıdır. Bu ihtiyaç temel olarak aracın dümenlenen aksına gelen ağırlıktan, taşıtın dümenleme esnasındaki hızından, yuvarlanma direncinden ve ön aks parametlerinden etkilenmektedir [10].

Sistemde ihtiyaç duyulabilecek en büyük moment taşıt park halindeyken dümenleme yapıldığında ortaya çıkmaktadır. Bu moment tekerlekler ile yer arasında oluşan sürtünmenin, döndürülen aks geometrilerinin ve ağırlıklarının bir sonucudur. Literatürde bu momentin hesaplanmasına yönelik net bir bilgi bulunamamakla birlikte, seyir halindeki iki katı mertebesinde olduğu belirtilmiştir [10]. Tasarlanan taşıt kullanım konsepti açısından genellikle düşük hızlarda hareket etmekte ve manevra yapmaktadır. Araç seyir hızı düştükçe oluşan momentlerin yükseleceği de bilinmektedir. Bu nedenle yavaş seyirdeki dümenleme için tekerleklerdeki momentler hesaplanacaktır ve ikiyle çarpılarak bulunacak moment ile direksiyon kutusu seçilecektir.

Direksiyon sistemi hatasız kabul edilip, toe-in ve kamber açıları küçük olduğundan ihmal edildiğinde, bununla birlikte düşük hızdan ötürü merkezkaç kuvveti ve dolayısıyla tekerlekler arasında yük aktarımı olmayacağı varsayıldığında moment ifadesi (4.1) gibi yazılabilir [10];

$$M_T = (P_d + P_i) \cdot [r_o' \tan \sigma - (n_k - f_R \cdot r) \tan \tau] \delta_o \quad (4.1)$$

Bu ifadede geçen parametrelerin tanımları ve birimleri şöyledir;

P_d : dış tekerlek yükü [N]

P_i : iç tekerlek yükü [N]

r_o' : Genişletilmiş sapma dairesi yarıçapı [m]

σ : King-pin açısı [rad]

n_k : Yapısal kaster [m]

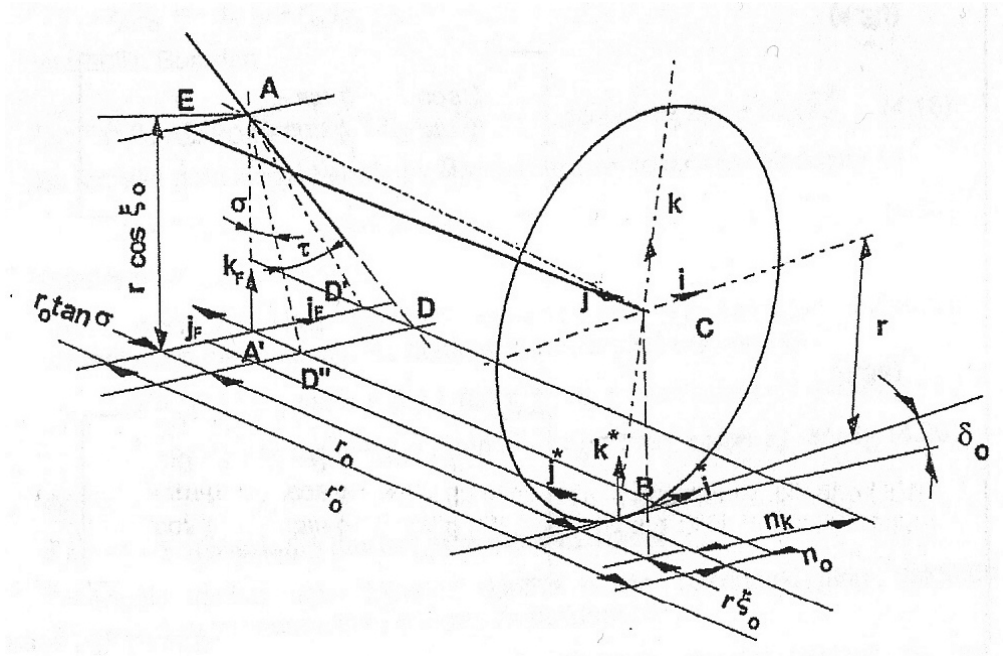
f_R : Yuvarlanma direnci []

r : Tekerlek statik yarıçapı [m]

τ : Kaster açısı [rad]

δ_o : Tekerlek ekvatorunun zemini kestiği doğrunun sapması [m]

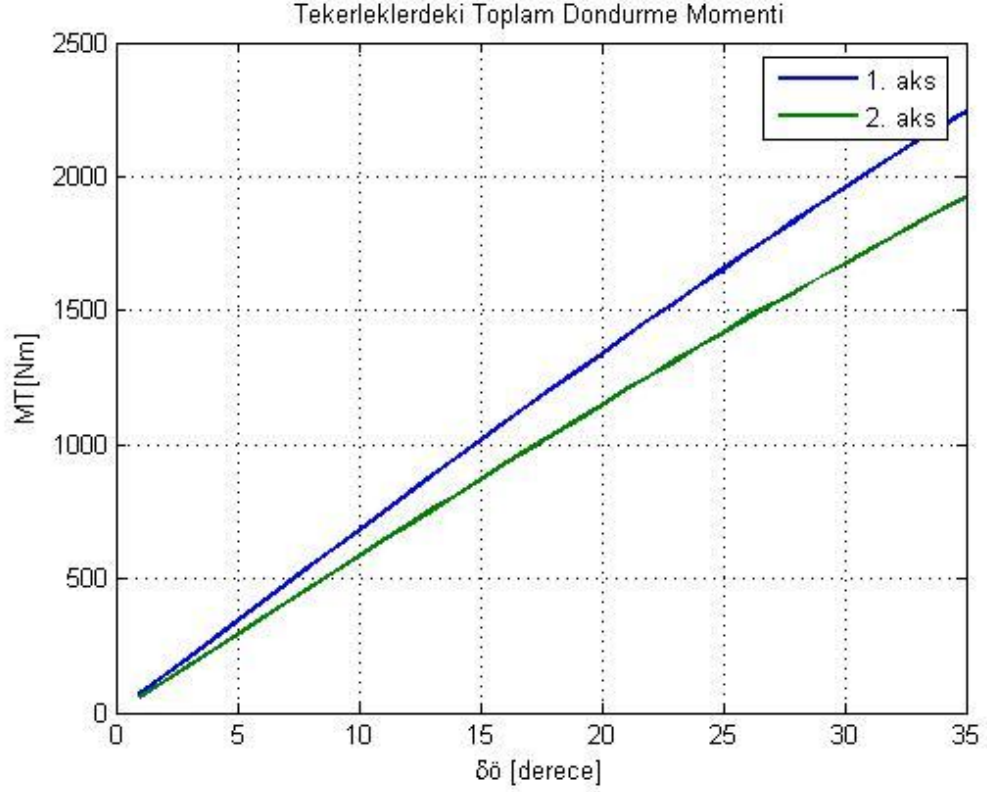
Parametrelerin ön aks geometrisi üzerinde gösterimi şekil 4.1'de yapılmıştır.



Şekil 4.1 : Tekerlek momentini belirleyen parametreler [10]

(4.1) ifadesi kullanılarak yapılan hesaplamalarda birinci aks ağırlığı 70 kN, ikinci aks ağırlığı 60kN olarak alınmıştır. Kaster açısı 2 derece, toe-in açısı 8 derecedir.

Yapısal kaster değeri model üzerinden 0.0209 m olarak ölçülmüştür, genişletilmiş sapma dairesi yarıçapı 0.4 m alınmıştır. Yapılan hesapta yuvarlanma direnci değeri 0.02 olarak kabul edilmiştir. Tekerleklerin 0 ile 35° arası sapması durumları için her iki aksın döndürme momentleri hesaplanmış, hesaplanan değerler kullanılarak şekil 4.2'deki grafik çizdirilmiştir.

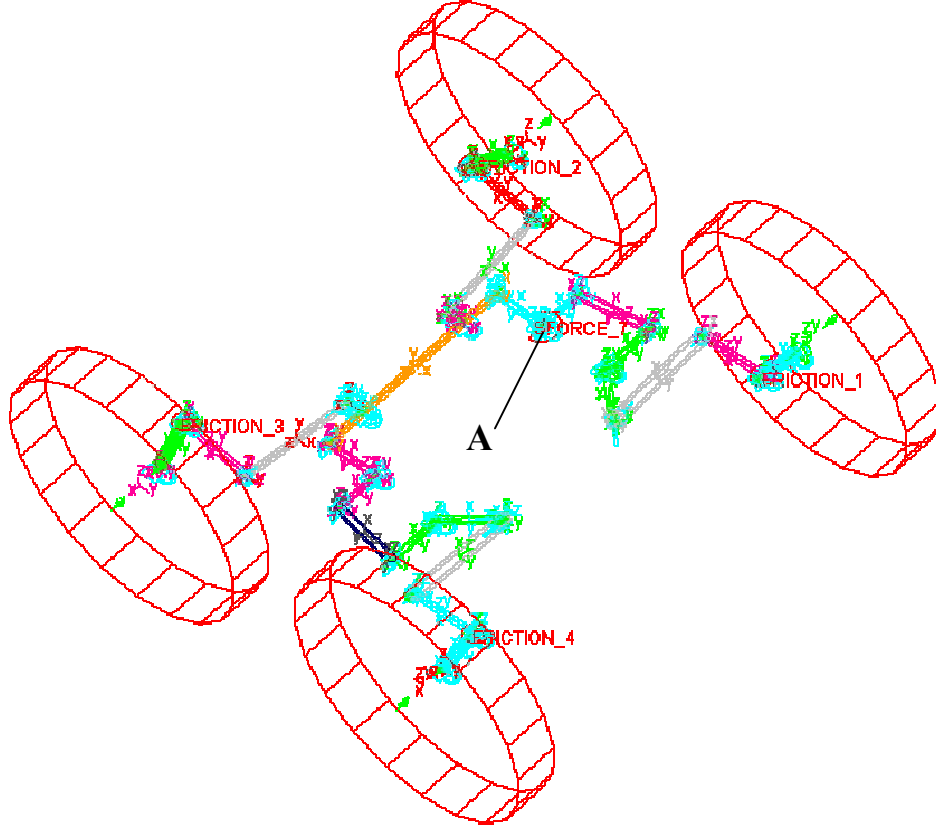


Şekil 4.2 : Düşük seyir hızında 1. ve 2. aksların tekerlekleri için gereken döndürme momentleri

Direksiyon kutusunu seçebilmek için tekerleklerdeki toplam döndürme momentini karşılayacak direksiyon kutusu momentini bulmak gerekir. Bu amaçla 4 çubuk mekanizmalarından oluşturulan, 2 aksa birden kumanda edebilecek bir çubuk mekanizması ADAMS View programında oluşturulmuştur.

Sisteme direksiyon kutusunu temsilen bir tork verilecek, yol dirençlerini temsilen ise tekerleklerin bağlı olduğu mafsalların dönüş eksenlerine ters yönlü tork uygulanacaktır. Ağır araçlar için kullanılan direksiyon kutularının uygulayabildikleri azami tork sektör milinin açısına göre 6000-7000 Nm arasında değişmektedir [5], [6]. Şekil 4.3'te verilen modelde 6000 Nm tork değeri direksiyon kutusunu temsilen saat yönünde A noktasına uygulanmıştır. Dümenlemenin direnç kuvvetlerinin en yüksek olduğu durum olan park halinde yapılması simüle edilecektir. Daha önce

bahsedilen kabule uygun olarak durgun halde dümenlemede, yavaş hızda dümenlemenin 2 katı direnç oluşacağı düşünülerek, şekil 4.2’de görülen momentlerin 2 katı momentler kullanılacaktır. Birinci aksın tekerleklerinin ortalama 30° , ikinci aksın tekerleklerinin ise ortalama 20° sapacağı düşünülürse, ilk aksa toplam 4500 Nm, ikinci aksa ise 2500 Nm direnç torku gelecektir.



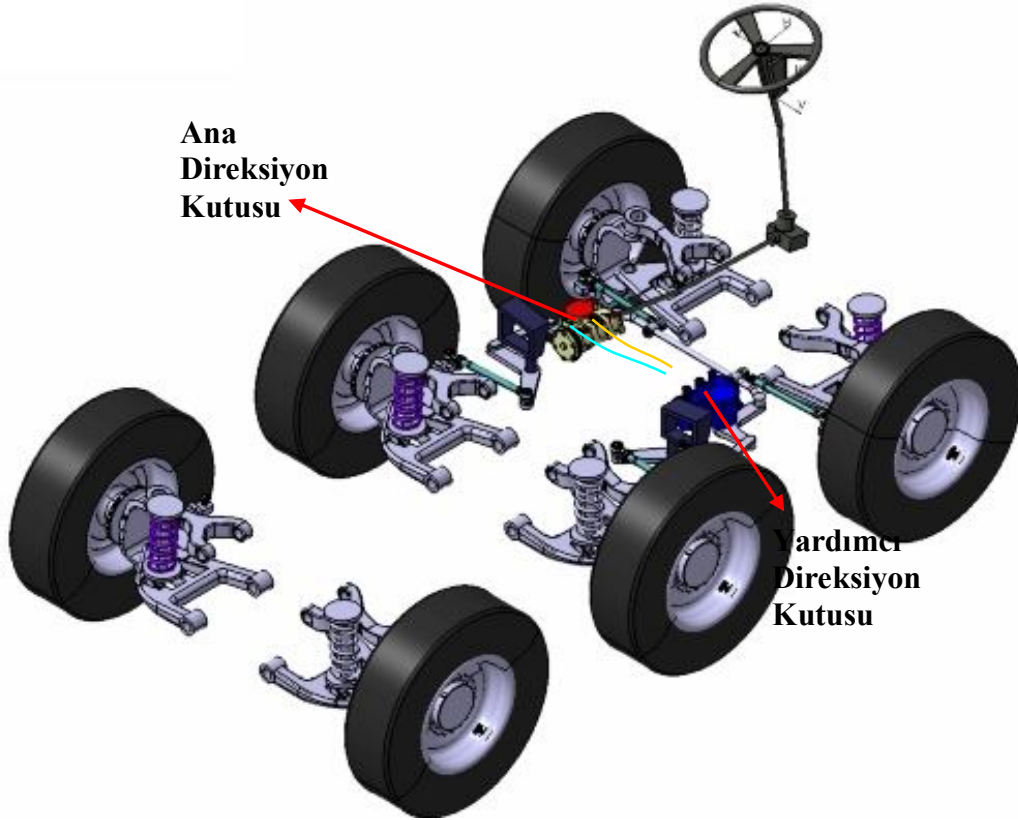
Şekil 4.3 : ADAMS View programında hazırlanan direksiyon çubuk mekanizması

Bu çalışmada kullanılan modelin aks parametreleri orjinal akstan alıntı olup çubuk mekanizması ise ön tasarımıdır. 5 sn süren 20 adımlık simülasyon sonucunda tekerleklerde sapma olmamıştır. Bunun nedeni tekerlek direnç kuvvetlerinin yenilememiş olmasıdır.

Simülasyondan çıkarılan sonuç, taşıdıkları yükler 7 ve 6 ton olan, toplamda 13 ton yük taşıyan bu iki aksın tek bir direksiyon kutusu ile dümenlenemeyeceğidir. Direksiyon kutusu üreticisince kataloglarda verilen, “8.5 tondan ağır aks yüklerinde kullanılamaz” bilgiside simülasyon sonucunu doğrular niteliktedir [8].

Bu sonuçtan sonra, iki aksı birden dümenleyebilecek torku üretmek için özel çözümler aranmıştır. Bu çözümler arasında bulunan direksiyon kutusu ve ona eş

alışan hidrolik silindir en sık uygulanan çözümdür. Ancak bu çözüm komponentlerin fazla yer kaplaması ve bağımsız süspansiyonda örneğinin görülmemesi nedeniyle tercih edilmemiştir. Diğer bir çözüm hidrolik destekli ana direksiyon kutusu (master gear) ve onunla eş çalışan yardımcı bir direksiyon (slave gear) kutusudur. Üzerinde durulacak olan bu çözümün detayları şekil 4.4'te görülmektedir.



Şekil 4.4 : Çift kutulu direksiyon mekanizması

Kullanılan direksiyon kutularından sadece ana direksiyon kutusuna direksiyondan şaftlar ile dönme hareketi gelmektedir. Yardımcı direksiyon kutusu ise yalnızca ana direksiyon kutusu üzerinden aldığı basınçlı hidrolik yağ ile tork üretmektedir.

Seçilen ana direksiyon kutusunun modeli ZF 8098_955_750 olup tork değerleri sektör açısına göre 6097 Nm ile 7123 Nm arasında değişmektedir, kutunun sektör mili çıkışı $\pm 47^\circ$ açuya müsade etmektedir. Yardımcı direksiyon kutusunun modeli ise ZF 8098_976_107 olup tork değerleri sektör açısına göre 5786 Nm ile 6808 Nm arasında değişmektedir, bu kutunun da sektör mili çıkışı $\pm 47^\circ$ açuya müsade etmektedir.

4.1.2 Tekerlek dönüş açılarının tayini

Direksiyon sistemi geometrisinin oluşturulmasında taşıttan beklenen dönüş kabiliyeti, taşıtın boyutları ve aksın yapısı belirleyicidir.

Direksiyon sistemi tasarlanacak 6x6 taşıttan beklenen dönüş çapı kaldırımdan kaldırıma 16 m'dir. Kaldırımdan kaldırıma dönüş, motorlu araçların dönme kabiliyetlerini tarif eden SAE J695 standardında tanımlanmaktadır [11]. Buna göre kaldırımdan kaldırıma dönüş çapı aracın, 150 mm yüksekliğindeki kaldırımdan başlayarak yapabileceği en keskin dönüş sırasında ortaya çıkan tekerlek izinin dış noktasından ölçülen çaptır.

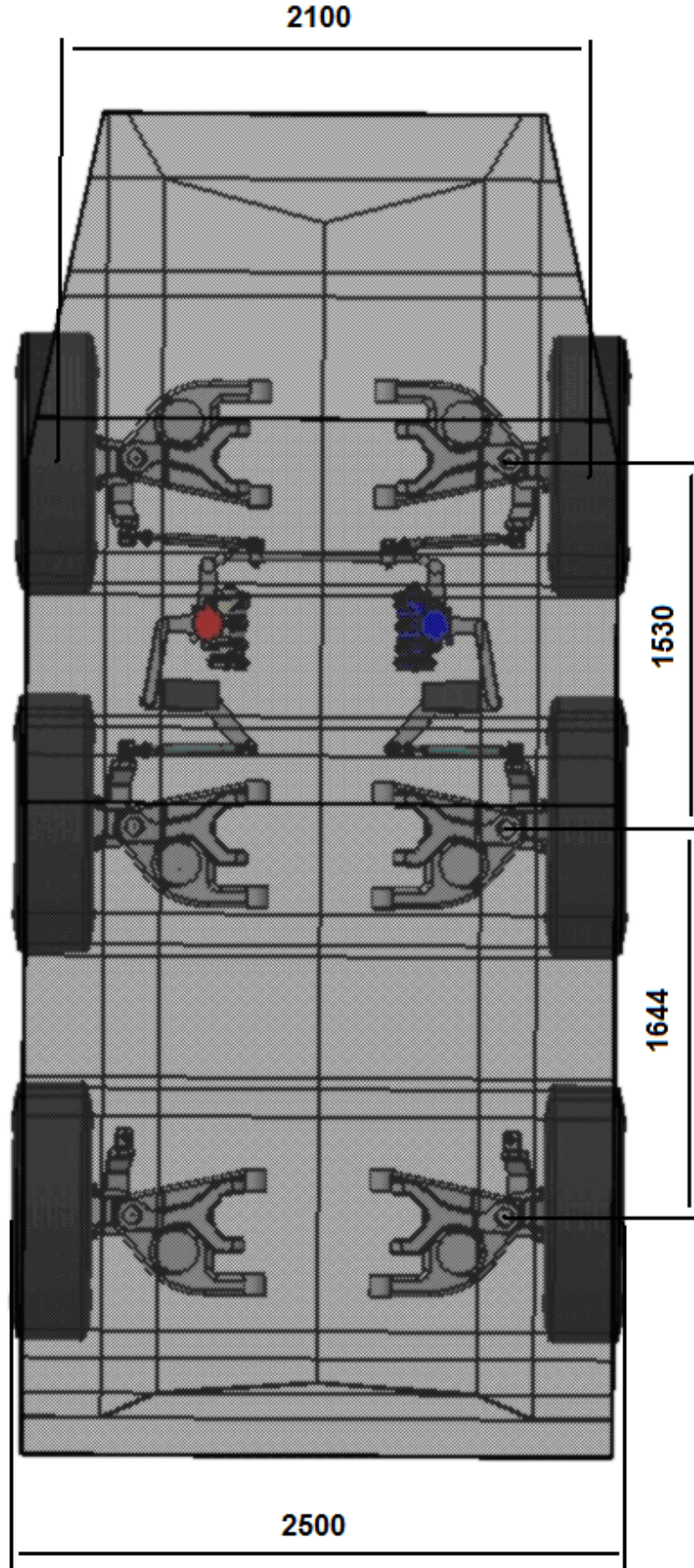
SAE J695'e göre test yöntemi şöyledir;

- Direksiyon geometrisi kontrol edilir.
- Taşıt maksimum brüt ağırlığında olmalıdır.
- Dönüşler kuru ve düz zeminde her iki tarafa doğru maksimum dönüş açısında yapılır. Ölçümden önce en az iki tam manevranın yapılması gerekir.
- Dönüş yönüne göre dışarıda kalan tekerleğinizi takip edebilmek için tekerlek su ile ıslatılır.
- Dönüş hareketin başlatıldığı noktada bitirilir.
- Zeminde oluşan dairesel izin çapı kaldırımdan kaldırıma dönüş çapıdır.

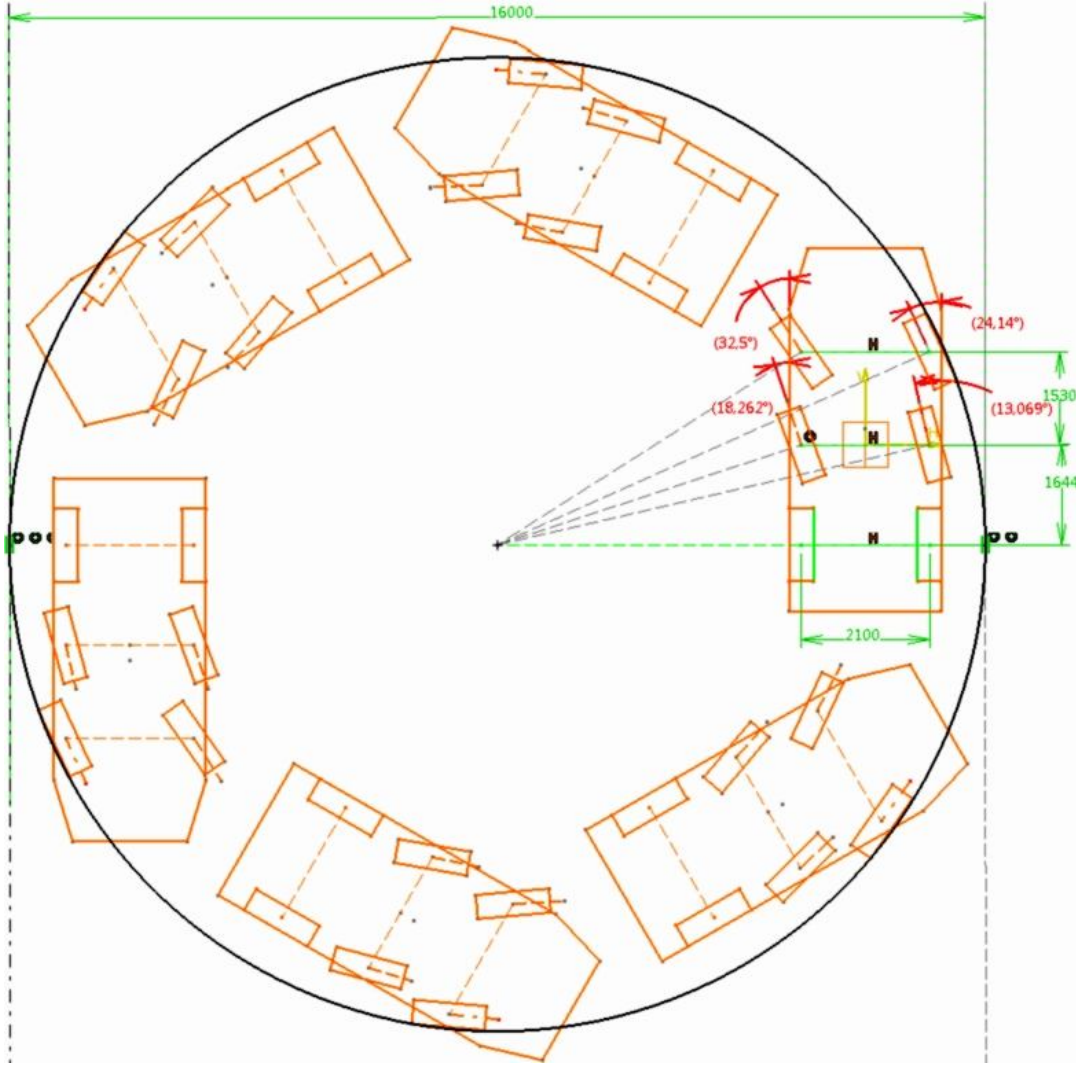
Genel geometrik boyutları şekil 4.5'te verilen 6x6 aracın, 16m çapta kaldırımdan kaldırıma dönüşü bilgisayar ortamında grafiksel metodla simüle edilerek, direksiyon sisteminin sahip olması gereken en büyük tekerlek dönüş açıları bulunmuştur (Şekil 4.6).

