

**DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TİCARİ KARAYOLU TAŞITLARINDA
KULLANILAN YAVAŞLATICI (RETARDER)
FRENLERİN ARACIN TAHRİK SİSTEMİNE
ETKİSİNİN ARAÇ DİNAMİĞİ VE MALZEME
MUKAVEMETİ AÇISINDAN İNCELENMESİ**

Zafer GÜLER

Kasım, 2013

İZMİR

**TİCARİ KARAYOLU TAŞITLARINDA
KULLANILAN YAVAŞLATICI (RETARDER)
FRENLERİN ARACIN TAHRİK SİSTEMİNE
ETKİSİNİN ARAÇ DİNAMİĞİ VE MALZEME
MUKAVEMETİ AÇISINDAN İNCELENMESİ**

Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Doktora Tezi

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Konstrüksiyon-İmalat Programı

Zafer GÜLER

Kasım, 2013

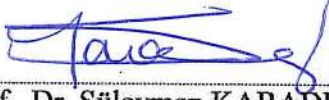
İZMİR

DOKTORA TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

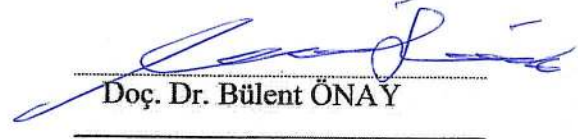
ZAFER GÜLER, tarafından PROF. DR. NUSRET SEFA KURALAY yönetiminde hazırlanan "TİCARİ KARAYOLU TAŞITLARINDA KULLANILAN YAVAŞLATICI (RETARDER) FRENLERİN ARACIN TAHRİK SİSTEMİNE ETKİSİNİN ARAÇ DİNAMİĞİ VE MALZEME MUKAVEMETİ AÇISINDAN İNCELENMESİ" başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir doktora tezi olarak kabul edilmiştir.

N. Sf
Prof. Dr. Nusret Sefa KURALAY

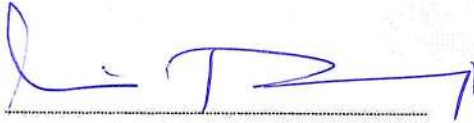
Yönetici


Prof. Dr. Süleyman KARADENİZ

Tez İzleme Komitesi Üyesi


Doç. Dr. Bülent ÖNAY

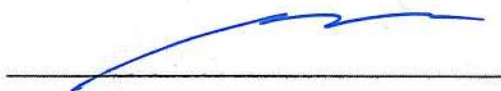
Tez İzleme Komitesi Üyesi


Prof. Dr. Mine DEMİRİSOY

Jüri Üyesi


Prof. Dr. Aydoğan ÖZDAMAR

Jüri Üyesi


Prof. Dr. Ayşe OKUR

Müdür

Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜR

Taşıt tekniği konuları ile ilgili olarak yetişmemi ve kendimi geliştirmemi sağlayan, yapmış olduğum tüm çalışmalarda benden desteğini esirgemedен çalışmalarında bana yol gösteren, değerli hocam Sn. Prof. Dr. Nusret Sefa KURALAY' a teşekkürlerimi sunarım.

Çalışma süresi boyunca özverisini esirgemeyen yakın çalışma arkadaşım Mak. Müh. Serkan KINDEN'e ve çalışma sırasında sağladığı ölçüm aletleri ve yapılan testlere katkılarından ötürü BMC San. ve Tic. A.Ş. ve TOFAŞ firmalarına teşekkür ederim.

Yoğun çalışma dönemi boyunca desteğini esirgemeyen sevgili eşim Duygu GÜLER'e ve yeterli zamanı ayıramadığım kızım Elif Lara GÜLER'e teşekkür ederim.

Zafer GÜLER

TİCARİ KARAYOLU TAŞITLARINDA KULLANILAN YAVAŞLATICI (RETARDER) FRENLERİN ARACIN TAHRİK SİSTEMİNE ETKİSİNİN ARAÇ DİNAMİĞİ VE MALZEME MUKAVEMETİ AÇISINDAN İNCELENMESİ

ÖZ

Bu çalışmada yavaşlatıcının (retarder) taşıt tahrik sistemi üzerine olan dinamik etkileri incelenmiştir. Taşıt aktarma organlarının (kavrama, tahrik mili, yavaşlatıcı, diferansiyel ve aks mili) bir matematiksel modeli kurularak, oluşturulan hareket denklemleriyle yavaşlatıcı etkisi teorik olarak hesaplanmış ve bu sonuçlar test çalışmaları karşılaştırılmıştır. Hareket denklemlerinin sayısal integrasyonuna bağlı olarak elde edilen teorik sonuçların tahrik sistemindeki etkilerini incelemek üzere, sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak aks dişlileri, diferansiyel dişli taşıyıcı ve aks millerinin malzeme mukavemeti ve işletme ömrü açısından incelemesi gerçekleştirilmiştir. Temassız gerilme ölçüm sistemi kullanılarak elde edilen ölçüm verileri ile teorik sonuçlar karşılaştırılmıştır. Ayrıca yavaşlatıcının taşıt yönlenme davranışına olan etkileri test yöntemiyle tespit edilmiştir. Hareket denklemlerinin çözümü için MATLAB Simulink tabanlı program ve alt programlar oluşturulmuştur. Tahrik sistemi bileşenlerinin katı modellemesi Catia V5 R19, sonlu elemanlar analizleri için ANSYS V12.1 ticari programları kullanılmıştır.

Anahtar kelimeler: Taşıt aktarma organları dinamiği, retarder (yavaşlatıcı) ikincil frenleme, temassız (kablosuz) ölçüm sistemi.

DYNAMIC ANALYSES OF DRIVELINE FOR SECONDARY BRAKING EFFECT WITH RETARDER

ABSTRACT

In this study, the dynamic effects of secondary braking (retarder) was studied on a commercial vehicle driveline system. A mathematical model was established for vehicle driveline (clutch, drive shaft, retarder, differential and axle shaft) with the aid of generated equations of motion. The effect of retarder was theoretically calculated and results were compared with test studies. Differential revacycle gears, carrier and axle shafts studies were performed depending on the theoretical results obtained from the equations of motion for driveline with numerical integration results. Also on the driveline system, fatigue calculations are performed with finite element method to examine in terms of material strength and service life. Torque measurement data was obtained by strain measurement method with telemetry system from propeller shaft and compared with the theoretical results. In addition, turnnig characteristics of a commercial vehicle was evaluated with constant radius test method. MATLAB Simulink-based program and sub-programs were created for the solution of the equations of motion. Catia V5 R19 commercial software was used for solid modeling of vehicle driveline components and finite element analysis was evaluated for some driveline components with ANSYS V12.1. commercial software.

Keywords: Vehicle driveline dynamics, retarder (secondary braking), telemetry (wireless) measurement system.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
DOKTORA TEZİ SINAV SONUÇ FORMU	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
ÖZ	iv
ABSTRACT.....	v
ŞEKİLLER LİSTESİ	x
TABLolar LİSTESİ.....	x
 BÖLÜM BİR – GİRİŞ	1
1.1 Giriş	1
1.2 Problem Tanımı ve Amaçlar	2
1.3 Literatürde Bulunan Çalışmalar	4
1.4 Yöntem	6
 BÖLÜM İKİ - TAŞIT TAHRİK SİSTEMİ VE RETARDER YAPISI.....	8
2.1 Giriş	8
2.2 Simülasyon ve Test Algoritması	11
 BÖLÜM ÜÇ - TAŞIT TAHRİK SİSTEMİNİN MODELLENMESİ.....	14
3.1 Giriş	14
3.2 Temel Aktarma Organları Eşitlikleri.....	15
3.2 Temel Aktarma Organları Eşitlikleri.....	15
3.2.1 Motor	16
3.2.2 Kavrama.....	16
3.2.3 Vites Kutusu	17
3.2.4 Tahrik Mili.....	17
3.2.5 Yavaşlatıcı Sistem	18

3.2.6 Diferansiyel.....	18
3.2.7 Aks Mili	19
3.2.8 Tekerlekler	20
3.3 Esnek Bileşenlere Göre Matematik Modellerin Elde Edilmesi.....	21
3.3.1 Aks Mili Esnekliğine Dayanan Model	22
3.3.1.1 Kavrama.....	22
3.3.1.2 Vites Kutusu.....	22
3.3.1.3 Tahrik Mili	22
3.3.1.4 Diferansiyel.....	23
3.3.1.5 Aks Mili	23
3.3.1.6 Tekerlekler	24
3.3.2 Aks Mili ve Tahrik Mili Esnekliğinin Etki Ettirilmesi.....	25
3.3.3 Esnek Kavrama ve Aks Mili ile Model	28
3.3.4 Esnek Kavrama, Tahrik Mili, Aks Mili ile Model Oluşumu ve Sistem Dinamik Denkleminde Retarder'ın Dahil Edilmesi	31
3.3.4.1 Tekerlek	32
3.3.4.2 Aks Mili	32
3.3.4.3 Diferansiyel.....	33
3.3.4.4 Yavaşlatıcı Sistem (Retarder)	33
3.3.4.5 Tahrik Mili	34
3.3.4.6 Vites Kutusu.....	34
3.3.4.7 Kavrama.....	36
3.3.4.8 Motor.....	36

BÖLÜM DÖRT - TAŞIT TAHRİK SİSTEMİ SÜRÜŞ SİMÜLASYONU 38

4.1 Giriş	38
4.2 Transfer Fonksiyonların Elde Edilmesi.....	38
4.2.1 Motor	39
4.2.2 Kavrama.....	39
4.2.3 Vites Kutusu	40
4.2.4 Tahrik Mili.....	40

4.2.5 Yavaşlatıcı Sistem	41
4.2.6 Diferansiyel.....	42
4.2.7 Aks Mili	42
4.2.8 Tekerlekler	43
4.3. Simulink Modeli.....	43

BÖLÜM BEŞ - TEORİK SONUÇLARIN TEST İLE KARŞILAŞTIRMASI... 55

5.1 Giriş	55
5.2 Test İçin Kullanılan Ölçüm Sistemleri	56
5.2.1 Hız ve Diğer Girdi Bilgilerinin Ölçümü ve Tespiti	56
5.2.2 Moment Algılayıcı ile Moment Verisi Tespiti	58
5.2.2.1 Birim Yer Değiştirme Algılayıcısı (Straingage) Uygulama	
Esasları	61
5.2.3 Temassız Gerilme Ölçüm ve İletim Sistemi	63
5.2.4 Arka Aks Üzerinde Yağ Sıcaklığının Tespiti	65
5.3 Test Sisteminin Kurulması ve Taşıta Adaptasyonu	66
5.4 Test Sonuçlarının Elde Edilmesi	68
5.5 Test Sonuçlarının Teorik Hesap Sonuçları ile Karşılaştırılması	71

BÖLÜM ALTI - TESPİT EDİLEN DİNAMİK SONUÇLARIN TAHRİK SİSTEMİNE ETKİLERİNİN MALZEME MUKAVEMETİ AÇISINDAN İNCELENMESİ VE YAVAŞLATICI SİSTEMİN TAŞIT YÖNLENMESİNE ETKİSİ..... 74

6.1 Giriş	74
6.2 Dinamik Gerilme Halinin Yorulma Ömrüne Tesiri	75
6.3 Yorulmada Birikmiş Hasar Değerlendirmeleri	77
6.3.1 Yorulmada Genlik Miktar Sayısını Gruplama (Palmgren-Miner)	
Metodu	78
6.4 Malzeme Uygunluğunun Çekme Testi ile Tespiti.....	79
6.5 Taşıit Tahrık Sistemi Bileşenlerinin Ömür Hesabı	82

6.5.1 Aks İstavroz Dişlisi Bileşenleri Ömür Hesabı	84
6.5.1.1 Aks İstavroz Dişlisi Bileşenleri Ömür Değerlendirmesi (Yavaşlatıcı Uygulamasız)	85
6.5.1.2 Aks İstavroz Dişlisi Bileşenleri Ömür Değerlendirmesi (Yavaşlatıcı Uygulamalı)	87
6.5.2 Diferansiyel Dişli Taşıyıcı Ömür Değerlendirmesi	89
6.5.2.1 Diferansiyel Dişli Taşıyıcı Ömür Değerlendirmesi (Yavaşlatıcı Uygulamasız)	89
6.5.2.2 Diferansiyel Dişli Taşıyıcı Ömür Değerlendirmesi (Yavaşlatıcı Uygulamalı)	91
6.5.3 Aks Mili Ömür Değerlendirmesi	93
6.5.3.1 Aks Mili Ömür Değerlendirmesi (Yavaşlatıcı uygulamasız)	93
6.5.3.2 Aks Mili Ömür Değerlendirmesi (Yavaşlatıcı uygulamalı)	94
6.5.4 Ömür Hesaplamaları İçin Elde Edilen Sonuçların Değerlendirilmesi	95
6.5.5 Taşıtın Virajda Yönlenme Davranışına Yavaşlatıcı Sistemin Etkisinin Test Edilmesi	96
6.5.5.1 Test Düzeneğinin Hazırlanması	97
6.5.5.2 Test Düzeneğinin Taşıta Montajı ve Yazılım Ayarları	100
6.5.5.3 Testin Yapılması ve Sonuçların Değerlendirilmesi	101
BÖLÜM YEDİ – SONUÇ	106
KAYNAKLAR	109
EKLER	114
Ek 1 Taşıt Teknik Değerleri	114
Ek 2 Wöhler Eğrileri	115
Ek 3 Semboller	118

ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 Bir ticari taşıtta aktarma organlarının montajlı yapısı	8
Şekil 2.2 Bir ticari taşıtta yavaşlatıcının vites kutusu arkasına montajlı yapısı	9
Şekil 2.3 Elektromanyetik yavaşlatıcı çalışma prensibi.....	9
Şekil 2.4 Yavaşlatıcı sistem karakteristiği	10
Şekil 2.5 Simülasyon ve test temel algoritması	12
Şekil 3.1 Aktarma organları montajlı şeması	14
Şekil 3.2 Aktarma organlarının sistematik blokları	15
Şekil 3.3 Motor sistematik bloğu	16
Şekil 3.4 Kavrama sistematik bloğu	16
Şekil 3.5 Vites kutusu sistematik bloğu	17
Şekil 3.6 Tahrik mili sistematik bloğu	17
Şekil 3.7 Yavaşlatıcı sistem bloğu	18
Şekil 3.8 Diferansiyel sistem bloğu	18
Şekil 3.9 Aks mili sistem bloğu	19
Şekil 3.10 Hareket doğrultusunda taşıta etki eden kuvvetler	20
Şekil 3.11 Esnek aks mili modeli	24
Şekil 3.12 Esnek aks mili ve tahrik mili modeli	28
Şekil 3.13 Esnek kavrama ve aks mili modeli	30
Şekil 3.14 Yavaşlatıcılı esnek kavrama, tahrik mili ve aks mili modeli	31
Şekil 4.1 Simülasyon programı blok diyagramı.....	43
Şekil 4.2 Motor sistem bloğu detayı	44
Şekil 4.3 Motor Karakteristiği.....	45
Şekil 4.4 Vites kutusu sistem bloğu detayı	45
Şekil 4.5 Yavaşlatıcı sistem bloğu detayı	46
Şekil 4.6 Diferansiyel tahvil oranı sistem bloğu detayı	47
Şekil 4.7 Tekerlek ve araç dinamiği simulink blok diyagramı detayı.....	48
Şekil 4.8 Vites değişim aralıkları ve yavaşlatıcı kademesi–zaman grafiği	50
Şekil 4.9 Taşıt hızı – zaman grafiği	50
Şekil 4.10 Taşıt tahrik mili tork – zaman grafiği (yavaşlatıcı sist. devrede)	51

Şekil 4.11 Vites değişim aralıkları ve servis freni – zaman grafiği	52
Şekil 4.12 Taşıt tahrik mili tork – zaman grafiği (servis freni devrede)	52
Şekil 4.13 Yavaşlatıcı devrede ve değil iken, tahrik mili momentinin teorik çözüm karşılaştırması	53
Şekil 5.1 Küresel konumlama sistemi	57
Şekil 5.2 Temel wheatstone köprüsü	58
Şekil 5.3 Moment ölçümünde kullanılan straingage	60
Şekil 5.4 Mil üzerine straingage uygulaması	60
Şekil 5.5 Moment ölçümü strain gage tam köprü uygulaması	61
Şekil 5.6 Tahrik mili üzerinden telemetri sistem bileşenleri	64
Şekil 5.7 Temassız ölçüm sistemi (telemetri) montaj şekli	65
Şekil 5.8 Arka aks üzerine termocouple uygulaması	65
Şekil 5.9 Tahrik mili üzerine straingage uygulaması ve kalibrasyon sonuçları	66
Şekil 5.10 Tahrik mili üzerinden temassız ölçüm sistemi bağlantı şeması	67
Şekil 5.11 Ölçüm esnasında sistemin taşıta uygulanması	68
Şekil 5.12 Ölçüm esnasında arka aks yağ sıcaklığı değişimi	69
Şekil 5.13 Tahrik mili dinamik moment ölçüm sonuçları	69
Şekil 5.14 Araç hızı ölçüm sonuçları	70
Şekil 5.15 Araç hızı ve aktarma organları momenti ölçüm sonuçları	70
Şekil 5.16 Araç hızı ve aktarma organları momenti için teorik hesap ve ölçüm sonuçları karşılaştırması (Yavaşlatıcı sistem uygulamalı)	71
Şekil 5.17 Araç hızı ve aktarma organları momenti için teorik hesap ve ölçüm sonuçları karşılaştırması (Yavaşlatıcı sistem uygulamasız)	72
Şekil 6.1 Değişken gerilme tipleri	76
Şekil 6.2 Wöhler diyagramı	77
Şekil 6.3 Çekme testi cihazının şematik görünümü	80
Şekil 6.4 Çekme çubuğu numunesi standart şekli	80
Şekil 6.5 Çekme çubuğu çekme testi	81
Şekil 6.6 Çekme testi sonuçları	82
Şekil 6.7 Şasi ve taşıt tahrik sistemi katı modeli	82
Şekil 6.8 Taşıt tahrik sistemi arka aks bileşenleri katı modeli	83
Şekil 6.9 Taşıt tahrik sistemi aks istavroz dişlisi katı modeli	84

Şekil 6.10 Dişli seti yükleme sınır şartı uygulama verisi (Yavaşlatıcısız).....	85
Şekil 6.11 Dişli seti yakınsama iterasyonları (Yavaşlatıcısız)	86
Şekil 6.12 Aks istavroz dişlisi ömür değerleri (Yavaşlatıcısız)	86
Şekil 6.13 Dişli seti yükleme sınır şartı uygulama verisi (Yavaşlatıcılı).....	87
Şekil 6.14 Aks istavroz dişlisi ömür değerleri (Yavaşlatıcılı)	88
Şekil 6.15 Diferansiyel dişli taşıyıcı ömür değerleri (Yavaşlatıcısız).....	89
Şekil 6.16 Diferansiyel dişli taşıyıcı emniyet katsayısı değerleri (Yavaşlatıcısız)	90
Şekil 6.17 Diferansiyel dişli taşıyıcı emniyet katsayısı değerleri (Yavaşlatıcılı)	91
Şekil 6.18 Diferansiyel dişli taşıyıcı emniyet katsayısı değerleri (Yavaşlatıcılı)	92
Şekil 6.19 Aks mili emniyet katsayısı değerleri (Yavaşlatıcısız)	93
Şekil 6.20 Aks mili emniyet katsayısı değerleri (Yavaşlatıcılı).....	94
Şekil 6.21 İvmelenen taşıtın virajda savrulması	97
Şekil 6.22 Direksiyon açısı algılayıcısı	98
Şekil 6.23 Direksiyon açısı algılayıcı bağlantı aparatı.....	98
Şekil 6.24 Veri toplama ünitesi	99
Şekil 6.25 Veri toplama ünitesi ayar (setup) işlemi	99
Şekil 6.26 Direksiyon açısı algılayıcısı montajı.....	100
Şekil 6.27 (GPS) Küresel Konumlama Algılayıcısı tespiti.....	100
Şekil 6.28 Veri toplama sistemi montaj ve tespiti.....	101
Şekil 6.29 Direksiyon açısı algılayıcısı düz gider konum sıfırlama işlemi	101
Şekil 6.30 Test güzergahı	102
Şekil 6.31 Sabit yarıçaplı virajda ivmelenme ve yavaşlatıcı uygulaması ile direksiyon simit açısının taşıt çizgisel hızına bağlı değişimi	102
Şekil 6.32 Sabit yarıçaplı virajda ivmelenme ve yavaşlatıcı uygulaması ile direksiyon simit açısının taşıtın yanal ivmesine bağlı değişimi.....	103
Şekil 6.33 Sabit yarıçaplı virajda ivmelenme ve yavaşlatıcı uygulaması ile tekerlek açısının taşıt çizgisel hızına bağlı değişimi	104
Şekil 6.34 Sabit yarıçaplı virajda ivmelenme ve yavaşlatıcı uygulaması ile tekerlek açısının taşıtın yanal ivmesine bağlı değişimi.....	105
Şekil E.1 SAE 4140 malzemenin 50 HRC de wöhler diyagramı.....	114
Şekil E.2 SAE 4140 malzemenin değişik sertlik değerleri için wöhler diyagramı..	114
Şekil E.3 16 Mn Cr 5 malzemenin wöhler diyagramı.....	115

Şekil E.4 GGG döküm malzemenin değişik tipleri için wöhler diyagramı	116
--	-----

TABLÖLAR LİSTESİ

Sayfa

Tablo 6.1 Tahrik sistemi bileşenlerinin ömür değerlendirmesi	95
Tablo E.1 Model taşıtın teknik değerleri	113
Tablo E.3 Semboller.....	117

BÖLÜM BİR

GİRİŞ

1.1 Giriş

Karayolları taşıtlarında yapılan mühendislik uygulamalarında çoğu zaman statik hesaplamalar yapılmaktadır. Bununla birlikte günümüz koşullarında piyasadaki rekabet şartlarının dramatik şekilde artması, mühendislerin tasarladıkları araçlar için ağırlık mukavemet optimizasyonunu en vazgeçilmez unsurların arasına yerleştirmiştir. Bu nedenle, yapılan statik inceleme ve analizlerin sonucunda oluşacak olan konstrüksiyonun temel boyutlandırma parametreleri proje için bir çeşit ön fizibilite etüdünde kullanılabilecek büyüklükler halini almıştır. Bu çeşit uygulamalarda nihayi sonuçları elde etmek, daha ileri mühendislik faaliyetleri gerektirmektedir. Burada tasarımı yapılan bileşenlerin çalıştığı ortamda hangi tip yüklere ve sınır şartlarına maruz kaldığının tespiti ile yapılacak hesap ve analizlerde en önemli faktör olan, sınır şartlarının tespiti, sağlanmış olacaktır. Elde edilen veriler ışığında prototipleme ve test masraflarını çok az seviyeye indirmek mümkün olmaktadır. Böylece taşıtın satış fiyatı ve satış sonrası hizmetler maliyeti azalmakta, marka güvenilirliği artmaktadır. Burada, ürünün piyasaya arzındaki ikinci önemli unsur ise zamandır. Sanal mühendislik çalışmalarındaki bir diğer üstünlük, rekabetçi bir ortamda yeni model ürünlerin müşteriye arzının çok daha hızlı şekilde gerçekleşmesidir. Böylesi bir koşulda ortaya çıkan yeni ürün müşterilerin beklentisinin de ötesinde olan bir memnuniyet oluşturmaktadır. Sonuçta tüm ticari kuruluşların var olmasındaki temel neden müşteri potansiyelini ve kar oranını arttırmaktır.

Çağımızın gerekleri ve müşteri beklentileri, üretim aşamasına gelen ürün tasarımının çizim ve çizim öncesi ekonomik, estetik, ucuzluk ve hafiflik kriterlerini sağlar hale gelmesini gerektirmektedir. Bu durum, karşılaşılan probleme göre doğru sınır şartları uygulaması ve doğru hesap prosedürü gibi kurumsal bilgi (know-how) gerektiren konularda dizayn mühendislerinin sanal mühendislik yaklaşımları kullanmasını kaçınılmaz kılmaktadır.

Günümüzde kullanılan taşıt tahrik sistemi temeline dayanan sistem, ilk kez taşıt üreticisi tarafından 1891 yılında Panhard-Levassor Otomobilleri firmasında üretilmiştir. Takip eden dönemde, sistem bugünkü yapısı ile ilk kez Renault firması tarafından uygulanmıştır Andreev, Kabanau ve Vantsevich, (2010). Taşıt tahrik sistemi ve dinamiği ile ilgili olarak, matematik modelleme konusunda çalışmalar 1950 li yıllarda Milliken tarafından başlamıştır. Günümüzde ise özellikle birçok otomotiv üreticisinin adapte olabilen sürüş sistemlerini taşıtlara entegre etmesi nedeniyle, daha da önem kazanmıştır. Son dönemlerde Rajamani (2006), Jazar (2008), taşıt tahrik sistemine etki eden uyarıcı girdileri için, tahrik sistemi temel hareket denklemlerini ifade etmişlerdir. Ayrıca Kiencke ve Neilsen, (2005), taşıt tahrik sistemi hareket denklemi üzerine belirli uyarıcı fonksiyonlar içeren ve sistemin dinamik yanıtlarını elde edebilen, özel simülasyon (benzetim) programları oluşturulma yöntemlerini temel olarak ifade etmişlerdir. Günümüzde taşıt tahrik sistem dinamiği için araç üretici firmaların kullandığı ticari paket programlar mevcuttur. Bu programların temeli, tahrik sistemi için oluşturulan hareket denklemlerinden oluşmaktadır.

1.2 Problem Tanımı ve Amaçlar

Ticari taşıtlarda aktarma organları (taşıt tahrik sistemi) sürekli değişken moment etkilerine maruz kalmaktadır. Bu çalışma ile, yavaşlatıcı (ikincil) fren sistemine sahip bir taşıtta, tahrik sisteminin dinamik davranışının parametrik olarak incelemesini mümkün kılan bir simülasyon (benzetim) programının elde edilmesi, sonuçların test ile doğrulanması, tahrik sistemindeki bazı parçaların malzeme mukavemeti açısından incelenmesi ve yavaşlatıcı frenin aracın yönlenme davranışına olan etkilerinin test edilmesi hedeflenmiştir. Çalışmanın merkezi, ticari taşıtlarda kullanılan yavaşlatıcı (retarder) frenlerinin taşıt tahrik sistemine ilave edilmesi ile bileşenlerin mukavemeti açısından ortaya çıkacak sonuçların öngörülmesidir.

Ticari taşıtlarda yük kapasitesinin ve şehir içi kullanım yüzdesinin fazla olduğu durumlarda fren sisteminin devreye girme sıklığı artmasına karşın, fren sistemindeki disk, kampana ve balata ömürleri azalmakta, aracın servise girme periyodu

kısalmaktadır. Bu durum, taşıtın hizmet verme yüzdesini düşürmektedir. Bu gibi durumlarda balata, kampana ve fren diski v.b. fren sistemi parçalarının ömrü dramatik şekilde azalmaktadır. Ticari taşıt sahiplerinin bu problemine bir çözüm olarak, yavaşlatıcı fren sistemi (Retarder) taşıt tahrik sistemi üzerine, üretici firmalar tarafından uygulanmaktadır. İlave edilen ve tahrik sistemi ile bağlantılı olan yavaşlatıcı fren, tahrik mili üzerinde uyguladığı değişken moment ile tahrik sistemi üzerindeki moment dengesini önemli ölçüde değiştirmektedir. Bu etkilerin, taşıtın aktarma organları üzerinde oluşturduğu sonuçlar, taşıtın tasarımı aşamasında dikkate alınması gerektiğini göstermektedir.

Yapılan çalışmada taşıtın tüm tahrik sistemi için hareket denklemini içeren matematiksel model kullanılarak, yavaşlatıcı frenleme sistemi içeren bir taşıtta;

Kullanım şartlarına uygun olarak, düz yol ve azami yüklü ağırlıkta, ilk duraktan hızlanarak 55 km/h hıza ulaştıktan sonra, direkt olarak retarderle frenlemeye geçip bir sonraki durakta durması esnasında, tahrik sistemi üzerinde nasıl bir dinamik etki oluşturacağı üzerinde durulmaktadır.

Bu etkilerin tahrik sistemi parçalarında malzeme mukavemeti açısından oluşturacağı etki, teorik olarak araştırılmıştır. Ayrıca; tahrik mili üzerinden temassız moment ölçüm sistemi ile ölçüm yapılarak teorik çalışma doğrulanmış olup, sabit yarıçaplı viraj durumunda yavaşlatıcı devreye girdiğinde taşıtın özgül yönlenme davranışı, test ile tespit edilmiştir.

