

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**İKİ AKSI YÖNLENDİRİLEBİLEN ÜÇ AKSLI
AĞIR HİZMET ARACI YÖNLENDİRME
SİSTEMİNİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ
TASARIMI VE ANALİZİ**

Zeki Can KAYNAK

Temmuz, 2019

İZMİR

**İKİ AKSI YÖNLENDİRİLEBİLEN ÜÇ AKSLI
AĞIR HİZMET ARACI YÖNLENDİRME
SİSTEMİNİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ
TASARIMI VE ANALİZİ**

Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Yüksek Lisans Tezi

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Konstrüksiyon-İmalat Programı

Zeki Can KAYNAK

Temmuz, 2019

İZMİR

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

ZEKİ CAN KAYNAK, tarafından **PROF. DR. NUSRET SEFA KURALAY** yönetiminde hazırlanan “**İKİ AKSI YÖNLENDİRİLEBİLEN ÜÇ AKSLI AĞIR HİZMET ARACI YÖNLENDİRME SİSTEMİNİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIMI VE ANALİZİ**” başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.


Prof. Dr. Nusret Sefa KURALAY

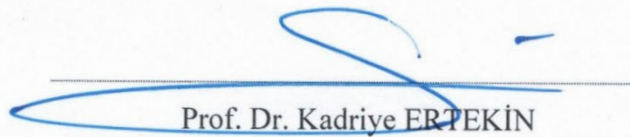
Yönetici


Prof. Dr. Ali GINGER

Jüri Üyesi


Dr. Öğr. Üyesi Melin Beled

Jüri Üyesi


Prof. Dr. Kadriye ERTEKİN

Müdür

Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜR

Bu çalışmayı hazırlarken, benden kıymetli yardımlarını esirgemeyen akademik danışmanım Sayın Prof. Dr. N. Sefa KURALAY 'a, Arş. Gör. Dr. Mustafa Umut KARAOĞLAN 'a ve çalışmaya konu olan aracın geliştiricisi ve üreticisi konumunda olan Volkan İtfaiye Araçları San. Tic. A.Ş' ye teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca her zaman yanımda olan ve beni her konuda destekleyen aileme teşekkürü bir borç bilirim.

Zeki Can KAYNAK



İKİ AKSI YÖNLENDİRİLEBİLEN ÜÇ AKSLI AĞIR HİZMET ARACI YÖNLENDİRME SİSTEMİNİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIMI VE ANALİZİ

ÖZ

Bu çalışmada, sabit akslı bir 6x6 ağır hizmet aracı için yönlendirme sistemi tasarımı hesaplama çalışması gerçekleştirilmiştir. Üç akslı bu araçta birinci ve üçüncü akslardan yönlendirme gerçekleştirilebilmektedir. Ackermann hatası müsaade edilen sınırlar içinde kalacak şekilde, birinci ve üçüncü aks yönlenme sistemi üç boyutlu tasarlanmıştır. Ardından sistemi oluşturan mekanizmanın zinciri oluşturulmuş ve kinematik analizi yapılmıştır. Her iki aksta kullanılan yardımcı ve ana hidrolik silindirlerin kapasite değerleri belirlenerek gerekli olan debi, piston çapı vb. değerler hesaplanmıştır. Son olarak geometrik olarak nihai halini almış sistemin yapı elemanları sonlu elemanlar yöntemi ile gerilmeler açısından kontrol edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: 6x6, ağır hizmet aracı, analiz, yönlenme sistemi, kinematik zincir

A STEERING SYSTEM DESIGN AND ANALYSIS FOR 6X6 HEAVY DUTY VEHICLE

ABSTRACT

In this study, a steering system design which belongs a heavy duty 6x6 ARFF vehicle has done. This 3-axle vehicle has steering capacity for its first and third axle. The steering system was designed so that the Ackermann error was within the permissible limits, followed by a chain of the mechanism forming the system and kinematic analysis. Capacity values of the auxiliary and main hydraulic cylinders used on both axles were determined and the required flow, piston diameter and so on. Design parameters are calculated. Finally, steering system components has examined with finite element methods to control safety coefficient.

Keywords: 6x6, heavy duty vehicle, analysis, steering system, kinematic chain

İÇİNDEKİLER

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

BÖLÜM BİR - GİRİŞ..... 1

BÖLÜM İKİ – ÇOK AKSLI YÖNLENDİRME SİSTEMİ 4

2.1 Yönlendirme Sistemi Kinematığı	4
2.2 Ackermann Geometrisi	5
2.3 Ön Tekerlek Açıları	8
2.3.1 Kamber Açısı	8
2.3.2 Dingil Pimi Açısı	8
2.3.3 Kaster Açısı ve Kaster mesafesi.....	9
2.3.4 Ön iz Açısı (Toe-in)	10
2.4 Taşıtın Özgül Yönlendirme Karakteristiğı.....	11

BÖLÜM ÜÇ – DİREKSİYON SİSTEMİ YAPI ELEMANLARI 13

3.1 Direksiyon Sistemi Çeşitleri	13
3.2 Direksiyon Sistemi Bileşenleri	14
3.2.1 Direksiyon Pompası	14
3.2.2 Yardımcı Direksiyon Pompası	15
3.2.3 Yağ Tankı.....	15

3.2.4 Yağ Filtresi.....	16
3.2.5 Hava Tahliye Valfi.....	17
3.2.6 Direksiyon Kutusu	18
3.2.7 Direksiyon Şaftı	19
3.2.8 Direksiyon Rotu	19
3.2.9 Yönlendirme Kolu.....	20
3.2.10 Hidrolik Silindir	20
3.2.11 İz Kolu.....	21
3.2.12 Hidrolik Blok	21
3.2.13 Açık Sensörü	22
3.2.14 Kontrolcü	23
BÖLÜM DÖRT – DİREKSİYON SİSTEMİ TASARIMI	24
4.1 Araç Tanımı	24
4.2 Direksiyon Sistemi Geometrisi.....	26
4.3 Direksiyon Sistemi Hesaplamaları	32
4.4 Direksiyon Sistemi Kinematik Analizi	40
BÖLÜM BEŞ - SONUÇLAR	54
KAYNAKLAR	56
EKLER.....	58
EK- 1 Adams View® Bağlantı Noktaları Koordinatları	58

ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 Ackermann yönlendirme prensibi.....	2
Şekil 1.2 Çift kutulu direksiyon mekanizması	2
Şekil 2.1 Ön tekerden döndürülen taşıt örneği.....	4
Şekil 2.2 Dört tekerden döndürülen taşıt örneği	5
Şekil 2.3 Ackermann yönlendirme prensibi.....	5
Şekil 2.4 Farklı direksiyon uzunlukları arasında bir karşılaştırma (a) ön akstan yönlendirme (b) Ön ve arka akstan viraj içine yönlendirme ön aks açısı> arka aks açısı (c) Ön akstan viraj içine, arka akstan viraj dışına yönlendirme ön aks açısı> arka aks açısı (d) Ön ve arka akstan viraj dışına yönlendirme arka aks açısı> ön aks açısı.....	6
Şekil 2.5 6x6 ağır hizmet aracı yönlendirme sistemi şematik görünümü, dönüş geometrisi ve dönüş durumu genel görünümü.....	7
Şekil 2.6 Araç ön tekerleklerindeki (a) negatif kamber (b) pozitif kamber	8
Şekil 2.7 (a)Dingil pimi açısı (b) pozitif ofset (c) negatif ofset (d) nötr.....	9
Şekil 2.8 (a) Kaster açısı gösterimi (b) kaster uzunluğu	10
Şekil 2.9 Ön-iz açısı gösterimi	10
Şekil 3.1 6x6 araç sabit ön aks ve direksiyon sistemi elemanları	13
Şekil 3.2 Direksiyon pompası – içten yanmalı motor üzerine tespiti	14
Şekil 3.3 Yardımcı direksiyon pompası teknik resmi kesiti	15
Şekil 3.4 6x6 ön aks direksiyon sistemi yağ tankı bileşenleri	16
Şekil 3.5 (a)Yağ filtresi kesiti (b)Yağ filtresi.....	17
Şekil 3.6 Hava tahliye valfi çalışma prensibi (a) açık (b) yarı açık (c) kapalı.....	18
Şekil 3.7 Direksiyon kutusu 3D modeli	18
Şekil 3.8 6x6 direksiyon rotu 3D modeli	19
Şekil 3.9 6x6 yönlendirme kolu 3D modeli	20
Şekil 3.10 6x6 yardımcı hidrolik silindiri	21
Şekil 3.11 6x6 iz kolu 3D modeli	21
Şekil 3.12 6x6 arka dönüş sistemi hidrolik blok.....	22
Şekil 3.13 6x6 arka dönüş sistemi açı sensörü.....	23
Şekil 4.1 6x6 havaalanı acil müdahale aracı boyutları.....	24

Şekil 4.2 Direksiyon kutusu konumu	28
Şekil 4.3 Yönlendirme kolu ölçüleri	29
Şekil 4.4 (a) 6x6 direksiyon rotu (b) 6x6 Ø50 direksiyon rotu küresel mafsallı (c) 6x6 tekerlek rotu (d) 6x6 direksiyon rotu Ø38 küresel mafsallı.....	29
Şekil 4.5 (a) Küresel mafsallı hareket tayini (b) Çeki kolu küresel mafsallı hareket tayini	30
Şekil 4.6 (a) Yönlendirme kolu döner mafsallı tayini (b) Akson döner mafsallı hareket tayini	31
Şekil 4.7 Silindirik hareketi tayini.....	32
Şekil 4.8 Arka aksı dönmeyen 6x6 aracı dönüş yarıçapı merkezi gösterimi (Jazar, 2008).....	33
Şekil 4.7 (a) İç tekerlek açısı-ideal tekerlek açıları grafiği (b) Ön aks için farklı iz kolu açıları ile iç tekerlek açısı ackermann hatası grafiği(c) Arka aks için farklı iz kolu açıları ile iç tekerlek açısı ackermann hatası grafiği.....	35
Şekil 4.9 Kazıma momenti hesabı görseli.....	36
Şekil 4.10 Ön aks dönüş sistemi hidrolik şema	38
Şekil 4.11 Arka aks dönüş sistemi elektro-hidrolik şema	40
Şekil 4.12 Adams View® genel görünüş	41
Şekil 4.13 Sabit bağlantı gösterimi	41
Şekil 4.14 (a) Çeki kolu küresel mafsallı bağlantıları (b) Rot küresel mafsallı bağlantıları	42
Şekil 4.15 Aks, iz kolu, rot kolu döner mafsallı tayini.....	43
Şekil 4.8 (a) Model 1 düşey tekerlek deplasmanı – yönlendirme kolu açısı değişimi grafiği (b) Model 1 maksimum dönüş – yönlendirme kolu açısı değişimi grafiği (c) Model 1 düşey tekerlek deplasmanı –ön-iz (toe-in) açısı değişimi grafiği.....	44
Şekil 4.17 (a) Değiştirilmiş direksiyon kutusu koordinatları (b) Güncellenmiş bileşen gösterimi	45
Şekil 4.9 İz kolu direksiyon rotu bağlantı ölçüsü değişimi.....	45
Şekil 4.10 (a) Model 2 düşey tekerlek deplasmanı – yönlendirme kolu açısı değişimi grafiği (b) Model 2 maksimum dönüş – yönlendirme kolu açısı değişimi	

grafiđi (c) Model 2 dűşey tekerlek deplasmanı – �n-iz (toe-in) açısı deđiřimi grafiđi.....	46
şekil 4.20 Ansys Workbench® genel görünüm.....	47
şekil 4.21 Ansys Workbench® katı cisim dinamiği modülü bağlantı tayinleri	48
şekil 4.22 Sınır koşulları.....	49
şekil 4.23 Katı cisim dinamiği analizi sonucunda elde edilen kuvvet yönü gösterimi	50
şekil 4.24 Yönlendirme kolu statik �z�m bileşenleri ve koordinat sistemi gösterimi	51
şekil 4.25 Yönlendirme kolu mesh detayı	51
şekil 4.26 Statik analiz sınır koşulları	52
şekil 4.27 (a) Yönlendirme kolu statik analiz gerilme değerleri (b) Yönlendirme kolu statik analiz toplam deformasyon değerleri.....	53

TABLolar LİSTESİ

Sayfa

Tablo 4.1 Araç kapasitesinin parametrelere göre tanımlanması (NFPA-414).....	25
Tablo 4.2 Aks seçimi kriterleri.....	26
Tablo 4.3 Direksiyon kontrolü kuvvet gereksinimleri	27
Tablo 4.4 İki aksı dönebilen 6x6 araç için dönüş sistemi parametre cetveli.....	33
Tablo 4.5 Arka aksın dönmediği 6x6 araç için dönüş sistemi parametre cetveli.....	34
Tablo 4.6 Kazıma momenti parametre cetveli	36
Tablo 4.7 Hidrolik ekipman hesap cetveli	37
Tablo 4.8 Ön aks dönüş sistemi hidrolik şema yapı elemanları ve adetleri.....	39
Tablo 4.9 Sınır koşulları.....	48
Tablo 4.10 Yönlendirme kolu malzeme özellikleri.....	50
Tablo 4.11 Mesh detayları.....	51

BÖLÜM BİR

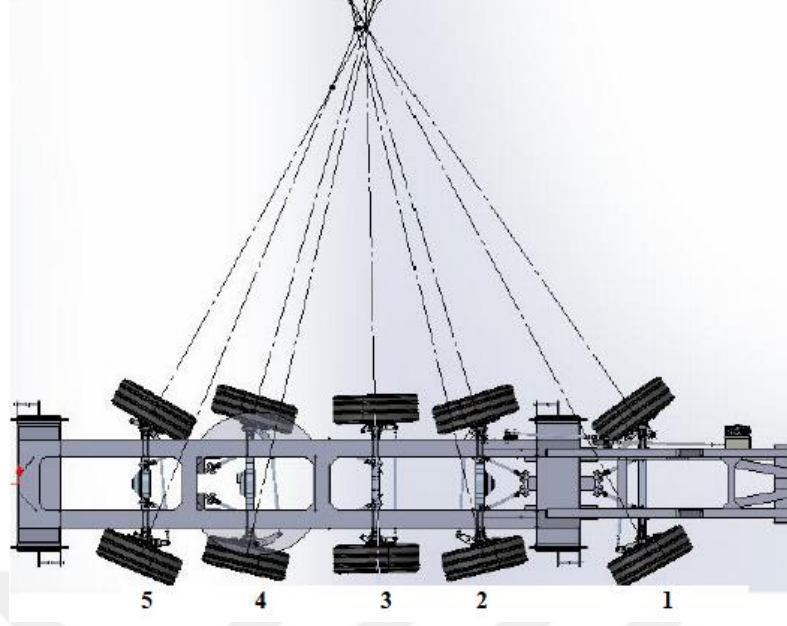
GİRİŞ

Direksiyon sistemi, sürücünün aracı kontrol etmesi için gerekli olan önemli bir arayüz olarak tanımlanır. Direksiyon simidine kumanda eden sürücü, yoldan gelen tepkileri de yine simit vasıtasıyla alır. (Rill, 2005). Direksiyon sistemi, direksiyondan aldığı dönme hareketini doğrusal harekete çevirerek ve sürücünün uyguladığı döndürme kuvveti etkisini arttırarak tekerleklere iletir. (Kuralay, 2008). Direksiyon sistemi genellikle ön aks üzerinde bulunan her iki tekerleğin mekanik olarak birbirleri ve direksiyon kutusuyla ilişkilendirilmesiyle oluşturulur. Dönme hareketi yapan tekerleklerin ölçülen açı değerlerinin, teorik olarak hesaplanan değerlerden farklı olduğu görülmektedir. Bu farklılık süspansiyonun geometrisine, direksiyon sisteminin çeşidi ve yapısına, aracın önden veya arkadan yönlendirilmesine ve hatta taşıtın tahrik yöntemine bağlıdır (Gillespie, 1992).

Aracın dönüş sistemi geometrisi, tüm tekerleklerin hız vektörüne çizilen normal ışınların tek bir merkezde toplandığı Ackermann koşulu esas alınarak tasarlanır. Ackermann koşuluna göre, düşük seyir hızında aracın tüm tekerlekleri bir viraj merkezinin etrafında kaymadan yuvarlanır.

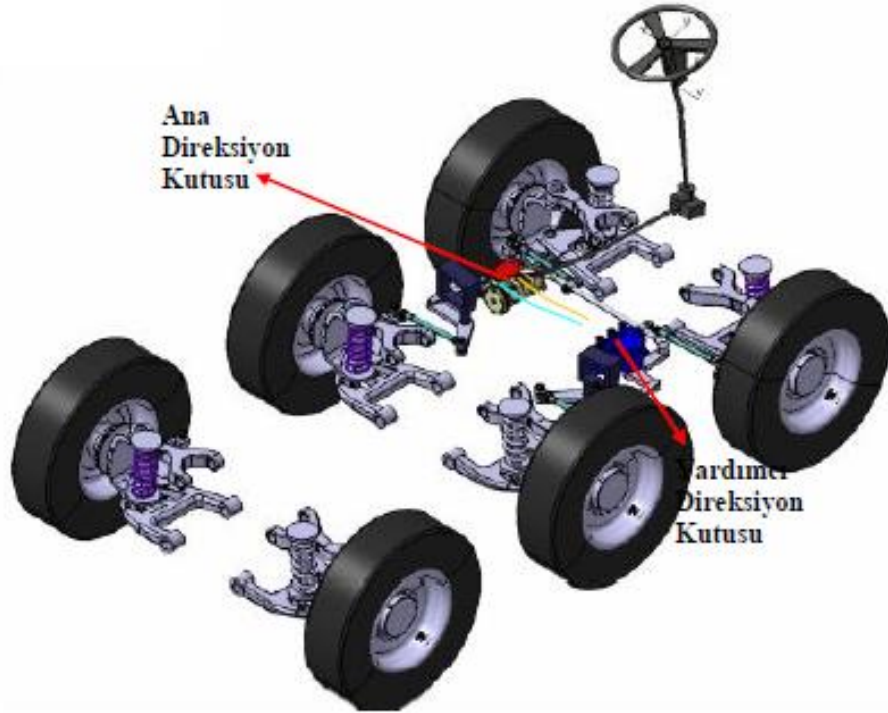
Günümüzde kullanılan genel amaçlı araçlar (iki aksa sahip şehir tipi araçlar, yol dışı araçlar, yük taşıma araçları vs,) ön akstan yönlendirilmektedir. Çok akslı araçlarda ise ön aks yönlenme sistemine ilave olarak diğer akslarda da yönlendirme yapılabilmektedir.

Erdemir (2015) tarafından, beş akslı bir ağır vasıtanın direksiyon mekanizmasının optimizasyonu yapılmış ve vasıtanın dönüşü esnasında Ackermann dümenleme hatası 1° olarak belirlenmiştir. Bu değer ile tekerlerin aşınması ve titreşim azaltılmış, istenen yörüngenin takip edilebilmesi kolaylaştırılmıştır.



Şekil 1.1 Ackermann yönlendirme prensibi (Erdemir, 2015)

Burha (2010) tarafından, iki akstan yönlendirilebilen, üç akslı bir taşıtın direksiyon sisteminin kinematik tasarımı yapılmıştır. Çalışmada, direksiyon sisteminin tipleri, dönüş hareketine etki eden ön tekerlek açıları gibi parametreler ve özgül yönlenme karakteristiği incelenmiştir.

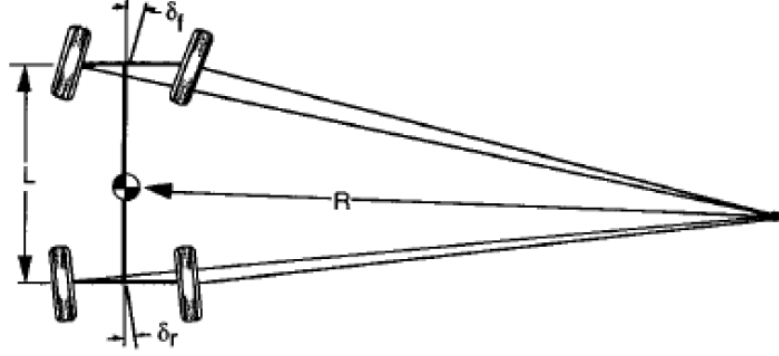


Şekil 1.2 Çift kutulu direksiyon mekanizması (Burha, 2010)

Silvas ve diğ er (2014) tarafından, ağır hizmet tipi bir araç için hidrolik sistem ekipmanlarının boyutlandırma çalışması yapılmıştır. Hidrolik sistemlerin, içten yanmalı motorların sürekli değişen döndürme momenti ve gücüne bağlı olarak çalışması, en kötü koşullar göz önüne alındığında bir dezavantaj olarak ortaya çıkmaktadır. Bu nedenle, hidrolik sistemi oluşturan bileşenlerin verimlilikten uzak olacak şekilde boyutlandırıldığı görülmüştür. Çalışmada altı adet tasarım noktası belirlenerek en uygun bileşen boyutları elde edilmiştir.

Bu çalışmada, yüksek seyir hızında yüksek yük taşıma kapasitesine sahip olan özel hizmet aracına uygun olacak bir aks seçilmiş ve bu aks tasarımı temelinde bir direksiyon sistemi tasarımı yapılmıştır. Yapılan tasarımlar, analizler ile doğrulanmış, ek olarak sisteme ilave edilen yardımcı arka aks dönüş sistemi ile aracın dönüş yarıçapı değişimi incelenmiştir.

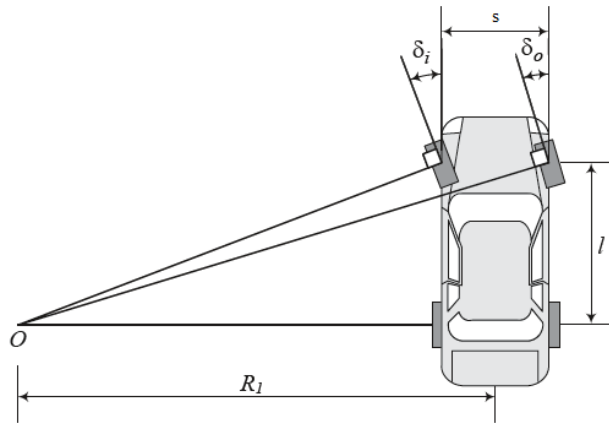
Çok akslı araçlarda birden fazla aksın dümenlenmesi, tekerleklerin kaymadan yuvarlanmasını sağlamak ve lastik aşınmasını azaltmak için tercih edilen bir yöntemdir.



