T.C.

TRAKYA ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KONTROLLÜ TİTREŞİMİN DİREKSİYON SİSTEMLERİNDE OLUŞAN TEKER-YOL SÜRTÜNMESİNE ETKİLERİNİN ARAŞTIRILMASI

GÖKAY UYMAZ

DOKTORA TEZİ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Tez Danışmanı: Prof. Dr. METİN AYDOĞDU

EDİRNE-2019

GÖKAY UYMAZ 'ın hazırladığı "**KONTROLLÜ TİTREŞİMİN DİREKSİYON SİSTEMLERİNDE OLUŞAN TEKER-YOL SÜRTÜNMESİNE ETKİLERİNİN ARAŞTIRILMASI**" başlıklı bu tez, tarafımızca okunmuş, kapsam ve niteliği açısından Makine Mühendisliği Anabilim Dalında bir Doktora tezi olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri:	İmza
Prof. Dr. Metin AYDOĞDU	
Dr. Öğr. Üyesi Vedat TAŞKIN	
Dr. Öğr. Üyesi Andaç MESUT	
Dr. Öğr. Üyesi Aytaç MORALAR	
Dr. Öğr. Üyesi Osman YÜKSEL	

Tez Savunma Tarihi: 23.12.2019

Bu tezin Doktora tezi olarak gerekli şartları sağladığını onaylarım.

İmza

Prof. Dr. Metin AYDOĞDU

Tez Danışmanı

Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü onayı

Prof. Dr. Murat YURTCAN

T.Ü.FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI DOKTORA PROGRAMI

DOĞRULUK BEYANI

Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında, tüm verilerin bilimsel ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini, kullanılan verilerde tahrifat yapılmadığını, tezin akademik ve etik kurallara uygun olarak yazıldığını, kullanılan tüm literatür bilgilerinin bilimsel normlara uygun bir şekilde kaynak gösterilerek ilgili tezde yer aldığını ve bu tezin tamamı ya da herhangi bir bölümünün daha önceden Trakya Üniversitesi ya da farklı bir üniversitede tez çalışması olarak sunulmadığını beyan ederim.

Gökay Uymaz

Doktora Tezi

Kontrollü Titreşimin Direksiyon Sistemlerinde Oluşan Teker-Yol Sürtünmesine Etkilerinin Araştırılması

T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

ÖZET

Bu çalışmada hidrolik destekli bir direksiyon sisteminde oluşan dümenleme kuvvetinin kontrollü titreşim ile azaltılmasının mümkün olup olmadığı incelenmiştir. Dümenleme kuvvetlerinin büyüklüğünü belirleyen en önemli faktör olan teker yol arasındaki sürtünme katsayısı kontrollü titreşim yardımı ile statik değil sürekli dinamik ve hıza bağlı olarak değişen sürtünme katsayısı olarak hesaplanmıştır. Özellikle ticari araç direksiyon sisteminde direksiyon simidi ve tekerler arasındaki direksiyon mekanizmasının direksiyon kutusu ve tekerler arasındaki mekanizma kısmına odaklanılmıştır. Mekanizma çubuklarından kısa rot olarak isimlendirilen çubuk yerine geçecek yeni bir sistem tasarlanmıştır. Yeni tasarlanan sistem sayesinde kısa rot yerine geçen parça, belirlenen genlik ve frekansta uzatılıp kısaltılmak suretiyle çeşitli genlik ve frekans değerleri için kontrollü titreşim sağlanarak teker yol arasındaki sürtünme sürekli dinamik sürtünmede tutulmuştur. Tasarlanan yeni sistem matematiksel olarak modellenmiş ve sonrasında da deneysel olarak doğrulanmıştır. Bu şekilde titreşim frekansı ve genliğinin teker ile yol arasındaki sürtünme katsayısını en düşük dinamik sürtünme katsayısına dönüştürecek en uygun değerlerini belirlemek için çalışılmıştır.

Araç üstünde yapılan testlerin sonuçlarına göre; yeni tasarlanan sistem ile yapılan testlerde aracın orijinal tasarımı kısa rot ile yapılan testlere göre dümenleme kuvvetlerinde ölçülebilir ve anlamlı bir azalma tespit edilmiş, buna bağlı azalan yeni dinamik sürtünme katsayısı da belirlenmiştir.

Oluşturulan kontrollü titreşimin sisteme mekanik bağlı olan direksiyon simidine doğrudan temas eden sürücüye olan etkileri de objektif ve sübjektif olarak değerlendirilmiştir.

Yıl : 2020

Sayfa Sayısı : 118

Anahtar Kelimeler : Direksiyon sistemi, teker-yol sürtünmesi, kontrollü titreşim, sürtünme katsayısı

Doctorate Thesis
Investigation the Effects of the Controlled Vibration on Tire-Road Friction Which Occurred on Steering Systems
Trakya University Institute of Natural Sciences
Mechanical Engineering

ABSTRACT

This study investigates the vibration control as a new method for reducing the steering forces and tire-road friction which occurred on steering systems. In this study, the coefficient of friction between the tire and road, which is the most important factor determining the magnitude of the steering forces, is calculated as a continuously dynamic and speed-dependent friction coefficient, not static, with the help of controlled vibration. Particularly in the commercial vehicle steering system, the steering mechanism between the steering wheel and the wheels is focused on the portion between the steering box and the wheels. A new system has been designed to replace the so-called drag link in the steering mechanism. Thanks to the newly designed system, the drag link replacement part is lengthened and shortened at the specified amplitude and frequency to provide controlled vibration for various amplitude and frequency values. In this way, the friction between the wheel and road has been kept at continuously dynamic friction. The new designed system was mathematically modeled and then experimentally verified. Hereby, it has been tried to determine the optimal values of the vibration frequency and amplitude to convert the coefficient of friction between the wheel and the road to the lowest dynamic coefficient of friction.

According to the test results on the vehicle; When the tests with the newly designed system are compared with the tests of the original design of the vehicle with

drag link, a measurable and significant reduction in steering forces has been determined. Accordingly, the reduced dynamic coefficient of friction is also determined.

The effects of the generated vibration on the driver who is directly in contact with the steering wheel, which is mechanically connected to the system, were evaluated objectively and subjectively.

Year : 2020

Number of Pages : 118

Keywords : Steering systems, tire-road friction, vibration control, friction coefficient

ÖNSÖZ

Bu tezin tamamlanmasında gerek akademik gerekse insani desteğini sonuna kadar ortaya koyan çok değerli tez danışmanım Sn. Prof. Dr. Metin AYDOĞDU 'ya şükranlarımı öncelikli olarak sunmayı borç bilirim.

Yıllar boyunca sunduğum raporları sabırla dinleyen ve yapıcı geri dönüşlerini esirgemeyen Tez İzleme Komitesi Hocalarıma teşekkür ederim. Çalışanlarını lisansüstü eğitim için kuvvetli bir şekilde teşvik eden ve destekleyen şirketim Hema Endüstri A.Ş. 'ye ve bu yönde her türlü kolaylığı sağlayan yöneticilerime, çalışma arkadaşlarıma teşekkür ederim. Bilhassa Direksiyon Tasarım Grubundaki ve Hema Endüstri Ar-Ge Test atölyesindeki değerli çalışma arkadaşlarıma mesai dışındaki zamanlarını ayırarak araç testlerine verdikleri desteklerden dolayı teşekkürlerimi sunarım.

Manevi desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen, çok değerli Anneme ve Babama ayrıca Abime ve Kardeşime çok teşekkür ederim.

Doktora programına kayıt olmam için beni en çok teşvik eden ve cesaretlendiren aynı zamanda bütün süreç boyunca bazen tecrübeli bir akademisyen bazen de sabırlı bir eş olarak arkamda duran sevgili eşime ve neden bu yaşta hala ders çalıştığımı anlamaya çalışan sabırlı çocuklarıma çok teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

ÖZET iv
ABSTRACT vi
ÖNSÖZ viii
İÇİNDEKİLER ix
SİMGELER DİZİNİ xii
ÇİZELGELER DİZİNİ xiii
ŞEKİLLER DİZİNİ xiv
BÖLÜM 1 1
GİRİŞ 1
BÖLÜM 2 14
DİREKSİYON SİSTEMLERİ 14
2.1. Direksiyon Sistemi Mekanizmaları 14
2.1.1. Kremayer ve Pinyon Direksiyon Mekanizması 14
2.1.2. Kuvvet Kolu Direksiyon Mekanizması 15
2.1.3. Rijit Akslı Ticari Araç Direksiyon Mekanizması 15
2.1.4. Bağımsız Akslı Ticari Araç Direksiyon Mekanizması 16
2.2. Hidrolik Güç Destekli Direksiyon Sistemi 17
2.2.1. Direksiyon Simidi 18
2.2.2. Direksiyon Kolonu Komplesi 18
2.2.3. Direksiyon Kutusu 19
2.2.4. Direksiyon Pompası 22
2.2.4.1. Sabit Deplasmanlı (İletim Hacimli) Paletli Pompa 23
2.2.4.2. Değişken Deplasmanlı (İletim Hacimli) Paletli Pompa 23
2.2.4.3. Elektronik Kontrollü Değişken Deplasmanlı (İletim Hacimli) Paletli Pompa 25
2.2.4.4. Elektro-Hidrolik Direksiyon Pompası 25
2.2.5 Yağ Tankı 26
2.2.6. Pitman Kolu 27

2.2.7. Kısa Rot 27
2.2.8. Deve Boynu (Üst Kontrol Kolu) 27
2.2.9. Çolak Kol (Alt Kontrol Kolu) 28
2.2.10. Uzun Rot 28
2.2.11. Küresel Mafsal 29
2.2.11. Boru Hortum Bağlantıları 29
2.3. Sürücü Direksiyon Hissiyatı 29
2.4. Tekerlek / Lastik 31
BÖLÜM 3 33
DİREKSİYON SİSTEMİNİN DİNAMİK ANALİZİ 33
3.1. Kinematik Analiz 33
3.1.1. Konum Analizi 33
3.1.1.1. Direksiyon dümenleme mekanizmasının (RSSR) 3-boyutlu konum analizi 37
3.1.1.2 Teker dümenleme mekanizmasının (RSSR) 2-boyutlu konum analizi 40
3.1.2. Hız Analizi 43
3.1.2.1. Direksiyon dümenleme mekanizmasının (RSSR) 3-boyutlu hız analizi 43
3.1.2.2. Teker dümenleme mekanizmasının (RSSR) 2-boyutlu hız analizi 45
3.1.3. İvme Analizi 46
3.1.3.1. Direksiyon dümenleme mekanizmasının (RSSR) 3-boyutlu ivme analizi 46
3.1.3.2. Teker dümenleme mekanizmasının (RSSR) 2-boyutlu ivme analizi 48
3.2. Kinetik Analiz 50
3.2.1. Mekanizmanın Serbest Cisim Diyagramı 51
3.2.2. Dinamik Denge 61
BÖLÜM 4 66
DENEYSEL ÇALIŞMA 66
4.1. Kontrollü Titreşim Silindiri Deney Düzeneği ve Araç Üstü Test Sistemi 66
4.1.1. Kontrollü Titreşim Silindiri Test Düzeneği 68
4.1.2. Araç Üstü Test Sistemi 70
BÖLÜM 5 72
SONUÇLAR VE TARTIŞMA 72
5.1. Teorik Sonuçlar 72

5.2. Deneysel Sonuçlar 79
BÖLÜM 6 94
GENEL SONUÇLARIN DEĞERLENDİRMESİ 94
KAYNAKLAR 96
ÖZGEÇMİŞ 100

SİMGELER DİZİNİ

μ_s		statik sürtünme katsayısı
μ_d		dinamik sürtünme katsayısı
a_i	(i=1-8)	mekanizma çubukları uzunlukları
$\underset{r_i}{\rightarrow}$	(i=1-8)	konum vektörü
θ_i	(i=1-8)	mekanizma çubuklarının açısal konumları
$\vec{R}$		konum vektörü
$\underset{U_i}{\rightarrow}$	(i=1-3)	kosinüs doğrultuları
$\underset{\omega_i}{\rightarrow}$	(i=1-8)	elamanların açısal hızları
$\underset{V_{D_{ij}}}{\longrightarrow}$	(i=1-2, j=2-3)	direksiyon mekanizması hızları
$\underset{V_{T_{ij}}}{\longrightarrow}$	(i=5-6, j=6-7)	teker mekanizması hızları
$\underset{\alpha_i}{\rightarrow}$	(i=1-8)	açısal ivme

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 2.1 Örnek bir binek araç lastiği 215 / 65R15 için boyuna statik (μ_s) ve dinamik (μ_d) sürtünme katsayıları, ortalama değerleri……...…33

Çizelge 3.1. Elemanların uzunlukları (mm)…….36

Çizelge 3.2. Elemanların kosinüs doğrultuları…….……36

Çizelge 3.3. Mafsalların koordinatları (mm)…….…….……..36

Çizelge 3.4 Kazıma torku hesabında kullanılan sayısal değerler…….……62

Çizelge 3.5 Elemanların kütleleri (kg) ve kütlesel atalet momentleri ($kg.m^2$)…….66

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Hidrolik güç destekli direksiyon sisteminin araç üzerinde gösterimi……..…...2

Şekil 1.2. Hidrolik güç destekli direksiyon sistemi hidrolik bileşenler……..….2

Şekil 1.3. Tipik bir uzun yol ağır vasıtanın yük dağılım değerleri……..……4

Şekil 1.4. Park esnasında pitman kolu açısına göre oluşan toplam tork içinde alt etkenlerin torkları…….……..6

Şekil 1.5. Kayma hızına göre sürtünme kuvvetinin değişimi; (a) Coulomb sürtünme teorisi, (b) Viskoz ve Coulomb sürtünme birlikte, (c) Statik ve Coulomb sürtünme birlikte (d) Stribeck sürtünme teorisi…….….7

Şekil 1.6. Kayma hızına göre sürtünme kuvvetinin değişimi, Stribeck etkisi ilave edilmiş entegre sürtünme eğrisi…….….....8

Şekil 1.7. Islak beton zemine basan teker için pik ve kayma sürtünme katsayılarının hıza bağlı değişimi……..….10

Şekil 1.8. Sürtünme katsayısının kayma hızına bağlı değişim eğrileri. Eğriler, sıcaklık ve kayma hızı bölgeleriyla ilgili veriler kullanılarak viskoelastik dönüşüm ile oluşturulmuştur……..……..10

Şekil 1.9 Titreşim karakteristiklerinin incelendiği ölçüm noktaları ve doğrultuları…....13

Şekil 2.1. Kremayer ve Pinyon Direksiyon Mekanizması……....15

Şekil 2.2. Kuvvet Kolu Direksiyon Mekanizması……....16

Şekil 2.3. Rijit Akslı Ticari Araç Direksiyon Mekanizması…….…17

Şekil 2.4. Bağımsız Akslı Ticari Araç Direksiyon Mekanizması…….……17

Şekil 2.5. Direksiyon sistemi 3 boyutlu görünümü…….…….18

Şekil 2.6. Direksiyon simidi ve direksiyon kolonu komplesi…….……..19

Şekil 2.7. Direksiyon kolonu ve açılı dişli kutusu bağlantısı…….…..19

Şekil 2.8. Direksiyon kutusu ve bileşenleri……..20

Şekil 2.9. Direksiyon kutusu nötr (orta) konumda…….……..20

Şekil 2.10. Direksiyon kutusu giriş mili saat yönünde döndürülmüş konumda…….…..22

Şekil 2.11. Direksiyon kutusu önemli tasarım parametreleri……...23
Şekil 2.12. Sabit ve değişken tahvilli direksiyon kutuları karşılaştırması……....23
Şekil 2.13. Sabit deplasmanlı (iletim hacimli) paletli pompa……..24
Şekil 2.14. Sabit deplasmanlı paletli pompa kesit görünüşü ve bileşenleri……..…24
Şekil 2.15. Değişken deplasmanlı paletli pompa……..…25
Şekil 2.16. Değişken deplasmanlı paletli pompa kesit görünüşü ve bileşenleri……..25
Şekil 2.17. Sabit ve değişken deplasmanlı paletli pompa güç tüketimi karşılaştırması..25
Şekil 2.18. Elektronik kontrollü değişken deplasmanlı paletli pompa……..…26
Şekil 2.19. Elektronik kontrollü değişken deplasmanlı paletli pompa bileşenleri……26
Şekil 2.20. Elektro-Hidrolik direksiyon pompası…….……27
Şekil 2.21. Yağ tankı görseli…….…...27
Şekil 2.22. Pitman kolu görseli…….……28
Şekil 2.23. Kısa rot kolu görseli…….…..28
Şekil 2.24. Deveboynu görseli…….29
Şekil 2.25. Çolak kol görseli…….…...29
Şekil 2.26. Uzun rot kolu görseli…….….30
Şekil 2.27. Küresel mafsal görseli……....30
Şekil 2.28. Hıza duyarlı hidrolik güç destekli direksiyon için farklı araç hızlarında akışkan basıncının giriş mili torkuna göre değişim grafiği……....……31
Şekil 2.29. Sürüş şekline bağlı olarak destek eğrisinin kullanılan farklı bölgeleri……...32
Şekil 2.30. Tipik bir ticari araç lastiği görseli……..….32
Şekil 2.31. Lastik ve yol yüzeyleri arasındaki moleküler bağlanma……..…...33
Şekil 3.1. Birleşik direksiyon sistemi mekanizması…….....……..34
Şekil 3.2. 7 nolu elemanın serbest cisim diyagramı…….…53
Şekil 3.3. 6 nolu elemanın serbest cisim diyagramı…….…….53
Şekil 3.4. 5 nolu elemanın serbest cisim diyagramı…….....……54
Şekil 3.5. 3 nolu elemanın serbest cisim diyagramı…….…..……..54
Şekil 3.6. 2 nolu elemanın serbest cisim diyagramı……..……..…….55
Şekil 3.7. 1 nolu elemanın serbest cisim diyagramı……...……..…….55
Şekil 3.8. Tekerlek yol arası sürtünmeden kaynaklanan torkun hesaplama yaklaşımı.....60

Şekil 4.1. Araç Üstü Test Sistemi Şematik gösterim……..…....…….67
Şekil 4.2. Ford Otosan Marka Test Kamyonu…….……..68
Şekil 4.3. Test Kamyonunun pozisyon değişimi sonrası zeminde oluşturduğu iz……69
Şekil 4.4. Kontrollü titreşim silindiri test düzeneği hidrolik güç ünitesi……..….70
Şekil 4.5. Kontrollü titreşim silindiri test düzeneği hidrolik güç ünitesi…….…….70
Şekil 4.6. Stok sınırlamalı kontrollü titreşim silindiri ve araçtan sökülen orijinal rot…...71
Şekil 4.7. Basınç sensörü ve kontrollü titreşim silindiri uygulama bölgesi……...71
Şekil 4.8. Araç Üstü Test sistemi….……72
Şekil 5.1. Orijinal rot ile (titreşimsiz) direksiyon giriş ve teker çıkış açılarının zamana göre değişimi……..…….74
Şekil 5.2. 2mm, 4 Hz titreşimli olarak direksiyon giriş ve teker çıkış açılarının zamana göre değişimi…….…….….74
Şekil 5.3. 2mm, 8 Hz titreşimli olarak direksiyon giriş ve teker çıkış açılarının zamana göre değişimi……..…….75
Şekil 5.4. 2mm, 12 Hz titreşimli olarak direksiyon giriş ve teker çıkış açılarının zamana göre değişimi…….……..75
Şekil 5.5. 2mm, 14 Hz titreşimli olarak direksiyon giriş ve teker çıkış açılarının zamana göre değişimi…….…..76
Şekil 5.6. 2mm, 16.7 Hz titreşimli olarak direksiyon giriş ve teker çıkış açılarının zamana göre değişimi……...……...76
Şekil 5.7. 2mm, 20 Hz titreşimli olarak direksiyon giriş ve teker çıkış açılarının zamana göre değişimi……...77
Şekil 5.8. 4mm, 10 Hz titreşimli olarak direksiyon giriş ve teker çıkış açılarının zamana göre değişimi……...77
Şekil 5.9. 4mm, 14 Hz titreşimli olarak direksiyon giriş ve teker çıkış açılarının zamana göre değişimi……...78
Şekil 5.10. 4mm, 20 Hz titreşimli olarak direksiyon giriş ve teker çıkış açılarının zamana göre değişimi ..……...…78

Şekil 5.11. orijinal rot ile (titreşimsiz) teker çıkış açısının direksiyon giriş açısına göre değişimi……..…..79

Şekil 5.12. 4mm, 20 Hz titreşimli olarak teker çıkış açısının direksiyon giriş açısına göre değişimi……...79

Şekil 5.13. Orijinal rot ile (titreşimsiz) direksiyon giriş basıncın direksiyon simidi açısına göre değişim grafiği…….82

Şekil 5.14. Titreşimsiz ve 2 mm, 4Hz titreşimli direksiyon giriş basıncın direksiyon simidi açısına göre değişim grafiği…….……83

Şekil 5.15. Titreşimsiz ve 2 mm, 10Hz titreşimli direksiyon giriş basıncın direksiyon simidi açısına göre değişim grafiği…….…….83

Şekil 5.16. Titreşimsiz ve 2 mm, 12Hz titreşimli direksiyon giriş basıncın direksiyon simidi açısına göre değişim grafiği……..84

Şekil 5.17. Titreşimsiz ve 2 mm, 14Hz titreşimli direksiyon giriş basıncının direksiyon simidi açısına göre değişim grafiği…….….84

Şekil 5.18. Titreşimsiz ve 2 mm, 16.7 Hz titreşimli direksiyon giriş basıncının direksiyon simidi açısına göre değişim grafiği……..85

Şekil 5.19. Titreşimsiz ve 2 mm, 20 Hz titreşimli direksiyon giriş basıncının direksiyon simidi açısına göre değişim grafiği……...85

Şekil 5.20. Titreşimsiz ve 4 mm, 10 Hz titreşimli direksiyon giriş basıncının direksiyon simidi açısına göre değişim grafiği……..86

Şekil 5.21. Titreşimsiz ve 4 mm, 14 Hz titreşimli direksiyon giriş basıncının direksiyon simidi açısına göre değişim grafiği……..86

Şekil 5.22. Titreşimsiz ve 4 mm, 20 Hz titreşimli direksiyon giriş basıncının direksiyon simidi açısına göre değişim grafiği……..87

Şekil 5.23. Titreşimsiz ve 4 mm, 20 Hz titreşimli ile 4 mm, 20 Hz 2 (tekrar) direksiyon giriş basıncının direksiyon simidi açısına göre değişim grafiği……87

Şekil 5.24. Orijinal rot ile (titreşimsiz) direksiyon simidi torkunun direksiyon simidi açısına göre değişimi……88

Şekil 5.25. Titreşimsiz ve 2mm, 4 Hz titreşimli direksiyon simidi torkunun direksiyon simidi açısına göre değişimi…….....88

Şekil 5.26. Titreşimsiz ve 2mm, 8 Hz titreşimli direksiyon simidi torkunun direksiyon simidi açısına göre değişimi…….…89

Şekil 5.27. Titreşimsiz ve 2mm, 10 Hz titreşimli direksiyon simidi torkunun direksiyon simidi açısına göre değişimi…….89

Şekil 5.28. Titreşimsiz ve 2mm, 12 Hz titreşimli direksiyon simidi torkunun direksiyon simidi açısına göre değişimi…….90

Şekil 5.29. Titreşimsiz ve 2mm, 14 Hz titreşimli direksiyon simidi torkunun direksiyon simidi açısına göre değişimi…….90

Şekil 5.30. Titreşimsiz ve 2mm, 16.7 Hz titreşimli direksiyon simidi torkunun direksiyon simidi açısına göre değişimi…….91

Şekil 5.31. Titreşimsiz ve 2mm, 20 Hz titreşimli direksiyon simidi torkunun direksiyon simidi açısına göre değişimi……...……..91

Şekil 5.32. Titreşimsiz ve 4mm, 10 Hz titreşimli direksiyon simidi torkunun direksiyon simidi açısına göre değişimi…….……92

Şekil 5.33. Titreşimsiz ve 4mm, 14 Hz titreşimli direksiyon simidi torkunun direksiyon simidi açısına göre değişimi……...……..92

Şekil 5.34. Titreşimsiz ve 4mm, 20 Hz titreşimli direksiyon simidi torkunun direksiyon simidi açısına göre değişimi…….……93

Şekil 5.35. Titreşimsiz ve 4mm, 20 Hz titreşimli hesaplanan ve teorik hesaplanan (μ=0.5, 0.8, 0.85 ve 0.9 için) direksiyon simidi torkunun direksiyon simidi açısına göre değişimi……...……94

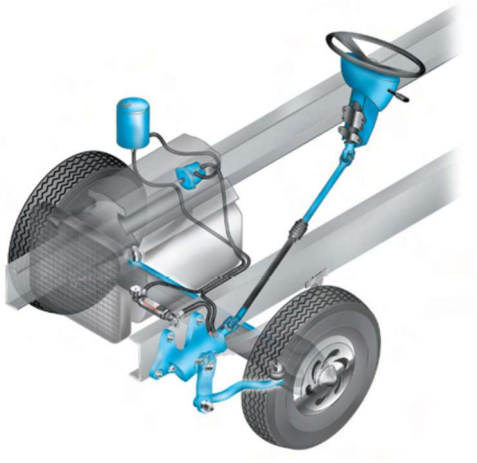
BÖLÜM 1

GİRİŞ

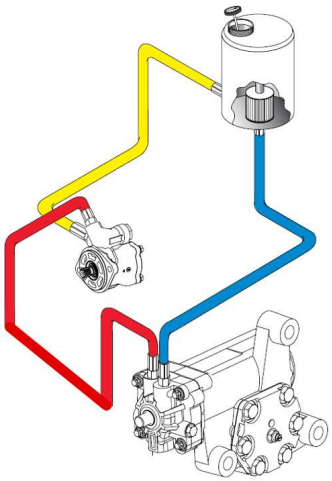
Otomotiv endüstrisinde her yeni tasarımın eskisinden daha güvenli ve daha konforlu olması gerekliliği, ayrıca bütün bunların eskisinden daha düşük maliyetlerle yapılması mecburiyeti günümüzdeki tasarımcıların karşı karşıya kaldıkları zorlukların başında gelir. Bununla da kalmayıp yeni tasarımlar az güç tüketerek yakıt tasarrufu sağlamalı ve CO_2 emisyonunu azaltıcı yönde etki etmelidir. Direksiyon sistemi, araç kullanan her sürücünün direksiyon simidi vasıtasıyla doğrudan temas ettiği ve bu nedenle araçla ilgili konfor algısına direkt etki eden, ihmal edilemeyecek seviyede güç tüketen ve aynı zamanda güvenlik regülasyonlarını en azından asgari seviyede sağladığı garanti altına alınmış olması gereken çok önemli bir alt sistemdir.

Direksiyon sistemleri fonksiyon olarak araçların tekerleklerinin dümenlenmesinde kullanılan sistemlerdir ve otomotivde konforu ve güvenliği arttıran gelişmelere paralel olarak direksiyon sistemlerinde de geliştirme faaliyetleri sürdürülmektedir (Koehn & Eckrich, 2004), (Mallick, 2010).

Direksiyon sistemleri genel olarak; mekanik tahrikli direksiyon sistemleri, elektrik güç destekli direksiyon sistemleri, hidrolik güç destekli direksiyon sistemleri ve elektrik ile hidrolik sistemlerin birlikte kullanıldığı melez (elektro-hidrolik) güç destekli direksiyon sistemleri şeklinde sınıflandırılmaktadır. Ağır ticari araçlarda (kamyonlar, çekiciler ve otobüsler) ön tekerleklere binen aks yüklerinin fazla olması nedeniyle hidrolik güç destekli (Şekil 1.1, Şekil 1.2) direksiyon sistemleri kullanılmaktadır (Schorn Matthias, 2006), (Eidehall, 2007)



Şekil 1.1. Hidrolik güç destekli direksiyon sisteminin araç üzerinde gösterimi (TRW Automotive, 2008)



Şekil 1.2. Hidrolik güç destekli direksiyon sistemi hidrolik bileşenler (TRW Automotive, 2008'den adapte edildi)

1800'lü yılların başlarında ilk defa Ackermann tarafından geliştirilen modern dümenleme geometrisi yaygın bir şekilde kullanılmaya başlanmış olsa da sürücünün aracı dümenlemek için tekerlekleri döndürme isteği 1950'li yıllara kadar neredeyse tamamen mekanik olarak gerçekleştirilebiliyordu. 1920'li yıllarda yapılan hidrolik güç destekli direksiyon patent başvurusu (Davis, 1932) ile kayıt altına alınan ilk tasarımın yani konforu ve fonksiyonelliği artıran hidrolik güç destekli direksiyon sistemlerinin seri olarak araçlarda kullanılmaya başlaması bu tarihten on yıllar sonra gerçekleşebilmiştir.

ABD'deki General Motors ve Avustralya'daki Bishop, 1950'lerde ilk hidrolik destekli hidrolik direksiyon sistemini geliştirdi ve tanıttı (Rahman, 2009). Hidrolik güç desteğinin kullanımı ile daha ağır araçlarda daha kolay ve konforlu manevra kabiliyeti sağlanmıştır. Elektrik ve elektronik teknolojilerindeki gelişmeler ile birlikte hidrolik direksiyonların elektrikli hidrolik sistemler yardımı ile daha konforlu ve daha fonksiyonel kullanımı keşfedilmiştir.

Yeni geliştirilen elektrik motorlarının verimliliğinin yüksek olması ve buna karşın boyutlarının eskisinden daha küçük olması nedeniyle 1980'li yıllarla birlikte özellikle binek ve hafif ticari araçlarda hidrolik güç desteği ortadan kalkmaya başlamış ve ağırlıklı olarak elektrik güç destekli direksiyon sistemleri ve elektrik tahrikli direksiyon pompaları kullanılmaya başlanmıştır (Miyazaki, 2008). 2000'li yıllarda özellikle binek araçlarda neredeyse tamamen elektrik güç destekli direksiyon sistemleri seri olarak kullanılmaya başlanmıştır.

Binek ve hafif ticari araçlarda hem daha uygulanabilir olması, hem de üretim adetlerinin çok yüksek olması sebebiyle elektrik güç destekli direksiyon sistemlerinin kullanımı kısa zamanda yaygınlaşmışken ağır ticari araçlar – kamyonlar, çekiciler ve otobüsler – bu gelişmeleri geriden takip etmiştir. Ağır ticari araçlarda konforlu bir sürüş için direksiyonun ihtiyaç duyduğu destek miktarının fazla olması, direksiyonda kullanılabilecek elektrik motoru boyutlarının da büyük olmasına neden olmaktadır. Bu nedenle ağır ticari araçlarda hidrolik güç desteğinden - en azından yakın gelecekte- vazgeçilemeyeceği tahmin edilmektedir.

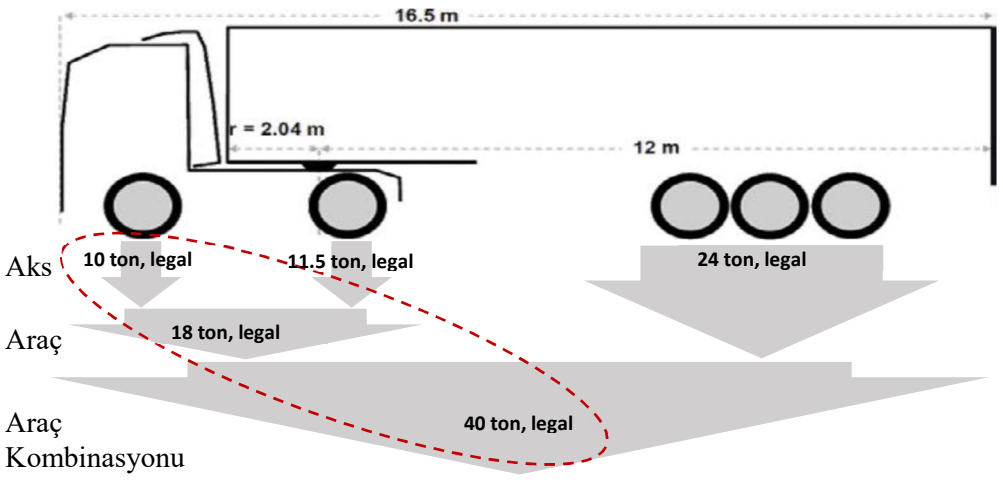
Ağır ticari araçlarda ilave fonksiyonlar ile konfor, verim ve emniyet artışı sağlayacak yazılım kontrollü elektrik güç desteğini sağlayabilmek için hidrolik güç desteğinin de korunduğu elektro-hidrolik direksiyon sistemleri geliştirilmektedir. Böylelikle aracın ağırlığından dolayı ihtiyaç duyduğu yüksek güç miktarı hidrolik güç desteği ile karşılanırken, araç sürücüsünün konfor ve emniyet ihtiyacı ise elektrik desteği ile sağlanabilmektedir. Ayrıca elektrik güç destekli bu sistem otonom sürüş sistemlerinin alt parçalarından biri olacağı için otonom sürüş çalışmalarında da önemli bir yere sahiptir (Yazı, 2019).

Yukarıda avantajlarından bahsedilen elektro-hidrolik direksiyon sistemi her ne kadar geleneksel hidrolik güç destekli direksiyon sistemlerinden birçok yönüyle daha

üstün olsa da aracın dümenlenmesi için gerekli güç ihtiyacını düşürmekle ilgili bir avantajı yoktur, bununla birlikte tasarımı ve üretimi çok daha zor ve maliyetlidir (Uymaz, Kesici, & Karaahmetoğlu, 2017).

Yüksek ön aks yükleri ağır ticari araçlarda sadece elektrik güç destekli direksiyon sistemlerinin kullanımına engel teşkil etmekle kalmayıp aynı zamanda yüksek güç tüketimi nedeniyle de önemli bir problemdir. İçten yanmalı motorlarda CO_2 emisyonların düşürülmesinin çok önemli olduğu, verimlilik ve yakıt tasarrufu için her türlü detayla ilgili derinlemesine çalışmaların yapıldığı düşünülürse direksiyon sisteminin içten yanmalı motordan çektiği gücün önemi daha iyi anlaşılabilir.

Avrupa Birliği sınırları içerisindeki yollarda taşımacılık yapan ağır vasıtaların (kamyonlar, çekiciler ve otobüsler) bazı boyutları ve azami ağırlıkları 96/53/EC (1996) yönetmeliği ile sınırlandırılmıştır. Bu yönetmelik, karayolu güvenliğinin tehlikeye atılmamasını ve karayolları, köprüler ve tünellerdeki bozulmanın asgari düzeyde tutulmasını sağlamak için azami ortak önlemler almaktadır. Örnek olarak, Avrupa'da en yaygın uzun yol aracı olan 3 dingilli yarı römorkun 4 x 2 çekicisi; Aks yükü ve 96 / 53EC yönetmeliğine göre brüt ağırlık limitleri Şekil 1.3.'te verilmiştir. Boş kütlesi 14.900 kg civarında olup, aracın 40 ton brüt ağırlığı dikkate alınırsa potansiyel taşıma yükü için 25.100 kg limit kalmaktadır (Žnidarič, 2015)



Şekil 1.3. Tipik bir uzun yol ağır vasıtanın yük dağılım değerleri (Znıdarič, 2015'den adapte edıldı)

96 / 53EC yönetmeliğinin yürürlüğe girmesinden bu güne araç boş ağırlıkları %10 oranında artış göstermiştir. Bunun başlıca nedenleri yakıt tasarrufu, çevre performansı, güvenlik ve konfor odaklı yapılan çalışmalar sonucunda araca eklenen ilave sistemler olarak sıralanmaktadır (Eknander 'den aktaran Žnidarič, 2015). Araç boş ağırlıklarının dolayısıyla ön aks yüklerinin artıyor olması araç üreticilerini direksiyon sistemi tasarımını gözden geçirmeye ve daha büyük dümenleme torklarını karşılayabilecek şekilde revize etmeye, bunu da ilave ağırlık artışına sebebiyet vermeden yapmaya mecbur bırakmaktadır. Direksiyon sistemi içerisinde ağırlığa etki eden parçaların başında gelen direksiyon kutusu gövde malzemesinin mukavemeti yüksek ısıl işlemli malzemelerle değiştirilmesiyle ilgili çalışmalar yapılmış (Devecili & Uymaz, 2016) olmakla birlikte gerek üretim zorluğu gerekse maliyetlerin yüksek olması nedeniyle seri imalata uygulanamamıştır.

Avrupa Karayolu Taşımacılığı Araştırma Danışma Konseyi' nin (ERTRAC) ağır ticari araçlar için hazırladığı avrupa yol haritasına göre konseyin rehberlik hedeflerinin özeti olarak "2030 yılına kadar % 50 daha verimli bir Karayolu Taşımacılığı Sistemine Yönelik Stratejik Araştırma Gündemi " belirlenmiştir (ERTRAC, 2012).

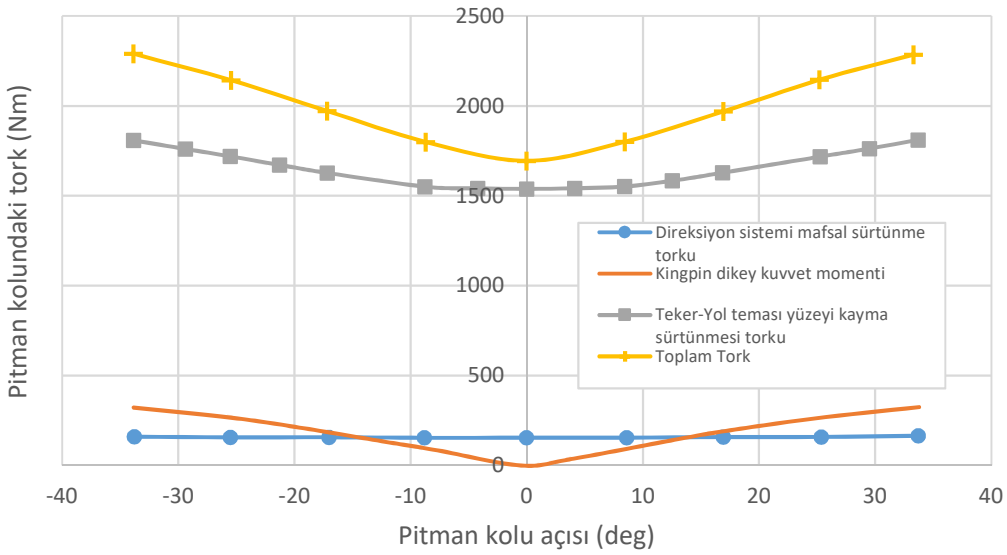
Araçları dümenlemek için gerekli tork ihtiyaçlarının belirlenmesi için yapılan bir çalışmada bir simülasyon modeli kullanarak frene basılı olduğu halde park manevraları esnasında oluşan statik sürtünme torku tahmin edilmeye çalışılmıştır. Bu durum direksiyon sisteminin en fazla zorlandığı durumdur ve direksiyon sisteminin alt parçaları bu duruma göre boyutlandırılır.

Park Manevraları esnasında oluşan statik dümenleme torku temel olarak üç bileşenin toplamıdır (Schmitt, 2003).

- Teker-yol sürtünmesini yenerek tekeri zemin üzerinde kaydırmak için gerekli tork
- King-pin üzerinde dikey kuvvet momenti nedeniyle oluşan tork
- Kink-pin ve direksiyon mekanizmasında oluşan sürtünmeleri yenmek için gerekli olan tork

Park manevraları esnasında oluşan toplam tork içinde bileşenlerin ayrı ayrı torkları Şekil 1.4.'te verilmiştir. Buna göre tekerin yol üzerinde kaymasından dolayı oluşan tork, toplam dümenleme torkunun yaklaşık %80'i kadardır. Buradaki tekerin yol üzerindeki kaymasından dolayı oluşan torku düşürmek toplam dümenleme torkunu da

anlamlı bir miktarda düşürecektir. Buradaki kayma sürtünmesine etki eden faktörler ön aks yükü ve sürtünme katsayısıdır. Ön aks yükünün sabit tutulduğu düşünülürse sürtünme katsayısının düşürülmesinden başka bir yol bulunmamaktadır.



Şekil 1.4. Park esnasında pitman kolu açısına göre oluşan toplam tork içinde alt etkenlerin torkları (Schmittt, 2003 'den adapte edildi)

Sürtünme kuvveti, temas halinde olan iki nesnenin arasında temas düzlemine teğet doğrultuda ve harekete ters yönde oluşan kuvvete verilen isimdir. Hareketin olduğu durumlardaki sürtünme kuvveti (dinamik sürtünme ya da kinetik sürtünme), hareketin olmadığı durumdan (statik sürtünme) farklıdır.

Lastikler ve yol arasında yüksek sürtünme katsayısı olması istenir (katsayıları yaklaşık 0.5 ila 1.2 arasında değişen) (Ludema, 2001). Aracın yol tutuşunu arttırmak ve fren sistemi gereksinimleri için bu gereklidir. Ancak lastikler ve yol arasındaki sürtünme katsayısının yüksek olması aracın dümenlenmesi için direksiyon sisteminin güç ihtiyacının da yüksek olması anlamına gelmektedir.