Literatür incelendiğinde tahrik sistemi için bazı çalışmaların yapıldığı görülmektedir. Fakat yavaşlatıcı sistemlerin taşıt tahrik sistemine uygulaması konusunda açık literatürde bir kaynak bulunmamaktadır. Yavaşlatıcı sistemin taşıtın tahrik sistemine uygulaması taşıt üretici firmaların tasarım sorumluluğundadır. Bununla birlikte, taşıt üretim ve tasarım firmaları tahrik sistemine ait alt bileşenlerini (tahrik mili, arka aks, diferansiyel v.b.) yan sanayi firmalarından temin etmektedir.

Bu nedenle, yavaşlatıcı sistem uygulamalarında tahrik sistemindeki oluşabilecek hasarların hem ana sanayi, hem yan sanayi tarafından uygulama onayı alması

gereklidir. Bu çalışma ile akademik literatüre katkıda bulunularak, konunun önemine, analiz ve değerlendirme yöntemine katkı sağlamak hedeflenmiştir.

1.3 Literatürde Bulunan Çalışmalar

Taşıtın tahrik sistemi dinamik modelin geliştirilmesi kendi içinde bir araştırma konusudur. Teknik literatür elde edilmek istenen hedefler doğrultusunda farklı kompleks modeller içermektedir. Yapılan araştırmalarda literatürde genellikle taşıt tahrik sisteminin dinamik modellemesinde temel amacın aktarma organlarındaki salınımların kontrolü için algoritma oluşturmak olduğu görülmektedir. İncelenmiş araştırmalardan öne çıkan bazı çalışmalar aşağıda özetlenmiştir.

Minowa ve Kimura,(1994), tahrik sisteminde moment tahminine dayanan vites geçiş kontrolü ile konforu arttırmak amacıyla, aktarma organlarının hareket denklemlerine bağlı olan simülasyon (benzetim) programı hazırlayarak kontrol sistemi geliştirmişlerdir.

Pettersson (1997), taşıt tahrik sisteminin modellenmesi ve aktif kontrolü konusunda Scania firması ile yaptıkları ortak çalışmada tahrik sistemindeki salınımları önlemek amacıyla sistemin simülasyon programını hazırlayarak genel kontrol sistemi oluşturmuştur. Burada yapılan doktora çalışmasında aktarma organlarının hareket denklemleri için bu araştırmada da faydalanan Kiencke ve Neilsen (2005), eseri temel referans olarak kullanılmıştır.

Karlsson (2001), taşıt tahrik sistemi modellemesi ve kontrolü konusunda yaptığı çalışmada, tahrik sistemi üzerindeki salınımları tespit edebilen bir matematik model oluşturmuştur. Elde edilen model ile Volvo firmasının katkısıyla, motor kontrol ünitesi dahil olmak üzere, tahrik sistemindeki salınımların dinamik davranışının optimize edilmesi üzerinde durmuştur. Konu ile ilgili olarak bir makale çalışması yapılmıştır (Karlsson ve Jacobson, 2000). Ayrıca bu çalışmalar referans alınarak, kompleks motor modelinin simülasyon modeline ilave edilmesiyle, motorun taşıt tahrik sistemine olan etkileri araştırılmıştır (Karlsson ve Fredriksson, 2004).

Lagerberg (2004), doktora tezinde dişli çalışma boşluklu (Backlash) taşıt tahrik sisteminin değerlendirilmesi ve kontrolünü, taşıt seyir konforunu geliştirmek

maksadıyla incelemiştir. Araştırmada, dişli boşluğu kontrolü için dört tip farklı kontrol algoritması geliştirilmiştir. Çalışma sonucunda tahrik sistemine ilave edilen lineer olmayan kontrolcülerin, dişli boşluk kontrolü ve seyir konforunu iyileştirdiğini gösteren sonuçlara varılmıştır.

Taşıt tahrik sisteminin gerçek zamanlı simülasyonu ile ilgili bir çalışmada, tüm taşıtın ön ve arka asklarda bulunan burçlar dahil olmak üzere, 72 serbestlik derecesine sahip tipik bir simülasyon (benzetim) modelini MODELICA ticari programı kullanarak hazırlanmıştır (Elmqvist, Mattsson, Olsson ve Brück 2004).

Leitner (2000), taşıt tahrik sisteminde standart bir vites kutusunun simülasyonu çalışmasında MSC ADAMS ve GESIM Gear Modül ticari programlarını kullanarak dinamik yükleme koşulları için SAE yöntemi ile dişli çarklarda ömür değerlerinin tespitini gerçekleştirmiştir (Steyr- Daimler Eng. Center Avusturya).

Güçlü (1996), dişli sistemlerinde dinamik analiz çalışması için, burulma titreşimlerine dayanan bir dişlide dinamik model oluşturarak, dişlinin sönüm ve yay parametrelerinin yaklaşık değerlerini verebilen teorik hesaplama dayanan bir simülasyon programı oluşturmuştur.

Eğercioğlu (1998), dişli çarklarda oluşan gerilme değerlerinin tespitini SEA analizi ile incelediği araştırmada, düz ve kramayer dişliler için dişler üzerindeki gerilmeleri simülasyon programı ile incelemiştir.

Yay ve Ereke (2003), yaptıkları çalışmada farklı yol tiplerine göre teorik olarak üretilen yol düzgünlüklerinden elde edilen sinyalleri taşıta transfer etmiş, hidrolik sarsıcıda ticari araç şasisi üzerinden ölçülen genlik-kuvvet verilerini kullanarak, gerilme verilerine dönüştürmüştür. Doktora tezinde, gerilme verilerinin Rainflow salınım sayma metodu ile çevrim sayılarını belirleyerek, Palmgren-Miner yöntemiyle ömür değerleri hesaplamıştır.

Erdem (2007), Motorlu taşıtlarda yavaşlatıcı etkilerinin deneysel analizi ve yapay sinir ağları ile modellenmesi konulu doktora çalışmasında, yavaşlatıcının taşıtın frenleme güvenliğine olan etkisini yapay sinir ağları teorisi ile araştırmıştır. Burada yapmış olduğu deneylerin sonuçlarından yararlanılarak, fren disk sıcaklığı, taşıt ağırlığı, taşıt hızı, yavaşlatıcı momenti, durma mesafesi, pedal kuvveti gibi parametreleri tahmin edebilen simülasyon modeli geliştirilmiştir. Deney sonuçları yavaşlatıcı bulunmayan ticari taşıtlarda fren balatalarının sürtünme katsayısı düşümüne bağlı olarak, fren etkinliği kaybı ve kaza riskinin arttığını ortaya koymuştur.

1.4 Yöntem

Ticari taşıtın tahrik sisteminin fiziksel yapısının matematiksel olarak ifadesinin elde edilerek sonuçlarının test ile doğrulanmasının yapıldığı çalışmada;

1. Problemin tespiti,
2. Taşıt tahrik sisteminin fiziksel olarak modellenmesi,
3. Taşıt tahrik sisteminin matematiksel olarak tarif edilmesi,
4. Simülasyon programının hazırlanması,
5. Programdan sonuçların elde edilmesi,
6. Test yapılarak test sonuçlarının belirlenmesi,
7. Teorik sonuçlar ile test sonuçlarının kıyaslanması,
8. Teorik sonuçların sonlu eleman yöntemi ile fiziksel modelde uygulaması ve değerlendirmesi,
9. Yavaşlatıcının taşıtın özgül yönlenme davranışına olan etkilerinin test yöntemi ile değerlendirmesinin yapılması,

maddelerini içeren bir çalışma yöntemi benimsenmiştir.

Buna göre tahrik sistemi motor, kavrama, vites kutusu, tahrik mili, yavaşlatıcı sistem, diferansiyel, aks mili ve tekerlekler den oluşan alt bileşenlerine ayrılarak fiziksel modellerinden hareketle tahrik iletim eksenlerinde hareket denklemleri oluşturulmuştur.

Buradaki alt sistemlerde 2. mertebeden diferansiyel denklemler türetilerek taşıtın tahrik sisteminin dinamik matematiksel modeli türetilmiştir. Oluşturulan denklemlerin Laplace dönüşümü yapılarak transfer fonksiyonları oluşturulmuştur. Elde edilen denklemler ile zamana bağlı olarak ifade edilen tahrik sistemi üzerindeki moment değişimi, taşıtın iki durak arasındaki hareket davranışlarını simüle edecek şekilde, belirli bir zaman diliminde çözüm kümesinin elde edilmesini sağlamıştır.

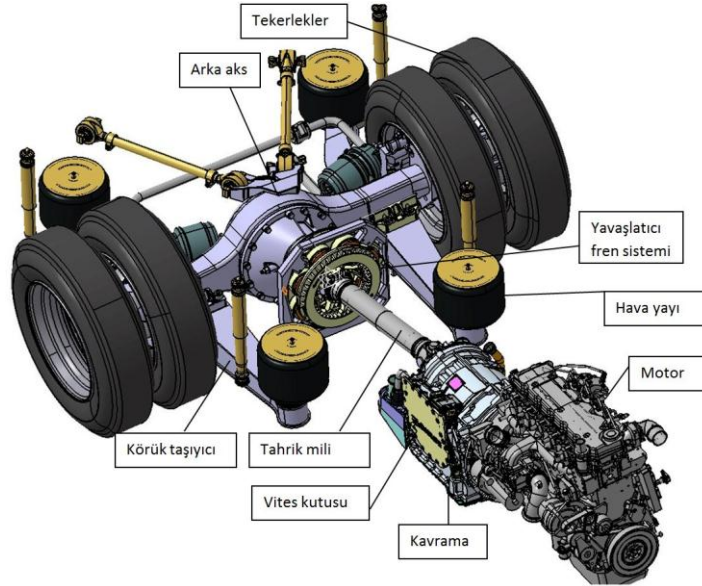
Konu ile ilgili olarak, Kuralay, Kiencke, Neilsen, Jazar ve Rajmani gibi yazarların fikirlerinden faydalanılmıştır. İleriki bölümlerde ve kaynakça kısmında gerekli referanslamalar bulunmaktadır.

BÖLÜM İKİ

TAŞIT TAHRİK SİSTEMİ VE RETARDER YAPISI

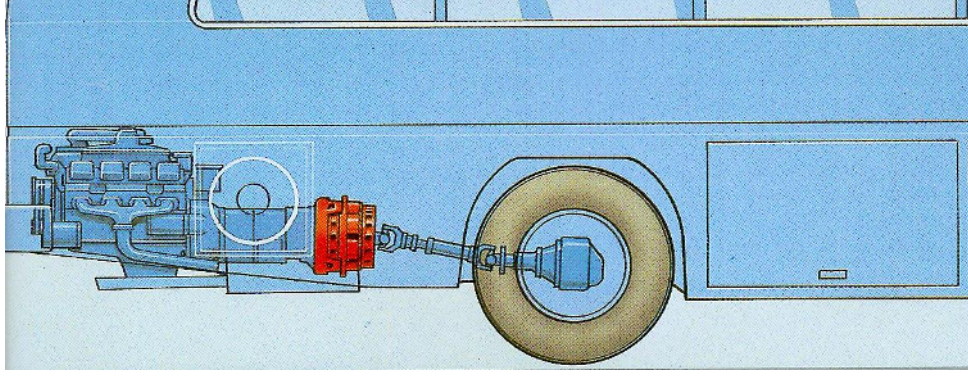
2.1 Giriş

Taşıtın hareket etmesi, üretilen tahrik kuvvetinin zemine iletilmesi sayesinde olur. Dolayısıyla, bir taşıtta motorun ürettiği momenti lastik ile zemin temas bölgesine kadar ileten tahrik sistemleri, aktarma organları (taşıt tahrik sistemi) olarak adlandırılır. Arka akstan tahrikli bir taşıtta, aktarma organlarının önemli bileşenleri; kavrama, vites kutusu, tahrik mili, diferansiyel, aks kovani içindeki miller ve tekerleklerdir. Bir ticari taşıtta aktarma organlarının montajlı yapısı şekil 1 de görülmektedir.



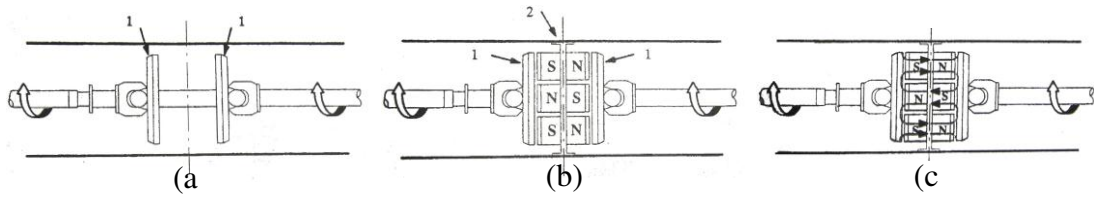
Şekil 2.1 Bir ticari taşıtta aktarma organlarının montajlı yapısı

Yavaşlatıcı sistemlerin araç üzerindeki yeri, tahrik mili üzerinde olduğu gibi otomatik vites kutuları içerisinde de uygulanmaktadır (Intarder). Tahrik mili üzerinde vites kutusu çıkışına veya diferansiyel girişine monte edilmelerinin yanı sıra retarderin sabit (stator) kısmının doğrudan araç taşıyıcı şasisine, rotorun ise tahrik miline bağlandığı durumlar söz konusudur. Elektromanyetik ve hidrodinamik tipleri mevcuttur. Araştırmada elektromanyetik tip yavaşlatıcı sistem bulunan bir taşıtta teorik hesaplama ve temassız veri ölçümü ile sonuçların kıyaslanması gerçekleştirilmiştir.



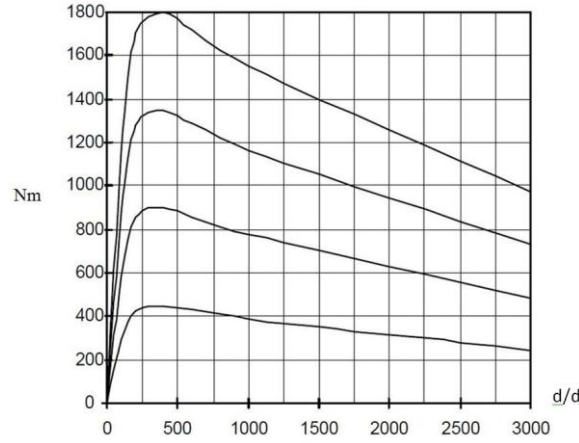
Şekil 2.2 Bir ticari taşıtta yavaşlatıcının vites kutusu arkasına montajlı yapısı

Şekil 2.2 de yavaşlatıcının taşıta montajlı konumu görülmektedir. Ticari taşıtlarda yavaşlatıcının monte edildiği bölge diferansiyele de yakın olabilmektedir. Elektromanyetik tip yavaşlatıcı sistemin çalışma prensibi değişken şiddetteki bir manyetik alana maruz bir çelik kütle içerisinde akım oluşturma şeklinde özetlenebilir. Manyetik akı çizgileri şeklinde oluşturulan bu akımlar Foucault Akımları olarak bilinmektedir. Pratikte, stator tarafından sabit bir manyetik alan oluşturmakta, bu alanın şiddetindeki değişim ise rotorla irtibatlanmış kütlelerin dönme hareketi yardımıyla sağlanmaktadır. Şekil 2.3 a,b,c de gösterilen yavaşlatıcı sistemi için;



Şekil 2.3 Elektromanyetik yavaşlatıcı çalışma prensibi, Kuralay (2008b).

Şekil 2.3 a da (1) ile gösterilen rotor diskleri tahrik mili ile irtibatlandırılır. Şekil 2.3 b de (2) ile gösterilen şasiye sabitlenmiş stator, (1) ile gösterilen rotor diskleri arasına yerleştirilir. Alternatif kutupları meydana getirecek olan sargılar, stator üzerine monte edilir (N,S). Şekil 2.3 c de görüldüğü gibi sargılardan akım geçmesi durumunda, rotorlar üzerinde bir manyetik alan meydana gelir. Oluşan bu manyetik alanın yarattığı girdap akımları ve manyetik kuvvet, rotorları dolayısıyla dönen tahrik milini yavaşlatır Kuralay (2008b).



Şekil 2.4 Yavaşlatıcı sistem karakteristiği, Frenelsa FF16-180

Bu yavaşlatıcı moment etkisi, stator bobinlerinin uyarılma şiddetiyle artar. Aktarma organları flanşlar üzerinden rotor miline bağlı olması nedeniyle, yavaşlatıcının frenleme etkisi tahrik mili devir sayısı ile birlikte bir maksimuma ulaşır ve belirli bir devir sayısı sonrası hızın artmasıyla birlikte çok yavaş bir eğimle azalır (Şekil 2.4).

Taşıt dinamiğinin tahrik sistemi bütünü ile ilgili olarak etkilerini inceleme temeline dayanan yapılan araştırmada, diferansiyel denklem takımlarının sayısal integrasyonuna dayanan, taşıt tahrik sisteminin matematiksel modellenmesi gerçekleştirilmiştir. Bu bağlamda seçilmiş olan bir zaman aralığı ile tahrik sisteminde meydana gelen değişikliklerin, taşıtın çalışma koşullarını simüle edecek şekilde, sistem üzerindeki etkileri incelenmiştir. Elde edilen bu etkiler ile tahrik sistemi üzerindeki bileşenlerin işletme ömrü üzerindeki etkileri değerlendirilmiştir.

Bu hedefe uygun olarak, tahrik sisteminin tüm bileşenleri kendi içinde değerlendirilmiş ve kinematik sistemin matematiksel ifadeleri, tahrik sisteminde hareketin akış doğrultusundaki eksen üzerinde ifade edilmiştir.

Elde edilen taşıt tahrik sistemi modeli üzerinden çizgisel ve açısal ivme ifadeleri, kullanım koşullarında belirli uyarı fonksiyonlarının uygulanışı ile, ikinci mertebeden oluşan diferansiyel denklem sistemlerinin sayısal integrasyonu yapılarak, belirli bir

zaman aralığı için bir sonraki konum, hız ve ivmeleri belirlenecek şekilde yapılmıştır.

Bu veriler sınır şartı olarak kullanılmış ve sonuçlar genlik miktar sayısına göre gruplanacak şekilde, sonlu elemanlar yöntemi ile etkilenen aktarma organları bileşenlerinde ömür tayini için veri olarak kullanılmıştır. Buna göre yavaşlatıcı sistem devrede ve devrede değil iken malzemenin sınırlı ömür davranışı incelenmiştir. Ayrıca taşıtın özgül yönlenme davranışı testinin tespiti yapılmıştır.

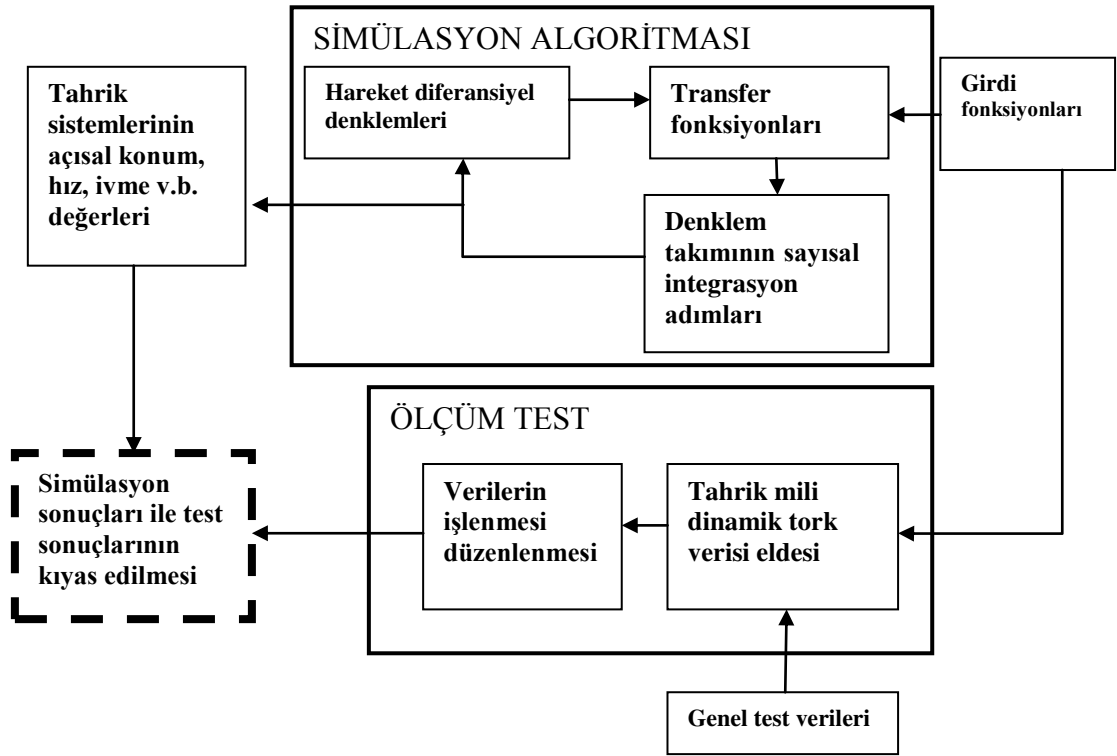
2.2 Simülasyon ve Test Algoritması

Hazırlanmış olan simülasyon algoritmasında taşıt tahrik sisteminin bütününden hareketle her bir bileşen ayrı ayrı incelenmiştir. Sistemin incelemesinde temel simülasyon programı içerisinde;

Motor grubunun kinematik büyüklükleri,
Kavrama grubundaki açısal ivme, hız yer değiştirme eşitlikleri,
Vites kutusu sisteminin kinematik büyüklükleri,
Tahrik miline ait kinematik büyüklükler,
Yavaşlatıcı (Retarder) açısal ivme, hız ve yer değiştirme eşitlikleri,
Diferansiyel grubu sistem eşitlikleri
Arka aks içi aks mili eşitlikleri,
Tekerlekler ve taşıtın kinematik eşitliklerini

İçeren sekiz adet alt yardımcı program bulunmaktadır. Bu yardımcı programlardan elde edilen sonuçlar ve yardımcı programların birbirlerinden gelen sonuçları ana program değerlendirmektedir. Belirtilen ana programların dayandığı matematiksel prensipler ileriki bölümlerde tanımlanacaktır.

Ayrıca simülasyon programından elde edilen tahrik mili tork değeri, temassız ölçüm sistemi ile elde edilen tork ölçümleri ile kıyaslanacaktır. Burada kullanılacak simülasyon algoritması ve test sonuçları ile kıyaslama için belirtilen temel şema şekil 2.5 te tanımlanmaktadır.



Şekil 2.5 Simülasyon ve test temel algoritması

Buna göre taşıt tahrik sistemi için elde edilen hareket denklemleri referans alınarak transfer fonksiyonları oluşturulmuştur. Girdi fonksiyonları oluşturulan transfer fonksiyonları için sınır şartları olarak belirtilmektedir. Sistemin blok diyagramlarına bağlı olarak denklem takımının sayısal integrasyon adımları belirli bir zaman aralığı için çözüm oluşturmaktadır. Bu bilgiler bir sonraki çözüm adımında kullanılmak üzere simülasyon algoritmasında geri bildirim yapmaktadır. Simülasyon programında elde edilen sonuçlar zamana bağlı olarak çözüm kümesinde grafiklenmektedir.

Ölçüm ve test çalışmasında taşıt tahrik sisteminde bulunan ve arka aksa değişken moment uygulayan tahrik mili üzerinden temassız moment ölçümü, aynı girdi fonksiyonları kullanılarak gerçekleştirilmektedir. Burada elde edilen veriler işlenerek sonuçlar simülasyon (benzetim) programı çözüm kümesi ile karşılaştırılır.

Ayrıca yavaşlatıcı sistemin taşıtın sabit yarıçaplı virajdaki yönlenme davranışına olan etkisi ölçülmüştür. Bunun gerçekleştirilebilmesi için taşıtta direksiyon açısı ile taşıt hızı eş zamanlı olarak kayıt edilmiştir. Elde edilen veriler grafiklenerek

yavaşlatıcının taşıtın özgül yönelme davranışına olan etkisi ölçüm ve test yöntemi tespit edilmiştir.

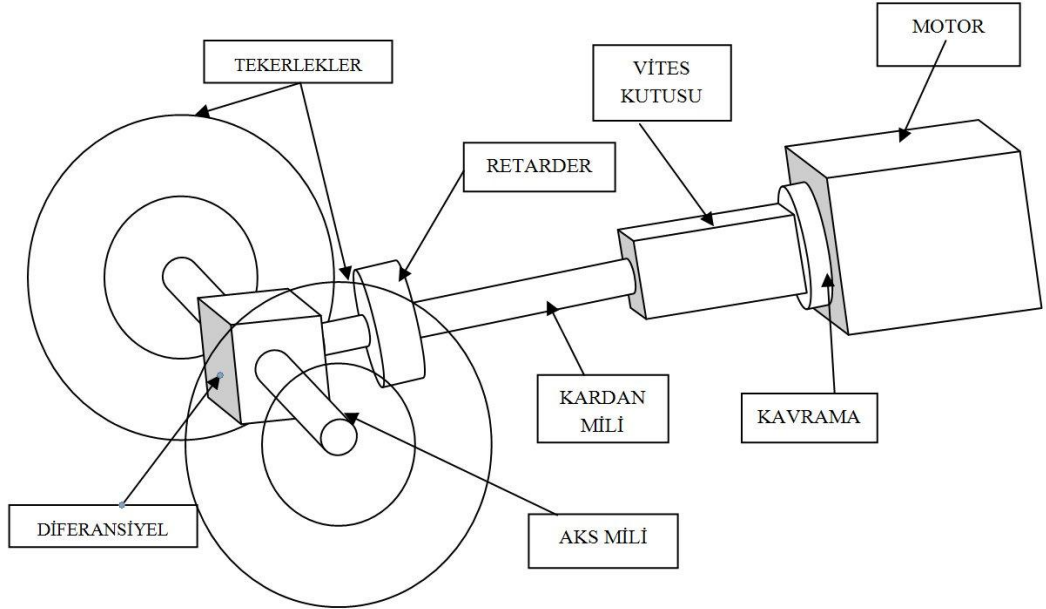
BÖLÜM ÜÇ

TAŞIT TAHRİK SİSTEMİNİN MODELLENMESİ

3.1 Giriş

Taşıt aktarma organlarının başlıca önemli bileşenleri motor, kavrama, vites kutusu, tahrik mili, diferansiyel, aks mili ve tekerleklerdir. Aktarma organları, taşıtın temel parçalarından biridir. Burulma yayı esnekliği ve sönümleme etkisinin hareket denkleminde dahil edileceği (esnek) bileşen yada bileşenlerin ne olduğuna ve çözüm hassasiyetine bağlı olarak farklı şekillerde denklemler oluşturulabilir.

Dinamik modelleme yöntemi ile motor, vites kutusu, tekerlek hızlarındaki değişimleri tespit etmek için en önemli fiziksel büyüklükler burulma açısı, açısal hız ve ivmedir. Burada, Newton'un genelleştirilmiş 2. kanunu modellerin elde edilmesinde kullanılmıştır (Dokumacı 1991). Diğer yazarlarda eserlerinde benzer yöntemler kullanmışlardır (Kiencke ve Neilsen, 2005).

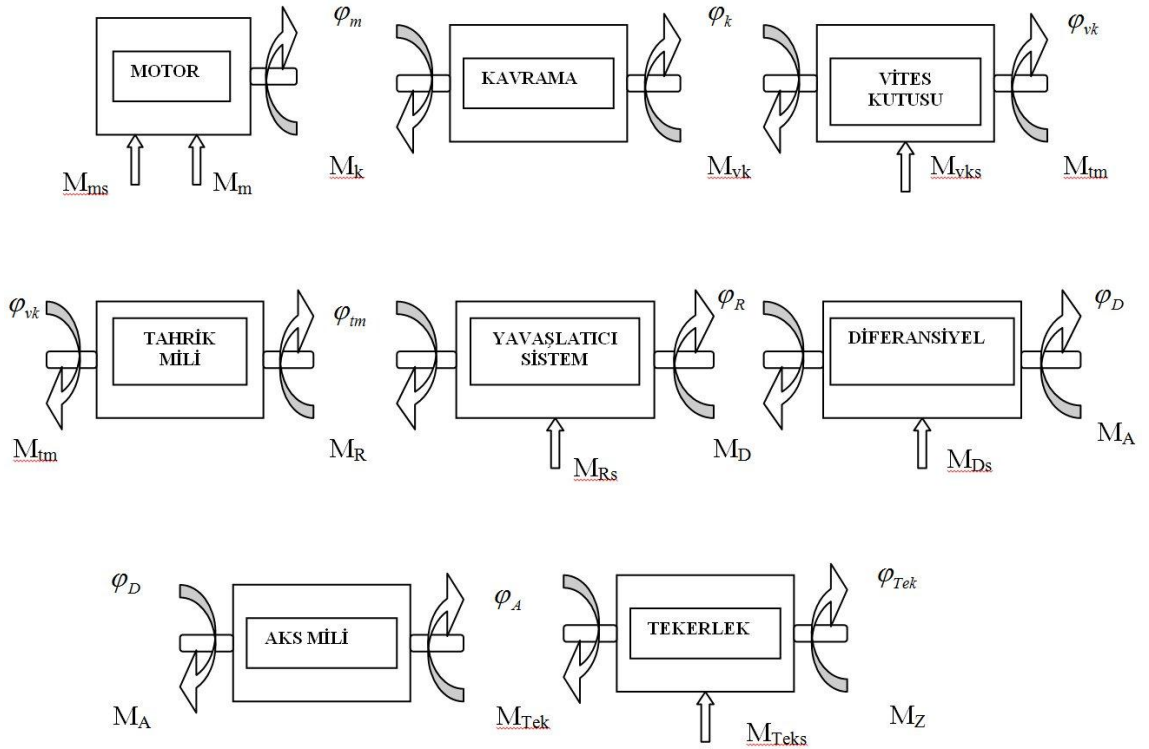


Şekil 3.1 Aktarma organları montajlı şeması

3.2 Temel Aktarma Organları Eşitlikleri

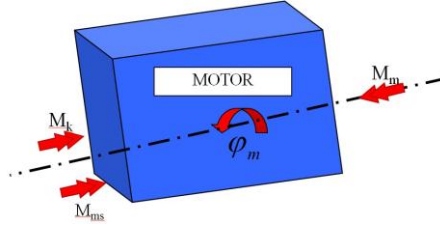
Şekil 3.1 bir ticari araçta, arkadan tahrikli taşıtın aktarma organlarını gösterir. Bu motor, kavrama, vites kutusu, tahrik mili, diferansiyel, aks mili ve tekerleklerden oluşur.