Düşük hızda yapılan bu tip büyük manevralarda tekerleklerin sapma açıları büyük olduğundan dolayı, uygun dönüş geometrisi yakalanamazsa tekerlek aşınmalarının büyük olması kaçınılmazdır.

Aşınmaları minimuma indirmek için direksiyon sisteminin bu dönüşü gerçekleştirdiği durumda yani dümenlenen tekerleklerin sapma açılarının en büyük olduğu dönüş yarıçapında, direksiyon sisteminin Ackermann Geometrisini sağlaması hedeflenmiştir.



Şekil 4.5 : Taşıtın genel ölçüleri



Şekil 4.6 : 16 m çaplık kaldırımdan kaldırıma dönüşün grafiksel metotla simülasyonu

Taşıtın gerçek boyutları ve üstten yere izdüşümü kullanılarak CATIA programında yapılan grafiksel dönüş simülasyonu sonunda taşıtın kaldırımdan kaldırıma 16 m çapta dönebilmesi için ön iç tekerlek açısının saptırma açısının 32.5° derece olması gerektiği bulunmuştur. Diğer tekerlekler Ackermann geometrisine uygun olarak ön dış tekerlek 24.140° , arka iç tekerlek 18.262° ve arka dış tekerlek 13.069° derece olmalıdır. Ancak dönüş esnasında tekerleklerdeki şekil değişiklikleri, direksiyon sistemindeki boşluklar ve elastikiyet sebebiyle gerçek sapma açıları teorikten daha düşük olabilir [4], [12]. Bu nedenle tasarlanacak sistemin hedef olan 16m çapı dönebilmesi için azami saptırma açısı iç ön teker için 32.5° 'den, 35° ye çekilmiştir. Bu değer aynı zamanda aks üreticisi tarafından bu aks için izin verilen en büyük tekerlek dönüş açısı değeridir.

Ön iç tekerlek sapma açısının 35° olduğu bu durumda diğer tekerlekler Ackermann geometrisine uygun olarak ön dış tekerlek için 25.572° , arka iç tekerlek için 19.935° ve arka dış tekerlek için 13.920° derece olmalıdır.

Taşıtın tekerleklerinin diğer dönüş yarıçaplarında sahip olması gereken açı değerleri çizelge 4.1’de verilmiştir.

Çizelge 4.1 : Farklı dönüş yarıçaplarına göre tekerlek dönüş açıları (Ackermann)

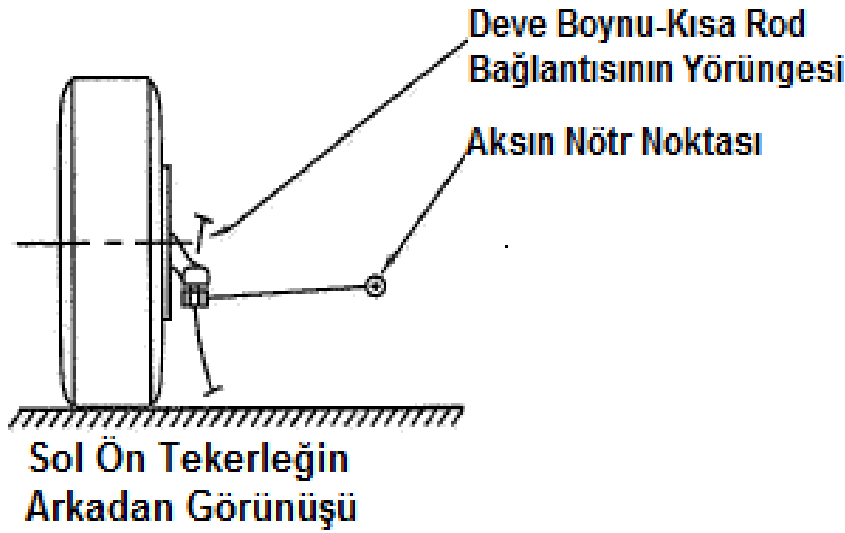
Dönüş Yarıçapı Taşıt Merkezinden [m]	$\delta_1[^\circ]$	$\delta_2[^\circ]$	$\delta_3[^\circ]$	$\delta_4[^\circ]$
5,6	35,0	25,6	19,9	13,9
6,0	32,7	24,2	18,4	13,1
7,0	28,1	21,5	15,4	11,5
8,0	24,5	19,3	13,3	10,3
9,0	21,8	17,5	11,7	9,3
10,0	19,5	16,0	10,4	8,5
11,0	17,7	14,8	9,4	7,8
12,0	16,2	13,7	8,5	7,2
13,0	14,9	12,7	7,8	6,7
14,0	13,8	11,9	7,2	6,2
15,0	12,8	11,2	6,7	5,8
16,0	12,0	10,5	6,3	5,5
17,0	11,3	10,0	5,9	5,2
18,0	10,6	9,5	5,5	4,9
19,0	10,0	9,0	5,2	4,7
20,0	9,5	8,6	5,0	4,5
21,0	9,0	8,2	4,7	4,3
22,0	8,6	7,8	4,5	4,1
23,0	8,2	7,5	4,3	3,9
24,0	7,9	7,2	4,1	3,8
25,0	7,5	6,9	3,9	3,6

4.1.3 Aksın nötr noktasının bulunması

Aksın nötr noktasının tanımını yapabilmek için öncelikle dalma (bump steer) durumu anlaşılmalıdır.

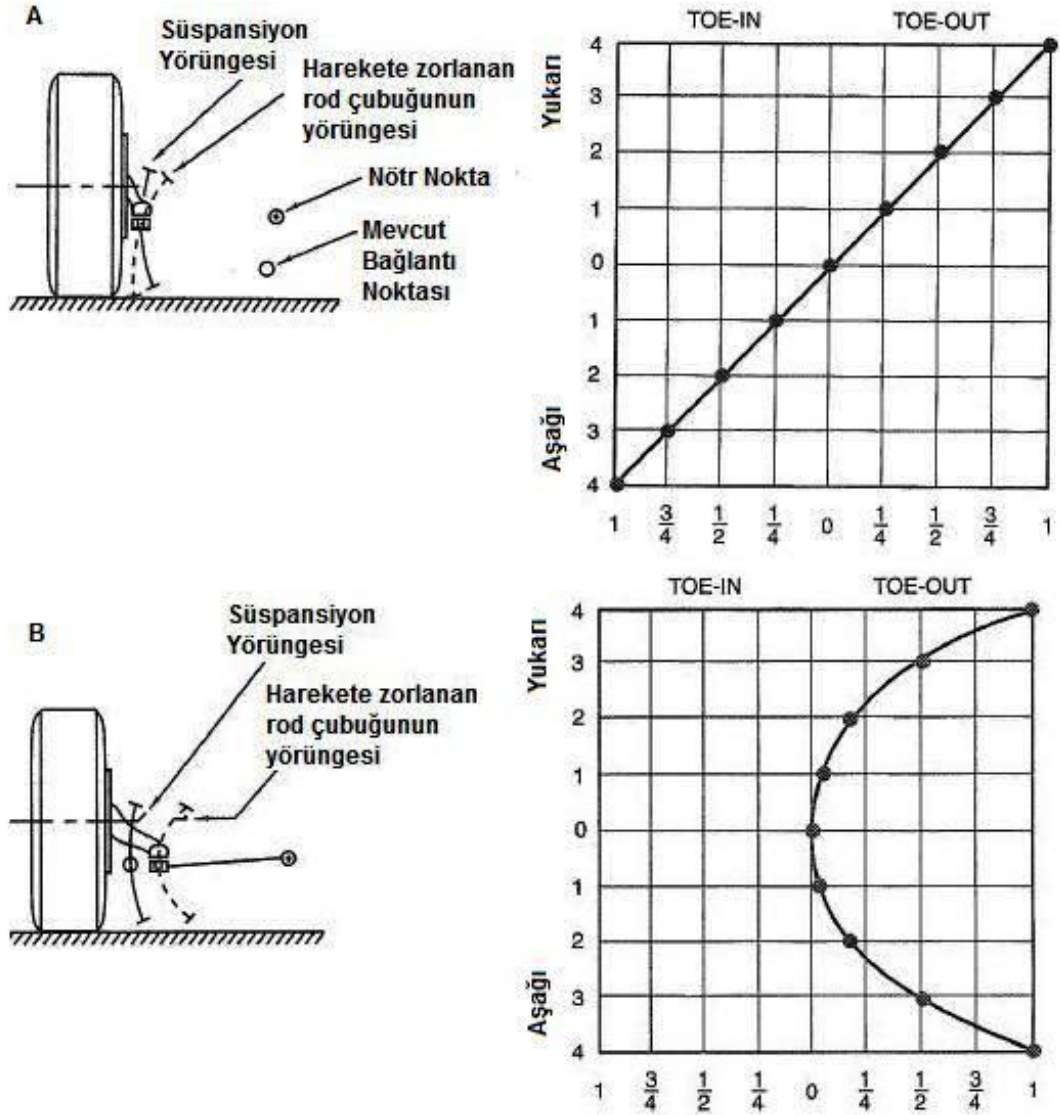
Bağımsız süspansiyonlu bir taşıt hareket ederken, tekerlekleri karşılaştığı engellere göre birbirinden ayrı biçimde yukarı-aşağı (bump-rebound) hareketleri yapabilir. Bu hareketler esnasında, süspansiyon üzerinde bağlı bulunan deve boynu süspansiyonla birlikte bir yay üzerinde hareket eder. Direksiyon sisteminin tekerleğe bağlantısını yapan kısa rod çubuğunun bir ucu deve boynuna olduğundan bu yay üzerinde hareket etmek durumunda kalır. Bu esnada kısa rod çubuğunun diğer ucunun bağlantı noktası sabit kalmak zorundadır, aksi takdirde sistemde şoför tarafından verilmeyen bir hareketlenme gerçekleşir ve kontrolsüz dönme hareketleri ortaya çıkar. Bu duruma dalma (bump steer) adı verilir [12].

Dalma dönüşünün yaşanmaması için kısa rod bağlantısının iç bağlantı noktası ile deveboynunun izlediği yayın merkezleri çakışık olmalıdır. Aksın aşağı yukarı hareketlerinde izlediği bu dairesel yörüngenin merkezine nötr nokta adı verilir. Nötr nokta şekil 4.7’de gösterilmiştir [12].



Şekil 4.7 : Aksın Nötr Noktası

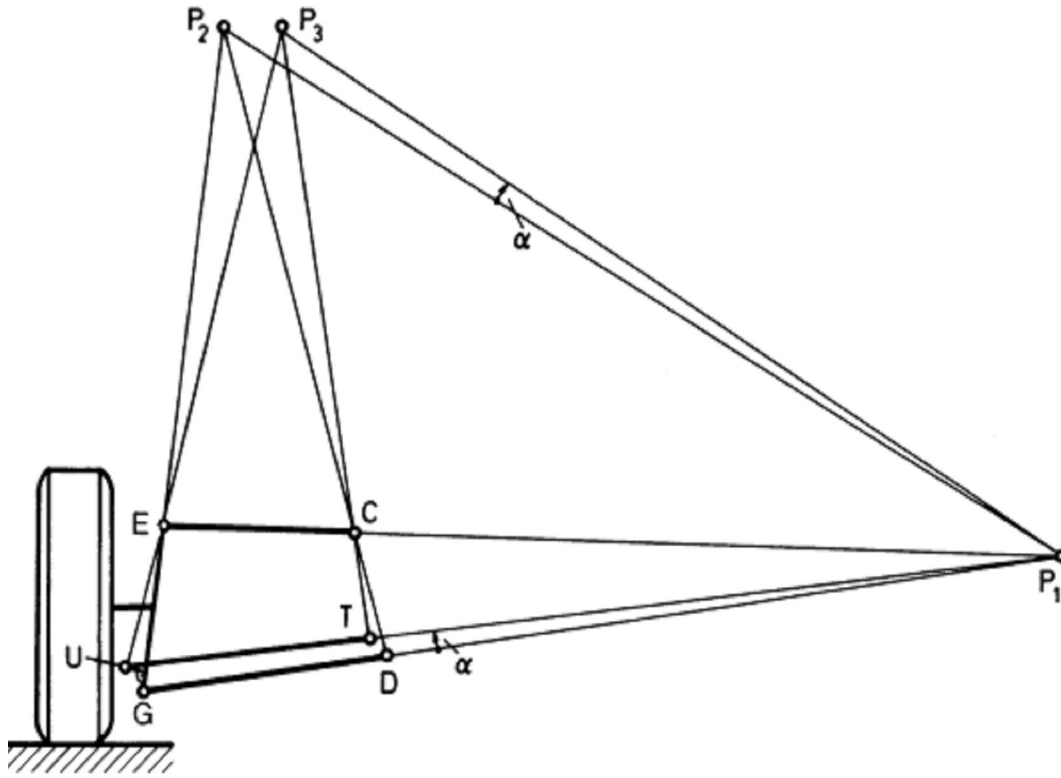
Kısa rod bağlantısının bu nokta üzerinde olmamasının, süspansiyonun aşağı-yukarı hareketleri esnasında ne gibi kontrolsüz dönüşlere yol açacağı şekil 4.8’de görülmektedir.



Şekil 4.8 : Nötr nokta dikkate alınmadığında ortaya çıkan hata örnekleri [12]

Buna göre, A durumunda araç kesitine göre nötr noktanın altına bağlanan bir kısa rod çubuğunun süspansiyonun aşağı hareketinde tekerleği toe-in pozisyona zorladığı, süspansiyonun yukarı hareketinde ise tekerleği toe-outa zorladığı görülmektedir. B durumunda ise nötr noktadan araç orta eksenine göre dışa kaçık bağlanmış bir rod çubuğunun (olması gerekenden kısa bir rod çubuğunun) süspansiyonun aşağı ve yukarı hareketlerinde tekerleği toe-out pozisyonuna zorlağı görülmektedir. Her iki örnekte de tekerleklerin deve boyunları aracın hareket yönünün tersine doğru dönük biçimde durmaktadır.

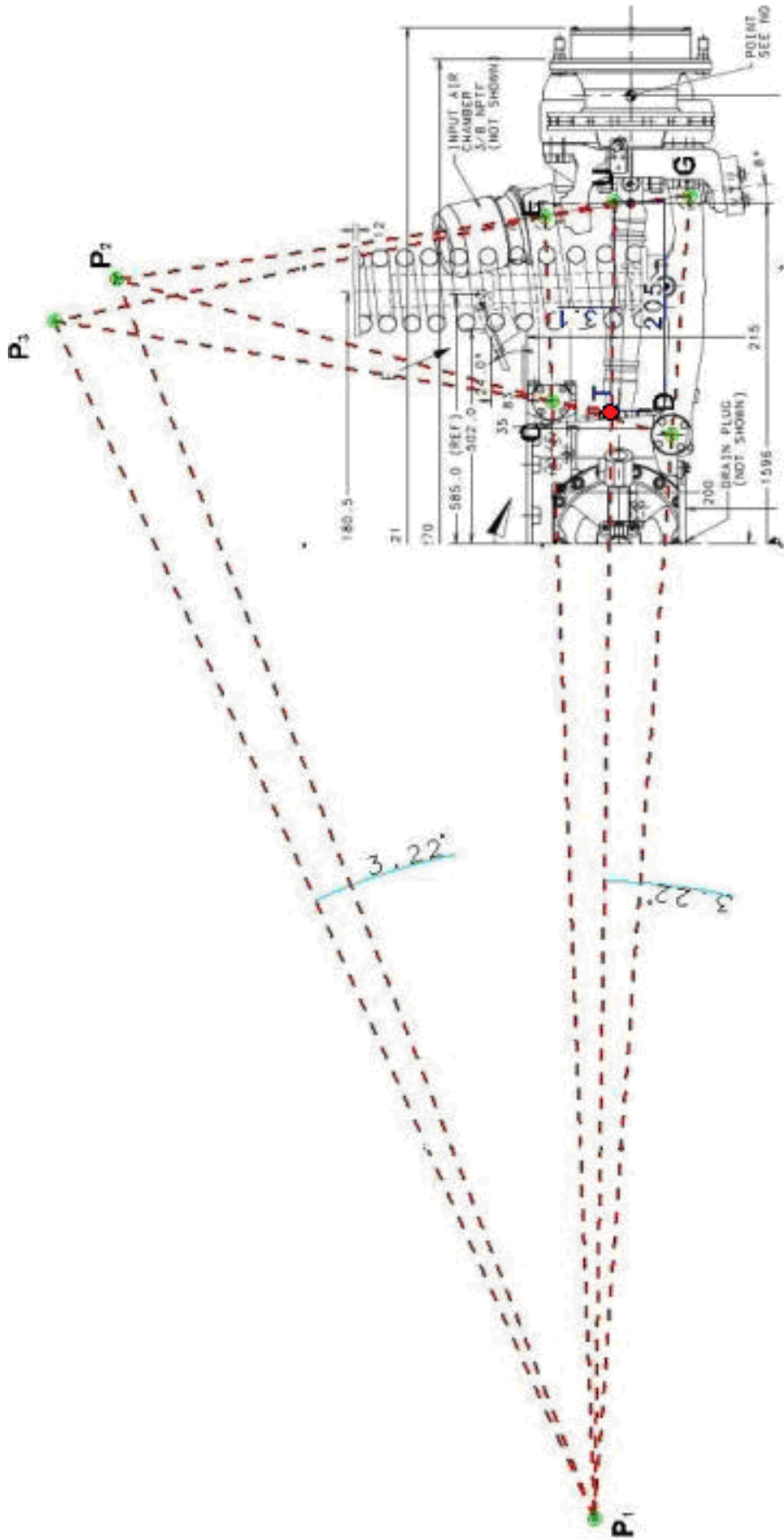
6x6 aracın tasarımında kullanılacak birinci ve ikinci aksta süspansiyonun nötr noktasının tesbiti için sanal merkezler (virtual centers) yöntemi kullanılmıştır (Şekil 4.9) [4].



Şekil 4.9 : Sanal merkezler (virtual centers) yöntemi ile nötr noktanın tesbiti [4]

Şekil 4.9’da T noktası ile gösterilen nötr noktayı bulmak için öncelikle çift salıncaklı süspansiyon sisteminin salıncaklarının izdüşümleri kesiştirilip P_1 merkezi bulunur. Ardından salıncakların araç gövdesine bağlandığı C ve D noktalarını kesecek biçimde bir ışın oluşturulur. Bu ışın salıncakların tekerlek göbeğine bağlandığı E ve G noktalarını kesen başka bir ışınla kesiştirilmesiyle P_2 merkezi elde edilir. P_1 ve P_2 merkezleri arasına bir doğru çizilir. Daha sonra deve boynunun bağlantı noktasından P_1 merkezine başka bir doğru çizilir, bu doğrunun alt salıncakla yaptığı açı bulunur. P_1 - P_2 arasındaki doğruya bu açı eklenerek çizilen yeni doğru, U ve E noktalarından geçtiği varsayılan ışınla birleştirilerek kesişim noktası P_3 merkezi olarak adlandırılır. Son olarak P_3 merkezinden C noktasını kesecek biçimde uzatılan ışının kısa rod kolu doğrultusuyla kesiştiği nokta nötr noktayı verir.

Direksiyon sistemi tasarlanan aracın birinci ve ikinci aksı birbirinin aynısıdır. Çift salıncaklı bağımsız süspansiyonlu olan bu akslar için nötr nokta yukarıda detayları verilen yöntemle şekil 4.10’da gösterildiği gibi bulunmuştur. Nötr nokta, araçta düşey kesitten bakıldığında deve boynu kısa rod bağlantısına göre düşeyde 3.1 mm ve yatayda 210 mm mesafededir.



Şekil 4.10 : Kullanılan aksın nötr noktası

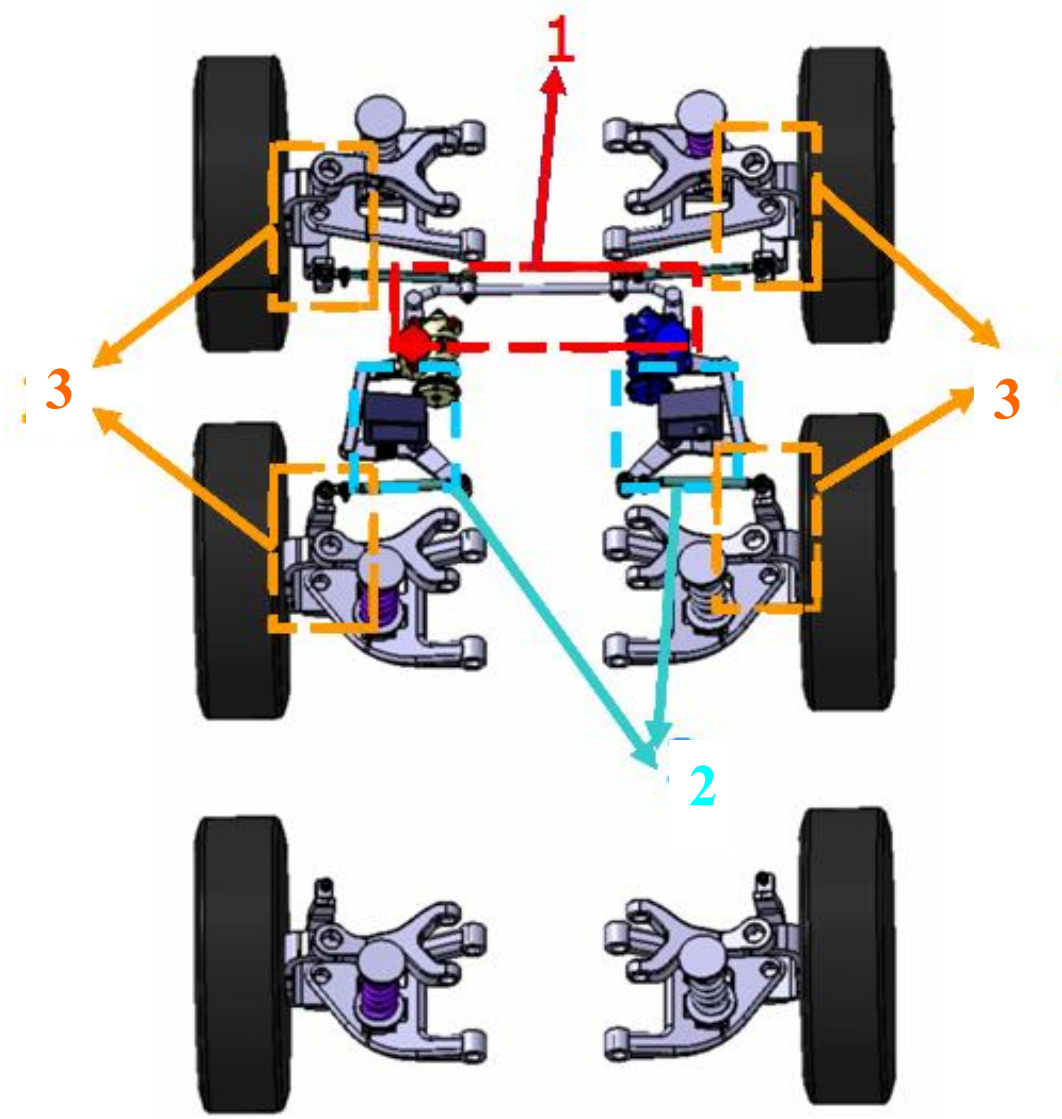
4.2 Sistemin Kinematik Analizi

Bu bölümde daha önce kaba geometrik modeli oluşturulan direksiyon sistemi çubuk mekanizmasının matematik modeli oluşturulmuştur. Bu model ile çubuk mekanizmasının pozisyon analizi yapılarak, bölüm 4.1.2’de detayları verilen en küçük yarıçapta dönüşü gerçekleştirecek tekerlek sapma açılarının elde edilmesi için çalışılmıştır. Bu amaçla aksın nötr noktası korunmak kaydı ile direksiyon kutularının yerleri, kısa rod çubuklarının boyları, konumları, pitman kolunun ve avare kolların uzunlukları yeniden düzenlenmiştir.