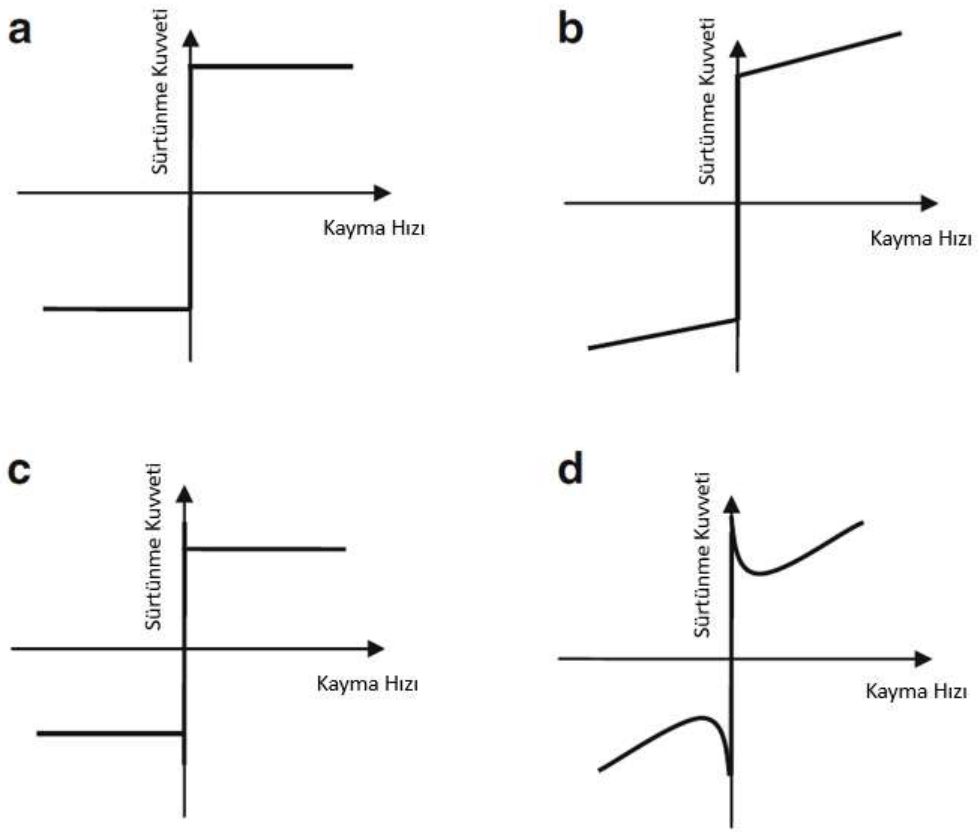
Teker yol arasındaki sürtünme katsayısının hangi şartlarda düşürebileceğiyle ilgili kanaat sahibi olabilmek için bu güne kadar ortaya konan genel sürtünme teorilerinin birbirleriyle olan etkileşimlerini incelemek gerekir.

Basite indirgemek adına genellikle dinamik (kinetik) sürtünme katsayısının kayma hızından bağımsız olduğu varsayılmaktadır. Fransız mühendis Coulomb (1781)

tarafından ortaya konan bu varsayım bir yönüyle pratik ancak diğer yönüyle de çok yüksek ve çok düşük hızlar için geçerli olmayan kaba bir yaklaşımdır. Sürtünme kuvvetinin kayma hızına tam bağımlılığı birçok uygulamada önemlidir (Popov, 2010).

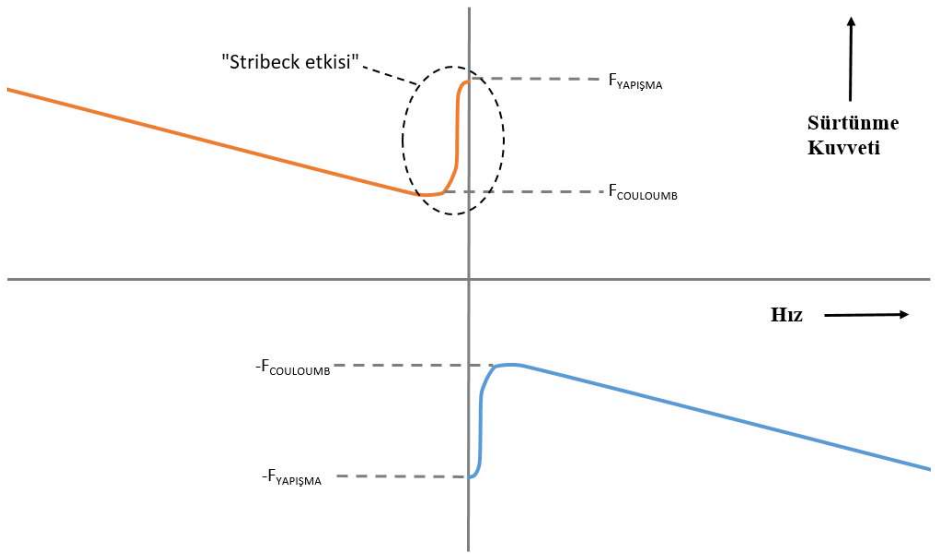
Her bir teori tekil olarak doğrudur ve belli şartlar için geçerli ve yeterlidir, ancak birçok faktörün eş zamanlı etki etki ettiği durumlar için yeterli ve geçerli değildir. Şekil 1.5.'te statik sürtünme, Coulomb sürtünmesi ve viskoz sürtünme teorilerinin eğrileri birbirleriyle entegre edilerek kayma hızına göre sürtünme kuvvetinin değişimi, entegre bir sürtünme eğrisi olarak elde edilmiştir (Wang & Chung, 2013).

Geliştirilmiş bir sürtünme modeli, sıfır hareketten (yapışkan) kaymaya (Coulomb sürtünmesi) geçişin tam olarak keskin olmadığını kabul eder. Sürtünme eğimi sıfırdan küçük bir hız geçişi için negatiftir. Buna Stribeck etkisi denir ve Şekil 1.6.'da Stribeck etkisini içeren sürtünme modeli gösterilmiştir (Ellis, 2012).



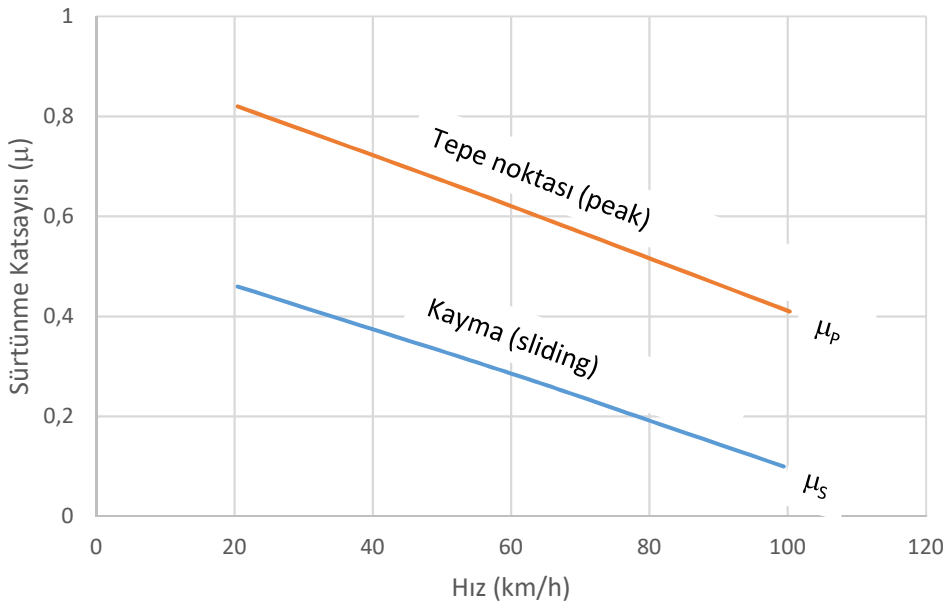
Şekil 1.5. Kayma hızına göre sürtünme kuvvetinin değişimi; (a) Coulomb sürtünme teorisi, (b) Viskoz ve Coulomb sürtünme birlikte, (c) Statik ve Coulomb sürtünme birlikte (d) Stribeck sürtünme teorisi (Wang & Chung, 2013)

Dümenleme kuvvetlerini düşürmek için teker yol arası sürtünme katsayısının kontrollü titreşimle etkileşimini araştıran ve bunu düşürmeye odaklanan bir çalışmaya rastlanmamıştır. Bununla birlikte teker yol arası sürtünme katsayısının tekerin yol üzerindeki sürtünerek kayma hızıyla etkileşimini inceleyen çalışmalar mevcuttur. Şekil 1.7.'de görüldüğü üzere frenlenerek bloklanan bir tekerleğin sürtünerek kayma hızı arttıkça sürtünme katsayısı azalmaktadır (Heisler, 2002). Benzer şekilde başka deneysel çalışmalar da hız artışına bağlı sürtünme katsayısının düştüğünü doğrulamaktadır (Meades'ten aktaran Schallamach, 1971), (Schallamach, 1971).

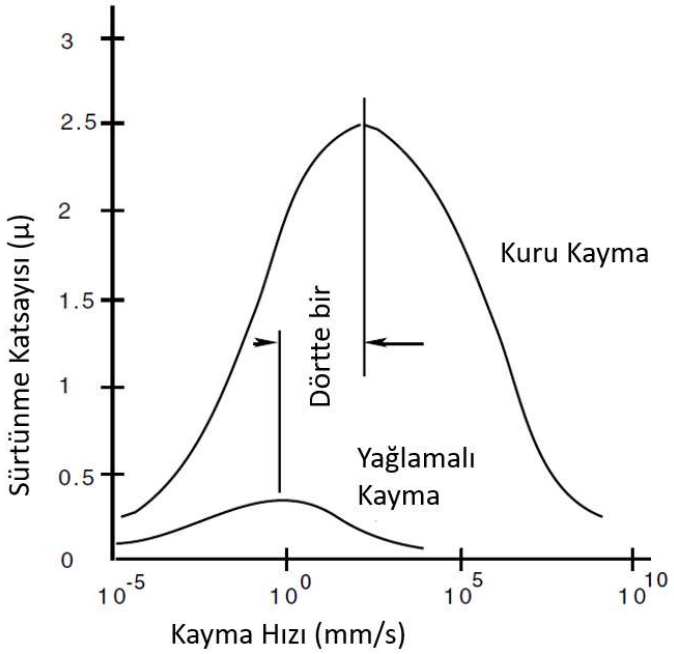


Şekil 1.6. Kayma hızına göre sürtünme kuvvetinin değişimi, Stribeck etkisi ilave edilmiş entegre sürtünme eğrisi (Ellis G. 2012' den adapte edildi)

Tekerleğin (Lastik) direkt temas ettiği yol ile arasındaki sürtünme katsayısı ile ilgili Şekil 1.7.'deki eğriyi destekler nitelikte, Şekil 1.8.'de kauçuk sürtünmesinin viskoelastik yapısı sayesinde sürtünme katsayısının kuru kaymada ve kayma hızı arttıkça temas bölgesinin içine yağlayıcı maddenin girmesi ile aşamalı olarak azaldığı görülür (Wassink'ten aktaran Ludema, 2001).



Şekil 1.7. Islak beton zemine basan teker için pik ve kayma sürtünme katsayılarının hıza bağlı değişimi (H. Heisler 2002' den adapte edildi)



Şekil 1.8. Sürtünme katsayısının kayma hızına bağlı değişim eğrileri. Eğriler, sıcaklık ve kayma hızı bölgeleriyla ilgili veriler kullanılarak viskoelastik dönüşüm ile oluşturulmuştur (Wassink'ten aktaran Ludema, 2001' den adapte edildi.)

Teker-yol sürtünme katsayısı, aracın boyuna, yanal ve yuvarlanma dinamikleri ve kontrolü için kritiktir, çünkü teker - yani lastik -, araç ile yol arasındaki tek temas noktasıdır. Bununla birlikte, uygulamada teker-yol sürtünme katsayısının doğrudan ölçümü mümkün değildir (B. Li, Du, & Li, 2013).

Teker yol arasındaki sürtünme katsayısıyla ilgili şimdiye kadar yapılan çalışmalar daha çok teker (lastik) modelleri oluşturma ve teker yol arasındaki sürtünme katsayısını tahmin etmeye yöneliktir. Özellikle aktif sürücü destek sistemlerinin (ADAS) yaygınlaşmasıyla birlikte teker yol arası sürtünme katsayısının sürekli ve doğru bir şekilde tahmin edilmesi çok önemli hale gelmiştir.

"Magic Formula" adıyla bilinen Bakker ve Pacejka (1987, 1989, 1993) tarafından ortaya konan ve yaygın kullanılan yarı ampirik model, yoldan lastiğe etkiyen kuvvet ve momentin, aynı anda meydana gelebilecek boylamasına, yanal ve kamber kayma koşullarında hesaplanabileceği bir matematiksel formül kümesi sunmaktadır (Hans B. Pacejka & Bakker, 1992). Teorik, pratik ve deneysel kanıtlarla desteklenerek geliştirilen model ve araç dinamik performansı üzerindeki etkileri de ortaya konmuştur (H. B. Pacejka, 2006)

Rill çalışmasında birinci dereceden lastik dinamiğinin kararlı hal kuvvetlerinin ve momentlerinin Taylor-Expansion ile oluşturulduğu bir yöntem sunmaktadır (Rill, 2008)

Gustafsson çalışmasında model bazlı bir yaklaşımla tahrik edilen ve tahrik edilmeyen teker hızları arasındaki farkı kullanarak teker yol arası sürtünme katsayısını tahmin etmeye çalışmıştır. Tekerler arasındaki hız farkı verisini araç üzerinde ki ABS sisteminden almayı tercih etmiştir (Gustafsson, 1998).

J. Svendenius yaptığı çalışmada fırça modeli (brush model) kullanarak çeşitli kullanım koşulları için tekeri modellemiş ve sürtünme katsayısı tahmin edici bir model oluşturmuştur. Model binek araçtan alınan gerçek verilerle doğrulanmıştır. Optimizasyon için kullanılan mevcut veriler kuvvet ve kayma ekseni boyunca eşit şekilde ağırlıklandırılmıştır (Svendenius, 2007).

Ahn vd. yaptıkları çalışmada araç aktif güvenlik sistemleri için teker yol arası sürtünme katsayısını tahmin edebilen iki metot sunmuştur. Bunlar yanal ve boyuna dinamikleri baz alan metotlardır. Devamında bu iki metodu entegre ederek sürtünme

katsayısı tahmin aralığını ve tahmin doğruluğunu arttırmıştır (C. Ahn, Peng, & Tseng, 2012).

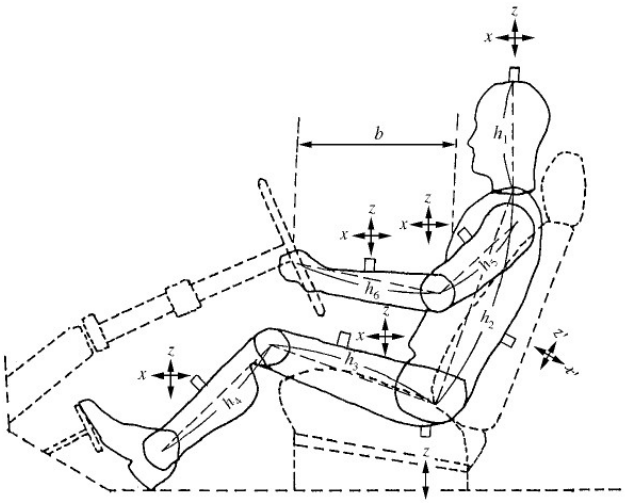
Ghandour, Victorino, Doumiati & Charara çalışmalarında yol koşularındaki ani değişimden kaynaklanan sürtünme katsayısı azalmasını tahmin etmeye yönelik yeni bir yöntem önermişlerdir. Bu yöntem oluşan yanal kuvvet ile teker yol etkileşim modeli arasındaki hatanın ikinci dereceden iteratif minimizasyonuna dayanır (Ghandour, Victorino, Doumiati, & Charara, 2010).

Y. Li, Zhang, & Guan yaptıkları çalışmada direksiyon torku ve teker hızını kullanarak taşıt parametreleri ve teker yol sürtünmesini tahmin etmeye çalışmışlardır. Birçok araçta standart hale gelmiş olan elektronik stabilite programı (ESP) ile kilitleme önleyici fren sisteminde (ABS) zaten hazır olan verileri kullanarak ilave sensör ihtiyacı olmadan görece olarak düşük maliyetli bir tahmin edici bir model oluşturulmuştur. Simülasyon sonuçları ile referans test verileri karşılaştırıldığında sonuçların tutarlı olduğu görülmüştür. (Y. Li, Zhang, & Guan, 2012)Benzer şekilde Takagi & Inoue çalışmalarında sürtünme katsayısını tahmin etmek için elektrik güç destekli direksiyon (EPAS) sisteminden faydalanmışlardır (Takagi & Inoue, 2010).

C.S. Ahn (2011) doktora çalışmasında teker yol sürtünmesinin tahmin edilmesinin araçlarda aktif güvenlik sistemi için ne kadar önemli olduğuna vurgu yapmış ve aktif güvenlik sistemleri için teker yol sürtünmesi tahmin algoritması oluşturmak üzere çalışmıştır (C. S. Ahn, 2011).

Bir simülatör üzerinde yapılan deneylerde direksiyon simidi titreşimi ve ses arasındaki sübjektif eşdeğerlik araştırılmıştır. Diğer tüm koşullar eşit kabul edilirse, çalışmadan elde edilen bulgulara göre insandaki titreşim kaynaklı rahatsız edici durumların, kısa süreli, geçici ve uyaran olması durumunda sübjektif olarak daha önemli değerlendirilmektedir (Giacomin & Fustes, 2005).

İnsan bedeni ile koltuk, direksiyon simidi ve pedallar arasındaki titreşim karakteristiklerinin incelendiği çalışmada kullanılan ölçüm sisteminde (Şekil 1.9) kol açısının insan vücuduna oluşan titreşim karakteristiklerine anlamlı bir etkisinin olduğu tespit edilmiştir (Nishiyama, Uesugi, Takeshima, Kano, & Togii, 2000).



Şekil 1.9. Titreşim karakteristiklerinin incelendiği ölçüm noktaları ve doğrultuları (Nishiyama vd., 2000)

ADAMS/car 2005R2 ve FTire yazılımlarını kullanılarak çeşitli lastik modellerinin direksiyon simidine titreşim etkisi incelemiştir (Balaramakrishna & Kumar, 2009).

Ağır ticari araçlarda hidrolik güç destekli direksiyon sistemlerinin güç ihtiyacını azaltmak ve sistemin verimliliğini arttırmak için yapılan çalışmalar daha çok hidrolik pompa ve ön aks direksiyon mekanizması üzerinde odaklanmıştır. Bölüm 2.2.4.2.'de detaylı açıklanacak olan değişken deplasmanlı paletli pompalarda yapılan geliştirmeler sonunda %40 güç tasarrufu sağlandığı iddia edilmektedir. (Steering systems for commercial vehicles, 2016) Aynı kısım 2.2.4.3'te detaylı açıklanacak olan elektronik kontrollü değişken deplasmanlı paletli pompaların %65 güç tasarrufu sağladığı iddia edilmektedir (Automated and efficient for the future, 2016). Değişken deplasmanlı paletli pompalar her ne kadar güç tasarrufu sağlasalar da çok parçaya sahip karmaşık yapıları, yüksek maliyetleri ve gürültü potansiyelleri nedeniyle problemi tam olarak çözdükleri söylenemez. Özellikle son dönemde öne çıkan ve detayları kısım 2.2.4.4'te açıklanacak olan Elektro-Hidrolik direksiyon pompasının konvansiyonel sistemlere göre %70 oranında güç tasarrufu sağladığı iddia edilmektedir. (Automated and efficient for the future, 2016).

Yüksek maliyetinin yanı sıra pompayı tahrik eden elektrik motorunun özel bir yazılım ile araçtan gelen hız ve direksiyon çevirme hızı bilgilerine uygun olarak kontrol

edilmesi (sürülmesi) gerekliliği sistemin zorluk derecesini hem tasarım hem de üretim olarak arttırmaktadır.

Benzer şekilde ön aks mekanizmasında da dümenleme kuvvetlerini düşürmeye yönelik tasarım değişikliği önerileri yapılmıştır. Dümenleme kuvvetlerinin en yüksek olduğu durum araç hareket etmezken genelde park manevraları esnasında statik olarak düzenlendiği durumdur (Gough, 1953). King-pin ekseni ile yol-teker kontak merkezi arasındaki mesafenin değiştirilmesinin dümenleme kuvvetine etki edeceği iddia edilmiştir (Taborek, 1957). Bu iddia statik durum için teorik olarak doğru olsa da sürüş esnasında araç dinamiğine etkileri dikkate alınmalıdır.

Bu çalışmada dümenleme kuvvetlerinin en yüksek olduğu statik durumdaki dümenleme kuvvetlerini, dinamik titreşim kontrolü vasıtasıyla teker-yol arası sürtünme katsayısını düşürerek azaltmanın mümkün olup olmayacağı teorik ve deneysel olarak araştırılmış ve anlamlı bir azalma elde edilmiştir. Kısa rot olarak tabir edilen mekanizma çubuğu yerine kontrollü titreşim sağlayabilen bir titreşim silindiri ile sistemin istenen titreşim frekansı ve genlikte çalışması sağlanarak teker yol arasında sürekli dinamik sürtünme elde edilmiştir. Böylelikle teker yol arası sürtünme katsayısı düşürülmüş ve mevcut bir hidrolik direksiyon sisteminin olması gerekenden daha düşük bir basınç seviyesi ile yani daha düşük dümenleme torku ile dümenlenmesi sağlanmıştır. Başka bir deyişle mevcut bir hidrolik direksiyon sistemi ile daha yüksek ön aks yüklerinin dümenlemesi sağlanabilecektir. Dümenleme için gerekli olan güç ihtiyacı göreceli olarak azalmıştır.

Bu çalışmada özellikle ticari araçlar için direksiyon simidi ve tekerler arasındaki direksiyon mekanizmasının direksiyon kutusu ve tekerler arasındaki mekanizma kısmına odaklanılmıştır. Hidrolik destekli direksiyon kutusunun kendisi, hidrolik pompa ve tekerlekler çalışmanın kapsamı içerisinde değildir.

BÖLÜM 2

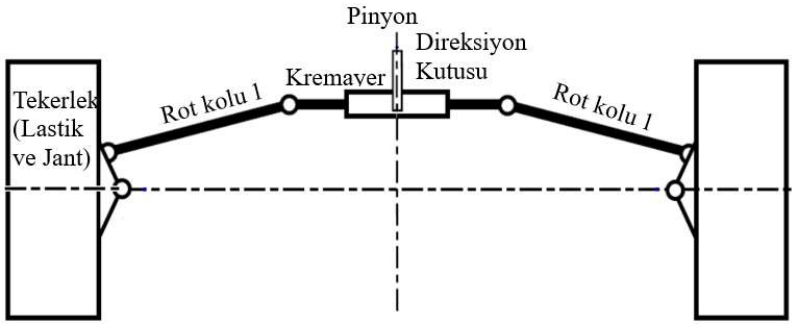
DİREKSİYON SİSTEMLERİ

2.1. Direksiyon Sistemi Mekanizmaları

Direksiyon sistemlerinde kullanılan mekanizmalar araç sınıfı ve ön aks yükünün büyüklüğüne göre değişmektedir.

2.1.1. Kremayer ve Pinyon Direksiyon Mekanizması

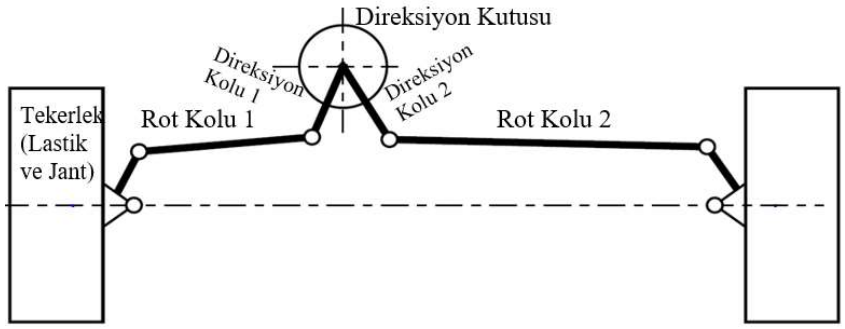
Kremayer ve pinyon, binek araçlarda ve hafif ticari araçlarda en yaygın kullanılan direksiyon mekanizmasıdır (Şekil 2.1.). Kremayer, ön aksın önüne ya da arkasına konumlandırılabilir. Direksiyon simidinin döndürülmesi ile hareket önce direksiyon kutusu vasıtası ile kremayerin doğrusal hareketine dönüştürülür, sonrasında rot kolu iletilen hareket vasıtasıyla tekerleklerin döndürülmesi sağlanır. Bu nedenle genel direksiyon tahvil oranı, direksiyon kutusu tahvil oranına ve direksiyon mekanizmasının kinematiğine bağlıdır (Rill, 2009).



Şekil 2.1. Kremayer ve Pinyon Direksiyon Mekanizması
(Rill, 2009' den adapte edildi.)

2.1.2. Kuvvet Kolu Direksiyon Mekanizması

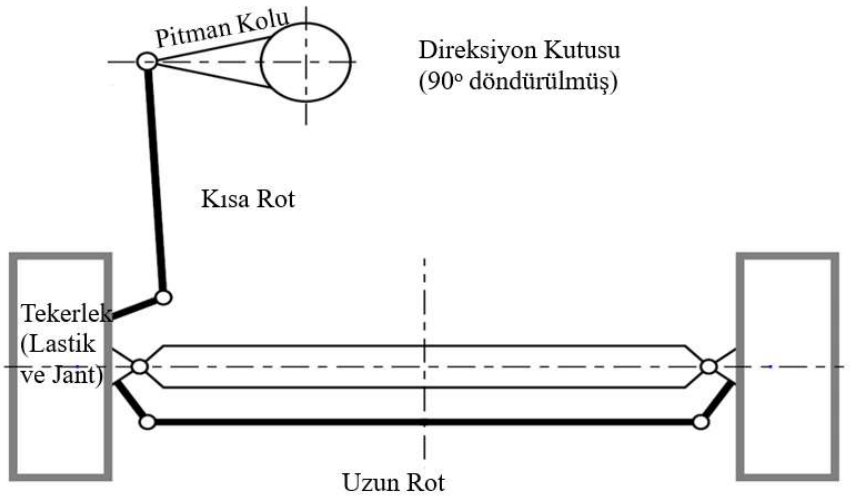
Bu direksiyon mekanizmasını kullanarak, tekerleklerde büyük dönüş açıları elde etmek mümkündür (Şekil 2.2.). Kuvvet kolu direksiyon mekanizması, büyük dingil mesafesi olan ve ön dingilde bağımsız süspansiyon sistemi bulunan ağır vasıtalarda tercih edilir. Burada direksiyon kutusu aks merkezinin dışına konumlandırılabilir. Direksiyon simidinin döndürülmesi ile önce direksiyon kutusu vasıtası ile direksiyon kolları döndürülür. Sonrasında rot kollarına iletilen hareket vasıtasıyla tekerleklerin döndürülmesi sağlanır. Bu nedenle genel direksiyon tahvil oranı, direksiyon kutusu tahvil oranına ve direksiyon mekanizmasının kinematiğine bağlıdır (Rill, 2009).



Şekil 2.2. Kuvvet Kolu Direksiyon Mekanizması (Rill, 2009' den adapte edildi.)

2.1.3. Rijit Akslı Ticari Araç Direksiyon Mekanizması

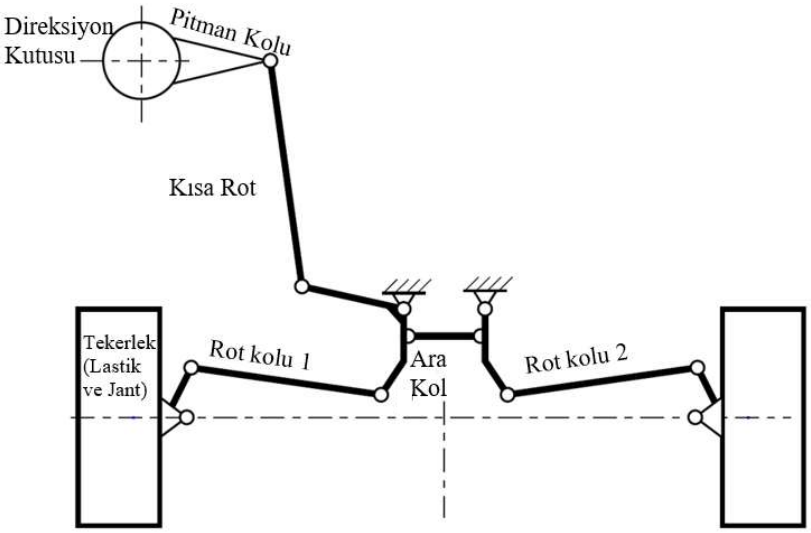
Bu direksiyon mekanizması rijit akslı orta ve ağır ticari araçlarda (çekici, kamyon, kamyonet) çok yaygın olarak kullanılır (Şekil 2.3.). Direksiyon simidinin döndürülmesi ile önce direksiyon kutusu vasıtası ile pitman kolu döndürülür. Sonrasında kısa roda iletilen hareket vasıtasıyla sol tekerleğin döndürülmesi sağlanır. Uzun rot sol tekerleğin hareketini sağ tekerleğe aktarır ve dönmesini sağlar. Direksiyon tahvil oranı, direksiyon kutusu tahvil oranına ve direksiyon mekanizmasının kinematiğine bağlıdır. Burada tahvil uzun rotun kinematiği tarafından bağımsız olarak değiştirilebilir (Rill, 2009). Bu çalışmada incelenen direksiyon mekanizması rijit akslı ticari araç direksiyon mekanizmasıdır



Şekil 2.3. Rijit Akslı Ticari Araç Direksiyon Mekanizması
(Rill, 2009' den adapte edildi)

2.1.4. Bağımsız Akslı Ticari Araç Direksiyon Mekanizması

Bu direksiyon mekanizması daha çok otobüslerde tercih edilmektedir. Bağımsız süspansiyonlu ön akslara uygundur (Şekil 2.4.). Direksiyon simidinin döndürülmesi ile önce direksiyon kutusu vasıtası ile pitman kolu döndürülür. Sonrasında hareket sol kuvvet koluna iletilir. Bu hareket ara kol vasıtasıyla sağ tarafa aktarılır. 1 ve 2 nolu rot kolları vasıtası ile sağ ve sol tekerlekler döndürülür. Direksiyon tahvil oranı, direksiyon kutusu tahvil oranına ve direksiyon mekanizmasının kinematiğine bağlıdır (Rill, 2009).

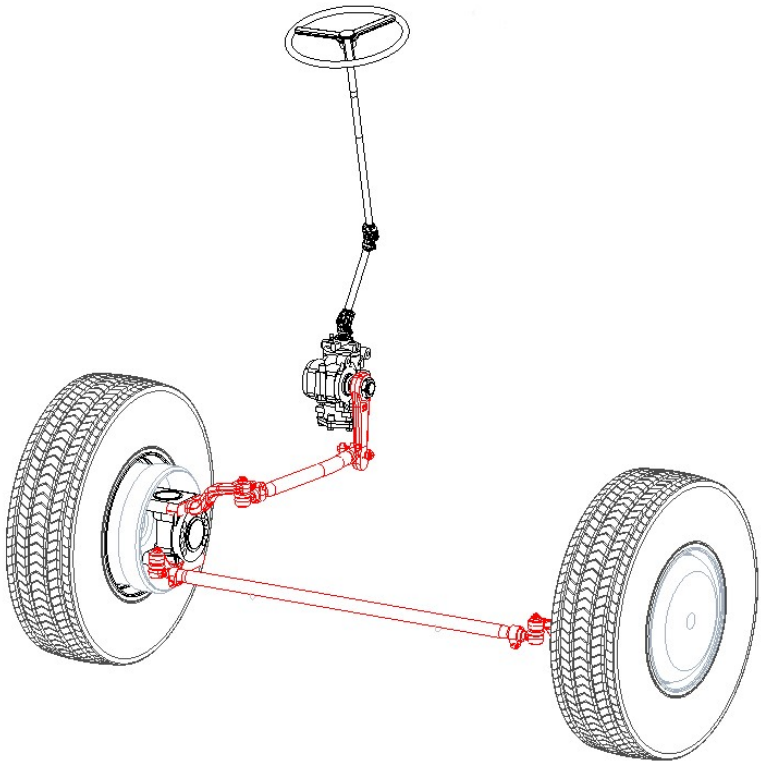


Şekil 2.4. Bağımsız Akslı Ticari Araç Direksiyon Mekanizması
(Rill, 2009' den adapte edildi)

2.2. Hidrolik Güç Destekli Direksiyon Sistemi

Direksiyon sistemi, sürücü tarafından direksiyon simidi vasıtasıyla verilen komut istikametinde tekerleklerin döndürülmesi ile aracı dümenlemeye yarayan yönlendirme sistemidir. Hidrolik güç destekli direksiyon sistemi, birbiriyle bütünleşik iki alt sistemden oluşmaktadır. Bunlar; güç destek sistemini oluşturan hassas kontrol edilebilir bir hidrolik sistem ile direksiyon kutusuyla birlikte ön aks direksiyon mekanizmasını oluşturan yüksek hassasiyete sahip mekanik sistemdir (Şekil 2.5.). Sürücü doğrudan temas ettiği direksiyon sistemi vasıtasıyla hem yol durumunu hem de aracın cevabını hisseder.

Direksiyon sisteminin fonksiyonu can emniyetiyle direkt ilgili olduğundan direksiyon simidi ile tekerler arsındaki mekanik bağlantı her durumda korunur. Bunun yanında direksiyon sistemi hidrolik güç desteğinin devre dışı kaldığı acil durumlarda dahi regülasyonların izin verdiği el kuvveti ve diğer şartları sağlayarak (70/311/EEC) aracı güvenli bir yere yönlendirebilecek şekilde tasarlanmalıdır (“Council Directive 70/311/EEC”, 1970).



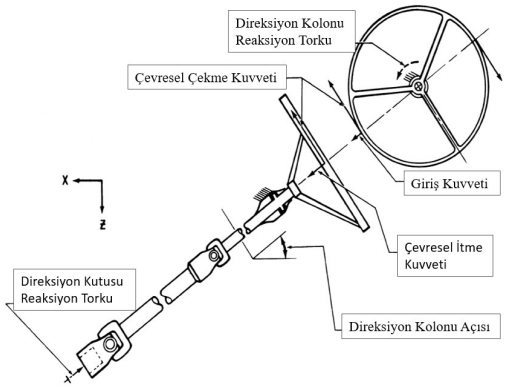
Şekil 2.5. Direksiyon sistemi 3 boyutlu görünümü

2.2.1. Direksiyon Simidi

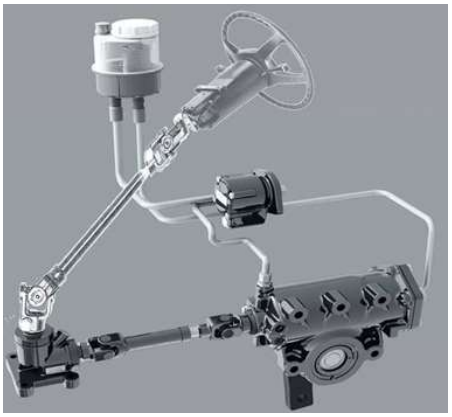
Direksiyon simidi sürücünün aracı yönlendirmek için direksiyon sistemine birincil olarak temas ettiği ve girdi sağladığı parçadır. Direksiyon simidine uygulanan sürücü el kuvveti direksiyon kolonunda torka dönüşür (Durstine, 1973). Direksiyon simidinin çapı, kısım 2.1.'de bahsedilen regülasyona uyumla ilgili de önemli girdilerden bir tanesidir. Çap arttıkça aynı el kuvvetine karşılık üretilen mekanik moment değeri yükselir.

2.2.2. Direksiyon Kolonu Komplesi

Direksiyon kolonunun birincil fonksiyonu sürücünün direksiyon simidi vasıtası ile uyguladığı torku direksiyon kutusuna iletmektir. Diğer bir fonksiyonu da kabin ile şasi arasındaki bağıl hareketi telafi etmektir (Ozan, 2012). Direksiyon kolonu ile aynı eksende olmayan direksiyon simidi ve direksiyon kutusunun universal mafsallar ve kayar mil kullanılarak doğrudan birbirine bağlanabileceği gibi (Şekil 2.6.) direksiyon kutusunun yerleşimine bağlı olarak gerektiğinde açılı dişli kutusu yardımı ile de bağlantı sağlanabilir (Şekil 2.7).



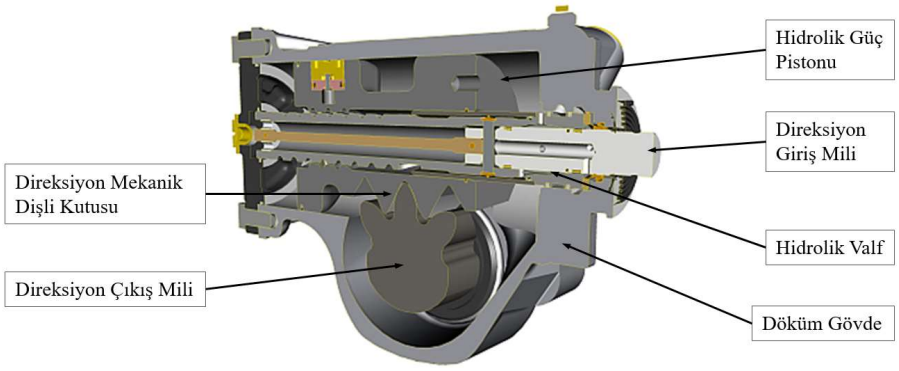
Şekil 2.6. Direksiyon simidi ve direksiyon kolonu komplesi (Durstine, 1973)



Şekil 2.7. Direksiyon kolonu ve açılı dişli kutusu bağlantısı. ("Ticari Araç Direksiyon Sistemleri", 2019)

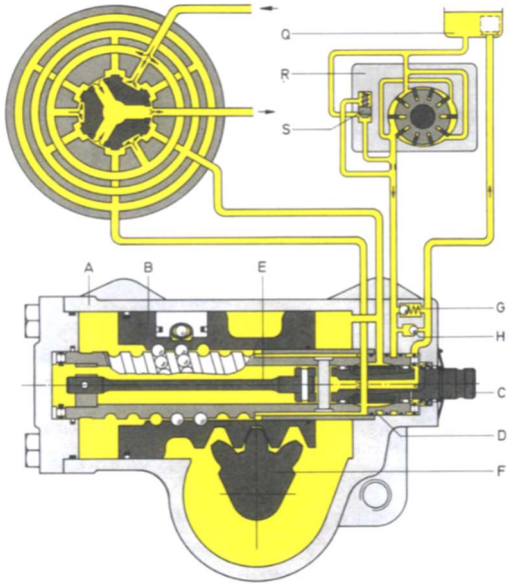
2.2.3. Direksiyon Kutusu

Direksiyon kutusu sağlam bir döküm gövde içerisinde bütünleşik olarak mekanik direksiyon dişli kutusu ile hidrolik kontrol valfi ve hidrolik güç silindirinden oluşur (Şekil 2.8).



Şekil 2.8. Direksiyon kutusu ve bileşenleri

Şekil 2.9. ve Şekil 2.10. fonksiyonel gönünüşlerde valf çalışma prensibi ve yağ akışları gösterilmiştir. Ayrıca bu şekiller ilave olarak valfin kesitini de göstermektedir. Bu sayede döner valften silindir hacimlerine olan bağlantılar ve valfin fonksiyonu şematik olarak gösterilebilmiştir (Dizayn Operasyon Bakım Muayene. Hema Hidrolik direksiyon sistemleri, 2017).



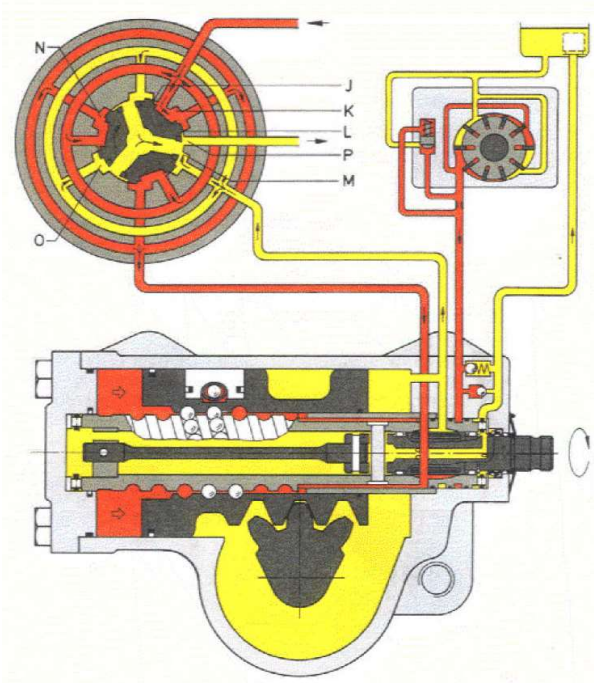
A – Döküm Gövde
B – Destek Pistonu
C – Direksiyon Giriş Mili ve Bütünleşik Valf Sürgüsü
D – Sonsuz Vida ve Bütünleşik Valf Kovanı
E – Burulma Mili
F – Direksiyon Çıkış (Sektör) Mili
G – Basınç Sınırlama Valfi
H – Çek valf
Q – Yağ Tankı
R – Direksiyon (Paletli) Pompası
S – Akış Kontrol Valfi

Şekil 2.9. Direksiyon kutusu nötr (orta) konumda

Direksiyon kutusu için gerekli yağ debisi ve basıncı motor tarafından tahrik edilen pompadan (R) sağlanır. Hidrolik yağ, yağ tankından (Q) emilir, pompa ve direksiyon üzerinden yağ tankına geri döner. Sekil 2.9.'daki döküm gövde (A) ve destek pistonu (B) bir silindir-piston görevi yaparlar. Destek pistonu (B), direksiyon mili ucu (C) ve sonsuz vida (D) nin dönme hareketini eksenel harekete çevirir ve bunu sektör miline (F) aktarır. Destek pistonu (B) ve sonsuz vida (C) bilye zinciri üzerinden birbirine bağlantılıdır. Sonsuz vidanın döndürülmesi esnasında bilyeler zincirin bir tarafından bilye sevk boruları tarafından diğer tarafına sevk edilir ve bu şekilde sonsuz bilye zinciri teşekkül eder. Destek pistonu (B)' deki ve sektör milindeki (F) dişler üzerinden sektör mili destek pistonunun hareket etmesi ile dönüş hareketi oluşturulmuş olur. Döner valf sonsuz vida içerisinde iğne makaralı rulmanlarla yataklanmıştır (D) Döner valf sürgüsü (C) çevresinde 6 adet kanala sahiptir. Valf sürgüsü (C) ve sonsuz vida (D) ile pimlenmis burulma mili (CE), direksiyon simidine kuvvet uygulanmadıkça döner valfi orta konumda tutar. Direksiyon gövdesi üzerine direksiyon sisteminde maksimum basıncını sınırlayan basınç sınırlama valfi konulabilir. Hidrolik desteksiz döndürme durumunda geri dönüş yağının emilmesinde görev yapan çek valf (H) gövdeye veya döner valfe konulabilir.