Şekil 2.2 Dört tekerden döndürülen taşıt örneği (Jazar, 2008)

2.2 Ackermann Geometrisi

Bir aracın düşük seyir hızlarında yaptığı düzlemsel dönüş hareketi sırasında kararlı gövde davranışını sağlamak ve tekerlek aşınmasını en aza indirmek için tekerleklerin kaymadan yuvarlanması gerekir. Bu koşul da bütün tekerlek dönüş yarı çaplarının tek bir viraj dönüş merkezinde toplanması ile mümkündür. Bu şekilde bir dönme hareketi sırasında tekerlek doğrultu normallerinin oluşturduğu geometriye Ackermann geometrisi adı verilir. (Kaynak ve diğer, 2018)



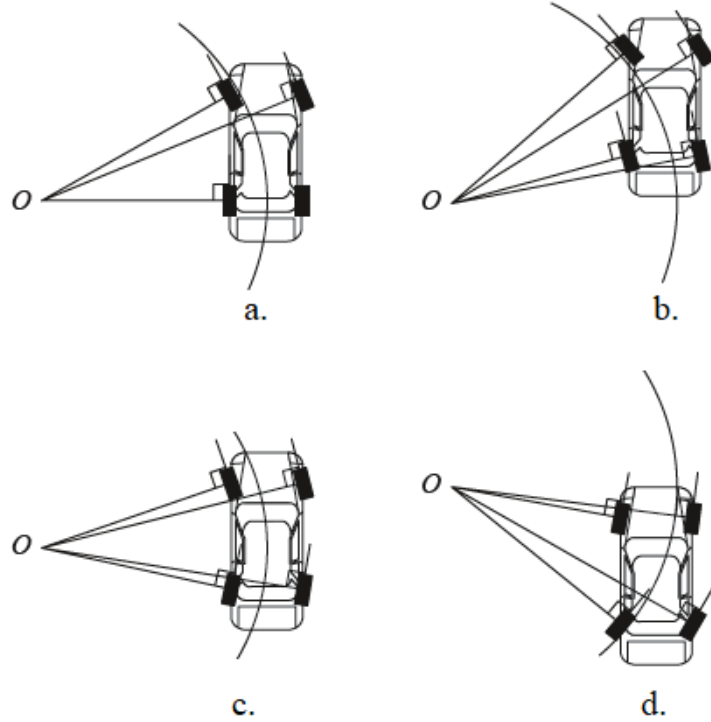
Şekil 2.3 Ackermann yönlendirme prensibi (Jazar, 2008)

Ackermann geometrisindeki tekerlek sapma açıları taşıt iz genişliği (w), aks aralığı (l) ve dönüş yarıçapına (R_1) göre formüle edilebilir.

$$\tan\delta_i = \frac{l}{R_1 - \frac{s}{2}} \quad (2.1)$$

$$\tan\delta_o = \frac{l}{R_1 + \frac{s}{2}} \quad (2.2)$$

Çok akstan yönlendirme sistemi olan araçlarda, güvenli bir dönüş yarıçapı almak için aracın hızına ve direksiyon açılarına bağlı olarak tekerleklerin değişmesine izin veren aktif mekanizma sistem örnekleri de bulunmaktadır (Jazar, 2008).



Şekil 2.4 Farklı direksiyon uzunlukları arasında bir karşılaştırma (a) ön akstan yönlendirme (b) Ön ve arka akstan viraj içine yönlendirme ön aks açısı > arka aks açısı (c) Ön akstan viraj içine, arka akstan viraj dışına yönlendirme ön aks açısı > arka aks açısı (d) Ön ve arka akstan viraj dışına yönlendirme arka aks açısı > ön aks açısı (Jazar, 2008)

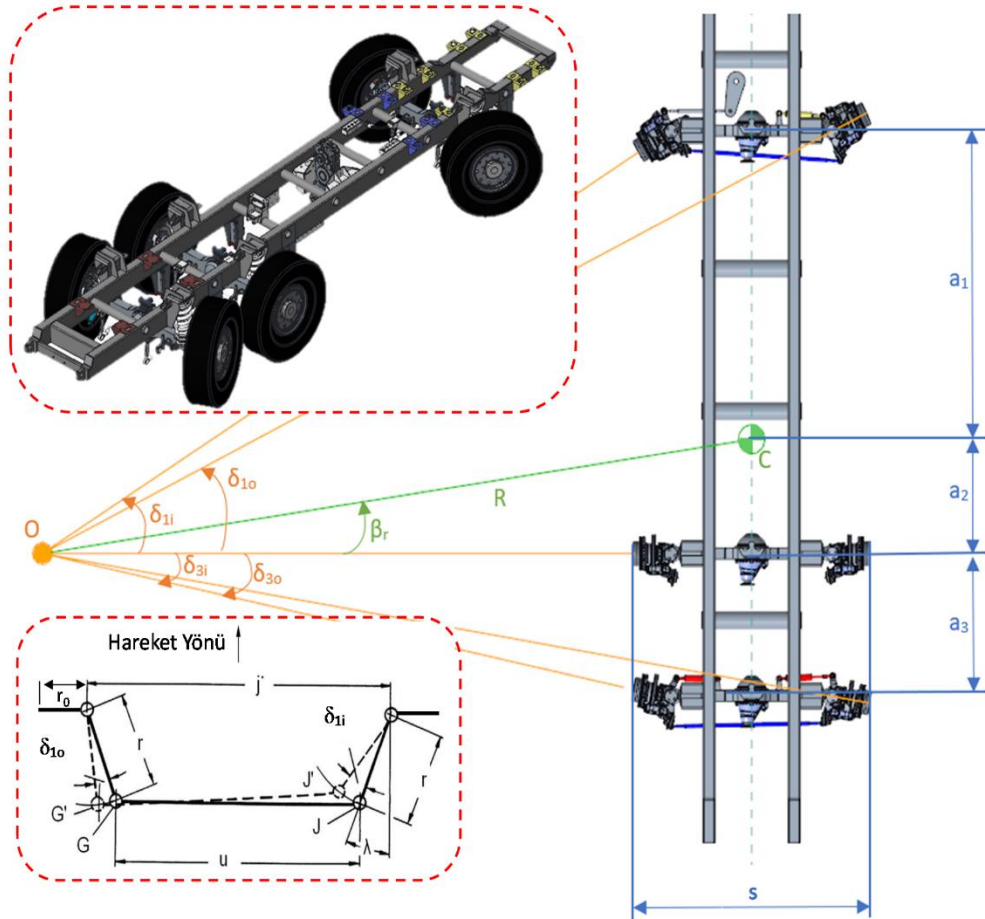
Şekil 2.5' de sabit akslı bir 6x6 ağır hizmet aracı için yönlendirme sistemi uygulaması gösterilmiştir. Çalışmaya konu üç akslı bu araçta birinci ve üçüncü akslardan yönlendirme gerçekleştirilebilmektedir. Aracın Ackermann geometrisine

göre dönüş hareketi, viraj merkezi (O), tekerleklerin dönme açıları (δ_{1i} , δ_{1o} , δ_{3i} , δ_{3o}), ağırlık merkezi (C), araç iz genişlikleri (s) ve aksların ağırlık merkezine göre konumları (a_1 , a_2 , a_3) verilerek gösterilmiştir. (Kaynak ve diğer., 2018)

Ackermann geometrisine göre, aracın gerçekleştirdiği viraj hareketinde, viraj içinde kalan ön tekerleğin dönüş açısı parametre kabul edilerek, dönüş kabiliyetine sahip diğer tekerleklerin aldığı açı (δ_{1o} , δ_{3o}) değerleri aşağıdaki gibi bulunabilir.

$$\cot(\delta_{1o}) = \cot(\delta_{1i}) \frac{s-2r_o}{a_1+a_2} \quad (2.3)$$

$$\cot(\delta_{3o}) = \cot(\delta_{3i}) \frac{s-2r_o}{a_2} \quad (2.4)$$

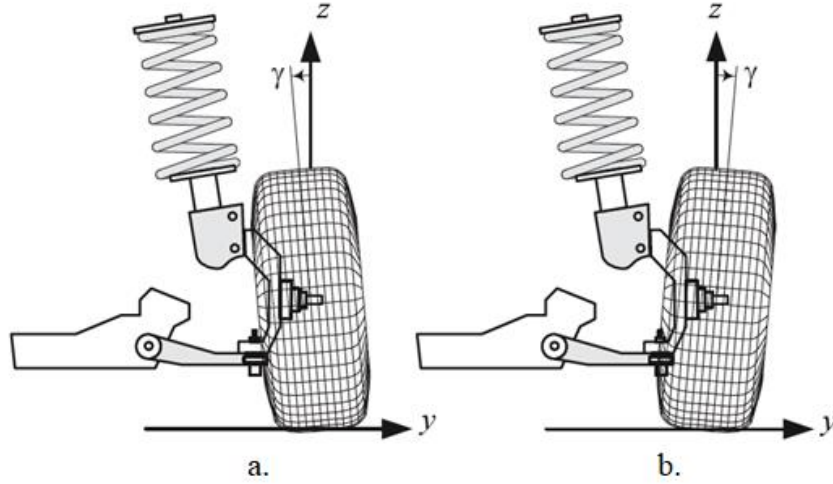


Şekil 2.5 6x6 ağır hizmet aracı yönlenme sistemi şematik görünümü, dönüş geometrisi ve dönüş durumu genel görünümü

2.3 Ön Tekerlek Açıları

2.3.1 Kamber Açısı

Aracın önden görünüşüne göre, tekerleklerin, yolun normal vektörüne göre yaptığı açı kamber açısı olarak ifade edilir. Tekerleğin üst taraftan araç merkezine doğru eğimli olması negatif kamber, araç dışına doğru olması pozitif kamber olarak kabul edilir. Birçok üretici, araçlarının direksiyon sistemine mensup tekerleklerinde $<1^\circ$ pozitif kamber açısı kullanır. Pozitif kamber açısı verilmesinin ana nedeni, tekerleklerin ortaya doğru şişkin olarak tasarlanan yollarda (balık sırtı eğim) daha iyi tutunmasını sağlamaktır. Negatif kamber açısı ise yola temas eden lastik yüzeyinin artmasını sağlayarak araç merkezine doğru bir direnç kuvveti oluşturur. Bu direnç kuvveti, aracın yan kuvvet taşıma kapasitesinin artmasını sağlar. Negatif kamber açısı, genellikle arka tekerleklere uygulanarak, aracın arka tarafının savrulmasını önlemek amaçlanır.

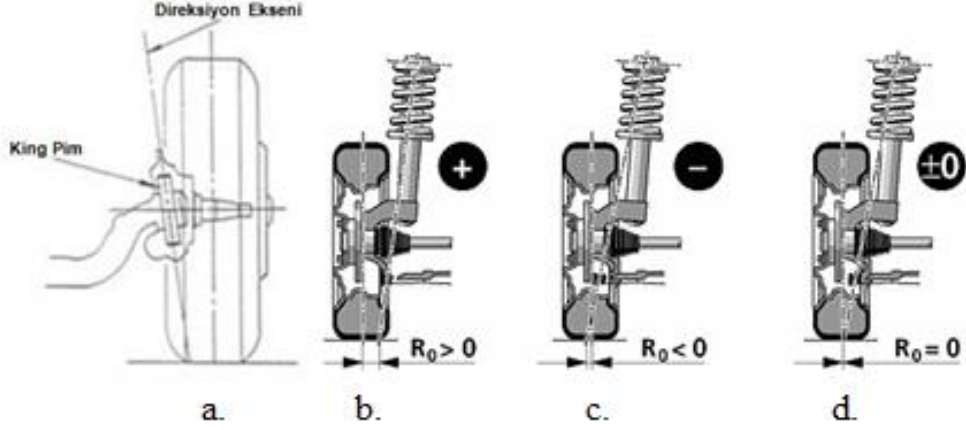


Şekil 2.6 Araç ön tekerleklerindeki (a) negatif kamber (b) pozitif kamber (Jazar, 2008)

2.3.2 Dingil Pimi Açısı

Tekerleğin, etrafında dönebildiği eksenin, tekerlek orta eksenine göre yaptığı açıya dingil pimi açısı adı verilir. Dingil pimi ekseninin yol yüzeyi üzerine iz düşüm noktası ile tekerlek temas noktası arasındaki mesafeye yön verme yarıçapı olarak tanımlanır. Eksenin yol yüzeyi üzerindeki iz düşümünün araç merkezine göre, lastik orta

noktasından ilerde olması durumunda negatif ofset, geride olması durumunda pozitif ofset sağlanmış olur.

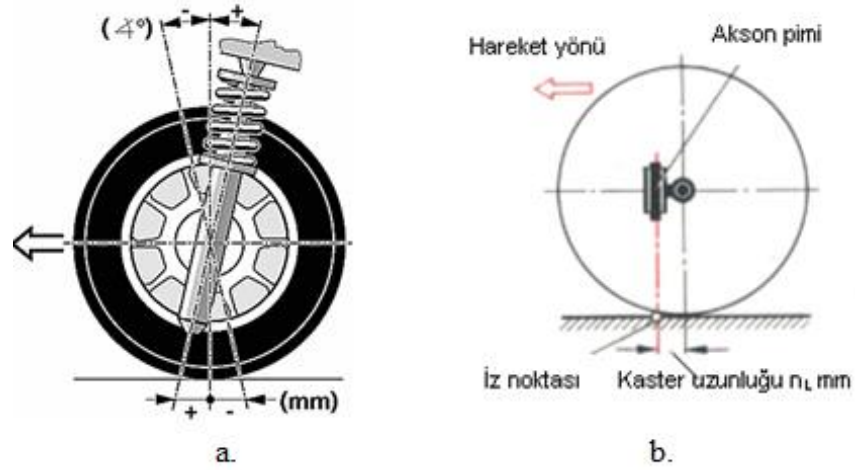


Şekil 2.7 (a)Dingil pimi açısı (b) pozitif ofset (c) negatif ofset (d) nötr (Kuralay, 2008)

Küçük pozitif yön verme çapı yapısı kullanıldığında, araç yönlenmesi kolaylaşır ve aynı zamanda yoldan gelen tepkiler ve dengesiz fren kuvvetleri direksiyon sistemine çok fazla iletilmez. Negatif yön verme yarıçapında frenleme durumunda ise oluşan fren kuvvetleri, tekerleklerde araç merkezine doğru dönme momenti oluşturur. Bu sayede araç stabil olur ve savrulmaz (Kuralay, 2008).

2.3.3 Kaster Açısı ve Kaster mesafesi

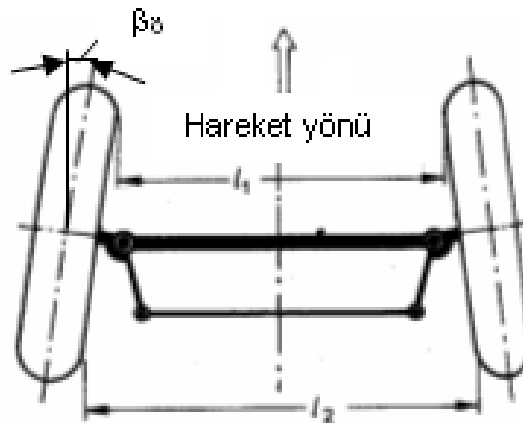
Araca yandan bakıldığında, akson piminin tekerlek merkez eksenine göre yaptığı açıya kaster açısı adı verilir. Akson pimi ekseninin yol düzlemi ile kesiştiği nokta ile tekerleğin yola temas ettiği nokta arasındaki uzaklık ise kaster mesafesi olarak adlandırılır. Bu ekseninin alt kısmının araç gidiş yönüne doğru yaklaştırılmasıyla pozitif, uzaklaştırılmasıyla ise negatif kaster açısı elde edilir. Pozitif kamber açısı verilmiş bir tekerlek geometrisinde, tekerlek yol temas noktasında oluşan direnç kuvveti, yol düzlemi ile akson piminin kesiştiği nokta etrafında bir döndürme momenti oluşturarak direksiyonun düz konuma gelme yani tekerleğin düz gitme eğilimini artırır.



Şekil 2.8 (a) Kaster açısı gösterimi (b) kaster uzunluğu (Kuralay, 2008)

2.3.4 Ön iz Açısı (Toe-in)

Aracın üstten görünüşünde, tekerlek orta eksenlerinden çizilecek olan ışınların birbirlerine göre yaptıkları açıya ön iz açısı denir. Işınların araç gidiş yönünde birbirlerine yaklaşması pozitif, uzaklaşması ise negatif ön-iz açısı oluşturur. Pozitif açı verilen tekerlekler, aracın gidiş yönüne doğru birbirlerine doğru hareket etmek isteyenler için, aracın düz yol stabilitesi artar, çok fazla pozitif ön iz açısı, tekerleklerin dış kenarlarında meydana gelen aşınmayı arttırmasıyla birlikte direksiyon tepkisini azaltır. Negatif ön iz açısında ise direksiyon tepkisi artarken, tekerlek iç kenar aşınmaları artarken düz yol stabilitesi azalır (Jazar, 2008).



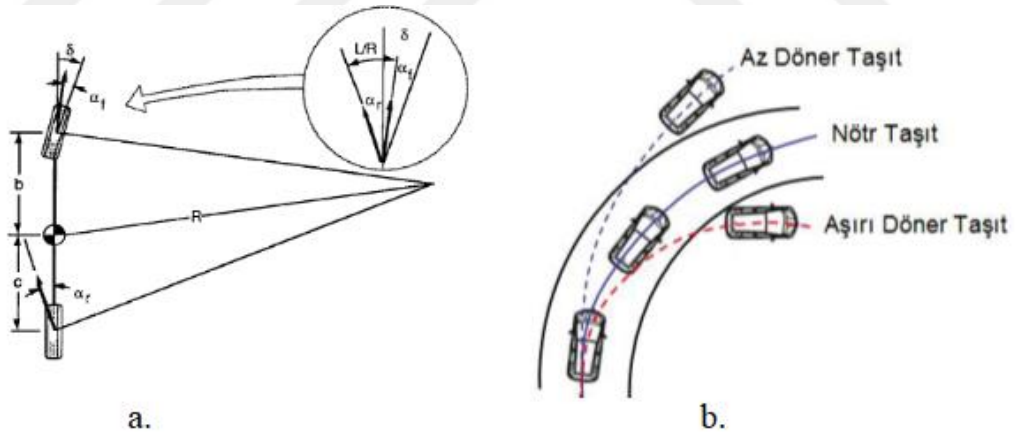
Şekil 2.9 Ön-iz açısı gösterimi (Kuralay, 2008)

2.4 Taşıtın Özgül Yönlenme Karakteristiği

Aracın viraj hareketi esnasında izlediği yörüngelerden yola çıkılarak viraj karakteristiğinden bahsedilebilir. Yüksek hızlarda gerçekleştirilen viraj hareketi esnasında, tekerlekler, sürücünün belirlediği doğrultuda değil, aracın viraj öncesi hareket ettiği doğrultu ile sürücünün dönmek istediği doğrultu arasında oluşan bir diyagonal yönlenme açısı adı verilen bir doğrultuda hareket eder. Pnömatik lastikler, $15^\circ \dots 20^\circ$ arasındaki diyagonal hareket açılarında en yüksek yanal yönlenmeye sahip olurlar (Kuralay, 2008).

Arka aksı dönüş kabiliyetine sahip iki akslı bir araç için, ön aksta ve arka aksta eşit diyagonal hareket açısına ($\alpha_\delta = \alpha_A$) sahip olduğu ideal hareket koşulları incelendiğinde, Ackermann prensibinden;

$$\tan \beta = \frac{L}{R}, \quad R \approx \frac{L}{\beta} \quad \text{farklı olarak; } R = \frac{L}{\beta - (\alpha_\delta - \alpha_A)} \quad \text{ilişkisi oluşur.}$$



Şekil 2.10 (a) İdealize edilmiş bisiklet modeli (b) taşıtın özgül yönlenme karakteristiği (Kuralay, 2008)

Nötr Taşıt: Bu karakterde bir araç, viraj hareketi esnasında aracın hızının değişmesi durumunda dahi viraj yörüngesini terk etmez.

Çok Döner Özgül Yönlenme: Aracın sabit yarıçaplı bir virajı geçerken, direksiyon açısının değişmemesine rağmen, daha düşük yarıçapa sahip bir yörünge izlemesi

durumdur. Viraj içine doğru yönelen aracın, ideal yörüngede seyrinin sağlanması, sürücünün direksiyon açısını azaltması ile mümkündür.

Az Döner Özgöl Yönlenme: Bu karakteristiğe sahip bir araç, sabit yarıçaplı bir viraj içinde, viraj dışına doğru daha büyük yarıçaplı bir yörüngeyi takip etme isteğine sahiptir. İstenmeyen bu hareketin engellenmesi, direksiyon açısının arttırılması ile mümkündür.



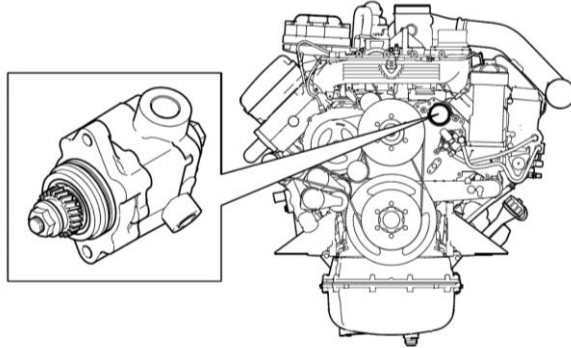
- Hidrolik yardımcı direksiyon sistemleri
 - Elektrik yardımcı direksiyon sistemleri
 - Elektro-hidrolik yardımcı direksiyon sistemleri
 - Elektromekanik direksiyon sistemleri
 - Dört tekerlek yön kontrol sistemleri
- Hidrolik direksiyon sistemleri

3.2 Direksiyon Sistemi Bileşenleri

Aracın, sürücünün belirlediği yönde hareket etmesini sağlamak amacıyla tasarlanan direksiyon sistemleri, Direksiyon simidinde oluşan dairesel hareketi, tekerleklerle iletmek için aşağıda tanımlanan bileşenleri kullanmaktadır. Çalışmaya konu olan araç yüksek aks ağırlığına sahip olduğu için; direksiyon sistemi, ek kuvvet üreten yardımcı hidrolik sistemler ile desteklenir.