Çubuk mekanizması 3 adet farklı mekanizmaya bölünmüştür. Alt mekanizmalar ve detayları şöyledir:

- 1- Paralel kol mekanizması: Direksiyon kutularına bağlı 2 adet eş paralel pitman kolu ve 1 adet ara rod kolundan oluşur. Pitman kolları arka aks tekerleklerine de hareketi iletmek için “L” biçiminde tasarlanmış olup birbirine dik 2 çubuk olarak kabul edilebilir. Bu mekanizmada bahsedilen pitman kollarının ön aksa doğru uzanan uzun bileşenleridir.
- 2- Hareketi arka aks tekerleklerine itelen 4 çubuk mekanizması: Pitman kollarının kısa bileşeni ve özel biçimli bir avare kol ve ara bağlantıdan oluşur. Bu alt mekanizmadan 2 adet kullanılmaktadır
- 3- Süspansiyon kolları ile poyra bağlantısı: Üst ve alt salıncak tekerlek poyrasına küresel mafsallarla bağlanır, araca ise düzlemsel döner mafsallarla (revolute joint) monte edilirler. Salıncaklar poyra ile birlikte bu düzlemsel döner mafsallar sayesinde aşağı yukarı hareket edebilir. Salıncakların sabit durduğu durumda tekerlek deve boynundan aldığı hareket ile küresel mafsalları birleştiren ekseninde yalnızca düzelemsel bir dönüş hareketi yapabilir. Bu eksen kind-pin ve kaster açılarının uzaysal bileşimidir.

Direksiyon sistemini oluşturan alt mekanizmaların toplu gösterimi şekil 4.11’de yapılmıştır.

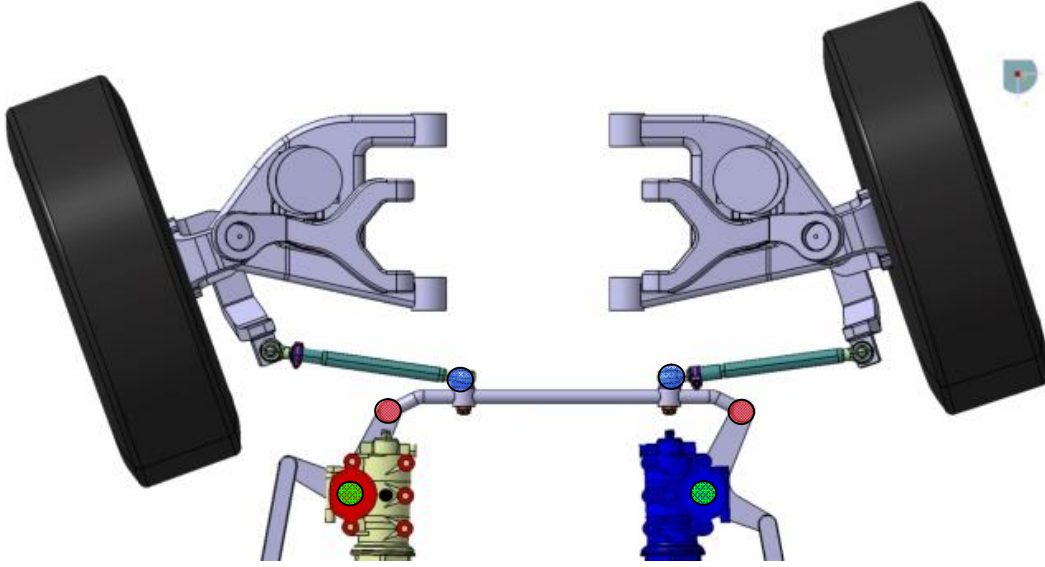


Şekil 4.11 : Direksiyon sisteminin alt mekanizmaları

4.2.1 Paralel kol mekanizması

Paralel kol mekanizması ana direksiyon kutusu ve yardımcı direksiyon kutusunun pitmanları kolları arasına monte edilmiş olan ara roddan oluşur. Ayrıca ara rod üzerinde ön aksın her iki tekerine hareketi iletecek olan kısa rod çubuklarının küresel bağlantıları bulunmaktadır. Pitman kolları birbirine eş ve her konumda birbirine paraleldir. Direksiyon normal konumdayken kollar araç ile aynı doğrutudadır.

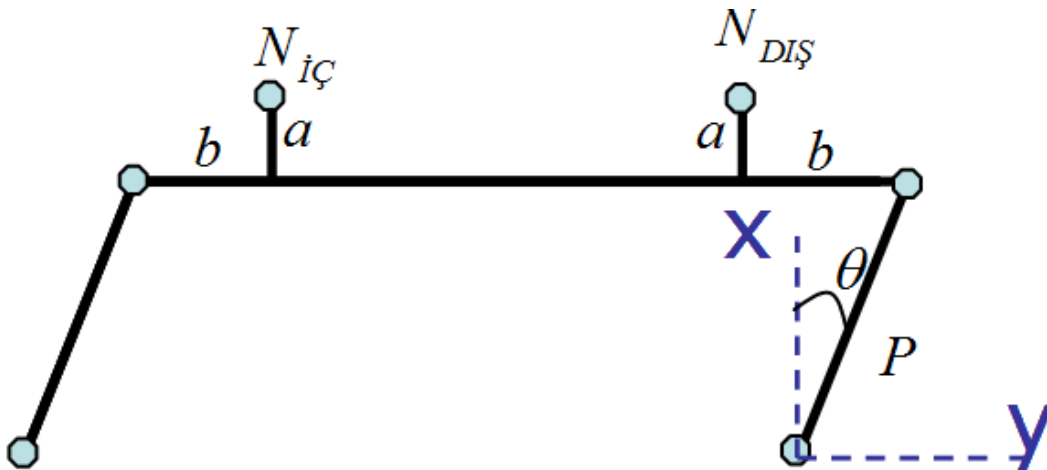
Pitman kolları direksiyon kutularına göre düzlemsel dönme hareketi yapabilir. Ara rod çubuğu ise bu iki kola küresel mafsallar ile bağlanmıştır. Buna rağmen kollar düzlemsel hareket yaptığından küresel mafsallarında düzlemsel dönme hareket yapacağı kabul edilebilir. Paralel kol mekanizması şekil 4.12’de gösterilmiştir.



Şekil 4.12 : Paralel kol mekanizması genel görünümü

Şekil 4.12’de gösterilen yeşil renk ile işaretlenmiş mafsallar düzelemsel dönme hareketi yapabilmektedir. Kırmızı ile işaretlenmiş olanlar, küresel mafsal olup mekanizmanın yapısı gereği yalnızca düzelemsel dönme hareketine izin veren mafsallardır. Mavi renkle işaretlenmiş küresel mafsallar ise serbest olup konstrüktif sınırları içerisinde uzaysal harekete imkan tanımaktadır.

Mekanizmanın matematiksel modelinin çıkartılması için basitleştirilmiş bir modeli kullanılacaktır (Şekil 4.13). Modelde yer alan P pitman kolu uzunluğunu, b kısa rod çubuğu bağlantısı ile pitman kolu arasındaki mesafeyi, a kısa rod çubuğu bağlantısının uzunluğunu ve θ ise pitman kolunun açısını temsil etmektedir.



Şekil 4.13 : Paralel kol mekanizmasının parametreleri

Pitman kolu açısıyla, kısa rod çubuklarının bağlantı noktaları olan $N_{iç}$ ve $N_{dış}$ noktalarının ilişkisi üç boyutlu koordinat düzleminde (4.2), (4.3) eşitlikleri olarak tanımlanabilir.

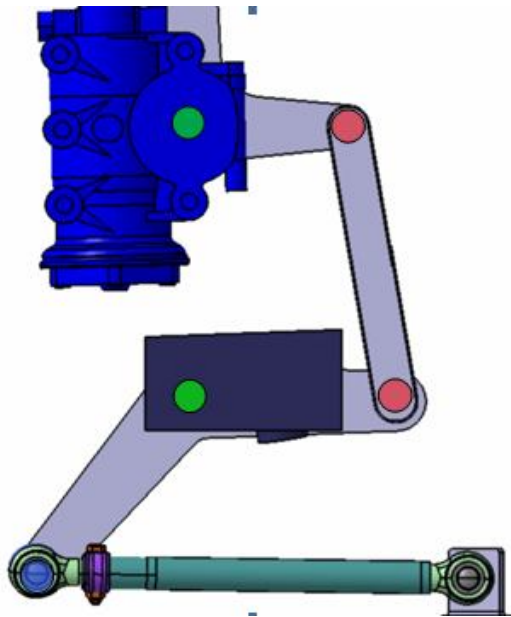
$$N_{iç} = (P \cdot \cos(\theta) + a) \cdot \vec{i} + (P \cdot \sin(\theta) + b) \cdot \vec{j} + 0 \cdot \vec{k} \quad (4.2)$$

$$N_{dış} = (P \cdot \cos(\theta) + a) \cdot \vec{i} + (P \cdot \sin(\theta) - b) \cdot \vec{j} + 0 \cdot \vec{k} \quad (4.3)$$

4.2.2 Ara mekanizma:

Ara mekanizma pitman kolunun kısa uzantısı, arka aks tekerleklerine hareketi iletecek olan özel biçimli avare kolun bir ucu ve aralarında bulunan bir çubuk elemandan oluşan dört çubuk mekanizmasıdır. Arka sağ ve arka sol tekerlekler farklı sapma açısına sahip olacağından bu mekanizmadan 2 adet kullanılmakta ve her iki tekerleğe ayrı ayrı hareketler iletilmektedir. Mekanizma araç doğrultusuna paralel bir düzlemde çalışmaktadır.

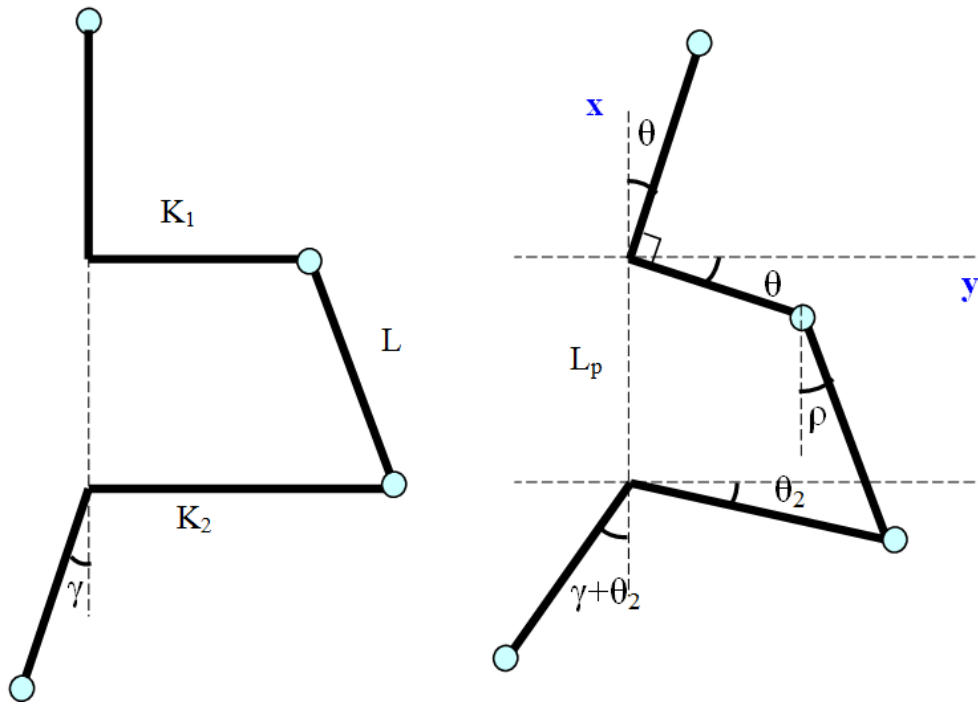
Arka aks tekerlekleri, ön aks tekerleklerine göre daha düşük tekerlek sapma açısına sahip olacağından 4 çubuk mekanizmasının pitman kolu tarafındaki uzvu avare kol tarafındaki uzvundan daha kısadır. Bu sayede mekanizmaya verilen giriş açısı daha düşük bir çıkış açısına çevrilebilmektedir. Şekil 4.14'te mekanizmanın genel görünümü bulunmaktadır.



Şekil 4.14 : Ara mekanizma genel görünümü

Bu mekanizmada da yeşil renk ile işaretlenmiş mafsallar düzelemsel dönme hareketine izin veren bağlantılardır. Kırmızı ile işaretlenmiş küresel mafsallar mekanizmanın yapısı gereği yalnızca düzelemsel dönme hareketine izin vermektedir. Mavi renkle işaretlenmiş küresel mafsal ise serbest olup rod başının konstrüktif sınırları içerisinde uzaysal harekete imkan tanımaktadır.

Mekanizmanın çözümü için şekil 4.15'te verilen basit model kullanılacaktır. Bu modelde θ pitman kolu dönüş açısını, L_p pitman kolu ve avare kol arasında bulunan x eksenine göre olan masafeyi, θ_2 avare kolun dönüş açısını, ρ ise ara bağlantının açısını temsil etmektedir.



Şekil 4.15 : Ara mekanizmanın parametreleri

Uzuvlar rijit ve bağlantılarda boşluk olmadığı kabulü yapıp, herhangi bir θ açısı için mekanizmanın x eksenine göre bağ denklemini yazılırsa, (4.4) ifadesi elde edilir.

$$K_2 \cdot \cos \theta_2 - L \cdot \sin \rho - K_1 \cdot \cos \theta = 0 \quad (4.4)$$

Aynı şekilde y eksenine bağ denklemini (4.5) ifadesi şeklinde oluşturulabilir

$$K_2 \cdot \sin \theta_2 - L \cdot \cos \rho - K_1 \cdot \sin \theta + L_p = 0 \quad (4.5)$$

Bu ifadelerde yer alan ρ terimlerinin olduğu bölümler ifadede yalnız bırakılıp diğer terimler eşitliğin karşı tarafına atılır ve her iki eşitliğinde kareleri alınıp denklemler taraf tarafa toplanırsa (4.6) ifadesi elde edilir.

$$L^2 \cdot (\sin^2 \rho + \cos^2 \rho) = (K_1 \cdot \cos \theta - K_2 \cdot \cos \theta_2)^2 - (K_2 \cdot \sin \theta_2 - K_1 \cdot \sin \theta + L_p)^2 \quad (4.6)$$

Gerekli sadeleştirmelerin ardından ρ parametresi denklemden kaldırılmış olur ve ifade (4.7) daverilen nihai halini alır.

$$L^2 - (K_1 \cdot \cos \theta - K_2 \cdot \cos \theta_2)^2 - (K_2 \cdot \sin \theta_2 - K_1 \cdot \sin \theta + L_p)^2 = 0 \quad (4.7)$$

Uzuvların ve mesafelerin boyutları sabittir ve tasarım esnasında belirlenmektedir, dolayısıyla mekanizmanın tek girdisi θ açısı ve tek çıktısı θ_2 açısıdır.

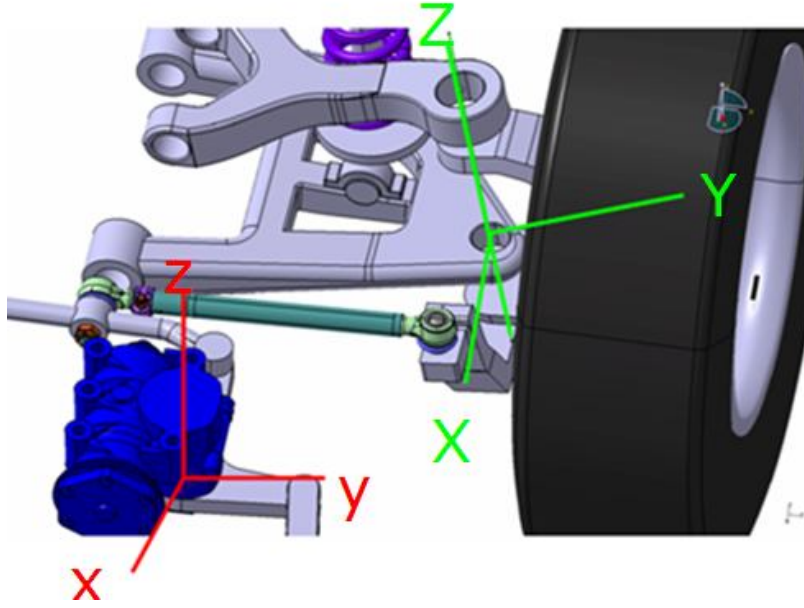
θ , θ_2 ifadeleri denklem içinde birden fazla ve trigonometrik fonksiyonların içinde yer aldığından, başka bir deyişle denklem doğrusal olmadığından çözümü numerik yöntemler kullanılarak yapılacaktır. Çözümde izlenecek yol bölüm 4.3'te anlatılacaktır.

4.2.3 Süspansiyon kolları ile poyra bağlantısı:

Süspansiyon kolları ile poyra küresel mafsallar ile bağlı olup süspansiyon kollarının normal konumunda poyra sadece deve boynundan aldığı hareket ile düzlemsel dönme hareketi yapar.

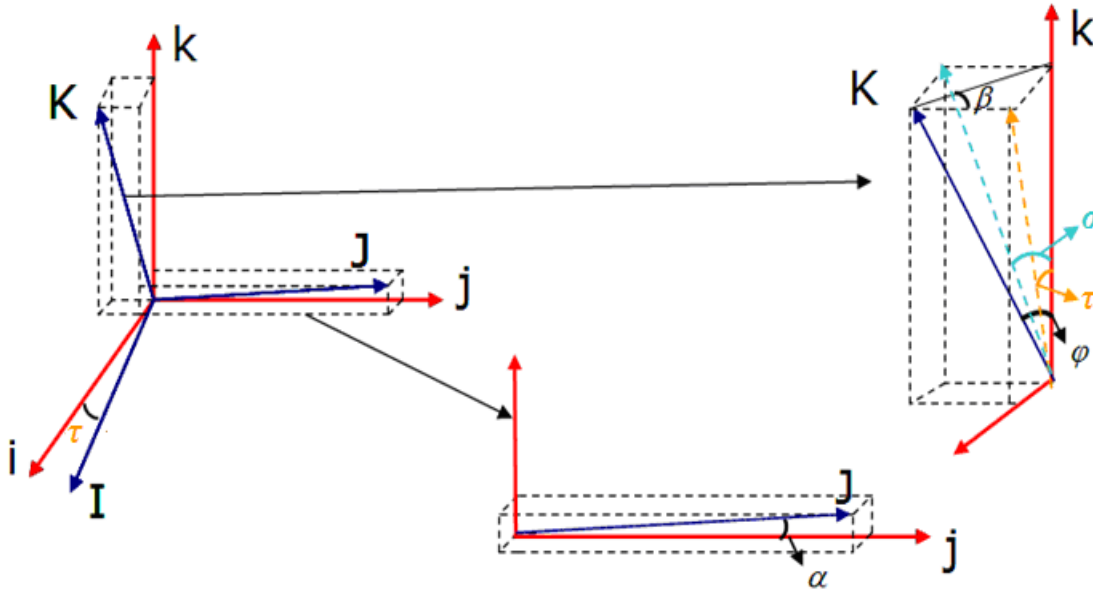
Poyranın döndüğü eksen bağlı olduğu iki küresel mafsallı birleştiren eksenidir. Bu eksen king-pin ve kaster açılarında uzaysal bir birleşimdir ve paralel kol mekanizmasındaki koordinat sistemiyle paralellik göstermemektedir. Başka bir deyişle paralel kol mekanizması yer düzlemine paralel bir düzlem (xy düzlemi) üzerinde çalışırken, poyra bağlantısı kendi dönüş eksenine dik bir düzlem üzerinde çalışır (XY düzlemi) (Şekil 4.16).

Poyranın üzerinde dönme hareketini yaptığı eksen takımı (XYZ), paralel kol mekanizması veya ara mekanizmaların eksen takımının (xyz), x ekseninde king-pin açısı kadar, y ekseninde ise kaster açısı kadar saat yönünün tersine döndürülmüş halidir.



Şekil 4.16 : Süspansiyon kolları ile poyra bağlantısı

Direksiyon sistemini oluşturan alt mekanizmaların hareketlerinin matematiksel olarak birleştirilebilmesi için süspansiyon kolları ile poyranın bağlantısının yaptığı hareketin taşıtın genel koordinat sistemine çevrilmesi şarttır. Bu iş için şekil 4.17’de bulunan eksen takımları kullanılacaktır. Mavi renkle çizilmiş, büyük harflerle belirtilen eksen takımı poyra bağlantısının eksen takımı, kırmızı renkle çizilmiş ve küçük harfle gösterilen eksen takımı ise direksiyon sisteminin diğer mekanizmalarında ortak olan taşıtın ana koordinat sistemidir.



Şekil 4.17 : Tekerlek bağlantısında eksen takımı dönüşümü

Şekilde gösterilen σ king-pin açısını, τ kaster açısını temsil etmektedir. K ekseninden k eksenine dönüşüm için β yardımcı açısı (4.8) eşitliğinde, ϕ yardımcı açısı (4.9) ifadesinde verilmiştir.

$$\beta = \arctan\left(\frac{\tan c}{\tan \tau}\right) \quad (4.8)$$

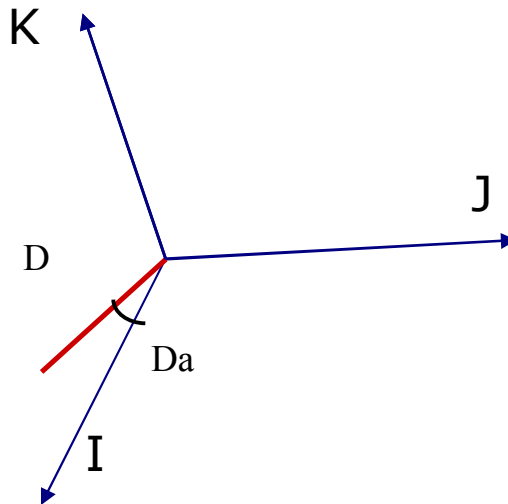
$$\phi = \arctan(\sqrt{\tan^2 c + \tan^2 \tau}) \quad (4.9)$$

J ekseninden j eksenine dönüşüm için kullanılacak α ifadesi (4.10) ifadesinde gösterilmiştir.

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{1}{\cos c \cdot \sqrt{\left(\frac{1}{\cos^2 c} + \cot^2 \tau\right)}}\right) \quad (4.10)$$

Yardımcı açılar, kaster ve toe-in açılarını içeren (4.11) matrisi eksen değişimi için kullanılmaktadır.

$$\begin{bmatrix} \cos \tau & 0 & -\sin \tau \\ \sin \alpha \cdot \sin \tau & \cos \alpha & \sin \alpha \cdot \cos \tau \\ \sin \phi \cdot \sin \beta & -\sin \phi \cdot \cos \beta & \cos \phi \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} i \\ j \\ k \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I \\ J \\ K \end{bmatrix} \quad (4.11)$$



Şekil 4.18 : Deve boynunun eksen dönüşümü

Şekil 4.18’de D deve boynu uzunluğu D_a ise deve boynu açısını temsil etmektedir.

Tekerleğin içe ve dışa sapma hareketleri için deve boynunun, ortak eksen takımına (i, j, k) göre pozisyonu **(4.12)** ve **(4.13)** biçiminde yazılabilir.

$$D_{I\zeta} = D.\cos(\delta_{I\zeta} + Da).I + D.\sin(\delta_{I\zeta} + Da).J + 0.K \quad (4.12)$$

$$D_{DI\zeta} = D.\cos(\delta_{I\zeta} - Da).I + D.\sin(\delta_{I\zeta} - Da).J + 0.K \quad (4.13)$$

4.3 Alt Mekanizmaların Birleştirilmesi

Direksiyon sisteminin konum analizini yapabilmek için önceki bölümlerde anlatılan üç adet alt mekanizmanın birleştirilmesi gerekmektedir. Bu mekanizmalar ayrı ayrı değerlendirildiğinde bağımsız girdiler kullanarak çıktılara ulaşmak hiçte zor değildir, ancak iş mekanizmaların birbirini tetiklemesine gelince çözüm sanıldığı kadar kolay olmamaktadır.