Aktarma organları için temel eşitlikler, Newton'un genelleştirilmiş 2. hareket kanununa bağlı olarak, şekil 3.2 de komple araç dinamiğini etkileyen ve taşıt tahrik sistemine etki eden kuvvetlerle birlikte temel büyüklükler şeklinde verilmiştir. Burada, aktarma organlarında her bir alt sistemin girdi ve çıktıları gösterilmektedir. Jazar (2008), ayrıca Rajamani (2006), eserlerinde tahrik sistemi bütünündeki alt sistemleri ayrı, ayrı ifade etmiş ve aralarındaki girdi ve çıktı ilişkilerini her bir kısım için tanımlamışlardır.



Şekil 3.2 Aktarma organlarının sistematik blokları

3.2.1 Motor



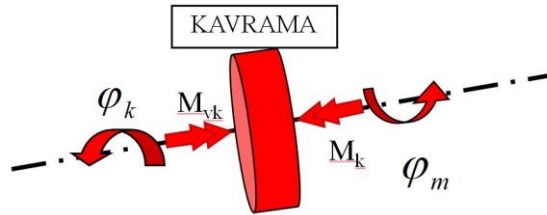
Şekil 3.3 Motor sistematik bloğu

Motorun çıkış momenti; yanma sonucu oluşan tahrik momenti (M_m), motorun iç sürtünmesi (M_{ms}), kavramadan gelen reaksiyon momenti (M_k), olarak karakterize edilir (Şekil 3.3).

$$J_m \cdot \frac{d^2 \varphi_m}{dt^2} = M_m - M_{ms} - M_k \quad (3.1)$$

Newton'un ikinci hareket yasası yukarıdaki modeli verir. J_m motorun dönen elemanlarının kütleli atalet momentidir, φ_m ise volanın dönme açısıdır.

3.2.2 Kavrama

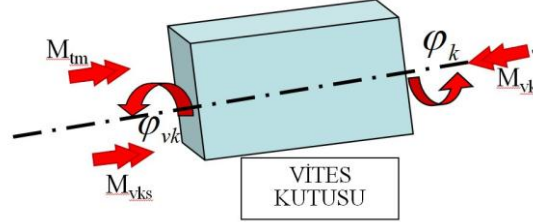


Şekil 3.4 Kavrama sistematik bloğu

Vites kutusu giriş mili ile motorun volanını birbirine bağlayan, debriyaj diskisi içeren, manuel vites kutusu ile birleştirilmiş araçlarda sürtünme kavraması bulunur. Debriyaja basılmadığı durumda iç sürtünme yok ise $M_k = M_{vk}$ olur. Kavrama üzerinden iletilen moment açisal farkın ($\varphi_m - \varphi_k$) ve açisal hız farkının ($\dot{\varphi}_m - \dot{\varphi}_k$) bir fonksiyonudur (Şekil 3.4).

$$M_k = M_{vk} = k_k (\varphi_m - \varphi_k) + d_k \left(\frac{d\varphi_m}{dt} - \frac{d\varphi_k}{dt} \right) \quad (3.2)$$

3.2.3 Vites Kutusu



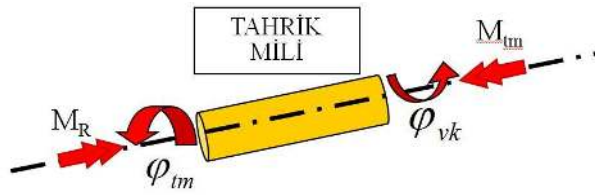
Şekil 3.5 Vites kutusu sistematik bloğu

Bir vites kutusu her biri i_{vk} çevrim oranına sahip dişli çiftlerinden oluşur. Bu, aşağıda belirtildiği üzere vites kutusunun giriş ve çıkış momentleri arasındaki ilişkiyi verir. Burada vites kutusunun iç sürtünme momenti M_{vks} olarak gösterilmiştir. Burada dişliler rijit kabul edilmiştir (Şekil 3.5).

$$J_{vk} \cdot \frac{d^2 \varphi_{vk}}{dt^2} = M_{vk} \cdot i_{vk} - M_{vks} - M_{tm} \quad (3.3)$$

$$M_{vks} = d_{vk} \frac{d\varphi_{vk}}{dt} \quad (3.4)$$

3.2.4 Tahrik Mili

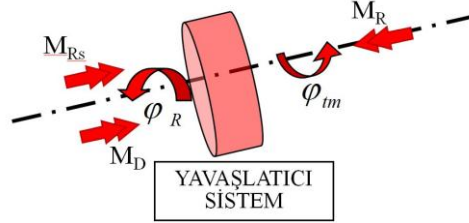


Şekil 3.6 Tahrik mili sistematik bloğu

Tahrik mili, vites kutusu çıkış milini yavaşlatıcı sistemin girişine bağlar. Sürtünme olmadığı kabul edilir ($M_{tm}=M_R$), ve yavaşlatıcı sistem girişindeki moment modeli aşağıdaki şekildedir. Tahrik mili momenti açısal farkın ($\varphi_{vk} - \varphi_{tm}$) ve açısal hız farkının ($\dot{\varphi}_{vk} - \dot{\varphi}_{tm}$) bir fonksiyonudur (Şekil 3.6).

$$M_{tm} = M_R = k_{tm}(\varphi_{vk} - \varphi_{tm}) + d_{tm}\left(\frac{d\varphi_{vk}}{dt} - \frac{d\varphi_{tm}}{dt}\right) \quad (3.5)$$

3.2.5 Yavaşlatıcı Sistem

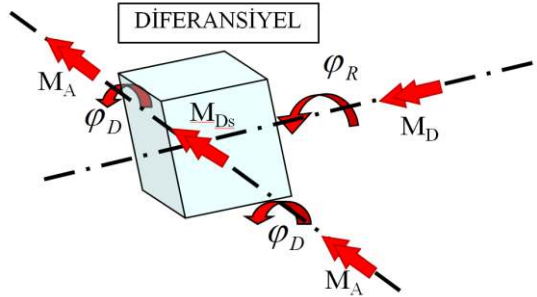


Şekil 3.7 Yavaşlatıcı sistem bloğu

Yavaşlatıcı sistem tahrik mili çıkışı ile diferansiyel girişi arasında yer alır. Yavaşlatıcı sistem momenti, yapmış olduğu frenleme momentidir (M_{Rs}) ve yavaşlatıcı sistem girişindeki momentin fonksiyonu aşağıdaki şekildedir (Şekil 3.7).

$$J_R \cdot \frac{d^2 \varphi_R}{dt^2} = M_R - M_{Rs} - M_D \quad (3.7)$$

3.2.6 Diferansiyel



Şekil 3.8 Diferansiyel sistem bloğu

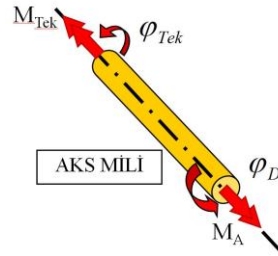
Diferansiyel, vites kutusundakine benzer şekilde, i_D tahvil oranı ile karakterize edilir. Giriş ve çıkış momentleri arasında aşağıdaki ilişki bulunur.

$$J_D \cdot \frac{d^2 \varphi_D}{dt^2} = M_D \cdot i_D - M_A - M_{Ds} \quad (3.8)$$

Vites kutusundakine benzer şekilde, açısal hız farkından dolayı oluşabilecek muhtemel burulma etkisi, diferansiyel içerisindeki sönümün ihmal edilmesi durumunda (M_{Ds}) hesaba katılmayabilir.

Yavaşlatıcı sistem ünitesinin diferansiyel giriş miline ilettiği momentin, diferansiyel dişli oranında artması beklenir. Ayrıca, diferansiyel atalet momentinin moment kaybına neden olacağı da dikkate alınarak diferansiyel çıkış momenti belirlenmektedir (Şekil 3.8).

3.2.7 Aks Mili



Şekil 3.9 Aks mili sistem bloğu

Aks mili, diferansiyel ile tekerleği birbirine bağlar. Her iki tekerlek hızının eşit olduğu varsayımı ile her iki aks mili tek bir mil gibi modellenebilir (düz yol durumu). Araç virajda iken, tekerlek hızları birbirine göre farklı olduğundan bu durumda her bir aks mili modellenmek zorundadır. Sürtünmesiz durumda, $M_{Tek}=M_A$ verilebilir. Yapılan çalışmada düz yol yaklaşımı dikkate alınmıştır (Şekil 3.9).

Aks mili momenti açısal farkın ($\varphi_D - \varphi_A$) ve açısal hız farkının ($\dot{\varphi}_D - \dot{\varphi}_A$) bir fonksiyonudur. Denklemlerin sadeleşmesi için esnek seçilecek bölgelerin tespitine göre, yay katsayısı ve sönüm etkisi ihmal edilebilir.

$$M_{Tek} = M_A = k_A(\varphi_D - \varphi_A) + d_A\left(\frac{d\varphi_D}{dt} - \frac{d\varphi_A}{dt}\right) \quad (3.9)$$

3.2.8 Tekerlekler

m_{CoG} kütleli V_{CoG} hızındaki araca etki eden kuvvetler için Newton'un 2. Kanunu uygulanırsa; Sürtünme kuvveti ($F_{Tek,s}$) aşağıdaki büyüklüklerin toplanması ile elde edilir.

$$F_{Tek,s} = m_{KM} \frac{dv_{KM}}{dt} + F_L + F_R + m_{KM} g \sin \theta \quad (3.10)$$

$F_{st} = m_{KM} g \sin \theta$, yerçekimi kuvveti, θ ise yolun eğim açısıdır.

F_L , rüzgar direnç kuvveti ise hava sürtünmesi ile yaklaşık olarak şu değeri alır:

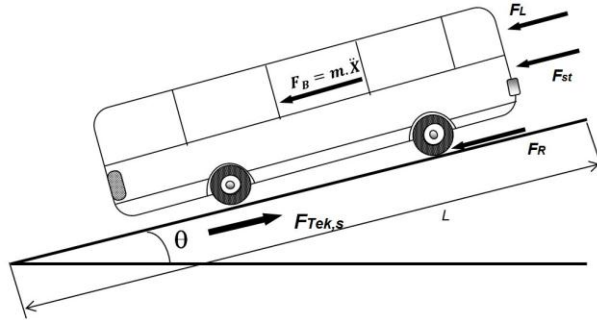
$$F_L = \frac{1}{2} c_w A_L \rho_a (v_{KM} + v_w)^2 \quad (3.11)$$

Burada c_w rüzgar direnç katsayısı, A_L aracın maksimum izdüşüm kesit alanı ve ρ_a hava yoğunluğudur.

F_R yuvarlanma direnç kuvvetidir ve yaklaşık olarak şu şekilde hesaplanır:

$$F_R = f_R G = m_{KM} g (c_{r1} + c_{r2} v_{KM}^2) \quad (3.12)$$

Burada c_{r1} ve c_{r2} lastik için yük ve lastik şişirme basıncı sabit olarak kabul edilmiştir.



Şekil 3.10 Hareket doğrultusunda taşıta etki eden kuvvetler

$F_{Tek,s}$ nedeniyle oluşan moment, $F_{Tek,s} \cdot r_{dyn}$ 'e eşittir ki burada r_{dyn} lastik dinamik yarıçapıdır. Newton'un ikinci yasası tekerlek için yazılırsa (Şekil 3.10);

$$(J_{Tek} + m_{KM} r_{dyn}^2) \frac{d^2 \phi_{Tek}}{dt^2} = M_{Tek} - (F_L + F_R + F_{st}) r_{dyn} \quad (3.13)$$

sonucunu verir.

Burada; J_{Tek} tekerleğin kütleli atalet momenti, M_{Tek} ise tekerlek momentidir.

(3.10) dan (3.12) e kadar olan denklemleri (3.13) te $v = r_d \frac{d\varphi_{Tek}}{dt}$ ile birlikte

yerleştirirsek, denklem aşağıdaki hali alır:

$$\begin{aligned} (J_{Tek} + m_{KM} r_d^2) \frac{d^2 \varphi_{Tek}}{dt^2} = M_{Tek} - \frac{1}{2} c_w A_L \rho_a r_{dyn} (r_{dyn} \frac{d\varphi_{Tek}}{dt} + v_w)^2 - r_{dyn} m_{KM} g \\ \left(c_{r1} + c_{r2} r_{dyn}^2 \left(\frac{d\varphi_{Tek}}{dt} \right)^2 \right) - r_{dyn} m_{KM} g \sin \theta \end{aligned} \quad (3.14)$$

Aks milinin tekerleği tahrik etmesine karşılık; yol eğimi ve rüzgar hızı aracı durdurmaya çalışacaktır. Tekerlek üzerindeki net moment, tekerleğin devrini, ivmesini ve açısal yer değiştirmesini verir.

3.3 Esnek Bileşenlere Göre Matematik Modellerin Elde Edilmesi

Tahrik sisteminde teorik hesaplamada, hareket denklemini belirli bölgelerde, istenen parametreleri zamana bağlı olacak şekilde ve denklemleri belirli düğüm noktaları için yazarak elde etmek önemli yöntemlerden biridir. Burada ayrıca yapılacak kabuller çerçevesinde tahrik sistemi bileşenlerinin biri veya birkaçı esnek olarak kabul edilebilir. Örneğin; taşıt tahrik sistemindeki esnemelerin önemli bölümünün vites kutusu çıkış kavraması (flanşı) ile tekerlekler arasında olduğu söylenebilir. Motor momentinin aks miline iletiminde vites kutusu (i_{vk}) ve diferansiyel (i_D) tahvil oranlarından kaynaklanan moment artışı bulunmaktadır. Bu nedenle motor ve vites kutusunun atalet momentinin esnek aks mili ile birlikte tekerlek atalet momentinin dikkate alınmasıyla elde edilen model 3.3.1 de izah edilmiştir. Denklemlerin öncelikle daha basite indirgenmesi için kısım 3.3.1, 3.3.2 ve 3.3.3 'te ki denklemler oluşturulurken yavaşlatıcı sistem (retarder) sisteme dahil edilmemiştir.

3.3.1 Aks Mili Esnekliğine Dayanan Model

Kiencke ve Neilsen (2005), çalışmalarında öncelikle aks mili esnekliği ile en basit modeli oluşturmuşlardır. Kısım 3.2 de genel olarak verilen denklemlerin yalnızca aks mili esnekliğinin sisteme dahil edilmesiyle elde edilecek eşitliklerine yönelik denklem düzenlemeleri, aks mili esnekliğine dayalı model olarak karşımıza çıkmaktadır. Kayıpsız bir şekilde momenti tahvil oranı ile iletmek için vites kutusu ve diferansiyel tahvil oranları kullanılır.

3.3.1.1 Kavrama

Bu yaklaşımda kavrama katı (rijit) kabul edilir. Burada moment ve açı eşitlikleri aşağıdaki gibi olur.

$$M_k = M_{vk}; \varphi_m = \varphi_k \quad (3.15)$$

3.3.1.2 Vites Kutusu

Vites kutusu bir adet dönen kütle atalet momentiyle J_{vk} temsil edilir. Sürtünme momentinin, viskoz sönümlleme momenti (d_{vk}) ile tanımlandığı kabul edilir.

$$\varphi_k = \varphi_{vk} i_{vk} \quad (3.16)$$

$$J_{vk} \frac{d^2 \varphi_{vk}}{dt^2} = M_{vk} i_{vk} - d_{vk} \frac{d\varphi_{vk}}{dt} - M_{tm} \quad (3.17)$$

3.16 ve 3.17 nin kullanımıyla model yeniden yazılırsa

$$J_{vk} \frac{d^2 \varphi_m}{dt^2} = M_k i_{vk}^2 - d_{vk} \frac{d\varphi_m}{dt} - M_{tm} i_{vk} \quad (3.18)$$

olur.

3.3.1.3 Tahrik Mili

Bu yaklaşımda tahrik mili de ayrıca katı (rijit) kabul edilir. Burada da moment ve açısal konum eşitlikleri aşağıdaki gibi olur.

$$M_{tm} = M_D; \varphi_{vk} = \varphi_{tm} \quad (3.19)$$

3.3.1.4 Diferansiyel

Vites kutusuna benzer şekilde, diferansiyelin de bir dönen atalet kütlesi vardır ve J_D olarak modelde kullanılır. Sürtünme momentinin viskoz sönümlemesinin (d_D) ile tanımlanırsa eşitlik 3.8 ile ilgili olarak diferansiyel modeli;

$$\varphi_{im} = \varphi_D i_D \quad (3.20)$$

$$J_D \frac{d^2 \varphi_D}{dt^2} = M_D i_D^2 - d_D \frac{d\varphi_D}{dt} - M_A \quad (3.21)$$

Eşitlik (3.21); (3.19) ve (3.20) nin kullanımıyla yeniden yazılırsa;

$$J_D \frac{d^2 \varphi_{vk}}{dt^2} = M_{im} i_D^2 - d_D \frac{d\varphi_{vk}}{dt} - M_A i_D \quad (3.22)$$

Eşitlik (3.22) motor hız fonksiyonuna, eşitlik (3.15) ve (3.16) nın kullanımıyla dönüştürülürse,

$$J_D \frac{d^2 \varphi_m}{dt^2} = M_{im} i_D^2 i_{vk} - d_D \frac{d\varphi_m}{dt} - M_A i_D i_{vk} \quad (3.23)$$

(3.23) teki M_{im} ile (3.18) deki M_{im} nin yer değiştirmesiyle vites kutusu, tahrik mili ve diferansiyelin montajlı bir modeli elde edilir (Eşitlik 3.24).

$$(J_{vk} i_D^2 + J_{vk}) \frac{d^2 \varphi_m}{dt^2} = M_{im} i_D^2 i_{vk} - d_D \frac{d\varphi_m}{dt} - M_A i_D i_{vk} \quad (3.24)$$

3.3.1.5 Aks Mili

Aks mili k katılık, c iç sönüm değerine sahip sönümlü burulma esnekliği ile modellenir. Bu durumda;

$$M_{Tek} = M_A = k_A (\varphi_D - \varphi_{Tek}) + d_A \left(\frac{d\varphi_D}{dt} - \frac{d\varphi_{Tek}}{dt} \right) = k_A \left(\frac{\varphi_m}{i_{vk} i_D} - \varphi_{Tek} \right) + d_A \left(\frac{\frac{d\varphi_m}{dt}}{i_{vk} i_D} - \frac{d\varphi_{Tek}}{dt} \right) \quad (3.25)$$

burada (3.15), (3.16), (3.19) ve (3.20) kullanılır. (3.24) teki M_A yı 3.25 ile yer değiştirirsek, vites kutusu, tahrik mili, diferansiyel ve aks milini ifade eden eşitlikler;

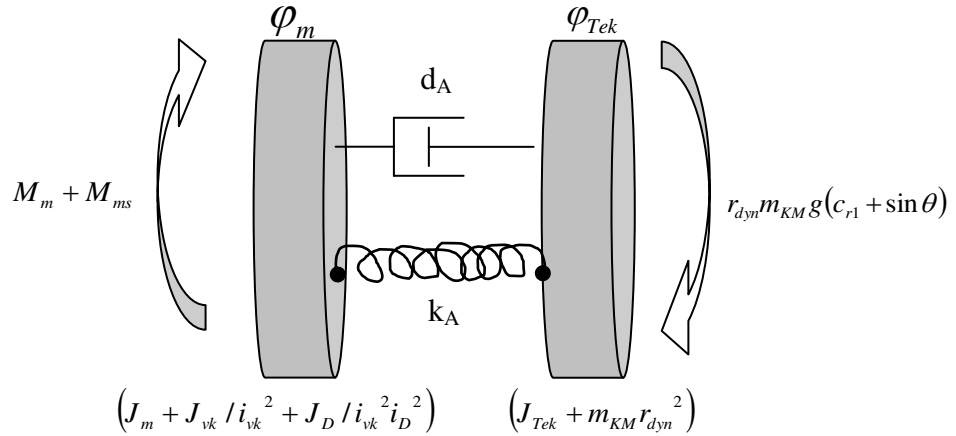
$$(J_{vk} i_D^2 + J_{vk}) \frac{d^2 \varphi_m}{dt^2} = M_k i_{vk}^2 i_D^2 - d_{vk} \frac{d\varphi_m}{dt} i_D^2 - d_D \frac{d\varphi_m}{dt} - k_A (\varphi_m - \varphi_{Tek} i_{vk} i_D) - d_A \left(\frac{d\varphi_m}{dt} - \frac{d\varphi_{Tek}}{dt} i_{vk} i_D \right) \quad (3.26)$$

3.3.1.6 Tekerlekler

Eğer 3.13 ile 3.25 bir araya getirilirse; rüzgar hızı ihmal edilirse, tekerlek için aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$\begin{aligned} (J_{Tek} + m_{KM} r_{dyn}^2) \frac{d^2 \varphi_{Tek}}{dt^2} = k_A \left(\frac{\varphi_m}{i_{vk} i_D} - \varphi_{Tek} \right) + d_A \left(\frac{d\varphi_m}{dt} - \frac{d\varphi_{Tek}}{dt} \right) - d_{Tek} \frac{d\varphi_{Tek}}{dt} - \\ - \frac{1}{2} c_w A_L \rho_a r_{dyn}^3 \left(\frac{d\varphi_{Tek}}{dt} \right)^2 - r_{dyn} m_{KM} g \left(c_{r1} + c_{r2} r_{dyn}^2 \left(\frac{d\varphi_{Tek}}{dt} \right)^2 \right) - r_{dyn} m_{KM} g \sin \theta \quad (3.27) \end{aligned}$$

Burada tekerlek sürtünme momenti için lastik sönüm etkisi (d_{Tek}) dikkate alınmıştır. Aks mili modeli; motor, vites kutusu ve diferansiyelin birlikte atalet momentini, sönümlü esnek burulma ile tekerlek atalet momentine ileten bağlantıyı içerir.



Şekil 3.11 Esnek aks mili modeli

Şekil 3.11 de şematik modeli aşağıda eşitlikleri görülen aks mili modeli olarak isimlendirilen komple model 3.26 dan M_k nın 3.1 e 3.27 ile birlikte yerleştirilmesiyle elde edilir.

Burada esnek aks mili modeli

$$\begin{aligned} \left(J_m + J_{vk} / i_{vk}^2 + J_D / i_{vk}^2 i_D^2 \right) \frac{d^2 \varphi_m}{dt^2} = M_m - M_{ms} - \left(\frac{d_{vk}^2}{i_{vk}^2} + \frac{d_D^2}{i_{vk}^2 i_D^2} \right) \varphi_m - k_A \left(\frac{\varphi_m}{i_{vk} i_D} - \varphi_{Tek} \right) / i_{vk} i_D - \\ - d_A \left(\frac{\frac{d\varphi_m}{dt}}{i_{vk} i_D} - \frac{d\varphi_{Tek}}{dt} \alpha_{cs} \right) / i_{vk} i_D \end{aligned} \quad (3.28)$$

$$\begin{aligned} \left(J_{Tek} + m_{KM} r_{dyn}^2 \right) \frac{d^2 \varphi_{Tek}}{dt^2} = k_A \left(\frac{\varphi_m}{i_{vk} i_D} - \varphi_{Tek} \right) + d_A \left(\frac{\frac{d\varphi_m}{dt}}{i_{vk} i_D} - \frac{d\varphi_{Tek}}{dt} \right) - d_{Tek} \frac{d\varphi_{Tek}}{dt} - \\ - \frac{1}{2} c_w A_L \rho_a r_{dyn}^3 \left(\frac{d\varphi_{Tek}}{dt} \right)^2 - m_{KM} g c_{r2} r_{dyn}^3 \left(\frac{d\varphi_{Tek}}{dt} \right)^2 - r_{dyn} m_{KM} g (c_{r1} + \sin \theta) \end{aligned} \quad (3.29)$$

olur.

3.3.2 Aks Mili ve Tahrik Mili Esnekliğinin Etki Ettirilmesi

Aks mili modeli motordan diferansiyel kadar katı (rijit) olarak kabul edilmiştir. Tahrik mili ve aks mili motor ataleti gibi diğer atalet momentleri ile kıyaslandığında nispeten küçük atalet momenti olan diferansiyel ile birbirinden ayrılmıştır. Bu kısım aks mili modelinin model parametrelerinin esnek tahrik mili tarafından nasıl etkilendiğinin bir araştırmasını kapsar.

Model, motordan vites kutusu çıkışına kadar rijit aktarma organları modeliyle türetilmiş, tahrik mili ve aks mili sönümlü ve burulma yönünde esnek olacak şekilde modellenmiştir. Aks mili modelinin türetilmesinde, vites kutusu ve diferansiyelin tahvil oranı dikkate alınmıştır. Türetilen aks mili modeli, tahrik mili için k_{tm} katılığa sahip, ve d_{tm} iç sönümlü olacak şekilde değerlendirilerek eşitlikler burada tekrar edilmektedir.

$$M_{tm} = M_D = k_{tm}(\varphi_{vk} - \varphi_{tm}) + d_{tm}\left(\frac{d\varphi_{vk}}{dt} - \frac{d\varphi_{tm}}{dt}\right) = k_{tm}\left(\frac{\varphi_m}{i_{vk}} - \varphi_{tm}\right) + d_{tm}\left(\frac{\frac{d\varphi_m}{dt}}{i_{vk}} - \frac{d\varphi_{tm}}{dt}\right) \quad (3.30)$$

Bu bağıntının denklem sistemine ilavesiyle, tahrik mili ve aks mili olmak üzere iki adet burulma esnekliğine sahip model elde edilebilir. 3.30'u 1.18 içerisine koyarsak;

$$J_{vk} \frac{d^2 \varphi_m}{dt^2} = M_k i_{vk}^2 - d_{vk} \frac{d\varphi_m}{dt} - \left(k_{tm}(\varphi_m / i_{vk} - \varphi_{tm}) + d_{tm}\left(\frac{d\varphi_m}{dt} / i_{vk} - \frac{d\varphi_{tm}}{dt}\right) \right) i_{vk}$$

(3.31) olur.

Bunları (3.1) ile birleştirirsek, ekteki diferansiyel eşitlikler, motor ve vites kutusu tümleşik halinin tanımlanması ile,

$$(J_m + J_{vk} / i_{vk}^2) \frac{d^2 \varphi_m}{dt^2} = M_m - M_{ms} - d_{vk} / i_{vk}^2 \frac{d\varphi_m}{dt} - \frac{1}{i_{vk}} \left(k_{tm}(\varphi_m / i_{vk} - \varphi_{tm}) + d_{tm}\left(\frac{d\varphi_m}{dt} / i_{vk} - \frac{d\varphi_{tm}}{dt}\right) \right) \quad (3.32)$$

elde edilir.