3.2.1 Direksiyon Pompası

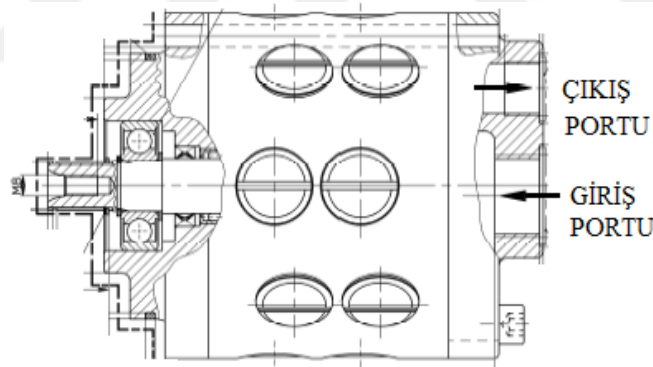
Hidrolik kuvvetlendiricili direksiyon kutularının kullanıldığı sistemlerde, yönlendirme direnci, basınçlandırılmış hidrolik yağın oluşturduğu kuvvet ile karşılanır. Hidrolik yağın basınçlandırılması için ise genellikle içten yanmalı motor (İYM) üzerine tespit edilmiş bir hidrolik pompa kullanılır. Motorun ürettiği döndürme momentinin bir kısmını, freze açılmış giriş mili ile temin eden pompa, dönme hareketi ile rezervuardan aldığı hidrolik yağı basınçlandırarak çıkış portuna aktarır.



Şekil 3.2 Direksiyon pompası – içten yanmalı motor üzerine tespiti (Scania Kurulum El Kitabı, b.t.)

3.2.2 Yardımcı Direksiyon Pompası

Havaalanları için özelleştirilmiş itfaiye araçlarının uymakla yükümlü olduğu NFPA-414 kuralları uyarınca, aracın, arıza yaptığı durumlarda da yönlendirilebilir olması gerekmektedir. Aracın aks başına düşen yükünün 13 ton olduğu düşünüldüğünde, hidrolik kuvvetlendirici olmadan dönüş işleminin yapılması mümkün değildir. Bu nedenle aracın transfer kutusu üzerine tespit edilmiş radyal pistonlu yardımcı direksiyon pompası bulunur. İçten yanmalı motor üzerinde bulunan direksiyon pompası, direksiyon kutusuna basınçlı yağ göndermediğinde (çekme işlemi, pompa arızası, hat kaçağı vs.), direksiyon kutusunun ihtiyaç duyduğu basınçlı hidrolik yağı yardımcı pompa tedarik eder. Aracın tahrik grubu (transfer kutusu) ile ilişkilendirilmiş pompa, tekerleklerin dönmesi durumunda (İYM tahriki, çekme işlemi) rezervuarda bulunan yağı basınçlandırarak direksiyon kutusuna iletir. Ana pompanın çalıştığı normal koşullarda da çalışmaya devam eden pompa, bu koşullarda basınçlandırdığı hidrolik yağı tahliye hattından tekrar rezervuara gönderir.

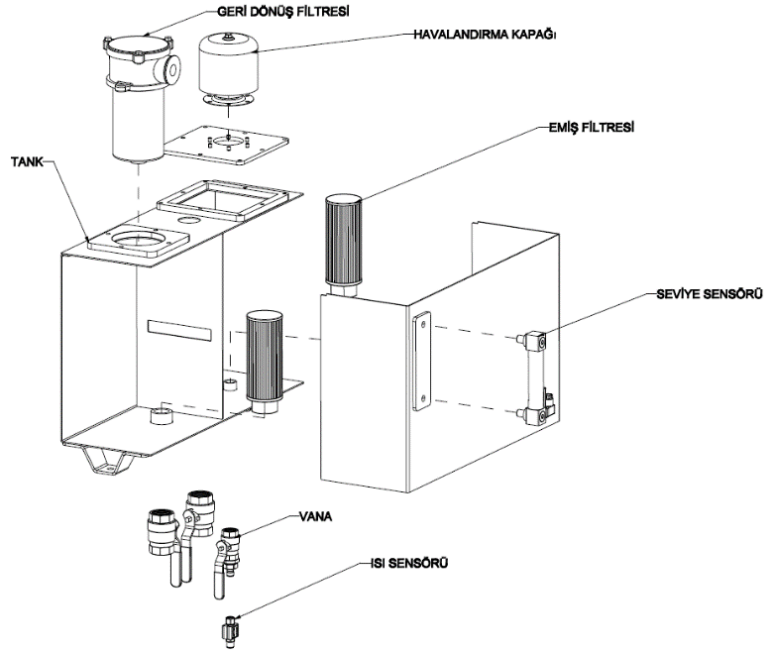


Şekil 3.3 Yardımcı direksiyon pompası teknik resmi kesiti (Bosch, b.t.)

3.2.3 Yağ Tankı

Hidrolik kuvvetlendiricili sistemlerde, ihtiyaç duyulan yağın araç üzerinde taşınması ve pompalara (içten yanmalı motor üzerine tespit edilerek tahrik edilen ana direksiyon pompası, transfer kutusu tahrikli yardımcı direksiyon pompası) gönderilmesi için yağ tankı(rezervuar) kullanılır. Tank üzerinde; sistemde dolaşan hidrolik yağın temizlenmesi için filtre, bakım sırasında hatta gönderilen yağın kesilmesi için gerekli vana, sistem yağ sıcaklığının ve seviyesinin ölçülmesi için

seviye ve sıcaklık sensörü, sistemin sağlıklı çalışması için tahliye edilmesi gereken havanın tahliyesi için havalandırma ve dolum için gerekli kapak bulunur. Tank üzerinde pompaları beslemek için iki, görevini tamamlayan hidrolik sıvının geri dönüşü için de iki adet olmak üzere toplam dört adet çıkış bulunur. Tank kapasitesi sistemin ihtiyaç duyduğu yağ miktarından fazla olarak belirlenir. Bunun nedeni basınçlandırılmamış, yani soğuk durumda rezervuarda bekleyen yağ ile kullanılmış yani sıcak yağın karışarak toplam yağ sıcaklığının sınır derecelere yaklaşmasının engellenmesidir. Araç üzerinde iki farklı direksiyon sistemi bulunduğundan (hidro-mekanik dönüş sistemi, elektro-hidrolik arka dönüş sistemi) ve bu sistemlerde farklı tipte yağ çeşitleri kullanıldığından, araç üzerinde iki farklı yağ tankı bulunur.

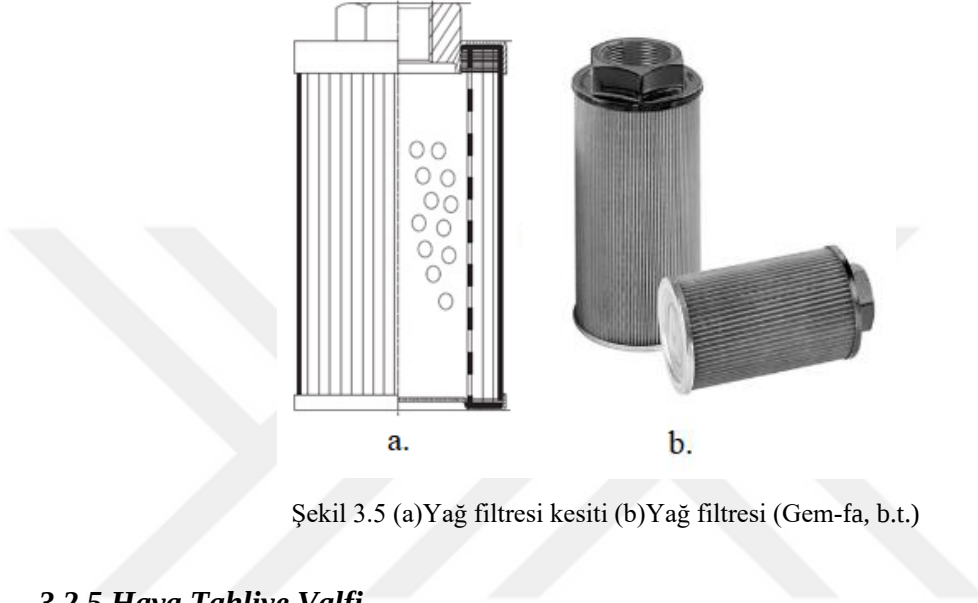


Şekil 3.4 6x6 ön aks direksiyon sistemi yağ tankı bileşenleri

3.2.4 Yağ Filtresi

Hidrolik Kuvvetlendiricili sistemlerin araç üzerinde rol aldığı görevler ve çalışma süreleri göz önüne alındığında, bu sistemlerin sürekli ve stabil olarak çalışmaları zorunluluktur. Bu durumun sağlanabilmesi için ise sistem bileşenlerinin çalışma sırasında aşınmalarının en aza indirgenmesi gerekmektedir. Aşınma durumu, sıcaklık, basınç gibi değerlerin sınır koşullarına yaklaşması ya da kirlilik miktarının artması

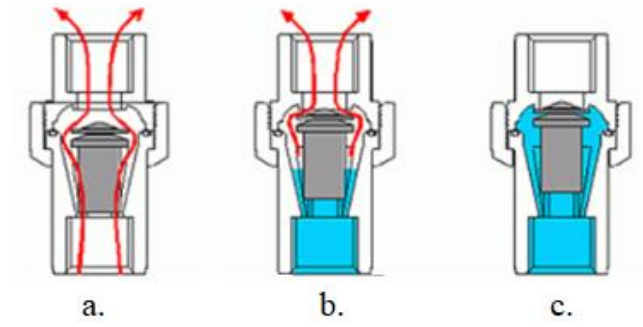
nedeni ile gerçekleşir. Sistem kirliliğinin engellenmesi, stabil çalışma ve bileşen ömürlerinin uzatılması bakımından büyük önem arz eder. Kirlilik, genellikle tankın üzerine bulunan ve hat çıkışlarına tespit edilen filtreler ile engellenir. Rezervuarda bekleyen yağ, hatta gönderilirken ve rezervuara dönerken filtreler üzerinden geçilerek temizlenir. Tank içerisine yerleştirilen filtreler haricinde hat üzerine tespit edilen filtre tipleri de mevcuttur.



Şekil 3.5 (a) Yağ filtresi kesiti (b) Yağ filtresi (Gem-fa, b.t.)

3.2.5 Hava Tahliye Valfi

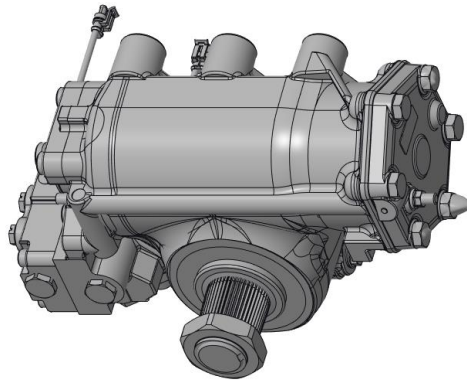
Direksiyon destekleyici sistemlerin doğru çalışması için hat içerisinde hidrolik yağ akışının kesintisiz olması gereklidir. Bu durum, sistem içerisinde bulunan havanın tahliyesiyle mümkündür. Hava tahliye valfi, içinde bulunan düzenek ile sistem içerisinde bulunan hava miktarının artması durumunda açılır ve tahliye işleminin ardından kapanır. Hava basıncı, valf içerisinde bulunan parça üzerine etkir ve tahliye çıkışı açılır. Havanın azalması ile parça tekrar eski konumuna dönerek çıkışı kapatır. Ayrıca yağ tankının üzerinde bulunan havalandırma kapağı da sistem havasının atılması işleminde etkin rol oynar.



Şekil 3.6 Hava tahliye valfi çalışma prensibi (a) açık (b) yarı açık (c) kapalı (Techblog, 2013)

3.2.6 Direksiyon Kutusu

Direksiyon kutusu, ön aks yönlenme sisteminin merkez bileşenidir. Sürücünün direksiyona uyguladığı döner hareketi, belirli bir çevrim oranı ile yönlendirme koluna aktarır. Ayrıca sürücünün uyguladığı düşük miktarda kuvvet, direksiyon kutusu ile aracın yönlenmesine yetecek düzeylere ulaşır. Hidrolik direksiyon kutusu, kendi ürettiği momente ek olarak, aks üzerine tespit edilmiş yardımcı silindire de yağ göndererek ekstra bir itme kuvveti oluşturmuş olur. Kutu sürekli olarak sistemde bulunan basınçlı hidrolik yağ ile beslenir. Aracın düz gittiği durumlarda, basınçlı yağ hatta tahliye edilerek rezervuara geri gönderilir. Sürücünün direksiyona kumanda etmesi durumunda, kumanda yönüne bağlı olarak kutu içinde bulunan ve sektör miline bağlı olan silindirin bir yüzeyi üzerine gönderilen basınçlı yağ, bir itme kuvveti üretir ve sektör mili ekseninde moment oluşmuş olur.



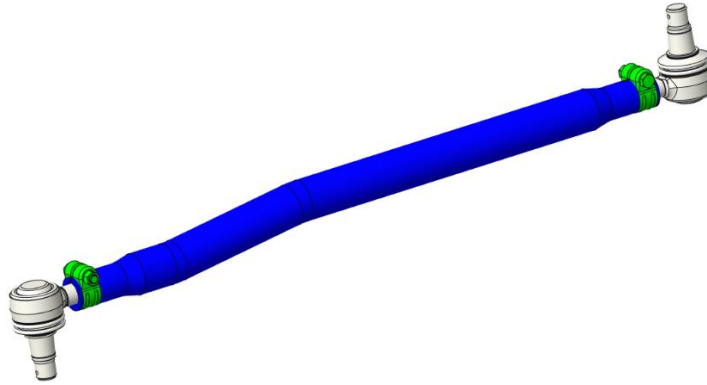
Şekil 3.7 Direksiyon kutusu 3D modeli (Hema, b.t.)

3.2.7 Direksiyon Şaftı

Sürücünün aracı yönlendirebilmesi için, direksiyon simidinin direksiyon kutusuna ilişkilendirilmiş olması gerekmektedir. Sürücünün kumandası ile direksiyon kolunu mili ekseninde meydana gelen dönme hareketi, direksiyon şaftı ile direksiyon kutusu giriş miline aktarılır. Araç konstrüksiyonu ve şaft mafsallı çalışma açısı sınırlandırmaları nedeniyle şaft düzeni parçalı olarak tertip edilebilir. Özel amaçlı ağır hizmet aracında, direksiyon simidinin taşıyıcısı olan direksiyon kolunu, tek tarafı mafsallı teleskopik şaft, 1/1 oranlı 90° açılı direksiyon dişlisi ve iki tarafı mafsallı şaft ile direksiyon kutusuna tespit edilir. Direksiyon simidinde oluşturulan dönüş hareketinin direksiyon kutusuna doğru aktarılması için şaft düzeninin doğru tayin edilmesi gerekir. Dönme momentinin ve devir sayısının faz farkı olmadan kutuya aktarılması şaft mafsallarının birbirlerine göre olan açılarının belli bir derecenin üzerinde olmaması gerekir (7°).

3.2.8 Direksiyon Rotu

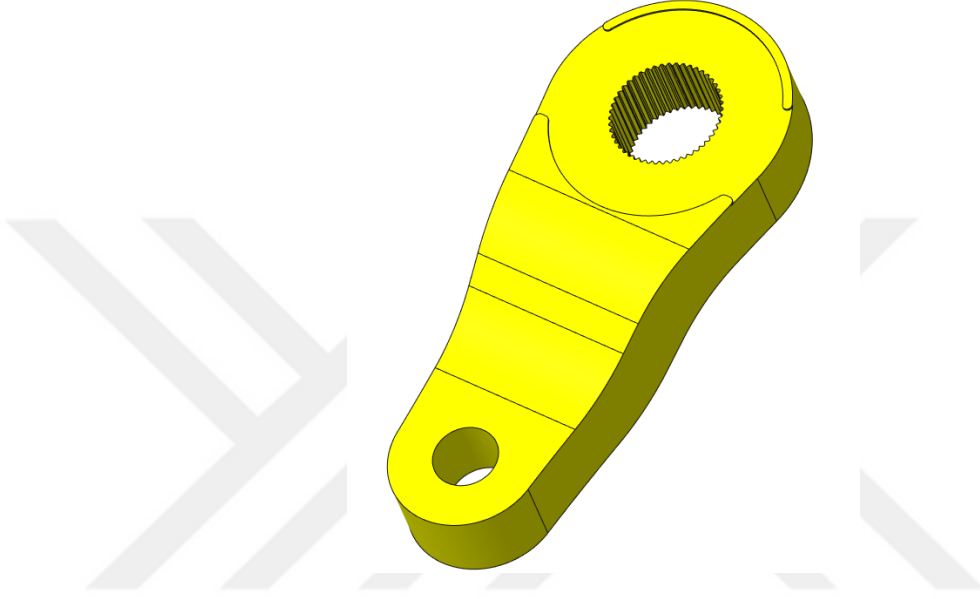
Araç yönlenme hareketi, rot kolları ile aks ve tekerlekler üzerine aktarılır. Bir ana gövde ve genellikle her iki ucunda bulunan küresel mafsallardan oluşan rot, mekanik olarak hareketi aktaran bir yapı elemanıdır. Tekerleğin harekete karşı oluşturduğu direnç kuvveti ve direksiyon kuvvetlendiricisinin oluşturduğu hareket kuvvetine maruz kalan direksiyon rotu, yapısal olarak bu kuvvetleri karşılayabilecek şekilde tasarlanmalıdır.



Şekil 3.8 6x6 direksiyon rotu 3D modeli (Özteknik, b.t.)

3.2.9 Yönlendirme Kolu

Direksiyon kutusu sektör mili üzerine tespit edilen yönlendirme kolu, direksiyon kutusu sektör milinde oluşturulan dairesel hareketi doğrusal harekete çevirerek rot kolunu iter. Yönlendirme kolu tasarımsal ölçüleri (kalınlık, boy vs.), mekanizma ve statik analizler ile araç üzerindeki konumu göz önüne alınarak tayin edilir.

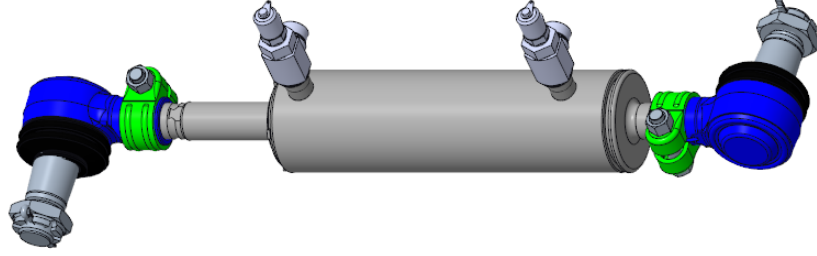


Şekil 3.9 6x6 yönlendirme kolu 3D modeli

3.2.10 Hidrolik Silindir

Hidrolik silindir, hidrolik devrelerde hareket üretici olarak kullanılan bileşenlerdir. Sistemde bulunan basınçlı yağ, silindir içerisine kayar hareketi sağlayacak şekilde tespit edilmiş mil-piston yüzeyine etkir ve piston ön yüzeyi ile arka yüzeyinde oluşan basınç farkı, milin silindir içine ya da dışına doğru ötelenmesini sağlar. Direksiyon sistemlerinde çift yönlü hareket üretebilen tip silindirler kullanılır. Bu çalışmada araç üzerinde iki farklı çalışma boyu değerine sahip toplam üç adet çift yönlü hidrolik silindir kullanılmıştır. Bunlardan uzun çalışma boyuna sahip olan bir adet silindir, direksiyon hareketine yardımcı olması amacıyla ön aks üzerine tespit edilmiş, ihtiyaç duyduğu basınçlı yağın temini için direksiyon kutusuna ilişkilendirilmiştir. Daha kısa çalışma boyuna sahip olan iki adet silindir ise, hidrolik blok tarafından eş zamanlı

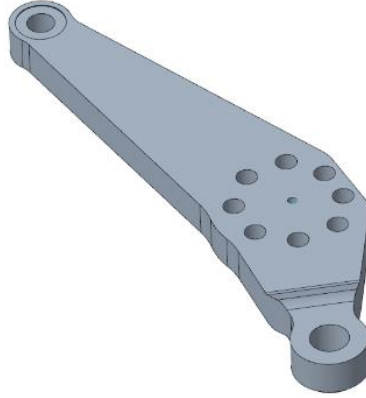
olarak kontrol edilerek, arka aks dönüş sistemi için ana hareket üretici olarak kullanılmıştır.



Şekil 3.10 6x6 yardımcı hidrolik silindiri (Özteknik, b.t.)

3.2.11 İz Kolu

Yönlendirme kolu ile doğrusal harekete çevrilen dönme hareketi, rot vasıtasıyla iz koluna aktarılır. Akson üzerine tespit edilmiş iz kolu, üzerine aldığı hareketi dingil pimi ekseninde dönme hareketine çevrilir ve tekerleğin dönmesi sağlanır.

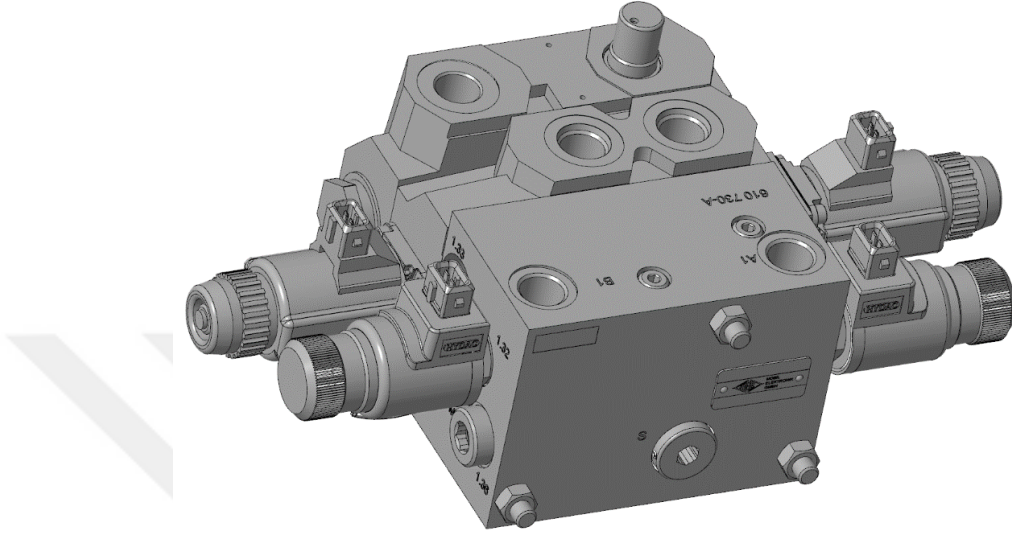


Şekil 3.11 6x6 iz kolu 3D modeli (Kessler, b.t.)