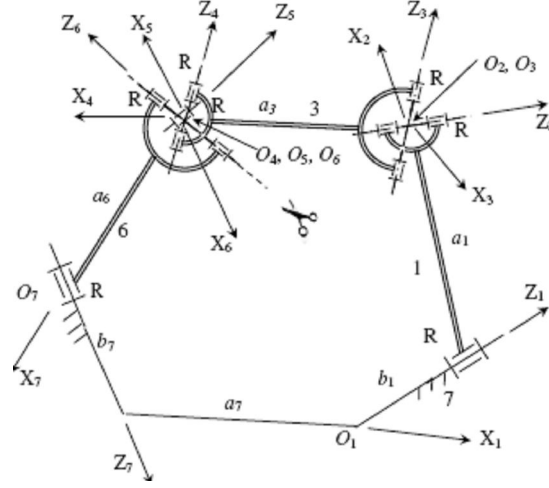
Çözümü zorlaştıran etken, birinin çıktısının diğerinin girdisi biçiminde olan bu alt mekanizmalarda, çıktıların diğer alt sisteme aktarılmasında ortaya çıkan fazladan serbestlik dereceleridir. Öyle ki paralel kol mekanizmasındaki hareketi, poyra bağlantısına aktaracak olan kısa rod çubuğu her iki tarafından küresel mafsallar ile bağlandığından bir ucunun hareket miktarının ne olduğu bilinmesine rağmen diğer ucunun uzayda nereye gideceğini hesaplamak için özel yöntemler kullanmak gerekmektedir.

4.3.1 Uzaysal mekanizmaların incelenmesi

Küresel mafsalların yan yana bulunduğu RSSR, RRSSR gibi mekanizmaların çözümleri için literatürde yer alan bazı çalışmalar incelenmiştir.

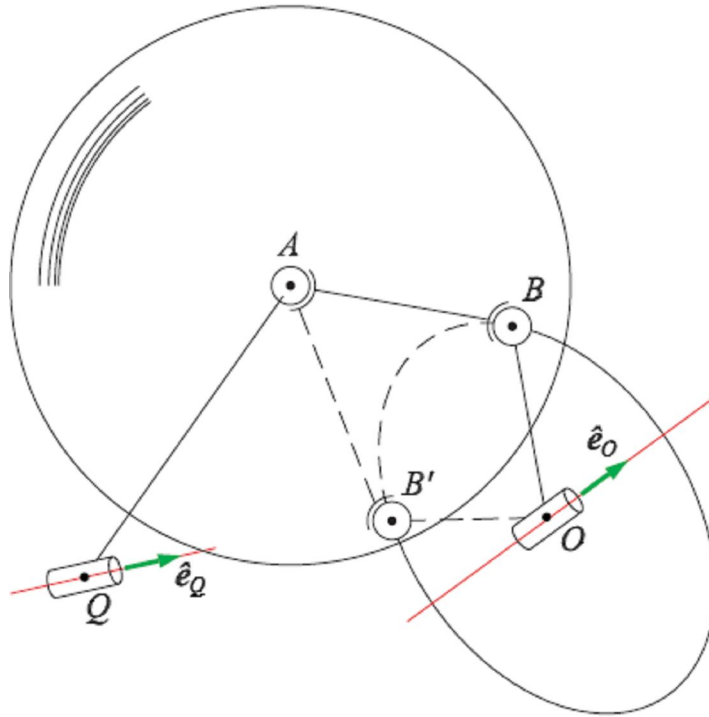
Bu çalışmalardan ilkinde mekanizmanın zinciri koparılarak iki maniplatör elde edilmiş, bu maniplatörlerin tüm bağlantılarının tam hareket ettirilmesiyle oluşan hacimler çalışma hacmi olarak adlandırılıp, bu hacimlerin kesiştirilmesiyle hareketlilik bölgesi çıkarılmıştır. Tüm bunlar maniplatörlerin denklemlerinin çözülmesiyle elde edilmektedir. Ardından Grashof Teoreminin türetilmesiyle mekanizmadaki elemanların boyutlarına ve birbirleri arasındaki ilişkiye göre çeşit haritaları çıkartılıp mekanizmanın hareketi çözülebilmektedir [13].

Başka bir çalışmada ise RSSR mekanizmasında küresel bağlantıların olduğu bölümler şekil 4.19'daki gibi R(RRR)(RR)R mekanizmasına düştürülmüştür. Diğer bir deyişle küresel bağlantılar yerine kardan mafsallar kullanılmıştır. Çıkarılan denklemler MATLAB programı kullanılarak çözüme gidilmiştir [14].



Şekil 4.19 : RSSR mekanizmasının R(RRR)(RR)R'a dönüşüm

Konu ile ilgili farklı bir çalışmada uzaysal RSSR mekanizmasının farklı döndürülebilme durumları incelenmiş, mekanizmanın giriş kolunun herhangi bir pozisyonunda, mekanizmanın geriye kalan kısmının farklı olabildiği gösterilmiştir, bu uzaysal mekanizmalarda dallanma olgusudur [15] (Şekil 4.20).



Şekil 4.20 : Uzaysal mekanizmalarda dallanma [15]

Bunlardan başka grafiksel çözüm yöntemlerinin, nümerik yaklaşımların ve bu konuya özel bilgisayar programlarının kullanıldığı çalışmalar mevcuttur.

Grafiksel çözümlerin seri biçimde kullanılamaması, farklı makalelerde kullanılan matematiksel yöntemlerin karmaşıklığı göz önüne alındığında tasarımı yapılan direksiyon sisteminin konum analizinde alt mekanizmaların birleştirilmesi için nümerik yöntem izlenmiştir.

Bu çalışma esnasında esnasında mekanizmada oluşabilecek dallanma nedeniyle farklı çözümler bulunabileceğinden, istenilen çözümün dışında bir sonuç elde etmemek için çözümün arandığı aralığın nümerik yöntemin uygulandığı alanlarda doğru seçilmesi şarttır. Ayrıca nümerik yöntemden doğabilecek sapmaların da en aza indirilebilmesi için iterasyon adımının küçük seçilmesi gerekmektedir.

4.3.2 Konum analizinin matematiksel algoritması ve hesaplama programı

Sistemde hareket, direksiyon kutusundan pitman kolunun açısı değişimiyle başlamaktadır. Bu hareket bir yandan paralel kol mekanizmasının, diğer yandan iki ara mekanizmanın hareketini tetikler. Bu üç mekanizmanın kısa rod bağlantılarının konumları genel koordinat düzlemine göre matematiksel olarak hesaplanabilir. Diğer taraftan herhangi bir tekerlek sapma açısı için deve boynunun tekerlek dönüş ekseninde yaptığı açısal hareket hesaplanıp, genel koordinat sistemine dönüştürülebilir. Ancak bu iki hesabı yapabilmek belirli bir pitman açısında, her bir tekerleğin kaç derece sapacağını belirlemeye yetmez. Sonuca gidebilmek için öncelikle paralel kol mekanizması ve ara mekanizmaların hesapları yapıp kısa rod çubuklarının bağlantıları bulunacaktır, ardından her bir tekerlek ekseninde döndürülüp deve boynunun kısa rod bağlantısı olan noktanın konumu hesaplanacak ve genel koordinat sistemine çevirilecektir. İki konum arasındaki fark üç boyut için alınıp aradaki doğrusal mesafe hesaplanacaktır. Bu mesafenin kısa rod çubuğunun kol boyuna eşit olduğu tekerlek sapma açısı bulunana kadar, tekerlek sapma açısı değiştirilerek hesap tekrar ettirilecektir.

Hesap tekrarını yapabilmek için algoritma MATLAB programı ile yazılacak bir kod ile çalıştırılmaktadır. Hesap tekrarı tekerlek sapma açısı için 0 ile 40 ° arasında 0.01° lik arttırım ile yapılmaktadır. Kullanılan basit iterasyon yöntemine göre gerçek kısa rod çubuğu ile programın hesapladığı kısa rod çubuğunun uzunluğu arasındaki fark iterasyon boyunca belirli bir değerden başlamakta ve 0'a doğru gitmektedir.

Ardından 0 değerini geçip tekrar uzaklaşmaktadır. Bu nedenle sonuç 0 değerinin geçip yön değiştirdiği adımda iterasyon durdurulacak ve o adımda bulunan sapma açısı tekerleğin sapma açısı kabul edilecektir. Ancak bu yöntemde sonucun gerçeğe yakınlığı iterasyon adımının hassasiyetine bağlıdır.

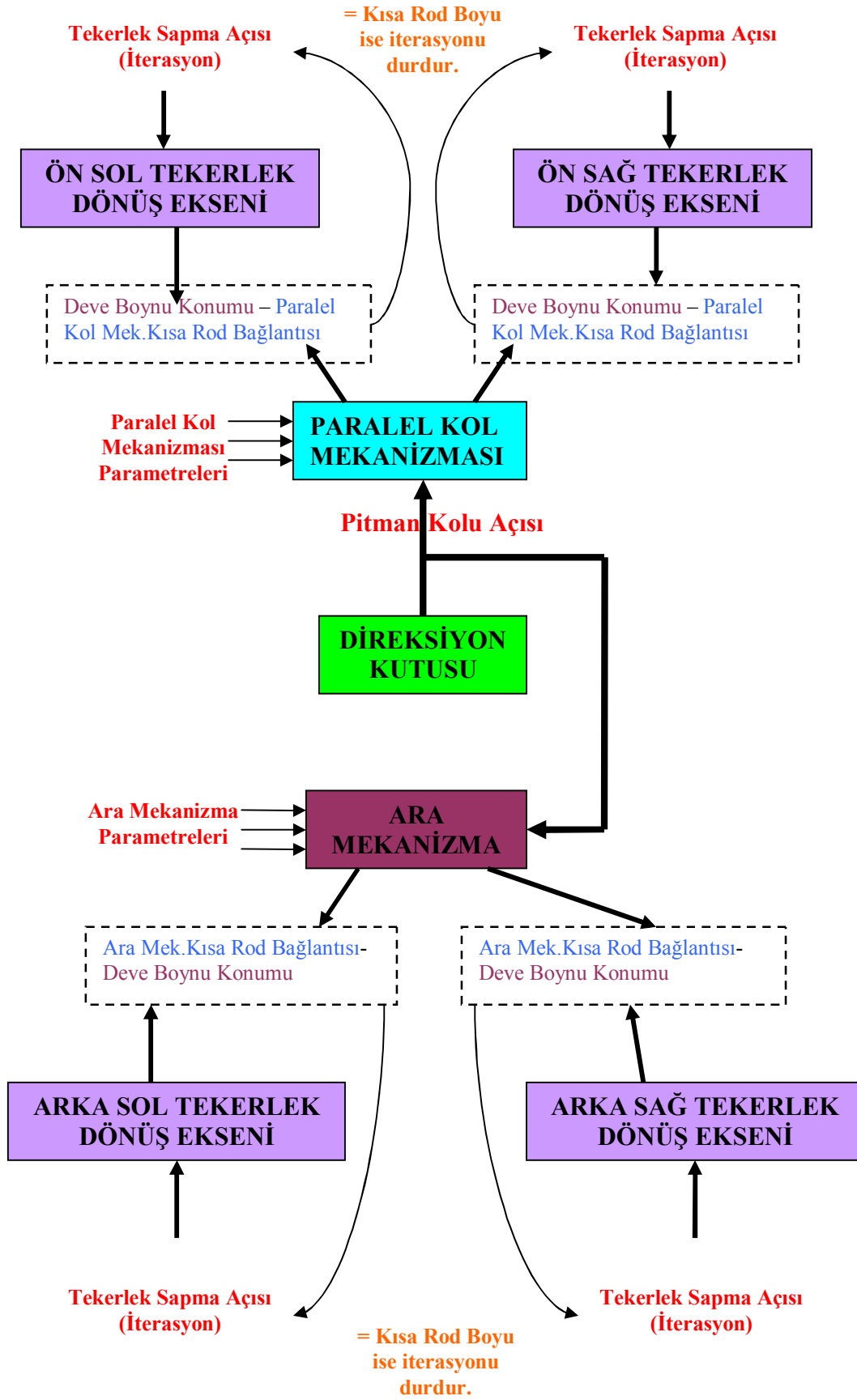
Bu yönteme göre daha karmaşık ancak daha sistematik ve hızlı sonuç verebilen diğer bir yöntem ikiye bölme (bi-section) metodudur. Bu yöntemde sonucun hangi aralıkta olduğunu tahmin etmek ve sonucun çevresinde 2 adet başlangıç değeri vermek gerekmektedir. Bu yöntemdeki mahsur, değerler doğru seçilemediği takdirde kök bulunamamasıdır [15]. Her iki yöntemin de eksikleri olduğundan iki ayrı kod yazılıp her iki yöntemle de hesabın yapılmasına karar verilmiştir. Şu ana kadar anlatılan matematiksel algoritma şekil 4.21’de özetlenmiştir.

Oluşturulan hesaplama programının bölüm 5’te anlatılacak optimizasyon işleminde kullanılabilmesi için doğruluğunu test etmek gerekmektedir. Bu nedenle CATIA DMU kinematics ve ADAMS wiew programlarında ayrı ayrı 2 geometrik model oluşturulmuş ve bu modellerin sonuçlarıyla programdan elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır (Çizelge 4.2).

Çizelgede altı farklı pitman kolu açısı için yer alan üç program sonucuna bakıldığında Matlab programı sonuçlarıyla ADAMS view programı sonuçları arasındaki farkın ortalama %3 olduğu, DMU Kinematiks sonuçları ile farkın ortalama %5 olduğu görülmektedir.

Sonuçlar arasındaki farklılığın sadece hesaplama programından gelmeyeceği, diğer programlarda da modelleme, montaj konularında gözden kaçmış farklılıklar bulunabileceği düşünülmektedir. Ayrıca ADAMS programında simülasyonun süresi ve hesaplama adımının seçimi de sonuca etki etmektedir. Tüm bunlar göz önüne alındığında sonuçlar arasındaki farkların açı değerleri için oldukça küçük ve kabul edilebilir olduğu, hesaplama programının oldukça başarılı sonuçlar verdiği düşünülmüştür.

Hesaplama programı, paket programlarla karşılaştırıldığında modelleme gereksiniminin olmaması, sistem değiştiği takdirde içerisindeki parametrelerin anında değiştirilip yeni tasarıma adapte edilebilmesi, sonuçların daha kolay görülebilmesi açılarından da avantajlıdır. Hesaplama programı MATLAB kullanılarak oluşturulmuştur, kullanılan kod Ek A.1’de bulunmaktadır.



Şekil 4.21 : Hesap programı algoritması

Çizelge 4.2 : Hesaplama programı sonuçlarının, paket program sonuçları ile karşılaştırılması

Pitman Kolu Açısı [°]	Tekerlek Sapma Açısı [°]	Hesaplama Programı	DMU Kinematics	Adams View
10	Ön iç	7.97	7.83	7.96
	Ön dış	7.64	7.61	7.63
	Arka iç	4.93	4.99	4.92
	Arka dış	4.69	4.62	4.67
15	Ön iç	12.10	11.88	12.01
	Ön dış	11.28	11.31	11.21
	Arka iç	7.59	7.47	7.58
	Arka dış	6.86	6.79	6.80
20	Ön iç	16.37	15.92	16.26
	Ön dış	14.75	14.87	14.80
	Arka iç	10.34	10.37	10.36
	Arka dış	8.96	8.91	8.97
25	Ön iç	20.86	20.46	20.82
	Ön dış	18.01	18.26	18.02
	Arka iç	13.19	13.19	13.20
	Arka dış	10.98	10.94	11.93
30	Ön iç	25.69	24.85	25.61
	Ön dış	21.00	21.24	21.12
	Arka iç	16.12	16.11	16.14
	Arka dış	12.93	12.91	13.04
35	Ön iç	31.10	31.08	31.17
	Ön dış	24.08	24.23	24.18
	Arka iç	19.13	19.11	19.26
	Arka dış	14.89	14.80	14.87

5. DİREKSİYON SİSTEMİNİN OPTİMİZASYONU

Hesaplama programına aks geometrisi, direksiyon kutusu ve avare kolların pozisyonları, rod çubuklarının boyut ve açıları girilmek suretiyle, sekiz metre çapta kaldırımdan kaldırıma dönüş açılarını sağlayacak biçimde ön tasarımı yapılan iki akstan dümenleme mekanizmasının nihai hali yapılan optimizasyonlardan sonra ortaya çıkmıştır. Bu optimizasyonlar;

- 1) Direksiyonlama hatasını (steering error) düşürmeye yönelik boyut ayarlaması.
- 2) Kritik komponentlerde gerilmelerin azaltılmasına yönelik tasarım değişiklikleridir.

5.1 Direksiyon Hatasının Optimizasyonu

Direksiyon hatası, otomobillerde dönüş esnasında tekerleklerin aşınmasına, sürüş konforunun düşmesine ve direksiyon sistemi elemanlarının gereğinden fazla zorlanmasına sebep olmaktadır [16]. Bu nedenle direksiyon hatasının ne olduğu, nelerden kaynaklandığını iyi anlamak ve gerekli iyileştirmeleri yapıp mümkün olduğunca azaltmak gerekir.

5.1.1 Direksiyon hatası

Kutu ve çubuk mekanizmasından oluşan mekanik bir direksiyon sistemi her koşulda dönüş için ideal olan tekerlek açılarını yani Ackerman geometrisini yakalayamaz. Başka bir deyişle mekanizma tasarlandığı dönüş yarıçapı için tekerlek sapma açılarını kusursuz sağlarken, farklı çaplarda ideal açılardan sapmalar meydana gelir [16].

Belirli çaptaki bir manevra esnasında dönen aksın dış tekerlek dönüş açısının (θ_o), aynı araç için ackermann prensibiyle hesaplanan dönen aksın dış teker açısından farkına (θ_{OA}) direksiyon hatası denir [16]. Direksiyon hatası (5.1) ifadesiyle hesaplanabilir.

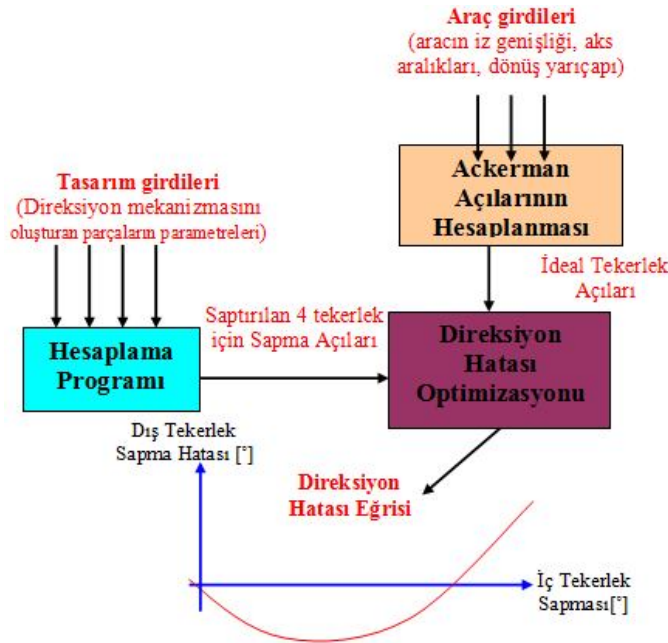
$$\delta\theta_o = |\theta_o - \theta_{oA}| \quad (5.1)$$

Manevra esnasında tekerleklerin aşınması, tekerleklerle ve dolayısıyla direksiyon sistemi üzerine fazladan yük gelmesive titreşim gibi olumsuzluklara neden olan direksiyon hatasını doğuran etkiler şöyle sıralanabilir [16];

- 1.Sistemin yapısı
- 2.Üretim toleransları
- 3.Montaj hataları
- 4.Aşınmalara bağlı boşluklar

Bu etkilerden montaj, üretim hataları ve aşınmalara bağlı boşlukların belirlenmesi ve sistemin tasarımı sırasında hesaba katılması mümkün değildir. Yalnızca sistemin yapısı yani sistemi oluşturan parçaların parametrelerinin direksiyon hatası üzerindeki etkileri incelenip, ayarlanarak optimizasyon gerçekleştirilecektir.

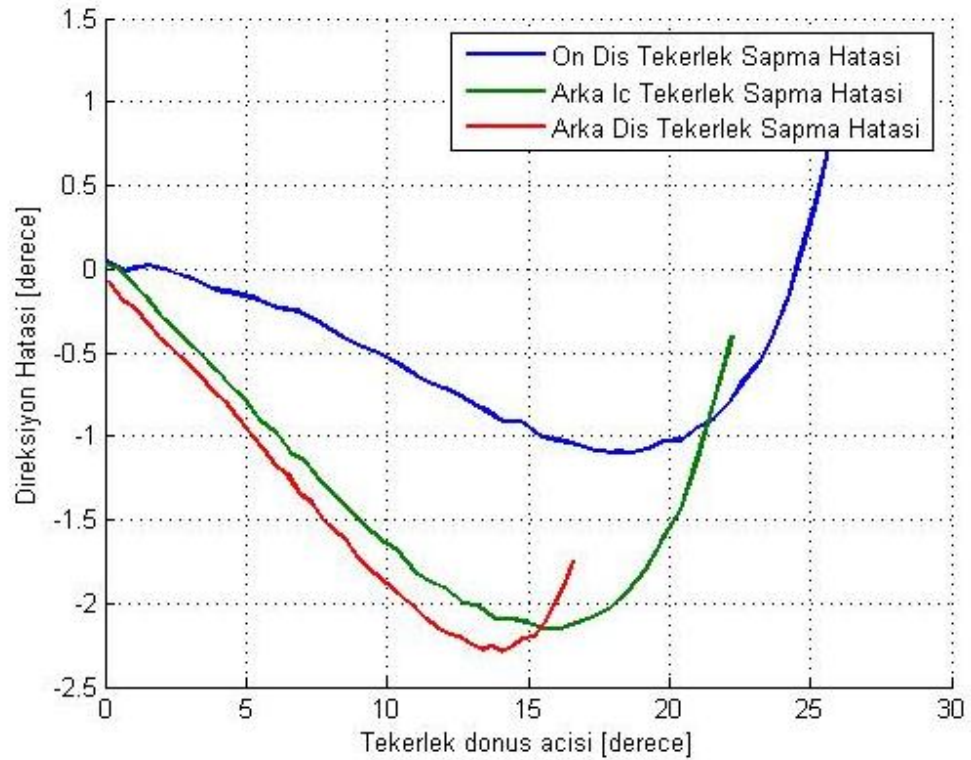
Bu amaçla hesaplama programına direksiyon hatasını içeren bir eklenti yapılmıştır. Bu ekle birlikte hesaplama programı girilen parametrelerle direksiyon sapma açılarının yanı sıra, araç geometrisine uygun olarak Ackerman dönüş geometrisini de hesaplayabilmekte ve tekerlek sapma açılarından Ackerman açılarını çıkararak direksiyon hatasını o dönüş yarıçapı için bulabilmektedir. Yapılan ekin algoritması Şekil 5.1’de görülmektedir.