Direksiyon milinden, sonsuz vidaya dönme momenti aktarımı esnasında veya tersi durumda burulma mili elastik deformasyona uğrar. Böylece valf sürgüsü ve valf kovanı arasında bir dönme hareketi oluşur (sürgü kovanın içinde döner). Bu şekilde valf sürgüsü kumanda kanalları, valf kovanı içinde saat yönünde ya da satin tersi yönde dönerek orta konumdan çıkar. Direksiyon simidi serbest bırakıldığında burulma mili valfin orta konuma geri gelmesini sağlar. Hidrolik yağ gövdedeki delikten valf kovanının daire seklindeki kanalına akar. 3 adet, simetrik olarak yerleştirilmiş radyal delikler üzerinden iç kısımda bulunan valf sürgüsü kanallarına gönderilir. Valf sürgüsü valf kovanındaki kumanda kanalları öyle konumlandırılmıştır ki hidrolik yağ valfin orta konumunda giriş bölgeleri Şekil 2.10 'daki (J) ve (K) üzerinden kumanda kovanı eksenel kanallarına (N) ve (O) ulaşır. Buradan itibaren hidrolik yağın radyan delikler üzerinden silindirin her iki tarafına geçişi sağlanır. 16 Direksiyon valfi orta konumda olduğu sürece hidrolik yağ her iki taraftaki silindir hacimlerine akar ve 3 adet geri dönüş kanalından (P) valf sürgüsüne akar oradan da geri dönüş hattı üzerinden yağ tankına döner, (Dizayn Operasyon Bakım Muayene. Hema Hidrolik direksiyon sistemleri, 2017).

Direksiyon simidi saat yönünde döndürüldüğünde destek pistonu sağa gider. Gereken döndürme kuvvetine göre silindirin sol tarafında basınç oluşur. Valf sürgüsü kumanda kanalları saat yönünde hareket eder ve giriş bölgeleri (K) hidrolik yağ girişi için daha da açılır. Aynı anda diğer giriş bölgeleri (J) kapanır ve kumanda kovanının eksenel kanallarına (O) yağ girişi önlenir. Bu durumda hidrolik yağ giriş bölgeleri (K) üzerinden kumanda kovanı eksenel kanallarına (N) akar ve buradan sonsuz vida üzerinden sol 17 silindir tarafına ulaşır. Kapalı olan giriş bölgeleri (J) hidrolik yağın yağ tankına akısını önler ve basınç oluşumunu sağlarlar. Silindirin sağ tarafındaki yağ sıkıştırılır ve açılmış olan geri dönüş bölgeleri (M) üzerinden valf sürgüsü geri dönüş kanallarına (P) akar. Buradan valf sürgüsü ve sonsuz vida içerisine merkezi olarak yerleştirilmiş yağ deliği üzerinden sürekli olarak yağ tankına akış sağlanır (Dizayn Operasyon Bakım Muayene. Hema Hidrolik direksiyon sistemleri, 2017).



J – Giriş Bölgesi

K – Giriş Bölgesi

L – Geri Dönüş Bölgesi

M – Geri Dönüş Bölgesi

N – Eksenel Geçiş Bölgesi

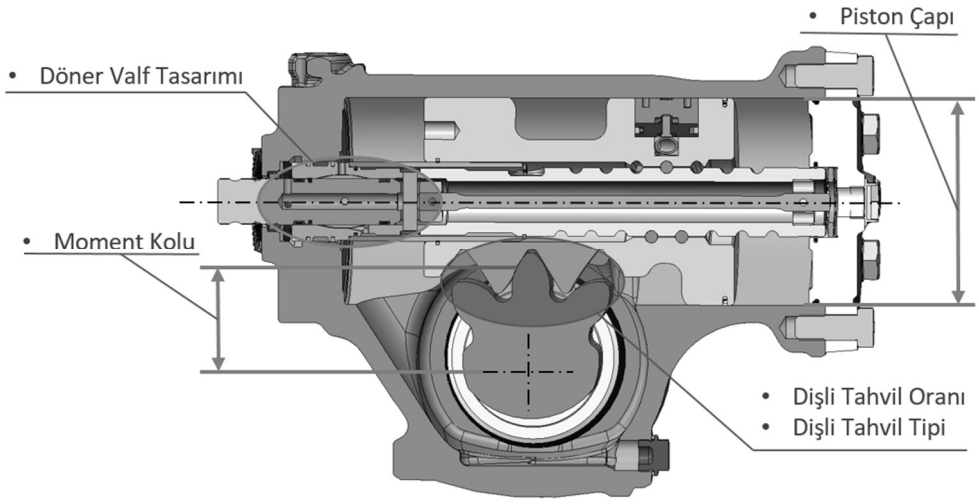
O – Eksenel Geçiş Bölgesi

P – Geri Dönüş Kanalı

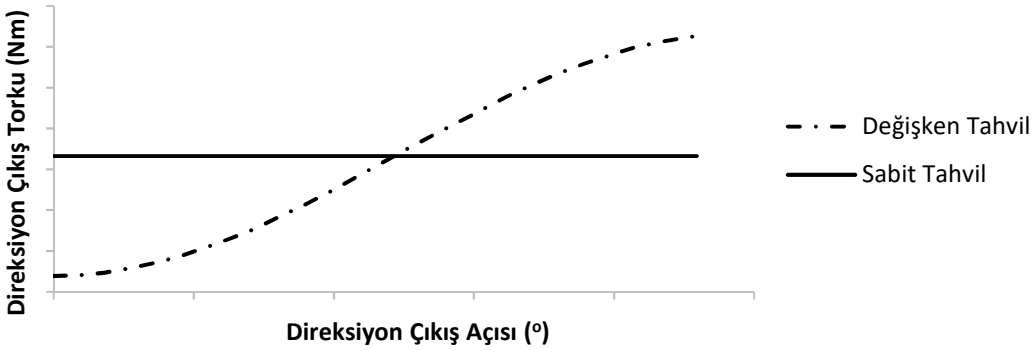
Şekil 2.10. Direksiyon kutusu giriş mili saat yönünde döndürülmüş konumda

Direksiyon kutuları tasarlanırken bazı önemli tasarım parametreleri (Şekil 2.11.) öncelikli olarak dikkate alınır. Aracın ön aks yükü direksiyon kutusunun büyüklüğünü belirler. Direksiyon kutularının büyüklüğünü belirleyen en önemli diğer bir faktör de çıkış torkudur. Direksiyon pompası maksimum basıncının sabit olduğu düşünülürse çıkış torkunu belirleyen iki önemli parametre piston çapı ve moment koludur. Araçta meydana

gelebilecek herhangi bir acil durum nedeniyle hidrolik desteğin kesilmesi halinde mekanik tahvilin yüksel olması, konforlu bir sürüş için düşük olması istenir. Tahvile etki eden iki önemli parametre de dişli tahvil oranı ve tahvil tipidir. Tahvil tipi sabit ya da değişken olabilir. Sabit ve değişken tahvili karşılaştıran bir grafik şekil 2.12'de verilmiştir.



Şekil 2.11. Direksiyon kutusu önemli tasarım parametreleri



Şekil 2.12. Sabit ve değişken tahvilli direksiyon kutuları karşılaştırması

2.2.4. Direksiyon Pompası

Pompanın ana fonksiyonu hidrolik güç destekli direksiyon sistemine yeterli yağ debisi sağlamaktır. Hidrolik güç destekli direksiyon sistemlerinde özellikle düşük ses ve titreşim avantajları nedeniyle paletli pompalar tercih edilmektedir. Pompa basınçları

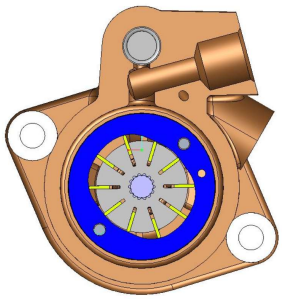
günümüzde 200 bar seviyesine kadar çıkmıştır. En çok kullanılan kontrollü debiler 9 ila 25 lt/dak. arasında değişmektedir. Araçtaki uygulama şekline bağlı olarak motora ya da kompresöre montaj edilebilirler. Pompa tahriki çeşitli şaft tipleri, kayış kasnak ya da dişli ile yapılabilir. Elektrik motoru ile bütünleşik ve direkt olarak tahrik edilen pompalar da seçenek olarak sunulmaya başlanmıştır.

2.2.4.1. Sabit Deplasmanlı (İletim Hacimli) Paletli Pompa

Sabit deplasmanlı paletli pompalar, kendini kanıtlamış tasarımları ve göreceli olarak sağlam yapıları nedeniyle çoğunlukla tercih edilir. Hidrolik güç destekli direksiyon kutuları kontrollü bir valf karakteristiği elde edebilmek için sabit debiye ihtiyaç duyarlar. Bu nedenle de pompa üzerinde bütünleşik bir akış kontrol valfi bulunur. Akış kontrol valfi, motor hızına bağlı olarak değişen pompa debisini sınırlandırarak ihtiyaç fazlasını tanka gönderir (Şekil 2.13., 2.14.). Tahrik şaftı ile döndürülen ve debi üreten rotor seti 10 ya da 12 adet radyal kanatçık, rotor ve kam halkasından oluşur. Kam halkasında simetrik olarak konumlandırılmış olan emiş ve basınç bölgelerinin tasarımı pompanın sabit iletim hacmini belirler. Sistem basıncını sınırlandırmak için emniyet valfi kullanılır. Emniyet valfi direksiyon kutusu üzerinde değilse pompa üzerinde, akış kontrol valfine entegre edilir.



Şekil 2.13. Sabit deplasmanlı (iletim hacimli) paletli pompa

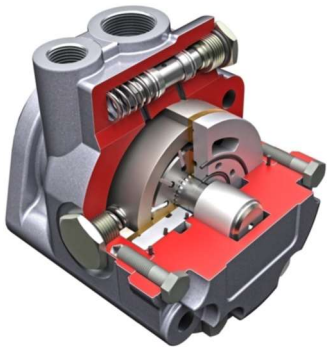


Şekil 2.14. Sabit deplasmanlı paletli pompa kesit görünüşü ve bileşenleri

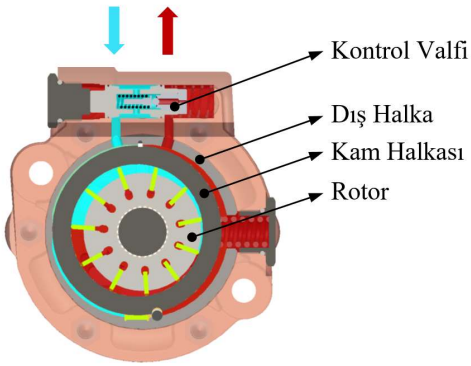
2.2.4.2. Değişken Deplasmanlı (İletim Hacimli) Paletli Pompa

Değişken deplasmanlı paletli pompaların kısım 2.2.4.1.'de tarif edilen sabit deplasmanlı paletli pompalardan farkı, kontrollü debiyi akış kontrol valfi yerine değişken deplasmanlı bir rotor seti ile sağlamasıdır. Rotor seti bu tasarımda bir dış halkanın içine eksantrik ve hidrolik olarak ayarlanabilir şekilde konumlandırılmıştır, (Şekil 2.15., 2.16.).

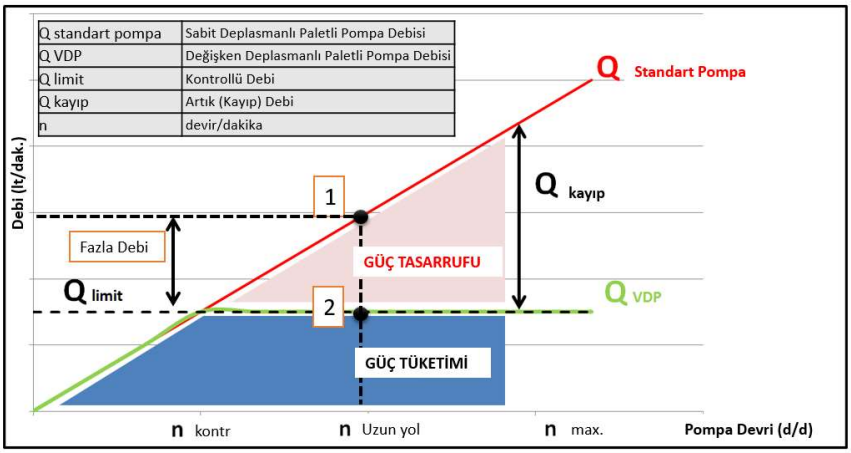
Böylelikle pompa debisi motor devri ile birlikte artarak ayarlanan kontrollü debi değerine ulaştığında iletim hacmi kontrol valfi vasıtasıyla hidrolik olarak düşürülür. Bu şekilde motor devrinden bağımsız kontrollü bir debi elde edilmiş olur. Sabit deplasmanlı pompadan farklı olarak ihtiyaç olmayan debi hiç üretilmez ve basınçlandırılmaz. Sabit ve değişken deplasmanlı pompaların güç tüketimleri Şekil 2.17.'de gösterilmiştir. Görüldüğü üzere değişken deplasmanlı paletli pompalar gerek azaltılmış güç tüketimleri gerekse buna bağlı sistem sıcaklığındaki düşüşten dolayı son dönemde daha fazla tercih edilmeye başlanmıştır. Üretici firmaların iddiası bu tasarım ile güç ihtiyacında %40 azalma ve sistem sıcaklığında 15ºC lik bir düşüm olduğu yönündedir (Automated and efficient for the future, 2016) Diğer taraftan; karmaşık tasarımı, üretim zorlukları, yüksek maliyet ve gürültü/titreşim potansiyelinin yüksek olması bu pompanın önemli dezavantajlarıdır.



Şekil 2.15. Değişken deplasmanlı paletli pompa



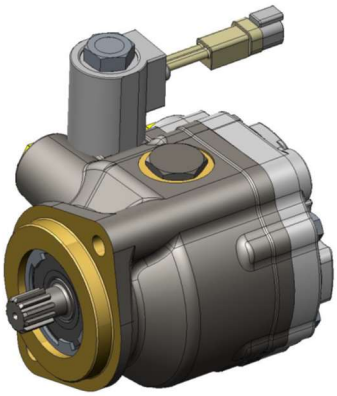
Şekil 2.16. Değişken deplasmanlı paletli pompa kesit görünüşü ve bileşenleri



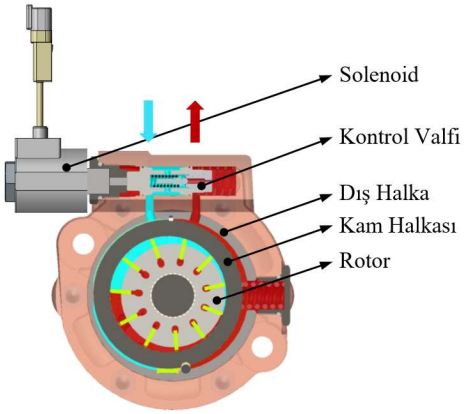
Şekil 2.17. Sabit ve değişken deplasmanlı paletli pompa güç tüketimi karşılaştırması

2.2.4.3. Elektronik Kontrollü Değişken Deplasmanlı (İletim Hacimli) Paletli Pompa

Elektronik kontrollü değişken deplasmanlı paletli pompa kısım 2.2.4.2'de anlatılan fonksiyonların tamamına sahiptir. İlave olarak araç istemlerine bağlı olarak pompa üzerine bütünleşik elektronik (solenoid) kontrollü kısıcı vasıtasıyla fazladan debi düşümü sağlayabilecek şekilde tasarlanmıştır (Şekil 2.18., Şekil 2.19.). Araç hızı ve direksiyon döndürme hızına bağlı olarak kontrollü debi arttırılır ya da azaltılır. Üretici firmaların iddiası bu tasarım ile güç ihtiyacında %65 azalma ve sistem sıcaklığında 15ºC lik bir düşüm olduğu yönündedir (Automated and efficient for the future, 2016). Diğer taraftan; karmaşık tasarımı, üretim zorlukları, yüksek maliyet ve gürültü/titreşim potansiyelinin yüksek olmasının yanında ilave bir elektronik kontrol ünitesi ile yazılım ihtiyacı bu pompanın önemli dezavantajlarıdır.



Şekil 2.18. Elektronik kontrollü değişken deplasmanlı paletli pompa



Şekil 2.19. Elektronik kontrollü değişken deplasmanlı paletli pompa bileşenleri

2.2.4.4. Elektro-Hidrolik Direksiyon Pompası

Elektro-Hidrolik direksiyon pompası bir ya da iki adet devri ayarlanabilir elektrik motoru (sabit mıknatıslı DC motor) ile kontrol ünitesi, hidrolik pompa ve bağlantı braketinden oluşur (Şekil 2.20.). Kullanılan pompa sabit deplasmanlıdır ancak araç hızına ve direksiyon döndürme hızına bağlı olarak elektrik motorunun devri değiştirilerek farklı debi ihtiyaçları tam olarak yeterli miktarda sağlanır. 2.2.4.1.'de tarif edilen içten yanmalı motor tahrikli sabit deplasmanlı paletli pompa ile karşılaştırıldığında üretici firmanın iddiasına göre %70 enerji tasarrufu sağlanmaktadır (Automated and efficient for the

future, 2016). Öncelikle elektrikli ticari araçlar için geliştirilmiş olan bu pompa önemli enerji tasarrufu sağladığı için içten yanmalı motora sahip ticari araçlarda da kullanım alanı bulacağı düşünülebilir.



Şekil 2.20. Elektro-Hidrolik direksiyon pompası

2.2.5 Yağ Tankı

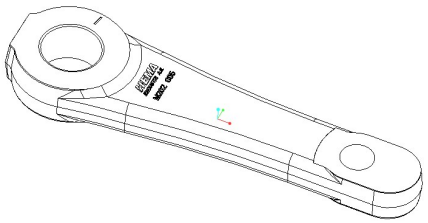
Yağ tankı hidrolik güç destekli direksiyon sistemlerinde pompanın yağ emdiği ve direksiyon sisteminden dönen yağın giriş yaptığı, belli bir miktar yağın depolandığı devre elemanıdır. Pompa kontrollü debisine bağlı olarak en az 0,75 Lt yağı depolayacak büyüklükte bir hacme sahip olmalıdır. İçinde bütünleşik olarak yağ filtresi ve filtre baypas valfini barındırır. Filtre elemanının 20-50 mikron mertebesinde parçacık tutma kabiliyeti olmalıdır. Yağ tankı malzemesi kullanım yerine göre plastik ya da çelik olarak seçilebilmektedir. Yağ tankında havalandırma ve yağ seviye göstergesi bulunmalıdır. Yağ tankı görseli Şekil 2.21.'de verilmiştir.



Şekil 2.21. Yağ tankı görseli ("https://www.hemaendustri.com.tr/yag-tanki", 2019)

2.2.6. Pitman Kolu

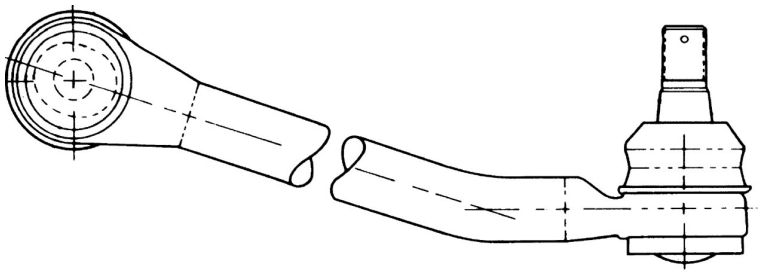
Pitman kolunun bir ucu direksiyon kutusu sektör miline diğer ucu kısa roda bağlıdır. Pitman kolu sektör miline konik çok kamalı mil ile boşluksuz olarak, kısa roda ise konik bağlantılı küresel mafsal ile bağlıdır. Direksiyon kutusunda oluşturulan torku kısa roda doğrusal kuvvet olarak aktarır. Örnek bir pitman kolu görseli Şekil 2.22.'de verilmiştir.



Şekil 2.22. Pitman kolu görseli

2.2.7. Kısa Rot

Kısa rot, pitman kolu ile deve boynu arasındaki bağlantıyı sağlar. Pitman konundan aldığı hareketi ve kuvveti deveboynuna iletir. Biri ayarlanabilir olmak üzere her iki ucunda küresel mafsal mevcuttur. Örnek bir kısa rot görseli Şekil 2.23'te verilmiştir.

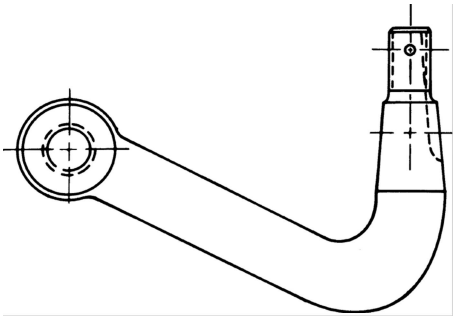


Şekil 2.23. Kısa rot kolu görseli (Durstine, 1973)

2.2.8. Deve Boynu (Üst Kontrol Kolu)

Deve boynunun (üst kontrol kolu) bir ucu küresel mafsal ile kısa roda diğer ucu aksona bağlıdır. Kısa rottan aldığı doğrusal kuvveti döndürme momentine çeviren ve

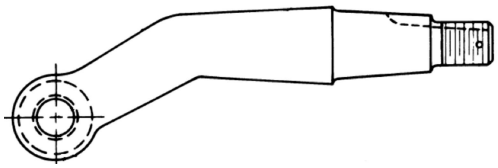
böylelikle tekerleri döndüren mekanizma parçasıdır. Örnek bir deve boynu görseli Şekil 2.24 de verilmiştir.



Şekil 2.24. Deveboynu görseli (Durstine, 1973)

2.2.9. Çolak Kol (Alt Kontrol Kolu)

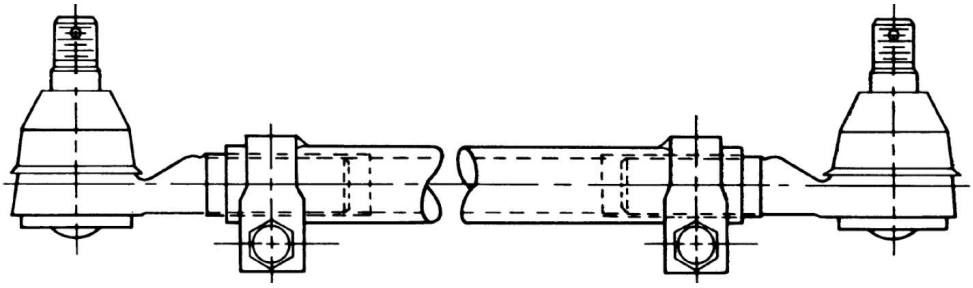
Çolak kolun bir ucu aksona diğer ucu küresel mafsal ile uzun roda bağlıdır. Görevi deveboynunun sol tekere ilettiği momenti uzun rot vasıtası ile sağ tekerdeki simetrik çolak kola iletmektir. Örnek görsel Şekil 2.25' da verilmiştir.



Şekil 2.25. Çolak kol görseli (Durstine, 1973)

2.2.10. Uzun Rot

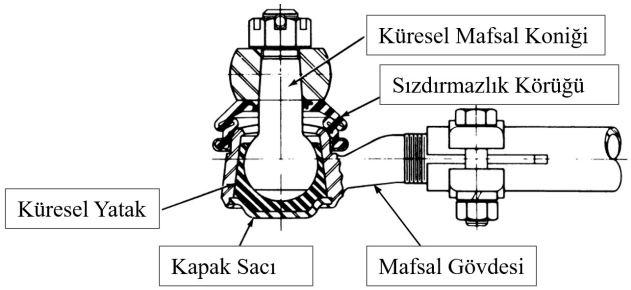
Uzun rot iki çolak kol arasındaki bağlantıyı sağlar. Bir çolak koldan aldığı doğrusal kuvveti diğer çolak kola ileterek iki tekerin de eşzamanlı döndürülmesini sağlar. Örnek görsel Şekil 2.26'da verilmiştir



Şekil 2.26. Uzun rot kolu görseli (Durstine, 1973)

2.2.11. Küresel Mafsal

Direksiyon sistemindeki bazı mekanizma parçalarını birbirine bağlayan ve sadece küresel harekete müsaade eden mafsal tipidir. Şekil 2.21'de (Durstine, 1973) alt bileşenleriyle birlikte örnek bir görsel verilmiştir.



Şekil 2.27. Küresel mafsal görseli (Durstine, 1973)

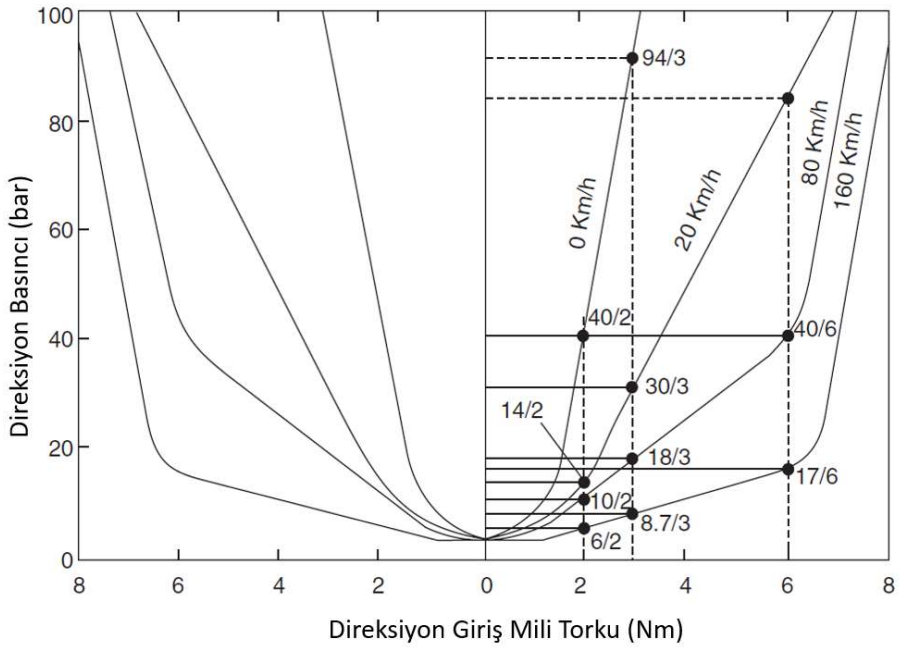
2.2.11. Boru Hortum Bağlantıları

Pompa, direksiyon kutusu ve yağ tankı arasındaki hidrolik akışkanın iletimi metal borular ve kauçuk esaslı hortumlar vasıtasıyla sağlanır. Boru hortum bağlantıları sistem basıncını emniyetli bir şekilde karşılayacak şekilde seçilmektedir. Hidrolik destekli direksiyon sisteminde borular ve hortumlar ses ve titreşime etki eden en önemli bileşenlerin başında gelir.

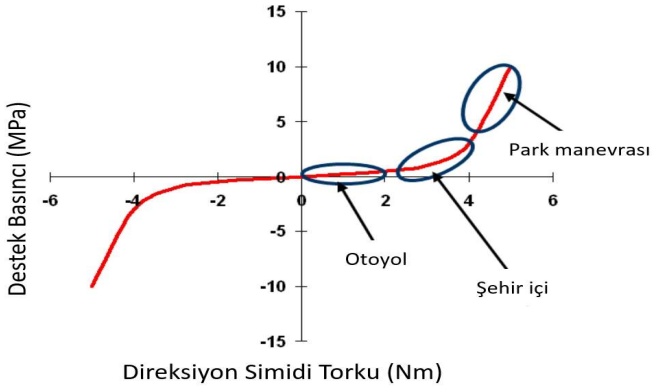
2.3. Sürücü Direksiyon Hissiyatı

Günümüzde halen yoğun olarak kullanılan hidrolik güç destekli direksiyon sistemlerinin yardımı ile sürücünün direksiyon simidini çevirmesi için gereken tork

azaltılır, ancak bu torkun çok azalması istenmez. Sürücü, temas ettiği direksiyon simidinde oluşan karşı direnç torku vasıtasıyla yolu hisseder. Karşı direnç torkunun çok az olması sürücünün yolu yeterince hissedememesine neden olur. Literatürde tork yerine el kuvveti, sürücü eforu gibi tabirler de kullanılır. Sürücünün direksiyona uyguladığı tork arttıkça güç destekli direksiyon tarafından verilen destek de artmaktadır. Ele gelen torka karşılık güç desteğinin artışını gösteren eğriye güç desteği eğrisi denir. Şekil 2.28 de ideal olarak araç yüksek hızlarda giderken güç desteğinin düşük (sert direksiyon hissi), park ederken ya da çok düşük hızlarda ise güç desteğinin yüksek (yumuşak direksiyon hissi) olması istenir. Geleneksel hidrolik güç destekli sistemlerde değişken bir tork eğrisi elde etmek mümkün olmadığı için Şekil 2.29'da gösterildiği üzere aracın yoğunluklu çalışma koşulları dikkate alınarak sabit bir eğri belirlenir. Eğrinin formunu aracın daha çok hangi amaçla kullanıldığı belirler. Uzun yol araçları gibi daha çok orta konumda ve yüksek hızlarda kullanılan araçlarda yol tutuşu desteklemek amacıyla ele gelen torkun yüksek, inşaat araçları gibi sık manevra yapan araçlarda ise ele gelen torkun düşük olması istenir ve buna uygun eğriler belirlenir, (Erdelyi, Talaba, & Gîrbacia, 2009).



Şekil 2.28. Hıza duyarlı hidrolik güç destekli direksiyon için farklı araç hızlarında akışkan basıncının giriş mili torkuna göre değişim grafiği (Heisler, 2002)



Şekil 2.29. Sürüş şekline bağlı olarak destek eğrisinin kullanılan farklı bölgeleri (Erdelyi vd., 2009)

2.4. Tekerlek / Lastik

Araç dümenlenirken, hızlanırken, frenlenirken ve/veya virajı alırken yol yüzeyini kavramak için lastikler kullanılır. Lastiğin yol tutuş kabiliyeti çok önemlidir. Yol tutuşu (ya da teker yol sürtünmesi) lastiğin yere temas ettiği yüzey sayesinde, lastiğin yol yüzeyi üzerinde kaymasına gösterdiği dirençtir (Heisler, 2002). Şekil 2.30'da tipik bir ticari araç lastiği görseli verilmiştir.



Şekil 2.30. Tipik bir ticari araç lastiği görseli (https://www.lassa.com.tr/desen/t63-06-energia-320d)

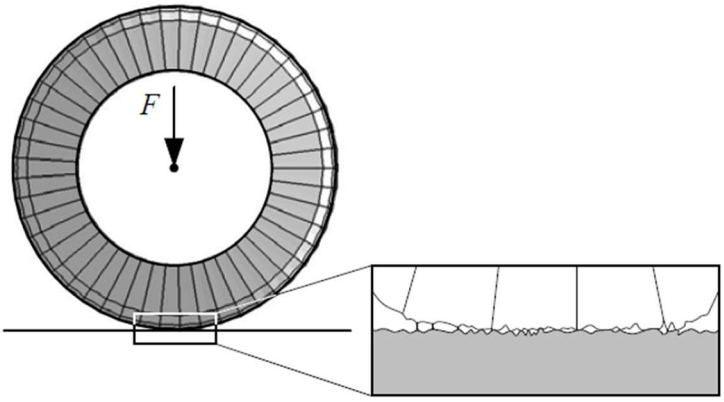
Lastik ve yol arasındaki sürtünmenin büyüklüğünü belirleyen en önemli parametre sürtünme katsayısıdır. Sürtünme katsayısının hareketin henüz başlamadığı

statik durumdaki değeri ve hareket halinde kaymanın gerçekleştiği durumdaki değeri birbirinden farklıdır. Çizelge 2.1.'de farklı yol yüzeyleri için statik ve dinamik sürtünme katsayısı ortalama değerleri verilmiştir.

Çizelge 2.1. Örnek bir binek araç lastiği 215 / 65R15 için boyuna statik (μ_s) ve dinamik (μ_d) sürtünme katsayıları, ortalama değerleri (Jazar, 2008)

Yol Yüzeyi	Statik Sürtünme, μ_s	Dinamik Sürtünme, μ_d
Asfalt, kuru	0.8 - 0.9	0.75
Beton, kuru	0.8 - 0.9	0.76
Asfalt, ıslak	0.5 - 0.7	0.45 - 0.6
Beton, ıslak	0.8	0.7
Mıcır	0.6	0.55
Kar kaplı	0.2	0.15
Buz	0.1	0.07

Sürtünme mekanizmaları arasında adezyon sürtünmesinin kayda değer bir önemi vardır. Adezyon sürtünmesi yapışmaya eşdeğerdir. Kauçuk, yolda kaymaya karşı koyar çünkü adezyon yol yüzeyine yapışmasına neden olur. Adezyon, kauçuk ve yol yüzeyi arasındaki moleküler bağlanmanın bir sonucu olarak ortaya çıkar (Jazar, 2008). Şekil 2.31.'de gösterildiği gibi moleküler bağlanma temas noktalarında meydana gelir ve yüzeyleri birbirine kaynak yapar. Yapışma sürtünmesi, bu moleküler sınırları kırmak ve yüzeyleri ayırmak için gereken kuvvete eşittir.



Şekil 2.31. Lastik ve yol yüzeyleri arasındaki moleküler bağlanma (Jazar, 2008).

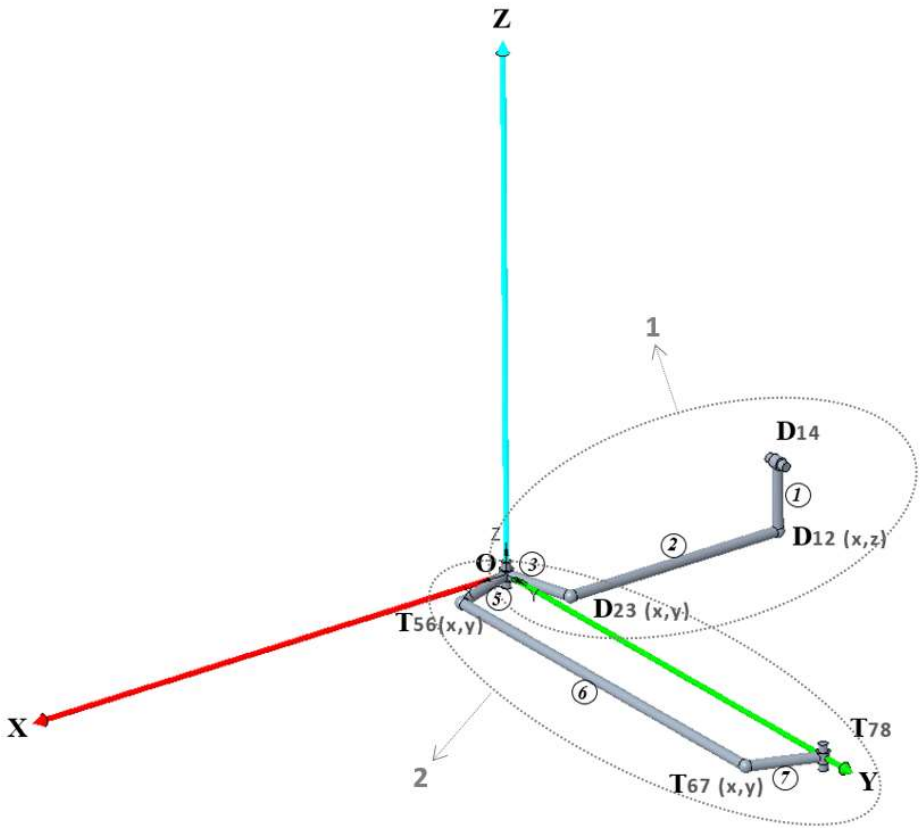
BÖLÜM 3

DİREKSİYON SİSTEMİNİN DİNAMİK ANALİZİ

3.1. Kinematik Analiz

3.1.1. Konum Analizi

İncelediğimiz mekanizma iki mekanizmadan oluşan birleşik bir mekanizmadır, (Şekil 3.1.). 1 nolu mekanizma direksiyon dümenleme mekanizması ve 2 nolu mekanizma teker dümenleme mekanizmasıdır.



Şekil 3.1. Birleşik direksiyon sistemi mekanizması

Her ikisi de RSSR (veya RGGR) dört çubuk mekanizmasıdır. Direksiyon dümenleme mekanizması 3-Boyutlu bir RSSR ve teker dümenleme mekanizması 2-Boyutlu bir RSSR veya trapezoidal olarak da adlandırılan bir mekanizmadır. Burada R (revolute pair) dönme hareketini tek bir doğrultuda serbest bırakan, diğer iki doğrultuda kısıtlayan ve öteleme hareketini her üç doğrultuda da kısıtlayan bir pim bağlantısıdır (veya döner bağlantı çiftidir) ve S (spherical pair) veya G (globular pair) dönme hareketini her üç doğrultuda serbest bırakan ve öteleme hareketini her üç doğrultuda kısıtlayan bir küresel mafsaldır (Söylemez, 2017).

a_1 uzunluğundaki eleman (1 nolu eleman) direksiyon dümenleme mekanizmasının giriş sarkacı, a_2 uzunluğundaki eleman (2 nolu eleman) direksiyon dümenleme mekanizmasının biyeli, a_3 uzunluğundaki eleman (3 nolu eleman) direksiyon dümenleme mekanizmasının çıkış sarkacı ve a_4 uzunluğundaki (4 nolu eleman) DT ve D_{14} pim bağlantıları arasındaki uzaklık direksiyon dümenleme mekanizmasının hayali ekseni olarak tanımlanır.

Benzer şekilde a_5 uzunluğundaki eleman (5 nolu eleman) teker dümenleme mekanizmasının giriş sarkacı, a_6 uzunluğundaki eleman (6 nolu eleman) teker dümenleme mekanizmasının biyeli, a_7 uzunluğundaki eleman (7 nolu eleman) teker dümenleme mekanizmasının çıkış sarkacı ve a_8 uzunluğundaki DT ve T_{78} pim bağlantıları arasındaki uzaklık teker dümenleme mekanizmasının hayali ekseni olarak tanımlanır.

Direksiyon dümenleme mekanizmasında aradaki biyel elemanının kendi ekseni etrafında dönmesi dikkate alınmazsa, birleşik mekanizmanın bir serbestlik dereceli olduğu söylenebilir.

Direksiyon dümenleme mekanizması, bir eksen etrafındaki dönme hareketini uzayda başka bir eksen etrafında dönme hareketine çevirmektedir.

Birleşik mekanizmanın konum analizinde kullanılan parametreler Çizelge 3.1, 3.2 ve 3.3'de verilmektedir.