(3.21) in içinde (3.20) ve (3.30) kullanılarak;

$$\varphi_{tm} = \varphi_D i_D \quad (3.33)$$

$$J_D \frac{d^2 \varphi_D}{dt^2} = i_D \left[k_{tm} \left(\frac{\varphi_m}{i_{vk}} - \varphi_{tm} \right) + d_{tm} \left(\frac{\frac{d\varphi_m}{dt}}{i_{vk}} - \frac{d\varphi_{tm}}{dt} \right) \right] - d_D \frac{d\varphi_D}{dt} - M_A \quad (3.34)$$

3.33 ü 3.34 te yerine koyarsak;

$$J_D \frac{d^2 \varphi_{tm}}{dt^2} = i_D^2 \left[k_{tm} \left(\frac{\varphi_m}{i_{vk}} - \varphi_{tm} \right) + d_{tm} \left(\frac{\frac{d\varphi_m}{dt}}{i_{vk}} - \frac{d\varphi_{tm}}{dt} \right) \right] - d_D \frac{d\varphi_D}{dt} - i_D M_A \quad (3.35)$$

3.25 aks mili için eşitlik yeni şekliyle tekrar elde edilir.

$$M_{Tek} = M_A = k_A(\varphi_D - \varphi_{Tek}) + d_A \left(\frac{d\varphi_D}{dt} - \frac{d\varphi_{Tek}}{dt} \right) = k_A \left(\frac{\varphi_{tm}}{i_D} - \varphi_{Tek} \right) + d_A \left(\frac{\frac{d\varphi_{tm}}{dt}}{i_D} - \frac{d\varphi_{Tek}}{dt} \right) \quad (3.36)$$

(3.35) eşitliği ise, diferansiyel için (3.37) haline gelir;

$$J_D \frac{d^2 \varphi_{tm}}{dt^2} = i_D^2 \left[k_{tm} \left(\frac{\varphi_m}{i_{vk}} - \varphi_{tm} \right) + d_{tm} \left(\frac{\frac{d\varphi_m}{dt}}{i_{vk}} - \frac{d\varphi_{tm}}{dt} \right) \right] - d_D \frac{d\varphi_{tm}}{dt} -$$

$$- i_D k_A \left(\frac{\varphi_{tm}}{i_D} - \varphi_{Tek} \right) + d_A \left(\frac{\frac{d\varphi_{tm}}{dt}}{i_D} - \frac{d\varphi_{Tek}}{dt} \right) \quad (3.37)$$

(3.13) ve (3.36) eşitlikleri bir araya getirilerek tekerlekteki eşitlik türetilir. Tekerleği tanımlayan eşitlik;

$$(J_{Tek} + m_{KM} r_{dyn}^2) \frac{d^2 \varphi_{Tek}}{dt^2} = k_A \left(\frac{\varphi_{tm}}{i_D} - \varphi_{Tek} \right) + d_A \left(\frac{\frac{d\varphi_{tm}}{dt}}{i_D} - \frac{d\varphi_{Tek}}{dt} \right) - d_{Tek} \frac{d\varphi_{Tek}}{dt} -$$

$$- \frac{1}{2} c_w A_L \rho_a r_{dyn}^3 \left(\frac{d\varphi_{Tek}}{dt} \right)^2 - m_{KM} g c_{r2} r_{dyn}^3 \left(\frac{d\varphi_{Tek}}{dt} \right)^2 - r_{dyn} m_{KM} g (c_{r1} + \sin \theta) \quad (3.38)$$

ki burada sürtünme momentinin d_{Tek} sönümlenme katsayısı ile tanımlandığı kabul edilir.

Aks mili ve tahrik mili ile komple model esneklikleri şekil 3.12 den görülebileceği gibi aşağıdaki şekildedir.

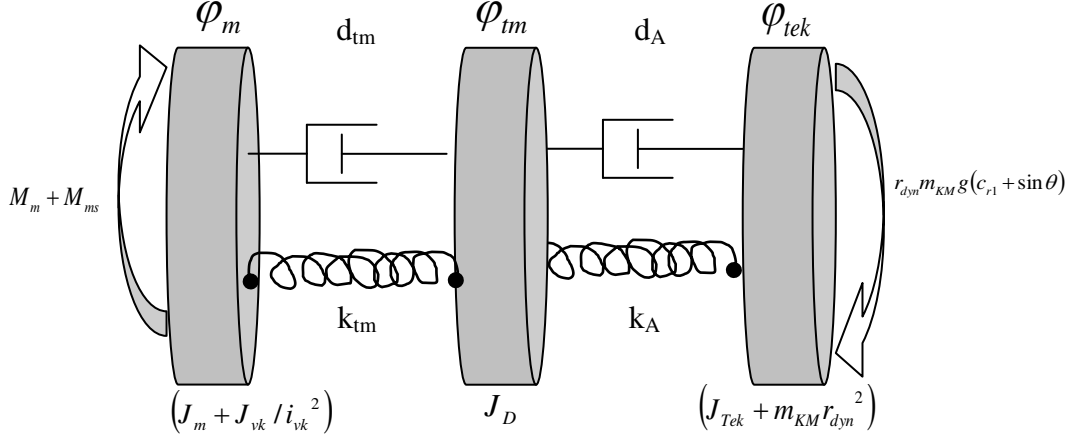
$$(J_m + J_{vk} / i_{vk}^2) \frac{d^2 \varphi_m}{dt^2} = M_m - M_{ms} - \left(\frac{d_{vk}}{i_{vk}^2} \right) \frac{d\varphi_m}{dt} - \frac{1}{i_{vk}} \left(k_{tm} (\varphi_m / i_{vk} - \varphi_{tm}) + d_{tm} \left(\frac{d\varphi_m}{dt} / i_t - \frac{d\varphi_{tm}}{dt} \right) \right) \quad (3.39)$$

$$J_D \frac{d^2 \varphi_{tm}}{dt^2} = i_D^2 \left[k_{tm} \left(\frac{\varphi_m}{i_{vk}} - \varphi_{tm} \right) + d_{tm} \left(\frac{\frac{d\varphi_m}{dt}}{i_{vk}} - \frac{d\varphi_{tm}}{dt} \right) \right] - d_D \frac{d\varphi_{tm}}{dt} -$$

$$- i_D k_A \left(\frac{\varphi_{tm}}{i_D} - \varphi_{Tek} \right) + d_A \left(\frac{\frac{d\varphi_{tm}}{dt}}{i_D} - \frac{d\varphi_{Tek}}{dt} \right) \quad (3.40)$$

$$(J_{Tek} + m_{KM} r_{dyn}^2) \frac{d^2 \varphi_{Tek}}{dt^2} = k_A \left(\frac{\varphi_{tm}}{i_D} - \varphi_{Tek} \right) + d_A \left(\frac{\frac{d\varphi_{tm}}{dt}}{i_D} - \frac{d\varphi_{Tek}}{dt} \right) -$$

$$-\left(d_{Tek} + m_{KM} g c_{r2} r_{dyn}^3 \frac{d\varphi_{Tek}}{dt}\right) \frac{d\varphi_{Tek}}{dt} - \frac{1}{2} c_w A_L \rho_a r_{dyn}^3 \left(\frac{d\varphi_{Tek}}{dt}\right)^2 - r_{dyn} m_{KM} g (c_{r1} + \sin \theta) \quad (3.41)$$



Şekil 3.12 Esnek aks mili ve tahrik mili modeli

(3.39) dan (3.41)'e kadar model eşitlikleri k_{tm} katılık ve d_{tm} sönüme sahip tahrik mili ile genişletilmiş aks mili modelini tanımlar.

Modeldeki 3 adet atalet momenti

$$\begin{aligned} J_1 &= J_m + J_{vk} / i_{vk}^2 \\ J_2 &= J_D \\ J_3 &= J_{Tek} + m_{KM} r_{dyn}^2 \end{aligned} \quad (3.42)$$

olur

3.3.3 Esnek Kavrama ve Aks Mili ile Model

Kavrama bu ana kadar katı (rijit) olarak alınmıştır. Düşük frekanslı salınımların temelini aks milinin esnekliğinden kaynaklandığı kabul edilmiştir. Bununla birlikte bilindiği gibi, motor ve aktarma organları arasında bazı ilave salınım oluşturan bileşenler bulunmaktadır. Burada en çok esnekliğe sahip olan aday titreşim damperinin bulunduğu kavramadır. Kavramalı modeli basitçe anlamak için model aks mili ve kavrama olmak üzere iki burulma esnekliği içerecektir.

Burada öncelikle, k_k katılığı ve d_k iç sönümlmesiyle esnek sönümlü kavrama ve aks mili modeli için prosedürün tekrarlanması aracılığıyla bir model türetilmiştir.

$$M_k = M_{vk} = k_k(\varphi_m - \varphi_k) + d_k \left(\frac{d\varphi_m}{dt} - \frac{d\varphi_k}{dt} \right) = k_k(\varphi_m - \varphi_{vk} i_{vk}) + d_k \left(\frac{d\varphi_m}{dt} - \frac{d\varphi_{vk}}{dt} i_{vk} \right) \quad (3.43)$$

Burada 3.16 eşitliği, 3.43 şeklinde düzenlenmiştir. Bunu (3.1) içerisine yerleştirerek motor atalet momenti dahil edilen eşitlik, aşağıdaki halini alır (3.44).

$$J_m \cdot \frac{d^2 \varphi_m}{dt^2} = M_m - M_{ms} - k_k(\varphi_m - \varphi_{vk} i_{vk}) + d_k \left(\frac{d\varphi_m}{dt} - \frac{d\varphi_{vk}}{dt} i_{vk} \right) \quad (3.44)$$

Ayrıca (3.43) ü 1.15 içerisine yerleştirerek vites kutusunu tarif eden eşitlik;

$$J_{vk} \frac{d^2 \varphi_{vk}}{dt^2} = i_{vk} \left[k_k(\varphi_m - \varphi_{vk} i_{vk}) + d_k \left(\frac{d\varphi_m}{dt} - \frac{d\varphi_{vk}}{dt} i_{vk} \right) \right] - d_{vk} \frac{d\varphi_{vk}}{dt} - M_{tm} \quad (3.45)$$

olur. (3.22) no'lu eşitlikten M_{tm} türetilerek,

$$(J_{vk} + J_D / i_D^2) \frac{d^2 \varphi_{vk}}{dt^2} = i_{vk} \left(k_k(\varphi_m - \varphi_{vk} i_{vk}) + d_k \left(\frac{d\varphi_m}{dt} - \frac{d\varphi_{vk}}{dt} i_{vk} \right) \right) - (d_{vk} + d_D / i_D^2) \frac{d\varphi_{vk}}{dt} - M_A / i_D \quad (3.46)$$

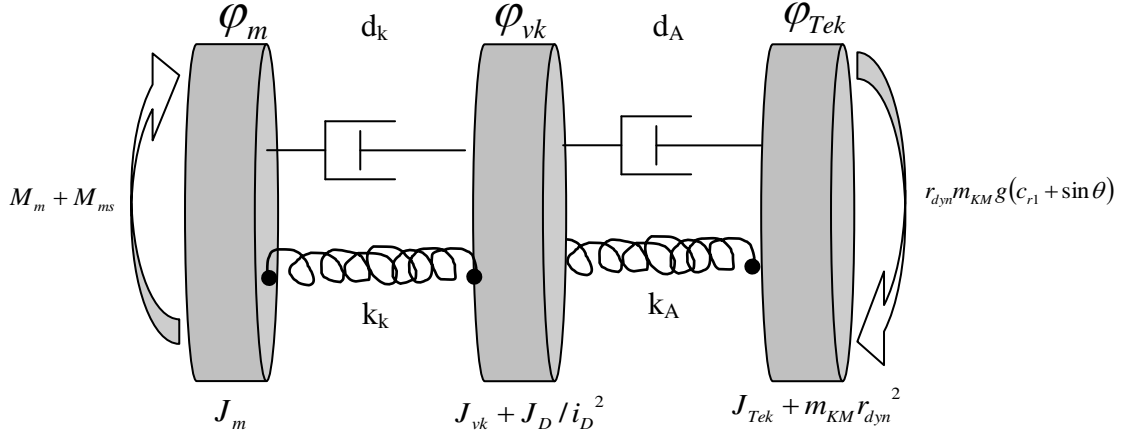
elde edilir.

3.25 no'lu eşitliğe göre aks mili denklemleri;

$$M_{Tek} = M_A = k_A(\varphi_D - \varphi_{Tek}) + d_A \left(\frac{d\varphi_D}{dt} - \frac{d\varphi_{Tek}}{dt} \right) = k_A \left(\frac{\varphi_{vk}}{i_D} - \varphi_{Tek} \right) + d_A \left(\frac{\frac{d\varphi_{vk}}{dt}}{i_D} - \frac{d\varphi_{Tek}}{dt} \right) \quad (3.47)$$

burada ise (3.19) ve (3.20) son eşitlikte kullanılmıştır.

Kavrama ve aks mili modeli olarak isimlendirilen komple model 3.47 nin 3.46 ve 3.14 içerisine yerleştirilmesi ile elde edilir. Şekil 3.13 te modelin gösterimi görülebilir.



Şekil 3.13 Esnek kavrama ve aks mili modeli

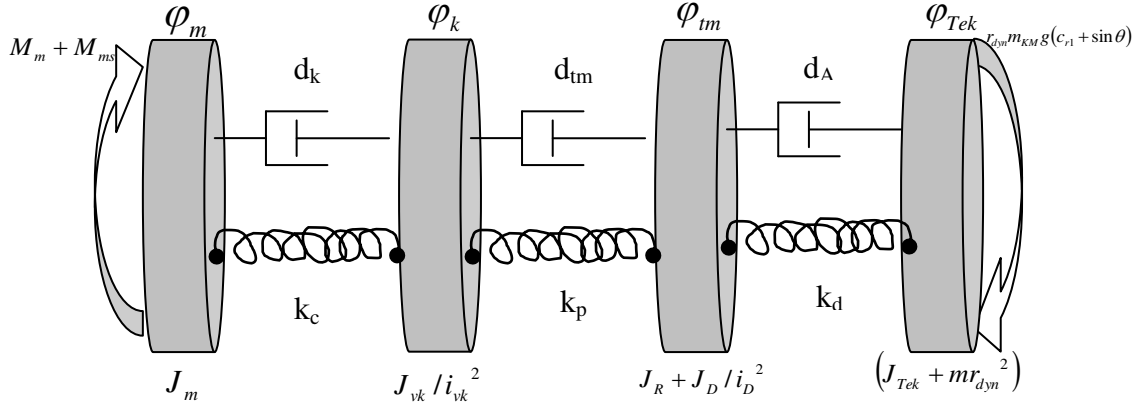
Kavrama ve aks mili modeli;

$$J_m \frac{d^2 \varphi_m}{dt^2} = M_m - M_{ms} - \left(k_k (\varphi_m - \varphi_{vk} i_{vk}) + d_k \left(\frac{d\varphi_m}{dt} - \frac{d\varphi_{vk}}{dt} i_{vk} \right) \right) \quad (3.48)$$

$$\begin{aligned} (J_{vk} + J_D / i_D^2) \ddot{\varphi}_{vk} = & i_{vk} \left(k_k (\varphi_m - \varphi_{vk} i_{vk}) + d_k \left(\frac{d\varphi_m}{dt} - \frac{d\varphi_{vk}}{dt} i_{vk} \right) \right) - (d_{vk} + d_D / i_D^2) \frac{d\varphi_{vk}}{dt} - \\ & - \frac{1}{i_D} \left(k_A (\varphi_{vk} / i_D - \varphi_{Tek}) + d_A \left(\frac{d\varphi_{vk}}{dt} / i_D - \frac{d\varphi_{Tek}}{dt} \right) \right) \end{aligned} \quad (3.49)$$

$$\begin{aligned} (J_{Tek} + m_{KM} r_{dyn}^2) \ddot{\varphi}_{Tek} = & k_A \left(\frac{\varphi_{vk}}{i_D} - \varphi_{Tek} \right) + d_A \left(\frac{\frac{d\varphi_{vk}}{dt}}{i_D} - \frac{d\varphi_{Tek}}{dt} \right) - \\ & - \left(d_{Tek} + m_{KM} g c_{r2} r_{dyn}^3 \frac{d\varphi_{Tek}}{dt} \right) \frac{d\varphi_{Tek}}{dt} - \frac{1}{2} c_w A_L \rho_a r_{dyn}^3 \left(\frac{d\varphi_{Tek}}{dt} \right)^2 - r_{dyn} m_{KM} g (c_{r1} + \sin \theta) \end{aligned} \quad (3.50)$$

3.3.4 Esnek Kavrama, Tahrik Mili, Aks Mili ile Model Oluşumu ve Sistem Dinamik Denklemine Retarder'ın Dahil Edilmesi



Şekil 3.14 Yavaşlatıcı esnek kavrama, tahrik mili ve aks mili modeli

Kısım 3.3.1 den 3.3.4'e kadar aktarma organları dinamik modeli motor, şanzuman, diferansiyel ve tekerleklerin atalet momenti birlikte ele alınmasıyla yapılmıştır. Bu kısımda ilave olarak yavaşlatıcı sistemin atalet momenti de dikkate alınmaktadır. Ayrıca kavrama, tahrik mili ve aks miline ait sönümlenmiş burulma esnekliği şekil 3.14 te gösterildiği gibi dinamik modelde yer almaktadır. Başta aks mili esnekliği olmak üzere tahrik mili ve kavramanın dinamik yükler altında oluşturduğu burulma yay katsayısı ve sönüm değerlerinin sistem denklemine ilavesi modelin mümkün olabildiğince gerçekçi olmasını sağlar. Yukarıda tanımlanan eşitliklerde bu durum kısmi olarak yansıtılmıştır. Bir ticari araçta fren sistemini destekleyici ve balataların ömrünü uzatıcı etkiye sahip olan ve bizim öncelikli olarak etkilerini inceleyeceğimiz yavaşlatıcı sistemi (Retarder) de sistem dinamiğini etkileyen önemli etkiler arasında yer almaktadır. Bu bileşen ticari taşıtta konum olarak, vites kutusu ile diferansiyelin arasında bulunduğundan tahvil oranları ve sönüm faktörleri ile etkisini tekerleğe kadar iletilir.

Yukarıdaki şematik model ve aşağıda eşitlikleri görülen komple model, yavaşlatıcıya sahip bir taşıt tahrik sisteminde hareket denklemini ifade etmektedir ve daha anlaşılır olması için tekerlekten başlanarak oluşturulmuştur.

3.3.4.1 Tekerlek

m_{KM} kütleli v_{KM} hızında hareket eden bir araca etki eden kuvvetleri aracın boylamasına (X eks.) yönde Newton'un 2. kanunu ile, tekerlek için yazarsak; 3.10, 3.11, 3.12 ve 3.13 kullanılmasıyla aşağıda gösterilen 3.14, 3.51 olarak düzenlenir.

$$\begin{aligned} (J_{Tek} + m_{KM} r_d^2) \frac{d^2 \varphi_{Tek}}{dt^2} = M_{Tek} - \frac{1}{2} c_w A_L \rho_a r_{dyn} (r_{dyn} \frac{d\varphi_{Tek}}{dt} + v_w)^2 - r_{dyn} m_{KM} g \\ \left(c_{r1} + c_{r2} r_{dyn}^2 \left(\frac{d\varphi_{Tek}}{dt} \right)^2 \right) - r_{dyn} m_{KM} g \sin \theta \end{aligned} \quad (3.51)$$

elde edilir. Burada M_{Tek} ve lastik sönümü ($M_{Tek s}$) yi yerine koyarsak;

$$(J_{Tek} + m_{KM} r_{dyn}^2) \frac{d^2 \varphi_{Tek}}{dt^2} = k_A \left(\frac{\varphi_{tm}}{i_D} - \varphi_{Tek} \right) + d_A \left(\frac{\frac{d\varphi_{tm}}{dt}}{i_D} - \frac{d\varphi_{Tek}}{dt} \right) - (d_{Tek} + m_{KM} g c_{r2} r_{dyn}^3$$

$$\frac{d\varphi_{Tek}}{dt} \frac{d\varphi_{Tek}}{dt} - \frac{1}{2} c_w A_L \rho_a r_{dyn}^3 \left(\frac{d\varphi_{Tek}}{dt} \right)^2 - r_{dyn} m_{KM} g (c_{r1} + \sin \theta) \quad (3.52)$$

elde edilir. Denklemin açısal hızlara ve onların türevlerine bağlı paranteze alırsak tekerleğin açısal ivmesi için;

$$\begin{aligned} \frac{d^2 \varphi_{Tek}}{dt^2} = \frac{k_A}{(J_{Tek} + m_{KM} r_{dyn}^2)} \left(\frac{\alpha_{tm}}{i_D} - \alpha_{Tek} \right) + \frac{d_A}{(J_{Tek} + m_{KM} r_{dyn}^2)} \left(\frac{\frac{d\varphi_{tm}}{dt}}{i_D} - \frac{d\varphi_{Tek}}{dt} \right) - \frac{d_{Tek}}{(J_{Tek} + m_{KM} r_{dyn}^2)} \\ \frac{d\varphi_{Tek}}{dt} - \frac{(2m_{KM} g c_{r2} + c_w A_L \rho_a) r_{dyn}^3}{2(J_{Tek} + m_{KM} r_{dyn}^2)} \left(\frac{d\varphi_{Tek}}{dt} \right)^2 - \frac{1}{(J_{Tek} + m_{KM} r_{dyn}^2)} r_{dyn} m_{KM} g (c_{r1} + g \sin \theta) \end{aligned}$$

(3.53) denklemi bulunur.

3.3.4.2 Aks Mili

Aks mili için direkt olarak 3.25 teki eşitlik aynen kullanılabilir. Bu eşitliği hatırlayacak olursak;

$$M_{Tek} = M_A = k_A (\varphi_D - \varphi_{Tek}) + d_A \left(\frac{d\varphi_D}{dt} - \frac{d\varphi_{Tek}}{dt} \right) = k_A \left(\frac{\varphi_m}{i_{vk} i_D} - \varphi_{Tek} \right) + d_A \left(\frac{\frac{d\varphi_m}{dt}}{i_{vk} i_D} - \frac{d\varphi_{Tek}}{dt} \right) \quad (3.54)$$

3.3.4.3 Diferansiyel

(3.20) ve (3.21) denklemleri kullanılarak, (3.54) aks mili eşitliğinde verilen M_{Tek} denklemi kullanılarak diferansiyel denklem;

$$J_D \frac{d^2 \varphi_{tm}}{dt^2} = M_D i_D^2 - d_D \frac{d\varphi_D}{dt} - \left(k_A (\varphi_{tm} - \varphi_{Tek} i_D) + d_A \left(\frac{d\varphi_{tm}}{dt} - \frac{d\varphi_{Tek}}{dt} i_D \right) \right) \quad (3.55)$$

olur ve buradan da M_D çekilerek (3.56) elde edilir.

$$M_D = \frac{J_D}{i_D^2} \frac{d^2 \varphi_{tm}}{dt^2} + \frac{d_D}{i_D^2} \frac{d\varphi_{tm}}{dt} + \left[k_A \left(\frac{\varphi_{tm}}{i_D^2} - \frac{\varphi_{Tek}}{i_D} \right) + d_A \left(\frac{\frac{d\varphi_{tm}}{dt}}{i_D^2} - \frac{\frac{d\varphi_{Tek}}{dt}}{i_D} \right) \right] \quad (3.56)$$

3.3.4.4 Yavaşlatıcı Sistem (Retarder)

Daha önce de bahsedildiği gibi frenleme momenti, sürtünme momenti (M_{Rs}) olarak isimlendirilir. Hidrodinamik tip bir yavaşlatıcı kullanılmadığından sönüm ihmal edilmiştir. Burada $M_{tm}=M_R$ ve $\varphi_R = \varphi_{tm}$ alınabilir.

$$J_R \frac{d^2 \varphi_R}{dt^2} = \left(k_{tm} (\varphi_{vk} - \varphi_{tm}) + d_{tm} \left(\frac{d\varphi_{vk}}{dt} - \frac{d\varphi_{tm}}{dt} \right) \right) - M_{Rs} - M_D \quad (3.57)$$

3.3.4.3. teki (3.56) no'lu M_D eşitliğini (3.57) de yerine yazarsak;

$$J_R \ddot{\alpha}_p = k_p (\alpha_t - \alpha_p) + d_p (\dot{\alpha}_t - \dot{\alpha}_p) - T_{fric,R} - \frac{J_f}{i_f^2} \ddot{\alpha}_p + \frac{d_f}{i_f^2} \dot{\alpha}_p + \left[k_d \left(\frac{\alpha_p}{i_f^2} - \frac{\alpha_w}{i_f} \right) + d_d \left(\frac{\dot{\alpha}_p}{i_f^2} - \frac{\dot{\alpha}_w}{i_f} \right) \right] \quad (3.58)$$

$$J_R \frac{d^2 \varphi_R}{dt^2} = J_R \frac{d^2 \varphi_{tm}}{dt^2} = \left(k_{tm} (\varphi_{vk} - \varphi_{tm}) + d_{tm} \left(\frac{d\varphi_{vk}}{dt} - \frac{d\varphi_{tm}}{dt} \right) \right) - M_{Rs} - \frac{J_D}{i_D^2} \frac{d^2 \varphi_{tm}}{dt^2} + \frac{d_D}{i_D^2} \frac{d\varphi_{tm}}{dt} + \left[k_A \left(\frac{\varphi_{tm}}{i_D^2} - \frac{\varphi_{Tek}}{i_D} \right) + d_A \left(\frac{\frac{d\varphi_{tm}}{dt}}{i_D^2} - \frac{\frac{d\varphi_{Tek}}{dt}}{i_D} \right) \right] \quad (3.59)$$

elde edilir. Burada 3.59 eşitliğini açısal hız, ivme ve yer değiştirmelere göre paranteze alırsak;

$$\begin{aligned} \left(J_R + \frac{J_D}{i_D^2} \right) \frac{d^2 \varphi_{tm}}{dt^2} &= \frac{d\varphi_{tm}}{dt} \left(-d_{tm} + \frac{d_D}{i_D^2} + \frac{d_A}{i_D^2} \right) - \frac{d\varphi_{Tek}}{dt} \frac{d_A}{i_D} - \varphi_{tm} \left(k_{tm} + \frac{k_A}{i_D^2} \right) - \varphi_{Tek} \frac{k_A}{i_D} - M_{Rs} \\ &+ \varphi_{vk} k_{tm} + \frac{d\varphi_{vk}}{dt} d_{tm} \end{aligned} \quad (3.60)$$

oluşur. Buradan da tahrik milinin açısal ivmesini veren denklemi elde ederiz. (3.61)

$$\begin{aligned} \frac{d^2 \varphi_{tm}}{dt^2} &= \frac{d\varphi_{tm}}{dt} \frac{\left(-d_{tm} + \frac{d_D}{i_D^2} + \frac{d_A}{i_D^2} \right)}{\left(J_R + \frac{J_D}{i_D^2} \right)} - \frac{d\varphi_{Tek}}{dt} \frac{\frac{d_A}{i_D}}{\left(J_R + \frac{J_D}{i_D^2} \right)} - \varphi_{tm} \frac{\left(k_{tm} + \frac{k_A}{i_D^2} \right)}{\left(J_R + \frac{J_D}{i_D^2} \right)} - \varphi_{Tek} \frac{\frac{k_A}{i_D}}{\left(J_R + \frac{J_D}{i_D^2} \right)} + \\ &+ \varphi_k \frac{\frac{k_{tm}}{i_{vk} \left(J_R + \frac{J_D}{i_D^2} \right)}}{\frac{d\varphi_k}{dt} \frac{d_{tm}}{i_{vk} \left(J_R + \frac{J_D}{i_D^2} \right)} - \frac{M_{Rs}}{\left(J_R + \frac{J_D}{i_D^2} \right)}} \end{aligned} \quad (3.61)$$

3.3.4.5 Tahrik Mili

Sürtünme olmadığı kabul edilirse ($\Rightarrow M_{tm}=M_R$), yavaşlatıcı girişinde matematik denklem aşağıdaki şekilde olur.

$$M_{tm} = M_R = k_{tm}(\varphi_{vk} - \varphi_{tm}) + d_{tm} \left(\frac{d\varphi_{vk}}{dt} - \frac{d\varphi_{tm}}{dt} \right), \dots, \varphi_{vk} \neq \varphi_{tm} \quad (3.62)$$