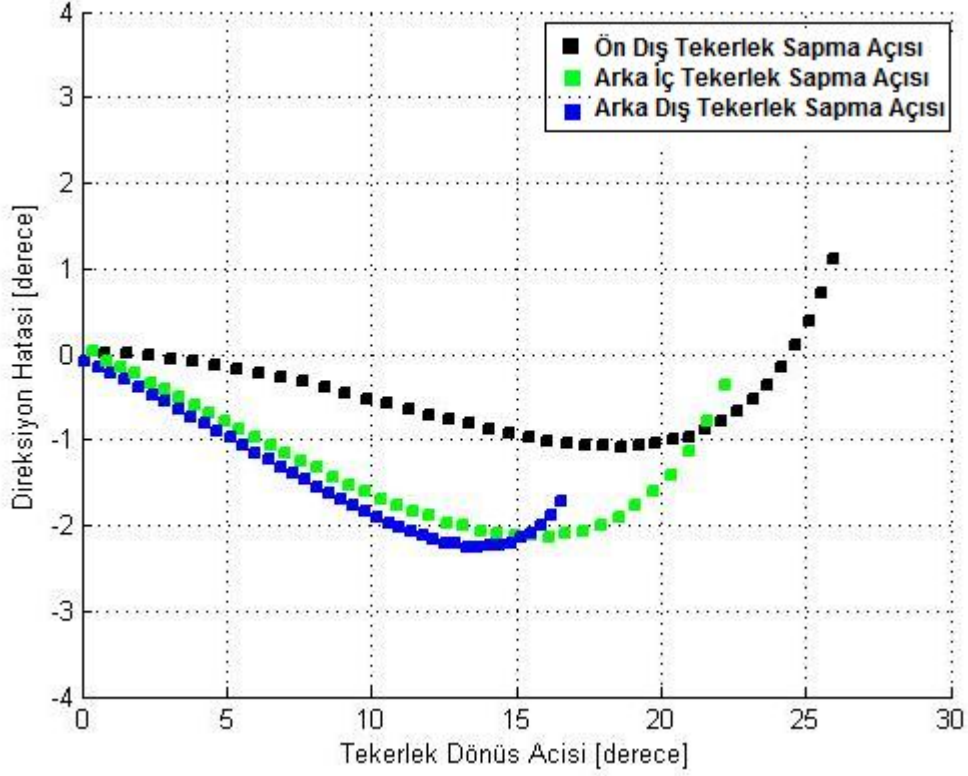
Şekil 5.1 : Direksiyon hatası optimizasyonu

Aynı hesabı direksiyon kutusunun -40° ile $+40^{\circ}$ pitman kolu açısı boyunca tekrarlayarak direksiyon hatasını tüm hareket boyunca bir eğri olarak çıkarılması da sağlanmıştır. Ön tasarımın direksiyon hatası şekil 5.2’de verilmiştir. Direksiyon hatasını bulmak için ideal dönme açılarını hesaplayan ve direksiyon hatası hesaplama fonksiyonu eklenmiş MATLAB kodu Ek A.2’de yer almaktadır.

Aynı hesapları yapabilen nümerik kısımda ikiye bölme metodunu kullanan alternatif bir MATLAB kodu EK A.3’te verilmiştir. Aynı hassasiyet için bu kodun işlem zamanı %40 daha kısadır. Ancak başlangıç değerleri doğru seçilmediğinde cevaba yakınsamamaktadır. Her iki kodun ön tasarım için verdiği sonuçlar Şekil 5.2 ve 5.3’te görülmektedir. Bu sonuçlara göre direksiyon hatası değerleri ön tasarım için bazı dönüş açılarında özellikle arka aks tekerleklerinde 2 dereceden daha fazladır.



Şekil 5.2 : Ön Tasarım Direksiyon Sapması Grafiği (Basit iterasyonlu kod)



Şekil 5.3 : Ön Tasarım Direksiyon Sapması Grafiği (Basit iterasyonlu kod)

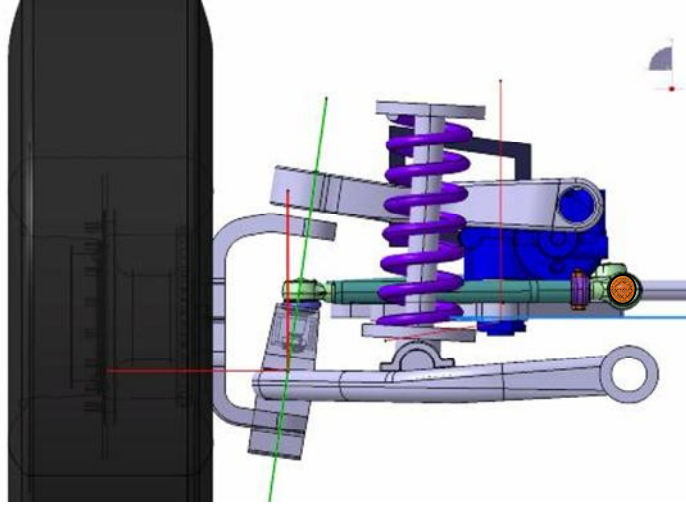
5.1.2 Direksiyon hatası hedef değeri

Direksiyon hatası değerinin optimize edilmesi çalışmalarında, direksiyon hatasının hangi değere kadar kabul edilebilir olduğu araştırılmış ancak konuyla ilgili herhangi bir standart bulunamamıştır. Bu nedenle benzeri çalışmalar incelenerek bu çalışmalarda hedeflenen direksiyon hatası değerleri dikkate alınmıştır.

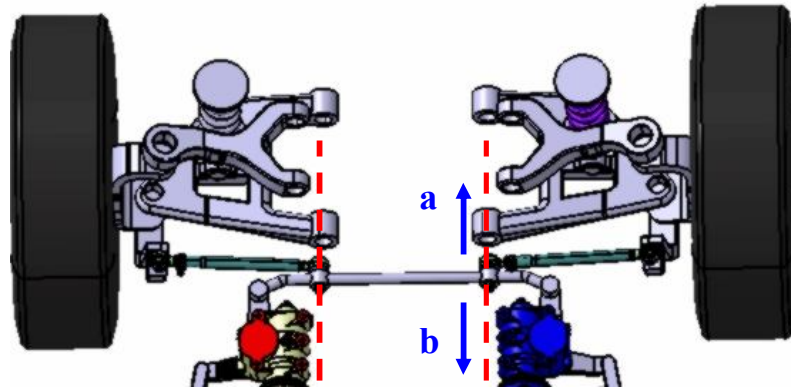
Direksiyon mekanizmasındaki hatayı azaltmaya yönelik yaptığı optimizasyon çalışmasında Raznaki, kremayer mekanizmalı bir direksiyon mekanizması için direksiyon hatasını düşürmek amacıyla çeşitli konfigürasyonlar denemiş, bu konfigürasyonlarda hatayı $0,75^\circ$ ile 1° arasında değerlere düşürmüştür [16]. Simionescu ve Beale'de yaptıkları bir optimum dört çubuk tasarım çalışmasında bir ackerman direksiyon mekanizmasını ele almış ve direksiyon hatası için 1° lik hata hedefi benimsemişlerdir [17]. Dağdeviren'de yapmış olduğu direksiyon mekanizmalarının kinematik analizi isimli yüksek lisans tez çalışmasında $1,5^\circ$ 'ye kadar olan direksiyon hatalarının kabul edilebilir olduğunu belirtmiştir [2]. İncelemeler sonucunda, direksiyon mekanizması komponentleri üzerinde yapılan kinematik optimizasyon çalışmasında direksiyon hatasının 1° 'ye kadar düşürülmesi hedef olarak belirlenmiştir.

5.1.3 Mekanizmanın optimizasyonu

Direksiyon sisteminde deve boynu ile ilgili parametreler ve iz genişliği aksa bağlı parametreler olduğundan dirksiyon sisteminin kinematik optimizasyonu amacıyla değiştirilmesi mümkün olmamaktadır. Aks aralığı da taşıtta taşıtın boyutu, ağırlık ve ağırlık merkezine göre belirlenmektedir ve bu çalışma kapsamında değiştirilemez durumdadır. Bunlardan başka kısa rod çubuğu ile ara rod bağlantısının aracın düşey kesitinde bulunduğu aks nötr noktasından başka noktaya taşınması bölüm 4.1.3'te anlatıldığı üzere doğru olmaz (Şekil 5.4). Ancak bu nokta Şekil 5.5'te gösterilen düzlemde bulunduğu eksenle aks içine (a doğrultusuna) ve dışına (b doğrultusuna) doğru hareket ettirilebilir.



Şekil 5.4 : Düşey kesitte kısa rod-ara rod kolu bağlantısı



Şekil 5.5 : Yatay kesitte kısa rod-ara rod kolu bağlantısı

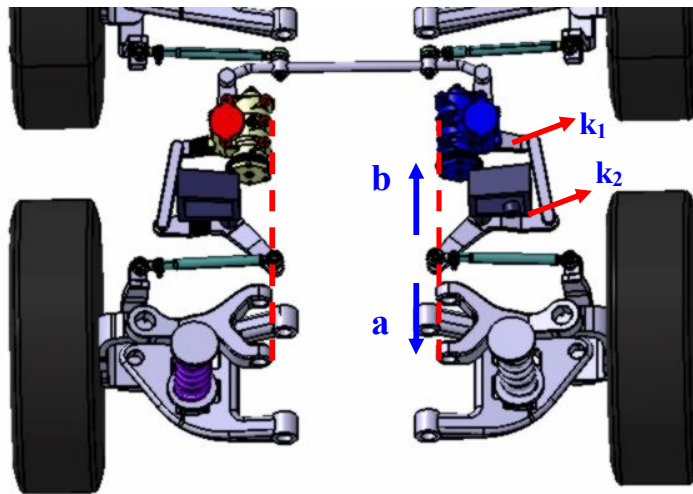
Dolayısıyla sistemde pitman ve avare kolların konumları ve kol boyutları değiştirilerek kinematik hata optimizasyonu gerçekleştirilebilir. Bunlardan başka ön

ve arka aks arasında hareketi ileten ara mekanizmada da değişiklik yapılıp iki aks arasındaki hareketi farklı oranlarda iletilebilmektedir.

Optimizastonda izlenen yöntem, kinematik analiz için yazılan MATLAB programında pitman ve avare kolların boyutları, konumları ve ara mekanizmaların parametrelerini kontrollü şekilde değiştirip mekanizmaya olan etkilerini yorumlamak ve direksiyon hatasını azaltmak biçiminde olmuştur.

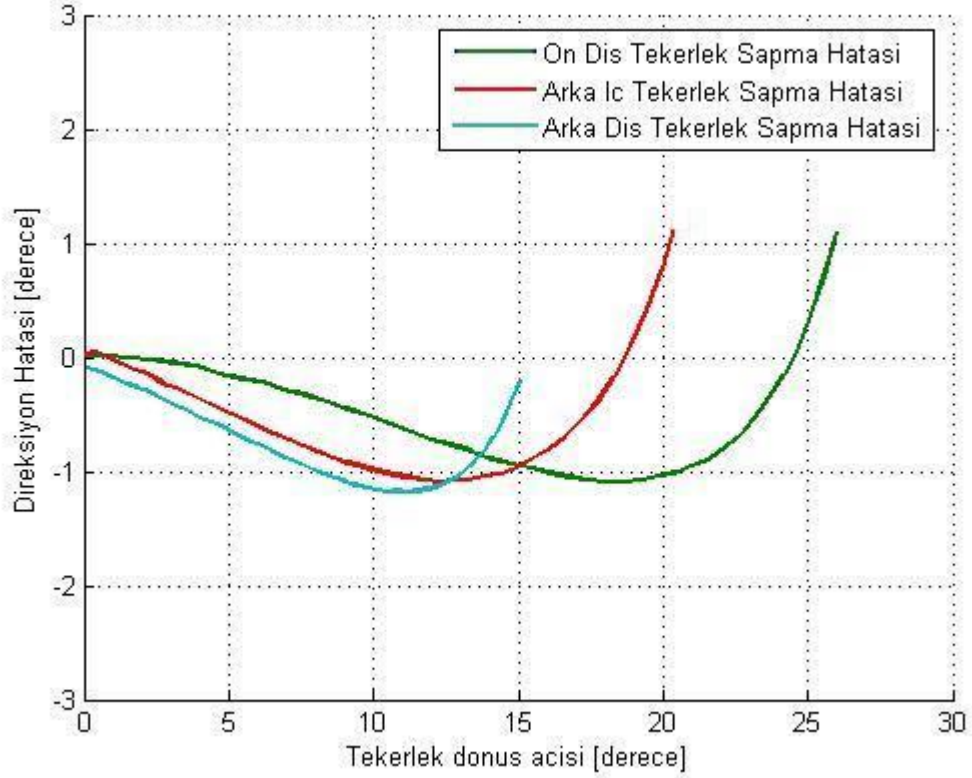
Yapılan çalışma neticesinde komponentlerin mekanizmaya olan etkileri şöyledir;

- Pitman kolunun uzatılması dönüş açılarını büyötmektedir. Tekerleklerin sapma açıları arasındaki farka ise sürekli azalma azalma veya kısalma gibi düzgün bir etkisi yoktur.
- Kısa rod kolu ile ara rod bağlantısının Şekil 5.5'te gösterilen "a" yönünde ilerlemesi, ön aksın iç ve dış tekerleğinin sapma açıları arasındaki farkı azaltmaktadır.
- Ters 4-çubuk mekanizması sayılabilecek hareket yönünden tahrik edilen ikinci aksta ise aksın dışına çıkıldıkça yani "b" yönünde kısa rod kolu ile ara rodun bağlantısını öteledikçe ikinci aksın iç ve dış tekerleğinin sapma açıları arasındaki fark azalmaktadır (Şekil 5.6).
- Şekil 5.6'da k_1 ve k_2 olarak gösterilen, ara mekanizmayı oluşturan pitman kolu ve avare kolun yan uzantılarının uzunlukları arasındaki farkın büyümesi ($k_2 - k_1$) ikinci aksa iletilen hareketin küçölmesini sağlamaktadır. İkinci aksın tekerlekleri daha az saptırılacağı için k_2 , k_1 'den mutlaka büyük olmalıdır.



Şekil 5.6 : Yatay kesitte ikinci aks kısa rod-ara rod kolu bağlantısı

Optimizasyon sonrasında direksiyon hatası değerleri 2-2,5° değerlerinden (Şekil 5.2), 1° civarına çekilmiştir. Yeni sistemin direksiyon hatası eğrileri şekil 5.7’de görülmektedir.

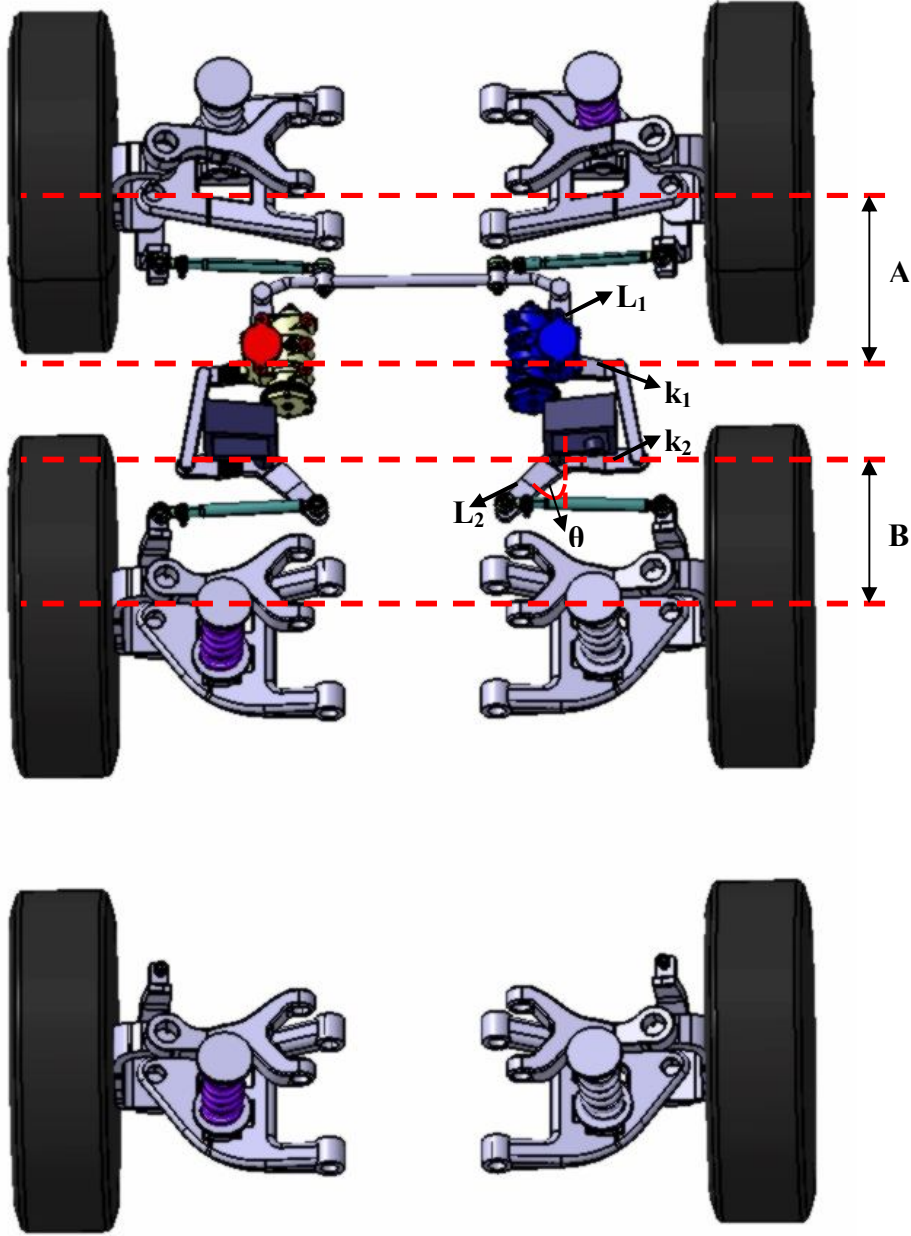


Şekil 5.7 : Optimizasyon sonrası direksiyon hatası grafiği

Sistemin optimizasyonu için değiştirilen parametreler, eski ve yeni değerleri çizelge 5.1’de verilmiştir. Bu parametreler ayrıca şekil 5.8 üzerinde de gösterilmiştir.

Çizelge 5.1 : Optimizasyonda değiştirilen parametreler

Değiştirilen Parametreler	Sembolü (Şekil 5.7)	Ön Tasarımda	Optimizasyondan Sonra
Pitman uzunluğu (mm)	L_1	260	250
Avare kol uzunluğu (mm)	L_2	262.5	264
Avare kol açısı (derece)	θ	40	38
Pitman yan uzantı (mm)	k_1	190	165
Avare kol yan uzantı (mm)	k_2	250	235
Pitman kolu ile ilk aks ekseni arası mesafe (mm)	A	700	695
Pitman kolu ile orta aks ekseni arası mesafe (mm)	B	530	520



Şekil 5.8 : Optimizasyonda değiştirilen parametreler

5.2 Direksiyon Sistemi Komponentlerinin Gerilme Kontrolü

Direksiyon hatası açısından optimizasyonu tamamlanan direksiyon mekanizmasının komponentlerinin üzerine gelen kuvvetler bulunup, komponentler üzerinde oluşan gerilmeler kontrol edilmelidir.

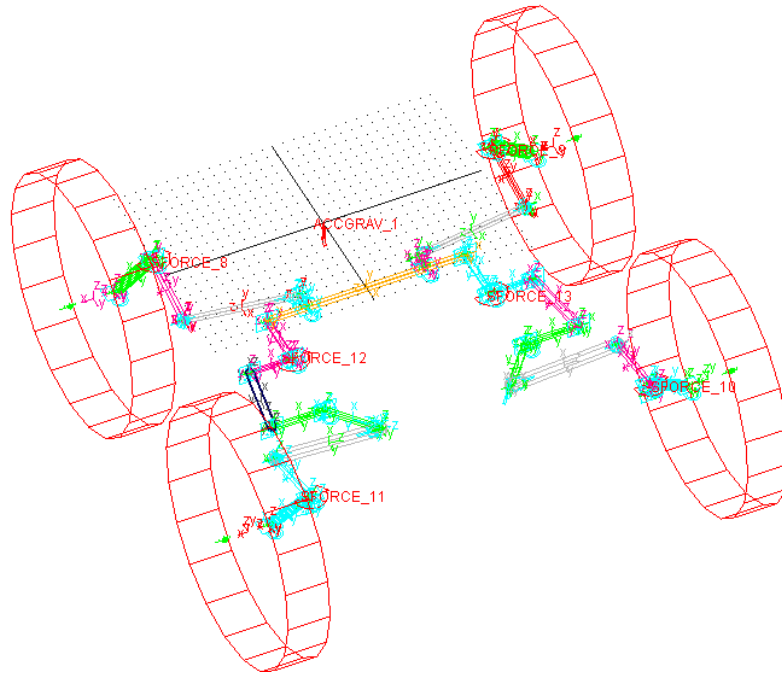
Komponentlerin üzerine gelen kuvvetlerin bulunması amacıyla ADAMS view programında oluşturulan model kullanılmıştır. Kuvvetlerin bulunmasının ardından komponentler CATIA programında modellenmiştir, modeller ANSYS workbench 10 sonlu elemanlar programına aktararak gerilme analizi yapılmıştır.

5.2.1 Komponentler üzerindeki kuvvetlerin bulunması

ADAMS view programında oluşturulan şekil 5.9’da görüntüsü verilen modele direksiyon kutularının olduğu bağlantılara saat yönünün tersi yönde tork uygulanmıştır. Uygulanan torkun değeri, ana direksiyon kutusu için 7000Nm, yardımcı direksiyon kutusu için 6000Nm’dir. Tekerleklerin dönüş eksenlerine bölüm 4.1.1’de hesaplanan direnç torklarının en büyük değerleri sabit olarak girilmiştir. Bu eksenlerde oluşan torklar gerçekte tekerleklerin sapma açısıyla artmaktadır ancak simülasyonda tüm sapma açıları için en büyük değerin kullanılmasıyla simülasyonu emniyetli tarafta tutmak amaçlanmıştır. Zira düşük hızlarda bağlantılarda sürtünmelerin etkisiyle oluşacak dirençler hesaba katılmamıştır. Simülasyonda atalet kuvvetlerinin etkisini görebilmek açısından tekerlekler basit silindir biçiminde modellenmiştir. Bu silindirlere tekerlek ve poyranın ağırlığı atanmıştır.

Sistemin dinamik analizi 0.01 saniyelik adımla yapılmıştır. Pitman kolu 0° den 40° ye gidene kadar gidene kadar analiz devam ettirilmiştir. Komponentlerin birbirine bağlantı noktaları üzerinden x, y, z eksenlerindeki kuvvet bileşenleri çıkarılmıştır.

Direksiyon mekanizmasında rod kolları, rod başı ve pitman kolu gerilme açısından kritik komponent olarak görülmektedir (18). Bu nedenle yapılan dinamik analizle bu komponentler için kuvvet değerleri çıkarılmış (Ek B) ve en yüksek kuvvetlerin görüldüğü an için statik gerilme analizi yapılmıştır.

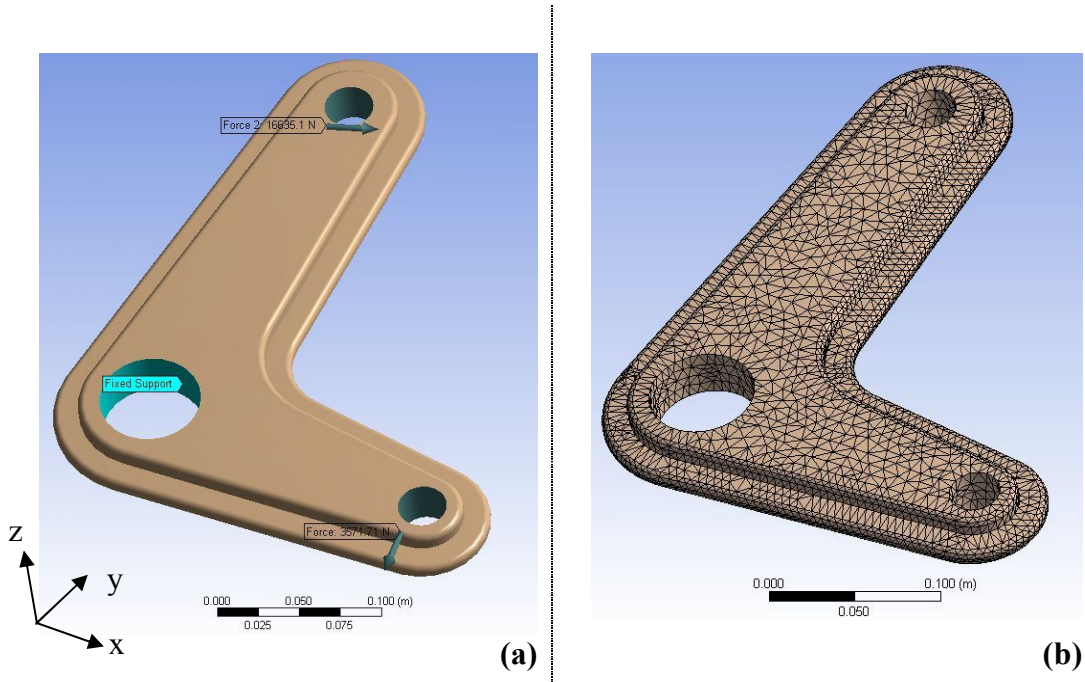


Şekil 5.9 : Kuvvetlerin belirlenmesi için oluşturulan Adams view modeli

5.2.2 Pitman kolu gerilme analizi

Direksiyon mekanizmasında ilk gerilme kontrolü pitman kolu üzerinde yapılmıştır. Direksiyon kutularından çıkan torku sisteme ileten iki eş pitman kolunun üzerine gelen yük arka aks tekerleklerine hareketi ileten avare kollardan daha fazladır. Öyle ki bu “L” biçimli pitman kollarının hem uzun hem de kısa uzantıları kendisine bağlı olan rod çubuklarına kuvvet iletirken, avare kollar bir ucundan aldığı kuvveti diğer ucuna bağlı rod koluna iletir.