Çizelge 3.1. Elemanların uzunlukları (mm)

$\lvert\overrightarrow{r_1}\rvert$	a_1	262	D_{14} ve D_{12} arası eleman
$\lvert\overrightarrow{r_2}\rvert$	a_2	898	D_{12} ve D_{23} arası eleman
$\lvert\overrightarrow{r_3}\rvert$	a_3	290	D_{23} ve DT arası eleman
$\lvert\overrightarrow{r_4}\rvert$	a_4	1043	DT ve D_{14} arası eleman
$\lvert\overrightarrow{r_5}\rvert$	a_5	281	DT ve T_{56} arası eleman
$\lvert\overrightarrow{r_6}\rvert$	a_6	1680	T_{56} ve T_{67} arası eleman
$\lvert\overrightarrow{r_7}\rvert$	a_7	281	T_{67} ve T_{78} arası eleman
$\lvert\overrightarrow{r_8}\rvert$	a_8	1874	T_{78} ve DT arası eleman
$\lvert\overrightarrow{r_9}\rvert$	a_9	1883	T_{78} ve D_{14} arası eleman

Çizelge 3.2. Elemanların kosinüs doğrultuları

a_1	θ_1	$\theta_{1x}, \theta_{1y}, \theta_{1z},$
a_2	θ_2	$\theta_{2x}, \theta_{2y}, \theta_{2z},$
a_3	θ_3	$\theta_{3x}, \theta_{3y}, \theta_{3z},$
a_4	θ_4	$\theta_{4x}, \theta_{4y}, \theta_{4z},$
a_5	θ_5	$\theta_{5x}, \theta_{5y}, \theta_{5z},$
a_6	θ_6	$\theta_{6x}, \theta_{6y}, \theta_{6z},$
a_7	θ_7	$\theta_{7x}, \theta_{7y}, \theta_{7z},$
a_8	θ_8	$\theta_{8x}, \theta_{8y}, \theta_{8z},$

Çizelge 3.3. Mafsalların koordinatları (mm)

D_{14} (x, y, z)	(d_{14x}, d_{14y}, d_{14z})	(0, 0, 0)
D_{12} (x, y, z)	(d_{12x}, d_{12y}, d_{12z})	(d_{12x}, 0, d_{12z})
D_{23} (x, y, z)	(d_{23x}, d_{23y}, d_{23z})	(d_{23x}, d_{23y}, -262.2)
DT (x, y, z)	(dt_x, dt_y, dt_z)	(969.445, -281.477, -262.2)
T_{56} (x, y, z)	(t_{56x}, t_{56y}, t_{56z})	(t_{56x}, t_{56y}, -262.2)
T_{67} (x, y, z)	(t_{67x}, t_{67y}, t_{67z})	(t_{67x}, t_{67y}, -262.2)
T_{78} (x, y, z)	(t_{78x}, t_{78y}, t_{78z})	(969.445, 1592.523, -262.2)

Değişmeyen koordinatlar da dikkate alındığında birleşik mekanizmayı oluşturan elamanlar vektörel formda aşağıdaki gibidir:

$$\overrightarrow{r_1} = a_1\left(\cos\theta_1\vec{\imath} + \sin\theta_1\vec{k}\right) \tag{3.1}$$

$$\overrightarrow{r_2} = a_{2x}\vec{\imath} + a_{2y}\vec{\jmath} + a_{2z}\vec{k} \tag{3.2}$$

$$\overrightarrow{r_3} = a_3(\cos\theta_3\vec{\imath} + \sin\theta_3\vec{\jmath}) \tag{3.3}$$

$$\overrightarrow{r_4} = a_{4x}\vec{\imath} + a_{4y}\vec{\jmath} + a_{4z}\vec{k} \tag{3.4}$$

$$\overrightarrow{r_5} = a_5(\cos\theta_5\vec{\imath} + \sin\theta_5\vec{\jmath}) \tag{3.5}$$

$$\overrightarrow{r_6} = a_6(\cos\theta_6\vec{\imath} + \sin\theta_6\vec{\jmath}) \tag{3.6}$$

$$\overrightarrow{r_7} = a_7(\cos\theta_7\vec{\imath} + \sin\theta_7\vec{\jmath}) \tag{3.7}$$

$$\overrightarrow{r_8} = -a_8\vec{\jmath} \tag{3.8}$$

$$\overrightarrow{r_9} = a_{9x}\vec{\imath} + a_{9y}\vec{\jmath} + a_{9z}\vec{k} \tag{3.9}$$

Burada (3.2), (3.4) ve (3.9) denklemleri için aşağıdaki tanımlar geçerlidir.

$$a_2^2 = a_{2x}^2 + a_{2y}^2 + a_{2z}^2 \tag{3.10}$$

$$a_4^2 = a_{4x}^2 + a_{4y}^2 + a_{4z}^2 \tag{3.11}$$

$$a_9^2 = a_{9x}^2 + a_{9y}^2 + a_{9z}^2 \tag{3.12}$$

Sistemin çalışması kinematik olarak aşağıdaki gibi tarif edilir:

a_1 elemanı xz-düzleminde düzleme dik olan y-ekseni etrafında sarkaç hareketi yapmaktadır.

a_2 elemanının D_{12} noktası xz-düzleminde eğrisel bir yörüngede ve D_{23} noktası xy-düzleminde eğrisel bir yörüngede hareket etmektedir. Böylece a_2 elemanının hareketi biyel hareketi olarak tanımlanmaktadır. a_3 elemanı xy-düzleminde düzleme dik olan z-ekseni etrafında sarkaç hareketi yapmaktadır. a_5 ve a_7 elemanları xy-düzleminde düzleme dik olan z-ekseni etrafında sarkaç hareketi yapmaktadır. a_6 elemanının T_{56} noktası ve T_{67} noktası her ikisi de xy-düzleminde eğrisel bir yörüngede hareket etmektedir. Böylece a_6 elemanının hareketi biyel hareketi olarak tanımlanmaktadır.

3.1.1.1. Direksiyon dümenleme mekanizmasının (RSSR) 3-boyutlu konum analizi

Direksiyon dümenleme mekanizmasının devre kapalılık denklemi aşağıdaki gibidir.

$$\overrightarrow{R_{D_{23}D_{12}}} + \overrightarrow{R_{D_{12}D_{14}}} = \overrightarrow{R_{D_{23}DT}} + \overrightarrow{R_{DTD_{14}}} \tag{3.13}$$

$$\overrightarrow{r_2} + \overrightarrow{r_1} = \overrightarrow{r_3} + \overrightarrow{r_4} \tag{3.14}$$

(3.1), (3.2), (3.3) ve (3.4) ile verilen tanımlar (3.14)'de yerine koyularak aşağıdaki denklemler elde edilir.

$$a_1\cos\theta_1 + a_{2x} - a_3\cos\theta_3 - a_{4x} = 0 \tag{3.15}$$

$$a_{2y} - a_3\sin\theta_3 - a_{4y} = 0 \tag{3.16}$$

$$a_1\sin\theta_1 + a_{2z} - a_{4z} = 0 \tag{3.17}$$

Burada a_2=897.692 mm olduğunu biliyoruz. O halde çözümü (3.15), (3.16) ve (3.17) denklemlerini a_2'ye göre düzenleyerek ve (3.10)'da yerine koyarak aşağıdaki denklem elde edilir.

$$p_1 - p_2\cos\theta_1\cos\theta_3 - p_3\cos\theta_1 + p_4\cos\theta_3 + p_5\sin\theta_3 - p_6\sin\theta_1 = 0 \tag{3.18}$$

Burada p_i'ler (i=0,1,2,3,4,5,6) aşağıdaki gibi tanımlıdır.

$$p_1 = a_1^2 - a_2^2 + a_3^2 + a_{4x}^2 + a_{4y}^2 + a_{4z}^2 \tag{3.19a}$$

$$p_2 = 2a_1a_3 \tag{3.19b}$$

$$p_3 = 2a_1a_{4x} \tag{3.19c}$$

$$p_4 = 2a_3a_{4x} \tag{3.19d}$$

$$p_5 = 2a_3a_{4y} \tag{3.19e}$$

$$p_6 = 2a_1a_{4z} \tag{3.19f}$$

θ_1 giriş sarkaç açısı biliniyor ve θ_3 çıkış sarkaç açısı bulunmak isteniyor. O halde çözümü faz açısıyla yapmak üzere Denklem (3.18) aşağıdaki gibi düzenlenir.

$$(p_1 - p_3\cos\theta_1 - p_6\sin\theta_1) + (-p_2\cos\theta_1 + p_4)\cos\theta_3 + (p_5)\sin\theta_3 = 0 \tag{3.20}$$

Aşağıdaki tanımları yaparak denklemi basitleştirelim.

$$A_{dir} = -p_2 cos\theta_1 + p_4 \tag{3.21a}$$

$$B_{dir} = p_5 \tag{3.21b}$$

$$C_{dir} = -p_1 + p_3 cos\theta_1 + p_6 sin\theta_1 \tag{3.21c}$$

Böylece (3.20) ile verilen denklem aşağıdaki gibi düzenlenir.

$$A_{dir} cos\theta_3 + B_{dir} sin\theta_3 = C_{dir} \tag{3.22}$$

Faz açısı yönteminde iki ara değişken (D_{dir} ve φ_{dir}) aşağıdaki tanımlarla işin içine katılır.

$$A_{dir} = D_{dir} cos\varphi_{dir} \tag{3.23}$$

$$B_{dir} = D_{dir} sin\varphi_{dir} \tag{3.24}$$

Bu denklem çiftinden, D_{dir} ve φ_{dir} değişkenleri, bilinenlere bağlı olarak aşağıdaki gibi belirlenir.

$$D_{dir} = \sqrt{A_{dir}^2 + B_{dir}^2} \tag{3.25}$$

$$\varphi_{dir} = atan\left(\frac{B_{dir}}{A_{dir}}\right) \tag{3.26}$$

(3.23) ve (3.24) denklemleri sayesinde (3.22) denklemi aşağıdaki şekli alır.

$$cos(\theta_3 - \varphi_{dir}) = \frac{C_{dir}}{D_{dir}} \tag{3.27}$$

Burada (3.27) denklemindeki görünümü nedeniyle, φ_{dir} açısı, "faz açısı" olarak adlandırılır. Böylece θ_3 aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\theta_3 = \varphi_{dir} + acos\left(\frac{C_{dir}}{D_{dir}}\right) \tag{3.28}$$

θ_3 çıkış sarkaç açısı sinüs fonksiyonu cinsinden aşağıdaki gibidir.

$$cos^2(\theta_3 - \varphi_{dir}) + sin^2(\theta_3 - \varphi_{dir}) = 1 \tag{3.29}$$

$$\theta_3 = \varphi_{dir} \pm asin\left(\sqrt{1 - \left(\frac{C_{dir}}{D_{dir}}\right)^2}\right) \tag{3.30}$$

Böylece θ_3 için aşağıdaki gibi bir ilişki yazılır.

$$\theta_3 = \varphi_{dir} \pm \operatorname{atan2}\left(\sqrt{1-\left(\frac{C_{dir}}{D_{dir}}\right)^2}, \frac{C_{dir}}{D_{dir}}\right) \quad (3.31)$$

Denklemden iki çözüm elde edilir ve bu durum mekanizmanın iki farklı konumda bağlanabileceğini gösterir. Bunlardan bir tanesi mekanizmanın bağlanma durumuna göre aranan çözümdür.

θ_2 biyel açısını bulmak için kosinüs doğrultularından yararlanılır.

$$\overrightarrow{u_2} = \cos\theta_{2x}\vec{\imath} + \cos\theta_{2y}\vec{\jmath} + \cos\theta_{2z}\vec{k} \quad (3.32)$$

Burada θ_{2x}, θ_{2y} ve θ_{2z} açıları a_2 elemanının kosinüs doğrultularıdır ve konum vektörü koordinatları cinsinden aşağıdaki gibidir.

$$\theta_{2x} = \operatorname{acos}\left(\frac{d_{23x}-d_{12x}}{a_2}\right) \quad (3.33a)$$

$$\theta_{2y} = \operatorname{acos}\left(\frac{d_{23y}}{a_2}\right) \quad (3.33b)$$

$$\theta_{2z} = \operatorname{acos}\left(\frac{d_{23z}-d_{12z}}{a_2}\right) \quad (3.33c)$$

Burada D_{12} ve D_{23} noktalarının koordinatları a_1 ve a_3 elemanlarının kosinüs doğrultularından yararlanılarak hesaplanır. a_1 ve a_3 elemanlarının kosinüs doğrultuları ve böylece (3.33) denklemlerinde bahsedilen koordinatlar aşağıdaki gibidir.

$$\overrightarrow{u_1} = \cos\theta_{1x}\vec{\imath} + \cos\theta_{1z}\vec{k} \quad (3.34)$$

$$\overrightarrow{u_1} = \cos\theta_1\vec{\imath} + \sin\theta_1\vec{k} \quad (3.35)$$

$$d_{12x} = a_1\cos\theta_1 \quad (3.36)$$

$$d_{12z} = a_1\sin\theta_1 \quad (3.37)$$

$$\overrightarrow{u_3} = \cos\theta_{3x}\vec{\imath} + \cos\theta_{3y}\vec{\jmath} \quad (3.38)$$

$$\overrightarrow{u_3} = \cos\theta_3\vec{\imath} + \sin\theta_3\vec{\jmath} \quad (3.39)$$

$$d_{23x} = dt_x + a_3\cos\theta_3 \quad (3.40)$$

$$d_{23y} = dt_y + a_3\sin\theta_3 \quad (3.41)$$

a_3 ve a_5 elemanları arasında 84.100^{o} değerinde sabit bir φ_{sbt} açısı tanımlıdır. Böylece düzlemsel RSSR mekanizması giriş sarkaç açısı θ_5 elde edilmektedir.

$$\theta_5 = \theta_3 - \varphi_{sbt} \tag{3.42}$$

3.1.1.2 Teker dümenleme mekanizmasının (RSSR) 2-boyutlu konum analizi

Teker dümenleme mekanizmasının devre kapalılık denklemi aşağıdaki gibidir.

$$\overrightarrow{R_{DTT_{56}}} + \overrightarrow{R_{T_{56}T_{67}}} = \overrightarrow{R_{DTT_{78}}} + \overrightarrow{R_{T_{78}T_{67}}} \tag{3.43}$$

$$\overrightarrow{r_5} + \overrightarrow{r_6} = \overrightarrow{r_8} + \overrightarrow{r_7} \tag{3.44}$$

Teker dümenleme mekanizmasının hareketi xy-düzlemimde gerçekleşmektedir. Böylece teker dümenleme mekanizmasının konum analizi kompleks düzlemde yapılabilir. Bu durumda,

$$r = ae^{\pm i\theta} \tag{3.45}$$

$$r = a(\cos\theta \pm i\sin\theta) \tag{3.46}$$

dönüşümü kullanılarak konum vektörleri kompleks düzlemde aşağıdaki gibidir.

$$r_5 = a_5(\cos\theta_5 + i\sin\theta_5) \tag{3.47}$$

$$r_6 = a_6(\cos\theta_6 + i\sin\theta_6) \tag{3.48}$$

$$r_7 = a_7(\cos\theta_7 + i\sin\theta_7) \tag{3.49}$$

$$r_8 = ia_8 \tag{3.50}$$

Burada,

$$e^{\pm i\theta} = \cos\theta \pm i\sin\theta \tag{3.51}$$

formülü, “Euler formülü” olarak tanımlanır.

(3.47), (3.48), (3.49) ve (3.50) ile verilen tanımlar (3.44)’de yerine koyularak reel ve sanal kısımlar ayrıldığında aşağıdaki denklemler elde edilir.

$$a_5\cos\theta_5 + a_6\cos\theta_6 - a_7\cos\theta_7 = 0 \tag{3.52}$$

$$a_5\sin\theta_5 + a_6\sin\theta_6 - a_7\sin\theta_7 - a_8 = 0 \tag{3.53}$$

Burada (3.52) ve (3.53) nolu denklemlerde görüldüğü gibi θ_5, θ_6 ve θ_7 olmak üzere 3 adet bilinmeyen açı ve iki adet denklem bulunmaktadır. Çözüm için açılardan biri denklemlerden elenerek ikinci bir açı üçüncü bir açı cinsinden elde edilir. Buna göre θ_6 biyel açısını eleyerek θ_7 çıkış sarkaç açısını θ_5 giriş sarkaç açısına göre çözelim. O halde çözüm aşağıdaki gibi devam eder.

$$a_6\cos\theta_6 = -a_5\cos\theta_5 + a_7\cos\theta_7 \tag{3.54}$$

$$a_6\sin\theta_6 = -a_5\sin\theta_5 + a_7\sin\theta_7 + a_8 \tag{3.55}$$

(3.54) ve (3.55) nolu denklemler kareleri alınarak taraf tarafa toplanır ve aşağıdaki gibi düzenlenir.

$$q_1 - q_2\cos\theta_5\cos\theta_7 - q_2\sin\theta_5\sin\theta_7 - q_3\sin\theta_5 + q_4\sin\theta_7 = 0 \tag{3.56}$$

Burada q_i'ler (i=0,1,2,3,4) aşağıdaki gibi tanımlıdır.

$$q_1 = a_5^2 - a_6^2 + a_7^2 + a_8^2 \tag{3.57a}$$

$$q_2 = 2a_5a_7 \tag{3.57b}$$

$$q_3 = 2a_5a_8 \tag{3.57c}$$

$$q_4 = 2a_7a_8 \tag{3.57d}$$

θ_5 giriş sarkaç açısı biliniyor ve θ_7 çıkış sarkaç açısı bulunmak isteniyor. O halde çözümü faz açısıyla yapmak üzere Denklem (3.56) aşağıdaki gibi düzenlenir.

$$(q_1 - q_3\sin\theta_5) + (-q_2\cos\theta_5)\cos\theta_7 + (q_4 - q_2\sin\theta_5)\sin\theta_7 = 0 \tag{3.58}$$

Aşağıdaki tanımları yaparak denklemi basitleştirelim.

$$A_{tek} = -q_2\cos\theta_5 + p_4 \tag{3.59a}$$

$$B_{tek} = q_4 - q_2\sin\theta_5 \tag{3.59b}$$

$$C_{tek} = -q_1 + q_3\sin\theta_5 \tag{3.59c}$$

Böylece (3.58) ile verilen denklem aşağıdaki gibi düzenlenir.

$$A_{tek}\cos\theta_7 + B_{tek}\sin\theta_7 = C_{tek} \tag{3.60}$$

Faz açısı yönteminde iki ara değişken (D_{tek} ve φ_{tek}) aşağıdaki tanımlarla işin içine katılır.

$$A_{tek} = D_{tek}\cos\varphi_{tek} \tag{3.61}$$

$$B_{tek} = D_{tek}\sin\varphi_{tek} \tag{3.62}$$

Bu denklem çiftinden, D_{tek} ve φ_{tek} değişkenleri, bilinenlere bağlı olarak aşağıdaki gibi belirlenir.

$$D_{tek} = \sqrt{A_{tek}^2 + B_{tek}^2} \tag{3.63}$$

$$\varphi_{tek} = \operatorname{atan}\left(\frac{B_{tek}}{A_{tek}}\right) \tag{3.64}$$

(3.61) ve (3.62) denklemleri sayesinde (3.60) denklemi aşağıdaki şekli alır.

$$\cos(\theta_7 - \varphi_{tek}) = \frac{C_{tek}}{D_{tek}} \tag{3.65}$$

Böylece θ_7 aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\theta_7 = \varphi_{tek} + \operatorname{acos}\left(\frac{C_{tek}}{D_{tek}}\right) \tag{3.66}$$

θ_7 çıkış sarkaç açısı sinüs fonksiyonu cinsinden aşağıdaki gibidir.

$$\cos^2(\theta_7 - \varphi_{tek}) + \sin^2(\theta_7 - \varphi_{tek}) = 1 \tag{3.67}$$

$$\theta_7 = \varphi_{tek} \pm \operatorname{asin}\left(\sqrt{1 - \left(\frac{C_{tek}}{D_{tek}}\right)^2}\right) \tag{3.68}$$

Böylece θ_7 için aşağıdaki gibi bir ilişki yazılır.

$$\theta_7 = \varphi_{tek} \pm \operatorname{atan2}\left(\sqrt{1 - \left(\frac{C_{tek}}{D_{tek}}\right)^2}, \frac{C_{tek}}{D_{tek}}\right) \tag{3.69}$$

Denklemden iki çözüm elde edilir ve bu durum mekanizmanın iki farklı konumda bağlanabileceğini gösterir. Bunlardan bir tanesi mekanizmanın bağlanma durumuna göre aranan çözümdür.

θ_6 biyel açısı (3.54) ve (3.55) denklemlerinden yararlanılarak aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\tan\theta_6 = \frac{-a_5\sin\theta_5 + a_7\sin\theta_7 + a_8}{-a_5\cos\theta_5 + a_7\cos\theta_7} \tag{3.70}$$

$$\theta_6 = \operatorname{atan2}\big((-a_5\sin\theta_5 + a_7\sin\theta_7 + a_8), (-a_5\cos\theta_5 + a_7\cos\theta_7)\big) \tag{3.71}$$

3.1.2. Hız Analizi

Değişmeyen koordinatlar da dikkate alındığında birleşik mekanizmayı oluşturan elamanların açısal hızları (rad/sn) vektörel formda aşağıdaki gibidir:

$$\overrightarrow{\omega_1} = \omega_1\vec{j} \tag{3.72}$$

$$\overrightarrow{\omega_2} = \omega_{2x}\vec{i} + \omega_{2y}\vec{j} + \omega_{2z}\vec{k} \tag{3.73}$$

$$\overrightarrow{\omega_3} = \omega_3\vec{k} \tag{3.74}$$

$$\overrightarrow{\omega_4} = \vec{0} \tag{3.75}$$

$$\overrightarrow{\omega_5} = \omega_5\vec{k} \tag{3.76}$$

$$\overrightarrow{\omega_6} = \omega_6\vec{k} \tag{3.77}$$

$$\overrightarrow{\omega_7} = \omega_7\vec{k} \tag{3.78}$$

$$\overrightarrow{\omega_8} = \vec{0} \tag{3.79}$$

Burada (3.74) ve (3.76) ile verilen hızlar eşittir. (3.72) ile verilen hız direksiyon dümenleme mekanizması giriş hızı ve (3.76) ile verilen hız teker dümenleme mekanizması giriş hızıdır.

3.1.2.1. Direksiyon dümenleme mekanizmasının (RSSR) 3-boyutlu hız analizi

a_1 elemanının D_{12} uç noktasının çizgisel hızı (m/sn) aşağıdaki gibidir.

$$\overrightarrow{V_{D_{12}}} = \overrightarrow{\omega_1} \times \overrightarrow{r_1} \tag{3.80}$$

$$\overrightarrow{V_{D_{12}}} = \omega_1 a_1 \sin\theta_1\vec{i} - \omega_1 a_1 \cos\theta_1\vec{k} \tag{3.81}$$

a_3 elemanının D_{23} uç noktasının DT uç noktasından ölçülen hızı aşağıdaki gibidir.

$$\overrightarrow{V_{D_{23}}} = \overrightarrow{\omega_3} \times \overrightarrow{r_3} \tag{3.82}$$

$$\overrightarrow{V_{D_{23}}} = -\omega_3 a_3 \sin\theta_3\vec{i} + \omega_3 a_3 \cos\theta_3\vec{j} \tag{3.83}$$

a_2 elemanının D_{23} uç noktasının D_{12} uç noktasından ölçülen hızı aşağıdaki gibidir.

$$\overrightarrow{V_{D_{23}}} = \overrightarrow{V_{D_{12}}} + \overrightarrow{\omega_2} \times \overrightarrow{r_2} \tag{3.84}$$

$$\overrightarrow{V_{D_{23}}} = (\omega_1 a_1 \sin\theta_1 + \omega_{2y} a_{2z} - \omega_{2z} a_{2y})\vec{i} + (-\omega_{2x} a_{2z} + \omega_{2z} a_{2x})\vec{j} + (-\omega_1 a_1 \cos\theta_1 + \omega_{2x} a_{2y} - \omega_{2y} a_{2x})\vec{k} \quad (3.85)$$

Bilinmeyen hızlar için (3.83) ve (3.85) vektörel bağıntılarının eşitliğinden yararlanılır. Böylece aşağıdaki skaler denklemler elde edilir.

$$-\omega_3 a_3 \sin\theta_3 = \omega_1 a_1 \sin\theta_1 + \omega_{2y} a_{2z} - \omega_{2z} a_{2y} \quad (3.86)$$

$$\omega_3 a_3 \cos\theta_3 = -\omega_{2x} a_{2z} + \omega_{2z} a_{2x} \quad (3.87)$$

$$0 = -\omega_1 a_1 \cos\theta_1 + \omega_{2x} a_{2y} - \omega_{2y} a_{2x} \quad (3.88)$$

Burada bilinmeyen hızlar ω_{2x}, ω_{2y}, ω_{2z} ve ω_3 hızlarıdır. Bilinmeyen 3 denklem olması nedeniyle ilave bir bağıntıya ihtiyaç vardır. Bunun için diğer bir yaklaşım spin açısını sıfıra eşitlemektir.

$$\overrightarrow{\omega_2} \cdot \overrightarrow{r_2} = 0 \quad (3.89)$$

$$(\omega_{2x}\vec{i} + \omega_{2y}\vec{j} + \omega_{2z}\vec{k}) \cdot (a_{2x}\vec{i} + a_{2y}\vec{j} + a_{2z}\vec{k}) = 0 \quad (3.90)$$

$$a_{2x}\omega_{2x} + a_{2y}\omega_{2y} + a_{2z}\omega_{2z} = 0 \quad (3.91)$$

(3.88) ve (3.91) no'lu denklemler kendi aralarında Cramer kuralına göre çözülerek ω_{2x} ve ω_{2y} hızları ω_{2z} cinsinden aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\begin{bmatrix} a_{2y} & -a_{2x} \\ a_{2x} & a_{2y} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \omega_{2x} \\ \omega_{2y} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \omega_1 a_1 \cos\theta_1 \\ -a_{2z}\omega_{2z} \end{Bmatrix} \quad (3.92)$$

$$\omega_{2x} = \frac{a_1 a_{2y} \omega_1 \cos\theta_1 - a_{2x} a_{2z} \omega_{2z}}{a_{2x}^2 + a_{2y}^2} \quad (3.93)$$

$$\omega_{2y} = \frac{-a_1 a_{2x} \omega_1 \cos\theta_1 - a_{2y} a_{2z} \omega_{2z}}{a_{2x}^2 + a_{2y}^2} \quad (3.94)$$

(3.93) ve (3.94) ile verilen sonuçlar (3.86) ve (3.87) denklemlerinde yerine koyulur ve denklemler düzenlenir. Düzenlenen denklemler Cramer kuralına göre çözülerek ω_{2z} ve ω_3 hızları aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\omega_{2z} = \frac{-K_3 a_3 \cos\theta_3 - K_4 a_3 \sin\theta_3}{-K_1 a_3 \cos\theta_3 - K_2 a_3 \sin\theta_3} \quad (3.95)$$

$$\omega_3 = \frac{-K_1 K_4 - K_2 K_3}{-K_1 a_3 \cos\theta_3 - K_2 a_3 \sin\theta_3} \quad (3.96)$$

Burada K_i (i=1,2,3,4) aşağıdaki gibi tanımlıdır.

$$K_1 = \frac{-a_{2y}a_{2x}^2 - a_{2y}^3 - a_{2y}a_{2z}^2}{a_{2x}^2 + a_{2y}^2} \tag{3.97}$$

$$K_2 = \frac{a_{2x}a_{2y}^2 + a_{2x}^3 + a_{2x}a_{2z}^2}{a_{2x}^2 + a_{2y}^2} \tag{3.98}$$

$$K_3 = \frac{a_1 a_{2x} a_{2z} \omega_1 \cos\theta_1}{a_{2x}^2 + a_{2y}^2} - \omega_1 a_1 \sin\theta_1 \tag{3.99}$$

$$K_4 = \frac{a_1 a_{2y} a_{2z} \omega_1 \cos\theta_1}{a_{2x}^2 + a_{2y}^2} \tag{3.100}$$

3.1.2.2. Teker dümenleme mekanizmasının (RSSR) 2-boyutlu hız analizi

a_5 elemanının T_{56} noktasının çizgisel hızı (m/sn) aşağıdaki gibidir.

$$\overrightarrow{V_{T_{56}}} = \overrightarrow{\omega_5} \times \overrightarrow{r_5} \tag{3.101}$$

$$\overrightarrow{V_{T_{56}}} = -\omega_5 a_5 \sin\theta_5 \vec{i} + \omega_5 a_5 \cos\theta_5 \vec{j} \tag{3.102}$$

a_7 elemanının T_{67} noktasının T_{78} noktasından ölçülen hızı aşağıdaki gibidir.

$$\overrightarrow{V_{T_{67}}} = \overrightarrow{\omega_7} \times \overrightarrow{r_7} \tag{3.103}$$

$$\overrightarrow{V_{T_{67}}} = -\omega_7 a_7 \sin\theta_7 \vec{i} + \omega_7 a_7 \cos\theta_7 \vec{j} \tag{3.104}$$

a_6 elemanının T_{67} noktasının T_{56} noktasından ölçülen hızı aşağıdaki gibidir.

$$\overrightarrow{V_{T_{67}}} = \overrightarrow{V_{T_{56}}} + \overrightarrow{\omega_6} \times \overrightarrow{r_6} \tag{3.105}$$

$$\overrightarrow{V_{T_{67}}} = (-\omega_5 a_5 \sin\theta_5 - \omega_6 a_6 \sin\theta_6)\vec{i} + (\omega_5 a_5 \cos\theta_5 + \omega_6 a_6 \cos\theta_6)\vec{j} \tag{3.106}$$

Bilinmeyen hızlar için (3.104) ve (3.106) vektörel bağıntılarının eşitliğinden yararlanılır. Böylece aşağıdaki skaler denklemler elde edilir.

$$-\omega_6 a_6 \sin\theta_6 + \omega_7 a_7 \sin\theta_7 = \omega_5 a_5 \sin\theta_5 \tag{3.107}$$

$$-\omega_6 a_6 \cos\theta_6 + \omega_7 a_7 \cos\theta_7 = \omega_5 a_5 \cos\theta_5 \tag{3.108}$$

Burada bilinmeyen hızlar ω_6 ve ω_7 hızlarıdır. O halde (3.107) ve (3.108) denklemleri Cramer kuralı ile çözülerek ω_6 ve ω_7 hızları aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\begin{bmatrix} -a_6 \sin\theta_6 & a_7 \sin\theta_7 \\ -a_6 \cos\theta_6 & a_7 \cos\theta_7 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \omega_6 \\ \omega_7 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \omega_5 a_5 \sin\theta_5 \\ \omega_5 a_5 \cos\theta_5 \end{Bmatrix} \tag{3.109}$$

$$\omega_6 = \frac{a_5\omega_5}{a_6}\frac{\sin(\theta_5-\theta_7)}{\sin(\theta_7-\theta_6)} \quad (3.110)$$

$$\omega_7 = \frac{a_5\omega_5}{a_7}\frac{\sin(\theta_5-\theta_7)}{\sin(\theta_7-\theta_6)} \quad (3.111)$$

3.1.3. İvme Analizi

Değişmeyen koordinatlar da dikkate alındığında birleşik mekanizmayı oluşturan elamanların açısal ivmeleri (rad/sn^2) vektörel formda aşağıdaki gibidir:

$$\overrightarrow{\alpha_1} = \vec{0} \quad (3.112)$$

$$\overrightarrow{\alpha_2} = \alpha_{2x}\vec{\imath} + \alpha_{2y}\vec{\jmath} + \alpha_{2z}\vec{k} \quad (3.113)$$

$$\overrightarrow{\alpha_3} = \alpha_3\vec{k} \quad (3.114)$$

$$\overrightarrow{\alpha_4} = \vec{0} \quad (3.115)$$

$$\overrightarrow{\alpha_5} = \alpha_5\vec{k} \quad (3.116)$$

$$\overrightarrow{\alpha_6} = \alpha_6\vec{k} \quad (3.117)$$

$$\overrightarrow{\alpha_7} = \alpha_7\vec{k} \quad (3.118)$$

$$\overrightarrow{\alpha_8} = \vec{0} \quad (3.119)$$

Burada (3.114) ve (3.116) ile verilen ivmeler eşittir. (3.112) ile verilen ivme direksiyon dümenleme mekanizması giriş ivmesi ve (3.116) ile verilen ivme teker dümenleme mekanizması giriş ivmesidir.

3.1.3.1. Direksiyon dümenleme mekanizmasının (RSSR) 3-boyutlu ivme analizi

a_1 elemanının D_{12} noktasının çizgisel ivmesi (m/sn^2) aşağıdaki gibidir.

$$\overrightarrow{A_{D_{12}}} = \overrightarrow{A_{nD_{12}}} + \overrightarrow{A_{tD_{12}}} \quad (3.120)$$

$$\overrightarrow{A_{D_{12}}} = \overrightarrow{\omega_1} \times (\overrightarrow{\omega_1} \times \overrightarrow{r_1}) + \overrightarrow{\alpha_1} \times \overrightarrow{r_1} \quad (3.121)$$

$$\overrightarrow{A_{D_{12}}} = -\omega_1^2 a_1 \cos\theta_1 \vec{\imath} - \omega_1^2 a_1 \sin\theta_1 \vec{k} \quad (3.122)$$

a_3 elemanının D_{23} noktasının DT noktasından ölçülen ivmesi aşağıdaki gibidir.

$$\overrightarrow{A_{D_{23}}} = \overrightarrow{A_{nD_{23}}} + \overrightarrow{A_{tD_{23}}} \quad (3.123)$$

$$\overrightarrow{A_{D_{23}}} = \overrightarrow{\omega_3} \times (\overrightarrow{\omega_3} \times \overrightarrow{r_3}) + \overrightarrow{\alpha_3} \times \overrightarrow{r_3} \quad (3.124)$$

$$\overrightarrow{A_{D_{23}}} = (-\omega_3^2 a_3 \cos\theta_3 - \alpha_3 a_3 \sin\theta_3)\vec{i} + (-\omega_3^2 a_3 \sin\theta_3 + \alpha_3 a_3 \cos\theta_3)\vec{j} \quad (3.125)$$

a_2 elemanının D_{23} noktasının D_{12} noktasından ölçülen ivmesi aşağıdaki gibidir.

$$\overrightarrow{A_{D_{23}}} = \overrightarrow{A_{nD_{23}}} + \overrightarrow{A_{tD_{23}}} \quad (3.126)$$

$$\overrightarrow{A_{D_{23}}} = \overrightarrow{\omega_2} \times (\overrightarrow{\omega_2} \times \overrightarrow{r_2}) + \overrightarrow{\alpha_2} \times \overrightarrow{r_2} \quad (3.127)$$

$$\overrightarrow{A_{D_{23}}} = \Big(-\omega_1^2 a_1 \cos\theta_1 + \omega_{2y}\big(\omega_{2x} a_{2y} - \omega_{2y} a_{2x}\big) - \omega_{2z}(\omega_{2z} a_{2x} - \omega_{2x} a_{2z})\big(\alpha_{2y} a_{2z} - \alpha_{2z} a_{2y}\big)\Big)\vec{i} + \Big(-\omega_{2x}\big(\omega_{2x} a_{2y} - \omega_{2y} a_{2x}\big) + \omega_{2z}\big(\omega_{2y} a_{2z} - \omega_{2z} a_{2y}\big) + (-\alpha_{2x} a_{2z} + \alpha_{2z} a_{2x})\Big)\vec{j} + \Big(-\omega_1^2 a_1 \sin\theta_1 + \omega_{2x}(\omega_{2z} a_{2x} - \omega_{2x} a_{2z}) - \omega_{2y}\big(\omega_{2y} a_{2z} - \omega_{2z} a_{2y}\big) + \big(\alpha_{2x} a_{2y} - \alpha_{2y} a_{2x}\big)\Big)\vec{k} \quad (3.128)$$

Bilinmeyen ivmeler için (3.125) ve (3.128) vektörel bağıntılarının eşitliğinden yararlanılır. Böylece aşağıdaki skaler denklemler elde edilir.

$$-\omega_3^2 a_3 \cos\theta_3 - \alpha_3 a_3 \sin\theta_3 = -\omega_1^2 a_1 \cos\theta_1 + \omega_{2x}\omega_{2y} a_{2y} - \omega_{2y}^2 a_{2x} - \omega_{2z}^2 a_{2x} + \omega_{2x}\omega_{2z} a_{2z} + \alpha_{2y} a_{2z} - \alpha_{2z} a_{2y} \quad (3.129)$$

$$-\omega_3^2 a_3 \sin\theta_3 + \alpha_3 a_3 \cos\theta_3 = \omega_{2x}\omega_{2y} a_{2x} - \omega_{2x}^2 a_{2y} - \omega_{2z}^2 a_{2y} + \omega_{2y}\omega_{2z} a_{2z} - \alpha_{2x} a_{2z} + \alpha_{2z} a_{2x} \quad (3.130)$$

$$-\omega_1^2 a_1 \sin\theta_1 + \omega_{2x}\omega_{2z} a_{2x} - \omega_{2x}^2 a_{2z} - \omega_{2y}^2 a_{2z} + \omega_{2y}\omega_{2z} a_{2y} + \alpha_{2x} a_{2y} - \alpha_{2y} a_{2x} = 0 \quad (3.131)$$

Burada bilinmeyen hızlar α_{2x}, α_{2y}, α_{2z} ve α_3 ivmeleridir. 4 bilinmeyen 3 denklem olması nedeniyle ilave bir bağıntıya ihtiyaç vardır. Bunun için diğer bir yaklaşım boşta (avare) dönme serbestliği (the spin of the idle freedom) koşulunu sağlamaktır.

$$\overrightarrow{\alpha_2} \cdot \overrightarrow{r_2} = 0 \quad (3.132)$$

$$\big(\alpha_{2x}\vec{i} + \alpha_{2y}\vec{j} + \alpha_{2z}\vec{k}\big) \cdot \big(a_{2x}\vec{i} + a_{2y}\vec{j} + a_{2z}\vec{k}\big) = 0 \quad (3.132)$$

$$a_{2x}\alpha_{2x} + a_{2y}\alpha_{2y} + a_{2z}\alpha_{2z} = 0 \tag{3.133}$$

(3.131) ve (3.133) no'lu denklemler kendi aralarında Cramer kuralına göre çözülerek α_{2x} ve α_{2y} ivmeleri α_{2z} cinsinden aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\begin{bmatrix} a_{2y} & -a_{2x} \\ a_{2x} & a_{2y} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \alpha_{2x} \\ \alpha_{2y} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} K_7 \\ -a_{2z}\alpha_{2z} \end{Bmatrix} \tag{3.134}$$

$$\alpha_{2x} = \frac{K_7 a_{2y} - a_{2x} a_{2z} \alpha_{2z}}{a_{2x}^2 + a_{2y}^2} \tag{3.135}$$

$$\alpha_{2y} = \frac{-K_7 a_{2x} - a_{2y} a_{2z} \alpha_{2z}}{a_{2x}^2 + a_{2y}^2} \tag{3.136}$$

(3.135) ve (3.136) ile verilen sonuçlar (3.129) ve (3.130) denklemlerinde yerine koyulur ve denklemler düzenlenir. Düzenlenen denklemler Cramer kuralına göre çözülerek α_{2z} ve α_3 ivmeleri aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\alpha_{2z} = \frac{K_5 a_3 \cos_{\ 3} - K_6 a_3 \sin\theta_3 + \frac{K_7 a_{2z} a_3 (a_{2x}\cos\theta_3 + a_{2y}\sin\theta_3)}{a_{2x}^2 + a_{2y}^2}}{K_5 a_3 \cos\theta_3 - K_6 a_3 \sin\theta_3 + \frac{K_7 a_{2z} a_3 (a_{2x}\cos\theta_3 + a_{2y}\sin\theta_3)}{a_{2x}^2 + a_{2y}^2}} \tag{3.137}$$

$$\alpha_3 = \frac{(K_5 a_{2x} - K_6 a_{2y} + K_7 a_{2z})\left(\frac{a_{2z}^2}{a_{2x}^2 + a_{2y}^2} + 1\right)}{K_5 a_3 \cos\theta_3 - K_6 a_3 \sin\theta_3 + \frac{K_7 a_{2z} a_3 (a_{2x}\cos\theta_3 + a_{2y}\sin\theta_3)}{a_{2x}^2 + a_{2y}^2}} \tag{3.138}$$

Burada K_i (i=5,6,7) aşağıdaki gibi tanımlıdır.

$$K_5 = -\omega_3^2 a_3 \cos\theta_3 + \omega_1^2 a_1 \cos\theta_1 + \omega_{2x}\omega_{2y} a_{2y} - \omega_{2y}^2 a_{2x} - \omega_{2z}^2 a_{2x} + \omega_{2x}\omega_{2z} a_{2z} \tag{3.139}$$

$$K_6 = \omega_3^2 a_3 \sin\theta_3 + \omega_{2x}\omega_{2y} a_{2x} - \omega_{2x}^2 a_{2y} - \omega_{2z}^2 a_{2y} + \omega_{2y}\omega_{2z} a_{2z} \tag{3.140}$$

$$K_7 = \omega_1^2 a_1 \sin\theta_1 - \omega_{2x}\omega_{2z} a_{2x} + \omega_{2x}^2 a_{2z} + \omega_{2y}^2 a_{2z} - \omega_{2y}\omega_{2z} a_{2y} \tag{3.141}$$

3.1.3.2. Teker dümenleme mekanizmasının (RSSR) 2-boyutlu ivme analizi

a_5 elemanının T_{56} noktasının çizgisel ivmesi (m/sn^2) aşağıdaki gibidir.

$$\overrightarrow{A_{T_{56}}} = \overrightarrow{A_{nT_{56}}} + \overrightarrow{A_{tT_{56}}} \tag{3.142}$$

$$\overrightarrow{A_{T_{56}}} = \overrightarrow{\omega_5} \times (\overrightarrow{\omega_5} \times \overrightarrow{r_5}) + \overrightarrow{\alpha_5} \times \overrightarrow{r_5} \tag{3.143}$$

$$\overrightarrow{A_{T_{56}}} = (-\omega_5^2 a_5 \cos\theta_5 - \alpha_5 a_5 \sin\theta_5)\vec{i} + (-\omega_5^2 a_5 \sin\theta_5 + \alpha_5 a_5 \cos\theta_5)\vec{j} \quad (3.144)$$

a_7 elemanının T_{67} noktasının T_{78} noktasından ölçülen hızı aşağıdaki gibidir.

$$\overrightarrow{A_{T_{67}}} = \overrightarrow{A_{nT_{67}}} + \overrightarrow{A_{tT_{67}}} \quad (3.145)$$

$$\overrightarrow{A_{T_{67}}} = \overrightarrow{\omega_7} \times (\overrightarrow{\omega_7} \times \overrightarrow{r_7}) + \overrightarrow{\alpha_7} \times \overrightarrow{r_7} \quad (3.146)$$

$$\overrightarrow{A_{T_{67}}} = (-\omega_7^2 a_7 \cos\theta_7 - \alpha_7 a_7 \sin\theta_7)\vec{i} + (-\omega_7^2 a_7 \sin\theta_7 + \alpha_7 a_7 \cos\theta_7)\vec{j} \quad (3.147)$$

a_6 elemanının T_{67} noktasının T_{56} noktasından ölçülen hızı aşağıdaki gibidir.