3.2.12 Hidrolik Blok

Arka dönüş sisteminin ana bileşeni olan blok, arka dönüş sistemi için ayrıca sisteme dahil edilmiş olan pompadan beslenir ve basınçlı yağı, arka dönüş silindirlerine göndermek üzere hazır bekletir. Blok, arka dönüş sistemi kontrolcüsünden aldığı komutlar dahilinde, silindirlerin gerekli portlarına yağ aktarımı yaparak silindirlerin hareket etmesini sağlar. Arka aksın her iki iz kolu üzerinde de bulunan silindirler, iz kollarının güvenlik nedeni ile birbirlerine de rot kolu ile bağlı olmaları nedeniyle eş

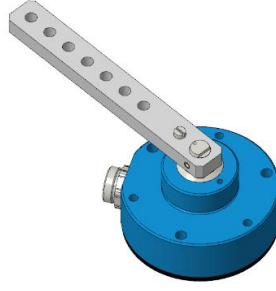
zamanlı ve çapraz (bir silindir açılma hareketi yaparken, diğer silindir kapanma hareketi yapması.) çalışmak zorundadır. Blok içerisinde, herhangi bir hata durumunda (basınç kaybı, bilgi eksikliği vs.) silindirlerin kontrol dışı hareket etmelerinin engellenmesi için kontrol kapıları bulunur.



Şekil 3.12 6x6 arka dönüş sistemi hidrolik blok (Mobil Elektronik, b.t.)

3.2.13 Açı Sensörü

Elektro-hidrolik olarak kontrol edilen arka dönüş sistemi, arka aks aksonunun sahip olması gereken açığı, ön akson açısı değerinin bir fonksiyonu olarak tayin eder. Ön aks direksiyon açısını ve arka aks direksiyon açısının kontrol edilmesi için sensor kullanılır. Sensor, üzerinde bulunan kolun açısal hareketini algılar ve bu bilgiyi kontrolcüye gönderir. Sensor gövdesi aks üzerine tespit edilir ve üzerinde bulunan kol, iz kolu ile bir rot vasıtasıyla ilişkilendirilir. Direksiyon açısının doğru ölçülebilmesi için açı sensörü ve iz kolu arasında oluşturulan mekanizmanın ideal bir dört kol mekanizmasına yakın olarak tasarlanması gerekir.



Şekil 3.13 6x6 arka dönüş sistemi açısı sensörü (Mobil Elektronik, b.t.)

3.2.14 Kontrolcü

Arka dönüş sistemi, aracın düşük hızlarda manevra kabiliyetinin artırılması amacıyla kullanılan bir yardımcı sistemdir. Bu nedenle ön aks ile mekanik bir bağlantı şekli ile bağlı olmayan bir sistem tercih edilmiştir. Kontrolcü, aracın haberleşme hattına ilişkilendirilir ve araç ile ilgili elde ettiği hız, direksiyon açısı, yağ basıncı gibi değerleri gerçek zamanlı olarak işleyerek oluşturduğu çıktı ile hidrolik bloğa komuta eder. Kontrolcü yazılımı, aracın geometrik bilgilerini (iz genişliği, aks aralığı, ağırlık vs.) parametre olarak içerir.

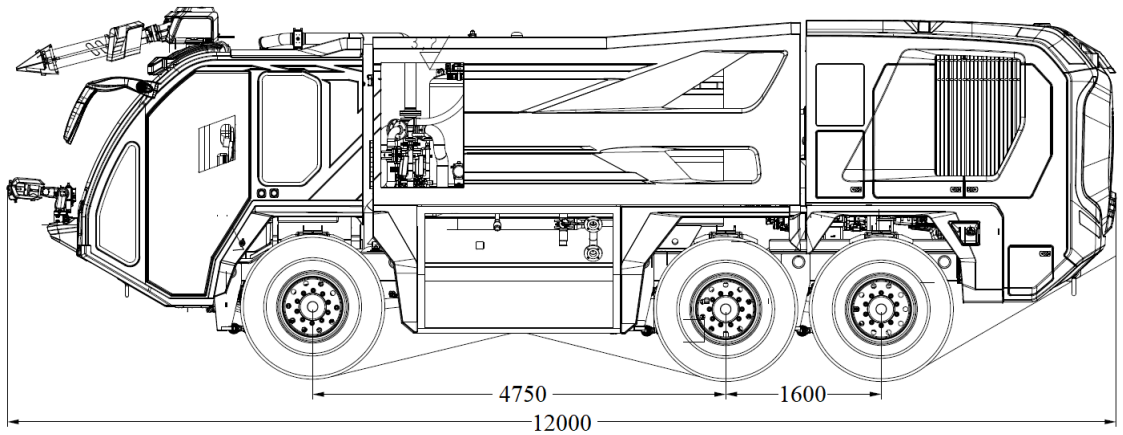
BÖLÜM DÖRT

DİREKSİYON SİSTEMİ TASARIMI

4.1 Araç Tanımı

Hava aracı kurtarma ve yangınla mücadele araçları tasarımları, sektör gereklilikleri, müşteri istekleri ve tabi olduğu standartlara uygun olacak şekilde temellendirilir. Söz konusu araçlar, tüm tekerleklerden tahrikli, arkadan motorlu, otomatik vites kutusu ile donatılmış ve tüm yol koşullarında çalışmaya uygun olarak tasarlanır. Acil müdahale aracı, söndürme ajanı (su, köpük, kuru kimyevi toz vs.) taşıma kapasiteleri, hızlanma süreleri, dönüş yarıçapları, fren mesafeleri, yaklaşma & uzaklaşma açısı, yanal devrilme sınırı, ağırlık dengeleri gibi özellikleri, Ulusal Yangından Korunma Kurumu tarafından hazırlanmış olan, Hava Aracı Kurtarma ve Yangınla Mücadele Araçları standardı (NFPA-414) ile belirlenmiştir. Bu standarda göre araçlar, tam yüklü halde taşıdıkları su kapasitelerine göre üç sınıfa ayrılır (Tablo 4.1).

Çalışmaya konu olan üç akslı araç, 12.500 litre su taşıma kapasitesine sahip olduğu için, su tankı kapasitesi 6.000 litreden büyük araçlar sınıfına tabi olacaktır. 12.500 litre su taşıma kapasitesine sahip bir aracın toplam ağırlığının, araç üstü ekipman özellikleri ve çeşitliliğine göre; 36...39 ton aralığında olacağı öngörülmüştür. Bu çalışmada yapılacak hesaplar, en ağır model olan 39 tona göre yapılacaktır.



Şekil 4.1 6x6 havaalanı acil müdahale aracı boyutları (Volkan İtfaiye, 2018)

Tablo 4.1 Araç kapasitesinin parametrelere göre tanımlanması (NFPA-414)

Performans Parametreleri	Minimum Kullanılabilir Kapasite		
	454≤ Araç Su Tankı Kapasitesi ≤1999 L	1999< Araç Su Tankı Kapasitesi ≤6000 L	Araç Su Tankı Kapasitesi >6000 L
Devrilme açısı(°)	30	30	30
Min hızda 30 m yarıçaplı virajda, Dinamik denge(km/h)	40	35,5	35,5
Yaklaşma açısı(°)	25	30	30
Uzaklaşma açısı(°)	30	30	30
Akslar arası boşluk(°)	12	12	12
Alt yapı boşluğu(mm)	330	460	460
Diferansiyel mahfazası kovanındaki aks boşluğu(mm)	267	330 (267)	330
Diyogonal arşı tekerlek hareketi(mm)	254	360	360
Duvardan duvara dönüş çapı	Aracın toplam uzunluğunun 3 katı	Aracın toplam uzunluğunun 3 katı	Aracın toplam uzunluğunun 3 katı
0...80,5 km/h maks. hızlanma süresi(s)	30	25	35
Maks.hız(km/h)	≥113	≥113	≥113
Servis frenleri:			
Durma mesafesi	≤11	≤11	≤12
33 km/h de,	≤40 m	≤40 m	≤49 m
64 km/h de,			
Tam yüklü aracın yüzde tutuş seviyesi	≥%50	≥%50	≥%50
Yükselen,	≥%50	≥%50	≥%50
Azalan,	≤88	≤88	≤88
64 km/h çıkış hızında acil fren durumunda durma mesafesi (m)			
El freni:			
El freni için aracın yüzde tutuş seviyesi			
Yükselen,	≥%20	≥%20	≥%20
Azalan,	≥%20	≥%20	≥%20
Kaçış manevrası testi,Nato Dokümanı			
AVTP 03-16 W(km/h)	40	40	40
“J” dönüş testi 46 m yarı çapta(km/h)	48	48	48

Araç aks seçimleri, NFPA-414 standardının disk fren, akslar arası ağırlık dağılımları, tek lastik, helisel yay vs. maddeleri uyarınca yapılmıştır (Tablo 4.2).

Tablo 4.2 Aks seçimi kriterleri

-	1.Aks	2.Aks	3.Aks
Taşıma Kapasitesi	13 Ton@120 km/h	13 Ton@120 km/h	13 Ton@120 km/h
Tahrik	Evet	Evet	Evet
Fren Tipi	Çift fren semerli disk fren (tekerlek başı 50.000 N.m fren momenti)	Tek fren semerli disk fren (tekerlek başı 25.000 N.m fren momenti)	Tek fren semerli disk fren (tekerlek başı 25.000 N.m fren momenti)
Süspansiyon	Helisel yay-çift sönümleyici (259 mm maksimum yaylanma)	Helisel yay-çift sönümleyici (259 mm maksimum yaylanma)	Helisel yay-çift sönümleyici (259 mm maksimum yaylanma)
Bağlantı Şekli	2x boyuna 2xçapraz çeki kolu	2x boyuna 2xçapraz çeki kolu	2x boyuna 2xçapraz çeki kolu
İç Teker Açısı	32°	-	9,9°
Dış Teker Açısı	26°	-	8,7°
Enine Diferansiyel Kilidi	Evet	Evet	Evet
Boyuna Diferansiyel Kilidi	Hayır	Evet	Hayır
Tekerlek Boyutu	445/95 R25	445/95 R25	445/95 R25

4.2 Direksiyon Sistemi Geometrisi

Hava aracı acil müdahale ve yangınla mücadele aracı olarak kullanılacak, bu görevi için gerekli yüksek hızlarda yüksek yük taşıma kapasitesine sahip, üç sabit akslı, iki akstan yönlendirilen (1. ve 3. aks) ağır hizmet araçları, NFPA-414 standardına ve ECE R79 regülasyonunu uygun olan yönlendirme sistemine sahip olmalıdır. Bu durumda sistem NFPA 414'e göre;

- Şasi, güç yardımı kesintisi durumunda manuel kontrol sağlamak için direksiyon simidinden, direksiyon akslarına doğrudan mekanik bağlantıya sahip güç destekli direksiyon ile donatılmalıdır.
- Motor rölantide iken servo direksiyon sistemi, kuru, düz ve asfalt yüzey üzerinde tam yüklü aracın direksiyon bağlantısını durduracak şekilde döndürmek için,

direksiyon simidi üzerinde 66,7 N (15 lbf) 'den daha fazla kuvvet olmayacak şekilde kapasitelendirilmelidir.

- Tam yüklü aracın dönüş çapı, araç uzunluğunun üç katından az olmalıdır. (NFPA 414, 2017)

ECE R79'a göre;

- Direksiyon sistemi, aracın maksimum tasarım hızına kadar kolay ve güvenli bir şekilde kullanılmasını sağlamalıdır.
- Kategori M1 araçlar: 50 km/h; M2, M3, N1, N2 ve N3 tipi araçlar: 40 km/h hızlarda direksiyon teçhizatında olağandışı titreşim olmadan teğette 50 m yarıçaplı bir virajı dönmek mümkün olmalıdır.
- Araç, yaklaşık yarım kilitli ve en az 10 km / h sabit hızda yönlendirilmiş tekerlekleri olan bir dairede sürüldüğünde ve direksiyon kontrolü serbest bırakıldığında, dönüş dairesi aynı kalacaktır veya daha büyük hale gelecektir.
- İzin verilen maksimum direksiyon süresi, izin verilen maksimum direksiyon kontrolü ve direksiyon donanımındaki arıza durumu için her bir araç kategorisine göre aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Tablo 4.3 Direksiyon kontrolü kuvvet gereksinimleri (ECE R79)

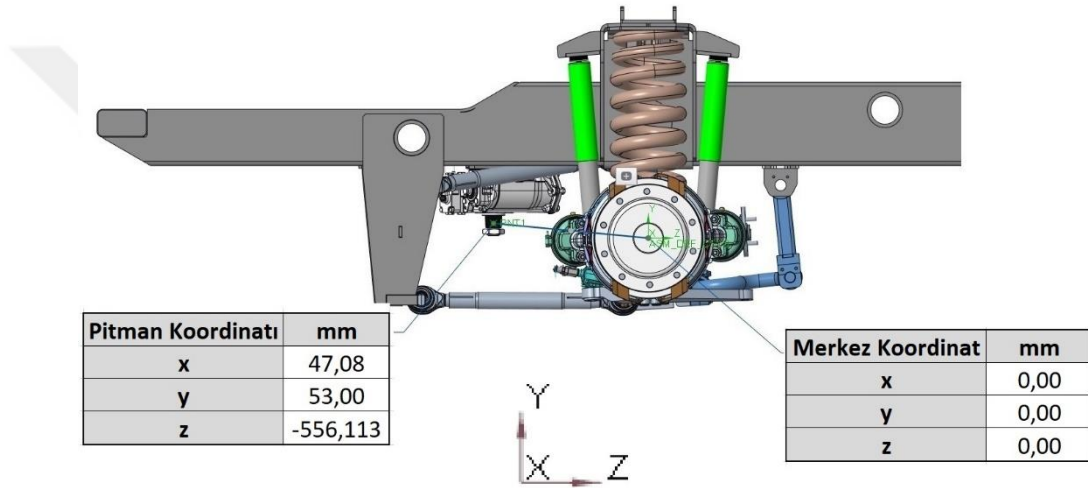
Araç Kategorisi	Olmaması Gereken			Hata Durumu		
	Maksimum Kuvvet (daN)	Zaman (s)	Dönüş yarıçapı (m)	Maksimum Kuvvet (daN)	Zaman (s)	Dönüş yarıçapı (m)
M ₁	15	4	12	30	4	20
M ₂	15	4	12	30	4	20
M ₃	20	4	12**	45*	6	20
N ₁	20	4	12	30	4	20
N ₂	25	4	12	40	4	20
N ₃	20	4	12**	45*	6	20

* 50, kendi kendine izleme ekipmanı hariç, 2 veya daha fazla yönlendirilmiş dingile sahip araçlar için

** veya 12 m yarıçapı sağlanamıyorsa tam kilitli.

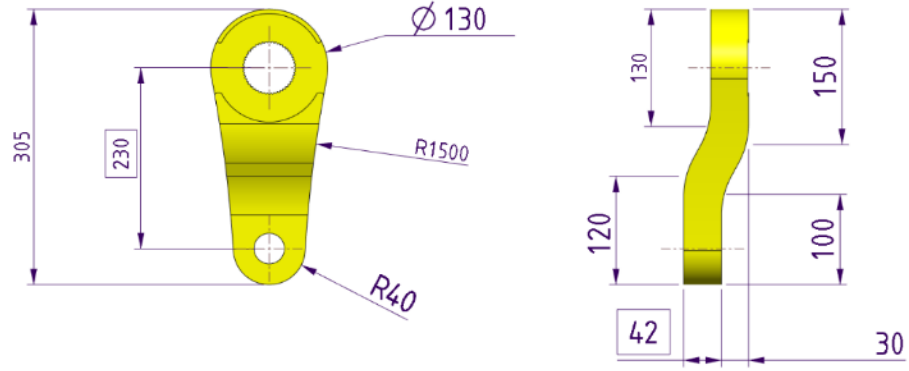
Sistem geometrisi, regülasyonlara uygun olacak şekilde, üretime uygunluk ve araç şasi yapısına uygun olacak şekilde, katı model programı PTC Creo® ile modellenmiştir.

Araç çalışma koşulları ve standartlar gereği seçilen akslar üzerinde iz kollarının hazır olarak gelmesi nedeniyle iz kolu tasarımı yapılmamış, geometriyi oluşturan diğer değişkenler (rot kolu, yönlendirme kolu), iz kolu parametresinden yola çıkılarak tasarlanmıştır. İlk olarak direksiyon kutusunun sektör milinin uzayda konumu belirlenmiştir (Şekil 4.2).



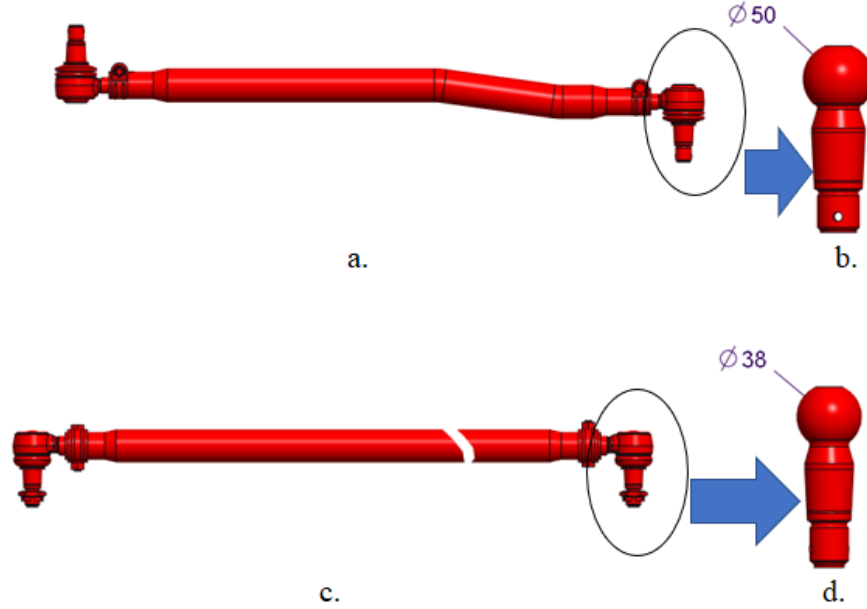
Şekil 4.2 Direksiyon kutusu konumu

Konumu belirlenen mil üzerine tespit edilecek yönlendirme kolu taslak tasarımı yapılmıştır. Yönlendirme kolunun boyu, direksiyon kutusunun aks diferansiyel kovanına olan yakınlığı nedeniyle sınırlandırılmıştır. Merkezler arası uzaklık, mekanizma analizi ile kalınlık ölçüsü ise daha önce yapılan tasarımlar, aktarılabacak moment ve piyasada bulunan mevcut yönlendirme kolu tasarımları göz önüne alınarak tayin edilmiştir.



Şekil 4.3 Yönlendirme kolu ölçüleri

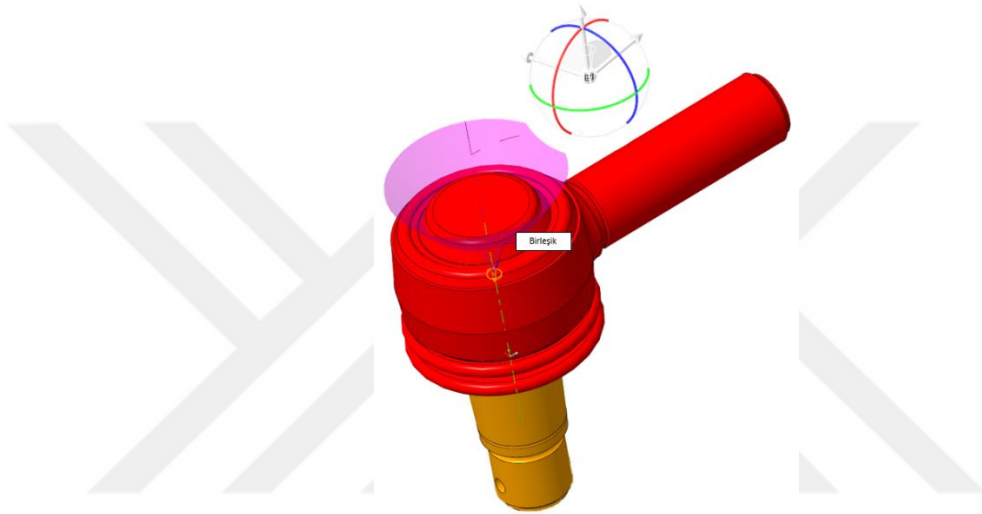
Rot kolu tasarımı, boy ve yükseklik parametreleri tanımlanarak yapılmıştır. Rotun her iki ucunda bulunan küresel mafsallar, rot kolu üreticisi tarafından temin edilmekte olup dayanım yüküne göre belirlenmektedir. Bu çalışmada direksiyon rotu (yönlendirme kolu-iz kolu arası) 100 kN dayanıma sahip Ø50 mm küresel mafsall, tekerlek rotu (iz kolu- iz kolu arası) 66 kN dayanıma sahip Ø38 mm küresel mafsall olarak belirlenmiştir (Şekil 4.4).



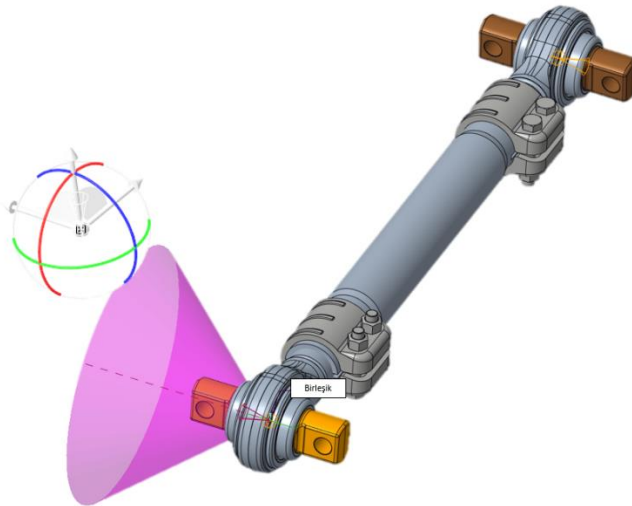
Şekil 4.4 (a) 6x6 direksiyon rotu (b) 6x6 Ø50 direksiyon rotu küresel mafsallı (c) 6x6 tekerlek rotu (d) 6x6 direksiyon rotu Ø38 küresel mafsallı

Taslak tasarımları tamamlanan bileşenler, çalışma esnasında yapacakları hareketler tayin edilerek birbirine tespit edilmiş ve zincir oluşturulmuştur.