3.3.4.6 Vites Kutusu

Vites kutusu modelinde 3.17 eşitliği kullanılarak 3.43 no'lu kavrama eşitliğindeki M_{vk} değeri 3.17 de yerine konulursa;

$$J_{vk} \frac{d^2 \varphi_{vk}}{dt^2} = i_{vk} \left[k_k (\varphi_m - \varphi_k) + d_k \left(\frac{d\varphi_m}{dt} - \frac{d\varphi_k}{dt} \right) \right] - d_{vk} \frac{d\varphi_{vk}}{dt} - M_{tm}, \dots, \varphi_k = \varphi_{vk} i_{vk} \quad (3.63)$$

elde edilir. Burada φ_k değerin φ_{vk} olarak yazılabilmesi için i_{vk}^2 ile eşitliğin her iki yanı bölünürse;

$$\frac{J_{vk}}{i_{vk}^2} \frac{d^2 \varphi_{vk}}{dt^2} = \left[k_k \left(\frac{\varphi_m}{i_{vk}} - \varphi_{vk} \right) + d_k \left(\frac{d\varphi_m}{dt} - \frac{d\varphi_{vk}}{dt} \right) \right] - \frac{d_{vk}}{i_{vk}^2} \frac{d\varphi_{vk}}{dt} - \frac{M_{tm}}{i_{vk}^2}, \dots, \varphi_k = \varphi_{vk} i_{vk} \quad (3.64)$$

$$\frac{J_{vk}}{i_{vk}^3} \frac{d^2 \varphi_k}{dt^2} = \left[k_k \left(\frac{\varphi_m}{i_{vk}} - \frac{\varphi_k}{i_{vk}} \right) + d_k \left(\frac{d\varphi_m}{dt} - \frac{d\varphi_k}{dt} \right) \right] - \frac{d_{vk}}{i_{vk}^2} \frac{d\varphi_k}{dt} - \frac{M_{tm}}{i_{vk}^2}, \dots, \varphi_k = \varphi_{vk} i_{vk} \quad (3.65)$$

oluşur. Burada (3.62) deki M_{tm} yerine konursa;

$$\frac{J_{vk}}{i_{vk}^3} \frac{d^2 \varphi_k}{dt^2} = \left[k_k \left(\frac{\varphi_m}{i_{vk}} - \frac{\varphi_k}{i_{vk}} \right) + d_k \left(\frac{d\varphi_m}{dt} - \frac{d\varphi_k}{dt} \right) \right] - \frac{d_{vk}}{i_{vk}^2} \frac{d\varphi_k}{dt} - \frac{k_{tm}(\varphi_{vk} - \varphi_{tm}) + d_{tm} \left(\frac{d\varphi_{vk}}{dt} - \frac{d\varphi_{tm}}{dt} \right)}{i_{vk}^2} \quad (3.66)$$

elde edilir ve yeniden düzenlenerek (3.67) eşitliği oluşur.

$$\frac{J_{vk}}{i_{vk}^3} \frac{d^2 \varphi_k}{dt^2} = \left[k_k \left(\frac{\varphi_m}{i_{vk}} - \frac{\varphi_k}{i_{vk}} \right) + d_k \left(\frac{d\varphi_m}{dt} - \frac{d\varphi_k}{dt} \right) \right] - \frac{d_{vk}}{i_{vk}^2} \frac{d\varphi_k}{dt} - \frac{k_{tm}}{i_{vk}^2} \left(\frac{\varphi_k}{i_{vk}} - \varphi_{tm} \right) - \frac{d_{tm}}{i_{vk}^2} \left(\frac{d\varphi_k}{dt} - \frac{d\varphi_{tm}}{dt} \right) \quad (3.67)$$

(3.67) eşitliğinden tahrik milinin açılmal ivmesini veren denklemi elde ederiz. (3.68)

$$\frac{d^2 \varphi_k}{dt^2} = \left[k_k \frac{i_{vk}^2}{J_{vk}} (\varphi_m - \varphi_k) + d_k \frac{i_{vk}^2}{J_{vk}} \left(\frac{d\varphi_m}{dt} - \frac{d\varphi_k}{dt} \right) \right] - \frac{d_{vk}}{J_{vk}} \frac{d\varphi_k}{dt} - \frac{k_{tm} i_{vk}}{J_{vk}} \left(\frac{\varphi_k}{i_{vk}} - \varphi_{tm} \right) - \frac{d_{tm} i_{vk}}{J_{vk}} \left(\frac{d\varphi_k}{dt} - \frac{d\varphi_{tm}}{dt} \right) \quad (3.68)$$

3.3.4.7 Kavrama

Bilindiği üzere k_k katılığı ve d_k iç sönümlmesiyle kavrama için bir esneklik modeli 1.44 te elde edilmiş idi. Aşağıda tekrar ifade edilmiştir.

$$M_k = M_{vk} = k_k(\varphi_m - \varphi_k) + d_k \left(\frac{d\varphi_m}{dt} - \frac{d\varphi_k}{dt} \right); \dots, \varphi_m \neq \varphi_k \quad (3.69)$$

3.3.4.8 Motor

1.1. de bahsedildiği gibi motorun çıkış momenti; yanmadan meydana gelen iç momenti (M_m), motorun iç sürtünmesi (M_{ms}), kavramadan gelen reaksiyon momenti (M_k), nden oluşur. (3.1) denkleminde; (3.43) te ve yukarıda belirtilen kavrama denkleminin yerleştirilmesiyle;

$$J_m \cdot \frac{d^2\varphi_m}{dt^2} = M_m - M_{ms} - k_k(\varphi_m - \varphi_k) + d_k \left(\frac{d\varphi_m}{dt} - \frac{d\varphi_k}{dt} \right) \quad (3.70)$$

elde edilir. 3.70 ten motorun açısal ivmesini veren denklemi elde ederiz (3.71).

$$\frac{d^2\varphi_m}{dt^2} = \frac{M_m}{J_m} - \frac{M_{ms}}{J_m} - \frac{k_k}{J_m}(\varphi_m - \varphi_k) + \frac{d_k}{J_m} \left(\frac{d\varphi_m}{dt} - \frac{d\varphi_k}{dt} \right) \quad (3.71)$$

Böylece yavaşlatıcılı bir aktarma organları sisteminde açısal ivme, hız ve açısal yer değiştirmelerin bulunabileceği diferansiyel denklemleri elde etmiş oluruz. Bu denklemlerin son halleri (3.53), (3.61), (3.68), (3.71) eşitliklerinde görülmektedir.

Tekrar bunları yazarsak;

$$\begin{aligned} \frac{d^2\varphi_{Tek}}{dt^2} &= \left(\frac{k_A}{J_{Tek} + m_{KM} r_{dyn}^2} \right) \left(\frac{\varphi_{im}}{i_D} - \varphi_{Tek} \right) + \left(\frac{d_A}{J_{Tek} + m_{KM} r_{dyn}^2} \right) \left(\frac{d\varphi_{im}}{dt} - \frac{d\varphi_{Tek}}{dt} \right) - \left(\frac{d_{Tek}}{J_{Tek} + m_{KM} r_{dyn}^2} \right) \cdot \\ &\cdot \frac{d\varphi_{Tek}}{dt} - \frac{(2m_{KM} g c_{r2} + c_w A_L \rho_a) r_{dyn}^3}{2(J_{Tek} + m_{KM} r_{dyn}^2)} \left(\frac{d\varphi_{Tek}}{dt} \right)^2 - \frac{1}{(J_{Tek} + m_{KM} r_{dyn}^2)} r_{dyn} m_{KM} g (c_{r1} + g \sin \theta) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{d^2 \varphi_{im}}{dt^2} = & \frac{d\varphi_{im}}{dt} \frac{\left(-d_{im} + \frac{d_D}{i_D^2} + \frac{d_A}{i_D^2}\right)}{\left(J_R + \frac{J_D}{i_D^2}\right)} - \frac{d\varphi_{Tek}}{dt} \frac{\frac{d_A}{i_D}}{\left(J_R + \frac{J_D}{i_D^2}\right)} - \varphi_{im} \frac{\left(k_{im} + \frac{k_A}{i_D^2}\right)}{\left(J_R + \frac{J_D}{i_D^2}\right)} - \varphi_{Tek} \frac{\frac{k_A}{i_D}}{\left(J_R + \frac{J_D}{i_D^2}\right)} + \\ & + \varphi_k \frac{k_{im}}{i_{vk} \left(J_R + \frac{J_D}{i_D^2}\right)} + \frac{d\varphi_k}{dt} \frac{d_{im}}{i_{vk} \left(J_R + \frac{J_D}{i_D^2}\right)} - \frac{M_{Rs}}{\left(J_R + \frac{J_D}{i_D^2}\right)} \end{aligned}$$

$$\frac{d^2 \varphi_k}{dt^2} = \left[k_k \frac{i_{vk}^2}{J_{vk}} (\varphi_m - \varphi_k) + d_k \frac{i_{vk}^2}{J_{vk}} \left(\frac{d\varphi_m}{dt} - \frac{d\varphi_k}{dt} \right) \right] - \frac{d_{vk}}{J_{vk}} \frac{d\varphi_k}{dt} - \frac{k_{im} i_{vk}}{J_{vk}} \left(\frac{\varphi_k}{i_{vk}} - \varphi_{im} \right) - \frac{d_{im} i_{vk}}{J_{vk}} \left(\frac{\frac{d\varphi_k}{dt}}{i_{vk}} - \frac{d\varphi_{im}}{dt} \right)$$

$$\frac{d^2 \varphi_m}{dt^2} = \frac{M_m}{J_m} - \frac{M_{ms}}{J_m} - \frac{k_k}{J_m} (\varphi_m - \varphi_k) + \frac{d_k}{J_m} \left(\frac{d\varphi_m}{dt} - \frac{d\varphi_k}{dt} \right)$$

şeklinde elde edilmiş olurlar.

BÖLÜM DÖRT

TAŞIT TAHİRİK SİSTEMİ SÜRÜŞ SİMÜLASYONU

4.1 Giriş

Taşıit tahrik sistemi bütünü ile ilgili olarak bölüm üçte belirtilen teorik denklemlerin etkilerini inceleme temeline dayanan yapılan araştırmada, durum uzay (state space) yöntemi ile çözüm gerçekleştirilebilir. Tahrik sistemindeki belirli bölgeler için diferansiyel denklem takımlarının vektör ve matris çözümleri yapılan bu yöntemde, sadece sistemin seçilen belirli bölgelerindeki çözüm sonuçları elde edilebilir. Denklemlere diğeri bir çözüm yaklaşımı ise, sayısal integrasyona dayanan diferansiyel denklemlerin transfer fonksiyonlarının elde edilmesi ile tahrik sisteminin blok diyagramlarının oluşturulmasıdır. Literatürde fiziksel sistemlerin kontrol algoritmalarını da içeren blok diyagramına dayalı çözüm örnekleri bulunmaktadır Dorf (1992), Sistemin çözüm yöntemi olarak belirlenen bu yöntem için, bu bölümde benzer şekilde hareket denklemlerinin transfer fonksiyonları Laplace dönüşümleri yardımıyla tespit edilmiştir.

Taşıit tahrik sisteminin hareket denklemleri ve transfer fonksiyonları oluşturularak matematiksel modellenmesi gerçekleştirilmiştir. Bu bağlamda seçilmiş olan 0,005 s zaman aralığı ile tahrik sisteminde meydana gelen değişiklikler, taşıitın çalışma koşullarını simüle edecek şekilde, girdi fonksiyonları ile çözdürülerek elde edilen sonuçlar ile ifade edilecektir.

4.2 Transfer Fonksiyonların Elde Edilmesi

4.2.1 Motor

Bölüm 3.2.1 de Newton'un ikinci hareket yasası ile elde edilen (3.1) eşitliğinden faydalanılarak, motor moment; motor devrine, gaz pedalı yüzdesine ve maksimum motor devri limitine bağlı olarak değişmektedir. Blok diyagramında motorun dönüş tahriki ile ilgili hareket denklemi ve transfer fonksiyonunun Laplace dönüşümü ile elde edilişı aşağıda gösterilmiştir:

$$M_{ms} = d_m \frac{d\varphi_m}{dt} \quad (4.1)$$

$$J_m \frac{d^2\varphi_m}{dt^2} + d_m \frac{d\varphi_m}{dt} = M_m - M_k \quad (4.2)$$

Laplace dönüşümü:

$$\frac{d\varphi_m}{dt} = \frac{1}{(J_m s + d_m)} (M_m - M_k); \quad \varphi_m = \frac{1}{s} \frac{d\varphi_m}{dt} \quad (4.3)$$

4.2.2 Kavrama

Debriyaja basılmadığı durumda iç sürtünme olmadığı kabul edilmiştir ($M_k=M_{vk}$). Kavrama üzerinden iletilen moment açısal farkın ($\varphi_m - \varphi_k$) ve açısal hız farkının ($\dot{\varphi}_m - \dot{\varphi}_k$) bir fonksiyonudur.

$$M_k = M_{vk} = k_k (\varphi_m - \varphi_k) + d_k \left(\frac{d\varphi_m}{dt} - \frac{d\varphi_k}{dt} \right) \quad (4.4)$$

Motor ile kavrama arasında meydana gelen sürtünme kavraması, kavrama blok diyagramı içerisinde modellenmiştir. Debriyaj pedalı bırakılarak sürtünme kavraması gerçekleşmeye başladığı anda motorun açısal yer değiştirmesi, kavrama yüzdesine göre referanslanmaktadır. Yani, debriyaj pedalına basıldığında kavrama anında motor açısal yer değiştirmesi ile kavramanın açısal yer değiştirmesi farkı sıfırlanmış olur. Böylece esnek ve sönümlü kavrama ile de kavrama momenti ortaya çıkmaktadır.

4.2.3 Vites Kutusu

Kavrama momentinden tahrik alan vites kutusu, içerisindeki dişli oranlarına bağlı olarak momenti arttırarak, devri azaltmaktadır. Vites kutusu dişli oranı, vites konumuna göre belirlenmektedir. Tahrik momentine, tahrik milinin vites kutusunda oluşturduğu direnç momentine, kütleli atalet momentine ve sönüm oranına bağlı olarak, vites kutusu çıkış mili devir sayısı ve açısal yer değiştirme değerleri hesaplanmaktadır.

Vites kutusu ile ilgili olarak bölüm üç te eşitlik 3.3 ve 3.4 elde edilmiştir. Buna göre; Şekil 4.1 de gösterilen blok diyagramında kullanılan vites kutusu için hareket denklemleri ve transfer fonksiyonun Laplace dönüşümü ile elde edilişi aşağıda gösterilmiştir.

$$J_{vk} \frac{d^2 \varphi_{vk}}{dt^2} = M_{vk} \cdot i_{vk} - d_{vk} \frac{d\varphi_{vk}}{dt} - M_{tm} \quad (4.5)$$

$$J_{vk} \frac{d^2 \varphi_{vk}}{dt^2} + d_{vk} \frac{d\varphi_{vk}}{dt} = M_{vk} \cdot i_{vk} - M_{tm} ; \quad (4.6)$$

$$\frac{d\varphi_{vk}}{dt} = \frac{1}{(J_{vk}s + d_{vk})} (M_{vk} \cdot i_{vk} - M_{tm}) ; \varphi_{vk} = \frac{1}{s} \frac{d\varphi_{vk}}{dt} \quad (4.7)$$

4.2.4 Tahrik Mili

Tahrik mili, için sürtünme olmadığı kabul edilir ($M_{tm}=M_R$), ve yavaşlatıcı sistem girişindeki moment modeli aşağıdaki şekildedir. Tahrik mili momenti, açısal farkın ($\varphi_{vk} - \varphi_{tm}$) ve açısal hız farkının ($\dot{\varphi}_{vk} - \dot{\varphi}_{tm}$) bir fonksiyonudur.

$$M_{tm} = M_R = k_{tm}(\varphi_{vk} - \varphi_{tm}) + d_{tm} \left(\frac{d\varphi_{vk}}{dt} - \frac{d\varphi_{tm}}{dt} \right) \quad (4.8)$$

Tahrik milinde, sönüm oranına ve yay katsayısına bağlı olarak ani devir sayısı değişimi ve açısal yer değiştirme farkları nedeniyle burulmalar oluşmaktadır. Burulmalar sonucunda oluşan iletim momenti, diğer aktarma organlarını da etkilemektedir.

4.2.5 Yavaşlatıcı Sistem

Yavaşlatıcı sistem tahrik mili çıkışı ile diferansiyel girişi arasında yer alır. Yavaşlatıcı sistem momenti, sistemin yapmış olduğu frenleme momentidir (M_{Rs}) ve yavaşlatıcı sistem girişindeki momentin fonksiyonu aşağıdaki şekildedir.

$$J_R \cdot \frac{d^2 \varphi_R}{dt^2} = M_R - M_{Rs} - M_D \quad (4.9)$$

$$\frac{d^2\varphi_R}{dt^2} = \frac{1}{J_R} (M_R - M_{Rs} - M_D) \quad (4.10)$$

Yavaşlatıcı sistem, esnek ve sönümlü olan tahrik milinden gelen iletim momentinden tahrik almaktadır. Yavaşlatıcı sistem kol kademesine bağlı olarak oluşturulan frenleme momenti, hareketi engelleyecek şekilde negatif direnç momentine neden olmaktadır. Ayrıca, yavaşlatıcı sistem içerisinde yer alan ve tahrik miline bağlanan rotor diskinin atalet momentinin moment kaybına neden olacağı dikkate alınmalıdır. Bu etkiler sonucunda, diferansiyel giriş mili üzerinden diferansiyele net bir moment iletilmektedir. Diferansiyel giriş mili ile aynı devir sayısı ve ivmeyle dönen yavaşlatıcı sistem, bu etkiler sonucunda tahrik milini de ters yönde burmaya çalışacaktır. Yavaşlatıcı sistem, diferansiyel, aks mili ve tekerleğin rijit bir grup olarak kabul edilmesi nedeniyle devir sayıları ve yer değiştirmeler aynen iletilmektedir.

4.2.6 Diferansiyel

Vites kutusundakine benzer şekilde açısal hız farkından dolayı oluşabilecek muhtemel burulma etkisi, diferansiyel içerisindeki sönümün ihmal edilmesi nedeniyle hesaba katılmayacaktır.

$$J_D \cdot \frac{d^2\varphi_D}{dt^2} = M_D \cdot i_D - M_A \quad (4.11)$$

$$\frac{d^2\varphi_D}{dt^2} = \frac{1}{J_D} (M_D \cdot i_D - M_A) \quad (4.12)$$

Yavaşlatıcı sistem ünitesinin diferansiyel giriş miline ilettiği momentin, diferansiyel dişli oranında artması beklenir. Ayrıca, diferansiyel atalet momentinin moment kaybına neden olacağı da dikkate alınarak diferansiyel çıkış momenti belirlenmektedir.

Diferansiyel ile aks mili arasındaki bağlantının rijit olarak kabul edilmesi nedeniyle; aks mili devir sayısı, açı ve ivme değerleri ile diferansiyel giriş mili devir sayısı, açı ve ivme değerleri arasında yine ayna mahruti dişli boyutlarına bağlı olarak bir tahvil oranı olacaktır.

4.2.7 Aks Mili

Aks mili momenti açısal farkın $(\varphi_D - \varphi_A)$ ve açısal hız farkının $(\dot{\varphi}_D - \dot{\varphi}_A)$ bir fonksiyonudur. Denklemleri sadeleşmesi için esnek seçilecek bölgelerin tespitine göre yay katsayısı ve sönüm etkisi ihmal edilebilir.

$$M_{Tek} = M_A = k_A(\varphi_D - \varphi_A) + d_A \left(\frac{d\varphi_D}{dt} - \frac{d\varphi_A}{dt} \right) \quad (4.13)$$

Aks mili, diferansiyel ile tekerleği birbirine bağlar. Her iki tekerlek hızının eşit olduğu varsayımı ile, her iki aks mili tek bir mil gibi modellenebilir (düz yol durumu). Araç dönerken, tekerlek hızları birbirine göre fark eder ve bu durumda her bir aks mili modellenmek zorundadır. Sürtünmesiz durumda, $M_{Tek}=M_A$ verilebilir. Yapılan çalışmada düz yol yaklaşımı dikkate alınmıştır. Aks mili rijit olarak kabul edildiği için, tahrik momenti, devir sayısı, açısal yer değiştirme ve açısal ivme aynen tekerleklere iletilecektir.

4.2.8 Tekerlekler

Newton'un ikinci yasası tekerlek için yazılırsa;

$$(J_{Tek} + m_{KM}r_{dyn}^2) \frac{d^2\varphi_{Tek}}{dt^2} = M_{Tek} - (F_L + F_R + F_{st})r_{dyn} \quad (4.14)$$

$$\begin{aligned} (J_{Tek} + m_{KM}r_d^2) \frac{d^2\varphi_{Tek}}{dt^2} = M_{Tek} - \frac{1}{2} c_w A_L \rho_a r_{dyn} (r_{dyn} \frac{d\varphi_{Tek}}{dt} + v_w)^2 - r_{dyn} m_{KM} g \\ \left(c_{r1} + c_{r2} r_{dyn}^2 \left(\frac{d\varphi_{Tek}}{dt} \right)^2 \right) - r_{dyn} m_{KM} g \sin \theta \end{aligned} \quad (4.15)$$

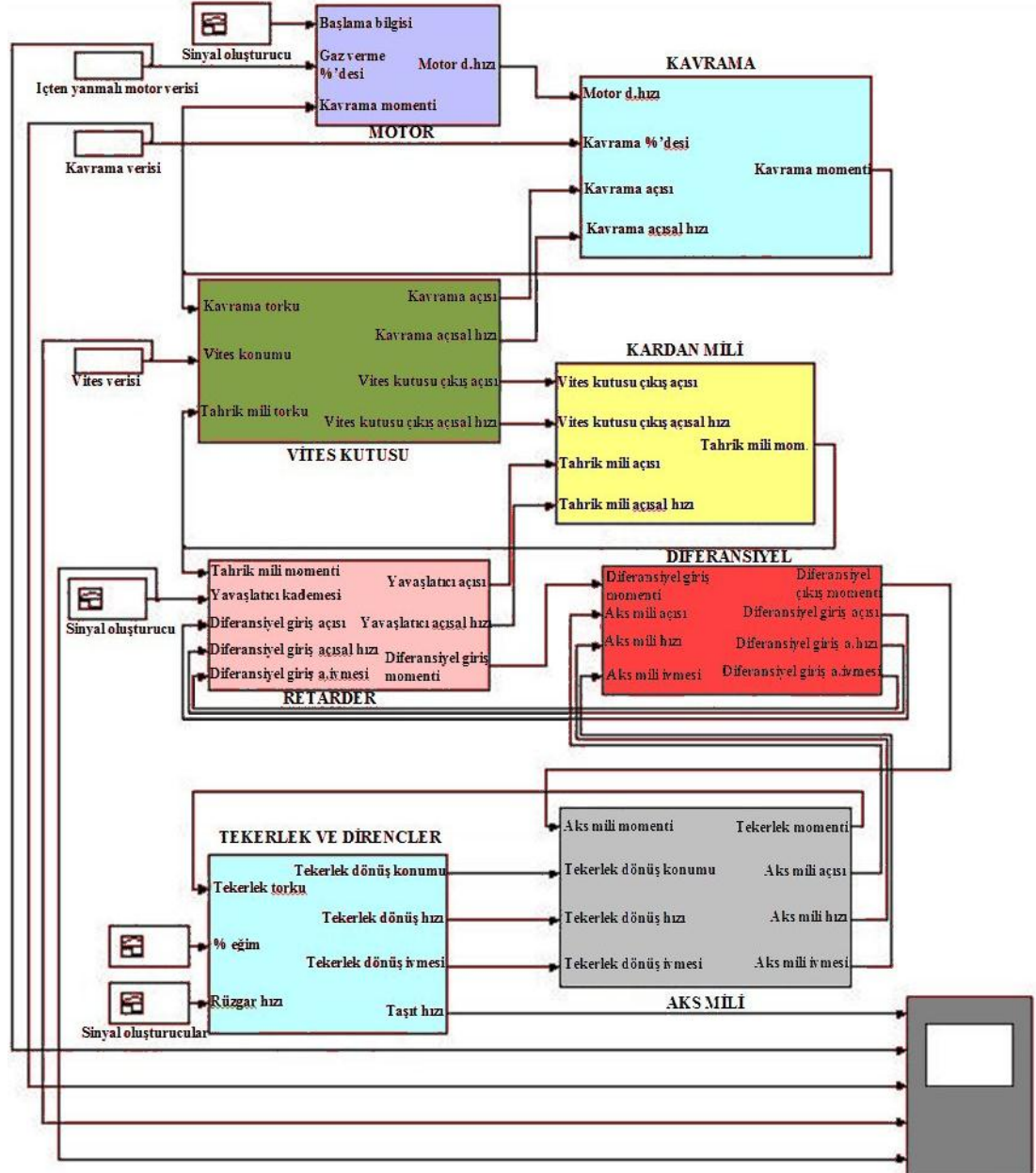
Tekerlek için hareket denklemleri ve transfer fonksiyonun Laplace dönüşümü ile elde edilişi aşağıda gösterilmiştir.

$$(J_{Tek} + m_{dyn}r_{dyn}^2) \frac{d^2\varphi_{Tek}}{dt^2} = M_{Tek} - (F_L + F_R + F_{st})r_{dyn}; \quad (4.16)$$

$$\frac{d^2\varphi_{Tek}}{dt^2} = \frac{1}{(J_{Tek} + m_{dyn}r_{dyn}^2)} M_{Tek} - (F_L + F_R + F_{st})r_{dyn} \quad (4.17)$$

4.3 Simulink Modeli

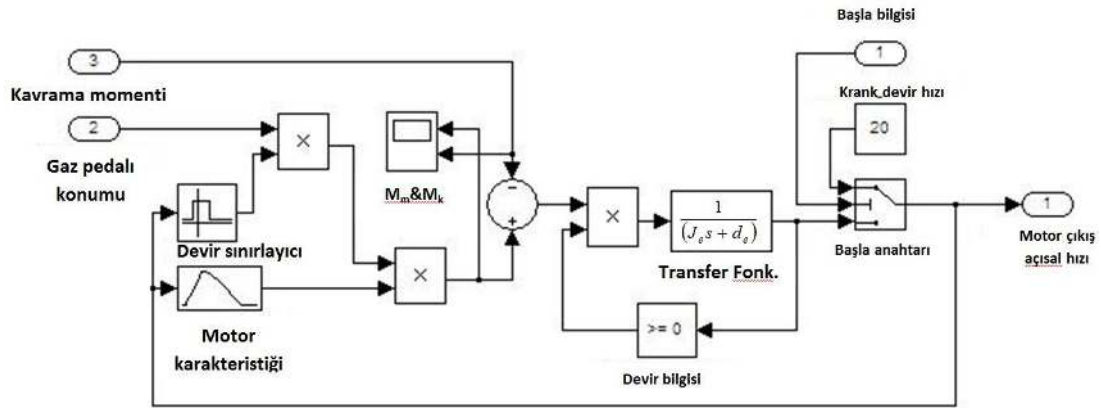
Yukarıdaki oluşturulan denklemler baz alınarak SIMULINK içerisinde motor ve aktarma organlarının blok diyagramları oluşturulmuştur. Şekil 4.1 de sistemin genel akış şeması ve aktarma organları bileşenlerinin blok gösterimleri yer almaktadır.



Şekil 4.1 Simülasyon programı blok diyagramı

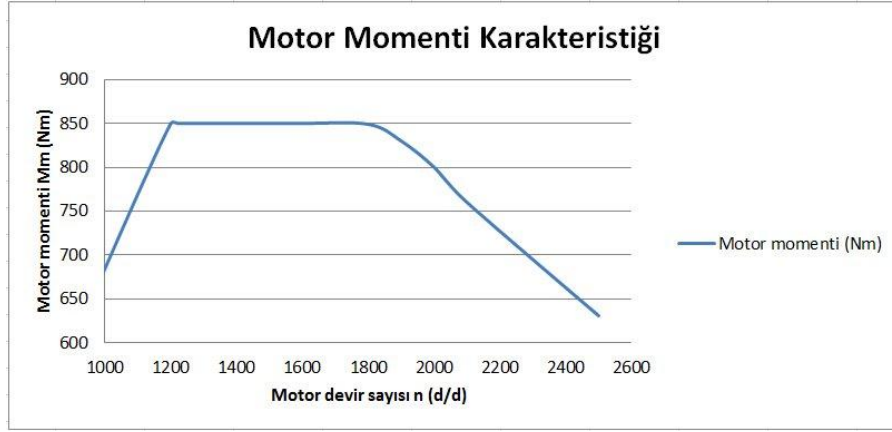
Burada, aracın kullanım koşullarını belirtmek amacıyla, sistem girdileri olarak gaz pedalı yüzdesi, vites konumu, yavaşlatıcı sistem kademesi bilgileri kullanılmaktadır. Ayrıca çevresel faktörlerin göz önünde bulundurulması amacıyla da, yol eğimi ve aracın hareketine ters yöndeki rüzgar hızı dikkate alınmıştır.

Sistem girdilerine bağlı olarak, yukarıdaki akış diyagramına göre, motor, kavrama, vites kutusu, tahrik mili, yavaşlatıcı sistem, diferansiyel, aks mili, tekerlek ve araç dinamiğini temsil eden blok diyagramları mevcuttur.