$$\overrightarrow{A_{T_{67}}} = \overrightarrow{A_{T_{56}}} + \overrightarrow{A_{nT_{67}}} + \overrightarrow{A_{tT_{67}}} \quad (3.148)$$

$$\overrightarrow{A_{T_{67}}} = \overrightarrow{A_{T_{56}}} + \overrightarrow{\omega_6} \times (\overrightarrow{\omega_6} \times \overrightarrow{r_6}) + \overrightarrow{\alpha_6} \times \overrightarrow{r_6} \quad (3.149)$$

$$\overrightarrow{A_{T_{67}}} = (-\omega_5^2 a_5 \cos\theta_5 - \omega_6^2 a_6 \cos\theta_6 - \alpha_5 a_5 \sin\theta_5 - \alpha_6 a_6 \sin\theta_6)\vec{i} + (-\omega_5^2 a_5 \sin\theta_5 - \omega_6^2 a_6 \sin\theta_6 + \alpha_5 a_5 \cos\theta_5 + \alpha_6 a_6 \cos\theta_6)\vec{j} \quad (3.150)$$

Bilinmeyen ivmeler için (3.147) ve (3.150) vektörel bağıntılarının eşitliğinden yararlanılır. Böylece aşağıdaki skaler denklemler elde edilir.

$$\alpha_6 a_6 \sin\theta_6 - \alpha_7 a_7 \sin\theta_7 = -\omega_5^2 a_5 \cos\theta_5 - \omega_6^2 a_6 \cos\theta_6 + \omega_7^2 a_7 \cos\theta_7 - \alpha_5 a_5 \sin\theta_5 \quad (3.151)$$

$$-\alpha_6 a_6 \cos\theta_6 + \alpha_7 a_7 \cos\theta_7 = -\omega_5^2 a_5 \sin\theta_5 - \omega_6^2 a_6 \sin\theta_6 + \omega_7^2 a_7 \sin\theta_7 + \alpha_5 a_5 \cos\theta_5 \quad (3.152)$$

Burada bilinmeyen ivmeler α_6 ve α_7 ivmeleridir. O halde (3.151) ve (3.152) denklemleri Cramer kuralı ile çözülerek α_6 ve α_7 ivmeleri aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\begin{bmatrix} a_6 \sin\theta_6 & -a_7 \sin\theta_7 \\ -a_6 \cos\theta_6 & a_7 \cos\theta_7 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \alpha_6 \\ \alpha_7 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -\omega_5^2 a_5 \cos\theta_5 - \omega_6^2 a_6 \cos\theta_6 + \omega_7^2 a_7 \cos\theta_7 - \alpha_5 a_5 \sin\theta_5 \\ -\omega_5^2 a_5 \sin\theta_5 - \omega_6^2 a_6 \sin\theta_6 + \omega_7^2 a_7 \sin\theta_7 + \alpha_5 a_5 \cos\theta_5 \end{Bmatrix} \quad (3.153)$$

$$\alpha_6 = \frac{-\omega_5^2 a_5 \cos(\theta_5 - \theta_7) - \omega_6^2 a_6 \cos(\theta_6 - \theta_7) + \omega_7^2 a_7 - \alpha_5 a_5 \sin(\theta_5 - \theta_7)}{a_6 \sin(\theta_6 - \theta_7)} \quad (3.154)$$

$$\alpha_7 = \frac{-\omega_5^2 a_5 \cos(\theta_5 - \theta_6) + \omega_7^2 a_7 \cos(\theta_6 - \theta_7) - \omega_6^2 a_6 - \alpha_5 a_5 \sin(\theta_5 - \theta_6)}{a_7 \sin(\theta_6 - \theta_7)} \quad (3.155)$$

Standart kinematik bağıntılar kullanılarak elemanların ağırlık merkezlerinin çizgisel ivmeleri aşağıdaki gibi verilir.

$$\overrightarrow{A_{G_{a1}}} = (-\omega_1^2 g_1 \cos\theta_1)\vec{\imath} + (-\omega_1^2 g_1 \sin\theta_1)\vec{k} \tag{3.156}$$

$$\overrightarrow{A_{G_{a2}}} = \Big(-\omega_1^2 g_1 \cos\theta_1 + \omega_{2y}(\omega_{2x} g_{2y} - \omega_{2y} g_{2x}) - \omega_{2z}(\omega_{2z} g_{2x} - \omega_{2x} g_{2z}) + (\alpha_{2y} g_{2z} - \alpha_{2z} g_{2y})\Big)\vec{\imath} + \Big(-\omega_{2x}(\omega_{2x} g_{2y} - \omega_{2y} g_{2x}) + \omega_{2z}(\omega_{2y} g_{2z} - \omega_{2z} g_{2y}) + (-\alpha_{2x} g_{2z} + \alpha_{2z} g_{2x})\Big)\vec{\jmath} + \Big(-\omega_1^2 g_1 \sin\theta_1 + \omega_{2x}(\omega_{2z} g_{2x} - \omega_{2x} g_{2z}) - \omega_{2y}(\omega_{2y} g_{2z} - \omega_{2z} g_{2y}) + (\alpha_{2x} g_{2y} - \alpha_{2y} g_{2x})\Big)\vec{k} \tag{3.157}$$

$$\overrightarrow{A_{G_{a3}}} = (-\omega_3^2 g_3 \cos\theta_3 - \alpha_3 g_3 \sin\theta_3)\vec{\imath} + (-\omega_3^2 g_3 \sin\theta_3 + \alpha_3 g_3 \cos\theta_3)\vec{\jmath} \tag{3.158}$$

$$\overrightarrow{A_{G_{a5}}} = (-\omega_5^2 g_5 \cos\theta_5 - \alpha_5 g_5 \sin\theta_5)\vec{\imath} + (-\omega_5^2 g_5 \sin\theta_5 + \alpha_5 g_5 \cos\theta_5)\vec{\jmath} \tag{3.159}$$

$$\overrightarrow{A_{G_{a6}}} = (-\omega_5^2 g_5 \cos\theta_5 - \alpha_5 g_5 \sin\theta_5 - \omega_6^2 g_6 \cos\theta_6 - \alpha_6 g_6 \sin\theta_6)\vec{\imath} + (-\omega_5^2 g_5 \sin\theta_5 - \alpha_5 g_5 \cos\theta_5 - \omega_6^2 g_6 \sin\theta_6 + \alpha_6 g_6 \cos\theta_6)\vec{\jmath} \tag{3.160}$$

$$\overrightarrow{A_{G_{a7}}} = (-\omega_7^2 g_7 \cos\theta_7 - \alpha_7 g_7 \sin\theta_7)\vec{\imath} + (-\omega_7^2 g_7 \sin\theta_7 + \alpha_7 g_7 \cos\theta_7)\vec{\jmath} \tag{3.161}$$

3.2. Kinetik Analiz

Kinetik analiz bir makinada kullanılan mekanizma elemanlarının veya mafsallarının mukavemet açısından tasarlanabilmesi için o elemana ve o mafsala etki eden maksimum kuvvetlerin belirlenmesini içerir.

Kinetik analiz sırasında makinenın hareketinin önceden belirlendiği kabul edilmektedir. Ayrıca makine tahrik motorunun kinetik analiz sonucunda çıkan gerekli momenti makinaya uygulayacağını ve bu şekilde bilinen hız ve ivme değerlerinin değişmeyeceğini kabul etmekteyiz. Farklı elemanlara etki eden dış kuvvetler olabilir ve mafsallarda sürtünme oluşabilir. Sisteme etki eden ve sistemi dengeye getiren yönü bilinen şiddeti bilinmeyen bir dış tahrik momenti dışında bilinmeyen kuvvet/moment yoktur. Makine bu kuvvetlerin etkisi altında dengededir. Bu bölümde amacımız mafsal kuvvetlerini ve tahrik momentini belirlemektir.

Bu çalışmada incelenen mekanizmanın bağlı olduğu tekerleklerin maruz kaldığı sürtünme kuvveti mekanizmayı oluşturan a_7 ve a_5 elemanları üzerinde bir dış moment

etkisi oluşturmaktadır ve herhangi bir dış kuvvet etki etmemektedir. Bunun sonucu olarak bu çalışmada ilk olarak bahsedilen elemanlar üzerinde oluşan moment etkisi sonucunda a_1 elemanı üzerinde oluşan moment etkisi bulunmak istenmektedir.

3.2.1. Mekanizmanın Serbest Cisim Diyagramı

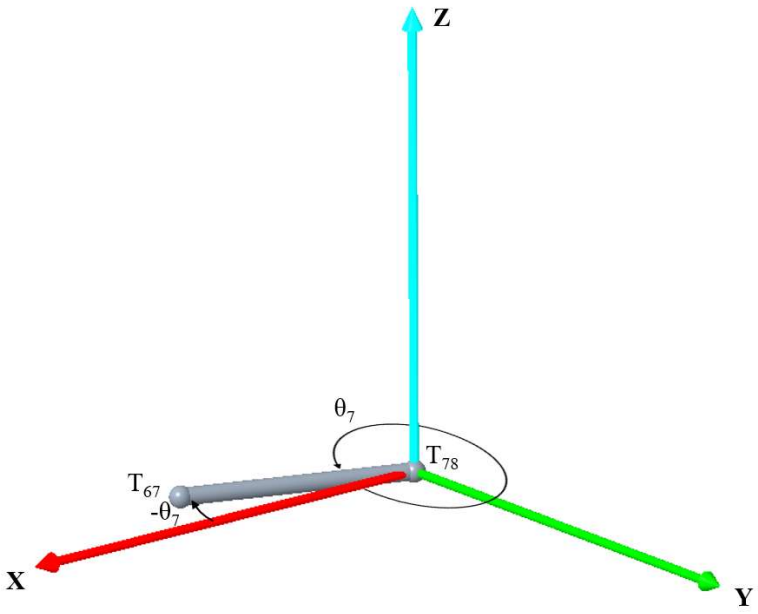
Kinetik analizde mekanizma üzerinde incelenecek kuvvetler aşağıdaki gibidir:

1. Elemanlar üzerinde oluşan atalet kuvvetleri ve atalet momentleri

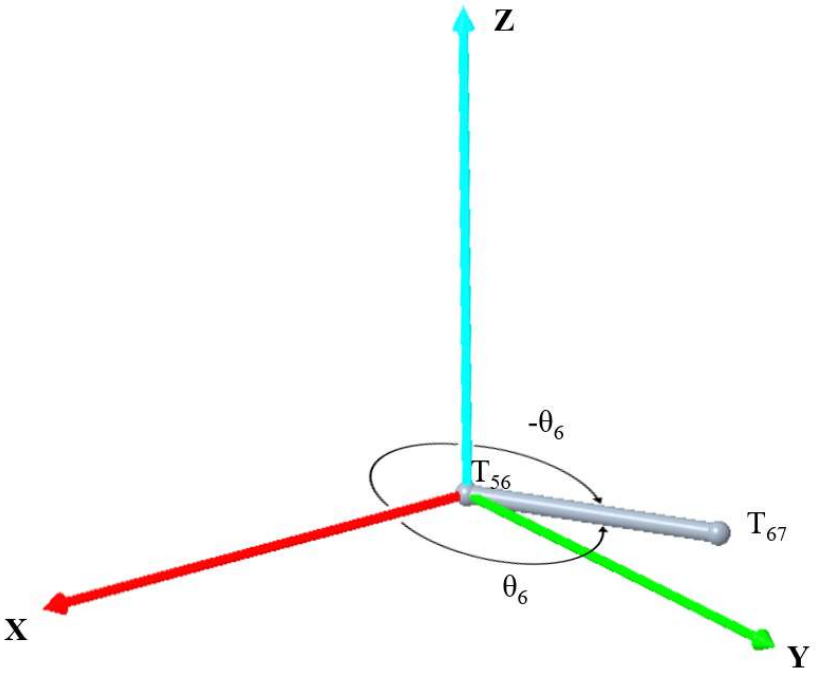
2. Mafsallarda oluşan tepki kuvvetleri ve tepki momentleri

3. Mekanizmaya etki eden dış kuvvetler ve dış momentler

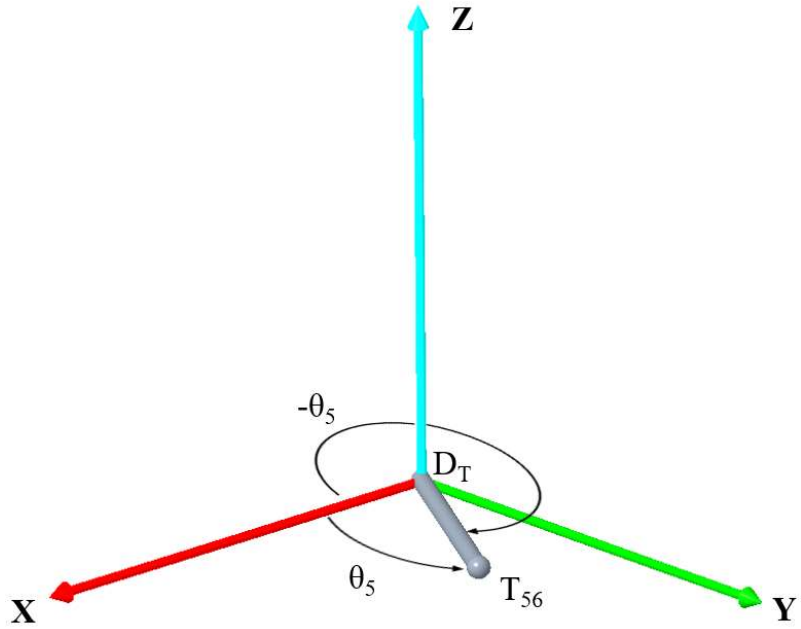
Mekanizmanın serbest cisim diyagramı Şekil 3.2., 3.3., 3.4., 3.5., 3.6., ve 3.7.'de verilmektedir.



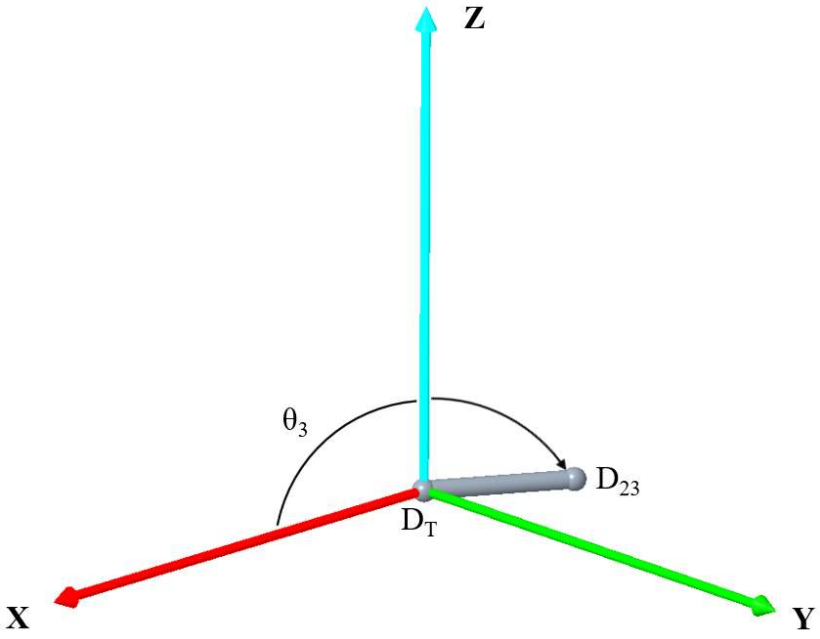
Şekil 3.2. 7 nolu elemanın serbest cisim diyagramı



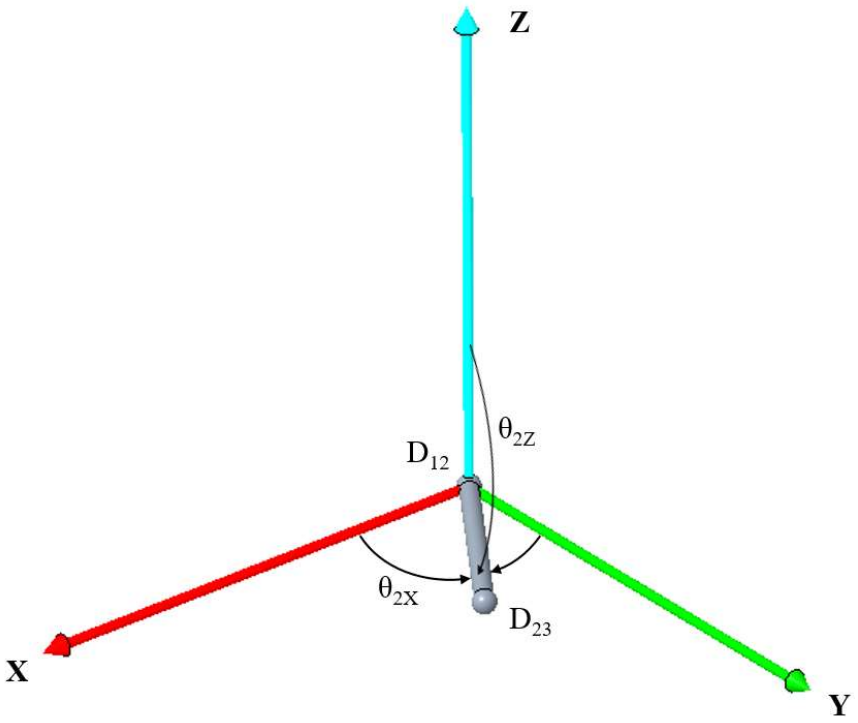
Şekil 3.3. 6 nolu eleman serbest cisim diyagramı



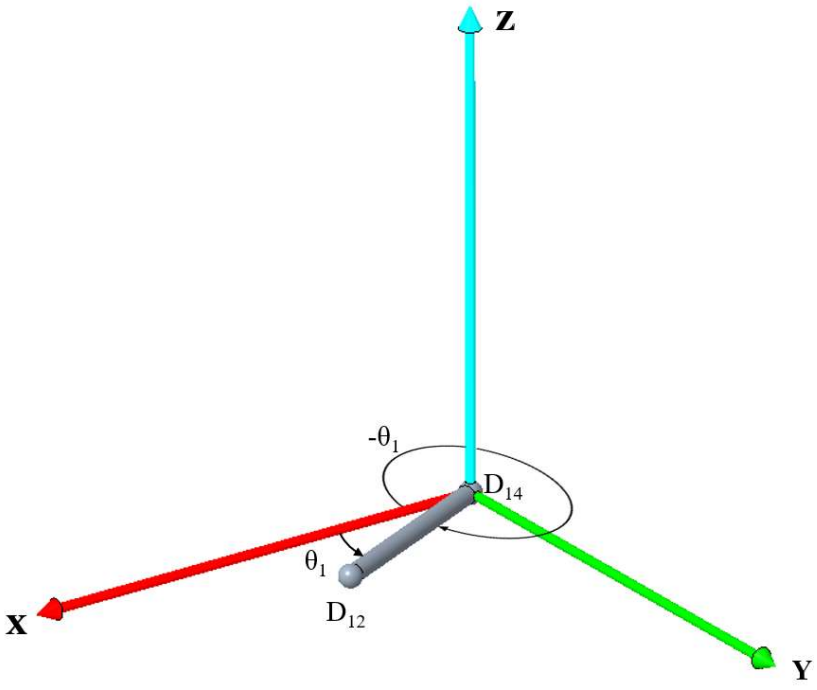
Şekil 3.4. 5 nolu eleman serbest cisim diyagramı



Şekil 3.5. 3 nolu eleman serbest cisim diyagramı



Şekil 3.6. 2 nolu eleman serbest cisim diyagramı



Şekil 3.7. 1 nolu eleman serbest cisim diyagramı

Elemanlar üzerinde oluşan atalet kuvvetleri ve atalet momentleri verilen koordinat sistemine göre aşağıdaki gibi tanımlıdır.

a_7 elemanı üzerinde oluşan atalet kuvveti, atalet momenti ve T_{78} moment noktası için moment kolu mesafeleri:

$$\overrightarrow{F_{ıa_7}} = -F_{ia_7x}\vec{ı} - F_{ia_7y}\vec{j} \tag{3.162}$$

$$\overrightarrow{F_{ıa_7}} = -m_7 a_{ga_7x}\vec{ı} - m_7 a_{ga_7y}\vec{j} \tag{3.163}$$

$$\overrightarrow{r_{ıa_7}} = g_7(\cos\theta_7\vec{ı} + \sin\theta_7\vec{j}) \tag{3.164}$$

$$\overrightarrow{T_{ıa_7}} = -T_{ia_7z}\vec{k} \tag{3.165}$$

$$\overrightarrow{T_{ıa_7}} = -I_{G_7}\alpha_7\vec{k} \tag{3.166}$$

a_6 elemanı üzerinde oluşan atalet kuvveti, atalet momenti ve T_{56} moment noktası için moment kolu mesafeleri:

$$\overrightarrow{F_{ıa_6}} = -F_{ia_6x}\vec{ı} - F_{ia_6y}\vec{j} \tag{3.167}$$

$$\overrightarrow{F_{ıa_6}} = -m_6 a_{ga_6x}\vec{ı} - m_6 a_{ga_6y}\vec{j} \tag{3.168}$$

$$\overrightarrow{r_{ıa_6}} = g_6(\cos\theta_6\vec{ı} + \sin\theta_6\vec{j}) \tag{3.169}$$

$$\overrightarrow{T_{ıa_6}} = -T_{ia_6z}\vec{k} \tag{3.170}$$

$$\overrightarrow{T_{ıa_6}} = -I_{G_6}\alpha_6\vec{k} \tag{3.171}$$

a_5 ve a_3 birleşik elemanı üzerinde oluşan atalet kuvveti, atalet momenti ve DT moment noktası için moment kolu mesafeleri:

$$\overrightarrow{F_{ıa_5}} = -F_{ia_5x}\vec{ı} - F_{ia_5y}\vec{j} \tag{3.172}$$

$$\overrightarrow{F_{ıa_5}} = -m_5 a_{ga_5x}\vec{ı} - m_5 a_{ga_5y}\vec{j} \tag{3.173}$$

$$\overrightarrow{r_{ıa_5}} = g_5(\cos\theta_5\vec{ı} + \sin\theta_5\vec{j}) \tag{3.174}$$

$$\overrightarrow{F_{ıa_3}} = -F_{ia_3x}\vec{ı} - F_{ia_3y}\vec{j} \tag{3.175}$$

$$\overrightarrow{F_{ıa_3}} = -m_3 a_{ga_3x}\vec{ı} - m_3 a_{ga_3y}\vec{j} \tag{3.176}$$

$$\overrightarrow{r_{ıa_3}} = g_3(\cos\theta_3\vec{ı} + \sin\theta_3\vec{j}) \quad (3.177)$$

$$\overrightarrow{T_{ıa_5}} = -T_{ia_5z}\vec{k} \quad (3.178)$$

$$\overrightarrow{T_{ıa_5}} = -I_{G_5}\alpha_5\vec{k} \quad (3.179)$$

$$\overrightarrow{T_{ıa_3}} = -T_{ia_3z}\vec{k} \quad (3.180)$$

$$\overrightarrow{T_{ıa_3}} = -I_{G_3}\alpha_3\vec{k} \quad (3.181)$$

a_2 elemanı üzerinde oluşan atalet kuvveti, atalet momenti ve D_{12} moment noktası için moment kolu mesafeleri:

$$\overrightarrow{F_{ıa_2}} = -F_{ia_2x}\vec{ı} - F_{ia_2y}\vec{j} - F_{ia_2z}\vec{k} \quad (3.182)$$

$$\overrightarrow{F_{ıa_2}} = -m_2a_{ga_2x}\vec{ı} - m_2a_{ga_2y}\vec{j} - m_2a_{ga_2z}\vec{k} \quad (3.183)$$

$$\overrightarrow{r_{ıa_2}} = g_{2x}\vec{ı} + g_{2y}\vec{j} + g_{2z}\vec{k} \quad (3.184)$$

$$\overrightarrow{T_{ıa_2}} = -T_{ia_2x}\vec{ı} - T_{ia_2y}\vec{j} - T_{ia_2z}\vec{k} \quad (3.185)$$

$$\overrightarrow{T_{ıa_2}} = -I_{G_2}\alpha_{2x}\vec{ı} - I_{G_2}\alpha_{2y}\vec{j} - I_{G_2}\alpha_{2z}\vec{k} \quad (3.186)$$

a_1 elemanı üzerinde oluşan atalet kuvveti, atalet momenti ve D_{14} moment noktası için moment kolu mesafeleri:

$$\overrightarrow{F_{ıa_1}} = -F_{ia_1x}\vec{ı} - F_{ia_1z}\vec{k} \quad (3.187)$$

$$\overrightarrow{F_{ıa_1}} = -m_1a_{ga_1x}\vec{ı} - m_1a_{ga_1z}\vec{k} \quad (3.188)$$

$$\overrightarrow{r_{ıa_1}} = g_1\left(\cos\theta_1\vec{ı} + \sin\theta_1\vec{k}\right) \quad (3.189)$$

$$\overrightarrow{T_{ıa_1}} = \vec{0} \quad (3.190)$$

Mafsallardaki sürtünmeler ihmal edilmektedir ve mafsallar verilen koordinat sistemine göre kinetik açıdan aşağıdaki gibi tanımlanır.

D_{14}, DT ve T_{78} pim bağlantıları:

Dönme hareketini D_{14} mafsalı y- ekseni etrafında ve DT ve T_{78} mafsalları z-ekseni etrafında serbest bırakmaktadır. Ötelenme hareketi her eksen doğrultusunda kısıtlıdır.

D_{12}, D_{23}, T_{56} ve T_{67} küresel mafsal bağlantıları: Dönme hareketi her eksen etrafında serbest ve ötelenme hareketi her eksen doğrultusunda kısıtlıdır.

Mafsallar üzerinde oluşan tepki kuvvetleri ve tepki momentleri verilen koordinat sistemine göre aşağıdaki gibi tanımlıdır.

a_7 elemanının bağlı olduğu mafsallarda oluşan tepki kuvvetleri, tepki momentleri ve T_{78} moment noktası için moment kolu mesafeleri:

$$\overrightarrow{F_{a_7T_{78}}} = F_{78x}\vec{\imath} + F_{78y}\vec{\jmath} + F_{78z}\vec{k} \tag{3.191}$$

$$\overrightarrow{r_{a_7T_{78}}} = \vec{0} \tag{3.192}$$

$$\overrightarrow{M_{a_7T_{78}}} = M_{78x}\vec{\imath} + M_{78y}\vec{\jmath} \tag{3.193}$$

$$\overrightarrow{F_{a_7T_{67}}} = F_{67x}\vec{\imath} + F_{67y}\vec{\jmath} + F_{67z}\vec{k} \tag{3.194}$$

$$\overrightarrow{r_{a_7T_{67}}} = a_7(\cos\theta_7\vec{\imath} + \sin\theta_7\vec{\jmath}) \tag{3.195}$$

a_6 elemanının bağlı olduğu mafsallarda oluşan tepki kuvvetleri, tepki momentleri ve T_{56} moment noktası için moment kolu mesafeleri:

$$\overrightarrow{F_{a_6T_{67}}} = -F_{67x}\vec{\imath} - F_{67y}\vec{\jmath} - F_{67z}\vec{k} \tag{3.196}$$

$$\overrightarrow{r_{a_6T_{67}}} = a_6(\cos\theta_6\vec{\imath} + \sin\theta_6\vec{\jmath}) \tag{3.197}$$

$$\overrightarrow{F_{a_6T_{56}}} = F_{56x}\vec{\imath} + F_{56y}\vec{\jmath} + F_{56z}\vec{k} \tag{3.198}$$

$$\overrightarrow{r_{a_6T_{56}}} = \vec{0} \tag{3.199}$$

a_5 ve a_3 birleşik elemanının bağlı olduğu mafsallarda oluşan tepki kuvvetleri, tepki momentleri ve DT moment noktası için moment kolu mesafeleri:

$$\overrightarrow{F_{a_5a_3DT}} = F_{dtx}\vec{\imath} + F_{dty}\vec{\jmath} + F_{dtz}\vec{k} \tag{3.200}$$

$$\overrightarrow{r_{a_5a_3DT}} = \vec{0} \tag{3.201}$$

$$\overrightarrow{M_{a_5a_3DT}} = M_{dtx}\vec{\imath} + M_{dty}\vec{\jmath} \tag{3.202}$$

$$\overrightarrow{F_{a_5T_{56}}} = -F_{56x}\vec{\imath} - F_{56y}\vec{\jmath} - F_{56z}\vec{k} \tag{3.203}$$

$$\overrightarrow{r_{a_5T_{56}}} = a_5(\cos\theta_5\vec{\imath} + \sin\theta_5\vec{\jmath}) \tag{3.204}$$

$$\overrightarrow{F_{a_3D_{23}}} = F_{23x}\vec{\imath} + F_{23y}\vec{\jmath} + F_{23z}\vec{k} \quad (3.205)$$

$$\overrightarrow{r_{a_3D_{23}}} = a_3(\cos\theta_3\vec{\imath} + \sin\theta_3\vec{\jmath}) \quad (3.206)$$

a_2 elemanının bağlı olduğu mafsallarda oluşan tepki kuvvetleri, tepki momentleri ve D_{12} moment noktası için moment kolu mesafeleri:

$$\overrightarrow{F_{a_2D_{23}}} = -F_{23x}\vec{\imath} - F_{23y}\vec{\jmath} - F_{23z}\vec{k} \quad (3.207)$$

$$\overrightarrow{r_{a_2D_{23}}} = a_{2x}\vec{\imath} + a_{2y}\vec{\jmath} + a_{2z}\vec{k} \quad (3.208)$$

$$\overrightarrow{F_{a_2D_{12}}} = F_{12x}\vec{\imath} + F_{12y}\vec{\jmath} + F_{12z}\vec{k} \quad (3.209)$$

$$\overrightarrow{r_{a_2D_{12}}} = \vec{0} \quad (3.210)$$

a_1 elemanının bağlı olduğu mafsallarda oluşan tepki kuvvetleri, tepki momentleri ve D_{14} moment noktası için moment kolu mesafeleri:

$$\overrightarrow{F_{a_1D_{12}}} = -F_{12x}\vec{\imath} - F_{12y}\vec{\jmath} - F_{12z}\vec{k} \quad (3.211)$$

$$\overrightarrow{r_{a_1D_{12}}} = a_1\left(\cos\theta_1\vec{\imath} + \sin\theta_1\vec{k}\right) \quad (3.212)$$

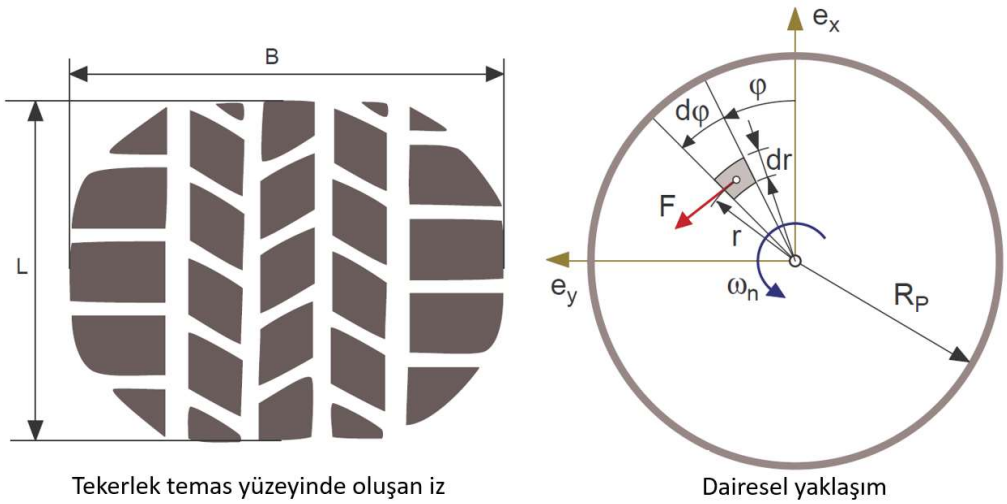
$$\overrightarrow{F_{a_1D_{14}}} = F_{12x}\vec{\imath} + F_{12y}\vec{\jmath} + F_{12z}\vec{k} \quad (3.213)$$

$$\overrightarrow{r_{a_1D_{14}}} = \vec{0} \quad (3.214)$$

$$\overrightarrow{M_{a_1D_{14}}} = M_{14x}\vec{\imath} + M_{14z}\vec{k} \quad (3.215)$$

a_5 ve a_7 elemanları üzerinde oluşan dış moment etkisi aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

Kompleks bir şekil olan tekerleğin temas alanı yaklaşık olarak bir daire alanı gibi kabul edilebilir (Şekil 3.8.). Bu dairenin yarıçapı aşağıdaki gibi hesaplanır (Rill, 2009).



Şekil 3.8. Tekerlek yol arası sürtünmeden kaynaklanan torkun hesaplama yaklaşımı (Rill, 2009)

$$R_P = \frac{1}{2}\left(\frac{L}{2} + \frac{B}{2}\right) \tag{3.216}$$

$$R_P = \frac{1}{4}(L + B) \tag{3.217}$$

Burada L ve B, sırasıyla, gerçek tekerlek temas uzunluğu ve gerçek tekerlek yanak genişliğidir. Böylece dairenin yarıçapı gerçek temas alanı boyutları cinsinden ifade edilmiş olur. Yalın (pure) kazıma hareketleri süresince r yarıçaplı her bir diferansiyel temas alanı dA üzerinde çevresel F kuvvetleri ortaya çıkmaktadır. Temas alanı A üzerinden integral alınarak çevresel kuvvetlerin sonucu olan kazıma torku aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$T_B = \frac{1}{A}\int_A FrdA \tag{3.218}$$

Büyük kazıma hareketlerinde temas alanı üzerindeki tüm parçacıklar kayar. Böylece çevresel kuvvetler sürtünme kuvvetine eşit olacaktır ve bu çalışmada sürtünme kuvveti sabit alınmaktadır, ($F=F^s$=sabit) ve

$$F^s = \mu_k N \tag{3.219}$$

$$N = W/2 \tag{3.220}$$

değerindedir. Burada W ağırlık kuvveti iki teker için ölçülmektedir. Böylece maksimum kazıma torku aşağıdaki gibi yazılır.

$$T_B^{maks} = \frac{1}{A} F^s \int_A \, rdA \tag{3.221}$$

Burada diferansiyel alan aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır, (Rill, 2009).

$$dA = rd\varphi dr \tag{3.222}$$

$$A = R_P^2 \pi \tag{3.223}$$

Böylece maksimum kazıma torku aşağıdaki gibi düzenlenir.

$$T_B^{maks} = \frac{1}{R_P^2 \pi} F^s \int_0^{R_P} \int_0^{2\pi} rrd\varphi dr \tag{3.224}$$

$$T_B^{maks} = \frac{2}{R_P^2} F^s \int_0^{R_P} r^2 dr \tag{3.225}$$

$$T_B^{maks} = \frac{2}{3} R_P F^s \tag{3.226}$$

$$T_B^{maks} = R_B F^s \tag{3.227}$$

Burada R_B,

$$R_B = \frac{2}{3} R_P \tag{3.228}$$

olarak tanımlıdır ve temas alanının kazıma yarıçapıdır. Kazıma torku a_5 ve a_7 elemanları üzerinde dış moment olarak alınmaktadır. Temas alanı xy-düzleminde incelenmektedir. Böylece kazıma torku olarak adlandırılan dış moment etkisi,

$$T_{a_7 z} = T_B^{maks} \tag{3.229}$$

$$T_{a_5 z} = T_B^{maks} \tag{3.230}$$

şeklinde alınır. Bu çalışmada kullanılan sayısal değerler Çizelge 3.4'de verilmektedir.

Çizelge 3.4. Kazıma torku hesabında kullanılan sayısal değerler

Büyüklük	**Birimi**	**Sayısal Değeri**
L	mm	398
B	mm	315
R_P	mm	178,25
R_B	mm	118,8
μ	-	1
m	kg	4360

Çizelge 3.4.'de verilen sayısal değerler yerine koyulduğunda kazıma torku 4752 Nm olarak elde edilmektedir.

Böylece a_5 ve a_7 elemanları üzerinde oluşan dış moment etkisi aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\overrightarrow{T_{a_7}} = T_{a_7 z}\vec{k} \tag{3.231}$$

$$\overrightarrow{T_{a_5}} = T_{a_5 z}\vec{k} \tag{3.232}$$

a_1 elemanı üzerinde hesaplanacak olan dış moment aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\overrightarrow{T_{a_1}} = T_{a_1 y}\vec{j} \tag{3.233}$$

3.2.2. Dinamik Denge

Bir cismin hareketinden dolayı bir t anında meydana gelen atalet kuvvetleri/momentleri, aktif dış kuvvetler/momentler olarak sisteme etki eden gerçek kuvvetler/momentler ile birlikte göz önüne alınırsa, sistem bütün bu kuvvetlerin etkisi altında t anındaki konumunda dengede bulunur. Böylece kinetik bir problem bir statik probleme dönüşmüş olur. Bu yönteme dinamik denge yöntemi veya D'Alembert prensibi denir. Newton'un ikinci temel kanununun farklı bir ifadesidir ve aşağıdaki gibi gösterilir.

$$\vec{F}(t) - m\vec{a} = \vec{0} \tag{3.234}$$

$$\vec{M}(t) - I_G\vec{\alpha} = \vec{0} \tag{3.235}$$

Bu denklemler, bir kuvvet ve moment gibi davranan $-m\vec{a}$ ve $-I_G\vec{\alpha}$ değerlerini içeren denge denklemleri olarak düşünülebilir. Bu bölümde incelenen mekanizmanın kinetik analizi dinamik denge yöntemi ile ele alınmaktadır.