Rotlarda ve aksların şasiye tespiti için kullanılan çeki kollarında kullanılan küresel mafsallar, küre merkezlerine bir nokta tanımlanarak bu merkez üzerinde 3 yönde (T_x , T_y , T_z , R_x , R_y , R_z) dönebilir şekilde tanımlanmıştır. Üreticiden alınan bilgilere göre, rotlarda bulunan küresel mafsallarda koniklik açısı maksimum 37° çeki kolları için ise 40° olarak belirlenmiştir.



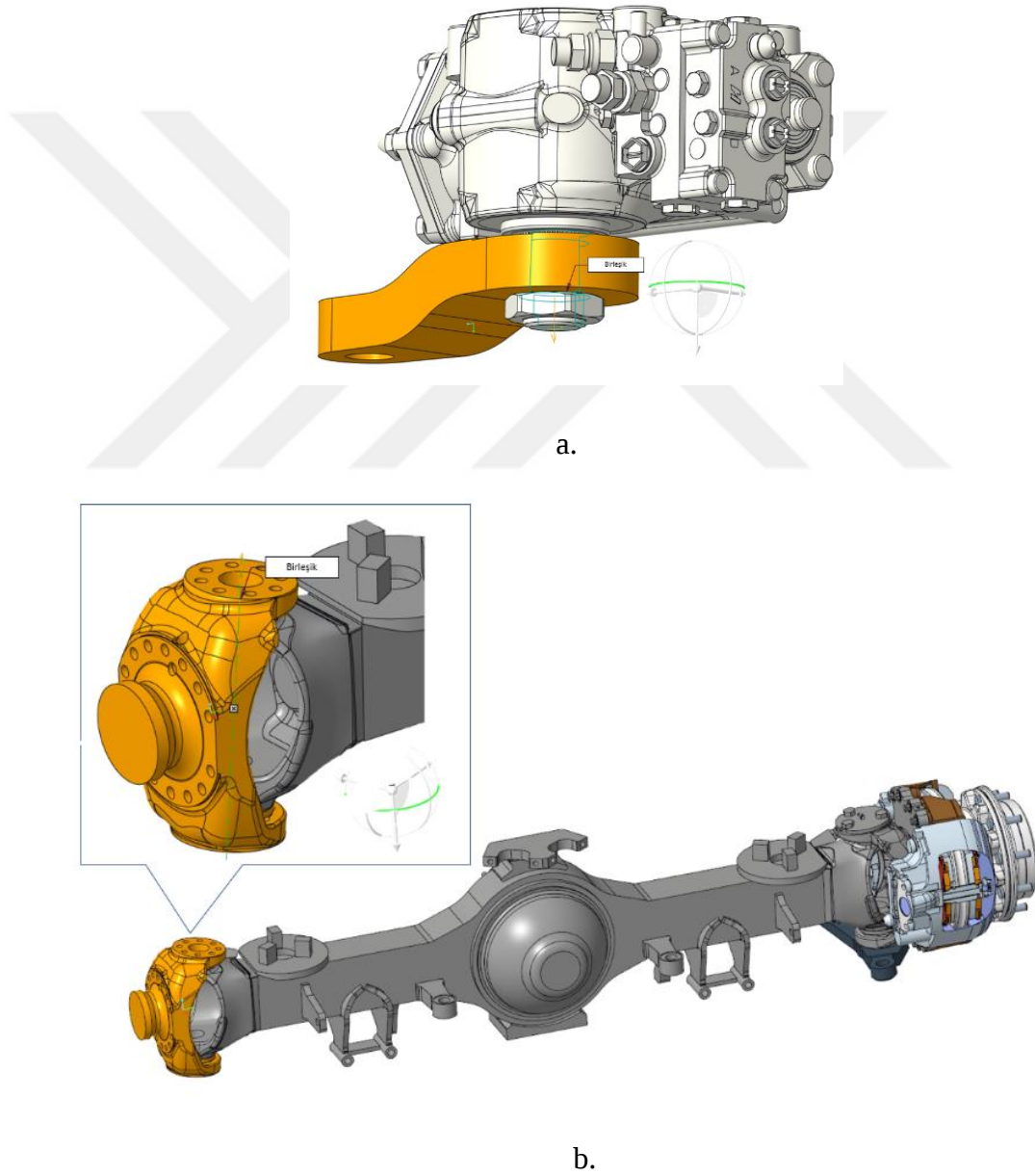
a.



b.

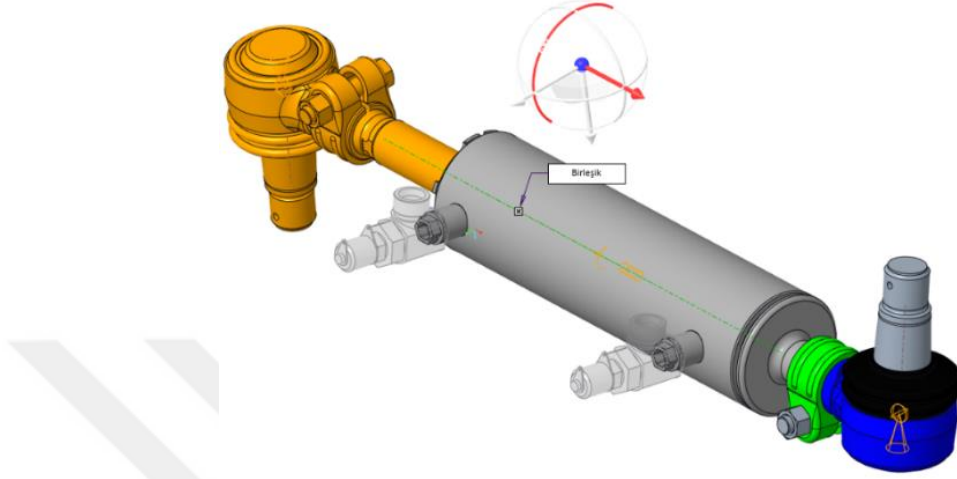
Şekil 4.5 (a) Küresel mafsals hareket tayini (b) Çeki kolu küresel mafsals hareket tayini

Küresel mafsalların iz kolları ile yönlendirme koluna olan bağlantıları, yönlendirme kolunun direksiyon kutusu miline bağlantısı ve aksonların aks üzerine yapılacak bağlantısı gibi montajlar, bileşenlerin delik merkezleri üzerinde bulunan eksenlere, akson için ise dingil pimi eksenine döner şekilde (T_x , - T_y , - T_z , - R_x , - R_y , - R_z +) tanımlanmıştır. İzin verilen eksenel dönüş açısı, üretici bilgilerine göre sınırlandırılır (Yönlendirme kolu için maksimum dönüş açısı 42° , aksonlar için iç teker dönüş açısı 32° , dış teker dönüş açısı 26° olarak tanımlanmıştır. Küresel mafsalların pin bağlantıları için her hangi bir sınır bulunmamaktadır.



Şekil 4.6 (a) Yönlendirme kolu döner mafsalları (b) Akson döner mafsalları hareket tayini

Hidrolik kuvvetlendiricili sistemlerde yardımcı kuvvet üretici, arka dönüş sisteminde ise ana aktuatör olarak kullanılan hidrolik silindrin strok belirlenmesi mekanizma modülü kullanılarak maksimum 197 mm olarak belirlenmiştir. Silindir mili, gövde eksenine kayar şekilde tespit edilir. ($T_x, -T_y, -T_z, +R_x, -R_y, -R_z$)

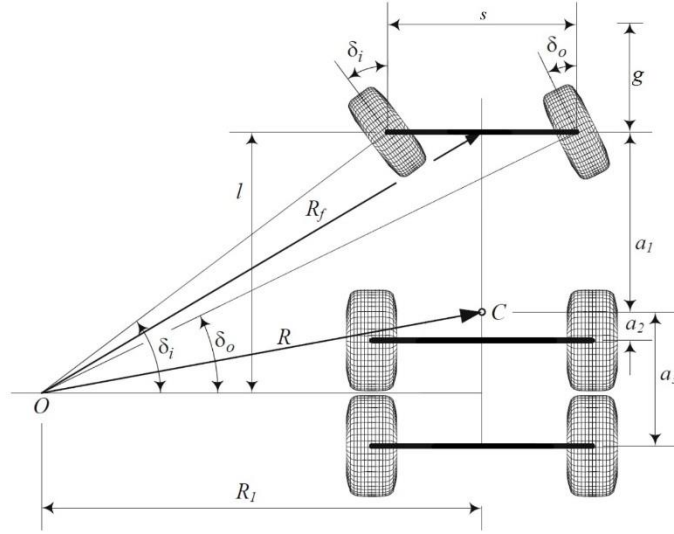


Şekil 4.7 Silindir hareketi tayini

3D model programının mekanizma modülü kullanılarak sistemin doğru hareketleri yapacak şekilde modellendiği teyit edilmiştir. Aynı zamanda bu modül, dış teker açısının iç teker açısına göre değişimi, yönlendirme kolunun ulaştığı maksimum açı ve ± 100 mm düşey hareket için ön-iz açısı değişimi gibi analizler gerçekleştirilmesine olanak sağlamıştır. Ackermann hata sınırları içinde kalacak ve belirli bir kuvveti aşmayan direksiyon simidi tepkisine sahip olacak şekilde tasarlanmış ve pozisyon analizi kullanılarak tekerlek açısı verileri elde edilmiştir.

4.3 Direksiyon Sistemi Hesaplamaları

Aracın dönüş yarıçapı hesabı, yardımcı arka dönüş sistemi eklenerek (Tablo 4.4) ve eklenmeyerek (Tablo 4.5) PTC Mathcad® programında yapılmıştır.



Şekil 4.8 Arka aksı dönmeyen 6x6 aracı dönüş yarıçapı merkezi gösterimi (Jazar, 2008)

Tablo 4.4 İki aksı dönmeyen 6x6 araç için dönüş sistemi hesap cetveli

Parametre	Sembol- Bağntı	Değer
İz genişliği	s	2558 mm
Ön çıkıntı mesafesi	g	2320 mm
Ön aks ağırlık merkezine olan uzaklığı	α_1	3600 mm
İkinci aks ağırlık merkezine olan uzaklığı	α_2	1150 mm
Arka aks ağırlık merkezine olan uzaklığı	α_3	2650 mm
Maksimum iç teker dönüş açısı	δ_i	32°
Maksimum dış teker dönüş açısı	δ_o	26°
Efektif aks aralığı	$l = \alpha_1 + \alpha_2$	4750 mm
İç ve dış tekerleklerin cot farkı	$\lambda_1 = \frac{s}{l}$	0,5385
İç tekerlerin dönüş açısına göre dış tekerleğin açısı	$\delta_{o1} = \text{acot}((\cot(\delta_i) + \lambda_1))$	25,058°
Ön aks ortalama dönüş açısı	$\delta_{ort} = \frac{\delta_i + \delta_{o1}}{2}$	28,529°
Viraj yarıçapı	$R_1 = (l)\cot(\delta_{ort})$	8,738 m
Duvardan duvara dönüş yarıçapı	$R_{gmaks} = \sqrt{\left(R_1 + \frac{s}{2}\right)^2 + (\alpha_1 + \alpha_3 + g)^2}$	13,183 m
Duvardan duvara dönüş dönüş çapı	$\emptyset = R_{gmaks} \cdot 2$	26,365 m
Ağırlık merkezi dönüş yarıçapı	$R = \sqrt{R_1^2 + \left(\frac{\alpha_3}{2}\right)^2}$	8,838 m
Arka aks iç teker dönüş açısı	$\delta_{i3} = \text{atan}\left(\frac{\alpha_3 - \alpha_2}{R_1}\right)$	9,741°
Arka aks dış teker dönüş açısı	$\delta_{o3} = \text{acot}\left((\cot(\delta_{i3})) + \lambda_1\right)$	8,93°

6x6 aracında yardımcı arka aks dönüş sisteminin kullanılmadığı durum için de hesaplamalar tekrar edilerek sonuçlar karşılaştırılmıştır. Söz konusu durum için,

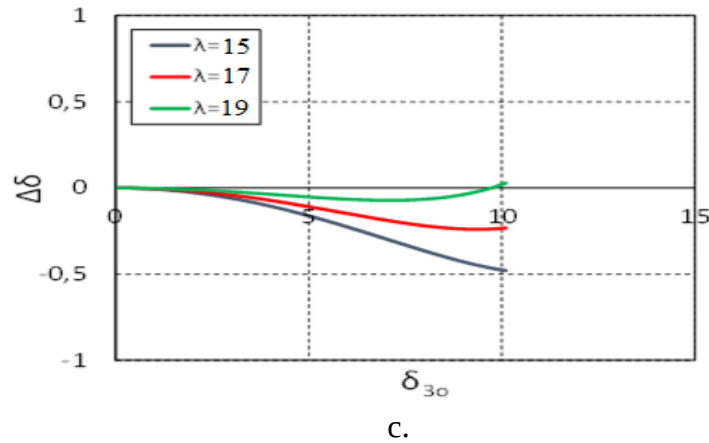
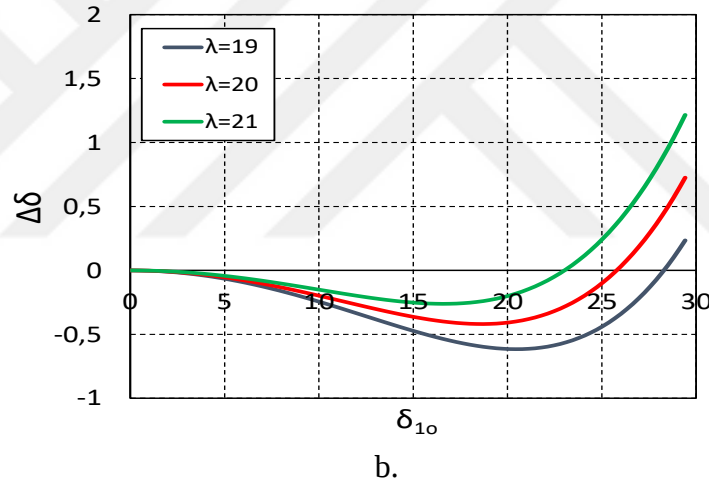
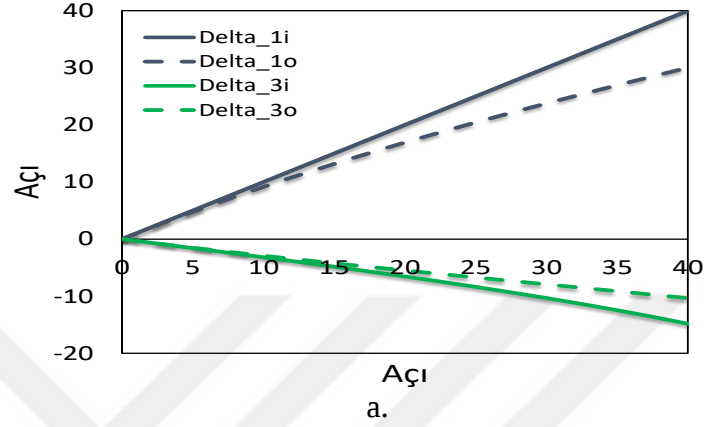
efektif aks aralığının, dönüş kabiliyetine sahip olmayan arka iki aksın merkez uzaklıklarının yarısı kadar arttığı öngörülmüştür.

Tablo 4.5 Arka aksın dönmediği 6x6 araç için dönüş sistemi parametre cetveli

Parametre	Sembol- Bağntı	Değer
Arka iki aksın merkezler arası uzaklığı	c	1600 mm
Efektif aks aralığı	$l_2 = \alpha_1 + \alpha_2 + \frac{c}{2}$	5550 mm
İç ve dış tekerleklerin cot farkı	$\lambda_2 = \frac{s}{l_2}$	0,4609
İç tekerlerin dönüş açısına göre dış tekerleğin açısı	$\delta_{o2} = \text{acot}((\cot(\delta_i)) + \lambda_2)$	25,88°
Ön aks ortalama dönüş açısı	$\delta_{ort2} = \frac{\delta_i + \delta_{o2}}{2}$	28,94°
Viraj yarıçapı	$R_2 = (l_2) \cdot \cot(\delta_{ort2})$	10,037 m
Duvardan duvara dönüş yarıçapı	$R_{gms2} = \sqrt{\left(R_1 + \frac{s}{2}\right)^2 + (\alpha_1 + \alpha_3 + g)^2}$	14,195 m
Duvardan duvara dönüş çapı	$\phi_2 = R_{gms2} \cdot 2$	28,39 m
Ağırlık merkezi dönüş yarıçapı	$R = \sqrt{R_2^2 + \left(\frac{\alpha_3}{2}\right)^2}$	10,124

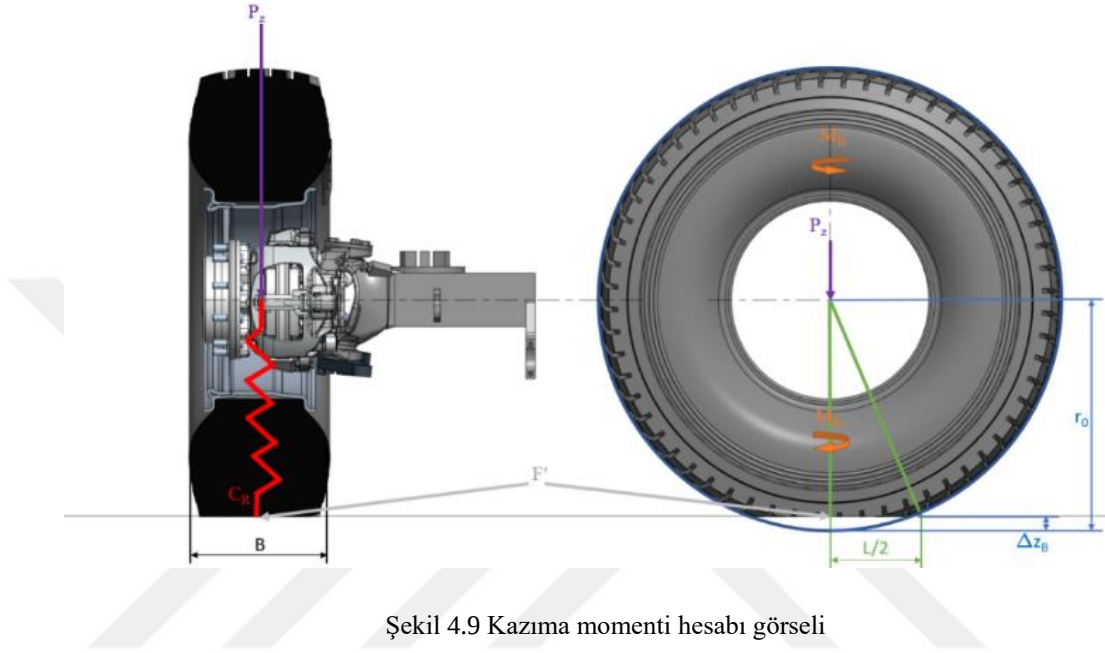
Yapılan hesaplamalar sonucunda, 6x6 aracın tabi olduğu Tablo 4,1’de verilen NFPA-414 standardının dönüş yarıçapı maddesine uygunluğu ortaya konmuştur. Hesaplamalarda geometrinin ideal ackermann koşulunun sağladığı kabul edilmiştir, ancak yapısal nedenlerden ötürü, direksiyon sistemi geometrisi ackermann koşulunu her zaman sağlayamamaktadır. İdeal durumdaki ve 3D model programı ile ölçülen dış teker açısı arasındaki farkın iç teker açısına göre değişimi ackermann hatası olarak tanımlanır. Şekil 4.9 (a) ’da taşıtın yönlenme hareketi sırasında tüm yönlenebilir tekerlerde oluşan açı değerlerinin 1. Aks iç teker açısına göre olan değişimi

gösterilmiştir. İz kolu rot bağlantı kanadı açısının ön aks için 19, 20 ve 21 derece olması durumlarında Ackermann hatası ($\Delta\delta$) Şekil 4.9 (b)'de, arka aksta ise aynı açının 15, 17 ve 19 derece olması durumları için Şekil 4.9 (c) verilmiştir. Her iki aksta da eşit uzunlukta iz kolu kullanılmış ve yön verme sisteminde r/j oranı 0,17 olarak elde edilmiştir.