Pitman kolu analizinde kolun iki uzantısında rotillerin bağlandığı bölümlere ADAMS modelinden okunan en yüksek kuvvet değerleri girilmiştir. Pitman kolunun direksiyon kutusuna bağlandığı bölge ise sabitlenerek analiz gerçekleştirilmiştir (Şekil 5.10.a). Analizde 5mm’lik “tetrahedra” elemanlar kullanılmıştır (Şekil 5.10.b).



Şekil 5.10 : Pitman analiz modelleri: (a) Model üzerindeki kuvvetler (b) Sonlu elemanlar modeli

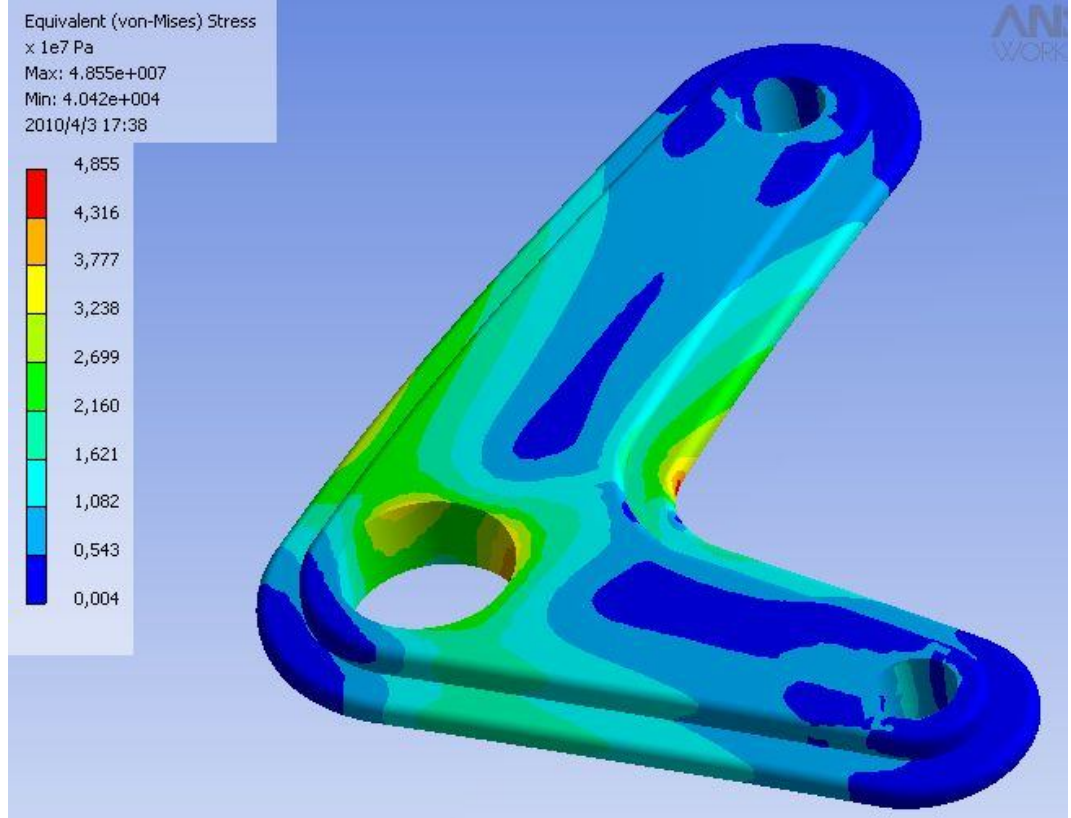
Pitman kolu üzerindeki kuvvetler şöyledir;

Çizelge 5.2 : Pitman koluna gelen kuvvetlerin bileşenleri

Kuvvet Bileşeni	Kısa uzantı	Uzun uzantı
X bileşeni (N)	-687	15706
Y bileşeni (N)	-3498	5381
Z bileşeni (N)	-240	-1046

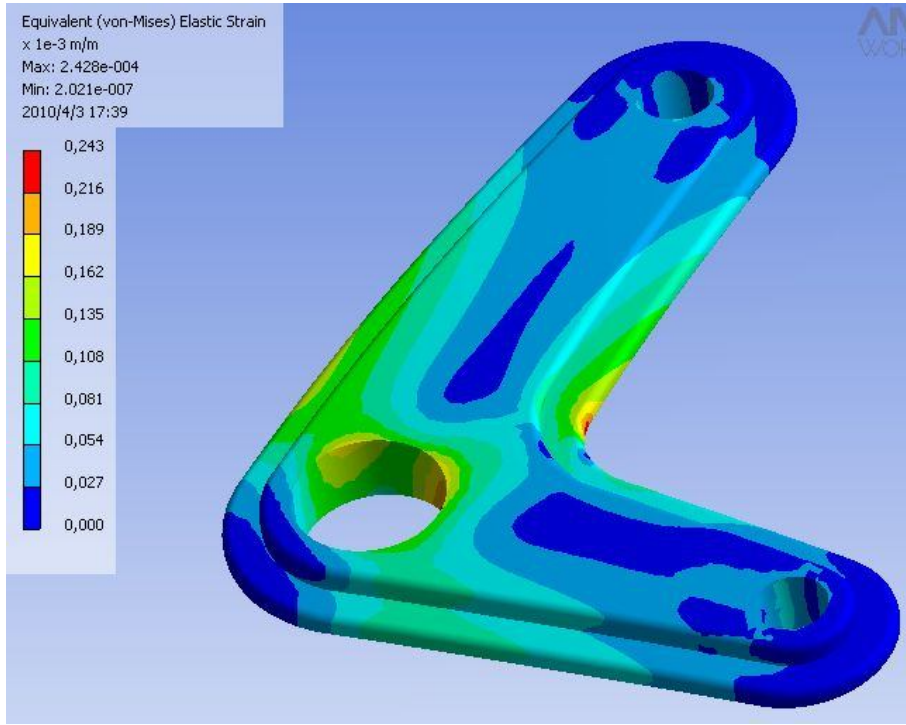
“L” biçimli pitman kolunun maksimum şekil değiştirme enerjisi hipotezine (von-Mises) göre yapılan statik gerilme analizi sonucunda parçada oluşan en büyük gerilmeler 49 MPa mertebelerindedir.

Parçanın malzemesi olan S45C çeliğinin kopma dayanımı 550-700 MPa, akma dayanımı ise 505 MPa'dır [19]. Akma dayanımı en yüksek gerilme değeri ile kıyaslandığında parçanın oldukça emniyetli olduğu görülmektedir (Şekil 5.6).



Şekil 5.11 : Pitman kolunun gerilme analizi

Aynı analiz sonucunda alınan şekil değişimi değerleri incelendiğinde en fazla şekil değişiminin iki kolun arasındaki bölgeden ve bağlantı bölgesinden olduğu görülmektedir. En büyük şekil değişimi yaklaşık 0.25mm olarak görülmektedir (Şekil 5.7).



Şekil 5.12 : Pitman kolunun şekil değişimi

5.2.3 Rod başı gerilme analizi

Direksiyon mekanizmasının en kritik parçaları rod başlarıdır. Tüm küresel bağlantılarda kullanılan rod başlarının en büyük yüke maruz kaldığı durum analiz edilmiştir.

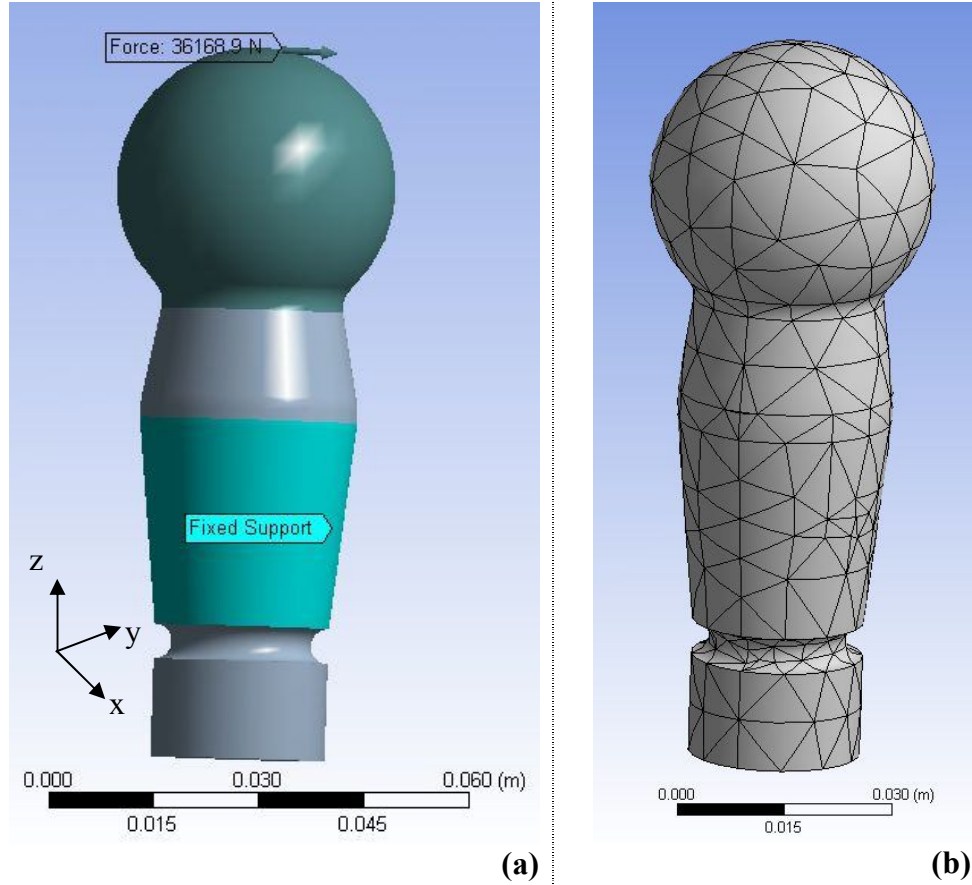
Ön aks iç tekerlek kısa rod çubuğunun ara rod koluna bağlandığı rod başı en büyük yüklerin görüldüğü rod başıdır. Buradaki kuvvetin büyük olmasının sebebi dönme esnasında ön aks iç tekerlekte oluşan direncin diğerlerinden büyük oluşudur.

Mekanizmanın hareketi boyunca, pitman kolunun açısındaki değişimle birlikte bu rod başına gelen kuvvetlerin değişiminin grafiği Ek B’de Şekil B.1’de görülmektedir. Bu grafikte yükün en yüksek olduğu an için rod başına gelen kuvvetler Çizelge 5.3’te verilmiştir.

Çizelge 5.3 : En kritik rod başına gelen kuvvetler

Kuvvet Bileşeni	Rod başı
X bileşeni (N)	9947
Y bileşeni (N)	34752
Z bileşeni (N)	-1244

Bu kuvvetler şekil 5.13.a’da görülmekte olan analiz modelinde rod başının küresel yüzeyinden uygulanmış, model konik bağlama yüzeyinden sabitlenmiştir. Bir önceki modelde olduğu gibi 5 mm lik “tetrahedra” elemanlar kullanılmış, ancak bu sefer model küçük olduğundan kritik bölgelerdeki elemanların boyutları küçültülerek sayıları arttırılmıştır.

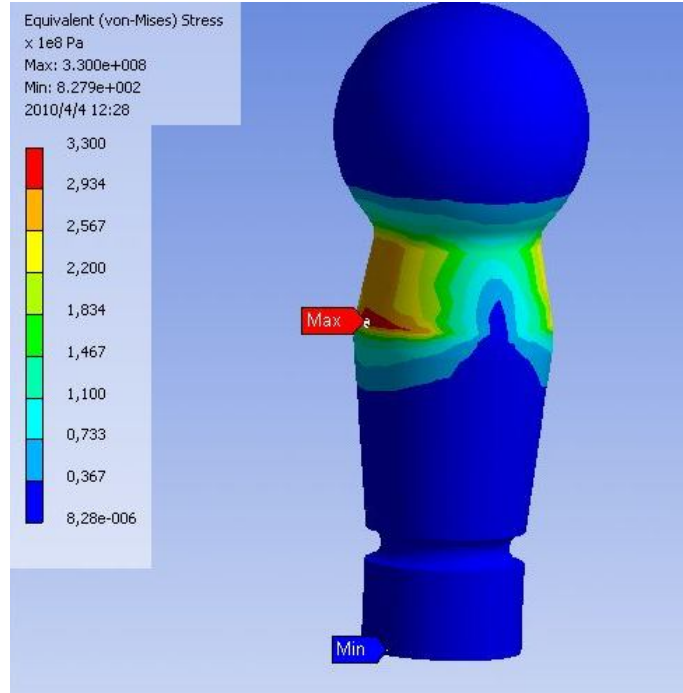


Şekil 5.13 : Rod başı analiz modelleri: (a) Model üzerindeki kuvvetler (b) Sonlu elemanlar modeli

Rod başının gerilme analizi maksimum şekil değiştirme enerjisi hipotezine (von-Mises) göre yapılmıştır. Analiz sonucunda ortaya çıkan en büyük gerilme 330 MPa büyüklüğündedir (Şekil 5.14), bu değer rod başlarında kullanılan AISI 1045, AISI 5140 gibi malzemelerin akma dayanımının altındadır. Akma dayanımı AISI 1045 malzemesi için 485 MPa, AISI 5140 malzemesi için 565 MPa’dır [19].

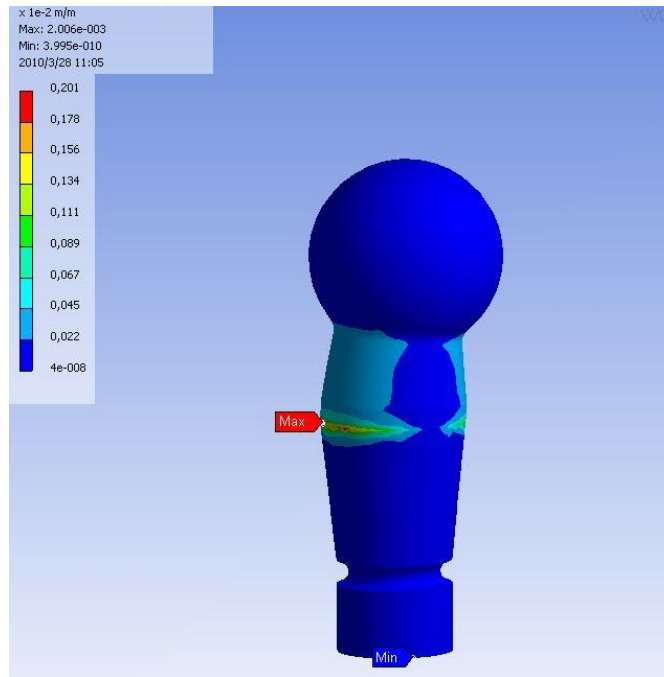
Rod başında görülen en yüksek gerilme değeri ve malzemesinin akma dayanımı arasındaki fark, pitman kolundaki kadar emniyetli görünmemektedir. Ancak bu durumu doğuran kuvvetlerin sürekli olmayışında ve parçada en kritik bölge olarak görülen boyun bölgesine ısıtıl işlem uygulanmasından dolayı, bu bölümün

dayanımının daha yüksek olacağı göz önüne alınırsa rod başının gerilmeler açısından problem çıkarmayacağı yorumu yapılabilir.



Şekil 5.14 : Rod başı gerilme analizi

Parçanın şekil değişimi incelendiğinde en fazla şekil değişiminin, konik bağlantı bölümünden küresel mafsallın boyun kısmına geçen bölgede olduğu görülmektedir (Şekil 5.15). Bu bölüm indüksiyonla sertleştirilmektedir.



Şekil 5.15 : Rod başı şekil değişimi

5.2.4 Ön iç kısa rod kolu gerilme analiz

Direksiyon mekanizmasında ön ve arka aks tekerlekleri için iki farklı boyda kısa rod çubuğu kullanılmıştır. Ön aks tekerleklerinde kullanılan rodların boyu 530mm, arka aks tekerleklerinde kullanılanların boyu ise 508mm'dir. Her iki tip kısa rod çubuğunun kesitleri 38x4.7mm olup ve malzemesi E355+N standardındadır[19].

Ek-B'de yer alan analiz sonuçları incelendiğinde, ön aks iç tekerlek rod çubuğuna gelen kuvvetler en büyük olup, rod kolunu çekmeye zorlamaktadır. Ek-B'de yer alan kuvvet grafiğindeki değerlerin en yüksek olduğu an için parçaya gelen kuvvetler alınmış (Çizelge 5.4), statik sonlu elemanlar analizinde kullanılmıştır.

Çizelge 5.4 : En kritik rod çubuğuna gelen kuvvetler (çekilen)

Kuvvet Bileşeni	Rod Çubuğu A	Rod Çubuğu B
X bileşeni (N)	34752	-34751
Y bileşeni (N)	9947	-9954
Z bileşeni (N)	-1244	1260

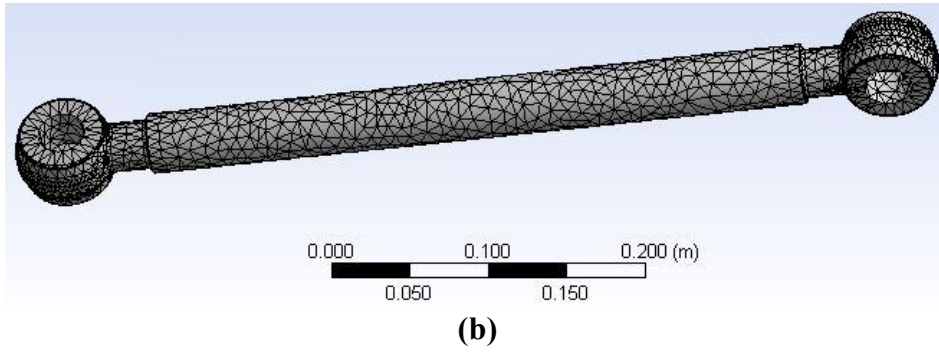
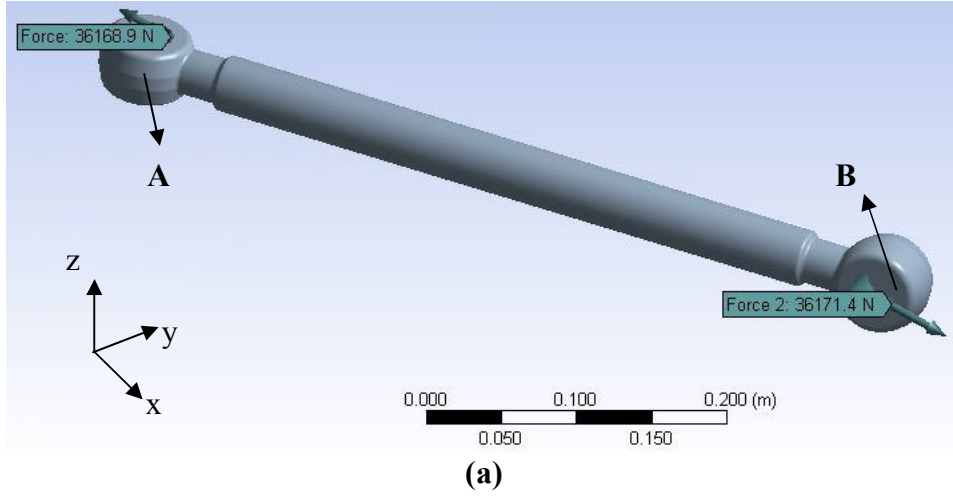
Statik analizde genel uygulama olan parçanın bir ucundan kuvvet uygulayıp diğer ucundan sabitlemek, kısa rod çubuğu gibi hareketli masfallara sahip parçalarda sabitlenen tarafta büyük momentler oluşturmaktadır. Oysaki bu parçalar eksenel yüklerle zorlanmakta, yan yüklerde hareket etmektedirler. Bu nedenle parçaya şekil 5.16.a'da görüldüğü üzere her iki ucundaki rod başı yuvasından ADAMS modelinden okunan (Şekil B.1) kuvvet bileşenleri uygulanmıştır.

Bu durumda analizin çözülebilmesi için ANSYS programında IRLF (inertia relief) modu aktif hale getirilmiştir. Bu mod, anlık statik (quasi-static) kabulü yapılan, geometrik olarak sınırlandırılmamış hareketli parçalar veya modeller için kullanılır. Program uygulanan yükleri dengeleyebilmek için hareketin tersi yönünde ivmeler oluşturur.

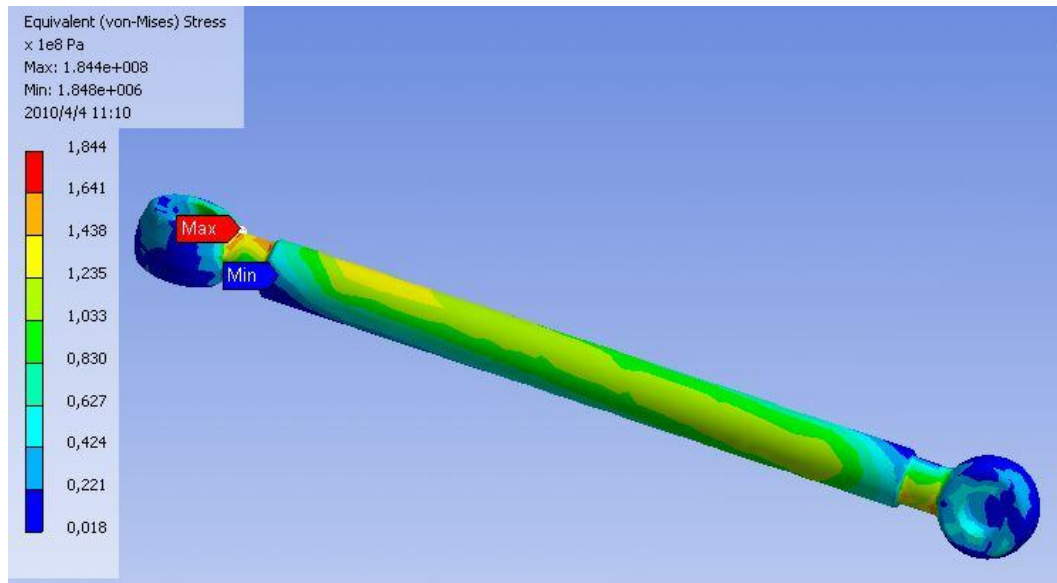
Analiz modeli Şekil 5.16.b'de görüldüğü üzere sonlu elemanlar analizi için 5mm lik elemanlara ayrılmıştır. Diğer parça analizlerinde olduğu gibi tetra elemanlar tercih edilmiştir.

Şekil 5.17'de maksimum biçim değiştirme enerjisi hipotezine göre yapılan kısa rod çubuğu gerilme analizi görülmektedir. Parça üzerinde en büyük gerilmeler rod başı

başlantısının boyun bölümünde görölmektedir. Gerilmeler 184 MPa mertebesindedir. Çubukta kullanılan boru malzemesi için akma dayanımı 355 MPa'dır [19].