Dinamik denge analizi sonucunda elde edilen denklemler skaler formda aşağıdaki gibidir.

a_7 elemanı için dinamik denge denklemleri:

$$-m_7 a_{ga_7 x} + F_{78x} + F_{67x} = 0 \quad (3.236)$$

$$-m_7 a_{ga_7 y} + F_{78y} + F_{67y} = 0 \quad (3.237)$$

$$F_{78z} + F_{67z} = 0 \quad (3.238)$$

$$a_7 \sin\theta_7 F_{67z} + M_{78x} = 0 \quad (3.239)$$

$$-a_7 \cos\theta_7 F_{67z} + M_{78y} = 0 \quad (3.240)$$

$$-g_7 \cos\theta_7 m_7 a_{ga_7 y} + g_7 \sin\theta_7 m_7 a_{ga_7 x} + a_7 \cos\theta_7 F_{67y} - a_7 \sin\theta_7 F_{67x} - I_{G7}\alpha_7 + T_{a_7 z} = 0 \quad (3.241)$$

a_6 elemanı için dinamik denge denklemleri:

$$-m_6 a_{ga_6 x} + F_{56x} - F_{67x} = 0 \quad (3.242)$$

$$-m_6 a_{ga_6 y} + F_{56y} - F_{67y} = 0 \quad (3.243)$$

$$F_{56z} - F_{67z} = 0 \quad (3.244)$$

$$-a_6 \sin\theta_6 F_{67z} = 0 \quad (3.245)$$

$$a_6 \cos\theta_6 F_{67z} = 0 \quad (3.246)$$

$$-g_6 \cos\theta_6 m_6 a_{ga_6 y} + g_6 \sin\theta_6 m_6 a_{ga_6 x} - a_6 \cos\theta_6 F_{67y} + a_6 \sin\theta_6 F_{67x} - I_{G6}\alpha_6 = 0 \quad (3.247)$$

a_5 ve a_3 birleşik elemanı için dinamik denge denklemleri:

$$F_{dtx} - F_{56x} + F_{23x} = 0 \quad (3.248)$$

$$F_{dty} - F_{56y} + F_{23y} = 0 \quad (3.249)$$

$$F_{dtz} - F_{56z} + F_{23z} = 0 \quad (3.250)$$

$$-a_5 \sin\theta_5 F_{56z} + a_3 \sin\theta_3 F_{23z} + M_{dtx} = 0 \quad (3.251)$$

$$a_5 \cos\theta_5 F_{56z} - a_3 \cos\theta_3 F_{23z} + M_{dty} = 0 \quad (3.252)$$

$$-g_5 \cos\theta_5 m_5 a_{ga_5 y} + g_5 \sin\theta_5 m_5 a_{ga_5 x} - g_3 \cos\theta_3 m_3 a_{ga_3 y} + g_3 \sin\theta_3 m_3 a_{ga_3 x} - a_5 \cos\theta_5 F_{56y} + a_5 \sin\theta_5 F_{56x} + a_3 \cos\theta_3 F_{23y} - a_3 \sin\theta_3 F_{23x} - I_{G5}\alpha_5 - I_{G3}\alpha_3 + T_{a_5 z} = 0 \quad (3.253)$$

a_2 elemanı için dinamik denge denklemleri:

$$-m_2 a_{ga_2 x} + F_{12x} - F_{23x} = 0 \quad (3.254)$$

$$-m_2 a_{ga_2 y} + F_{12y} - F_{23y} = 0 \quad (3.255)$$

$$-m_2 a_{ga_2 z} + F_{12z} - F_{23z} = 0 \quad (3.256)$$

$$-g_{2y} m_2 a_{ga_2 z} + g_{2z} m_2 a_{ga_2 y} - a_{2y} F_{23z} + a_{2z} F_{23y} - I_{G2}\alpha_{2x} = 0 \quad (3.257)$$

$$-g_{2x} m_2 a_{ga_2 z} - g_{2z} m_2 a_{ga_2 x} + a_{2x} F_{23z} - a_{2z} F_{23x} - I_{G2}\alpha_{2y} = 0 \quad (3.258)$$

$$-g_{2x} m_2 a_{ga_2 y} + g_{2y} m_2 a_{ga_2 x} - a_{2x} F_{23y} + a_{2y} F_{23x} - I_{G2}\alpha_{2z} = 0 \quad (3.259)$$

a_1 elemanı için dinamik denge denklemleri:

$$-m_1 a_{ga_1 x} + F_{14x} - F_{12x} = 0 \quad (3.260)$$

$$F_{14y} - F_{12y} = 0 \quad (3.261)$$

$$-m_1 a_{ga_1 z} + F_{14z} - F_{12z} = 0 \quad (3.262)$$

$$a_1 \sin\theta_1 F_{12y} + M_{14x} = 0 \quad (3.263)$$

$$g_1 \cos\theta_1 m_1 a_{ga_1 z} - g_1 \sin\theta_1 m_1 a_{ga_1 x} + a_1 \cos\theta_1 F_{12z} - a_1 \sin\theta_1 F_{12x} + T_{a_1 y} = 0 \quad (3.264)$$

$$-a_1 \cos\theta_1 F_{12y} + M_{14z} = 0 \quad (3.265)$$

Burada (3.241) ve (3.247) denklemlerinin çözümünden F_{67x} ve F_{67y} aşağıdaki gibi elde edilir.

$$F_{67x} = \frac{(-K_1 + T_{a_7 z}) a_6 \cos\theta_6 - K_2 a_7 \cos\theta_7}{a_6 a_7 \sin(\theta_7 - \theta_6)} \quad (3.266)$$

$$F_{67y} = \frac{(-K_1 + T_{a_7 z})a_6 \sin\theta_6 - K_2 a_7 \sin\theta_7}{a_6 a_7 \sin(\theta_7 - \theta_6)} \quad (3.267)$$

Burada K_1 ve K_2 aşağıdaki gibi tanımlıdır.

$$K_1 = g_7 \cos\theta_7 m_7 a_{ga_7 y} - g_7 \sin\theta_7 m_7 a_{ga_7 x} + I_{G7}\alpha_7 \quad (3.268)$$

$$K_2 = g_6 \cos\theta_6 m_6 a_{ga_6 y} - g_6 \sin\theta_6 m_6 a_{ga_6 x} + I_{G6}\alpha_6 \quad (3.269)$$

(3.242) ve (3.243) denklemlerinin çözümünden F_{56x} ve F_{56y} aşağıdaki gibi elde edilir.

$$F_{56x} = F_{67x} + m_6 a_{ga_6 x} \quad (3.270)$$

$$F_{56y} = F_{67y} + m_6 a_{ga_6 y} \quad (3.271)$$

(3.253) ve (3.259) denklemlerinin çözümünden F_{23x} ve F_{23y} aşağıdaki gibi elde edilir.

$$F_{23x} = \frac{(-G_1 + T_{a_5 z} - K_3)a_{2x} - K_{43} a_3 \cos\theta_3}{a_{2x} a_3 \sin\theta_3 - a_{2y} a_3 \cos\theta_3} \quad (3.272)$$

$$F_{23y} = \frac{(-G_1 + T_{a_5 z} - K_3)a_{2y} - K_{43} a_3 \sin\theta_3}{a_{2x} a_3 \sin\theta_3 - a_{2y} a_3 \cos\theta_3} \quad (3.273)$$

Burada K_3, K_{43} ve G_1 aşağıdaki gibi tanımlıdır.

$$K_3 = g_5 \cos\theta_5 m_5 a_{ga_5 y} - g_5 \sin\theta_5 m_5 a_{ga_5 x} + g_3 \cos\theta_3 m_3 a_{ga_3 y} - g_3 \sin\theta_3 m_3 a_{ga_3 x} + I_{G5}\alpha_5 + I_{G3}\alpha_3 \quad (3.274)$$

$$K_{43} = g_{2x} m_2 a_{ga_2 y} - g_{2y} m_2 a_{ga_2 x} + I_{G2}\alpha_{2z} \quad (3.275)$$

$$G_1 = a_5 \cos\theta_5 F_{56y} - a_5 \sin\theta_5 F_{56x} \quad (3.276)$$

(3.254) ve (3.258) denklemlerinin çözümünden F_{12x} ve F_{23z} aşağıdaki gibi elde edilir.

$$F_{12x} = F_{23x} + m_2 a_{ga_2 x} \quad (3.277)$$

$$F_{23z} = \frac{1}{a_{2x}}(a_{2z} F_{23x} + K_{42}) \quad (3.278)$$

Burada K_{42} aşağıdaki gibi tanımlıdır.

$$K_{42} = -g_{2x} m_2 a_{ga_2 z} + g_{2z} m_2 a_{ga_2 x} + I_{G2}\alpha_{2y} \quad (3.279)$$

(3.256) denkleminin çözümünden F_{12z} aşağıdaki gibi elde edilir.

$$F_{12z} = F_{23z} + m_2 a_{ga_2 z} \tag{3.280}$$

(3.264) denkleminin çözümünden T_{a1y} aşağıdaki gibi elde edilir.

$$T_{a_1 y} = K_5 - a_1 \cos\theta_1 F_{12z} + a_1 \sin\theta_1 F_{12x} \tag{3.281}$$

Burada K_5 aşağıdaki gibi tanımlıdır.

$$K_5 = -g_1 \cos\theta_1 m_1 a_{ga_1 z} + g_1 \sin\theta_1 m_1 a_{ga_1 x} \tag{3.282}$$

Çizelge 3.5. Elemanların kütleleri (kg) ve kütlesel atalet momentleri (kg.m^2)

Eleman	**Kütlesi, m (kg)**	**Kütlesel Atalet Momenti, I_G (kg.m^2)**
a_1	6.17	-
a_2	9.19	I_{Gx}=9.9686506; I_{Gy}=73.864486; I_{Gz}=71.089782
a_3	7.1	78.210136
a_5	5.7	68.921539
a_6	10.03	128.45329
a_7	5.7	68.921539

Çalışmada 1 nolu mekanizma çubuğu için giriş açısal konumu, açısal hızı ve açısal ivmesi (θ_1, ω_1, α_1) aşağıdaki gibi alınmıştır. Bu değerler deneysel çalışmada 1 nolu mekanizma çubuğuna karşılık gelen pitman kolunun yaklaşık çalışma aralığına ve direksiyon simidinin sabit döndürme hızına karşılık gelmektedir.

$\theta_1 = -60^0 / -120^0$ derece

$\omega_1 = 3$ rad/sn

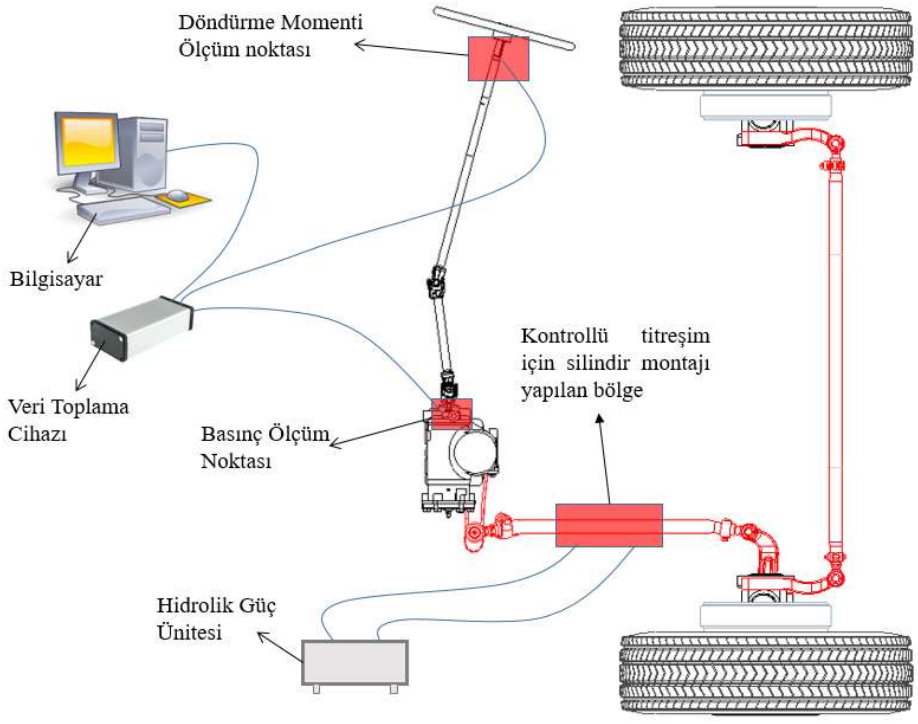
$\alpha_1 = 0$ rad/sn^2

BÖLÜM 4

DENEYSEL ÇALIŞMA

4.1. Kontrollü Titreşim Silindiri Deney Düzeneği ve Araç Üstü Test Sistemi

Kontrollü titreşimin dümenleme kuvvetlerine etkisinin araştırılması için Şekil 4.1' de gösterilen deney düzeneği tasarlanmıştır. Kontrollü titreşim deney düzeneği iki alt sistemden oluşmaktadır. Bunlardan birincisi kontrollü titreşim silindiri test düzeneği ikincisi ise araç üstü test sistemidir.



Şekil 4.1. Deney düzeneği

Bütün testler Ford-Otosan marka kamyon (Şekil 4.2) üzerine adapte edilen deney düzeneği (Şekil 4.1) ile yapılmıştır. Direksiyon simidine tork sensoru, direksiyon kutusu basınç hattı girişine basınç sensörü bağlanarak elde edilen veriler veri toplama sistemi ile sürekli kayıt altına alınmıştır. Aktif titreşim silindiri araç üzerindeki orijinal rot yerine montaj edilmiştir. Aktif titreşim silindiri montajı sonrası direksiyon mekanizması sağa dönüşte araç şasesine mekanik olarak girişim yaparak temas ettiğinden test sadece sol tarafa döndürme esnasında yapılabilmiştir.

Araç testleri yüksüz yapılmıştır. Yüksüz durumda aracın kendi ağırlığından kaynaklanan statik dümenleme için gerekli basınç yaklaşık 105 bardır. Araç yüklü iken statik dümenlemede en fazla 160 bar basınca ulaşabilmektedir.

Yapılan testin amacı kontrollü titreşimin dümenleme kuvvetlerine etkisinin araştırılması olduğundan titreşimli ve titreşimsiz dümenleme kuvvetlerinin oluşturduğu basınçların aynı ön aks yükü altında farkına bakılmıştır.



Şekil 4.2. Ford Otosan Marka Test Kamyonu

Değişik frekans ve genliklerde arka arkaya yapılan testlerde her test öncesi aracın pozisyonu değiştirilmiştir (Şekil 4.3). Böylelikle bir önceki testte zemin ile etkileşim

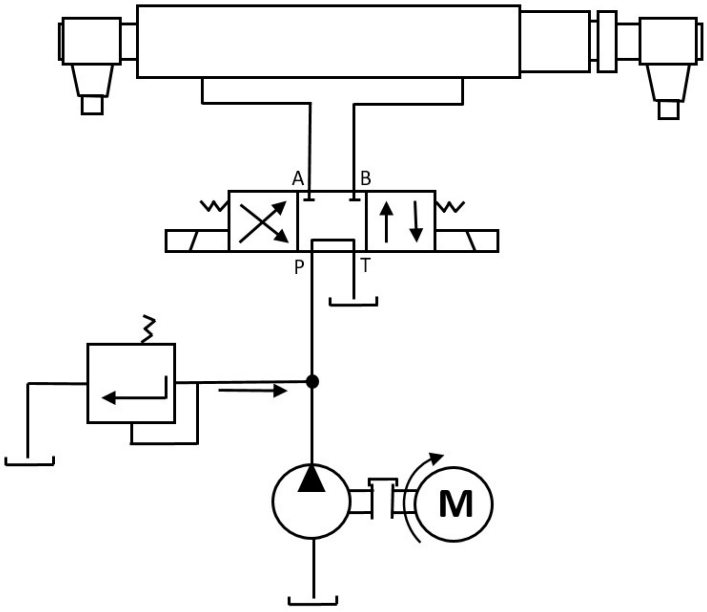
halinde olan tekerin zeminin sürtünme katsayısını değiştirmiş olma ihtimaline karşı önlem alınmış olmaktadır.



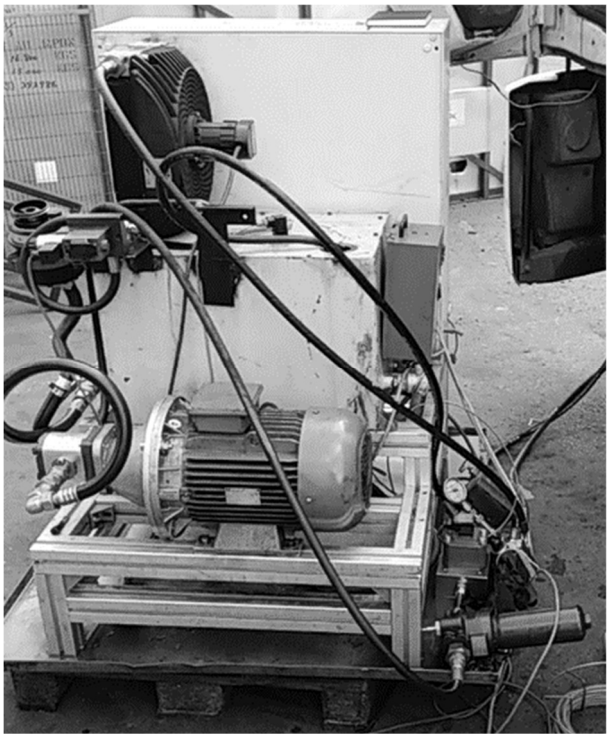
Şekil 4.3. Test Kamyonunun pozisyon değişimi sonrası zeminde oluşturduğu iz

4.1.1. Kontrollü Titreşim Silindiri Test Düzeneği

Kontrollü titreşim silindiri test düzeneğinin tahrik ünitesini oluşturan hidrolik güç ünitesinde (Şekil 4.4 ve Şekil 4.5) elektrik motoru ile tahrik edilen bir hidrolik dişli pompa vasıtasıyla üretilen debi oransal valf vasıtasıyla yönlendirilerek Şekil 4.6 ve Şekil 4.7de gösterilen strok sınırlamalı özel bir kontrollü titreşim silindiri ile belli bir frekans ile açılıp kapatılarak direksiyon mekanizmasındaki Bölüm 3 ‘te açıklanan a_2 numaralı çubuk boyu sürekli uzatılıp kısaltılmıştır.



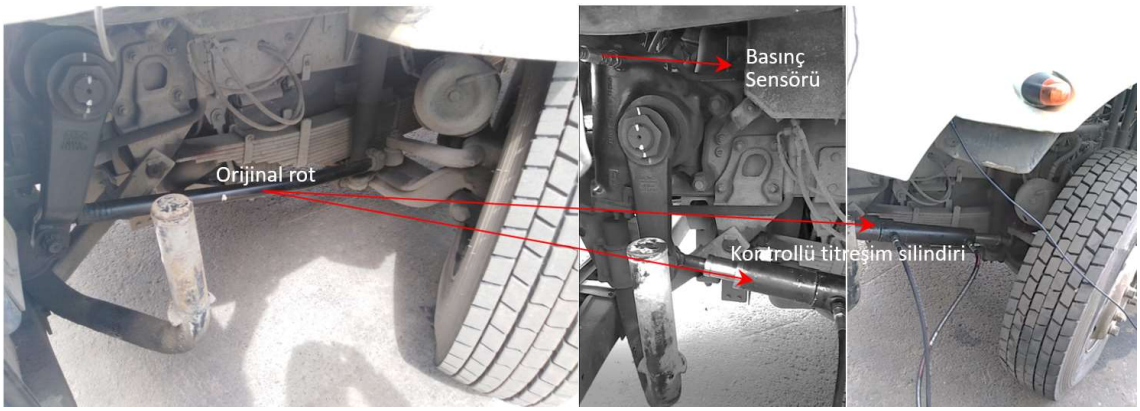
Şekil 4.4. Kontrollü titreşim silindiri test düzeneği hidrolik güç ünitesi hidrolik devresi



Şekil 4.5. Kontrollü titreşim silindiri test düzeneği hidrolik güç ünitesi



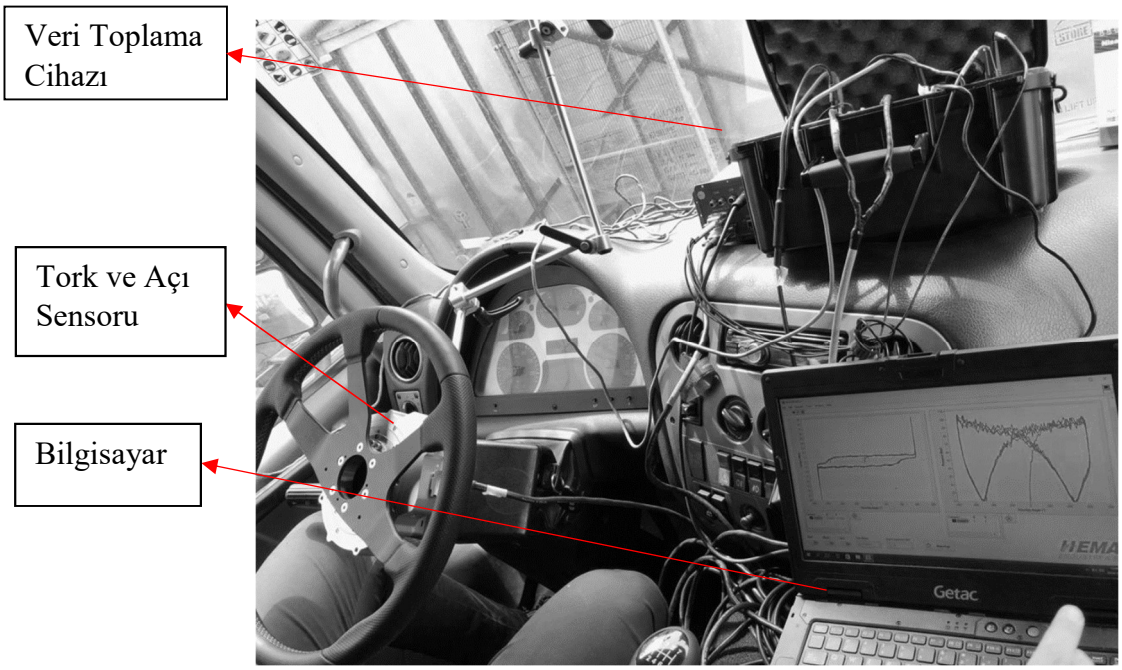
Şekil 4.6. Stok sınırlamalı kontrollü titreşim silindiri ve araçtan sökülen orijinal rot



Şekil 4.7. Basınç sensörü ve kontrollü titreşim silindiri uygulama bölgesi

4.1.2. Araç Üstü Test Sistemi

Test ekipmanları kabin içerisine yerleştirilmiştir (Şekil 4.8). Aracın orijinal direksiyon simidi çıkarılarak yerine tork ve açı sensoru takılmıştır.



Şekil 4.8. Araç Üstü Test sistemi

BÖLÜM 5

SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu bölümde, Bölüm 3' te açıklanan dinamik analizle ilgili sayısal hesaplamaların ve Bölüm 4' te açıklanan deneysel çalışmanın sonuçları ayrı ayrı ve karşılaştırmalı olarak verilmiş ve yorumlanmıştır.

5.1. Teorik Sonuçlar

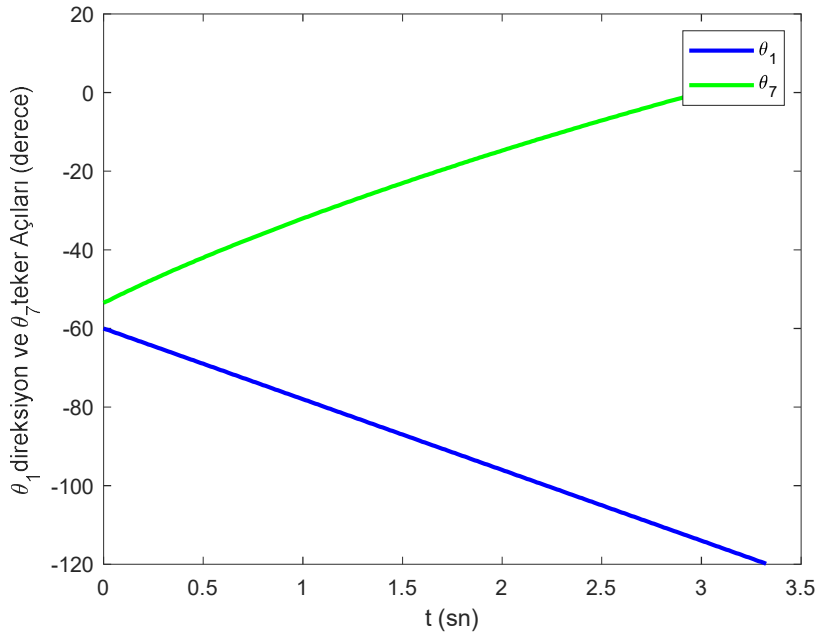
Dinamik analiz başlığı altında çeşitli genlik ve frekans değerleri için titreşimli kinematik ve kinetik analizler yapılmış ve eğriler oluşturulmuştur. Bölüm 4'te açıklanan deneysel çalışmaya benzer şekilde a_2 nolu çubuk üzerinden sistemde titreşim oluşturulmuştur. a_2 çubuğunun orijinal uzunluğuna basit harmonik hareket formunda titreşim eklenerek modellenmiştir (5.1).

$$a_{2_{titreşimli}} = a_{2_{titreşimsiz}} + a_{2_0} Sin\omega t \tag{5.1}$$

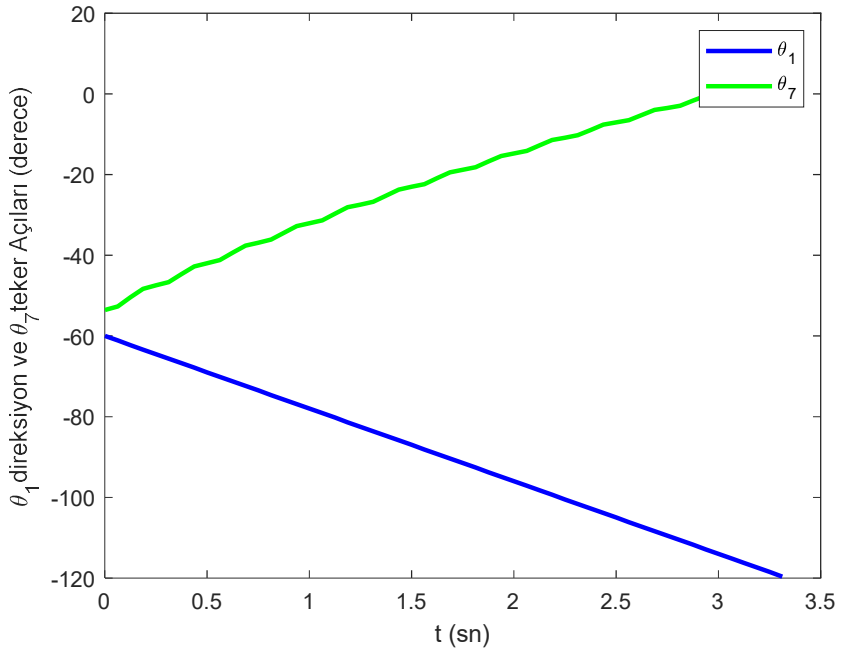
Burada $a_{2_{titreşimsiz}}$ a_2 çubuğunun orijinal boyutu ve a_2 çubuğuna eklenen basit harmonik hareket formundaki titreşimdir.

Şekil 5.1'den Şekil 5.10 'a kadar kinematik analiz kapsamında çeşitli genlik ve frekanslarda elde edilmiş açısal konum analizi eğrileri verilmiştir. Burada kinematik ve kinetik analiz için seçilen genlik ve frekanslar bölüm 5'te açıklanan deney düzeneği ile gerçekleştirilebilen değerler dikkate alınarak belirlenmiştir. Şekil 5.1 de orijinal rot ile (titreşimsiz) yapılan analiz ile çeşitli genlik ve frekanslarda titreşimli olarak yapılan analizler karşılaştırıldığında; 2 mm genlik için 4 Hz (Sekil 5.2), 8 Hz (Şekil 5.3), 12 Hz (Şekil 5.4), 14 Hz (Şekil 5.5), 16,7 Hz (Şekil 5.6) ve 20 Hz (Şekil 5.7) titreşim frekansları ile aralarında fark olmadığı görülmektedir. Benzer şekilde 4 mm genlik için 10 Hz (Şekil 5.8), 14 Hz (Şekil 5.9) ve 20 Hz titreşim frekansları ile titreşimsiz konum analizleri

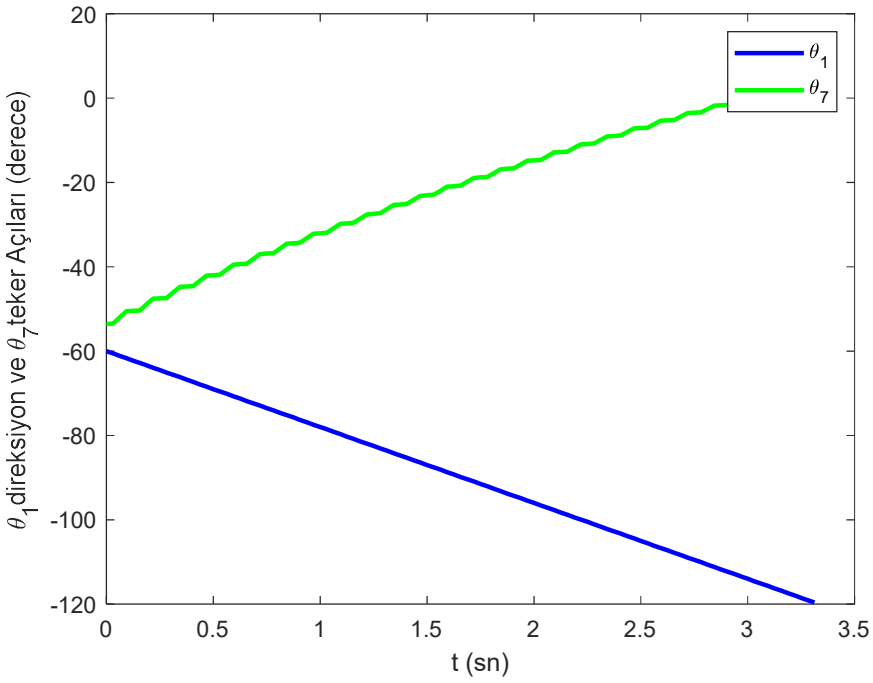
arasında fark yoktur. Açısal konumların titreşimsiz ve titreşimli analizlerde başlangıç ve bitiş açılarının değişmediği görülmektedir.



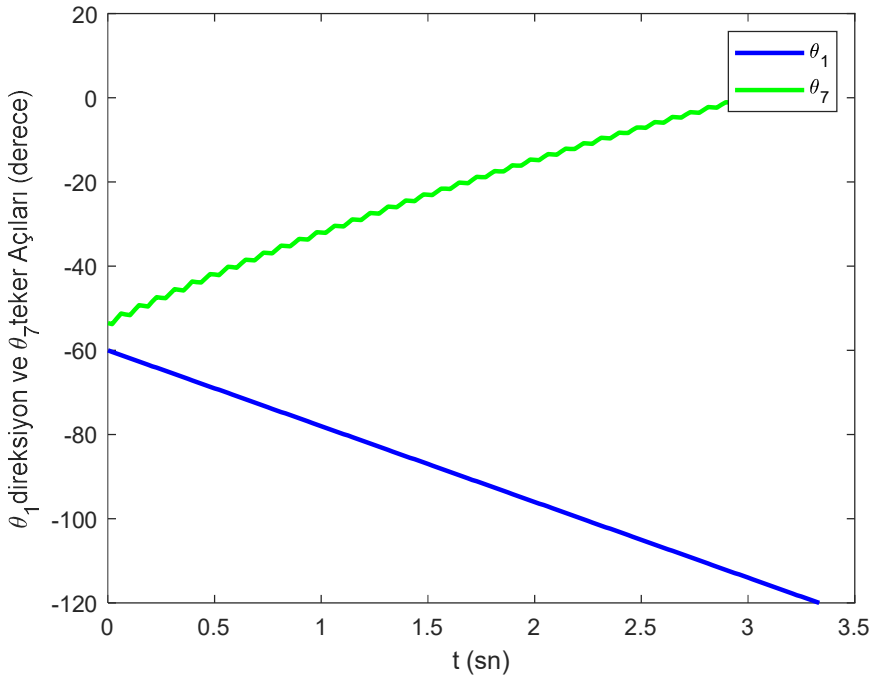
Şekil 5.1. Orijinal rot ile (titreşimsiz) direksiyon giriş ve teker çıkış açılarının zamana göre değişimi



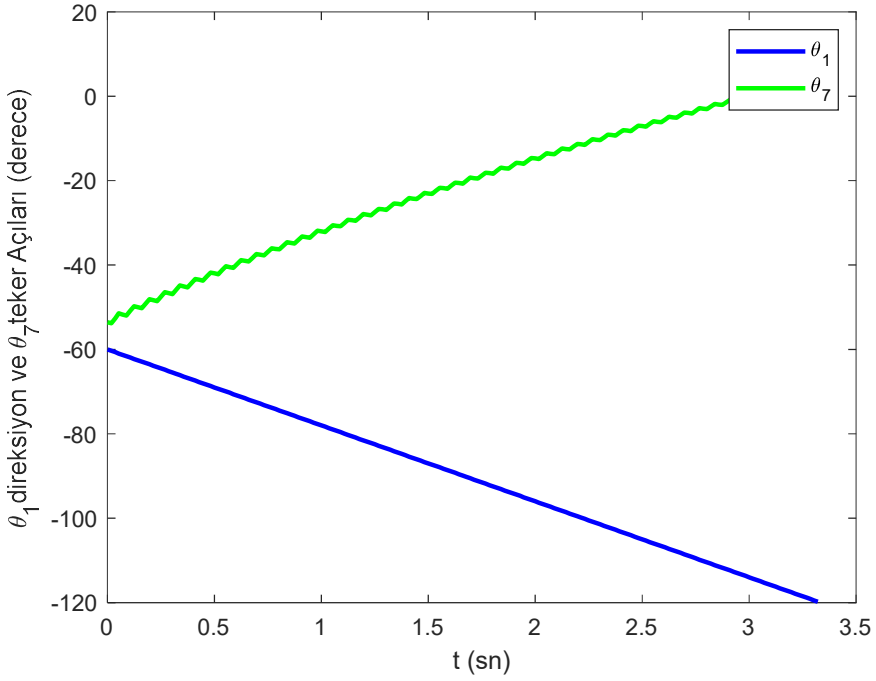
Şekil 5.2. 2mm, 4 Hz titreşimli olarak direksiyon giriş ve teker çıkış açılarının zamana göre değişimi



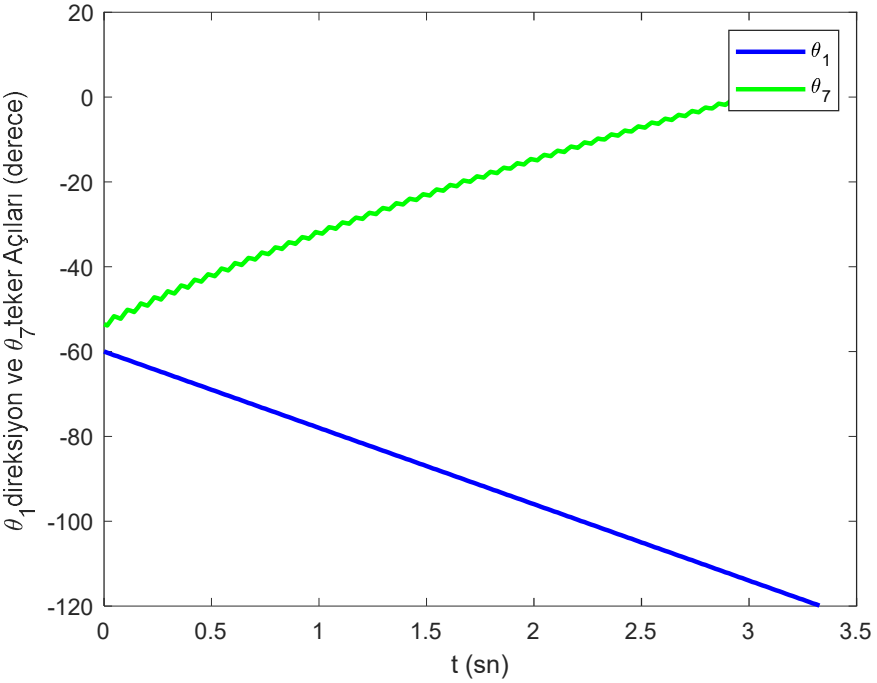
Şekil 5.3. 2mm, 8 Hz titreşimli olarak direksiyon giriş ve teker çıkış açılarının zamana göre değişimi



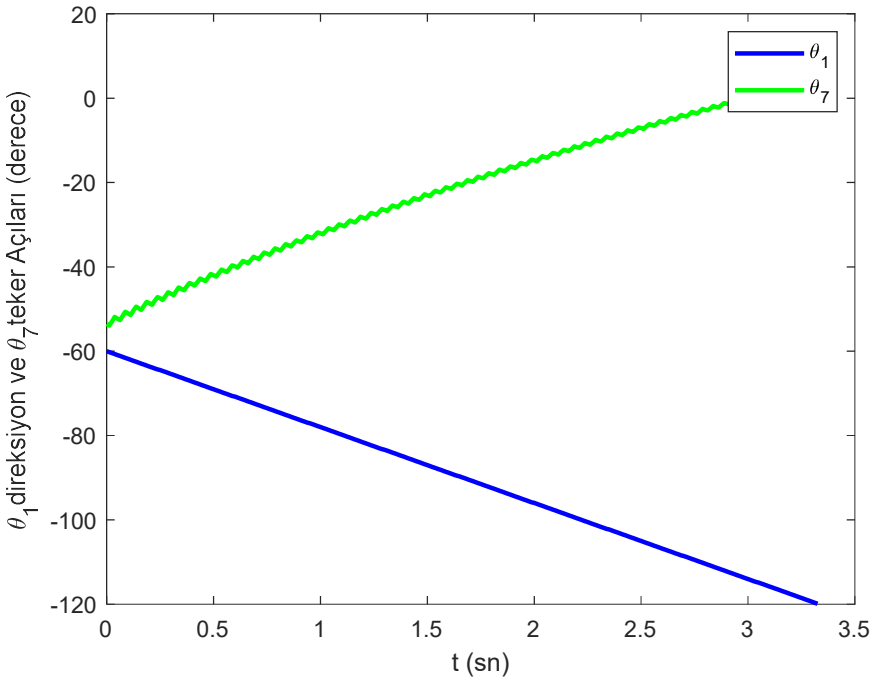
Şekil 5.4. 2mm, 12 Hz titreşimli olarak direksiyon giriş ve teker çıkış açılarının zamana göre değişimi



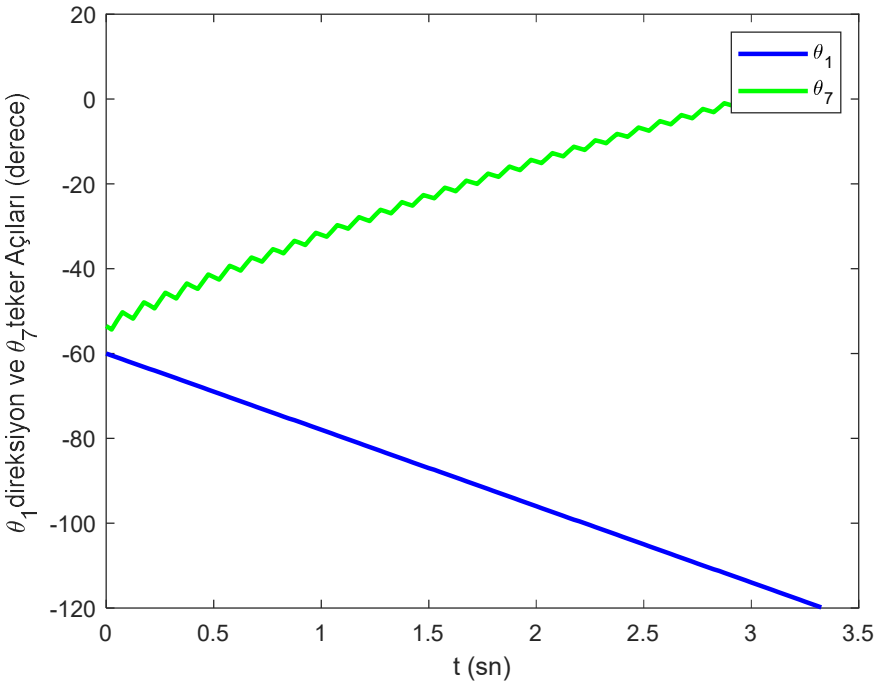
Şekil 5.5. 2mm, 14 Hz titreşimli olarak direksiyon giriş ve teker çıkış açılarının zamana göre değişimi



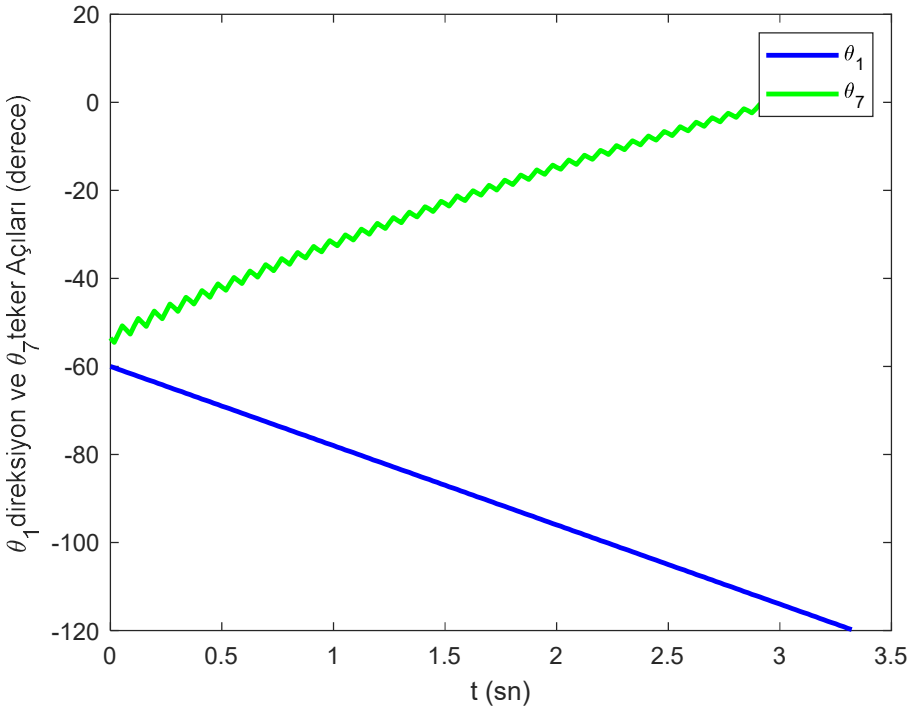
Şekil 5.6. 2mm, 16.7 Hz titreşimli olarak direksiyon giriş ve teker çıkış açılarının zamana göre değişimi



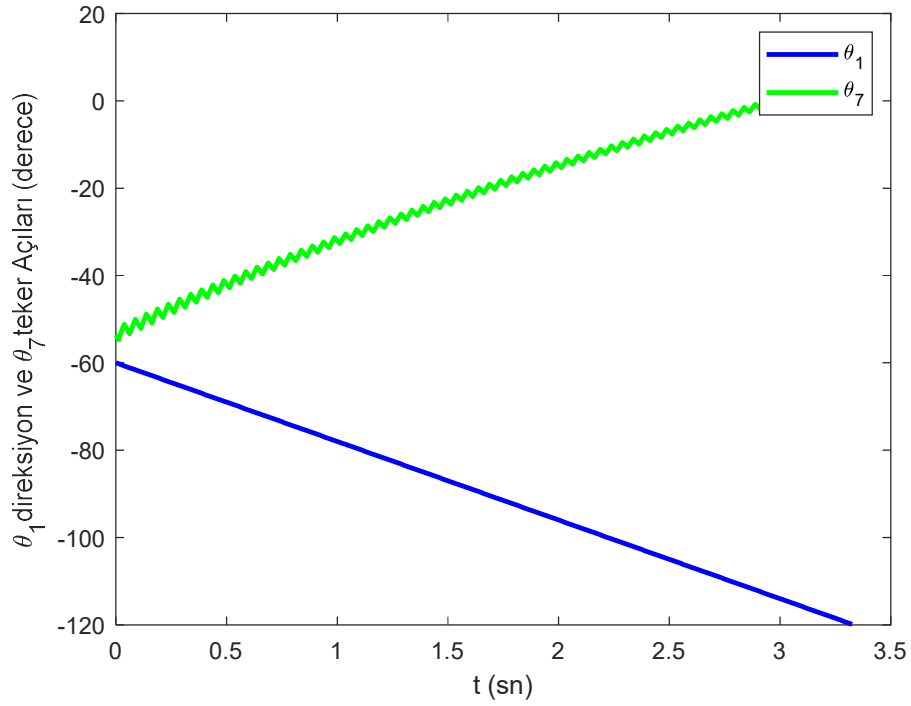
Şekil 5.7. 2mm, 20 Hz titreşimli olarak direksiyon giriş ve teker çıkış açılarının zamana göre değişimi



Şekil 5.8. 4mm, 10 Hz titreşimli olarak direksiyon giriş ve teker çıkış açılarının zamana göre değişimi

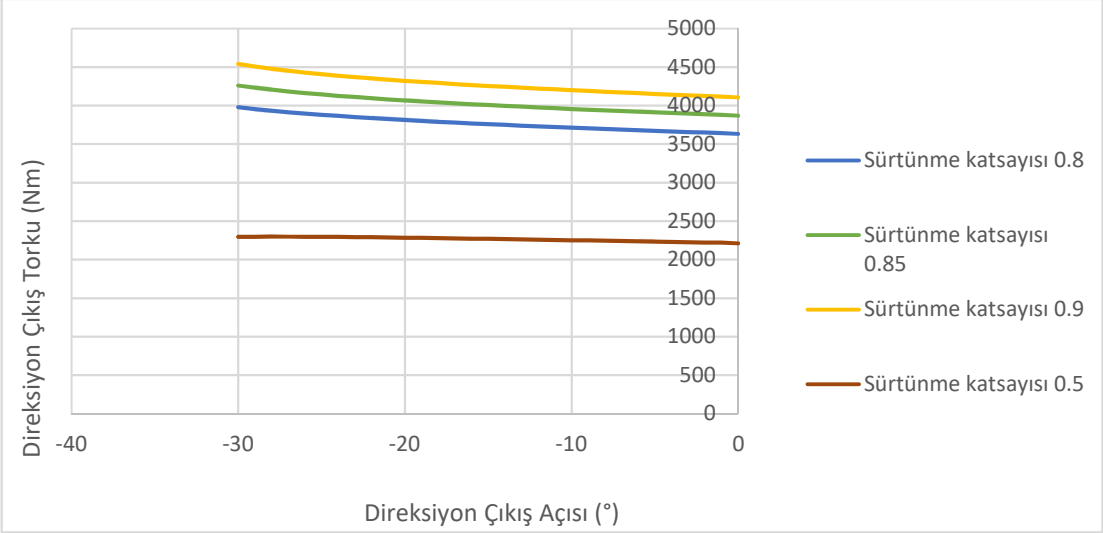


Şekil 5.9. 4mm, 14 Hz titreşimli olarak direksiyon giriş ve teker çıkış açılarının zamana göre değişimi

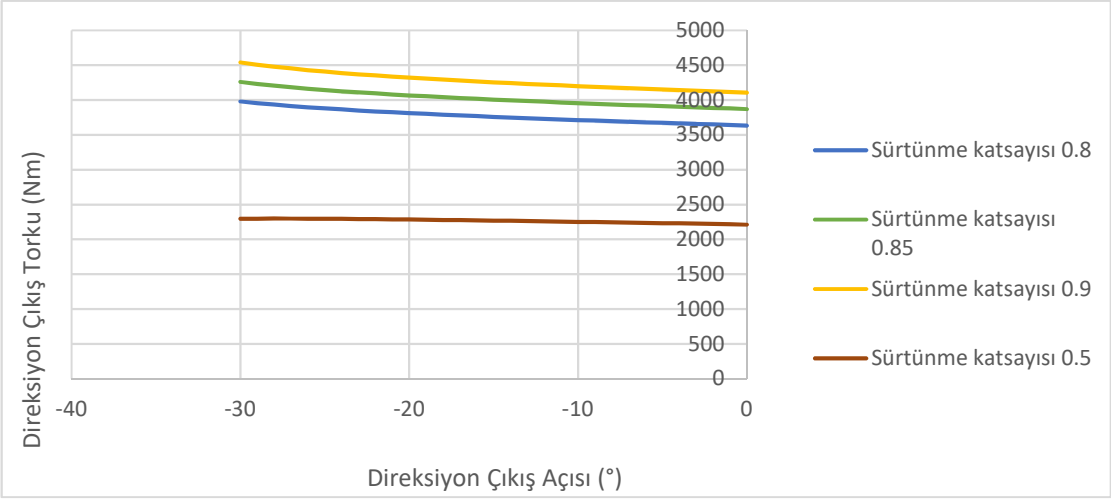


Şekil 5.10. 4 mm, 20 Hz titreşimli olarak direksiyon giriş ve teker çıkış açılarının zamana göre değişimi

Şekil 5.11'de titreşimsiz ve Şekil 5.12'de 4 mm genlik ve 20 Hz titreşim frekansı ile çeşitli sürtünme katsayıları için bölüm 3'te açıklanan kinetik analiz kapsamında direksiyon çıkış torklarının giriş açısına göre değişimi verilmiştir. Kinematik analizdekine benzer şekilde titreşimli ve titreşimsiz sonuçlar arasında anlamlı bir fark yoktur.