Şekil 4.7 (a) İç tekerlek açısı-ideal tekerlek açıları grafiği (b) Ön aks için farklı iz kolu açıları ile iç tekerlek açısı ackermann hatası grafiği(c) Arka aks için farklı iz kolu açıları ile iç tekerlek açısı ackermann hatası grafiği

Yönlendirme hareketinin oluşması için, lastik-yol arasındaki yüzey sürtünmesinin meydana getirdiği direnç kuvvetinin aşılması gerekmektedir. Direksiyon sistemleri tasarlanırken, hareket direncinin en fazla olduğu, araç durur pozisyonu göz önüne alınır. Bu durumda lastik-yol arası sürtünme kuvveti ve lastiğin yola temas ettiği yüzey alanı en yüksek değerdedir. (Kaynak ve diğer., 2018)



Şekil 4.9 Kazıma momenti hesabı görseli

Tablo 4.6 Kazıma momenti parametre cetveli

Parametre	Sembol- Bağıntı	Değer
Dikey kuvvet	P_z	65 kN
Lastik genişliği	B	0,442 m
Dinamik lastik yarıçapı	r_0	0,7425 m
Lastik yay katsayısı	C_R	1510000 N/m
Yüzey sürtünme katsayısı	μ_H	0,8
Lastik çökme miktarı	$\Delta_{zB} = \frac{P_z}{C_R}$	0,04 m
Tekerlek temas uzunluğu	$L = \sqrt{4 \cdot (r_0^2 - (r_0 - \Delta_{zB})^2)}$	0,483 m
Efektif temas dairesi yarıçapı	$R_B = \frac{1}{2} \left(\frac{L}{2} + \frac{B}{2} \right)$	0,231 m
Efektif temas dairesi yüzey alanı	$A = \pi \cdot R_B^2$	0,168 m ²
Tekerlek – yol temas noktasında meydana gelen sürtünme kuvveti	$F = \mu_H \cdot P_z$	52 kN
Kazıma momenti	$M_{BMaks} = \frac{2}{3} R_B \cdot F$	8016,71 N.m

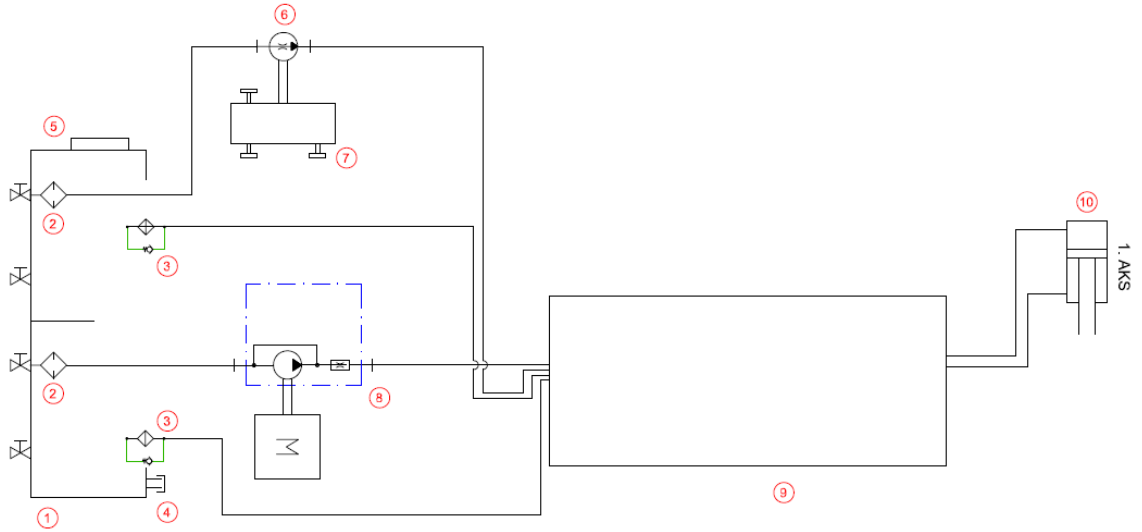
Dönüş hareketinin sağlanması için geçilmesi gereken moment, ön aks için direksiyon kutusu ve yardımcı silindirden, arka aks ise iki ana silindirden tedarik edilir. Silindir boyutlandırması, silindirin çalışma basıncında üretebileceği minimum kuvvetin, hesaplanan kazıma momentini güvenli bölgede kalarak karşılayabileceği şekilde yapılır. Silindir boyutları, maksimum ve çalışma basıncı değerlerinin üretici standartlarında olması önemli dikkat edilmesi gereken bir değerdir.

Tablo 4.7 Hidrolik ekipman hesap cetveli

Parametre	Sembol- Bağntı	Değer		Birim
		1.Aks	3.Aks	
Silindir iz kolu uzunluğu	a	220	220	mm
Güvenlik katsayısı	s_h	1,42	1,7	-
Dönüş süresi	t	2	2	s
Silindir sayısı	-	1	2	-
Direksiyon kutusu momenti	M_s	6478	0	N.m
Kazıma momenti	M_{Bmaks}	16033,42	8016,71	N.m
Dönüş için gereken kuvvet	$F_s = \frac{M_{Bmaks} - M_s}{\alpha}$	43,43	36,44	kN
Piston çalışma basıncı	P_c	160	160	bar
Piston yüzey alanı	$A_{piston} = \frac{s_h \times F_s}{p_c}$	38,447	38,717	mm ²
Piston iç çapı	$d_i = \sqrt{\frac{4 \times A_{piston}}{\pi}}$	69,96	70	mm
Mil çapı	d_{rod}	32	32	mm
Mil yüzey alanı	$A_{rod} = \frac{\pi \times d_{rod}^2}{4}$	8,042	8,042	mm ²
Açılma debisi (ön yüzey)	$Q_0 = \frac{A_{piston} \times \delta_0}{t}$	11,88	3,961	l/dk
Açılma debisi (arka yüzey)	$Q_{or} = \frac{(A_{piston} - A_{rod}) \times \delta_0}{t}$	11,88	3,138	l/dk
Kapanma debisi(ön yüzey)	$Q_c = \frac{A_{piston} \times \delta_c}{t}$	9,121	3,583	l/dk
Kapanma debisi(arka yüzey)	$Q_{or} = \frac{(A_{piston} - A_{rod}) \times \delta_c}{t}$		2,839	l/dk
Toplam debi	$Q_{total} = Q_0 - Q_{cr}$	9,121 21	6,8	l/dk
Çekme gerilmesi	σ_T	555	555	MPa
Korozyon payı	C	1	1	mm
Boyuna kesit et kalınlığı	$t_w = \frac{p_c \times d_i}{2 \times \sigma_T} + C$	1,504	1,506	mm
Dış silindir çapı	$d_0 = d_i + 2 \times t_w$	73,982	73,982	mm
Seçilen silindir dış çapı	d'_0	85	85	mm
Silindir güvenlik katsayısı	$s_c = \frac{d'_0}{d_0}$	1,149	1,145	-

Direksiyon sisteminde kullanılan hidrolik elemanlar kapalı bir çevrim içinde birbirleri ile ilişkilendirilmiştir. Ön aks ana dönüş sistemi ile yardımcı arka dönüş sistemi birbirine yalnızca elektronik olarak bağlıdır. Bu yüzden dönüş yarıçapının ve lastik aşınmasının azaltılması öncelikli amacıyla kullanılan yardımcı arka aks dönüş sistemi, ön aks hidrolik şemasına dahil edilmez. Bu sistem tamamen bağımsız bir hidrolik çevrime sahiptir.

Hidrolik yağın basınçlanmasını sağlayan pompa (8), yağ tankı tarafından beslenir ve basınçlandığı yağı direksiyon kutusuna iletir (9). İhtiyaç duyulduğu anda kuvvet oluşturmak üzere basınçlı yağı işleyen direksiyon kutusu, ek kuvvet üreticisi olarak kullanılan silindire (1) de basınçlı yağı gönderir. Direksiyon Kutusu ile rezervuar arasına çekilen dönüş hattı ile kapalı çevrim tamamlanmış olur. Çevrim içerisinde sürekli çalışma koşulları açısından kritik öneme sahip olan kirliliğin önlenmesi amacıyla filtre (2,3) uygulaması da yapılmıştır. Ön aks dönüş sistemi için, bir de yedek basınç hattı tanımlanmıştır. Yardımcı direksiyon pompası (6), tanktan temin ettiği yağı basınçlandırarak yine direksiyon kutusuna gönderir. Yedek hat, normal çalışma koşullarında basınçlı yağı hatta tahliye edecek şekilde tasarlanmıştır. (Şekil 4.10)



Şekil 4.10 Ön aks dönüş sistemi hidrolik şema

Tablo 4.8 Ön aks dönüş sistemi hidrolik şema yapı elemanları ve adetleri

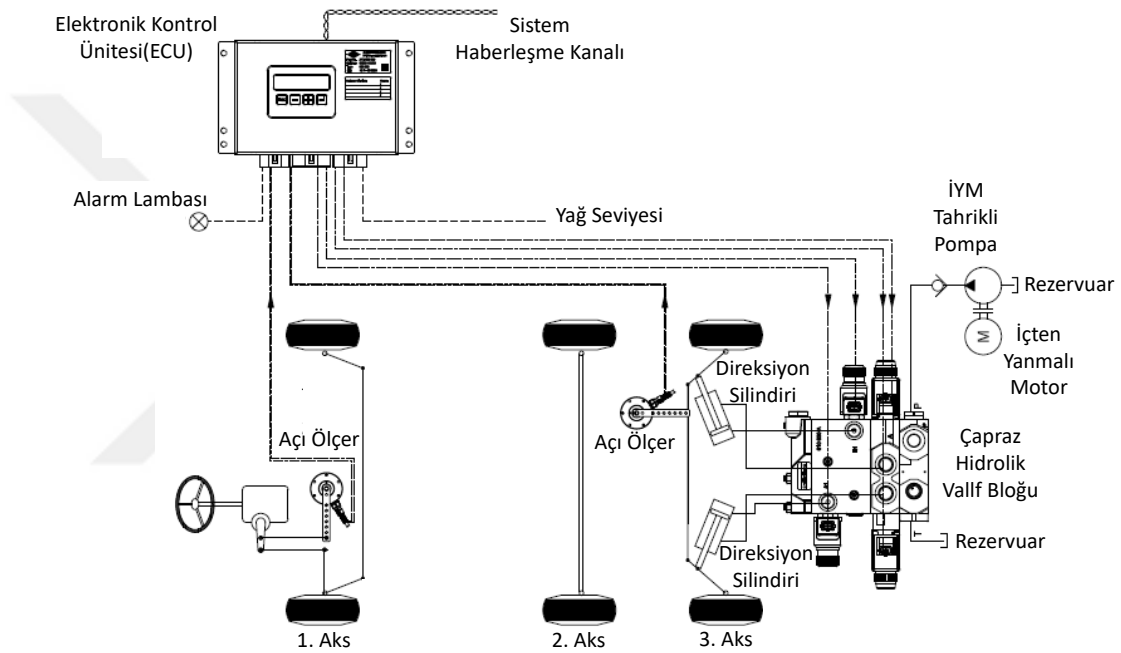
Numara	Adet	Eleman
10	1	Yardımcı Dönüş Silindiri
9	1	Direksiyon Kutusu
8	1	İ.Y.M Tahrikli Dönüş Pompası
7	1	Transfer Kutusu
6	1	Yardımcı Dönüş Pompası
5	1	Kontaklı Seviye Göstergesi
4	1	Havandırma ve Dolum Kapağı
3	2	25 µ Geri Dönüş Filtresi
2	2	125 µ Emiş Filtresi
1	1	Yağ Tankı

Sürücü dönüş hareketini başlattığında, direksiyon kutusu basınçlı yağı hatta tahliye etmeyi bırakır ve yönlendirme kolunun tespit edildiği sektör mili ekseninde döndürme momenti oluşturmaya başlar. Oluşan moment ile yönlendirme kolu dönmeye başlar ve hareket başlamış olur. Kutu içinde bulundurduğu basınçlı yağın kalan kısmı ile yardımcı hidrolik silindiri besler ve hareket direncinin yenilmesini kolaylaştırır. Sistemin sınırlarını belirlemek ve aşırı zorlanmayı engellemek için kutuya entegre bir basınç tahliye valfi bulunmaktadır.

Aracın dönüş kabiliyetinin artması amacıyla kullanılan arka aks dönüş sistemi, elektro-hidrolik bir çalışma prensibine sahiptir. Aracın tekerlek açıları, sürekli olarak ölçülerek kontrolcüye aktarılır. Bu bilgiyle birlikte aracın o anki hız bilgisini işleyen kontrolcü, arka aksın konumunu tayin eder ve blok üzerinden silindirlere kumanda eder. İçten yanmalı motor üzerinde bulunan bir diğer hidrolik pompa, sistemi sürekli olarak hazır bekletir. Yağ filtrelemesi hat üzerine ilişkilendirilen filtre ile sağlanır.

Arka aks dönüş sistemleri, gerekli koşullarda (yüksek hız, sistemde bulunan havanın tahliye edilememesi, bilgi kaybı, güç kaybı vs.) devre dışı kalabilmektedir. Sistemin iki şekilde devre dışı kalma protokolü bulunmaktadır. Hatayı meydana getiren koşullara bağlı olarak, ya sistem yönlendirmeyi bırakır ve tekerlekler hatanın olduğu andaki konumunda kilitli kalır veya tekerlekler sistem tarafından otomatik

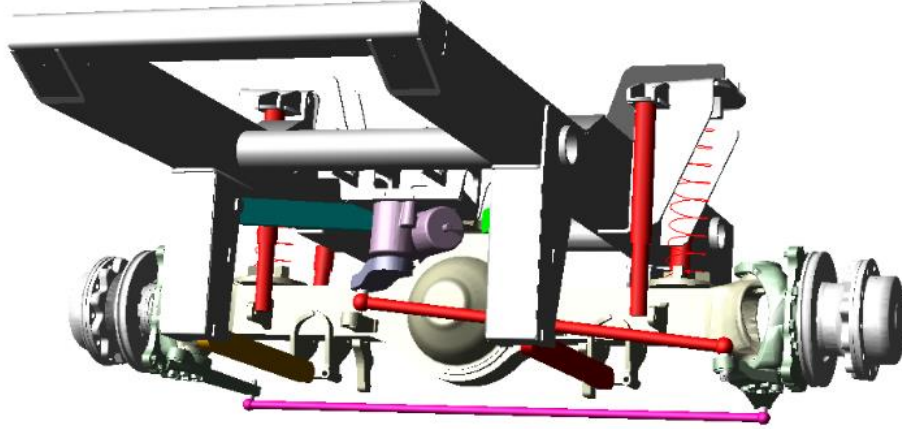
olarak orta konuma getirilir ve kilitleme işlemi gerçekleşir. İlk durumda, aracın durdurulması ve blok üzerinde bulunan tuşlar ile tekerleklerin sıfır derece açığa getirilmesi gerekir. Dönüş sisteminin çalışmadığı durumlarda, blok üzerindeki çapraz kontrol valfleri kapatılarak silindirlerin içinde bulunan yağ hapsedilir ve silindirlerin hareket etmesi engellenmiş olur. Yağın sıkıştırılma oranının ihmal edildiği bu durumlarda, silindirler birer rot olarak görev yapar ve tekerleklerin avare dümenlenmesinin önüne geçilir.



Şekil 4.11 Arka aks dönüş sistemi elektro-hidrolik şema (Mobil Elektronik, b.t.)

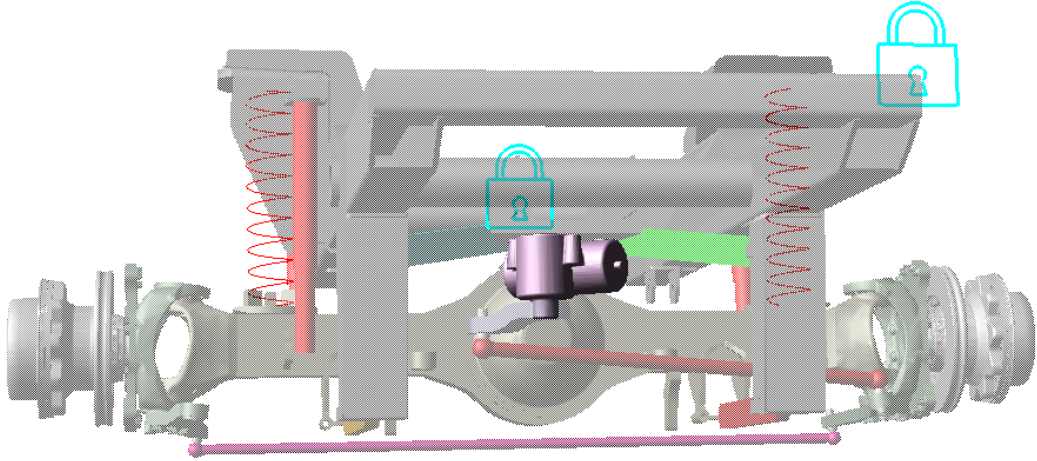
4.4 Direksiyon Sistemi Kinematik Analizi

Adams View® programına aktarılan ön aks direksiyon sistemi elemanları Şekil 4.13’ de gösterilmiştir. Program kullanımı için bileşenlerin ağırlıkları, merkez koordinatları ve bağlantı şekilleri tanımlanmalıdır. Her bileşen için malzeme yapısal çelik olarak belirlenmiştir ve ağırlık merkezleri geometrik merkezleri olarak tanımlanmıştır. Ardından mekanizmanın çalışması için gerekli noktalar programa tanımlanmıştır. Mekanizma için kritik noktalar ve tanımları EK 1’de verilmiştir.



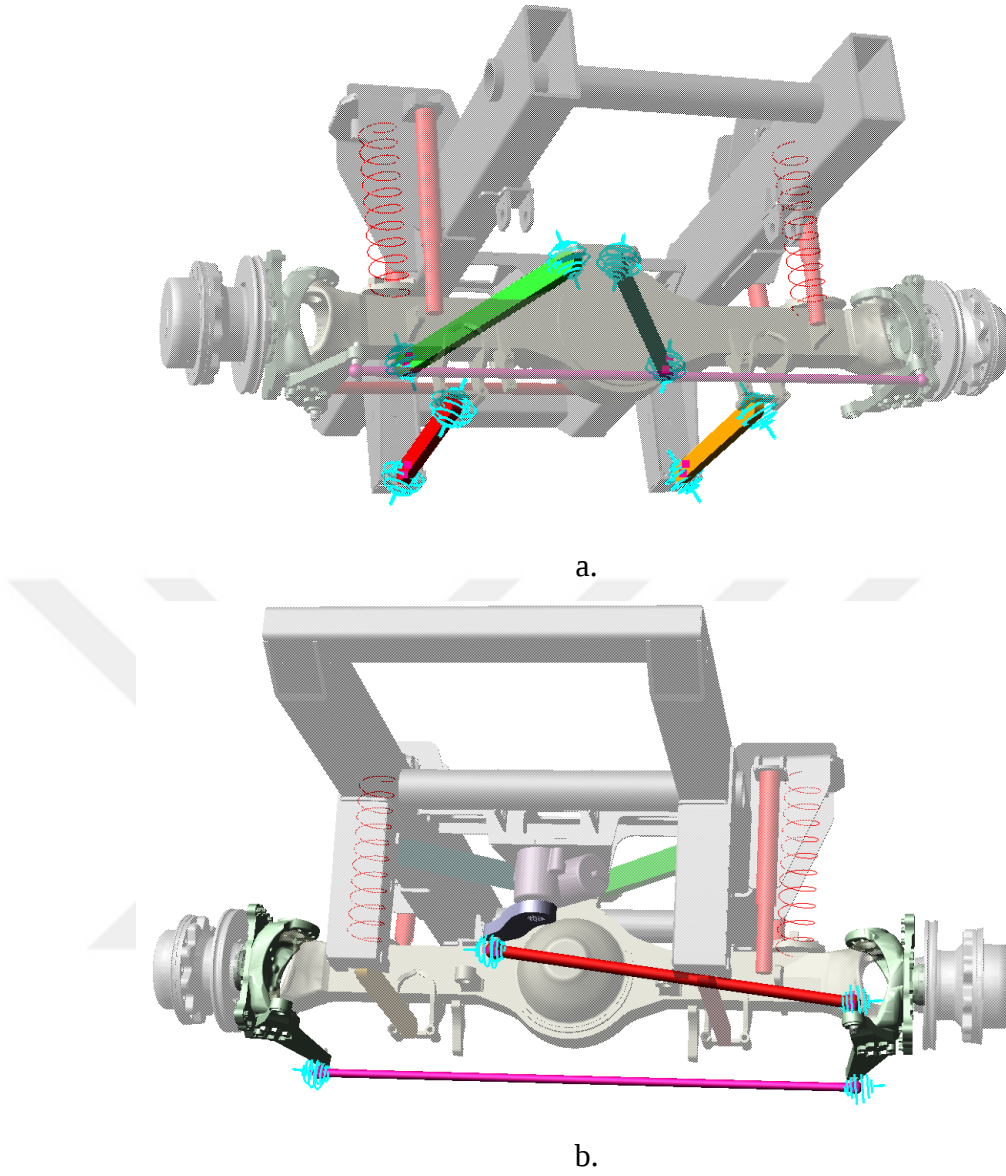
Şekil 4.12 Adams View® genel görünüş

Özellikleri atanan bileşenler, birbirlerine göre yapacakları hareketler belirlenerek mekanizma zinciri oluşturulur. Araç şasisi hareket etmeden kalacak şekilde sabit olarak tanımlanmıştır. Direksiyon kutusunun şasiye göre hareketi olmadığı için, bu bileşen de şasi üzerine sabit olacak şekilde tanımlanmıştır (Şekil 4.13).



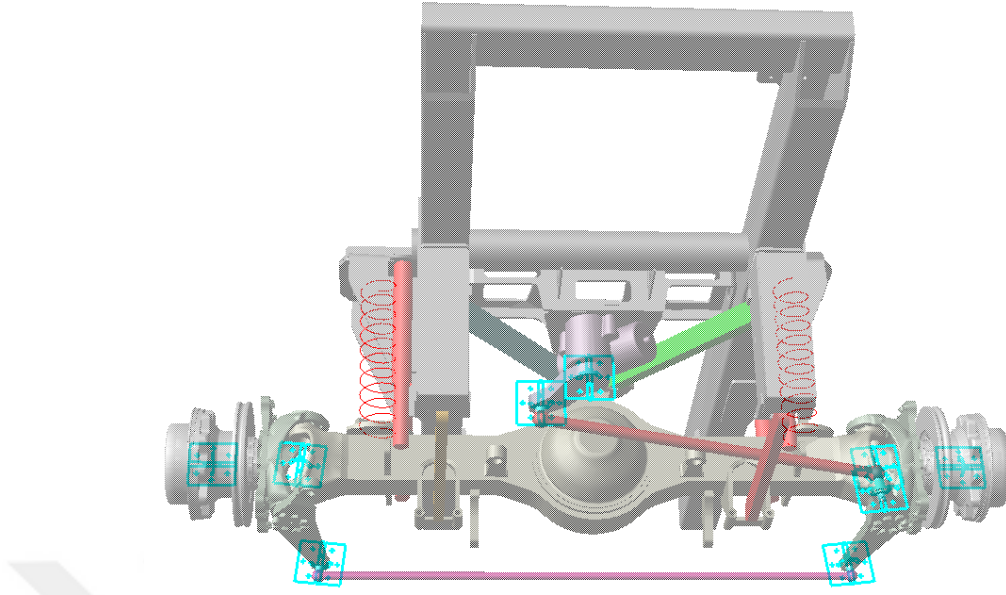
Şekil 4.13 Sabit bağlantı gösterimi

Aks montajı, şasi üzerine çeki kolları uçlarında bulunan küresel mafsallar ile yapılmış ve sürüş esnasında aksın düşey hareketi, çeki kollarının şasiye olan bağlantı merkezinden çizilecek bir dairesel yörüngede yapması sağlanmıştır. Aynı bağlantı tipi, rot başları için de kullanılmıştır (Şekil 4.14).