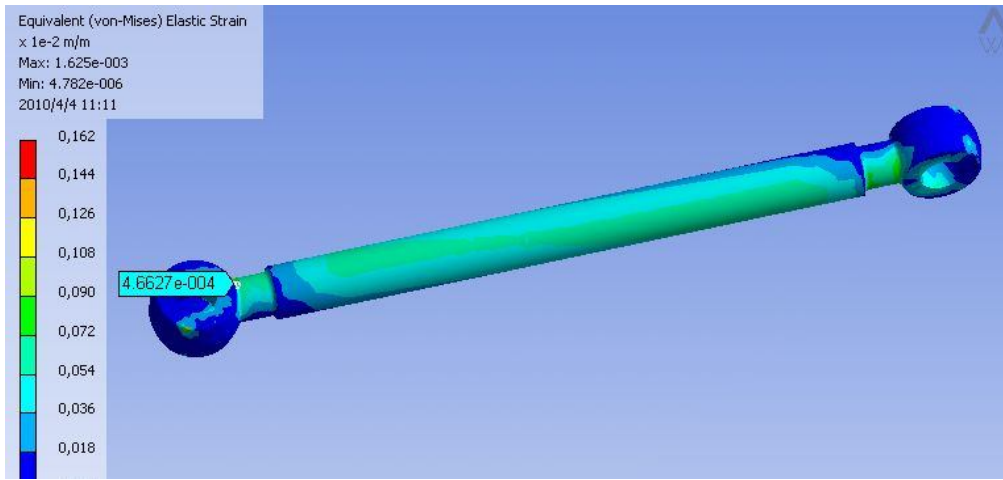
Şekil 5.16 : Kısa rod kolu analiz modelleri (çekmeye zorlanan): (a) Model üzerindeki kuvvetler (b) Sonlu elemanlar modeli



Şekil 5.17 : Kısa rod çubuğu gerilme analizi, çekme gerilmesi

Gerilmelerin maksimum olduğu bölümdeki çap düşüşü esnasındaki yuvarlatmalar, gerilmelerin mertebesine önemli ölçüde etki etmektedir. Üretici firmadan alınan resmin detaysız olmasından dolayı analiz modelinde bu kısım yeterince detaylandırılmamıştır. Buna göre parçanın bu bölümünde oluşan gerilmelerin gerçekte daha düşük olma ihtimali vardır. Bununla birlikte, analizde kullanılan maksimum kuvvetlerin parçaya sürekli etkilediği de düşünülürse parçanın gerilmeler açısından oldukça emniyetli olduğu yorumu yapılabilir.

Parçada maksimum gerilmelerin olduğu bölümde maksimum biçim değişimi görülmektedir. Biçim değişiminin detayları Şekil 5.18’de görülmektedir.



Şekil 5.18 : Kısa rod çubuğu gerilme analizi, şekil değiştirme

5.2.5 Ön aks dış tekerlek kısa rod kolu gerilme analizi

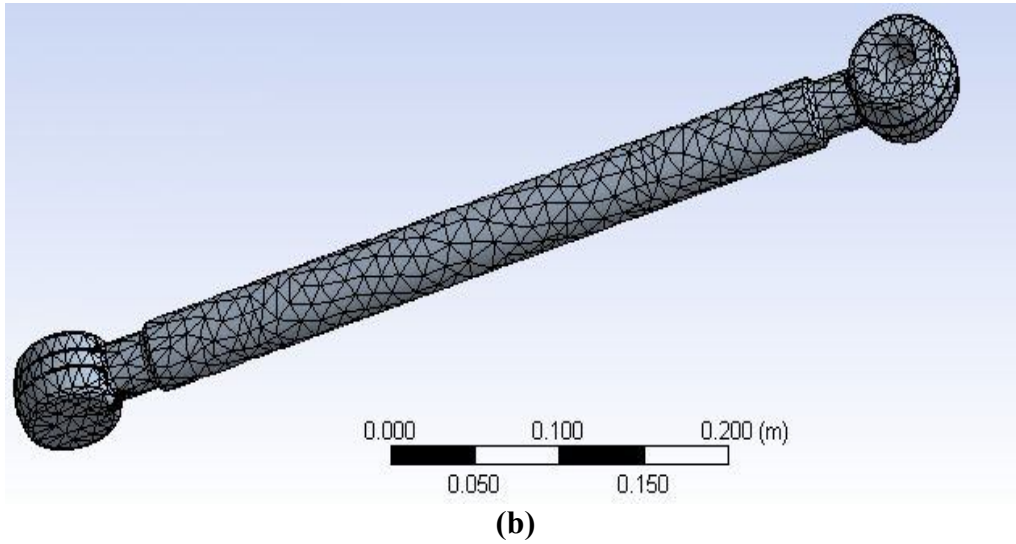
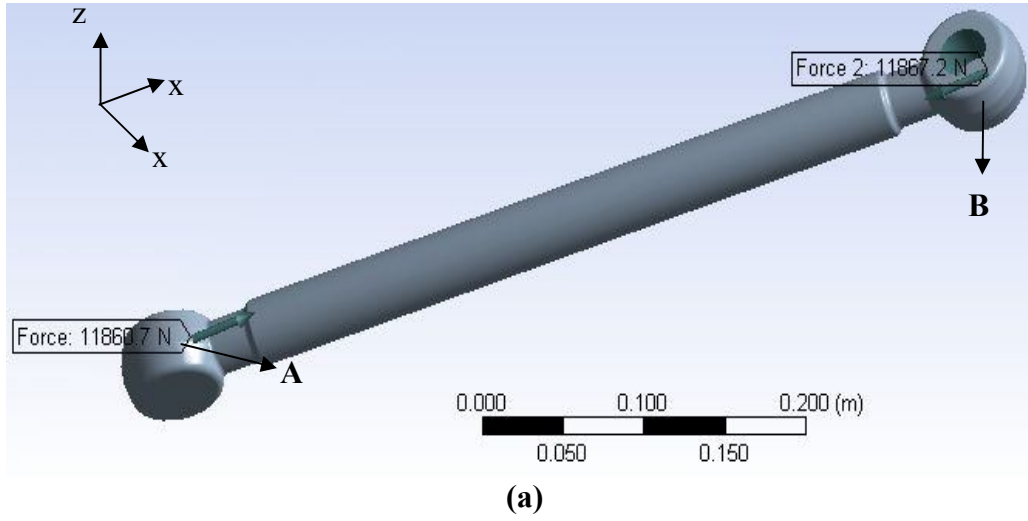
Sistemde basmaya zorlanan en kritik kısa rod kolu ön aks dış tekerlek kısa rod koludur. Parça üzerine gelen kuvvetlerin en yüksek olduğu durum için statik gerilme analizi yapılmıştır. Ek-B, Şekil B.2’den alınan, parça üzerine etkiyen en büyük kuvvet değerleri Çizelge 5.5’de verilmiştir.

Çizelge 5.5 : En kritik rod çubuğuna gelen kuvvetler (basılan)

Kuvvet Bileşeni	Rod Çubuğu A	Rod Çubuğu B
X bileşeni (N)	11803	-11798
Y bileşeni (N)	-687	687
Z bileşeni (N)	1023	-1006

Basmaya zorlanan bu rod çubuğuna da çekilmeye zorlanan rod çubuğunda olduğu gibi her iki ucundan kuvvetler uygulanmış ve IRLF modu kullanılmıştır (Şekil

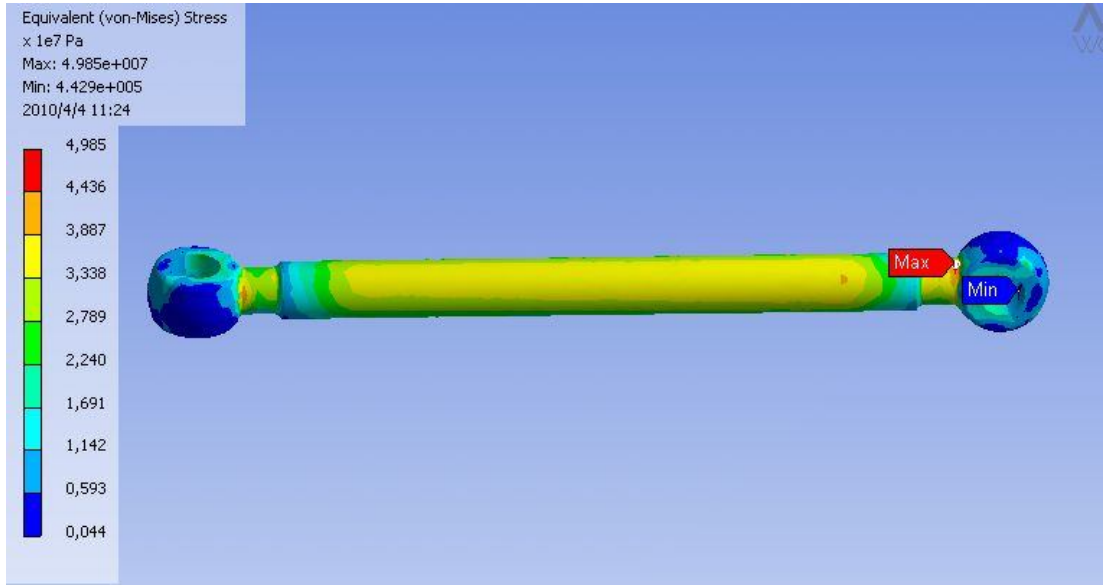
5.19.a). Gerilme analizi için oluşturulan sonlu elemanlar modelinde 5mm'lik tetra elemanlar kullanılmıştır. (Şekil 5.19.b)



Şekil 5.19 : Kısa rod kolu analiz modelleri (basmaya zorlanan): (a) Model üzerindeki kuvvetler (b) Sonlu elemanlar modeli

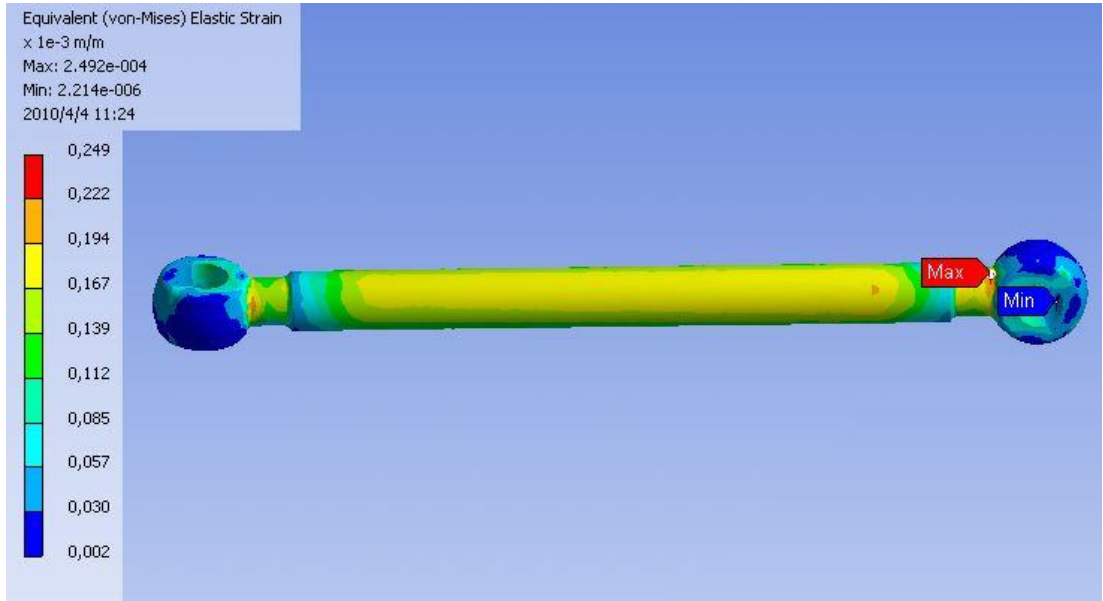
Şekil 5.20’de maksimum biçim değiştirme enerjisi hipotezine göre yapılan kısa rod çubuğu gerilme analizi görülmektedir. Parça üzerinde en büyük gerilmeler rod başının boyun bölümünde görülmektedir. Gerilmeler yaklaşık 50 MPa mertebesindedir.

Çubukta kullanılan boru malzemesi için akma dayanımı 355 MPa’dır ve bu değer parça üzerindeki en yüksek gerilmelerin oldukça üzerindedir dolayısıyla rod çubuğu emniyetlidir.[19].



Şekil 5.20 : Kısa rod çubuğu gerilme analizi, basma gerilmesi

Parçada maksimum gerilmelerin olduğu bölümde maksimum biçim değişimi görülmektedir. En büyük biçim değişimi 0.25mm civarındadır. Biçim değişiminin detayları Şekil 5.21’de görülmektedir.



Şekil 5.21 : Kısa rod çubuğu gerilme analizi, şekil değiştirme

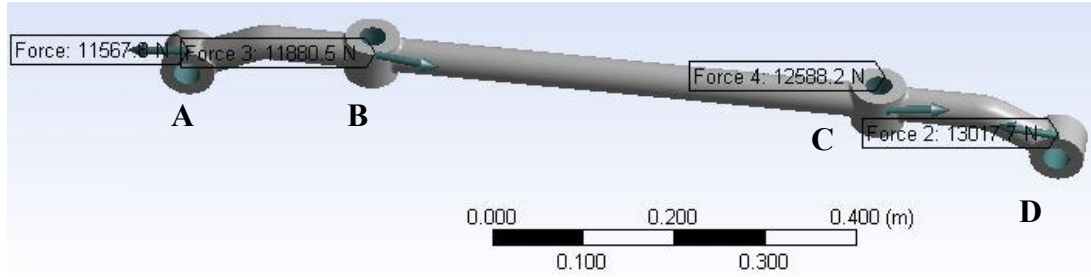
5.2.6 Ara rod kolu gerilme analizi

Ara rod kolu bükülmüş üç adet 38x5mm lik boru ve işlenmiş 4 adet bağlantı parçasının kaynaklı birleşiminden oluşmaktadır. Parça üzerine 4 bağlantı noktasından kuvvetler gelmektedir. Bu kuvvetler değişken olup Ek-B’deki Şekil B.5-8’de verilmiştir. Parçanın analizi hareketin başladığı konum ve son konumlar için

yapılmıştır. İlk konum için kuvvetler Çizelge 5.6’da verilmiştir. Çizelgede yer alan noktalar ve kuvvetlerin bileşkeleri Şekil 5.22’de gösterilmektedir.

Çizelge 5.6 : Ara rodta oluşan kuvvetler ilk konum

Kuvvet Bileşeni	A noktası	B noktası	C noktası	D noktası
X bileşeni (N)	11432	-11800	-12520	12902
Y bileşeni (N)	1656	687	-729	-628
Z bileşeni (N)	619	-1026	1065	-1614

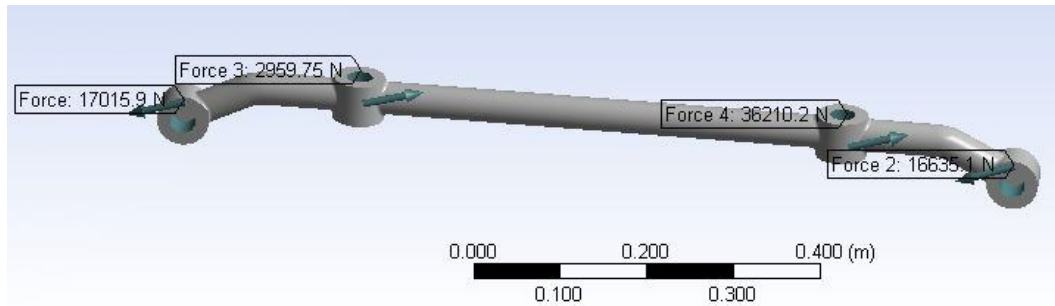


Şekil 5.22 : Ara rod çubuğu, ilk konumdaki kuvvetler

Ara rodun son konumu için kuvvetler Çizelge 5.7’de verilmiştir. Çizelgede yer alan noktalar ve kuvvetlerin bileşkeleri Şekil 5.23’de gösterilmektedir.

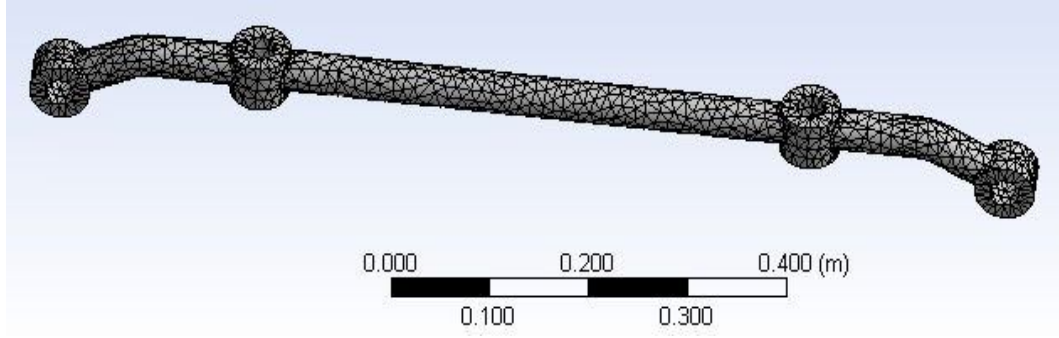
Çizelge 5.7 : Ara rodta oluşan kuvvetler, son konum

Kuvvet Bileşeni	A noktası	B noktası	C noktası	D noktası
X bileşeni (N)	16176	2860	-34751	15706
Y bileşeni (N)	5255	-682	-9958	5381
Z bileşeni (N)	-514	349	1241	-1046



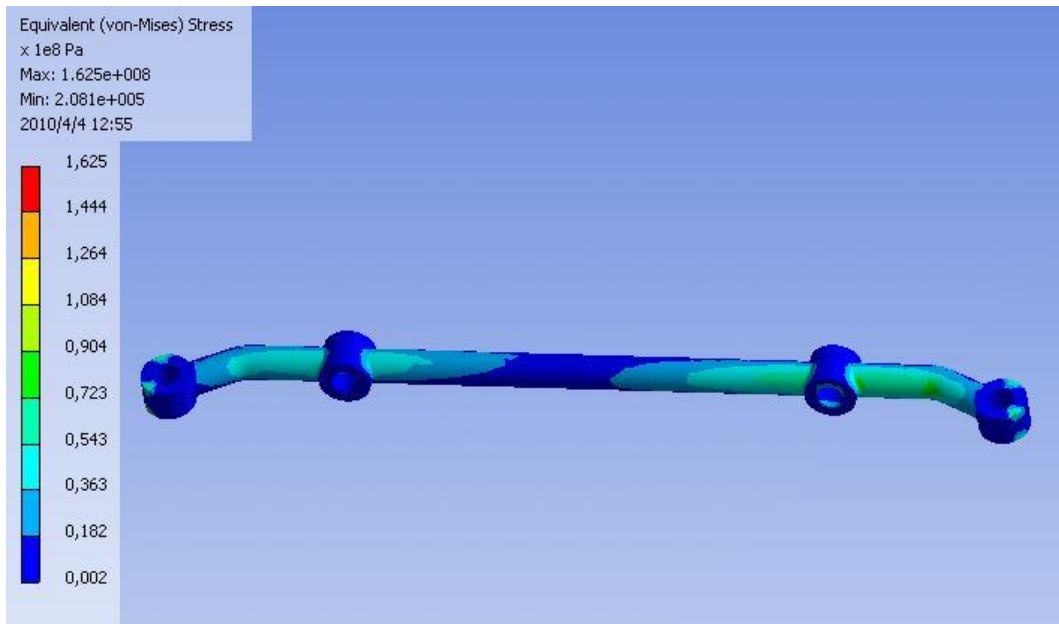
Şekil 5.23 : Ara rod çubuğu, son konumdaki kuvvetler

Analizlerde IRLF modu kullanılmıştır. Kullanılan tetrahedra elemanlarının boyutu 5mm’dir(Şekil 5.24).



Şekil 5.24 : Ara rod kolu sonlu elemanlar modeli

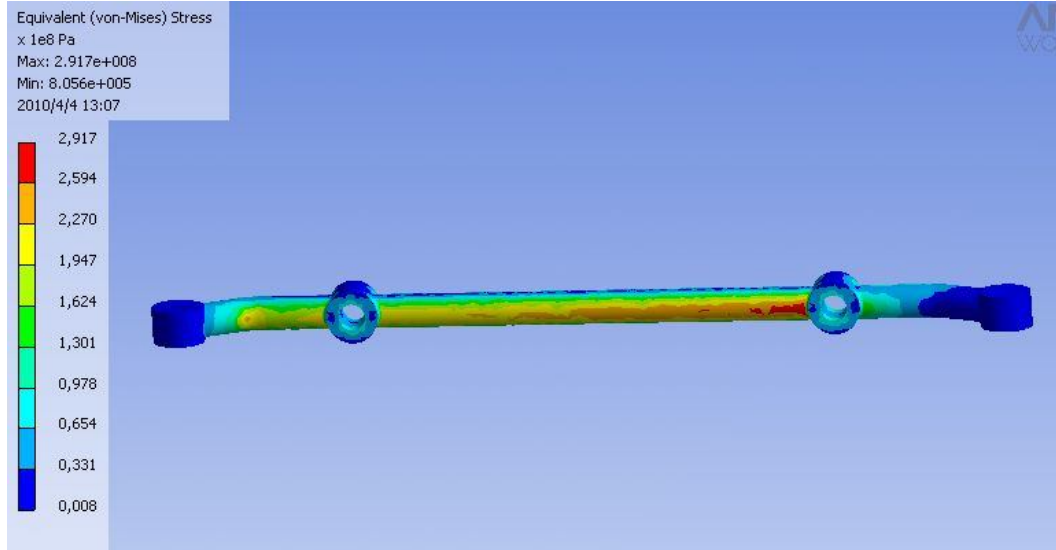
Yapılan statik gerilme analizinde sonuçlar maksimum şekil değiştirme enerjisi hipotezine göre alınmıştır. Ara link ilk konumunda maksimum gerilme 162.5 MPa'dır, boru malzemesi kısa rod çubuklarında olduğu gibi E355+N'dir, malzemenin akma dayanımı 355MPa'dır. Gerilme sonuçları Şekil 5.25'te verilmiştir.



Şekil 5.25 : Ara rod çubuğu, ilk durumdaki gerilmeler

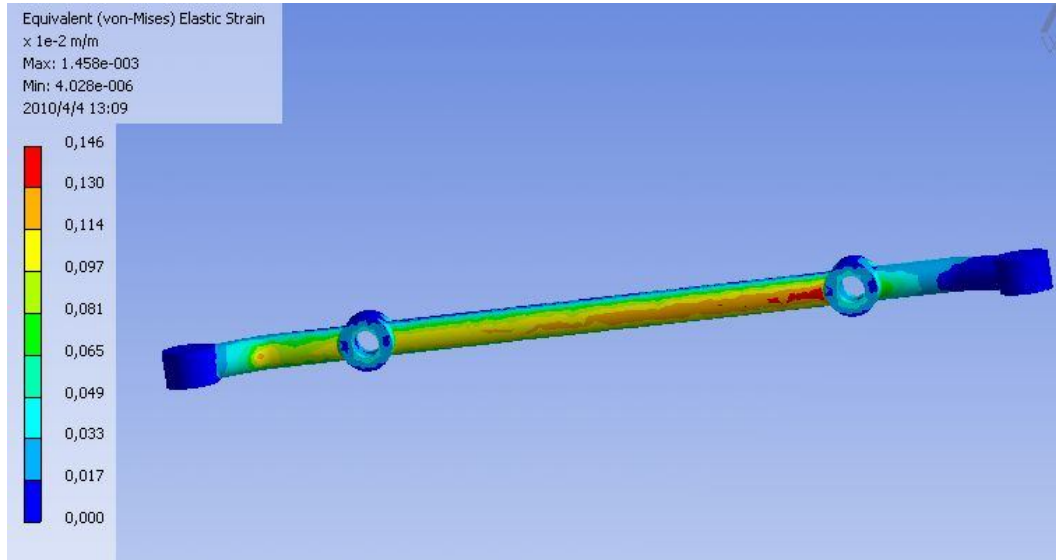
Ara link son konumunda ise maksimum gerilme 290 MPa'dır bu değerde boru malzemesinin akma değeri olan 355MPa'nın altındadır. Parça üzerindeki gerilmeler son konum için Şekil 5.26'da görülmektedir.

Sonuçlara bakıldığında son konumun gerilmeler açısından daha kritik olduğu görülmektedir. Ancak bu durumda da gerilmeler malzemenin akma dayanımından daha küçüktür ayrıca analizde kullanılan maksimum kuvvetlerin sürekli olmayışı da parçanın gerilmeler açısından emniyetli olduğunu teyit etmektedir.



Şekil 5.26 : Ara rod çubuğu, son konumdaki gerilmeler

Aynı an için ara rod kolunda meydana gelen şekil değişim miktarları şekil 5.27’de görülmektedir.