Şekil 5.11. Orijinal rot ile (titreşimsiz) olarak çeşitli sürtünme katsayıları için direksiyon çıkış torklarının giriş açısına göre değişimi



Şekil 5.12. 4mm, 20 Hz titreşimli olarak teker çıkış açısının çeşitli sürtünme katsayıları için direksiyon giriş açısına göre değişimi

5.2. Deneysel Sonuçlar

Bölüm 4‘te açıklanan deney düzeneği ile yapılan testlerin sonuçları ve değerlendirmeler aşağıda verilmiştir. Seçilen genlik ve titreşim frekansları görece olarak basit bir güç ünitesi ile ve gerektiğinde aracın üzerindeki hidrolik güç desteğinin (max. 170 bar ve 16 lt/dk.) karşılayabileceği büyüklükte belirlenmiştir. Frekans aralıkları ve genlikler deney düzeneğinin müsaade ettiği aralıklarla değiştirilmiştir.

Aracın orijinal haliyle (silindir yerine orijinal rot, titreşimsiz) yapılan testlerde ön aksı dümenlemek için gerekli olan basınç en fazla 104 bar seviyesinde ölçülmüştür (Şekil 5.13). Kontrollü titreşim silindiri ile yapılan testler; 2 mm genlik için, 4 Hz (Sekil 5.14), 10 Hz (Şekil 5.15), 12 Hz (Şekil 5.16), 14 Hz (Şekil 5.17), 16,7 Hz (Şekil 5.18) ve 20 Hz (Şekil 5.19) titreşim frekansları ile yapılmıştır. Benzer şekilde 4 mm genlik için 10 Hz (Şekil 5.20), 14 Hz (Şekil 5.21) ve 20 Hz (Şekil 5.2) titreşim frekansları ile yapılmıştır. Bölüm 4 ‘te bahsedildiği üzere direksiyon sağa döndürüldüğünde kontrollü titreşim silindiri araç şasesine girişim yaparak mekanik olarak temas ettiğinden bu yöndeki test değerleri elde edilememiştir.

Şekil 5.14‘ten Şekil 5.21‘e karar farklı genlik ve frekanslardaki eğriler incelendiğinde sadece 2 mm genlik ve 4 Hz titreşim frekansı için (Şekil 5.15) en fazla 104 bar olan basınç değeri yaklaşık %10 ‘luk bir azalma ile 94 bar seviyesine düşmüştür. Ancak çok yüksek miktardaki basınç dalgalanmaları bu düşümden fayda sağlamayı imkânsız hale getirmektedir. 2 mm genlik için 20 Hz titreşim frekansı ile yapılan testlerde ise gerek basınç gerekse tork değerleri görece olarak titreşimsiz ve sabit değişmiştir. Bu testte en yüksek basınç 100 bar seviyesine düşmüştür. Basınçtaki bu azalma, fayda sağlanabilecek anlamlı bir fark oluşturmamıştır (Şekil 5.19). Diğer bütün eğrilerde (Şekil 5.15, Şekil 5.16, Şekil 5.17, Şekil 5.18, Şekil 5.20 ve Şekil 5.21) düzgün olmayan ve az miktarlarda basınç düşümleri gözlemlense de yüksek miktardaki basınç dalgalanmaları nedeniyle bundan fayda sağlanması mümkün olmayacaktır. Şekil 5.22 ‘deki eğri incelendiğinde, 4 mm genlik ve 20 Hz frekans için yapılan titreşimli denemede en yüksek basıncın 55 bar seviyesine kadar düştüğü tespit edilmiştir. Titreşim silindiri yerine orijinal rot ile yapılan testlerde aynı araç ve ön aks yükü için en yüksek basıncın 104 bar mertebesinde ölçüldüğü dikkate alınırsa %47 oranında anlamlı bir basınç düşüşünden bahsedilebilir.

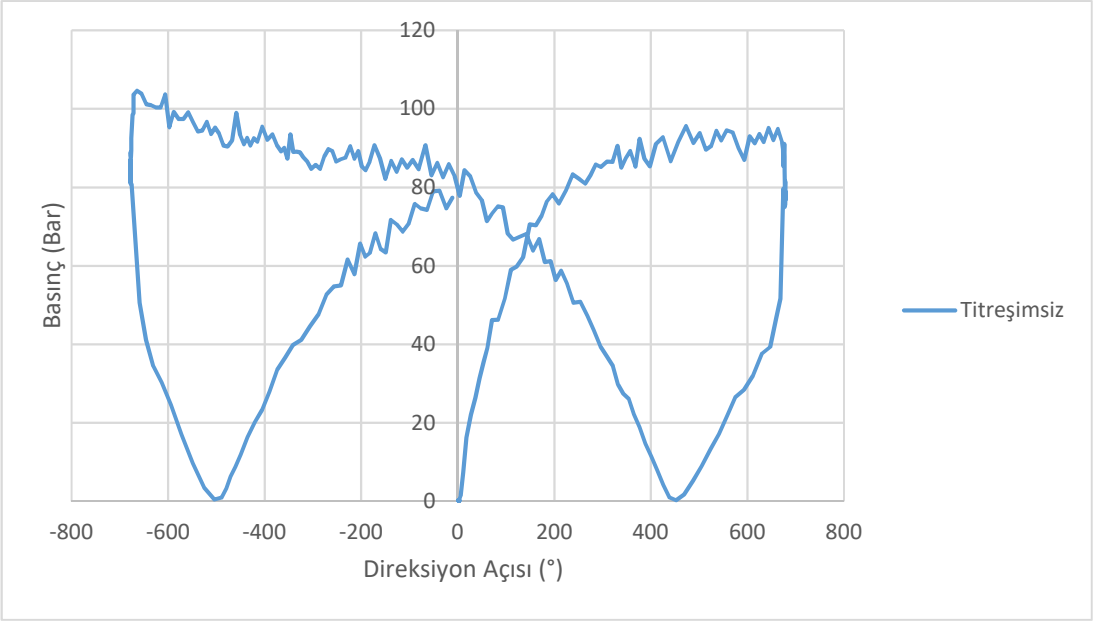
Elde edilen sonucun tekrarlanabilirliğinden emin olmak için test aynı şartlarda ve aracın pozisyonu ilerletilerek birçok defa tekrar edilmiştir. Yapılan testler sonunda 4 mm genlik ve 20 Hz titreşim frekansı ile aracı dümenlemek için gerekli torkun karşılığı olan basının kayda değer bir miktarda düştüğü doğrulanmıştır. Bölüm 4 'te bahsedildiği üzere değişik frekans ve genliklerde arka arkaya yapılan testlerde her test öncesi aracın pozisyonu değiştirilmiştir. Böylelikle bir önceki testte zemin ile etkileşim halinde olan tekerin zeminin sürtünme katsayısını değiştirmiş olma ihtimaline karşı önlem alınmış olmaktadır. Genlik ve titreşim frekansı sabit tutularak aracın çeşitli pozisyonlarında tekrarlanan bütün bu doğrulama testleri içinde en yüksek ve en düşük basınç düşümü elde edilen testlerin sonuçları Şekil 5.23 'de bir arada sunulmuştur. Basınç ihtiyacındaki azalma dolayısıyla güç tasarrufu en az basınç düşümünün olduğu durumda bile %40 olarak gerçekleşmektedir.

Şekil 5.24 'de orijinal rot ile ve titreşimsiz direksiyon simidi torkunun direksiyon simidi açısına göre değişimi verilmiştir. Buradaki tork değerleri yaklaşık +/- 5 Nm mertebesinde ölçülmüştür. Bundan sonraki bütün testler (Şekil 5.25 'den Şekil 5.34 'e kadar) bu eğri ile karşılaştırılarak verilmiştir. 2 mm genlik için, 4 Hz (Sekil 5.25), 8 Hz (Şekil 5.26), 10 Hz (Sekil 5.27), 12 Hz (Şekil 5.28), 14 Hz (Şekil 5.29), 16,7 Hz (Şekil 5.30) ve 20 Hz (Şekil 5.31) titreşim frekansları ile yapılmıştır. Benzer şekilde 4 mm genlik için 10 Hz (Şekil 5.32), 14 Hz (Şekil 5.33) ve 20 Hz (Şekil 5.34) titreşim frekansları ile yapılmıştır. Ele gelen tork değerleri (tork dalgalanmalarının ortalama değerleri dikkate alınırsa) yaklaşık +/- 5 Nm arasında ölçülmüştür. Değiştirilen parametrelerin ele gelen torka anlamlı bir etkisi olmamıştır. Ancak özellikle bazı genlik ve frekanslarda ele gelen torktaki dalgalanmalar kayda değer bir artış göstermiştir.

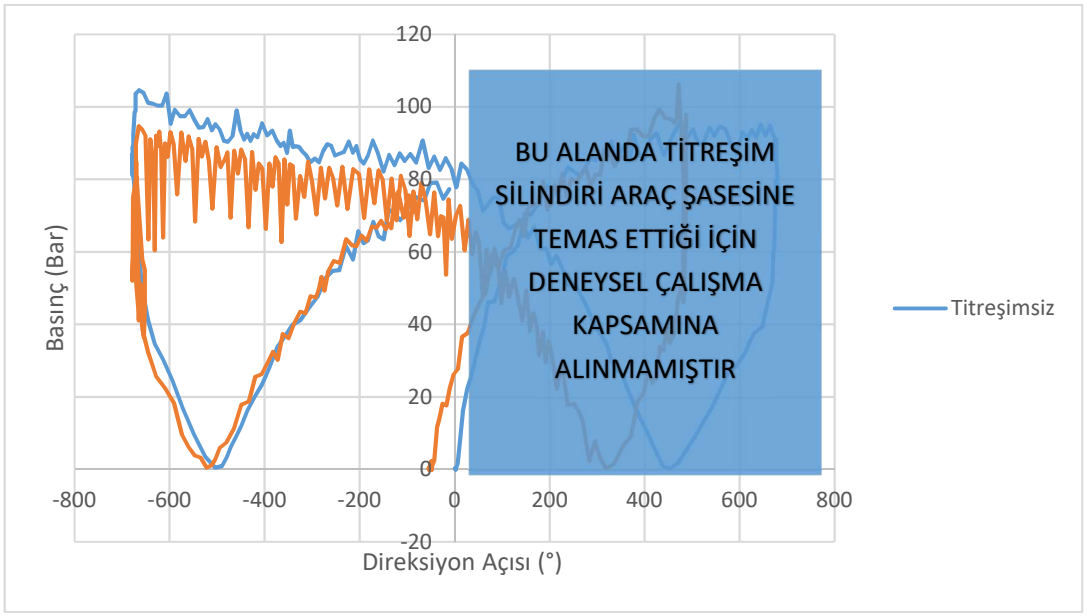
2 mm genlik için 4, 8 ve 10 Hz 'de yapılan testlerde (Şekil 5.25, Şekil 5.26 ve Şekil 5.27) oluşan tork dalgalanmaları ihmal edilecek kadar küçüktür. Lakin aynı genlik için 12, 14 ve 16,7 Hz 'de yapılan testlerde (Şekil 5.28, Şekil 5.29, Şekil 5.30) tork dalgalanmaları grafiklere yansımış, aynı zamanda direksiyon simidine temas eden sürücü vasıtasıyla sübjektif olarak hissedilmiştir. Oluşan tork dalgalanmaları sübjektif olarak rahatsız edicidir. Yine 2 mm genlik için 20 Hz 'de yapılan test (Şekil 5.31) esnasında torkta herhangi bir dalgalanma oluşmamıştır.

4 mm genlik için 10 Hz ve 14 Hz 'de yapılan testlerde (Şekil 5.32 ve Şekil 5.33) oluşan tork dalgalanmaları ihmal edilemeyecek kadar büyüktür. Grafiklere yansımış, aynı zamanda direksiyon simidine temas eden sürücü vasıtasıyla sübjektif olarak hissedilmiştir. Oluşan basınç dalgalanmaları sübjektif olarak rahatsız edicidir.

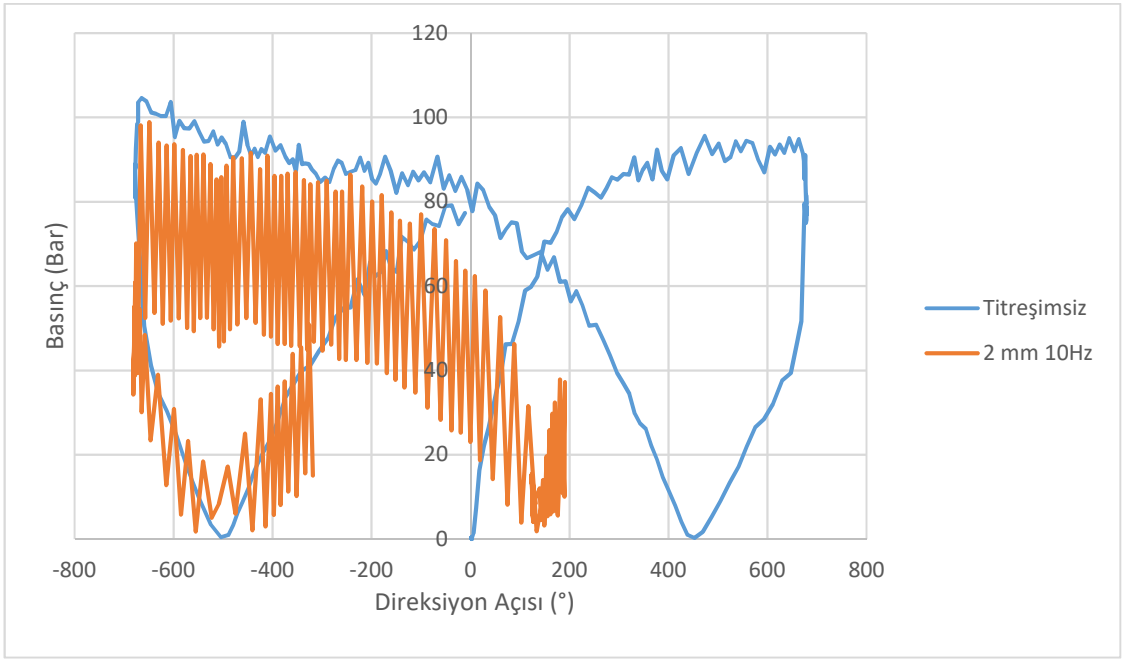
Aynı zamanda en yüksek basınç düşümünün sağlandığı 4 mm genlik ve 20 Hz titreşim frekansı ile yapılan test (Şekil 5.34) esnasında ele gelen torkta herhangi bir dalgalanma oluşmamıştır. Ele gelen torklar 4 mm genlik ve 20 Hz titreşim frekansı ve titreşimsiz orijinal durum için her iki durumda da 5 Nm olarak ölçülmüştür ve anlamlı bir fark yoktur (Şekil 5.34). 4mm ve 20 Hz için direksiyon simidindeki titreşimin insana (sürücüye) etkisi objektif ve sübjektif olarak değerlendirilmiştir. Objektif ölçüm sonuçlarına ve sübjektif olarak sürücü hissiyatına göre olumsuz bir bulguya rastlanmamıştır.



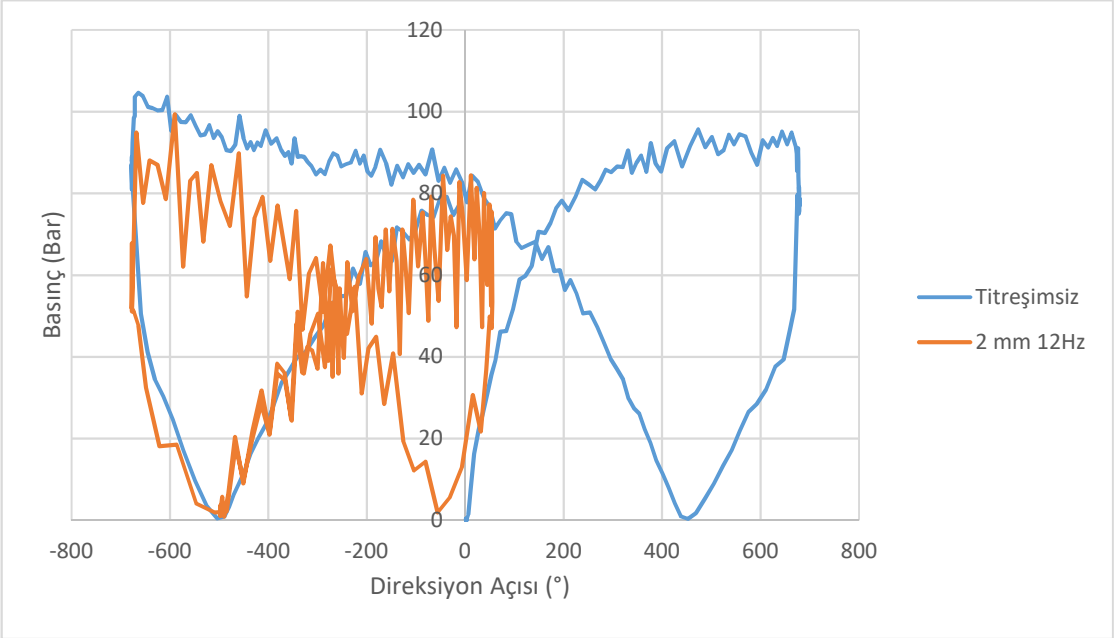
Şekil 5.13. Orijinal rot ile (titreşimsiz) direksiyon giriş basıncın direksiyon simidi açısına göre değişimi



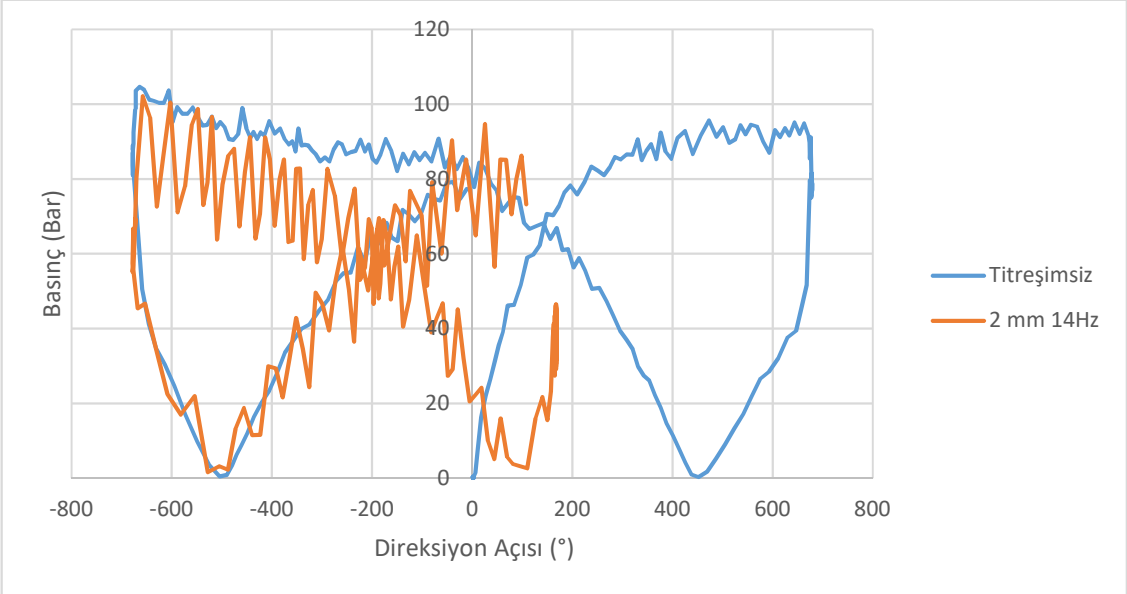
Şekil 5.14. Titreşimsiz ve 2 mm, 4Hz titreşimli direksiyon giriş basıncın direksiyon simidi açısına göre değişimi



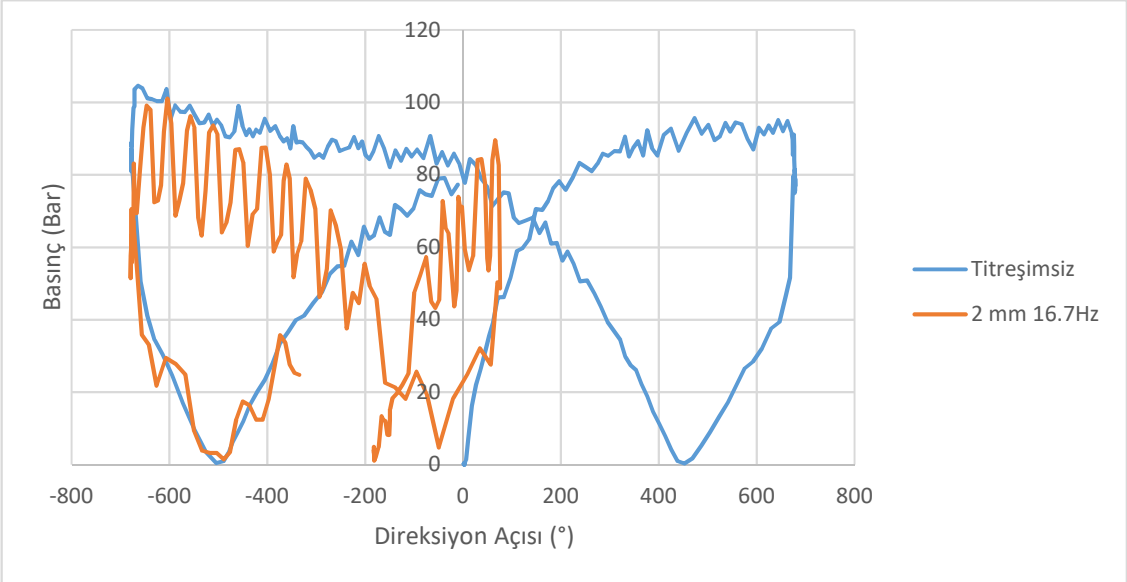
Şekil 5.15. Titreşimsiz ve 2 mm, 10Hz titreşimli direksiyon giriş basıncın direksiyon simidi açısına göre değişimi



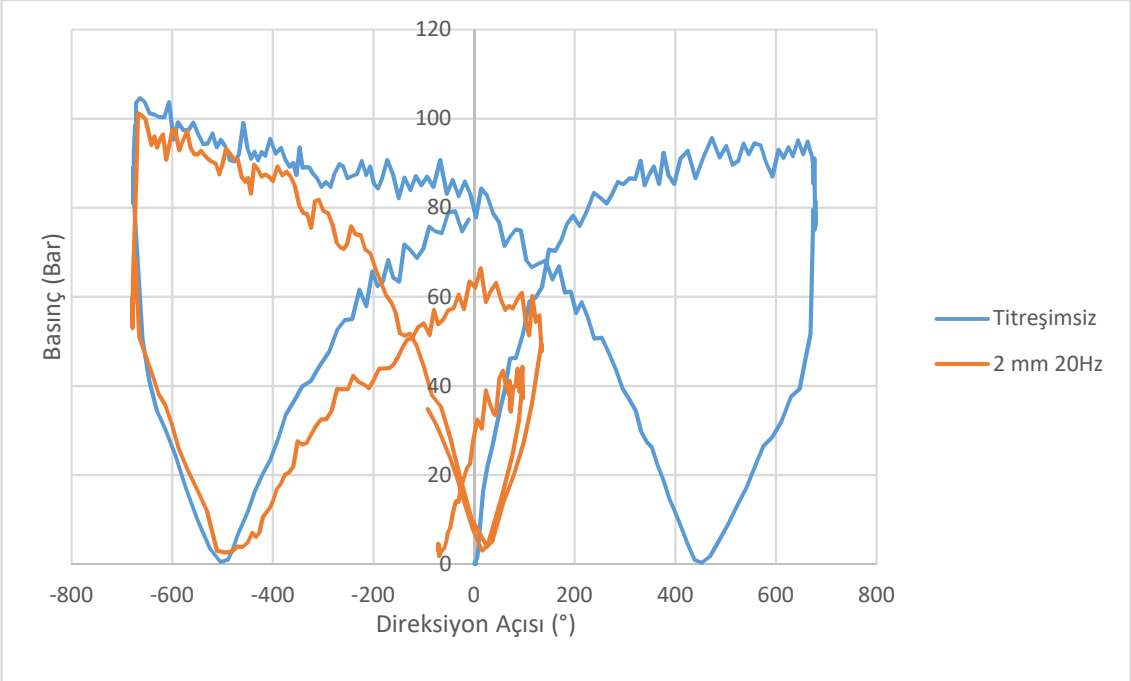
Şekil 5.16. Titreşimsiz ve 2 mm, 12Hz titreşimli direksiyon giriş basıncın direksiyon simidi açısına göre değişimi



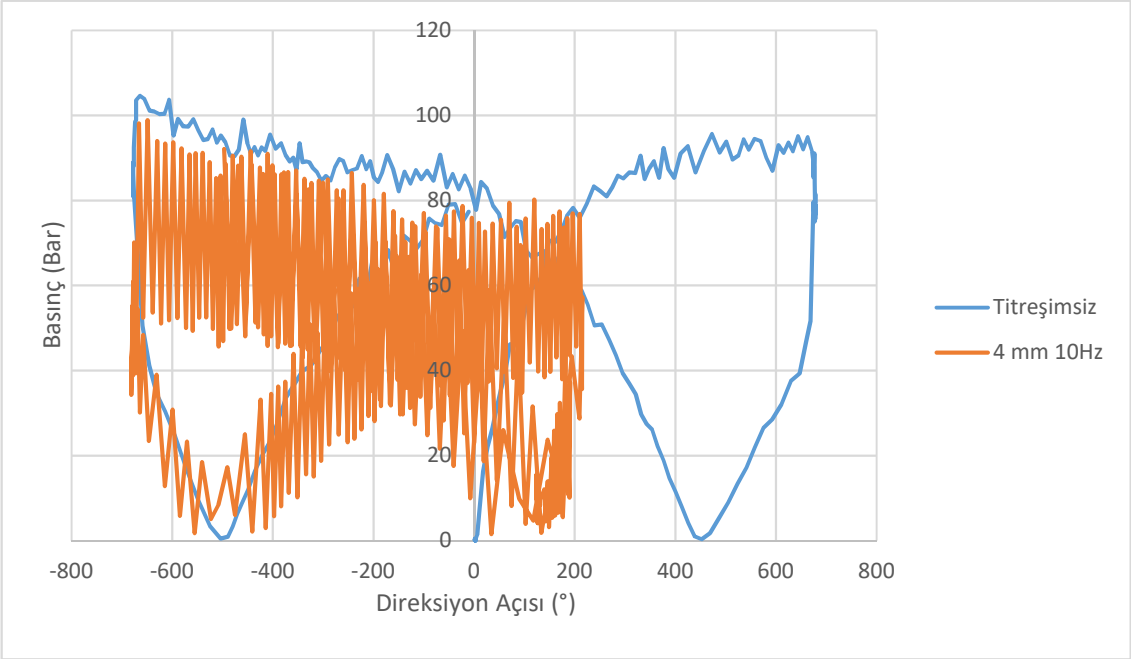
Şekil 5.17. Titreşimsiz ve 2 mm, 14Hz titreşimli direksiyon giriş basıncının direksiyon simidi açısına göre değişimi



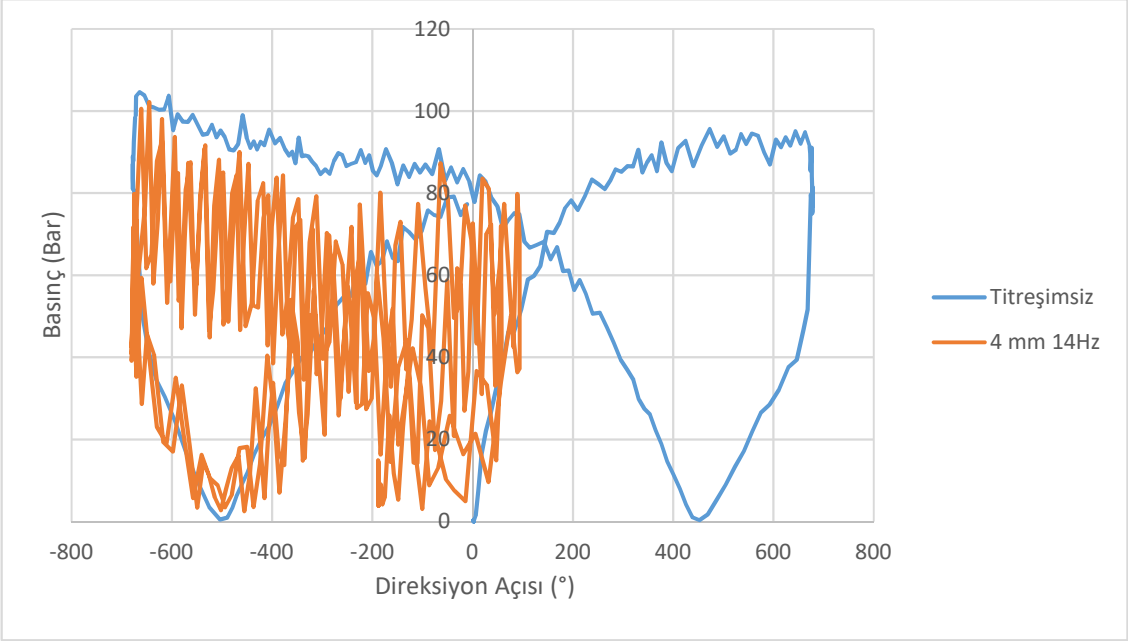
Şekil 5.18. Titreşimsiz ve 2 mm, 16.7 Hz titreşimli direksiyon giriş basıncının direksiyon simidi açısına göre değişimi



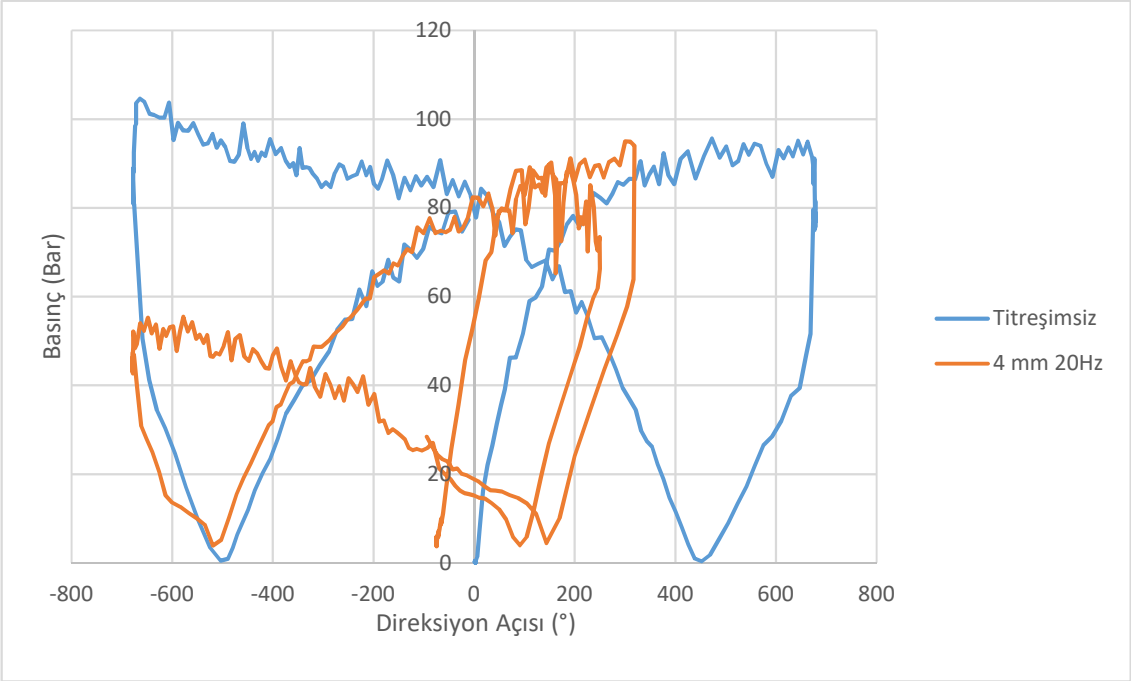
Şekil 5.19. Titreşimsiz ve 2 mm, 20 Hz titreşimli direksiyon giriş basıncının direksiyon simidi açısına göre değişimi



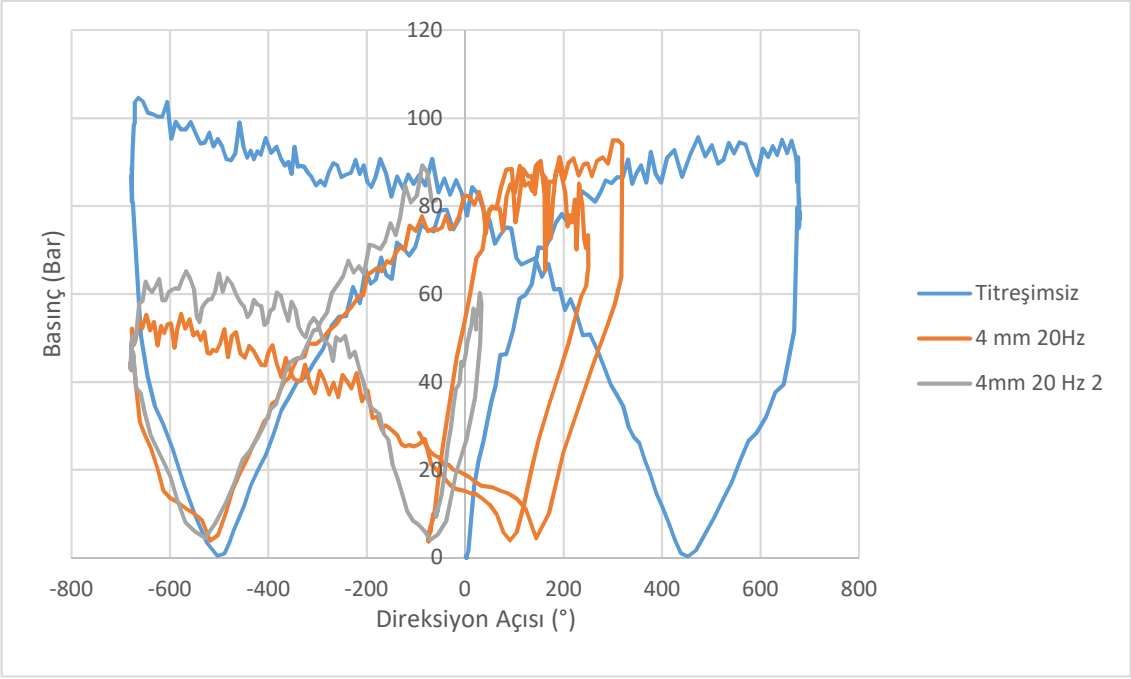
Şekil 5.20. Titreşimsiz ve 4 mm, 10 Hz titreşimli direksiyon giriş basıncının direksiyon simidi açısına göre değişimi



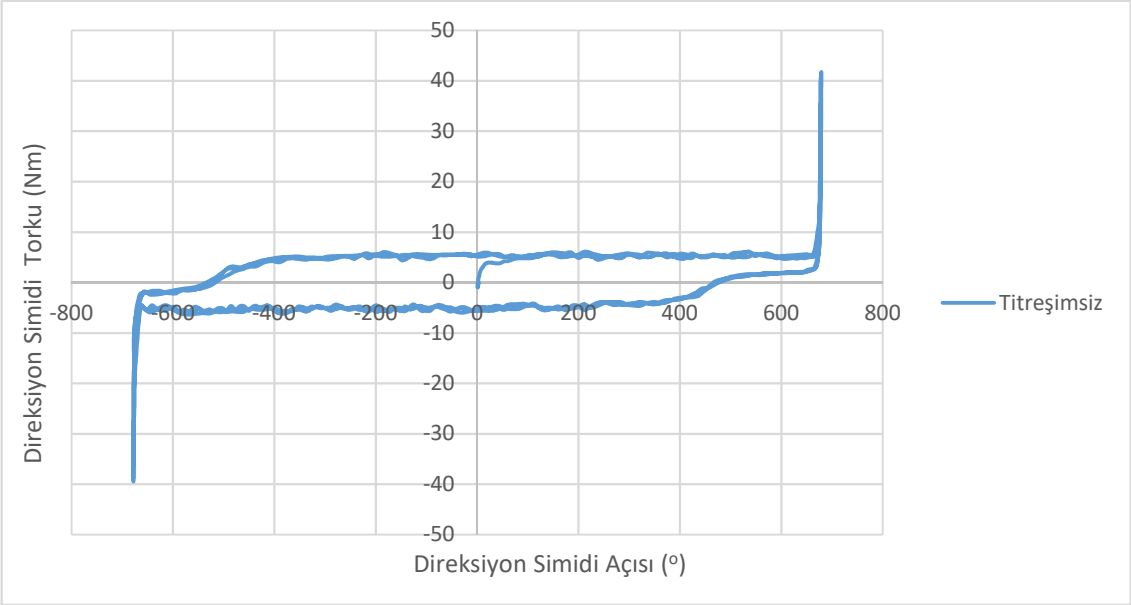
Şekil 5.21. Titreşimsiz ve 4 mm, 14 Hz titreşimli direksiyon giriş basıncının direksiyon simidi açısına göre değişimi