Şekil 4.14 (a) Çeki kolu küresel mafsalları (b) Rot küresel mafsalları

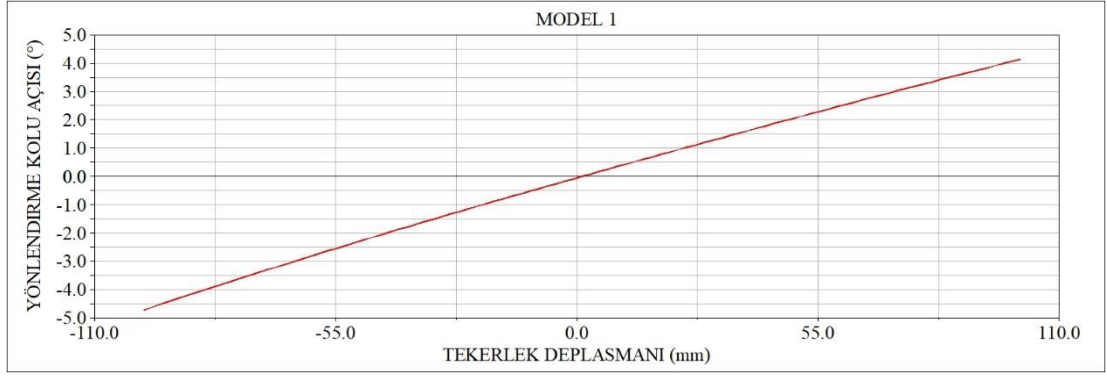
Aksonların dingil pimi üzerine montajı, dingil pimi ekseninde orta nokta üzerine tanımlanan pin montajı ile yapılmıştır. Küresel mafsalların iz kolları ve yönlendirme kolu üzerine olan bağlantısı ile yönlendirme kolunun direksiyon kutusuna olan ilişkisi için de bu yöntem belirlenmiştir.



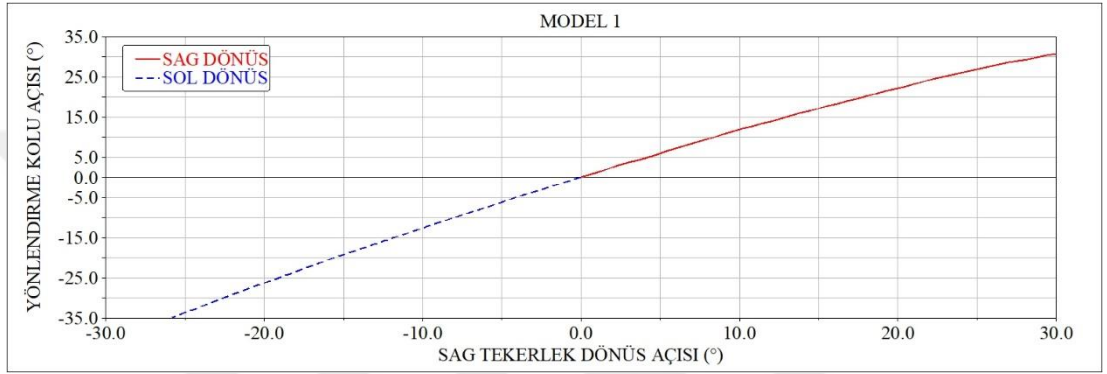
Şekil 4.15 Aks, iz kolu, rot kolu döner mafsallı tayini

Tüm bileşenlerin tanımlanmasının ardından, aracın ± 100 mm düşey tekerlek deplasmanı yaptığında yönlendirme kolu açısında ve ön-iz açısında (toe-in) meydana gelen değişimler ile 30° sağ sol dönüş hareketi ile ulaşılan maksimum yönlendirme kolu açısı değerleri incelenecektir. Yapılan hareket analizlerine, Ackermann koşulunun yönlendirme kolu – iz kolu geometrisi ile direksiyon kutusu konumundan bağımsız olması nedeniyle 3d katı model programında elde edilen, olması gereken iz kolu açısı değerleri dahil edilmemiştir.

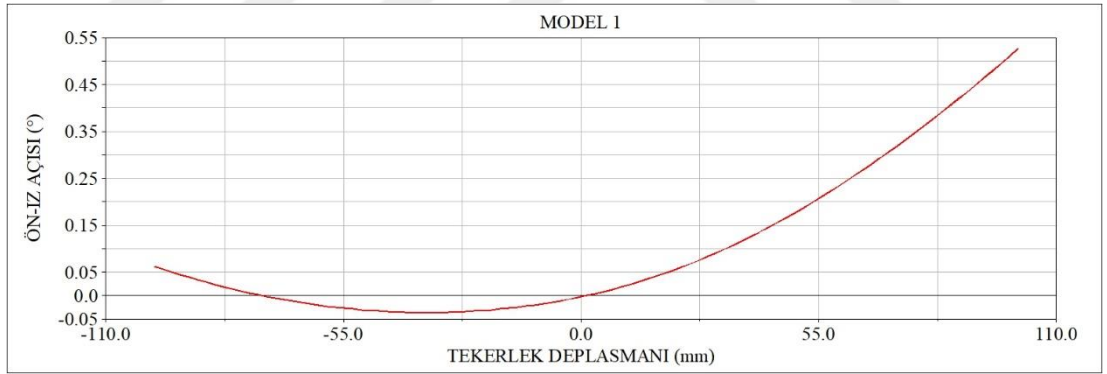
Yapılan hareket analizi sonuçlarına göre, tekerlek deplasmanına göre ön-iz (toe-in) açısı değişimi Şekil 4.16 (a)'da maksimum $\approx 0,55^\circ$, yönlendirme kolu açısı değişimi Şekil 4.16 (b)'de $\approx 5^\circ$, 30° sağ sol dönüşleri esnasında ulaşılan maksimum yönlendirme kolu açısı değeri ise Şekil 4.16 (c)'de $\approx 35^\circ$ olarak verilmiştir.



a.



b.

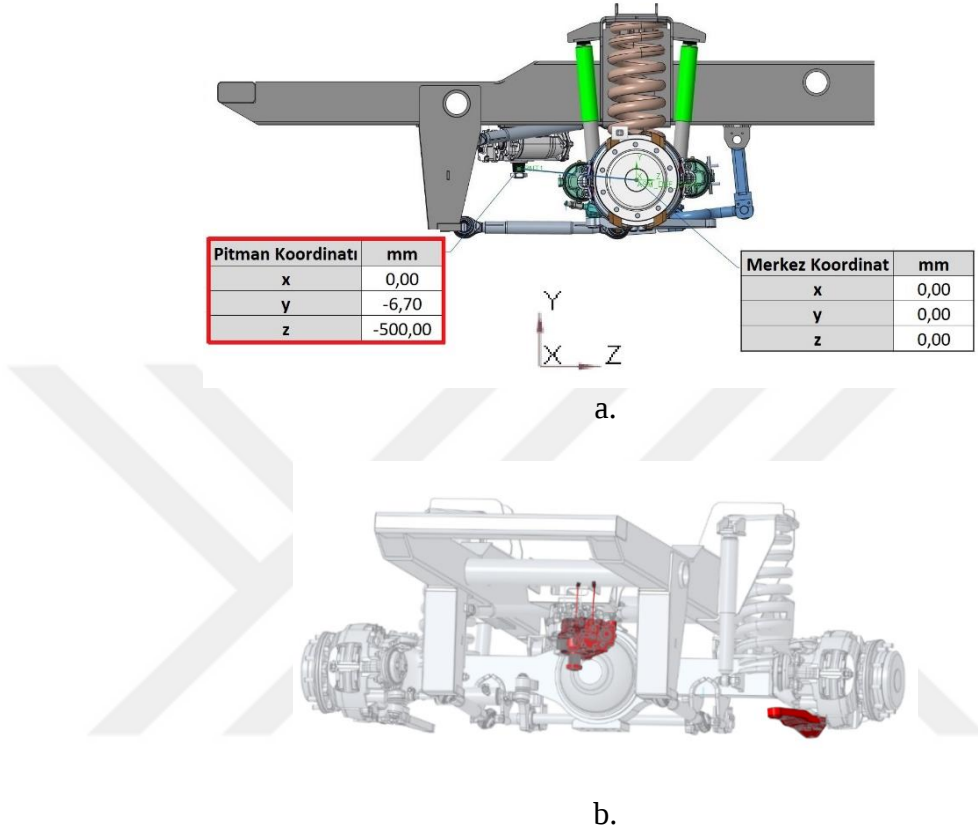


c.

Şekil 4.8 (a) Model 1 düşey tekerlek deplasmanı – yönlendirme kolu açısı değişimi grafiği (b) Model 1 maksimum dönüş – yönlendirme kolu açısı değişimi grafiği (c) Model 1 düşey tekerlek deplasmanı – ön-iz (toe-in) açısı değişimi grafiği

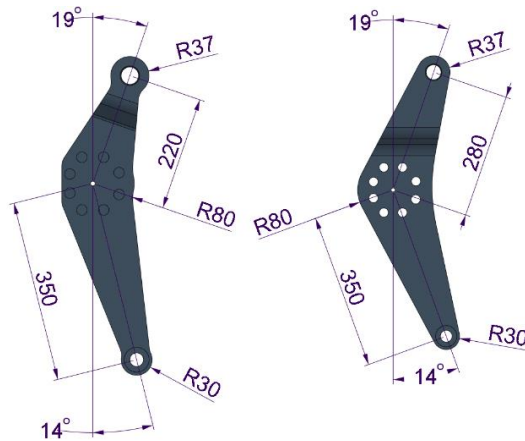
Analiz sonuçları incelendiğinde, ± 100 mm düşey tekerlek deplasmanı hareketi sırasında yönlendirme kolu açısı değerinde meydana gelen değişimin yüksek olduğu söylenebilir. Bu durumda aynı analizler, direksiyon sistem geometrisinde yapılan birtakım değişiklikler ile sınır koşulları değiştirilmeden tekrar tekrar edilmiştir.

Direksiyon sistemi geometrisi, ilk olarak direksiyon kutusu konumu değiştirilerek güncellenmiştir. (Şekil 4.17)



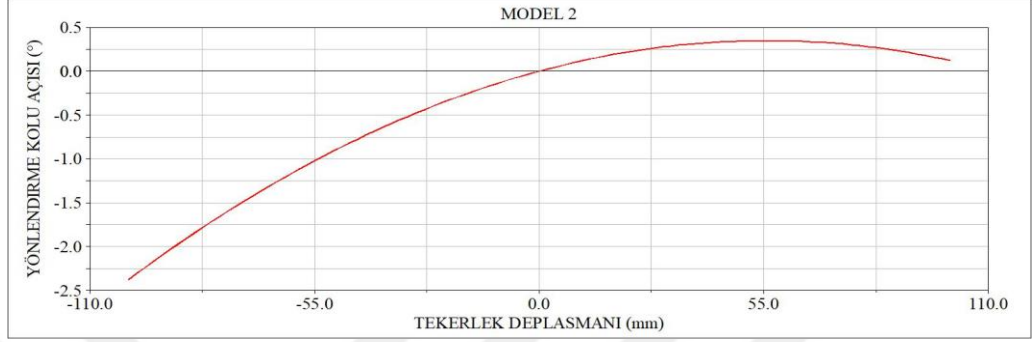
Şekil 4.17 (a) Değiştirilmiş direksiyon kutusu koordinatları (b) Güncellenmiş bileşen gösterimi

Aks üretişinden hazır olarak tedarik edilen iz kolu, yönlendirme kolu rot kanadı ölçüsü güncellenerek ikinci değişiklik gerçekleştirilmiştir (Şekil 4.18).

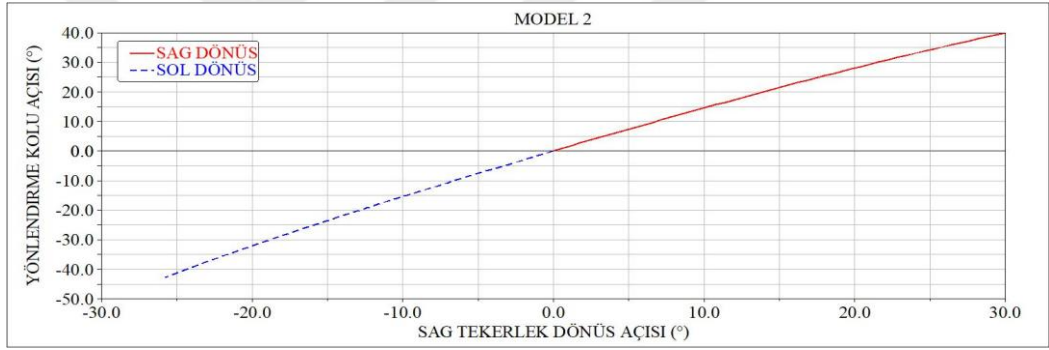


Şekil 4.9 İz kolu direksiyon rotu bağlantı ölçüsü değişimi

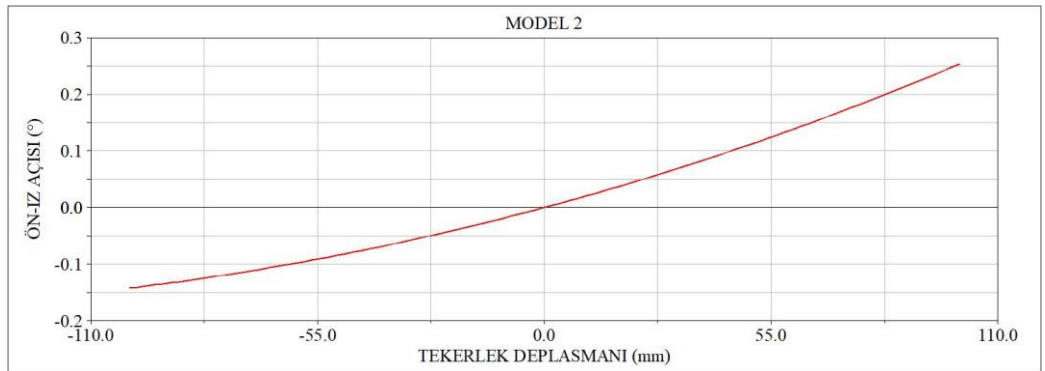
Güncellenmiş sistem için analiz tekrar edildiğinde, ± 100 mm düşey tekerlek deplasmanı hareketi için yönlendirme kolu açısı değişimi Şekil 4.19 (a)'da, ön-iz açısı değişimi Şekil 4.19 (b)'de, yönlendirme kolu açısı ve sağ sol dönüşler için ulaşılan maksimum değerler Şekil 4.19 (c)'de verilmiştir.



a.



b.



c.

Şekil 4.10 (a) Model 2 düşey tekerlek deplasmanı – yönlendirme kolu açısı değişimi grafiği (b) Model 2 maksimum dönüş – yönlendirme kolu açısı değişimi grafiği (c) Model 2 düşey tekerlek deplasmanı – ön-iz (toe-in) açısı değişimi grafiği

Baz modelde yapılan deęiřikliklerin ardından oluřturulan yeni geometri ile, aynı kořullarda analiz tekrar edilmiř ve yonlendirme kolu ačí deęiřimi $<2,5^\circ$, ön-iz (toe-in) ačíı deęiřimi ise $<0,3^\circ$ seviyesine kadar indirilmiřtir. Ayrıca tam tur dónuřlerde ulařılan maksimum yonlendirme kolu ačíı deęerinin 42° seviyesine ulařtıęı górlmüřtür. Yapılan hareket analizlerine, ackermann kořulunun yonlendirme kolu – iz kolu geometrisi ile direksiyon kutusu konumundan baęımsız olması nedeniyle 3d katı model programında elde edilen, olması gereken iz kolu ačí deęerleri dahil edilmemiřtir.

4.5 Direksiyon Sistemi Kritik Yapı Elemanları Gerilme Analizleri

SpaceClaim programı ile temizlenerek kinematik analize hazır hale getirilen ön aks direksiyon geometrisi, Ansys Workbench® programının katı cisim dinamiği programına da aktarılmış, elde edilen mafsalları yine aynı programının statik durum çözücü modülü ile yonlendirme kolu üzerine etki ettirilerek yonlendirme kolu kolunun sonlu elemanlar yardımı ile gerilme analizi gerçekteşirilmüştir.

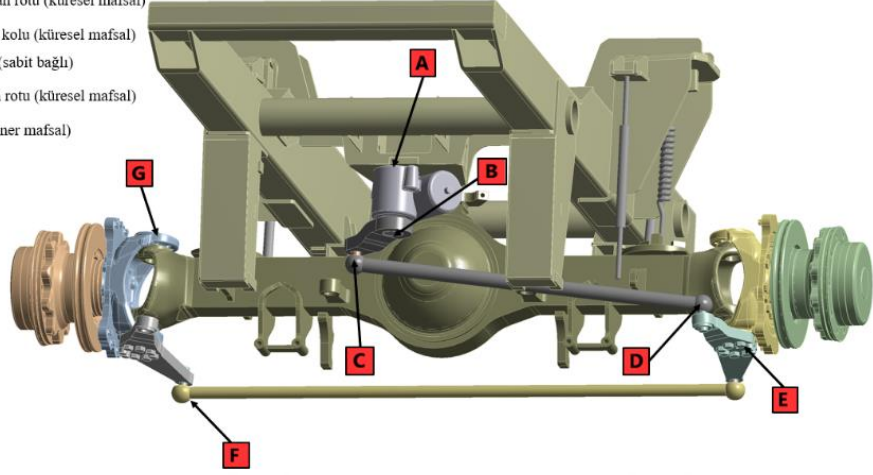
A		B	
1	Rigid Dynamics	1	Static Structural
2	Mühendislik verileri ✓	2	Mühendislik verileri ✓
3	Geometri ✓	3	Geometri ✓
4	Model ✓	4	Model ✓
5	Kurulum ✓	5	Kurulum ✓
6	Çözüm ✓	6	Çözüm ✓
7	Sonuçlar ✓	7	Sonuçlar ✓

Katı cisim dinamiği analizi Statik analiz

şekil 4.20 Ansys Workbench® genel görünüm

Katı cisim dinamiği programı ile sonuç almak için öncelikle mekanizmayı oluşturan öğeler ve aralarındaki bağlantı şekilleri tayin edilir (şekil 4.21).

- A** Gövde – dişli kutusu (sabit bağlı)
- B** Dişli kutusu – pitman kolu (döner mafsall)
- C** Pitman kolu – pitman rotu (küresel mafsall)
- D** Pitman rotu – sol iz kolu (küresel mafsall)
- E** İz kolu – aks çatallı (sabit bağlı)
- F** İz kolu – direksiyon rotu (küresel mafsall)
- G** Aks – aks çatallı (döner mafsall)



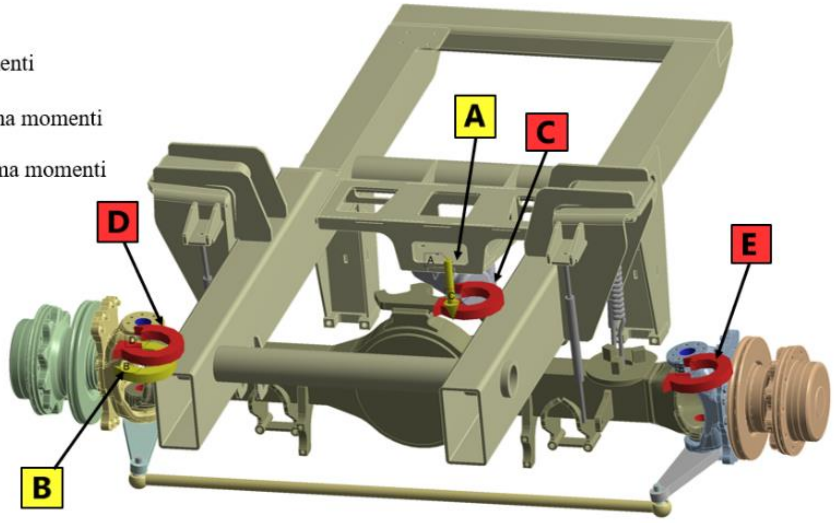
Şekil 4.21 Ansys Workbench® katı cisim dinamiği modülü bağlantı tayinleri

Bileşenler ve bağlantı şekillerinin tanımlanmasının ardından, sınır koşulları (Dönüş açısı, kazıma momentleri vs.) tanımlanır. Sistemin en zorlu koşullarda analiz edilmesi amacıyla, 1 saniyelik bir hareket süresi boyunca, maksimumdan minimuma değişen kazıma momenti, minimumdan maksimuma değişen direksiyon kutusu momentleri ve sıfırdan maksimuma değişen iç teker açısı hareketi sisteme etkir. Bu hareket esnasında yönlendirme koluna etkimeden harekete katkı sağlayan yardımcı dönüş silindiri göz ardı edilmiştir. Kazıma momentinin maksimum olduğu değer, hareketin başladığı anda meydana maksimum statik sürtünme katsayısı($\mu=0,8$), minimum olduğu değer ise hareket esnasında etkiyen dinamik sürtünme katsayısı($\mu=0,35$) ile hesaplanarak elde edilmiştir. Maksimum ve minimum direksiyon kutusu momentleri ile maksimum iç teker açısı değerleri, üreticiden alınan teknik belgelere göre seçilmiştir.