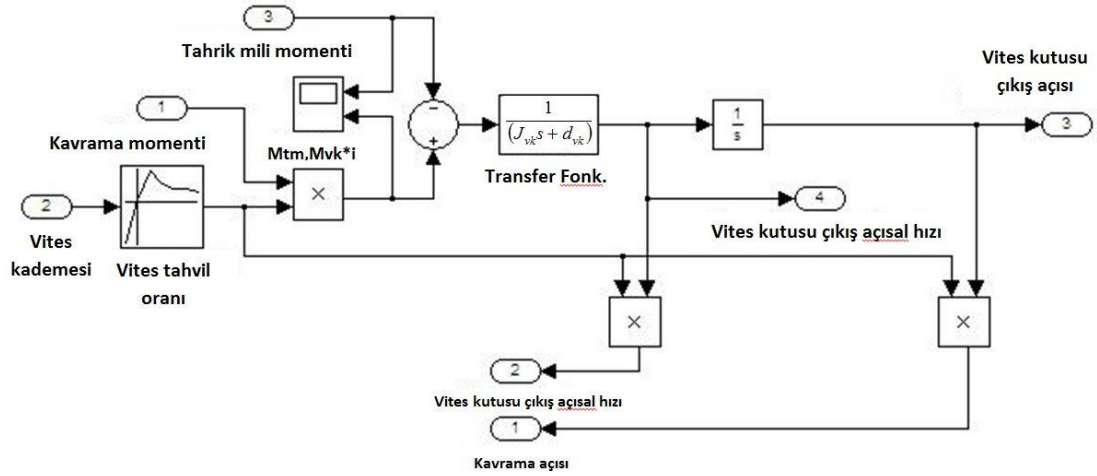
Şekil 4.2 Motor sistem bloğu detayı

Kontak anahtarından alınan başla bilgisine göre motor çalıştırılmakta ve ardından gaz pedalı yüzdesine ve kavrama direnç momentine bağlı olarak motor devri kontrol edilmektedir. Motorun devrine, debriyaj, vites kutusu giriş mili devrine ve açılma yer değiştirmelerine bağlı olarak kavrama gerçekleşmektedir. Sürtünme kavraması momenti, motora direnç etkisi yapmakta, vites kutusunu da tahrik etmektedir. Burada motordan anlık transfer edilen moment hesaplanarak direkt olarak modelde kullanılır. The Mathworks Inc. ticari yazılım firmasının benzer teorik hesaplama önerileri bulunmaktadır Matlab, (2008).



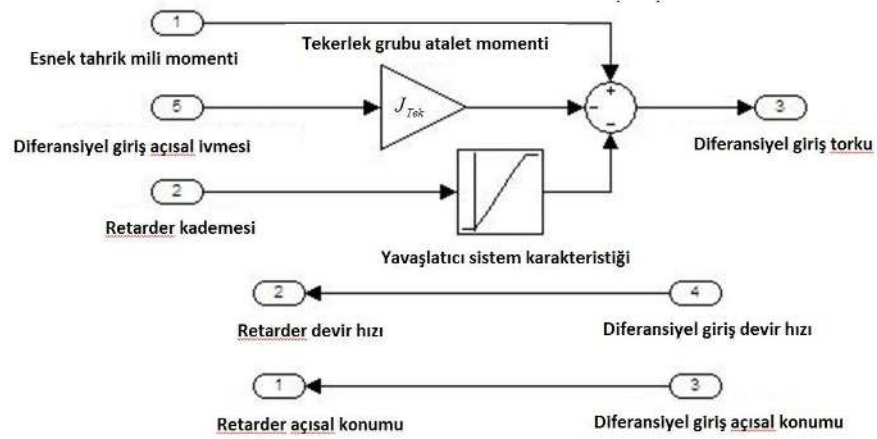
Şekil 4.3 Motor Karakteristiği

Şekil 4.2 ile gösterilen sistem bloğu için motor karakteristiği şekil 4.3 te ifade edilmektedir. Vites kutusu giriş, çıkış milleri devir sayıları ve açıları; giriş mili üzerinden kavramadan alınan tahrik momentine, vites konumuna ve tahrik mili direnç momentine göre değişmekte ve değişen değerler kavrama ve tahrik miline etki ettirilmektedir



Şekil 4.4 Vites kutusu sistem bloğu detayı

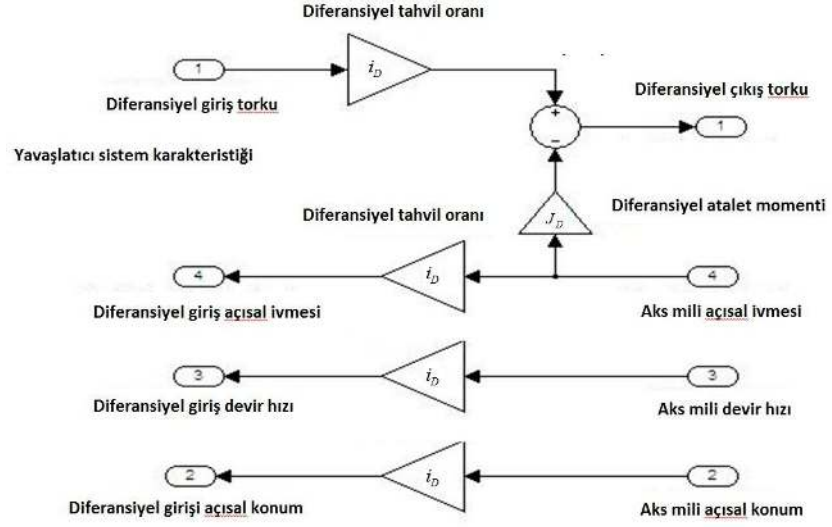
Vites kutusu çıkış mili devir sayısı ve açısının; yavaşlatıcı sisteme bağlanmış olan tahrik mili devir sayısı ve açılarına göre izafi hareketinden dolayı, esnek ve sönümlü tahrik mili üzerinde iletim momenti oluşmaktadır (Şekil 4.4).



Şekil 4.5 Yavaşlatıcı sistem bloğu detayı

Tahrik milinde oluşan iletim momenti, yavaşlatıcı sistem içerisindeki rotor diskini tahrik etmektedir. Yavaşlatıcı sistem kolu kademesine bağlı olarak yapılan frenleme ile (elektromanyetik veya hidrodinamik) taşıtı yavaşlatıcı yönde, diferansiyel negatif moment etki etmektedir. Diferansiyel giriş mili ile aynı devir sayısı ve ivmeyle dönen yavaşlatıcı sistem, bu etkiler sonucunda tahrik milini de ters yönde burmaya çalışacaktır.

Yavaşlatıcı sistem, diferansiyel, aks mili ve tekerlek rijit bir grup olarak düşünülmektedir. Rijit olarak kabul edilen, iç sürtünmeleri ve sönümleri ihmal edilen diferansiyel içerisindeki giriş momenti, tahvil oranında büyüyerek çıkış flanşı üzerinden aks miline iletilmektedir. Diferansiyelin rijit kabul edilmesi sonucunda, aks milinden gelen devir sayısı, açısal yer değiştirme ve açısal ivme diferansiyel içerisindeki tahvil oranında farklı bir değer almaktadır (Şekil 4.5).

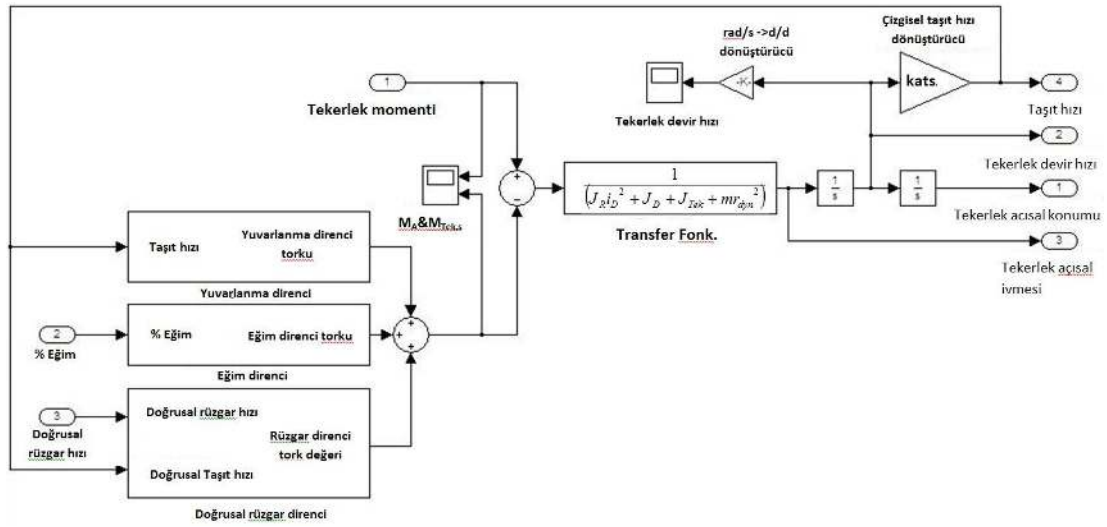


Şekil 4.6 Diferansiyel tahvil oranı sistem bloğu detayı

Diferansiyel ve tekerlek ile beraber rijit bir grup olarak düşünülen aks mili üzerinden, moment, devir sayısı, açısal ivme ve yer değiştirme doğrudan iletilmektedir. Tekerleğe kadar rijit olarak iletilen aks mili momenti, aracın hareketini sağlamaktadır.

Diferansiyelin tahvil oranına bağlı olarak blok gösterimi Şekil 4.6 ile gösterilmektedir.

Retarder'ın, diferansiyelin, aks milinin ve tekerleğin rijit bir grup olarak düşünülmesi nedeniyle sistemin atalet momentlerine bağlı transfer fonksiyonu bir bütün olarak Şekil 4.7 ile gösterilen blok diyagramı içerisinde yerleştirilmiştir. Bu bileşenler içinde rijit olarak kabul edilen sistem bulunduğu devirler ve yer değiştirmeler tahvil oranı ile aynen iletilmektedir.



Şekil 4.7 Tekerlek ve araç dinamiği simulink blok diyagramı detayı

Tahrik momentinin, yol eğimi direncinin ve rüzgar direncinin etkisiyle araç hızı ve ivmesi değişimi anlık olarak hesaplanabilmektedir (Şekil 4.7).

Aracın hareketi esnasında dönen kütlelerin hareketinden dolayı, aracın hareketini engelleyecek şekilde yuvarlanma direnci momenti oluşacaktır. Bu değer, aracın genel davranışını sergilemektedir. Yolun eğimine ve aracın ağırlığına bağlı olarak, yerçekimi kuvveti aracın hareketini etkilemektedir. Bu kuvvetin tekerlek yarıçapı ile çarpılmasıyla eğim direnci momenti hesaplanabilir.

Hem aracın kendi hareketi ile oluşan hava akımının hem de harekete ters yöndeki mevcut rüzgarın etkisiyle araç üzerinde direnç momentleri oluşmaktadır. Oluşan direnç momentleri, hava akış hızının karesiyle orantılıdır. Rüzgar direnç momenti; hava yoğunluğuna, aracın aerodinamik katsayısına, aracın ön iz düşüm yüzeyine ve tekerlek yarıçapına bağlı olarak hesaplanabilmektedir.

Aerodinamik katsayı, araç üzerinde oluşan hava akışının türbülanslı veya düzgün akış olmasına bağlıdır.

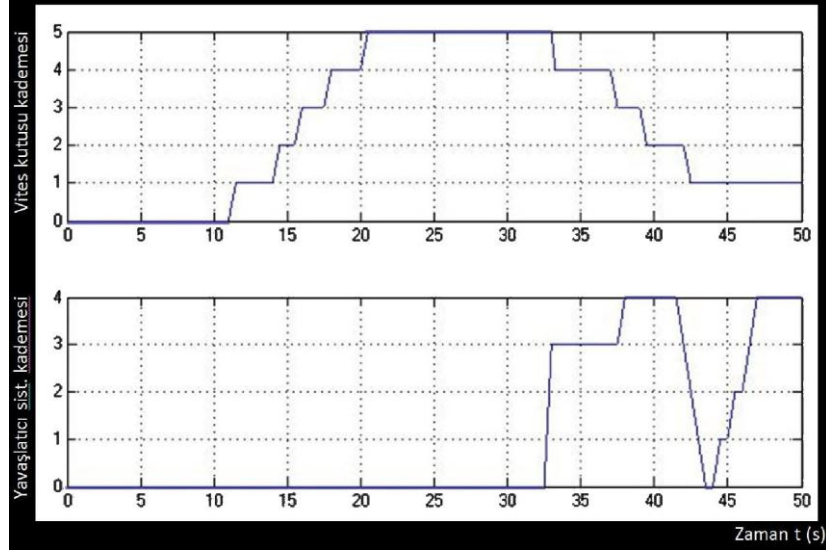
Böylece; esnek sönümlü kavrama ile esnek sönümlü tahrik mili içeren aktarma organları sisteminin, gaz pedalı yüzdesine, vites konumuna, yavaşlatıcı sistem

kademesine ve yol durumuna göre değişimi incelenmiş ve sistem içerisindeki elemanların moment, devir sayısı, aı, ivme değerlerinin anlık değişimleri takip edilmiş olur.

Yukarıda belirtilmiş olan çalışmalarımızda sistemin diferansiyel denklemlerini oluşturmuş, hareket denklemleri, transfer fonksiyonları elde edilmiştir. Simülasyon programı oluşturulan çalışmada bir sonraki bölümde belirtilen esaslar kapsamında tahrik mili üzerinden yapılan temassız (telemetrik) lmler ile moment, vites konumu, taşıt hızı v.b. değerleri zamana bağlı olarak elde edilmiştir. Burada önem arz eden husus yapılan teorik hesaplama çalışmaları ile ölçüm sonuçları için benzer girdi fonksiyonlarının belirlenmesidir.

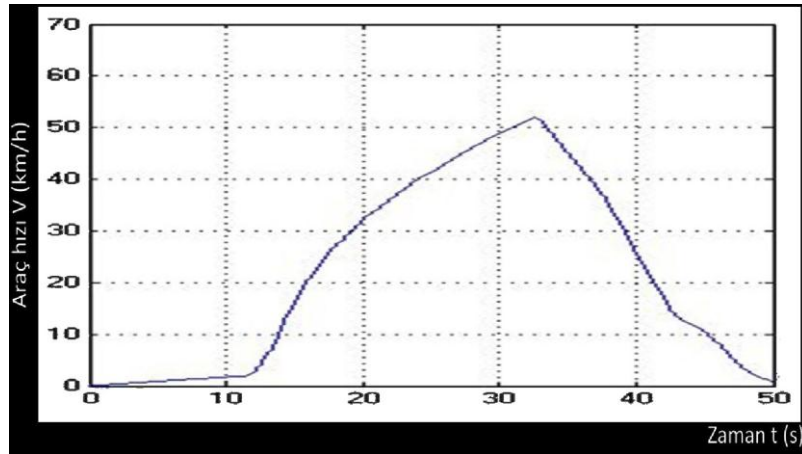
İncelemekte olduğumuz taşıtın kullanım koşulları incelendiğinde sürücü şehir içi koşullarda duraklar arası dur-kalk işlemini gerçekleştirmektedir.

Buna göre taşıtın iki durak arasında çalışma koşullarında alınmış verilerine göre girdi fonksiyonları elde edilmiştir. Elde edilmiş olan ölçüm sonuçlarına göre agresif bir kullanım şartı için tam gaz uygulaması yapıldığı görülmüştür. Burada ticari taşıtlardaki ivmelenme miktarının düşük olması sebebi ile sürücüler şehir içi sürüş uygulamalarında, trafiğin akşına ve çalışma şartlarına uyum sağlayabilmek için genelde bu tarz sürüş şekli seçmektedirler. Bu nedenle iki durak arasında vites kademeleri arası geçiş durumu benzer bir artış ve azalış göstermektedir. Elde edilen veriler girdi fonksiyonlarını oluşurmaktadır (şekil 4.8).



Şekil 4.8 Vites değişim aralıkları ve yavaşlatıcı kademesi-zaman grafiği

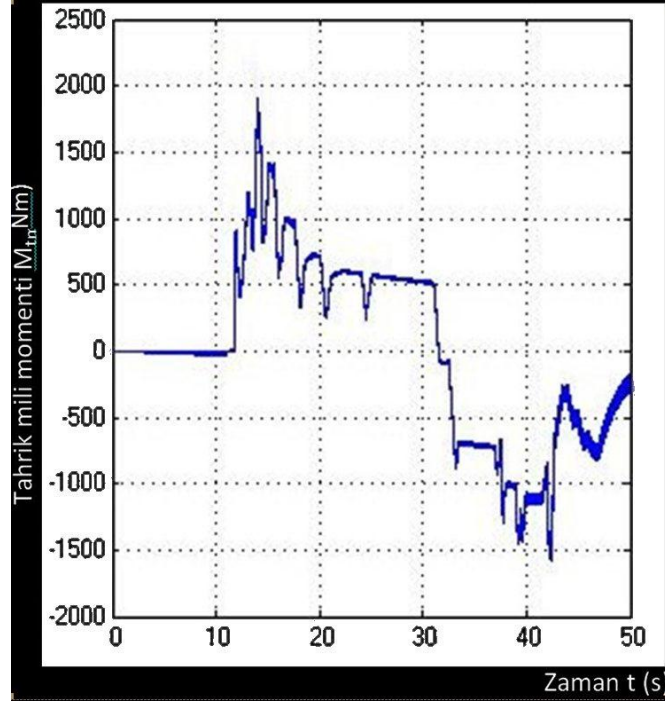
Ayrıca zamana göre elde edilen yavaşlatıcı kademeleri benzer kullanım şartlarını simüle edecek şekildedir. Maksimum hız 50-55km/h 'e ulaşıldıktan sonra yavaşlatıcı sayesinde frenleme yapılmaktadır. Burada tespit edilen yavaşlatıcı sistem kullanım şekli, sürücünün frenleme ihtiyacını karşılayabilmesi için, yavaşlatıcı sistemin tüm kademelerini hızlı bir şekilde devreye alması, şeklindedir (Şekil 4.8).



Şekil 4.9 Taşıt hızı -zaman grafiği

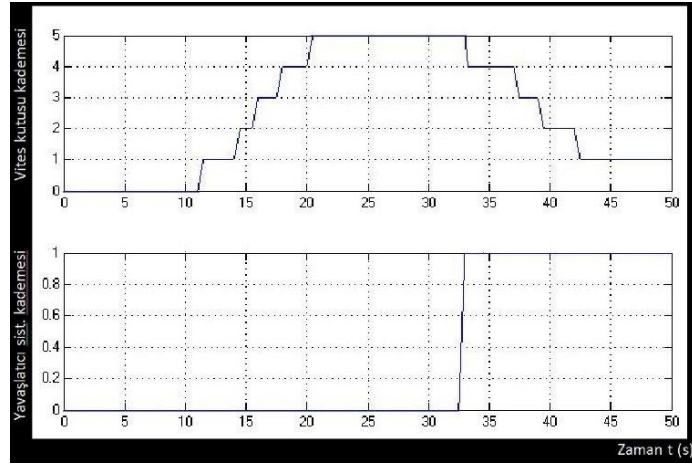
Taşıtın sınır şartlarının tespiti esnasında, iki durak arasında elde edilen hızlanma ve yavaşlama grafiği ayrıca şekil 4.9 ile gösterilmektedir. Burada düşük devirlerde yavaşlatıcının frenleme etkisi azalmakta olduğundan, yavaşlama sabit ivmeli olmamaktadır.

Şekil 4.8 ve 4.9 da görülen etkilere maruz kalan taşıtın, 0-50/55 km/h aralığında hızlanma ve bir sonraki durakta yavaşlatıcı sistem uygulaması ile durma işlemini kapsayan girdiler ile yapılan teorik hesaplamalar sonucunda tahrik mili üzerinde elde edilen moment – zaman grafiği şekil 4.10 ile verilmektedir.



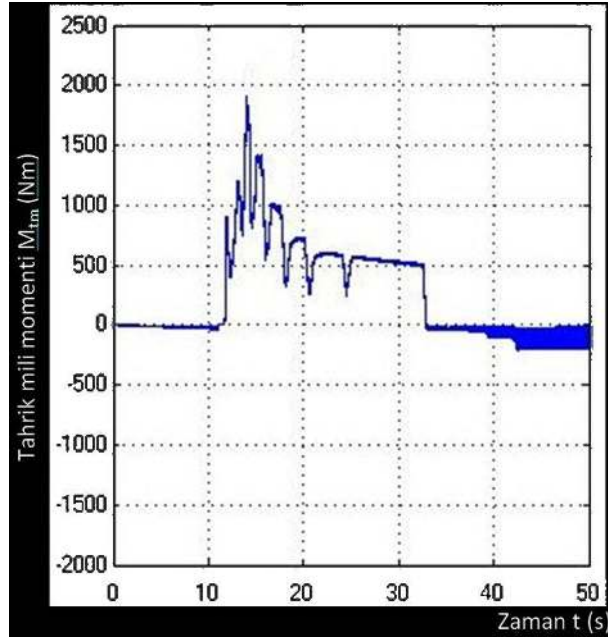
Şekil 4.10 Taşıt tahrik mili tork –zaman grafiği (yavaşlatıcı sist. devrede)

Buna göre, taşıtın hızındaki ve vites kademelerindeki artışa paralel olarak tahrik milindeki moment değişimleri net olarak görülmektedir. Burada elde edilen en yüksek moment değeri 1600-1700 Nm aralığındadır. Teorik hesaplama göre bu pozitif (motorun dönüş yönündeki) moment değeri tüm aktarma organlarına zamana bağlı olarak etki etmektedir. Benzer şekilde yavaşlatıcının etki etmesiyle tahrik mili üzerindeki moment, motorun dönüş yönü aksine etki etmektedir. Bu süreçte sürücü gazdan ayağını kaldırmış olup yavaşlatıcı kademelerini devreye almıştır (32 ile 42. saniyeler arası). Tüm süreç oluşurken tahrik sistemi değişken moment salınımlarına maruz kalmaktadır.



Şekil 4.11 Vites değişim aralıkları ve servis freni-zaman grafiği

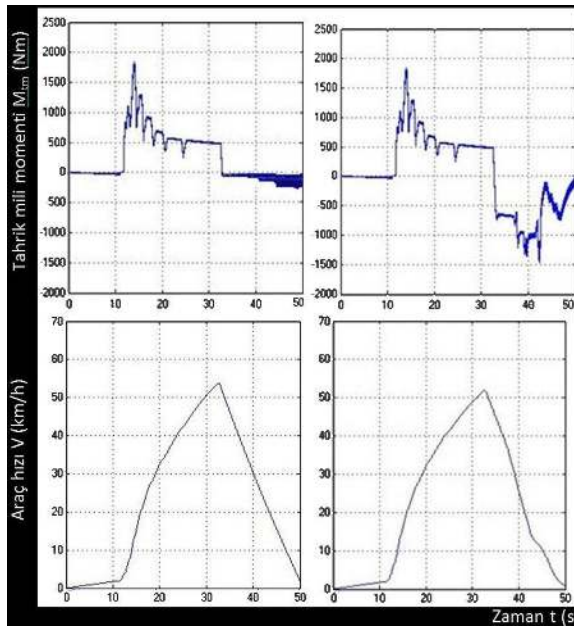
Burada yavaşlatıcının devreye girdiği ve yavaşlatıcı olmadan sadece servis freni ile yapılacak frenlemeyle taşıt tahrik sisteminde oluşacak farkların tespit edilmesi gereklidir. Bu nedenle sadece servis freni uygulaması ile taşıtın bir sonraki durakta durma koşulu için girdi fonksiyonları şekil 4.11 ile gösterilmektedir. Burada, maksimum hız 50-55km/h 'e ulaşıldıktan sonra sadece servis freni sayesinde frenleme yapılmaktadır.



Şekil 4.12 Taşıt tahrik mili tork-zaman grafiği (servis freni devrede)

Şekil 4.11 de görülen etkilere maruz kalan taşıtın, 0-50/55 km/h aralığında hızlanma ve bir sonraki durakta yavaşlatıcı sistem uygulaması ile durma işlemi için, teorik hesaplamalar sonucunda, tahrik mili üzerinde elde edilen moment – zaman grafiği şekil 4.12 ile verilmektedir. Burada sabit ivmeli bir yavaşlama öngörülmüştür. Taşıtın hızlanma aşamasında vites kademelerindeki artışa paralel olarak tahrik milindeki moment değişimleri benzer şekilde görülmektedir. Teorik hesaplama göre bu pozitif (motorun dönüş yönündeki) moment değeri tüm aktarma organlarına zamana bağlı olarak etki etmektedir. Yavaşlatıcı kullanılmadan servis freni uygulandığından tahrik mili üzerindeki moment motorun dönüş yönü aksine negatif moment olarak etki etmemektedir. Bu süreçte sürücü gazdan ayağını kaldırmış olup, servis frenini uygulamaktadır. Tüm süreç oluşurken tahrik sistemi değişken moment salınımlarına maruz kalmaktadır. Servis freni uygulaması sonrası görülen salınımlar simülasyonun yakınsama çabasını göstermektedir.

Buna göre, aktarma organlarında (özellikle tahrik mili üzerindeki) frenleme ile oluşan negatif moment görülmediğinden, moment değeri zamana göre sürekli pozitif değerler almaktadır. Bu durum, toplam moment genliğini nispeten düşük kılmaktadır. Vites değişimlerine, yavaşlatıcının devreye girmesi ve çıkmasına, servis freni ile durmaya bağlı olarak sistemin dinamik çözümü aşağıda gösterilmektedir (Şekil 4.13).



Şekil 4.13 Yavaşlatıcı devrede ve değil iken, tahrik mili momentinin teorik çözüm karşılaştırması

Şekil 4.13 ile elde edilen çözüm kümesi bir taşıtta yavaşlatıcı sistem devreye alınmadan yapılan frenleme ile, sadece yavaşlatıcı sistem devreye alınarak yapılan teorik hesaplama sonuçlarını göstermektedir. Bu sonuçlar yavaşlatıcı sistemin devreye alınması ile tahrik mili ve ona bağlı tüm aktarma organlarında; tamamen pozitif olarak değişen gerilme halinin ortadan kalkarak, statik gerilmenin sıfır olması durumunda, tam değişken gerilme oluşturan bir yükleme şeklinin oluşmaya başladığını ifade etmektedir.

BÖLÜM BEŞ

TEORİK SONUÇLARIN TEST İLE KARŞILAŞTIRMASI

5.1 Giriş

Taşıt tahrik sistemi bütünü ile ilgili olarak bölüm üç ve dört te belirtilen teorik denklemlerin etkilerini inceleme temeline dayanan yapılan araştırmada, denklemlerin sayısal integrasyonuna dayanan yöntemle çözüm kümesi elde edilmiştir. Çözüm kümesi ile taşıtın çalışma şartlarında benzer etkilerin görülüp görülemeyeceği konusunda, taşıt üzerinden sürücünün kullanım koşullarına paralel olarak, tahrik sistemi moment ölçümü yapılmıştır. Yapılacak olan test işleminde tespit edilecek olan parametreler, taşıtın kullanım koşulları için zamana bağlı hız, vites kademesi, yavaşlatıcı kademesi, servis freni bilgisi, tahrik sistemi üzerinden elde edilecek moment bilgisidir. Elde edilecek veriler filtreleme işleminden geçirilerek, önceki bölümde hareket denklemlerinin transfer fonksiyonları ve Laplace dönüşümleri yardımıyla tespit edilen çözüm kümesi ile kıyas edilmiştir.

Taşıt tahrik sisteminin hareket denklemlerinde kullanılan tahrik sisteminde meydana gelen değişiklikler, taşıtın çalışma koşullarını hareket denklemlerinde girdi fonksiyonları ile çözdürülerek benzeşim elde edilebilmesi için, hesaplama parametreleri olarak kullanılmıştır.

Test işlemi gerçekleştirilirken arzu edilen sonuçların elde edilebilmesi için, yukarıda belirtilen ölçüm işlemlerinin tamamı eş zamanlı olarak gerçekleştirilmek durumundadır. Diğer bir deyişle, burada önem arz eden konu tüm değişkenlerin bir arada kaydedilerek elde edilmesi gerekliliğidir. Bunun nedeni oluşan tüm parametre değişiklikleri birbirlerini etkilemektedir.

Yukarıda belirtilen çalışmaların eş zamanlı olarak gerçekleştirilebilmesi için yavaşlatıcı sistemin bulunduğu taşıtın, test güzergahında kullanımından önce ölçüm sistemlerin taşıta bağlantısının yapılması gerekmektedir.

5.2 Test İçin Kullanılan Ölçüm Sistemleri

Eş zamanlı olarak veri toplamasına dayalı yapılacak test işleminde öncelikle; hangi sistemlerin ölçüm için kullanılacağı, bu sistemlerin birbirleri ile eş zamanlı çalışarak veri kaydının sağlanması için bağlantıların nasıl yapılması gerektiği, tahrik sisteminde yapılacak moment ölçümü için nasıl bir moment algılayıcı kullanılması gerektiği v.b. önem arz eden başlıklar bulunmaktadır. Testin yapılması için kullanılacak ekipmanların tespit edilmesi noktasında, yapılan araştırmalar sonucu bu tarz ölçümlerde;

Hız bilgisi ve girdi fonksiyonlarının tespiti için, küresel konumlama sistemi ve CAN ölçüm sistemi,

Tahrik sisteminde moment ölçümü için moment algılayıcı wheatstone köprüsü prensibine dayalı birim yer değiştirme ölçerleri (Strain gage),

Tahrik sisteminde moment verilerinin dinamik çalışma şartlarında iletilmesi için temassız gerilme ölçüm ve iletim sistemi,

Tahrik sistemi bileşenlerinde çalışma şartlarının doğru tespiti için arka aks üzerinde yağ sıcaklığının tespiti, (Burada ana amaç taşıtta çalışma koşullarının aşırı zorlamaya maruz bırakılmadan, işletme koşullarının tespit edildiğinin belirlenmesidir.) şeklinde test adımları uygulanması gerektiği kararı verilmiştir.