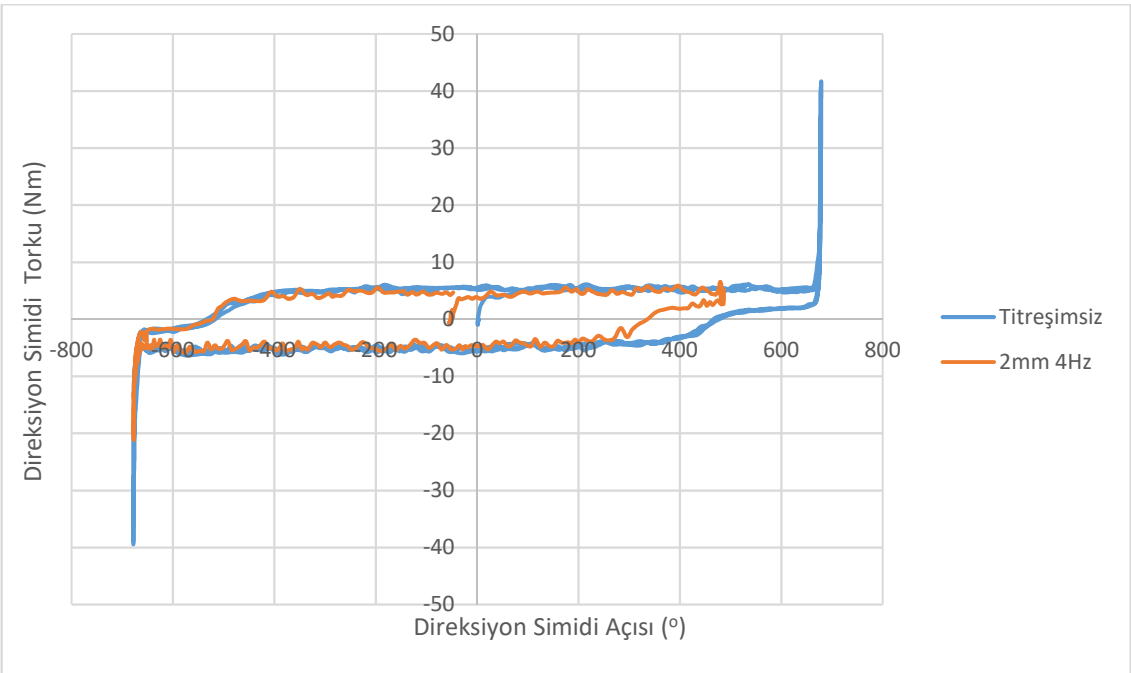
Şekil 5.22. Titreşimsiz ve 4 mm, 20 Hz titreşimli direksiyon giriş basıncının direksiyon simidi açısına göre değişimi



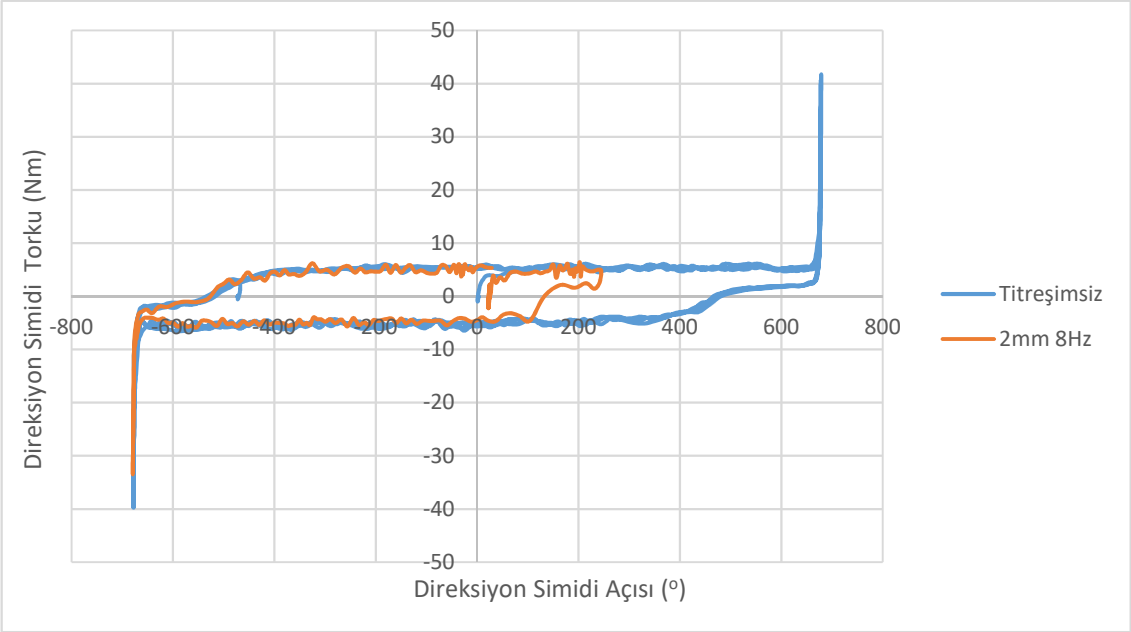
Şekil 5.23. Titreşimsiz ve 4 mm, 20 Hz titreşimli ile 4 mm, 20 Hz 2 (tekrar) direksiyon giriş basıncının direksiyon simidi açısına göre değişimi



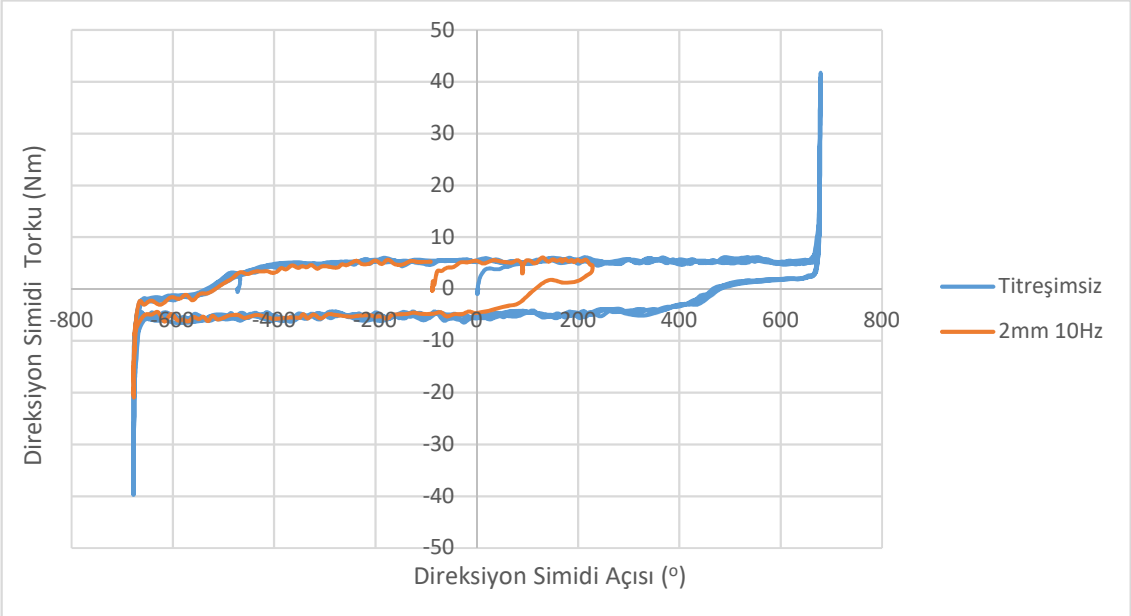
Şekil 5.24. Orijinal rot ile (titreşimsiz) direksiyon simidi torkunun direksiyon simidi açısına göre değişimi



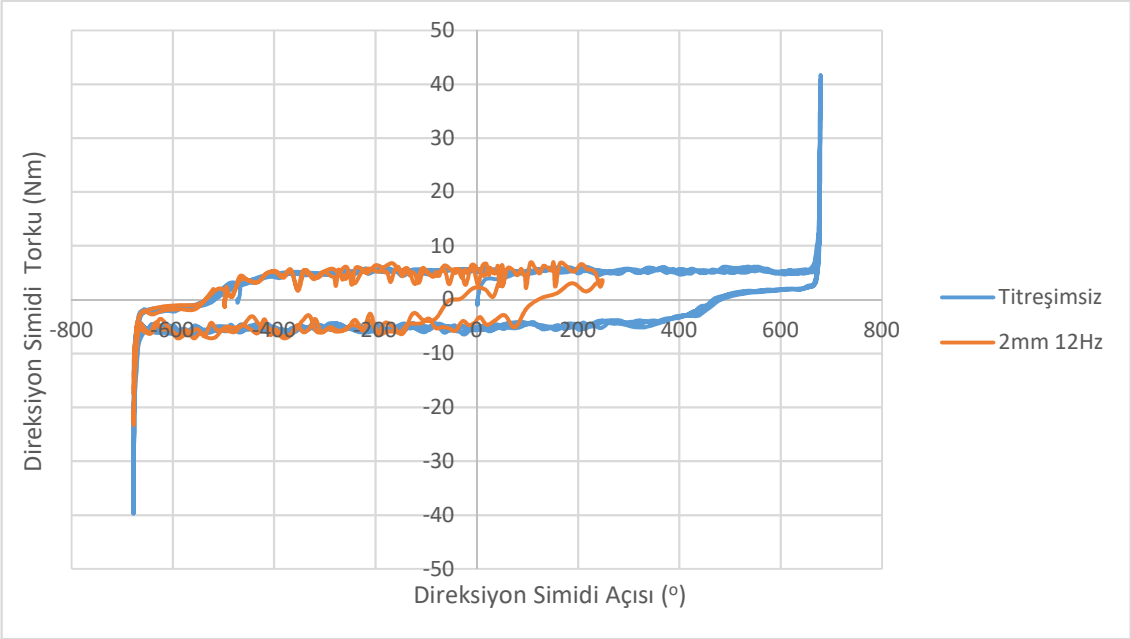
Şekil 5.25. Titreşimsiz ve 2mm, 4 Hz titreşimli direksiyon simidi torkunun direksiyon simidi açısına göre değişimi



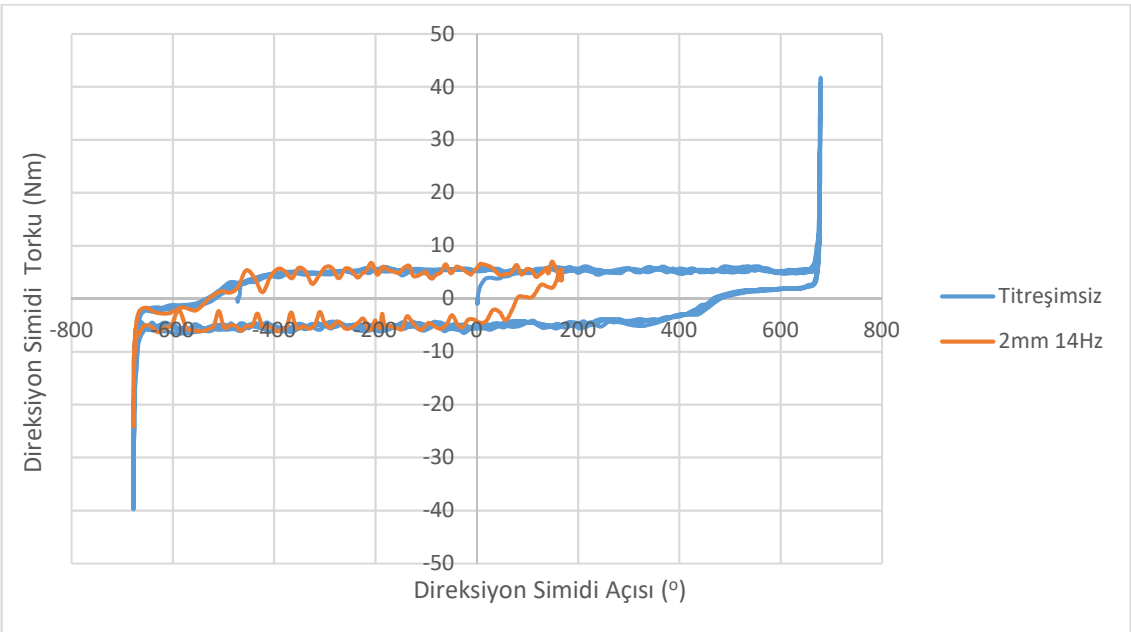
Şekil 5.26. Titreşimsiz ve 2mm, 8 Hz titreşimli direksiyon simidi torkunun direksiyon simidi açısına göre değişimi



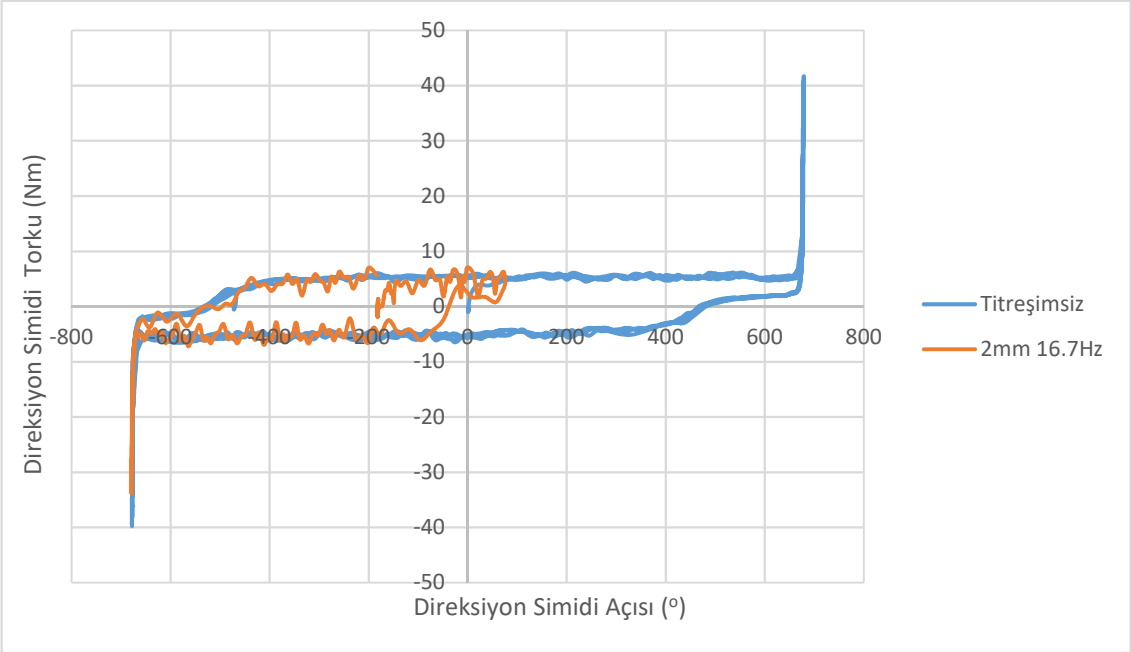
Şekil 5.27 Titreşimsiz ve 2mm, 10 Hz titreşimli direksiyon simidi torkunun direksiyon simidi açısına göre değişimi



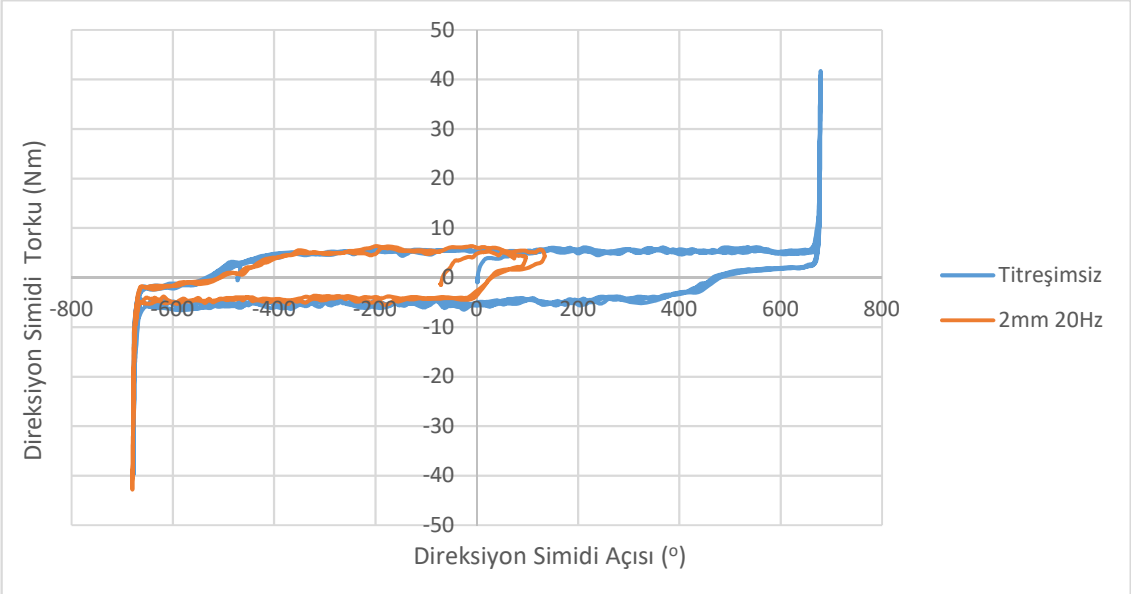
Şekil 5.28. Titreşimsiz ve 2mm, 12 Hz titreşimli direksiyon simidi torkunun direksiyon simidi açısına göre değişimi



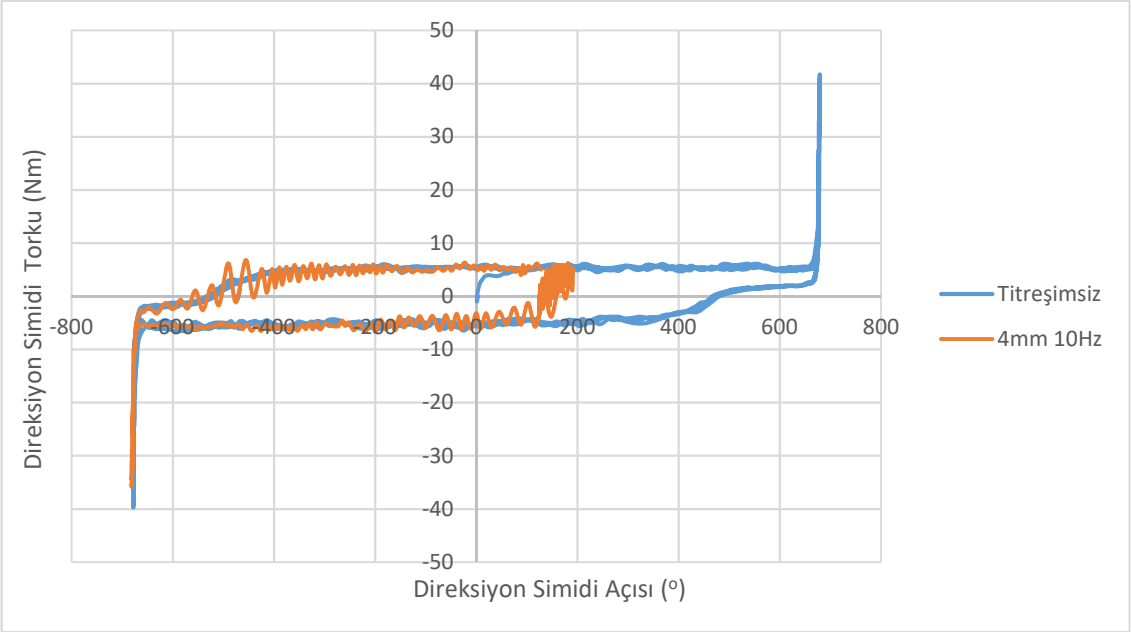
Şekil 5.29. Titreşimsiz ve 2mm, 14 Hz titreşimli direksiyon simidi torkunun direksiyon simidi açısına göre değişimi



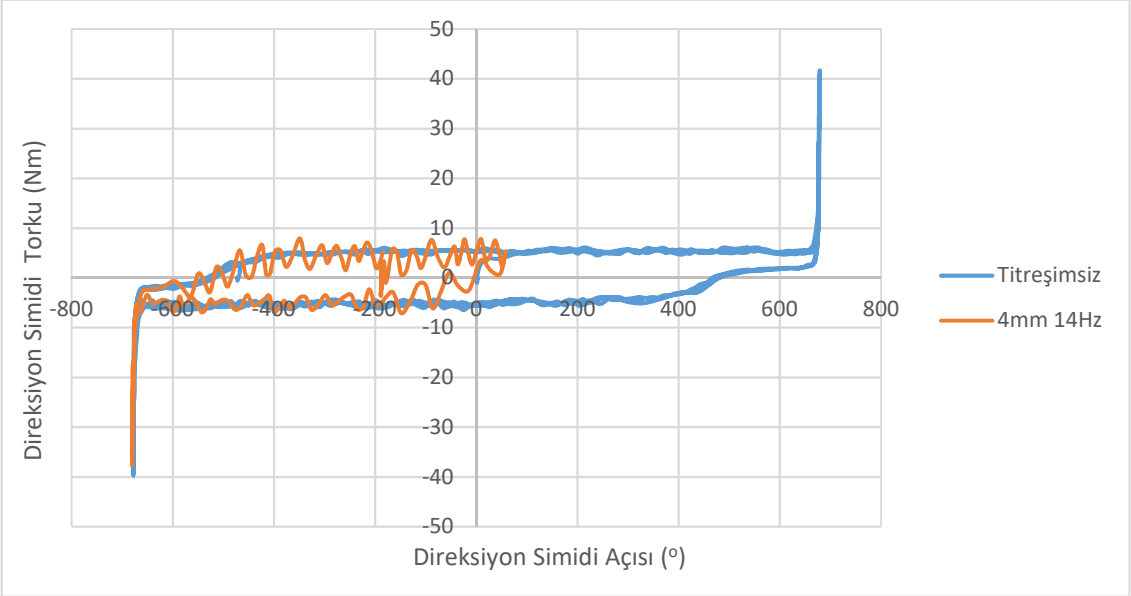
Şekil 5.30. Titreşimsiz ve 2mm, 16.7 Hz titreşimli direksiyon simidi torkunun direksiyon simidi açısına göre değişimi



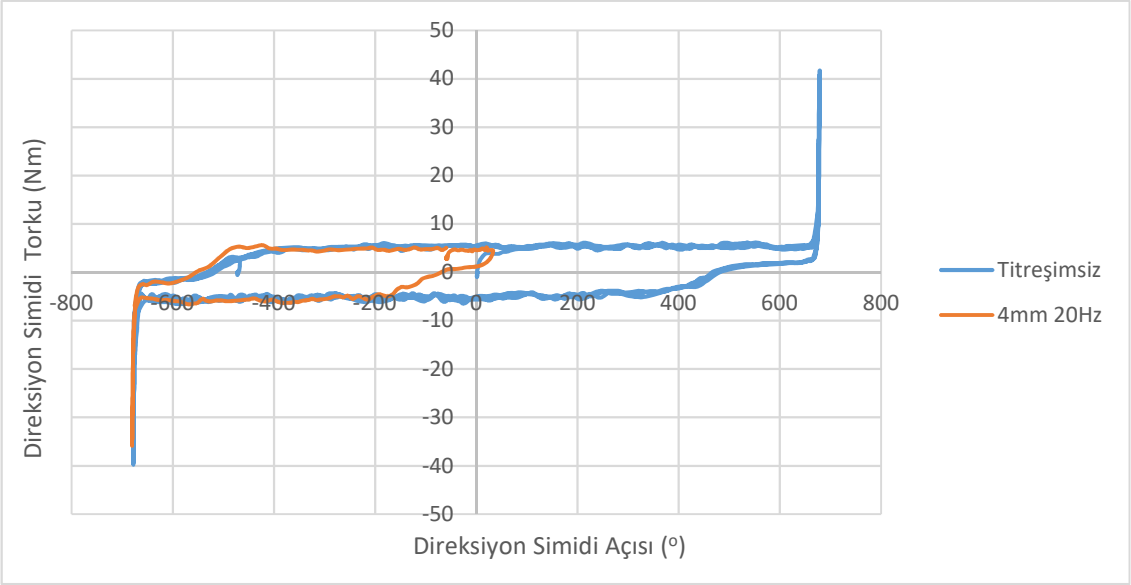
Şekil 5.31. Titreşimsiz ve 2mm, 20 Hz titreşimli direksiyon simidi torkunun direksiyon simidi açısına göre değişimi



Şekil 5.32. Titreşimsiz ve 4mm, 10 Hz titreşimli direksiyon simidi torkunun direksiyon simidi açısına göre değişimi

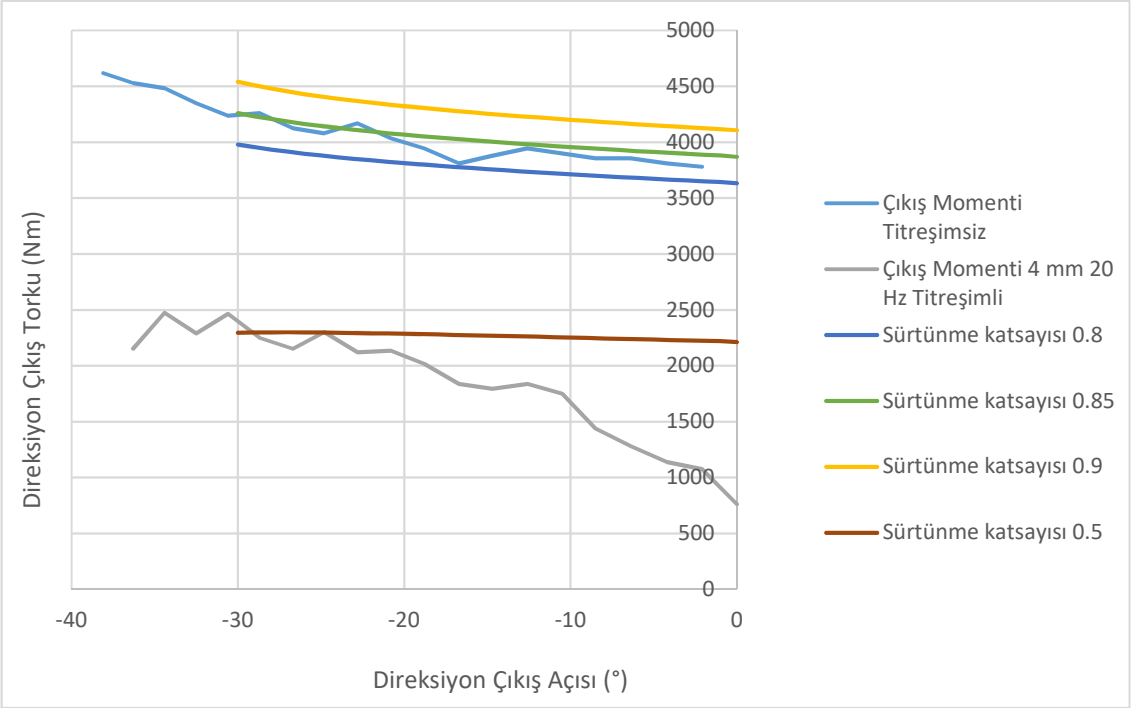


Şekil 5.33. Titreşimsiz ve 4mm, 14 Hz titreşimli direksiyon simidi torkunun direksiyon simidi açısına göre değişimi



Şekil 5.34. Titreşimsiz ve 4mm, 20 Hz titreşimli direksiyon simidi torkunun direksiyon simidi açısına göre değişimi

Şekil 5.35'te titreşimsiz ve 4 mm, 20 Hz titreşimli test verileri çeşitli sürtünme katsayısı değerleri ile teorik olarak hesaplanan direksiyon kutusu çıkış torku verileri ile karşılaştırılmıştır. Burada deneysel olarak elde edilen basınç verileri direksiyon kutusu değişken tahvil oranı dikkate alınarak torka dönüştürülmüştür. Titreşimsiz sürtünme katsayısı 0.85, titreşimli sürtünme katsayısı değeri yaklaşık 0.5 olarak elde edilmiştir.



Şekil 5.35. Titreşimsiz ve 4mm, 20 Hz titreşimli hesaplanan ve teorik hesaplanan (μ=0.5, 0.8, 0.85 ve 0.9 için) direksiyon simidi torkunun direksiyon simidi açısına göre değişimi

BÖLÜM 6

GENEL SONUÇLARIN DEĞERLENDİRMESİ

Bu tezde ağır ticari araçlarda dümenleme kuvvetlerinin büyüklüğünü belirleyen en önemli faktör olan teker yol arasındaki sürtünme katsayısı kontrollü titreşim yardımı ile düşürülmüş ve titreşim hızı ve genliğine bağlı olarak değişen bir dinamik sürtünme katsayısı elde edilmiştir. Direksiyon kutusu ve tekerler arasındaki mekanizma kısmına odaklanılarak mekanizma çubuklarında kontrollü titreşim oluşturacak yeni bir sistem tasarlanmıştır. Kısa rot yerine geçen parça, belirlenen genlik ve frekansta uzatılıp kısaltılmak suretiyle çeşitli genlik ve frekans değerleri için kontrollü titreşim sağlanarak teker yol arasındaki sürtünme sürekli dinamik sürtünmede tutulmuştur. Tasarlanan yeni sistem matematiksel olarak modellenmiş ve sonrasında da deneysel olarak doğrulanmıştır. Böylelikle titreşim frekansı ve genliğinin teker ile yol arasındaki sürtünme katsayısını en düşük dinamik sürtünme katsayısına dönüştürecek uygun değerlerini belirlemek için çalışılmıştır.

Araç testlerinin sonuçlarına göre; yeni tasarlanan sistem ile yapılan testlerde aracın orijinal tasarımı kısa rot ile yapılan testlere göre dümenleme kuvvetlerinde ölçülebilir ve anlamlı bir azalma tespit edilmiş, buna bağlı azalan yeni dinamik sürtünme katsayısı da tespit edilmiştir.

Tasarlanan yeni sistem sayesinde elde edilen fayda ağır ticari araçlarda iki şekilde avantaja çevrilebilir. Birincisi mevcut direksiyon sistem korunarak özellikle şantiye araçları gibi aşırı yükleme şartlarının (müsaade edilen taşıma limitlerinin üzerinde) çok yaşandığı uygulamalarda yeni sistem gerektiğinde devreye sokulabilir ve bu şartlarda bile aracın dümenlenmesi sağlanabilir. İkincisi ise mevcut direksiyon sistemi küçültülerek

(debi, basınç ve buna bağlı mekanik tasarımın küçültülmesi) sadece gerektiğinde yeni sistem devreye sokulabilir. Böylelikle dümenleme kuvvetlerinin yüksek olduğu statik dümenleme şartlarında teker-yol arası sürtünme katsayısı dolayısıyla dümenleme kuvvetleri düşürülebilir.

Bu çalışma kapsamında tasarlanan yeni sistem sayesinde teker yol arası sürtünme katsayısı düşürülmüş ve direksiyon sistemi için özellikle aracın durağan olduğu statik dümenleme şartları için avantaj sağlanmıştır. Ancak aracın hareketli olduğu, dümenleme kuvvetlerinin düştüğü ve yol tutuşunun önemli hale geldiği sürüş şartlarında teker yol arası sürtünme katsayısının düşürülmesi istenmez. Bu durumda sürüş güvenliğinin garanti altına alınması için yeni tasarlanan sistemin aracın sadece durağan ya da araç dinamiğine uygun olarak çok düşük hızlarda devreye sokulması tavsiye edilir.

Oluşturulan kontrollü titreşimin sisteme mekanik bağlı olan direksiyon simidine ve direksiyon simidine doğrudan temas eden sürücüye olan etkileri de objektif ve sübjektif olarak değerlendirilmiştir. Araç testini gerçekleştiren deneyimli test şoförünün sübjektif değerlendirmesi ve test verilerinin objektif değerlendirmesi sonucu yeni sistemin rahatsız edici bir etkisinin olmadığı tespit edilmiştir.

Bu çalışmanın sonunda elde edilen sonuçlar ağır ticari araçların direksiyon sistemleri için geçerlidir. Bundan sonrası için bu çalışma ışığında binek araçlar, iş makineleri ve tarım traktörleri gibi farklı araç gurupları için çalışma yapılabilir ve aynı yöntemin uygulanabilirliği araştırılabilir.

Bu çalışmada hidrolik destekli direksiyon sistemine uygulanan kontrollü titreşim, harici bir kontrol ünitesi ile sağlanmıştır. Tasarlanan yeni sistemin seri imalat koşullarında araçlara uygulanmasına karar verilirse araç üzerinde kontrollü titreşim sağlayacak ve direksiyon sistemine entegre edilmiş yeni bir mobil ekipmanın tasarlanması gerekecektir.

KAYNAKLAR

Ahn, C., Peng, H., & Tseng, H. E. (2012). Robust estimation of road friction coefficient using lateral and longitudinal vehicle dynamics. *Vehicle System Dynamics*, *50*(6), 961–985. https://doi.org/10.1080/00423114.2012.659740

Ahn, C. S. (2011). *Robust Estimation of Road Friction Coefficient for Vehicle Active Safety Systems*. University of Michigan.

Automated and efficient for the future. (2016). www.bosch-mobility-solutions.com

Balaramakrishna, N., & Kumar, R. K. (2009). A study on the effect of different tyre imperfections on steering wheel vibration. *Vehicle System Dynamics*, *47*(6), 753–770. https://doi.org/10.1080/00423110802398194

Council Directive 70/311/EEC. (1970). https://eur-lex.europa.eu/legal-content/en/ALL/?uri=CELEX%3A31970L0311

Devecili, A. O., & Uymaz, G. (2016). Östemperleme Isıl İşlem Sıcaklığının En GJS 600-3 Sfero Döküm Malzemede Mekanik Özelliklere Etkisi ve Hidrolik Direksiyon Kutusuna Uygulanması. *Makina Tasarım ve İmalat Dergisi*, *14*(2), 47–53.

Dizayn Operasyon Bakım Muayene. (2017). *Hema Hidrolik direksiyon sistemleri*. Tekirdağ: HEMA Endüstri A.Ş.

Durstine, J. W. (1973). The truck steering system from hand wheel to road wheel. *SAE Technical Papers*, *82*(1973), 93–150. https://doi.org/10.4271/730039

Eidehall, A. (2007). *Tracking and threat assessment for automotive collision avoidance*. Department of Electrical Engineering, Linköpings universitet.

Ellis, G. (2012). Nonlinear Behavior and Time Variation. *Control System Design Guide* (s. 235–260). https://doi.org/10.1016/B978-0-12-385920-4.00012-6

Erdelyi, H., Talaba, D., & Gîrbacia, F. (2009). Virtual Prototyping of an Automobile Steering System using Haptic Feedback. *Sensors, Sıgnals, Vısualızatıon, Imagıng, Sımulatıon And Materıals,* ISSN: 1790-5117, ISBN: 978-960-474-135-9

ERTRAC. (2012). European Roadmap Heavy Duty Truck. Cilt 1. *European Road Transport Research Advisory Council*. https://www.ertrac.org/uploads/

documentsearch/id4/heavy-duty-truck-1_0_66.pdf

Ghandour, R., Victorino, A., Doumiati, M., & Charara, A. (2010). Tire/road friction coefficient estimation applied to road safety. *18th Mediterranean Conference on Control and Automation, MED'10 - Conference Proceedings*, 1485–1490. https://doi.org/10.1109/MED.2010.5547840

Giacomin, J., & Fustes, F. (2005). Subjective equivalence of steering wheel vibration and sound. *International Journal of Industrial Ergonomics*, *35*(6), 517–526. https://doi.org/10.1016/j.ergon.2004.11.004

Gough, V. E. (1953). The Application of Power Assistance to the Steering of Wheeled Vehicles. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Automobile Division*, *7*(1), 69–94. https://doi.org/10.1243/pime_auto_1953_000_013_02

Gustafsson, F. (1998). Monitoring Tire-Road Friction Using The Wheel Slip. *IEEE Control Systems*, *18*(4), 42–49. https://doi.org/10.1109/37.710877

Heisler, H. (2002). Vehicle Technology. *Advanced Vehicle Technology*. https://doi.org /10.1016/B978-075065131-8/50015-4

https://www.hemaendustri.com.tr/ticari-arac-direksiyon-sistemleri

https://www.hemaendustri.com.tr/yag-tanki

Koehn, P., & Eckrich, M. (2004). Active steering - The BMW approach towards modern steering technology. *SAE Technical Papers*. https://doi.org/10.4271/2004-01-1105

Li, B., Du, H., & Li, W. (2013). A novel cost effective method for vehicle tire-road friction coefficient estimation. *2013 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics: Mechatronics for Human Wellbeing, AIM 2013*, 1528–1533. https://doi.org/10.1109/AIM.2013.6584312

Li, Y., Zhang, J., & Guan, X. (2012). Estimation of vehicle parameters and road friction using steering torque and wheel speeds. *WSEAS Transactions on Systems*, *11*(1), 1–11.

Ludema, K. C. (2001). Tribology. B. Bhushan (Ed.), *Modern Tribology Handbook*. Boca Raton: CRC Press.

Mallick, P. K. (2010). Materials, design and manufacturing for lightweight vehicles. *Materials, Design and Manufacturing for Lightweight Vehicles*. https://doi.org/10.1533/9781845697822

Miyazaki, H. (2008). Technıcal Trends In Steerıng Systems. *Proceedings of the JFPS International Symposium on Fluid Power*, *2008*(7–1), 133–136. https://doi.org/10.5739/isfp.2008.133

Nishiyama, S., Uesugi, N., Takeshima, T., Kano, Y., & Togii, H. (2000). Research on vibration characteristics between human body and seat, steering wheel, and pedals

(effects of seat position on ride comfort). *Journal of Sound and Vibration*, *236*(1), 1–21. https://doi.org/10.1006/jsvi.2000.2862

Ozan, B. (2012). *Steerıng System Optımızatıon of a Heavy-Commercıal Vehıcle to Improve Straıght Ahead Controllabılıty Usıng Kınematıcs&Amp;Compliance Analysıs* (İstanbul Technical University, Institute of Science and Technology). http://hdl.handle.net/11527/3830

Pacejka, H. B. (2006). *Tyre and vehicle dynamics*. Butterworth-Heinemann.

Pacejka, Hans B., & Bakker, E. (1992). The magic formula tyre model. *Vehicle System Dynamics*, *21*(sup1), 1–18. https://doi.org/10.1080/00423119208969994

Popov, V. L. (2010). *Contact Mechanics and Friction: Physical Principles and Applications* (1. baskı). https://doi.org/10.1007/978-3-642-10803-7

Rahman, M. F. (2009). Electric Power Assisted Steering System for Automobiles. *Electrical Engineering* (C. 3, s. 26)

Rill, G. (2008). First Order Tire Dynamics. *III European Conference on Computational Mechanics*, (June), 776–776. https://doi.org/10.1007/1-4020-5370-3_776

Rill, G. (2009). *Vehicle Dynamics, Lecture Notes*. https://www.scribd.com/document/177089611/Vehicle-Dynamics-Notes

Schallamach, A. (1971). Skid Resistance and Directional Control. Clark Samuel K (Ed.), *Mechanics of Pneumatic Tires* (s. 502–544) tarihinde https://archive.org/stream/mechanicsofpneum122gehm/mechanicsofpneum122gehm_djvu.txt

Schmitt, P. D. (2003). Prediction of static steering torque during brakes-applied parking maneuvers. *SAE Technical Papers*. https://doi.org/10.4271/2003-01-3430

Schorn Matthias. (2006). On Electrohydraulic Pressure Control for Power Steering Applications: Active - Alessandro Dell'Amico - Google Kitaplar. 14 Ekim 2019 https://books.google.com.tr/books?id=7Y4QDAAAQBAJ&pg=PA186&lpg=PA186&dq=Matthias,+Schorn.+(2006),+"Nonlinear+Trajectory+Control+for+Automatic+Steering+of+a+Collision+Avoiding+Vehicle".+In:+American+Control+Conference.&source=bl&ots=djheo2u7Zw&sig=ACfU3U0N

Söylemez, E. (2017). Mekanizma Tekniği: Cilt 1. *Makine Teorisi*. İstanbul: Birsen

Svendenius, J. (2007). *Tire Modeling and Friction Estimation*. Department of Automatic Control, Lund Institute of Technology, Lund University.

Taborek, J. J. (1957). Mechanics of Vehicles. 2: Cornering and Directional Control. *Mach. Des*., **29**(12), (s.130–135)

TRW Automotive. (2008). *Commercial Steering Systems Steering System Maintenance Guidelines*. https://www.trwaftermarket.com/us/products/heavy-duty/service-literature/steering-gears/

Uymaz, G., Kesici, E., & Karaahmetoğlu, R. (2017). *Elektro Hidrolik Direksiyon Sistemi Geliştirilmesi*. 541–542, 2. Uluslararası Mühendislik Mimarlık ve Tasarım Kongresi.

Wang, Q. J., & Chung, Y.-W. (2013). Tribology. Içinde *Encyclopedia of Tribology* (s. 3816–3818). https://doi.org/10.1007/978-0-387-92897-5_1320

Yazı, C. (2019). Ağır Ticari Araçlar İçin Elektro Hidrolik Direksiyon. *Mühendis ve Makina Güncel*, (32). www.mmo.org.tr

Žnidarič, A. (2015). *Heavy-Duty Vehicle Weight Restrictions in the EU Enforcement and Compliance Technologies.* Ljubljana: ZAG

ÖZGEÇMİŞ

1975 yılında Coesfeld/Almanya'da doğdu. İlk ve orta öğrenimini Edirne'de tamamladı. 1997 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden mezun oldu. 1999 yılından itibaren Endüstri A.Ş.'de Tasarım Mühendisi olarak çalışmaya başladı. 2014 yılında Namık Kemal Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında yüksek lisansını tamamladı. Halen Endüstri A.Ş. Ar-Ge Merkezinde Hidrolik Ürünlerden Sorumlu Tasarım Müdürü olarak görev yapmaktadır. Evli ve 2 çocuk babasıdır.