Tablo 4.9 Sınır koşulları

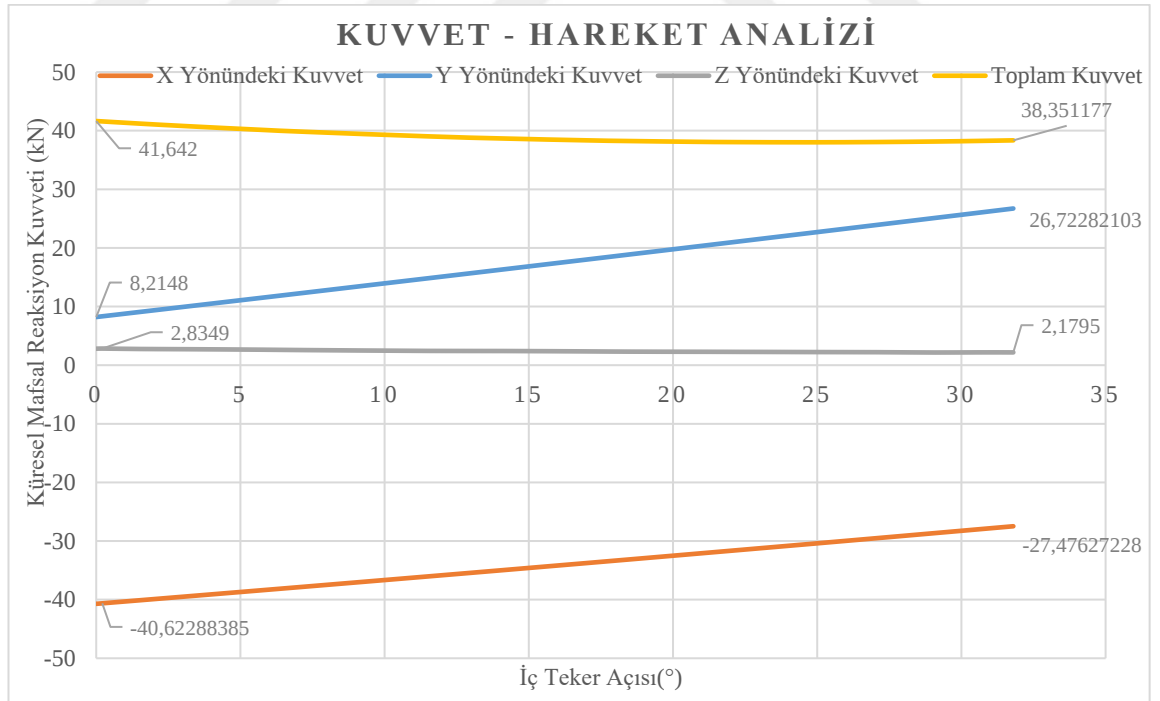
	A	B	C	D	E
	Yer	Sola	Direksiyon	Sol Tekerlek	Sağ Tekerlek
Sınır Koşulu	Çekimi İvmesi	Dönüş Açısı Değişimi	Kutusu Momenti	Kazıma Momenti	Kazıma Momenti
Birim	mm/s ²	°	N.mm	N.mm	N.mm
Başlangıç Değeri	9086,6	0	6478000	8016710	8016710
Bitiş Değeri	9086,6	31,8	7621000	7014600	7014600

- A** Yer çekimi ivmesi
- B** Sol Dönüş
- C** Dişli kutusu moment
- D** Sol tekerlek kazıma momenti
- E** Sağ tekerlek kazıma momenti

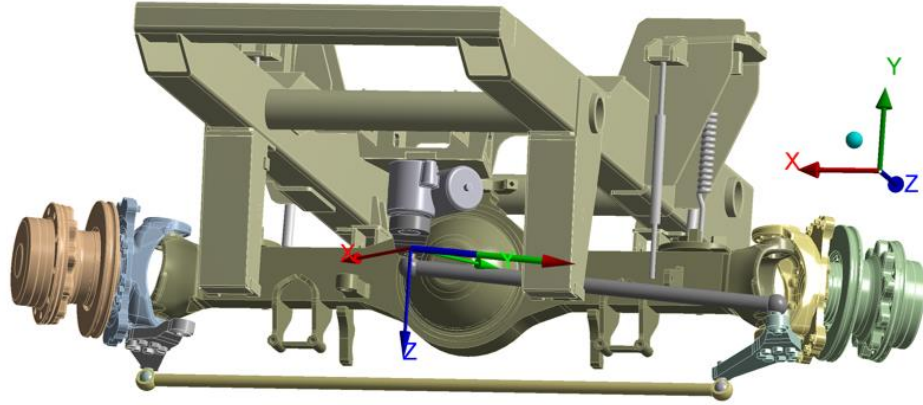


Şekil 4.22 Sınır koşulları

Analiz sonuçlarına göre yönlendirme kolu küresel mafsallı bağlantısında meydana gelen sonuçlar ≈ 42 kN olarak elde edilmiştir (Şekil 4.16).



Şekil 4.11 Kuvvet-hareket analizi sonuç grafiği



Şekil 4.23 Katı cisim dinamiği analizi sonucunda elde edilen kuvvet yönü gösterimi

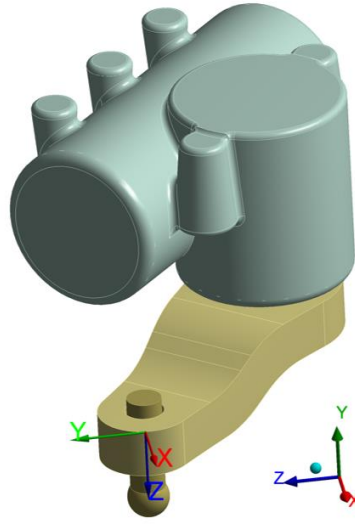
Katı cisim dinamiği analizinin yürütülmesinin ardından elde edilen değerler, yönlendirme kolu özeline indirgenerek statik çözüm modülüne aktarılmış ve Tablo 4.10'da verilen yönlendirme kolu malzemesinin mekanik özellikleri de programa eklenmiştir.

Tablo 4.10 Yönlendirme kolu malzeme özellikleri

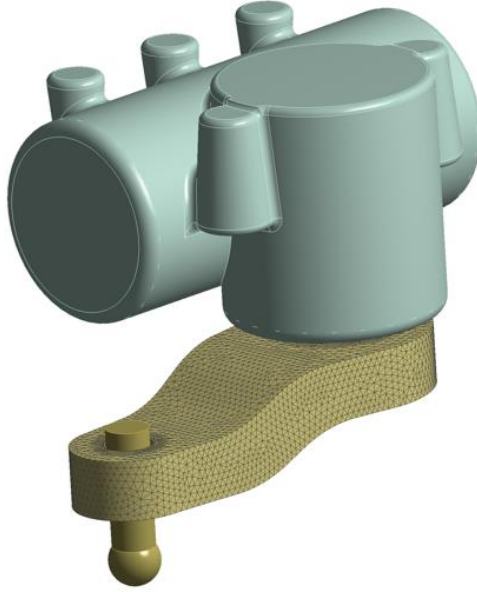
-	Malzeme Adı	Akma Mukavemeti	Kopma Mukavemeti	Elastisite Modülü	Poisson Oranı
Değer	AISI 4140	750	1200	210	0,3
Birim		MPa	MPa	GPa	-

Önceki analizden alınan mafsallık reaksiyon kuvvetlerinin yönünün doğru şekilde etki ettirilmesi için, yönlendirme kolu – direksiyon rotu arasında tanımlanan küresel mafsallık bağlantısının koordinat sistemi yönlendirme kolu modeline de aktarılmıştır. Statik analize tabi tutulacak parça olan yönlendirme kolu elastik olarak tanımlanmış, diğer bileşenler rijit yapıda olup statik analize dahil edilmemiştir (Şekil 4.25).

Yönlendirme kolu, direksiyon kolu ve küresel mafsala bağlantı yapılacak olan delik yüzeylerinde daha detaylı olacak şekilde küçük karelere ayrılmıştır. Element boyutunun maksimum 5 mm seçilmesiyle elde edilen mesh detayları Tablo 4.11'de verilmiştir.



Şekil 4.24 Yönlendirme kolu statik çözüm bileşenleri ve koordinat sistemi gösterimi

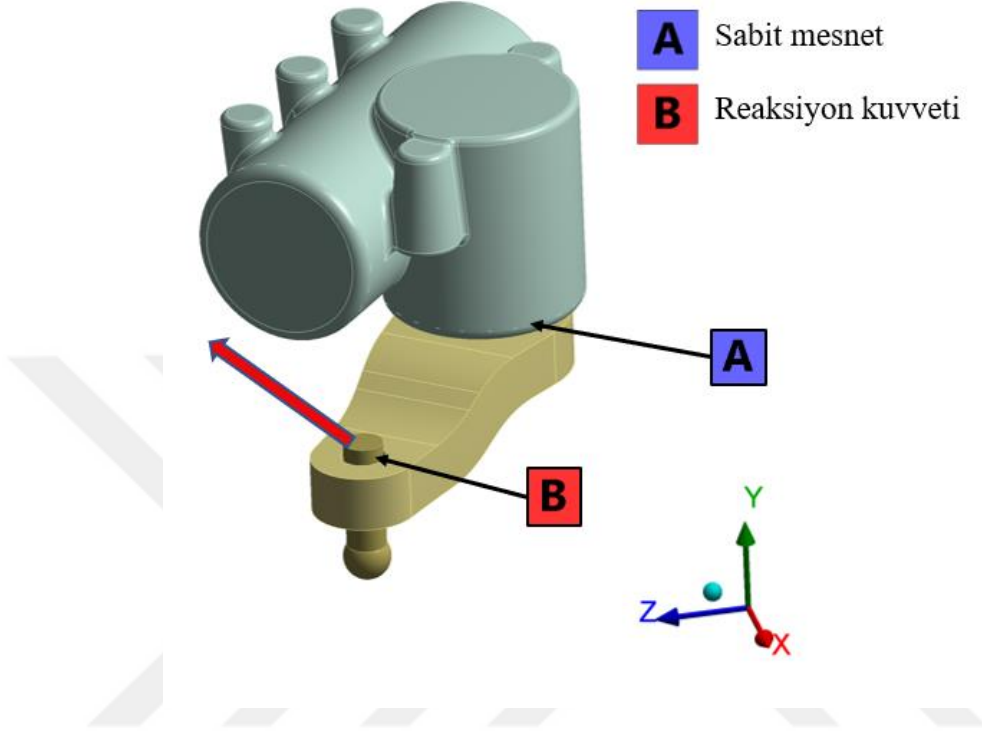


Şekil 4.25 Yönlendirme kolu mesh detayı

Tablo 4.10 Mesh detayları

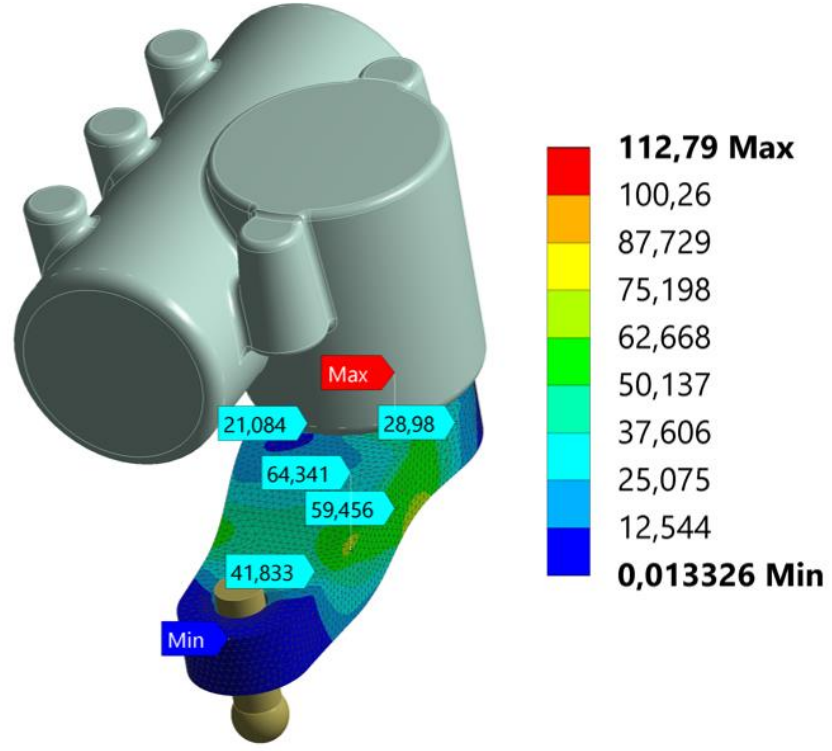
-	Element Kalitesi	Görünüş Oranı
Minimum	0,22487	1,1614
Maksimum	0,99982	10,547
Ortalama	0,81419	1,9153

Yönlendirme kolu, direksiyon kolunu üzerine bağılandığı yüzeyden sabitlenir, küresel mafsala bağlanacağı yüzeyden ise katı cisim dinamiği analizi ile elde edilen kuvvet değerleri etki ettirilmiştir (Şekil 4.26).

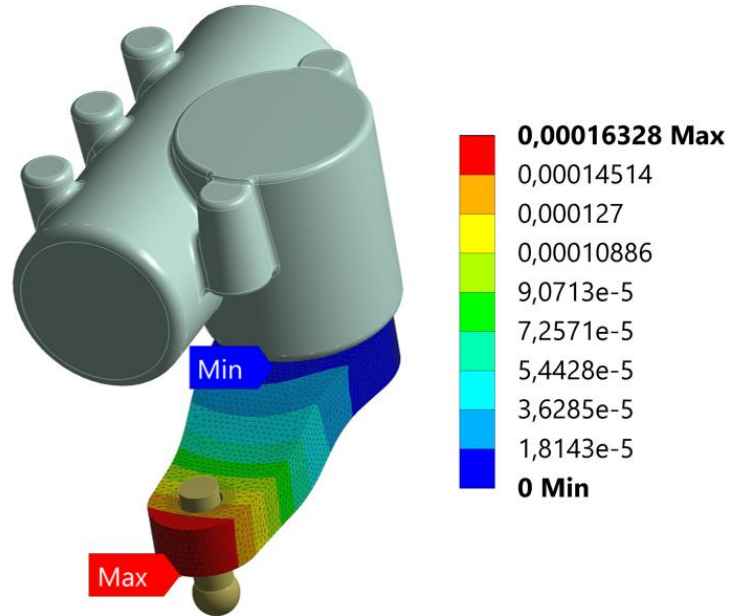


Şekil 4.26 Statik analiz sınır koşulları

Yönlendirme kolu elde edilen yük altında zorlandığında oluşan gerilme değeri Şekil 4.28(a)'da, toplam deformasyon miktarı Şekil 4.28 (b)'de verilmiştir. Tablo 4.11'de belirtilen yönlendirme kolu malzemesinin akma mukavemeti göz önüne alındığında, bu bileşen için kötü koşullar altında güvenlik katsayısının >6 olduğu sonucuna ulaşılmıştır.



a.



b.

Şekil 4.27 (a) Yönlendirme kolu statik analiz gerilme değerleri (b) Yönlendirme kolu statik analiz toplam deformasyon değerleri

BÖLÜM BEŞ

SONUÇLAR

Hava aracı kurtarma ve yangınla mücadele aracı olarak tasarlanan 3 akslı ağır hizmet aracının direksiyon sistemi geometrisi, PTC Creo® programı ile tasarlanmış ve direksiyon sisteminin Ackermann geometrisine uygunluğu, yine aynı programın mekanizma modülü ile analiz edilmiştir. Sonuçlarda ön aks için iz kolu rot açısının 19° derece, arka aksın ise 17° olması durumunda 30° ön iç teker dönüş açısına kadar hata değerinin 0,5° değerinin altında kaldığı görülmüştür.

3D model programı ile hazırlanan sisteme, yapılan teorik kazıma momenti hesabının yardımıyla boyutlandırılan ön aks için yardımcı, arka aks için ise ana hareket sağlayıcı olarak kullanılacak hidrolik silindirler eklenmiştir. Silindirlerin aks üzerinde yerleşeceği alan, hareketin sağlanması için aşılması gereken kuvvet ve üretilebilirlik koşulları göz önüne alınarak silindir boyutlandırılması tamamlanmıştır. Yine üreticilerin sağladığı silindiri oluşturan parçaların malzeme özellikleri hesaplamalara dahil edilerek bu ürünlerin güvenlik katsayıları teorik olarak ortaya konmuştur.

Arka aks dönüş sisteminin eklenmesiyle, aracın ideal olarak döndüğü kabul edilen viraj yarıçapı, yaklaşık 2 metre azaltılmıştır. Ayrıca bu sistemin eklenmesi ile tekerleklerin maruz kalacağı yan kuvvet miktarının azalacağı ve bu sayede tekerlek aşınmasının da en aza indirileceği ön görülmüştür.

Tasarlanan model, düşey deplasman hareketinde elde edilen yönlendirme kolu ve ön-iz (toe-in) açı değişimleri ile tam sağ tam sol dönüşler esnasında yönlendirme kolunun ulaştığı maksimum açı değerlerinin elde edilmesi amacıyla Adams View® programında hareket analizlerine tabi tutulmuştur. Elde edilen grafikler incelendiğinde, ön-iz (toe-in) açı değişimi ve ulaşılan maksimum yönlendirme kolu açısı değerlerinin normal sınırlar dahilinde kaldığı, ancak düşey deplasman hareketi sırasında yönlendirme kolu açısında meydana gelen değişimlerin azaltılması gerekliliği sonucuna varılmıştır. Tasarımda uygulanan direksiyon kutusu konumu ve iz kolu boyutu değerleri değişiminin ardından hareket analizleri sınır koşulları

değiştirilmeden güncellenmiş, elde edilen sonuçlara göre kritik açı değişiminde yaklaşık yüzde elli iyileştirme elde edilmiştir.

Direksiyon sistemi tasarımında kullanılan aks, iz kolu, rot, direksiyon kutusu gibi elemanlar, maksimum dayanım değerleri bilinerek üreticilerden tedarik edilmiş ve sisteme eklenmiştir. Ancak özellikle direksiyon kutusu konumu nedeniyle kullanılan yönlendirme kolu tasarımının özel boyutlandırılması gerektiğinden, bu bileşenin tasarımı ve gerilme analizleri bu çalışma dahilinde yapılmıştır. Direksiyon geometrisi, Ansys Workbench® katı cisim dinamiği programının katı cisim dinamiği modülü kullanarak, direksiyon direncinin en fazla olduğu durur vaziyette yardımcı hidrolik silindir eklenmeden analiz edilmiştir. Elde edilen sonuçlar, yine aynı programın statik koşul çözüm modülünde sonlu elemanlar yöntemi ile incelenerek gerilme sonuçlarına ulaşılmıştır. Sonuçlara göre, en kötü koşullarda yönlendirme kolunda meydana gelen gerilme miktarı, yönlendirme kolu malzemesinin (AISI 4140) akma mukavemeti değerinin altıda birinden az ($<1/6$) olduğu görülmüştür.

KAYNAKLAR

Burha, M. (2010). *İki akstan dümenlenen üç akslı özel maksatlı bir taşıtın direksiyon mekanizmasının kinematik tasarımı*. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.

Bosch (b.t.). *Yardımcı direksiyon pompası*. 20 Haziran 2019, <https://www.boschrexroth.com/en/xc/home/index>

Demirsoy, M. (2005). *Motorlu araçlar*. İstanbul: Birsen Yayınevi, 3, 157-210.

Duane F. ve McDonald J. (2017). *National Fire Protection Association 414*.

ECE R79 (2017). *Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to steering equipment*.

Erdemir, A. (2015). *Bir ağır vasıtanın çok akslı direksiyon mekanizmasının optimizasyonu*. Yüksek Lisans Tezi, Selçuk Üniversitesi, Konya.

Gem-fa (b.t.). *Yağ filtresi*. 20 Haziran 2019, <http://www.gem-fa.com/index.html>

Gillespie T. D. (1992). *Fundamentals of vehicle Dynamics*. Warrendale, PA: SAE Publications.

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

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

Kessler, (b.t.). *İz kolu*. 20 Haziran 2019, <https://www.kessler-axles.com/en/products/axles/steer-drive-axles/>

Kuralay, N. S. (2008). *Motorlu taşıtlar; temel ve tasarım esasları, yapı elemanları, fren ve direksiyon sistemleri*”, TMMOB Makina Mühendisleri Odası, 2, MMO/2008/484, 417-480.

Mobil Elektronik (b.t.). *Açı sensörü, hidrolik blok*. 20 Haziran 2019, <http://www.mobil-elektronik.com/>

ÖztekniK (b.t.). *Direksiyon rotu, hidrolik silindir*. 20 Haziran 2019, <http://www.ozteknikoto.com/tr/urunler/direksiyon-ve-suspansiyon-sistemleri>

Rill G., ve Chucholowski C. (2005). *Modeling concepts for modern steering systems*, ECCOMAS Multibody Dynamics 2005. Madrid, İspanya 99.

Silvas E., Backx E., Hofman T., Voets H. ve Steinbuch M. (2014). *Design of power steering systems for heavy-duty long-haul vehicles*, Ifac 2014, Cape Town, Güney Afrika 24-29.

Techblog(b.t.). *Hava tahliye valfi*. 20 Haziran 2019, <https://techblog.ctgclean.com/2013/10/plumbing-air-locks-even-more/>

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

EKLER

EK 1: Adams View® Bağlantı Noktaları Koordinatları

Bağlantı Adı	x	y	z
Şasi sol boyuna çeki kolu bağlantı noktası	-530,0	-222,5	-815,5
Şasi sol çapraz çeki kolu bağlantı noktası	-501,8	182,5	-792,0
Şasi sağ boyuna çeki kolu bağlantı noktası	530,0	-222,5	-815,5
Şasi sağ çapraz çeki kolu bağlantı noktası	501,8	182,5	-792,0
Şasi sol ön amortisör bağlantı noktası	-665,0	658,1	-267,0
Şasi sol arka amortisör bağlantı noktası	-665,0	658,1	-267,0
Şasi sağ ön amortisör bağlantı noktası	665,0	658,1	-267,0
Şasi sağ arka amortisör bağlantı noktası	665,0	658,1	-267,0
Şasi sol yay bağlantı noktası	-759,8	739,4	0,0
Şasi sağ yay bağlantı noktası	-759,8	739,4	0,0
Aks sol boyuna çeki kolu bağlantı noktası	-535,0	-220,0	-102,5
Aks sol çapraz çeki kolu bağlantı noktası	-899,5	298,5	-105,0
Aks sağ boyuna çeki kolu bağlantı noktası	535,0	-220,0	-102,5
Aks sağ çapraz çeki kolu bağlantı noktası	899,5	298,5	-105,0
Aks sol ön amortisör bağlantı noktası	-665,0	-312,4	-206,7
Aks sol arka amortisör bağlantı noktası	-665,0	-312,4	206,7
Aks sağ ön amortisör bağlantı noktası	665,0	-312,4	206,7
Aks sağ arka amortisör bağlantı noktası	665,0	-312,4	206,7
Aks sol yay bağlantı noktası	-750,0	106,0	0,0
Aks sağ yay bağlantı noktası	750,0	106,0	0,0
Sol iz kolu direksiyon rotu bağlantı noktası	-962,1	-188,7	-214,7
Sol iz kolu tekerlek rotu bağlantı noktası	-951,0	-227,1	331,9
Sol iz kolu aks göbeği bağlantı noktası	-1013,5	0,0	0,0
Sağ iz kolu tekerlek rotu bağlantı noktası	951,0	-227,1	331,9
Sağ iz kolu aks göbeği bağlantı noktası	1013,5	0,0	0,0
Sol iz kolu dönüş eksen üst noktası	-997,3	154,3	538,8
Sağ iz kolu dönüş eksen üst noktası	997,3	154,3	538,8