5.2.1 Hız ve Diğer Girdi Bilgilerinin Ölçümü ve Tespiti

Yapılan teorik hesaplamaların doğrulanabilmesi için elde edilen zamana bağlı moment değişimlerine ilave olarak elde edilen hız bilgisinin ve kullanılacak temel uyarı girdilerinin elde edilmesi gerekmektedir. Bununla ilgili olarak hız bilgisinin tespiti için yukarıda da belirtilen GPS (Küresel konumlama sistemi) kullanılmıştır. Kullanılan küresel konumlama sistemi iki temel parçadan oluşmaktadır. Bunlardan birincisi taşıtın tavan dış yüzeyi üzerine tespit edilen ve gökyüzünde minimum 3 adet uydu ile bağlantı kurarak anlık konum tespitini gerçekleştiren konum belirleyici alıcı

modüldür. Alıcı modülden gelen bilgi veri toplama cihazına gönderilmektedir. İkinci olarak bilginin eşzamanlı olarak görüntülenmesi için taşıtın camı üzerine yerleştirilen görüntüleme ekranı bulunmaktadır (Şekil 5.1).



Şekil 5.1 Küresel konumlama sistemi

Taşıtta test sırasında elde edilen hız bilgisine ilave olarak vites değişim aralıkları, yavaşlatıcının devreye girme sıklığı ile ilgili olarak elde edilen bilgiler CAN (Ağ Alanı Kontrolü) sistemi üzerinden yapılmıştır.

Taşıtlarda elektronik kontrollü sistemlerin sayısı her geçen gün artmaktadır. Motor ve tahrik sistemi bileşenleri başta olmak üzere diğer sistemler birbiri ile uyum içinde çalışarak araçtaki konforu, yakıt sarfiyatını ve emniyeti arttırmak için kendi aralarında iletişim kurmaktadır.

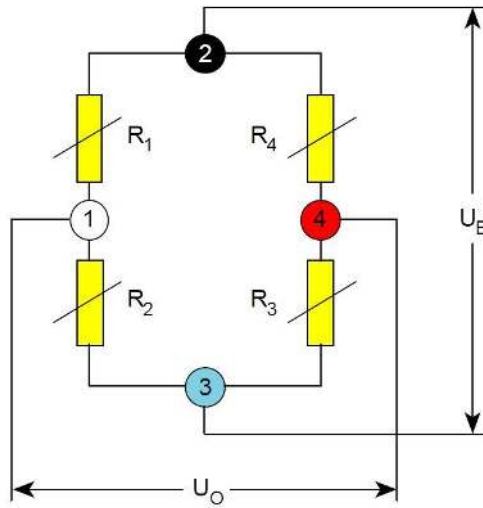
Sistemler arasındaki bu iletişim, kontrol modüllerinin (CAN-Controller Area Network) kontrol ağı üzerinden birbiri ile haberleşmesi ile yapılmaktadır.

Haberleşme sistemi için uluslararası bir standart geliştirilmiştir. SAE J1939, The Society of Automotive Engineering (SAE) Kamyon-Otobüs Kontrol ve Komünikasyon Alt Komitesinin, elektronik sinyal ve kontrol bilgisi gönderen cihazların dizaynı ve kullanımı ile ilgili geliştirdiği bir standartlar ailesidir. SAE (Otomotiv Mühendisleri Birliği) J1939 ve beraberindeki dokümanlar, kısa zamanda kabul gören genel endüstri standardı haline gelmiştir. SAE J1939 standardı; kamyon, otobüs, inşaat, deniz ve tarım araçları gibi uygulamaların kontrol ağı (CAN) seçimi ve kullanımı için yaygın hale gelmiştir.

Buna göre taşıt üzerinde bulunan ağ bağlantısı ile yukarıda belirtilen gerekli olan diğer verilerin tespiti ve kaydı mümkün olmaktadır.

5.2.2 Moment Algılayıcı ile Moment Verisi Tespiti

Tahrik sisteminde moment ölçümü, wheatstone köprüsü prensibine dayalı birim yer değiştirme ölçerleri (Strain gage) kullanılarak, tam köprü oluşturacak şekilde seçilmiştir (şekil 5.2). Dobie ve Isaac (1950), Perry ve Lissner. (1955), 1950’li yıllardan bu yana yaygın olarak kullanılan, strain gage yapısı ve uygulamaları için bazı temel kaynaklardır.



Şekil 5.2 Temel wheatstone köprüsü

Bilindiği gibi, temel olarak parçalar üzerine etki eden kuvvet ve moment etkisi, malzeme üzerinde yer değiştirmelere neden olur. Eğer bu yer değiştirmeler belirli limitlerde kalırsa, (malzeme akma noktası) bu durumda parça üzerindeki yer değiştirmeler kendilerini yaratan kuvvetlerle doğru orantılı olacaklardır. Kiriş üzerine etkiyen kuvvetin veya mil üzerine etkiyen momentin bir sonucu olarak, mesnete yakın bölgelerde parça yüzeyinde maksimum birim yer değiştirme etkisi görülür. Görülen bu maksimum etki, prizmatik bir elemana etkiyen kuvvet ile elemanın toplam yer değiştirmesinin, eleman boyuna oranı ile elde edilir ve aşağıdaki gibi gösterilir.

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L} \quad (5.1)$$

Burada;

ΔL = Elemandaki etkiyen kuvvet nedeni ile oluşan toplam boy uzaması,

L = Uzama öncesi boy,

ε = Birim yer değiştirme (strain), olur.

Meydana gelen ΔL boy uzaması, L boyuna göre çelik malzemeler için çok küçük olduğundan, $\Delta L/L$ ifadesi genelde dL/L olarak diferansiyel şekilde kullanılır. Kuvvet doğrultusunda oluşan birim yer değiştirmeye eşlik eden strainage, kuvvet doğrultusuna dik olan birim yer değiştirmeyi takip eder. Ölçme işleminin gerçekleştirilmesi de bu yer değiştirmenin etkilerini takip etmemiz sayesinde olur. Bu büyüklük için;

$$\varepsilon_l = -\frac{\Delta W}{W} = -\mu \varepsilon \quad (5.2)$$

Burada;

ε_l = Kuvvet doğrultusuna dik birim yer değiştirme,

ΔW = Kuvvet doğrultusuna dik yer değiştirme,

W = Kuvvet doğrultusuna dik boy,

μ = Poisson oranı olarak isimlendirilir ve temel anlam olarak, kuvvetin etkidiği doğrultudaki birim yer değiştirme ile buna dik birim yer değiştirme arası oranı ifade eder.

Bilindiği gibi mukavemette yukarıda belirtilen poisson oranı, elastisite modülü ve kayma modülü cinsinden;

$$\frac{E}{G} = 2(1 + \mu) \quad (5.3)$$

şeklinde ifade edilir. Burada,

E = Elastisite modülü,

G = Kayma modülü,

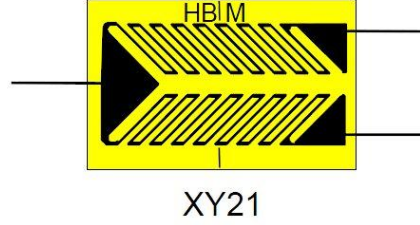
μ = Poisson oranı'dır.

İki ucuna P kuvveti etki eden bir direnç teli düşünelim. Bu telin direnci ile ilgili bağıntı;

$$R_{tel} = \rho \frac{l}{A} = \rho \frac{l}{\frac{\pi}{4} D^2} \quad (5.4)$$

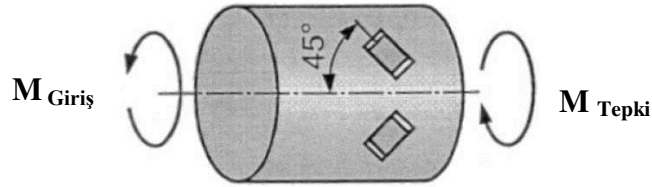
ρ = Telin öz direnci,

l = Tel uzunluğu,
 D = Direnç teli çapı' dır.



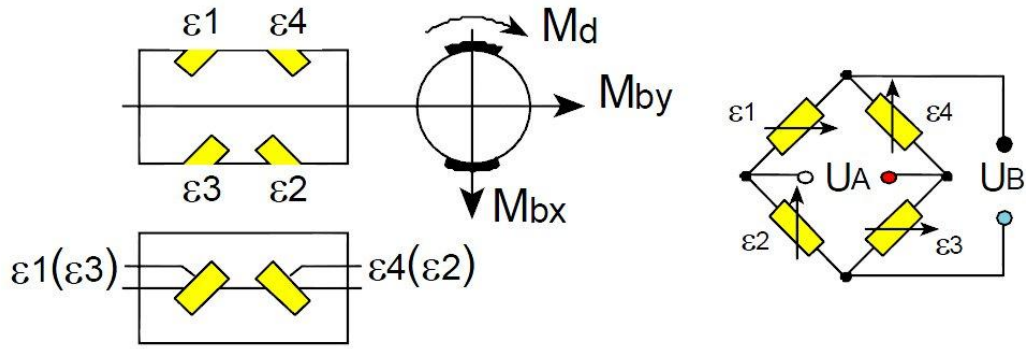
Şekil 5.3 Moment ölçümünde kullanılan straingage

Şekil 5.3 ile gösterilen strain gage, tam köprü bağlantılı olarak kullanılan HBM 1-XY21 -6/350 350 Ω tipi moment ölçümünde tercih edilmektedir. Strain gage uygulaması, birbiri ile 180° açı ile mil üzerine yapılmaktadır. Bu nedenle, birbiri 45° açığa sahip olarak üretilen iki adet gage'i üzerinde barındıran XY21 tipi strain gage'den, toplam 2 adet ölçüm yapılacak mil üzerine yerleştirilmesi yeterlidir.



Şekil 5.4 Mil üzerine straingage uygulaması

Şekil 5.4 ile gösterildiği gibi ölçüm yapılacak silindirik yüzeylere uygulanan strain gage lerde, tam köprü prensibine dayanarak ölçüm yapılması da mümkün olur. Moment uygulaması ile oluşacak yer değiştirmelere bağlı olarak, köprü üzerinde voltaj sapması meydana gelmektedir (Şekil 5.5).



Şekil 5.5 Moment ölçümü straingage tam köprü uygulaması

Literatürde, farklı açılarda ölçülen birim yer değiştirmelerin bileşke gerilmelerini tespit etmeye dayanan, hesaplama metotları mevcuttur (Crawford, Benham, ve Armstrong, 1998).

5.2.2.1 Birim Yer Değiştirme Algılayıcısı (Straingage) Uygulama Esasları

Bu aşamada uygulama için en önemli kriterlerin başında, gage uygulamalarında algılayıcının doğru şekilde uygulaması ile ilgili olarak, bazı temel prensiplere dikkat edilmesi gereklidir. Toprak, Ekrem, ve Kalava, (1997) gibi araştırmalardan alınan bilgiler, pratik yapılan uygulamalara dayalı tecrübeler ve uygulama deneyimleri derlenerek bu adımlar belirtilmektedir. Buna göre;

1-) Uygulama yapılacak malzeme üzeri kaplama, boya vs. ile kaplı ise straingage'in yapıştırılacağı yer fırır, ege veya kaba zımpara ile temizlenir. Eğer parçanın üzerinde işleme var ise, işleme hat çizgilerine doğru olacak şekilde kaplama temizlenir.

2-) Uygulama yapılacak bölge, yağ çözücü aseton ile temizlenir. Yumuşak ve tüy bırakmayan bez ya da peçete ile silinirken, parçanın yüzeyindeki işleme izlerinin bulunduğu yönde işlem yapılır.

3-) 1000 no'lu zımpara ile işleniş yönüne doğru tek yönle zımparalanır, peçete ile tek yönde temizlenir. Peçeteler bir kere kullanılır.

4-) 2000 no'lu özel zımpara ile parçanın işleniş yönüne doğru, tek yönde zımpara yapılır ve tek yöne doğru temizlenir.

5-) Strain gage'i kabından cımbız ile lehim yapılacak bölgelerden tutarak, (Izgaralı ölçüm alanı kısımdan değil.) temiz bir yere koyulur. (Cam ayna gibi bir yere temizliğinden emin olmak için yağ çözücü aseton ile temizlenir, peçete ile silinir.)

6-) Şeffaf banttı bir parça alınır (Aydınger bandı veya özel strain gage yapıştırma folyosu) ve bandın elimizle dokunmadığımız yerine gelecek şekilde, strain gage'nin üzerine yapıştırılır.

7-) Bant 45°C'lik açı ile straingage ile birlikte alınır.

8-) Uygulama yapılacak bölgeye yapıştırılır, tekrar 45°C'lik açı ile strain gage'nin sonuna gelene kadar bant kaldırılır.

9-) Loctite 406 tip yapıştırıcıyı strain gage'nin en alt noktasına gelecek şekilde parçanın üzerine çok az miktarda damlatılır. Daha sonra sert bir şekilde uygulama bölgesine yapıştırılır, parmak basıncı ve vücut sıcaklığı ile 2-3 dakika bekletilir. Tekrar bandı alırken sorun olmaması için, bandın uç kısmı yapıştırılmaz.

10-) Bant 75°C'lik açı ile yavaş yavaş alınır. Strain gage'nin parça üzerinde kalmasına dikkat edilir.

11-) Yapıştırılan strain gage'nin biraz üstüne terminal aynı şekilde uygulanarak, strain gage'nin tellerinin kopması engellenir. Bununla birlikte, eğer terminal pad uygulaması çoklu bir ölçüm yapıyorsa, kullanılmayabilir. Bu hem işçilik hem de terminal pad maliyeti açısından avantajlıdır. Böyle bir durumda strain gage'lerin kablo bağlantı ucu, kağıt bant ile sarılarak yine loctite 401 ve 406 ile parça ve strain gage arasında yapıştırma yapılarak mukavemetli bir bağlantı sağlanabilir.

12-) Strain gage ile terminal arasına bobin telleri ile lehim yapılır (Bobin tellerinin eşit boyda olması çok önemlidir.) Strain gage'in ve terminalin lehim yapılacak yerlerine bir miktar lehim bırakılır. Lehimlemede büyük kolaylık sağlayan bu uygulama direk bağlantıda da oldukça önemli rol oynar.

14-) Veri alınacak kablolar ince olarak seçilmelidir. 0,5 mm uçları eşit boyda hazırlanır. Uçlar lehim banyosu yaptırıldıktan sonra terminale veya duruma göre direk bobin tellerine lehimlenir. Burada bazen lehimleme işleminde sıyrılan kablodan

sadece tek bir tel seçilerek, direk strain gage'e lehimleme işlemi yapılabilir. Lehimlemede lehim pastasını temizleyici olarak kullanmak, lehimleme işleminin kolay olması açısından zorunludur.

15 -) Yapıştırıcının az miktarda strain gage ve terminaller üzerine ve aradaki tellerin üzerine sürülerek strain gage ve terminalin ısı, su, çamur vb. etkenlerden korunması sağlanır.

16-) Yukarıdaki maddelerin uygulanması sırasında strain gage'lerin mutlaka her adım sonrasında multimetre ile ohm değeri kontrol edilmelidir. Aksi takdirde herhangi bir hasar meydana geldiğinde, yapıştırma işlemi gerçekleştirilmiş olursa tüm işlem basamaklarının tekrarlanması gerektiğinden, bu durum zaman ve maliyet kaybı demektir.

17-) Tüm bunların sonucunda, strain gage ölçüme hazır hale getirilmiş olur.

5.2.3 Temassız Gerilme Ölçüm ve İletim Sistemi

Aktarma organları testi için, statik test ve dinamik yorulma testlerin yapılması gerekmektedir. Literatürde, yük hız ve yorulma ömrü aracın kullanım şekline göre değişkenlik gösterdiği belirtilmektedir (Dick, 1995). Doğrulama için tahrik mili üzerinden taşıt hareket halinde iken, moment ölçümü gerekmektedir. Moment veya kuvvet ölçümleri, bilinen bir değer ile kıyaslama yapılarak ya da birim yer değiştirmenin elde edilmesi ile ölçülebilir (Kural, 1981). Moment algılayıcıları monte edildiği yere, ölçeceği kapasiteye, yükleme durumuna bağlı olarak çok değişik tasarımlarda imal edilirler (Sinclair, 2001). Kablolu veri taşımanın mümkün olmadığı bir durumla karşılaşıldığında, KMT telemetri sistemi ile moment verisi toplamak mümkün olmaktadır. BIAS mühendisliğin, Türkiye temsilcisi olduğu bu sistemde birim yer değiştirme, moment, kuvvet, basınç, sıcaklık, yer değiştirme ölçümü için modüller bulunmaktadır BIAS, (2005).

Temassız veri ölçümü için kullanılan sistem bileşenleri şekil 5.6 ile gösterilmektedir. Hedeflenen test için aşılması gerekli en önemli problemlerden biri de yol koşullarında gerek taşıtın süspansiyon, gerek ise motordan aldığı tahrik



Şekil 5.7 Temassız ölçüm sistemi (telemetry) montaj şekli

Şekil 5.7 ile sistemin temel olarak montaj edilmiş yapısı gösterilmektedir. Burada burulma momenti ile oluşan voltaj farkı RF sinyali ile alıcı ünitesine gönderilmektedir.

5.2.4 Arka Aks Üzerinde Yağ Sıcaklığının Tespiti

Yapılacak testte tahrik sisteminin arka aksındaki diferansiyel dişlilerinin içerisindeki yağ filminin zarar görüp görmediğinin kontrolü amacıyla, tahrik sistemi bileşenlerinde çalışma şartlarının doğru tespiti için, arka aks üzerinde yağ sıcaklığının ölçülmesi gereklidir. Bu nedenle veri kaydı sırasında, arka aks bölgesine termocouple yerleştirilmiştir. Bu sayede çalışma şartlarında, arka aks üzerindeki yağ sıcaklık değeri sürekli izlenecektir.

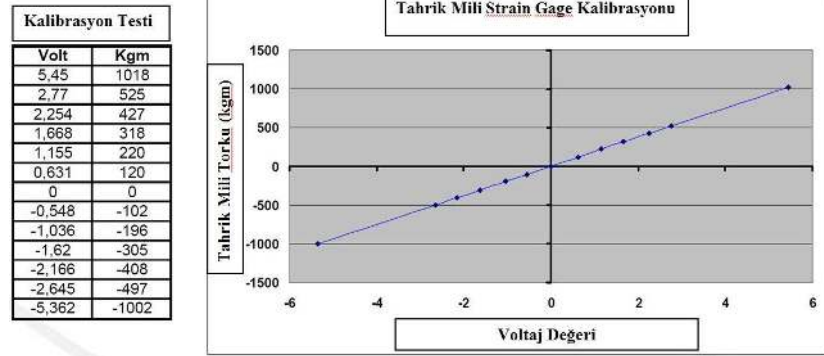
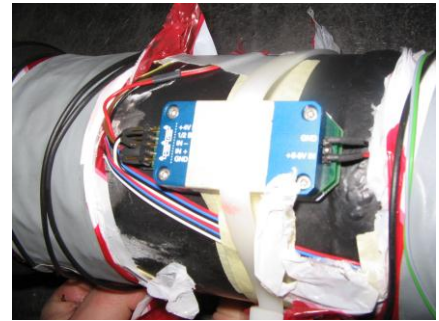


Şekil 5.8 Arka aks üzerine termocouple uygulaması

5.3 Test Sisteminin Kurulması ve Taşıta Adaptasyonu

Birçok ölçüm aygıtı ile eş zamanlı olarak ölçüm yapılması için, veri toplama cihazına tüm verilerin birlikte gönderilmesi gerekmektedir. Cihazda bu veriler dağıtıcı (multiplekser) ile toplanır.

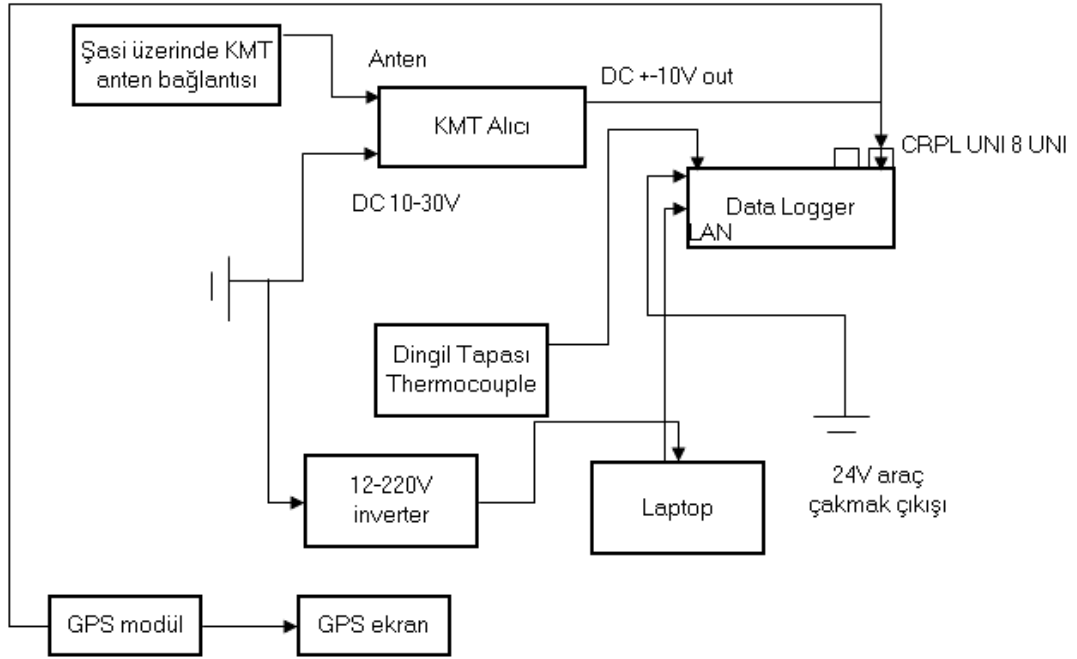
Burada tam köprü bağlantılı HBM 1- XY21 -6/350 350 Ω strain gage kullanılmıştır. KMT alıcısında şaft üzerinde, dönüş esnasında momente bağlı wheatstone köprü prensibi ile gerilme farkı indüklenir Toprak T. ve Ekrem T. ve Kalava H. (1997).



Şekil 5.9 Tahrik mili üzerine straingage uygulaması ve kalibrasyon sonuçları

Şekil 5.9 ile yapılan uygulamada, kısım 5.2.2.1 deki esaslara uygun olarak çalışma gerçekleştirilmiştir. Ayrıca yapılan bağlantıdaki kalibrasyon sonuçları da gösterilmektedir. Burada mil üzerine belirli adımlarda moment değeri uygulanmış sonuçlar grafiklenmiştir.

Elde edilecek verilere bağılı olarak bu voltaj farkı telsiz aracılığıyla şasi üzerindeki diğer telsize RF ile sinyali ile iletilir. Bu ise KMT alıcısına kablo vasıtasıyla taşınır, kazanç değerinçe yükseltilerek data logger a gönderilmektedir. Buradan da dizüstü bilgisayar hard diskine LAN (yerel ağ bağlantısı) kablosu ile taşınarak kaydedilir. Taşıtın hız bilgisi GPS (Küresel konumlama sistemi) verisi şeklinde 10 Hz ile kaydedilmektedir. Şekil 5.10 da ölçüm sisteminin prensip şeması gösterilmektedir.



Şekil 5.10 Tahrik mili üzerinden temassız ölçüm sistemi bağlantı şeması

Şekil 5.10 ile gösterilen veri toplama sistemine ayrıca sıcaklık, ve uyarı fonksiyonlarının tespitini sağlayan CAN bağlantısı da yapılmıştır. Bu sayede vites kademesi, yavaşlatıcı kademesi gibi bilgiler kaydedilmiştir.

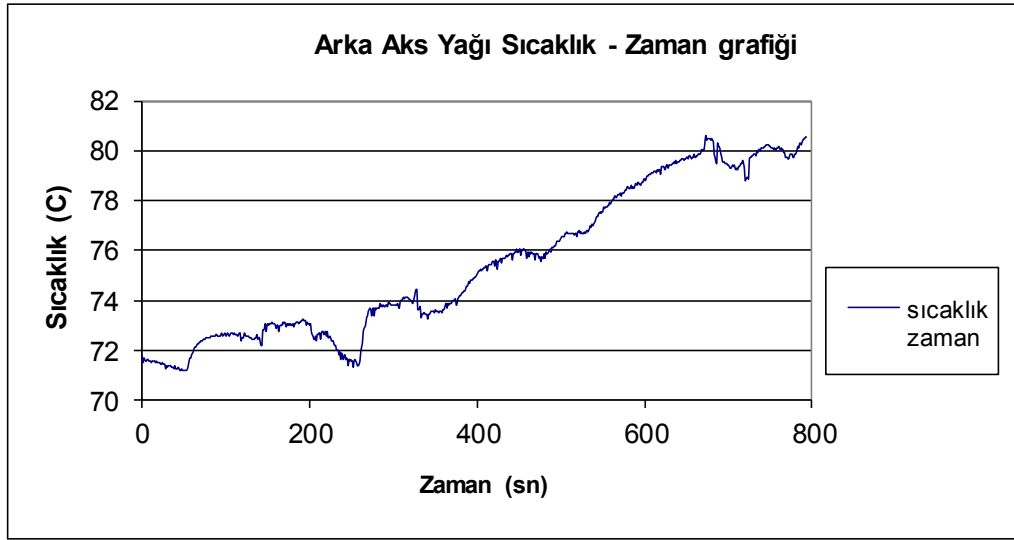


Şekil 5.11 Ölçüm esnasında sistemin taşıta uygulanması

5.4 Test Sonuçlarının Elde Edilmesi

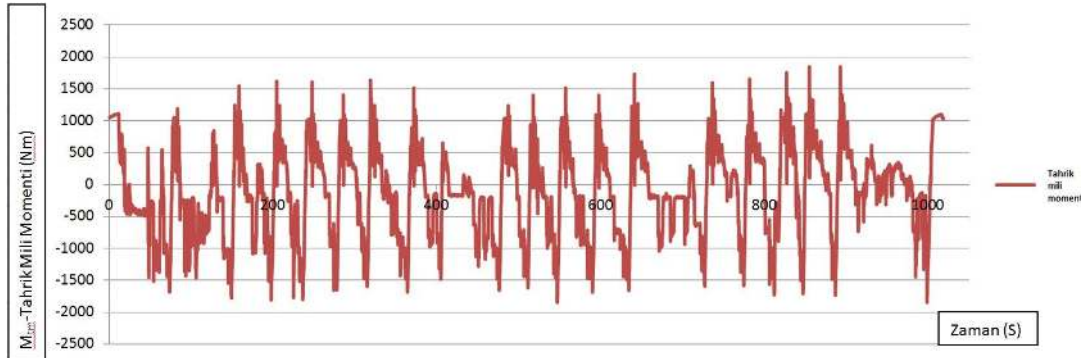
Şekil 5.11 de ise ölçüm esnasında sistemin fotoğrafları bulunmaktadır. Ölçüm sistemi doğru şekilde taşıta adapte edildikten sonra, test güzergahında sürücünün normal güzergah turu yapacağı şekilde taşıt testi başlamıştır. Elde edilen veriler MATLAB Simulink ticari programı kullanılarak filtrelenmiştir. Taşıtın durak güzergahları arasında yapmış olduğu kullanım durumuna göre elde edilen sonuçlar aşağıda verilmiştir.

Yapılan ölçümler sıcaklık değerinin $80-81^{\circ}$ civarına kadar çıktığını göstermektedir. Bu durum, aktarma organlarında sızdırmazlık elemanlarının 120° ye kadar problemsiz çalıştığını düşündüğümüzde, ölçümün tahrik sistemini aşırı zorlayacak şekilde olmayan bir koşulda gerçekleştirdiğimizi bize gösterir (Şekil 5.12).