Şekil 5.27 : Ara rod çubuğu, son konumdaki şekil değişimi

6. TARTIŞMA VE SONUÇ

İki akstan dümenlenen üç akslı özel maksatlı bir taşıtın direksiyon sisteminin kinematik tasarımını ve optimizasyonunu içeren bu çalışmada yapılan çalışmalar şöyle sıralanabilir;

- King-pin, kaster, deve boynu ve süspansiyon konponentlerinin genel boyutları ile iz genişliği ve akslar arası mesafeleri belirli olan taşıt için akslar ve yerleşimleri CATIA programında oluşturulmuştur.
- Direksiyon sistemi için mevcut çözüm alternatifleri incelenerek, çözüm sağlayabilecek sistem üreticileri ile birlikte konsept oluşturulmuş, sistem ön tasarım olarak kabaca aks modeline yerleştirilmiştir.
- Konsept sistemin üç boyutlu hareketinin matematiksel modeli çıkarılıp, MATLAB programında pitman kolu açısı değişimine karşılık dümenlenen dört tekerleğin sapma açılarını veren bir program oluşturulmuştur. Kurulan model taşıtın düz yolda, düşük hızda hareket ettiği ve tekerlekler arasında yük aktarımı olmadığı varsayımıyla yapılmıştır.
- Eşzamanlı olarak DMU kinematics ve ADAMS wiew programlarında da sistemin kinematik modelleri hazırlanmış, MATLAB programıyla bu programların sonuçları karşılaştırılmıştır. MATLAB’de hazırlanan programın çıktılarının paket programların sonuçlarıyla tutarlı olduğu gözlenmiştir.
- MATLAB’de hazırlanan programa Ackermann geometrisi ile karşılaştırma özelliği eklenmiştir. Böylece dönüş yarıçaplarına göre tekerleklerin direksiyon hatalarını gösteren grafik çizdirilmiştir.
- Direksiyon hatalarının düşürülmesi için aynı program kullanılmış, pitman kolları, avare kollar, bunların konumları ve ara mekanizma uzuvları gibi değiştirilebilir parametreler üzerinde optimizasyon çalışması gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmanın neticesinde, her bir parametrelerin değişiminin etkileri incelenmiş ve sonuç olarak direksiyon hatası ön

tasarımdaki 2-2,5°'lerden, benzer çalışmalarda kabul gören düzey olan 1° civarına çekilmiştir.

- Direksiyon hatası açısından optimize edilen sistemin kinematik modeli ADAMS view programında güncellenmiştir. Programda tekerleklerde dönüş esnasında oluşan direnç değerleri olarak literatürden bulunan denklemlerle hesaplanan yavaş hareket direnç momentlerinin iki katı girilmiş, direksiyon kutularına ise üretici firmadan alınan tork değerleri uygulanmıştır. Programda gerçekleştirilen dinamik analiz sonucunda, uzuvlar üzerine gelen kuvvetlerin sistemin hareketine göre değişim eğrileri elde edilmiştir.
- Bu eğrilerinden kuvvetlerin en yüksek olduğu an için alınan kuvvet bileşenleri, ANSYS workbench 10 programında, aslına uygun veya yakın hazırlanan parça modellerine uygulanarak statik gerilme analizleri gerçekleştirilmiştir. En kötü durum için yapılan bu analizlerde komponentlerde oluşan gerilmeler, komponentlerin üretildiği malzemelerin akma dayanımının altında olduğu gözlenmiştir.

Bu yapılanlar sonucunda iki aksın tekerleklerinin dümenlendiği direksiyon sistemi tasarımı gerçekleştirilmiştir. En küçük dönüş dairesi çapı hedefi olan 16m yakalanmıştır. Yapılan optimizasyon neticesinde direksiyon hatası istenilen değere düşürülmüştür. Bunun sonucu olarak tekerlek aşınmalarında azalma görüleceği, mekanizmada kasilma, kilitlenme gibi problemlerin önleneyeği düşünülmektedir. Ayrıca gerilme analizi sonuçlarına göre sistemi oluşturan komponentlerin tehlikeli yüklere maruz kalmayacağı görülmüştür.

KAYNAKLAR

- [1] **Gillespie T. D.**, 1992: Fundamentals of Vehicle Dynamics. Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA
- [2] **Dağdeviren C.**, 1999: Direksiyon Mekanizmalarının kinematic Analizi. *Yüksek Lisans Tezi*. İTÜ Mustafa İnan Kütüphanesi.
- [3] **Jeza R. N.**, 2008: Vehicle Dynamics:Theory and Applications. Springer Science+Business Media, LLC, 233 Spring Street, New York, NY
- [4] **Reimpell, J.**, 2001: The Automotive Chassis, Butterworth Heinemann, Oxford
- [5] **HEMA ENDÜSTRİ A.Ş.** 2008, Direksiyon Sistemleri Eğitim Notları
- [6] **TRW Automotive Chassis Systems**, 2009: Direksiyon Sistemleri Kataloğu
- [7] **Heisler H.**, 2002: Advanced Vehicle Technology, Oxford : Butterworth-Heinemann
- [8] **URL-1** <http://www.hemaendustri.com.tr/en/home/product_Details.asp?CAT=181&ID=377>, alındığı tarih 12.01.2010
- [9] **Garret, T. K.** et all, 2001: The Motor Vehicle, Butterworth-Heinemann Linacre House, Jordan Hill, Oxford
- [10] **Erzi I.**, 2005: Cadde ve Ray Taşıtlarının Dinamiği, *Ders notları*. İTÜ
- [11] **SAE J695 DEC 89** Turning ability and Off Tracking-Motor Vehicles, (1989).
- [12] **Milliken W. F. and Milliken D. L.** 1995: Race Car Dynamics, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA
- [13] **Chung, W. Y.**, 2004: Mobility Analysis of RSSR Linkage and Type Maps of Special Cases. *Mechanism and Machine Theory*. Vol. **39**, pp. 379-393.
- [14] **Chaudhary, H., Saha, S.K.**, 2008: An Optimization Technique for the Balancing of Spatial Mechanisms. *Mechanism and Machine Theory*. Vol. **43**, pp. 506-522.
- [15] **Chapra C.S., Canale R.P.**, 2006: Numerical Methods for Engineers, McGraw Hill, New York
- [16] **Hanzaki, A.R., Rao, P.V.M., Saha, S.K.**, 2009: Kinematic and Sensitivity Analysis and Optimization of Planar Rack-and-Pinion Steering Linkages. *Mechanism and Machine Theory*. Vol. **44**, pp. 42-56.
- [17] **Simionescu, P.A., Beale, D.**, 2002: Optimum Synthesis of the Four-Bar Function Generator in its Symmetric Embodiment: the Ackermann steering linkage. *Mechanism and Machine Theory*. Vol. **37**, pp. 1487-1504.
- [18] **Yelken B.** 2006: Varolan Bir Direksiyon Sisteminin İyileştirilmesi İçin Yeniden Modellenmesi, Tasarımı ve Denenmesi Y. Lisans Tezi. <<http://www.yok.gov.tr/>>, alındığı tarih 05.11.2009.

- [19] **Steiner, R.**, 1990: ASM Handbook Volume 1: Properties and Selection: Irons, Steels, and High-Performance Alloys

EKLER

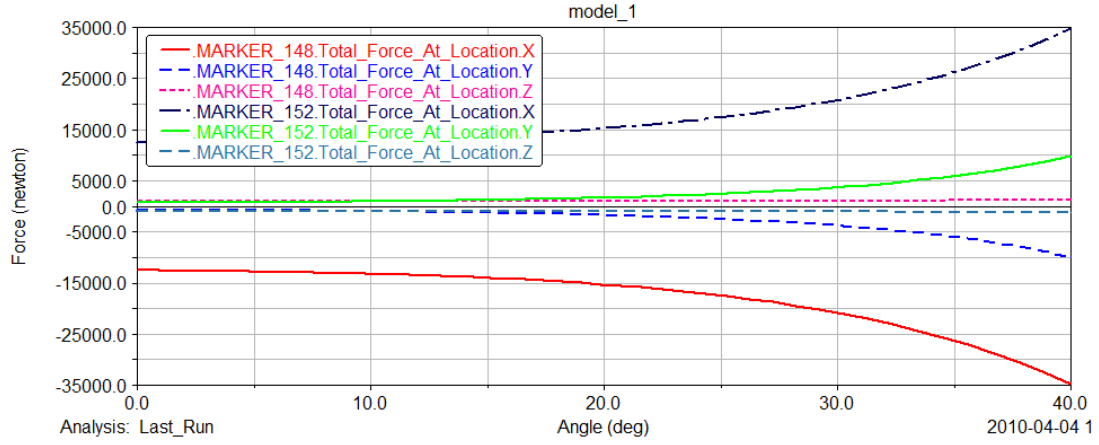
EK A.1: Direksiyon Kinematığı MATLAB Programı

Ek A.2: Direksiyon Hatası Grafiğı Eklenmiş MATLAB programı

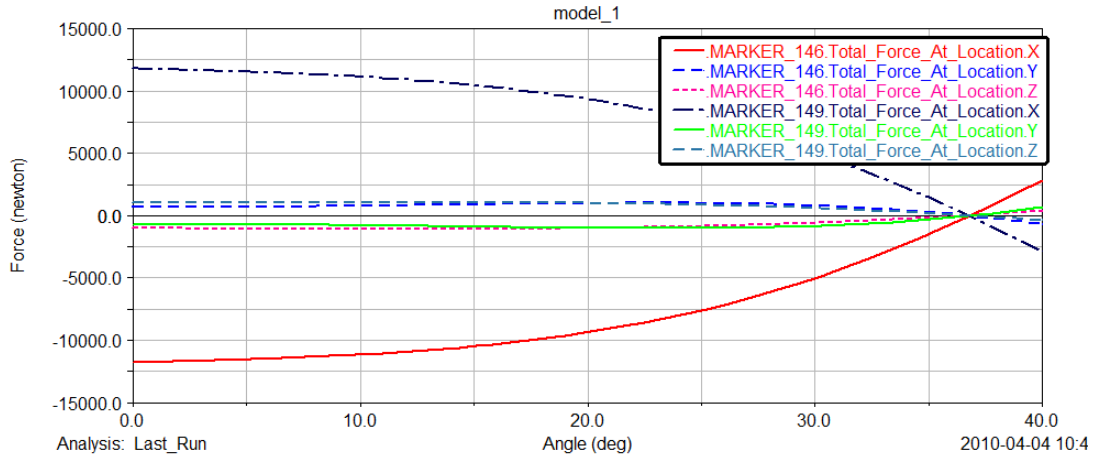
Ek A.3: İkiye bölme methodu kullanılan alternatif MATLAB programı

Ek B: Direksiyon Komponentleri Üzerine Gelen Kuvvet Bileşenleri (ADAMS)

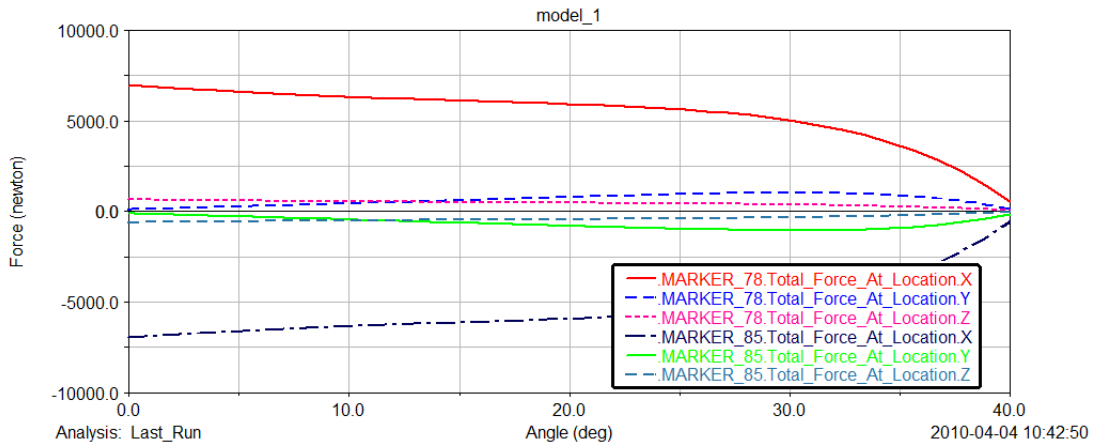
Ek B: Direksiyon Komponentleri Üzerine Gelen Kuvvet Bileşenleri (ADAMS)



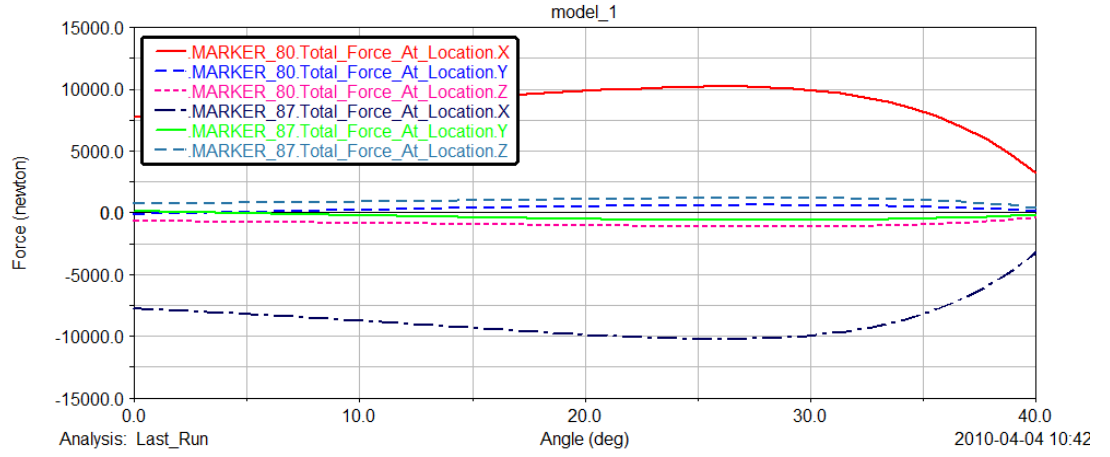
Şekil A.1 : Ön iç kısa rod koluna gelen kuvvetler



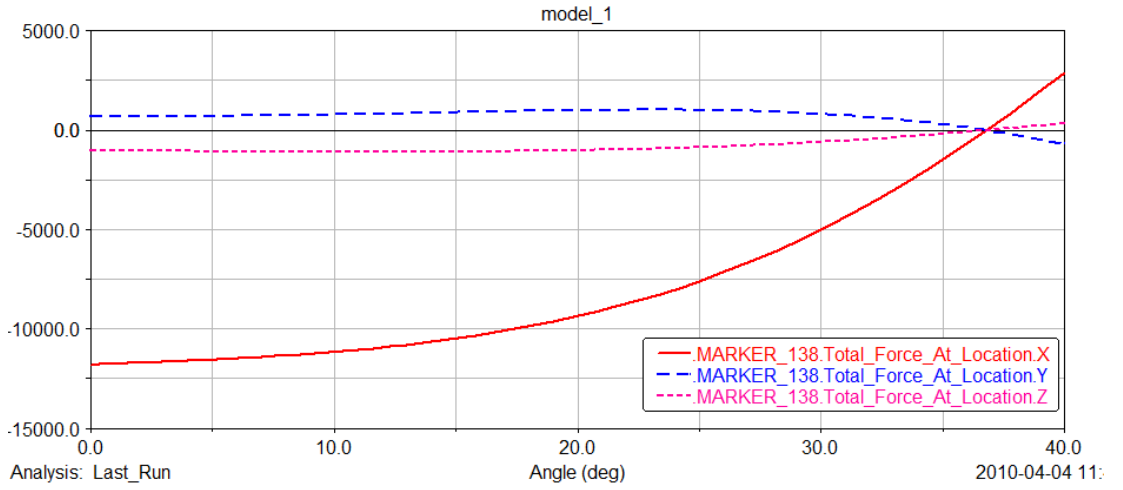
Şekil A.2 : Ön dış kısa rod koluna gelen kuvvetler



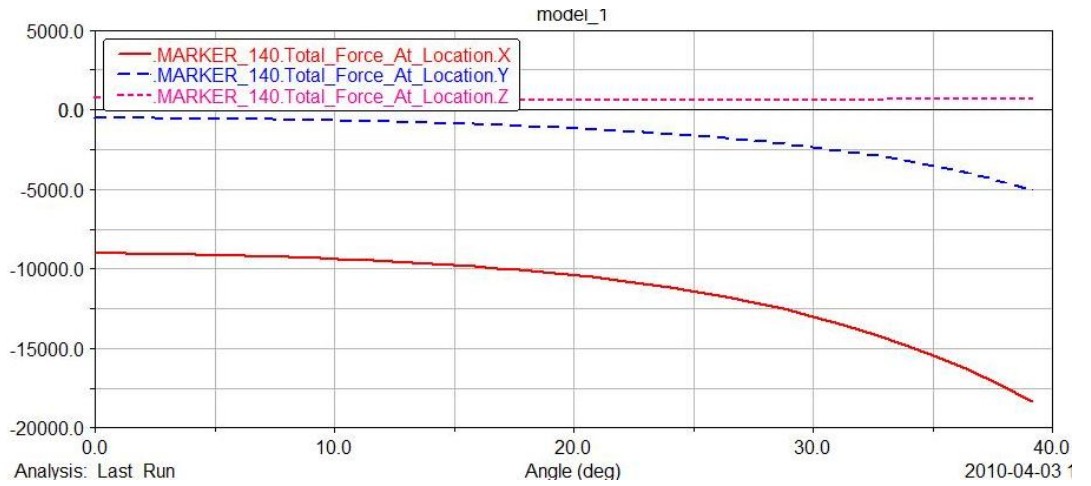
Şekil A.3 : Arka dış kısa rod koluna gelen kuvvetler



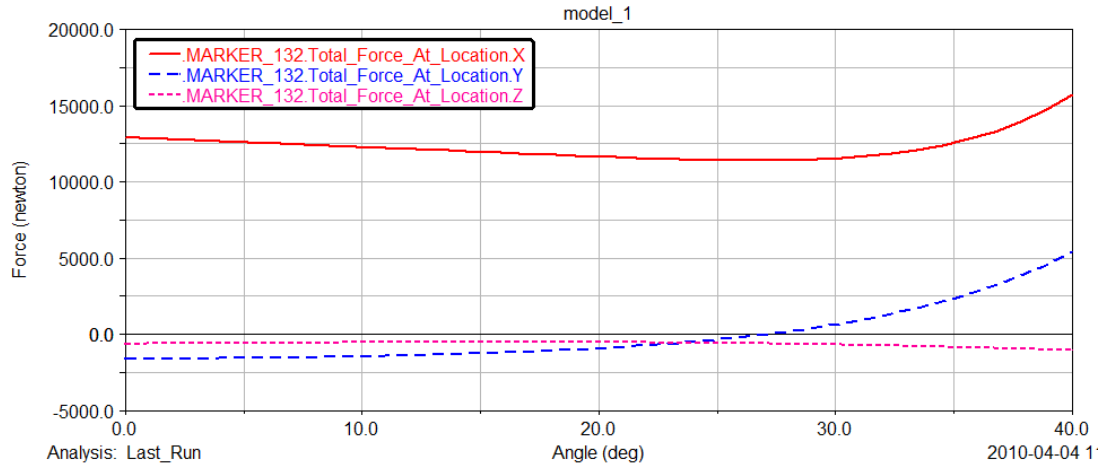
Şekil A.4 : Arka iç kısa rod koluna gelen kuvvetler



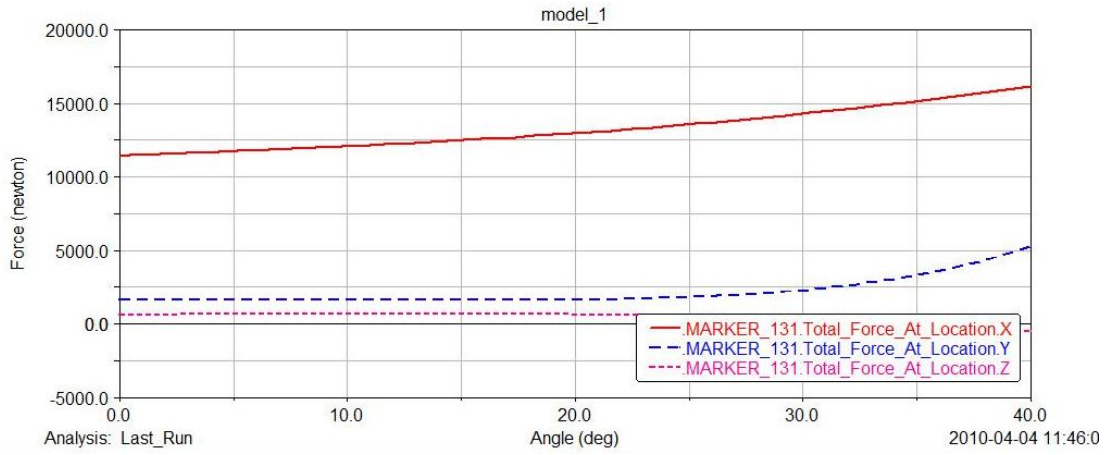
Şekil A.5 : Ara rod kolu dış kısa rot bağlantısına gelen kuvvetler



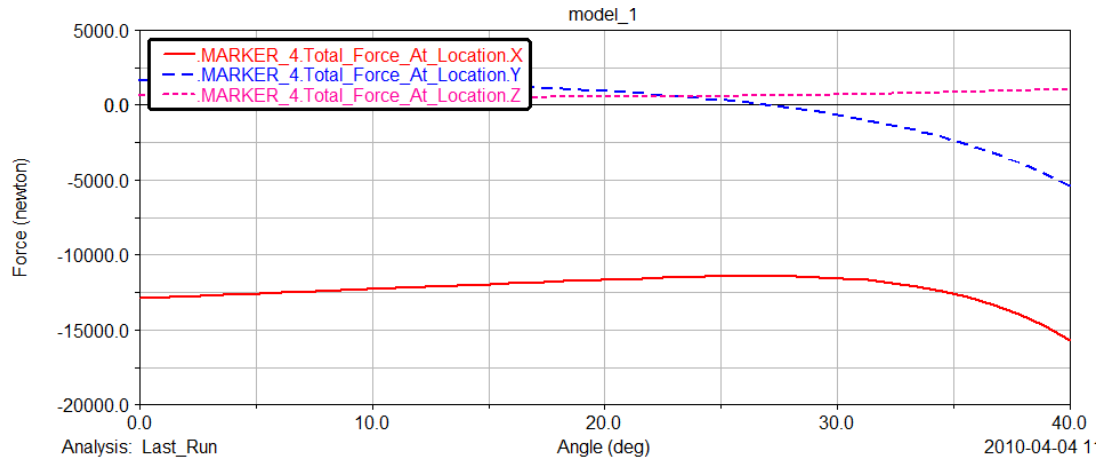
Şekil A.6 : Ara rod kolu iç kısa rot bağlantısına gelen kuvvetler



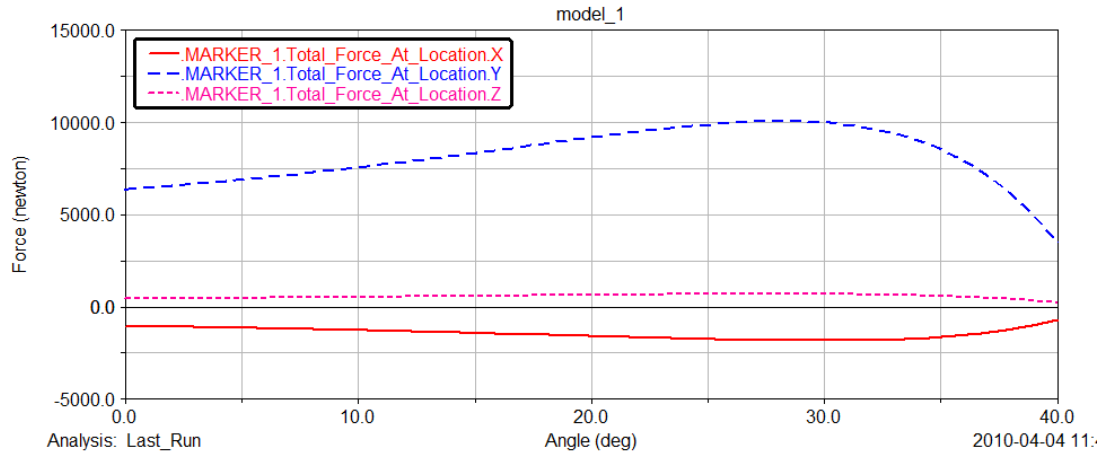
Şekil A.7 : Ara rod kolu iç pitman kolu bağlantısı



Şekil A.8 : Ara rod kolu dış pitman kolu bağlantısı



Şekil A.9 : Pitman kolu uzantısı (uzun)



Şekil A.10 : Pitman kolu uzantısı (kısa)

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Metin BURHA
Doğum Yeri ve Tarihi: Karabük/20.03.1985
Adres: Yıldız Mah. Asariye Cad. Salçıklar Sok. Işık Apt. D:8
Beşiktaş/İstanbul
Lisans Üniversitesi: İstanbul Teknik Üniversitesi