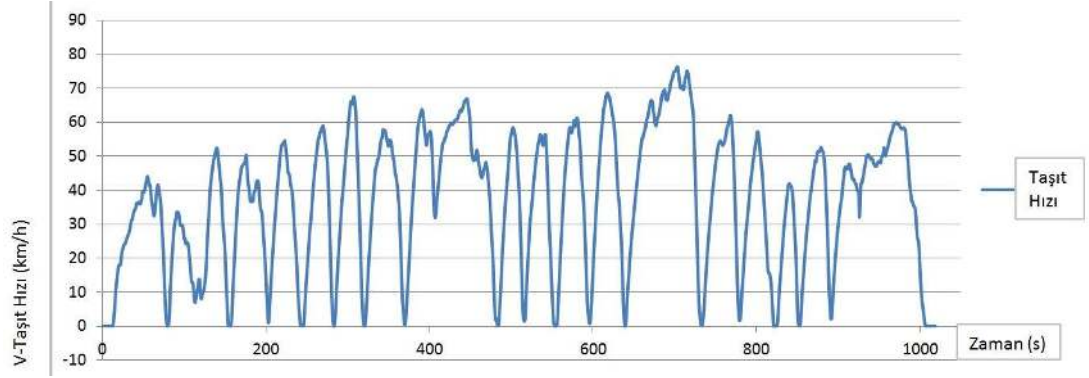
Şekil 5.12 Ölçüm esnasında arka aks yağ sıcaklığı

Yapılmış olan test sonucunda zamana bağlı olarak, tahrik mili üzerinden temassız ölçüm sitemi ile moment verisi elde edilmiştir. Veri genel olarak incelendiğinde, taşıt duraklar arasında sürücü tarafından kullanılırken, sürekli olarak tahrik sisteminde salınımlar meydana geldiği görülmektedir.



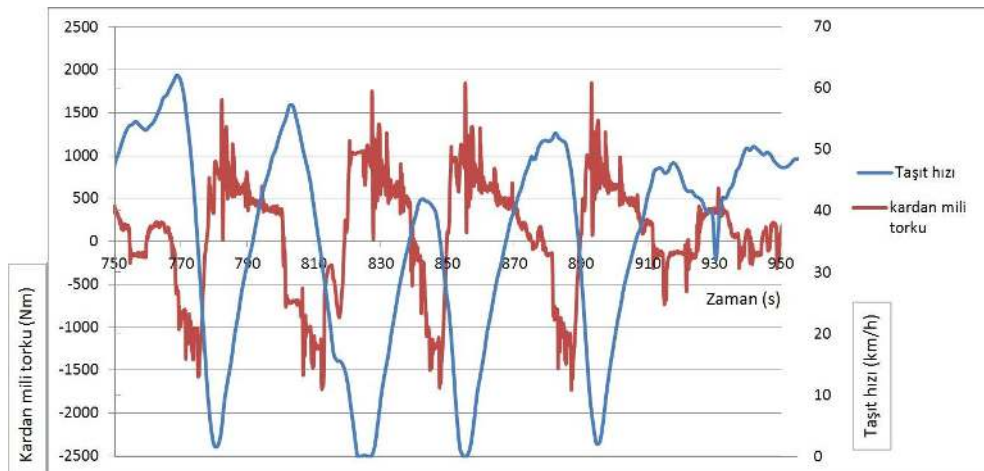
Şekil 5.13 Tahrik mili dinamik moment ölçüm sonuçları

Tahrik milindeki moment değeri pozitif ve negatif değerler almaktadır. Tüm güzergah boyunca genlikler 2000 Nm moment sınırına pozitif ve negatif tarafta ulaşmamış olarak görülmektedir (Şekil 5.13). Benzer zaman aralığı için GPS ile alınmış olan hız verileri grafiklenmiştir.



Şekil 5.14 Araç hızı ölçüm sonuçları

Şekil 5.14 ten de anlaşılacağı üzere taşıt duraklar arasında sürekli olarak hızlanma ve bir sonraki durakta tekrar yavaşlama ile durma olayını gerçekleştirmektedir. Burada taşıtın tahrik milinde elde edilen moment değerlerinin çalışma koşullarına bağlı olarak değerlendirilebilmesi için, elde edilmiş zamana bağlı hız verileri ile moment verilerinin, aynı grafik ortamında ifade edilmesi gerekmektedir. Yukarıda verilen grafiğin ortalama değerlerini içeren bir bölümü için, hız ve moment verilerini aynı grafikte ifade ederek daha yakından inceleyecek olursak, taşıtın tahrik sistemindeki dinamik etkileri daha yakından görebiliriz. Burada gerekli tanımlamanın yapılabilmesi için grafik alanında iki skalayı da barındıran şekil 5.15 ile gösterilen grafik elde edilmiştir.



Şekil 5.15 Araç hızı ve aktarma organları momenti ölçüm sonuçları

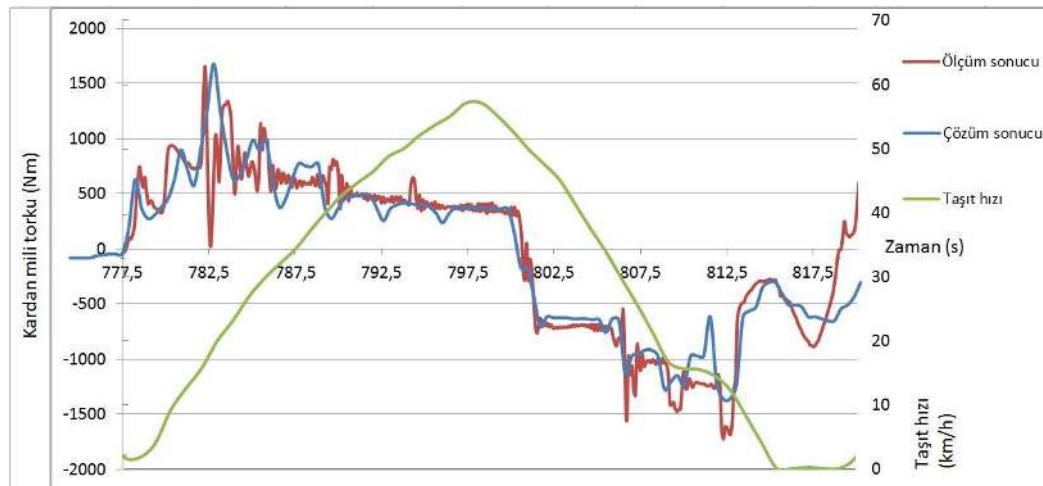
Elde edilen grafiğe dikkat edilirse, tahrik mili üzerinde oluşan pozitif momentin taşıtın hızlanması sırasında, negatif yönlü momentin ise taşıtın yavaşlaması sırasında

meydana geldiği görülmektedir. Taşıtın ivmelenmeye bağlı hız artışının olduğu bölgede, taşıtın vites değişimleri gözlemlenmektedir. Maksimum hıza ulaştıktan sonra yavaşlatıcının devreye girmesi ile tahrik milindeki momentin yön değiştirdiğini görmek mümkündür.

Bahsedilen bu durum şekil 5.15 te özellikle ilk dur-kalk periyodunda daha net olarak görülebilmektedir. Simülasyon çözüm zamanının oldukça fazla olmasından dolayı, çözüm aşamasında elde edilen sonuçlar, ilk dur-kalk periyodu ile kıyaslanacak şekilde değerlendirilecektir. Şekil 5.13 ve 5.14 incelendiğinde belirtilen periyot tüm salınımlar arasında bir çeşit ortalama değer özelliğini taşımaktadır.

5.5 Test Sonuçlarının Teorik Hesap Sonuçları ile Karşılaştırılması

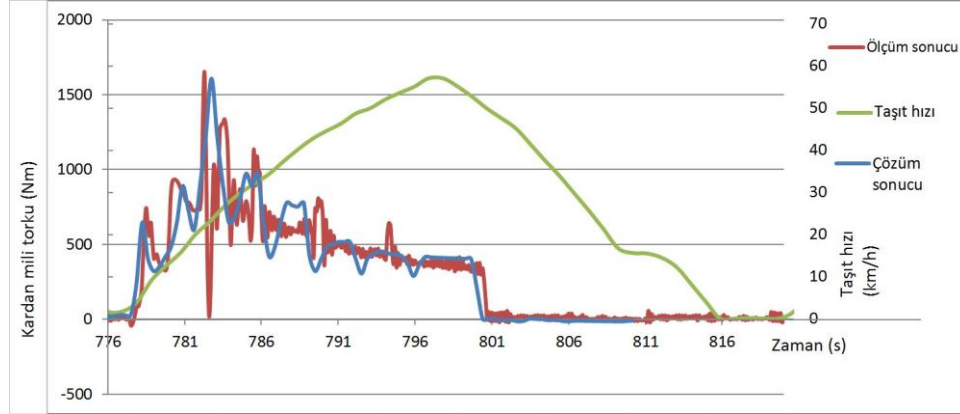
0-55 km/h aralığında hızlanma ve bir sonraki durakta yavaşlatıcı sistem uygulaması ile durma işlemi ile gerçekleştirilen ölçüm süresince, hesapla elde edilen sonuçlardakine benzer pik şeklindeki vites değişimlerini ve yavaşlatıcı sistem uygulaması sonrası durumu gözlemlemek mümkündür. Burada tam bir karşılaştırma yapılabilmesi için kısım 5.4 ile elde edilen test sonuçları ile bölüm 4 ile açıklanmış olan teorik hesap sonuçlarını aynı grafik üzerinde değerlendirebiliriz.



Şekil 5.16 Araç hızı ve aktarma organları momenti için teorik hesap ve ölçüm sonuçları karşılaştırması (Yavaşlatıcı sistem uygulamalı)

Burada görüldüğü üzere, tüm ölçümlerde maksimum tahrik mili momenti 2000 Nm değerini geçmemektedir. Maksimum moment değeri yavaşlatıcı sistem devrede

iken, vites değişimi sırasında negatif pik momentler meydana gelmektedir. Yukarıdaki şekil 4.12 ile gösterilen hesapla elde edilmiş dinamik zm kümesi ile yavaşlatıcı sistem uygulamalı ve uygulamasız durum için, doğrulama ölçümleri karşılaştırmalı grafikler ile verilmiştir. (şekil 5.16-5.17)



şekil 5.17 Araç hızı ve aktarma organları momenti için teorik hesap ve ölçüm sonuçları karşılaştırması (Yavaşlatıcı sistem uygulamasız)

şekil 5.16 ve şekil 5.17 de görüldüğü üzere elde edilen ölçüm ve SIMULINK zm sonuçları birbiri ile kıyaslandığında, hesaplamalar için kabul edilebilir sonuçlar vermektedir. Teorik hesaplamalar 0,005 s zaman aralığında gerçekleştirilmiştir. Burada, hareket denklemi sayısal integrasyon sonuçları ile dinamik test verileri örnekleme, istatistiksel olarak %10'luk bir kontrol bandı içerisinde yaklaşık olarak %75 lik bir yakınsama değerini göstermektedir. Oluşan farklılıklar, rijit kabul edilen aks mili ve dişli çark parçalarından ileri gelmektedir. Bununla birlikte prototip yapılmadan önce bu yaklaşım, tasarım aşamasında aktarma organlarında ömür tahmini yapılabilmesi yeterli olarak kabul edilmektedir.

Yavaşlatıcı sistem olmayan bir taşıtta frenleme esnasında enerji, lastik ile fren parçaları arasındaki etkileşim ile ısıya dönüşerek atmosfere atılmaktadır. Bu nedenle, aktarma organlarında sıfır pozitif çalışan bir yükleme şekli söz konusudur. Yavaşlatıcı sistemli bir taşıtta ise, yavaşlatıcı sistem ile yapılan frenleme sırasında bu etkileşim, tüm aktarma organlarını etkilemekte ve tahrik sistemi statik gerilmenin sıfır olması durumunda, tam değişken gerilme oluşturan bir yüklemeye maruz bırakılmaktadır.

Laplace transformları yardımıyla, diferansiyel denklem çözümlmeleri yapılan sistem bileşenleri, ayrı ayrı modellenmiş ve birbirleri ile ilişkilendirilerek sistemin blok diyagramı elde edilmiştir. Diferansiyel denklemlerin çözümü için, MATLAB/SIMULINK ticari programında blok diyagram modeli oluşturularak, elde edilen transfer fonksiyonları kullanılmıştır.

Kavrama ve tahrik milinin esnek şekilde ele alınmasıyla, aktarma organlarının her bir bileşen üzerinde oluşan moment, devir sayısı, ivme, yer değiştirme değerlerinin belirlenebilmesi ve sistemin anlık değişimlere göstereceği tepkileri izlenmiştir.

Temassız (telemetrik) moment ölçüm sistemi kullanılarak, dinamik olarak tahrik mili üzerinden moment ölçümü yapılmış ve ölçüm sonuçları, çözüm sonuçları ile kıyaslanmıştır.

Oluşturulan modelden elde edilen dinamik moment değerleri, ölçüm sonuçları ile yakınsamıştır. Bu çalışma ile, tasarım aşamasında simülink ile elde edilen sonuçlar genlik miktar sayısına göre gruplanarak, sonlu elemanlar yöntemi ile etkilenen aktarma organları bileşenlerinde ömür tayini için veri olarak kullanılmıştır.

Tasarım başlangıcında, yapılan bu tür analizler ile özellikle dinamik etkilere maruz kalan aktarma organları bileşenlerinde tasarım aşamasında ömür tayini, bölüm altı'da belirtildiği gibi yapılmıştır. Bu durum, önceden uygun konstrüksiyonun belirlenmesiyle, seri imalata geçilmeden önce prototip oluşturma, test etme gibi maliyetlerin düşürülmesini ve rekabetçi olunabilmesi yönünden, rakiplere oranla dizayn sürelerinin önemli ölçüde azaltılmasını sağlamaktadır. Müşteride oluşabilecek hasarların daha tasarım aşamasında tespiti ve alınacak konstrüktif önlemler ile müşteri memnuniyetini sağlamak, bu tip analizler yapılmasıyla mümkündür.

BÖLÜM ALTI

TESPİT EDİLEN DİNAMİK SONUÇLARIN TAHRİK SİSTEMİNE ETKİLERİNİN, MALZEME MUKAVEMETİ AÇISINDAN İNCELENMESİ VE YAVAŞLATICI SİSTEMİN TAŞIT YÖNLENMESİNE ETKİSİ

6.1 Giriş

Önceki bölümlerde, yavaşlatıcı uygulamasının taşıt tahrik sistemine olan dinamik etkileri, teorik olarak belirlenmiştir. Bu etkilerin tespiti sonrasında, çeşitli ölçüm yöntemleri kullanılarak, benzer koşullar için taşıtın test edilmesi sağlanmıştır. Teorik sonuçlar ile test sonuçlarının yakınsadığı tespit edilmesinden dolayı, taşıt tahrik sisteminin mukavemetsel incelemesi için, elde edilen teorik sonuçlar kullanılabilir. Teorik hesaplamalar sayesinde elde edilen sonuçlar, taşıt tahrik sisteminde sınır şartları olarak kullanılabilir.

Teorik ve test sonuçlardan elde edilen verilere göre yavaşlatıcı sistem devreye girdiğinde, tam değişken gerilme hali taşıt tahrik sistemine etki etmektedir (Şekil 5.16). Tahrik sistemi normal fren (servis fren) sistemi devreye alınarak durdurulduğunda ise, tahrik sistemine pozitif tam değişken genlikli bir gerilme etki etmektedir (Şekil 5.17).

Elde edilen dinamik gerilmelere bağlı olan veriler, sinüs eğrisine benzer bir karakteristik göstermektedir. Bununla birlikte vites değişimleri, yavaşlatıcı kademelerinin devreye girişi, debriyajın ayrılma ve kavrama durumları sistem üzerinde salınımlar oluşturmaktadır. Burada karmaşık konstrüksiyon yapılarının durumları dikkate alındığında, malzemenin ömrünün ön kestirimi açısından taşıt tahrik sisteminde, tam değişken ve tamamen pozitif tam değişken gerilme hallerine bağlı olarak yorulma gerçekleştirdiği görülmektedir.

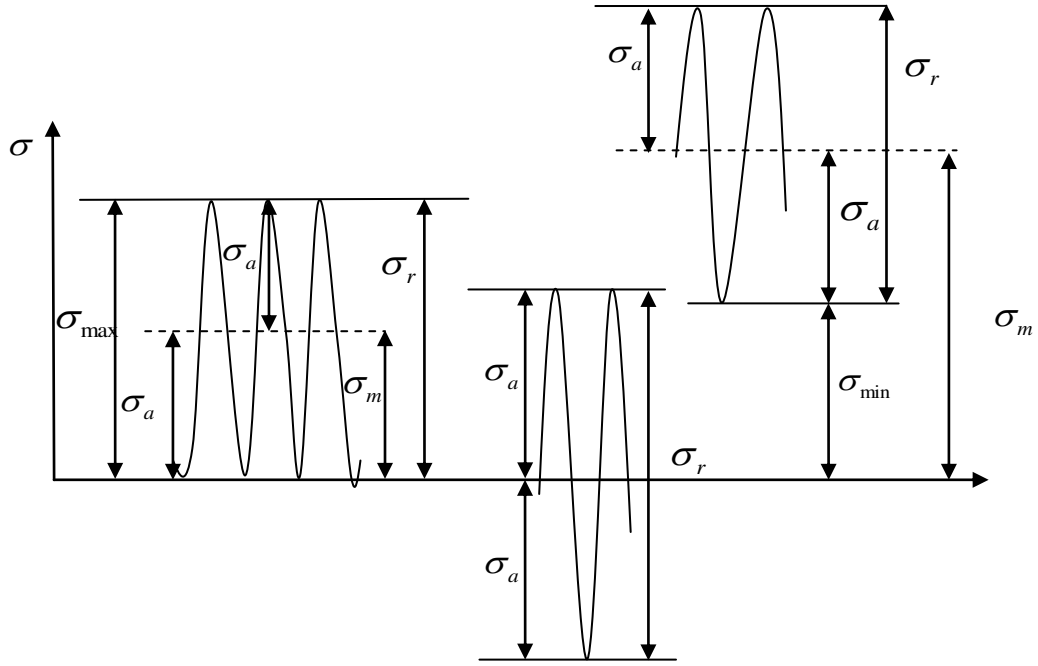
6.2 Dinamik Gerilme Halinin Yorulma Ömrüne Tesiri

Malzemeler üzerine gelen bileşke gerilmeler eğilme, burulma, kesme etkileri ve bunların sonucu olarak bileşke gerilme içerebilir. Bu durum, temelde cisimlerde normal gerilmeler (Çekme veya basma) ve kayma gerilmelerini oluşturur. Cisimlerin yapıldığı malzemenin bu gerilmelere emniyetli olarak dayanabileceği sınır değerler literatürde tanımlanmıştır Beer, F.P. ve Johnston, R. (1992). Malzemelerin bu nedenle elastisite, kayma modülleri ve yorulma gerilme sınırı olarak parametreleri tanımlanmıştır.

Birçok makine elemanı gibi önceki bölümlerde tespit edildiği üzere, tahrik sistemi konstrüksiyonu da dinamik kuvvetlerin ve momentlerin etkisine maruz kalır. Genelleştirilmiş halde, bu etkilerin tahrik sistemi üzerinde periyodik değişken şekle döndüğü kabul edilebilir. Zamanla sinüzoidal olarak değişen gerilmeler, statik gerilme bileşeninin çekme veya basma şeklinde olmasına göre değişken kısmın genliğine bağlı olarak;

- Statik çekme gerilmesi,
- Tamamen pozitif olarak değişen gerilme hali,
- Statik gerilmenin sıfır olması durumunda tam değişken gerilme;
- Belirli bir statik çekme veya basınç gerilmesi üzerinde değişen gerilme hali

olacak şekilde ifade edilebilir. Kurtz, Schueller, ve Claar, (1994) ayrıca Shigley, ve Mischke, (1989) eserlerinde değişken genlikli yükler altında iken malzemede oluşan birikimli hasar için, çeşitli hesaplama metotları belirtmişlerdir. Bu kapsamda, zamanla değişen yükler altında malzemenin molekül yapısında değişiklikler meydana gelir. Bu değişimler sonrasında, işletme şartlarında yükleme belirli bir tekrar sayısını aşarsa malzeme kuvvet taşıyamaz hale gelmektedir. Buna malzemenin yorulması denir. Belirli gerilme halinde yorulmaya karşılık gelen yük tekrar sayısına da yorulma ömrü denir (Toprak T. ve arkadaşları., 1997). Burada sisteme etki eden yükleme şeklinin öncelikli olarak belirlenmesi, yapılacak olan ömür hesaplamaları için oldukça büyük önem arz etmektedir.



Şekil 6.1 Değişken gerilme tipleri

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (6.1)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (6.2)$$

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a = \sigma_{\min} + 2\sigma_a \quad (6.3)$$

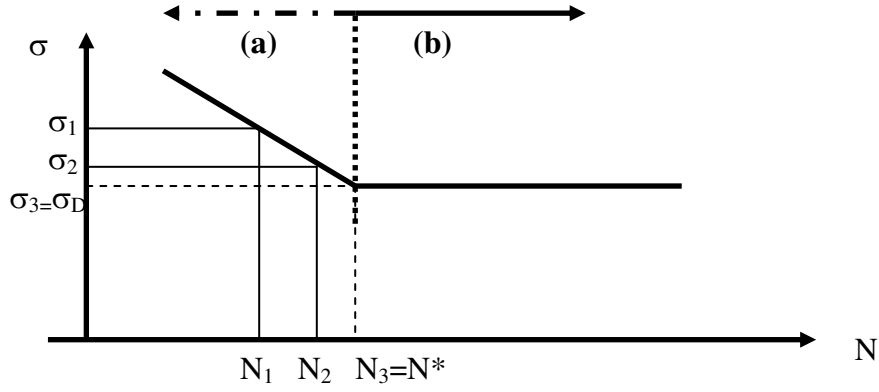
olur. Burada $\sigma_{\max}$ maksimum (üst) gerilme, $\sigma_{\min}$ minimum (alt) gerilme, σ_m ortalama gerilme, σ_r genlik gerilmesidir (Shigley, ve Mischke, 1989).

Bir makine elemanı ya da konstrüksiyonun yorulma ömrü yukarıdaki bahsi geçen büyüklüklerin yanında parça büyüklüğü, yüzey işlemesi, çentik etkisi v.b. ilave faktörlere bağlıdır. Normal şartlarda bu büyüklükler el ile yapılan hesaplamalarda elde edilen gerilmenin kıyaslanabilmesi için yorulma gerilme sınırına ilave çarpan faktörler olarak gelirler. Fakat sonlu elemanlar yöntemiyle bu tip şekil faktörleri belli ölçüde hesaba dahil edilmiş olur.

Yukarıdaki yükleme şekillerine göre malzeme üzerinde oluşan değişken gerilmeler, şiddetsel ve yönsel olarak değişimlerine göre tanımlanırlar (Şekil 6.1).

6.3 Yorulmada Birikmiş Hasar Değerlendirmeleri

Yorulma hesaplarında birikmiş hasarın tespit edilmesi maksadıyla öncelikle



Şekil 6.2 Wöhler diyagramı

wöhler diyagramından bahsedilmesi gerekir, wöhler diyagramının birikimli hasara göre şekli Şekil 6.2 ile gösterilmektedir. Wöhler diyagramları gerilme değeri ve tekrar (cycle) sayısı ilişkisinden oluşturularak çizilirler. Bu diyagramlarda farklı iki bölge mevcuttur. Bunlar;

- (a) zaman mukavemet bölgesi,
- (b) sürekli mukavemet bölgeleri,

Yukarıdaki şekilden de anlaşılacağı üzere, $\sigma_3=\sigma_D$ ve $N_3=N^*$ değerleri sürekli gerilmeye bağlı sürekli ömür değerlerini verir. Bu değerler makine parçalarının standart sürekli ömür değeridir. Makine parçaları için bu parçaların farklı yüklerle yüklenmesi durumunda Wöhler diyagramları üzerinde eşdeğer ömürlerinin bulunabilmesi için çeşitli metotlar kullanılmaktadır. Şekil 6-2 de (a) ile gösterilen zaman mukavemet bölgesi (sabit eğimli doğru) grafiğin düşey eksenindeki gerilme değeri referansına göre $\sigma_{\max} \mapsto \sigma_1, \sigma_2 \dots$ değerinde gerilme genliğine sahip salınımlarla çakıştığı bölgede bize sınırlı ömür değerini vermektedir.

Yapılan çalışmada, tahrik sistemi için elde edilen teorik ve pratik sonuçlar, yavaşlatıcı uygulaması olmadan, tamamen pozitif olarak değişen gerilme halini ve yavaşlatıcı uygulaması ile, statik gerilmenin sıfır olması durumunda, tam değişken gerilme haline yakın sonuçlar vermektedir.

6.3.1 Yorulmada Genlik Miktar Sayısını Gruplama (Palmgren-Miner) Metodu

Tahrik sisteminde oluşan salınımlar, gelişti güzel elde edilen verilerin değerlendirilerek, farklı yüklerin çalışma sürelerine göre alt sinüs formlarına ayrılması sayesinde, daha gerçekçi olarak değerlendirilebilir. Bu tip bir işlemin yapılması için yük tekrarlarının gruplandırma yöntemi kullanılabilir. Bu yöntemlerin en önemlisi Palmgren-Miner (Genlik Miktar Sayısını Gruplama) metodudur. Stephens, Fatemi, Stephens, ve Fuchs, (2001), eserinde Palmgren Miner hesaplama yöntemine geniş yer vermiştir.

Herhangi bir konstrüksiyon parçası yalnız σ_1 gerilmesinde çalışırsa ömrü N_1 olmaktadır. Bununla birlikte, parçalar üzerine gelen yüklemenin değişken olduğu durumlarda yani işletme koşullarında, σ_1 gerilmesinde n_1 kadar çalıştığı gibi, aynı parça σ_2 gerilmesinde de n_2 kadar v.b. çalışabilir. Bu gibi durumlarda;

Konstrüksiyon parçasına etki eden farklı gerilmeler ($\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \dots$) için, çalışma durumuna karşılık gelen yük tekrarları n_1, n_2, n_3 ve ömürler N_1, N_2, N_3 ise;

Bu verilere göre oluşturulan denklem;

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} + \dots + \frac{n_i}{N_i} = K \quad (6.4)$$

olarak ifade edilir. Bu genel denklem, temel palmgren miner kuralı olarak isimlendirilir. Burada K değeri $0,7 \leq K \leq 2,2$ arasındadır Kurtz, ve diğer. (1994). Makine parçalarının yorulma ömrü için tavsiye edilen değer olarak $K=1$ alınmaktadır. (6.4) eşitliği işletme yükü yüzde değerleri dikkate alınarak (6.5) şeklinde yazılabilir.

$$C_1 = \frac{n_1}{N} \Rightarrow n_i = C_i N \quad (6.5)$$

$$n_1 = C_1 N; n_2 = C_2 N; n_3 = C_3 N \quad (6.6)$$

olmaktadır. Burada;

C = Belli bir yükte çalışma yüzdesi,

N = Makine parçasının toplam ömrü dür.

Bunlar yukarıdaki denklemde yerine konursa, Palmgren-Miner denklemi yeniden düzenlenir.

$$\frac{C_1 N}{N_1} + \frac{C_2 N}{N_2} + \frac{C_3 N}{N_3} + + \frac{C_i N}{N_i} = 1 \quad (6.7)$$

veya;

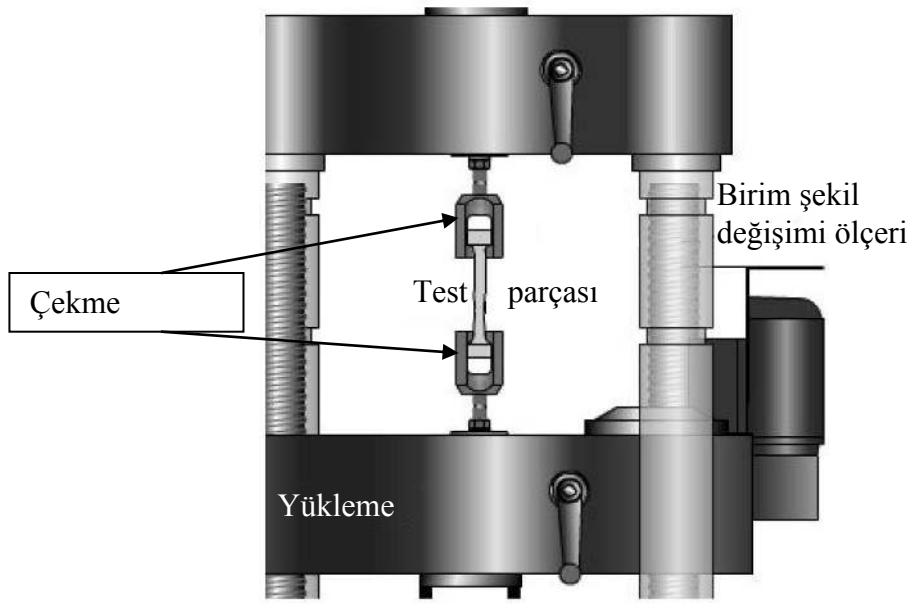
$$\frac{C_1}{N_1} + \frac{C_1}{N_1} + \frac{C_1}{N_1} + + \frac{C_1}{N_1} = \frac{1}{N} \quad (6.8)$$

olur.

6.4 Malzeme Uygunluğunun Çekme Testi ile Tespiti

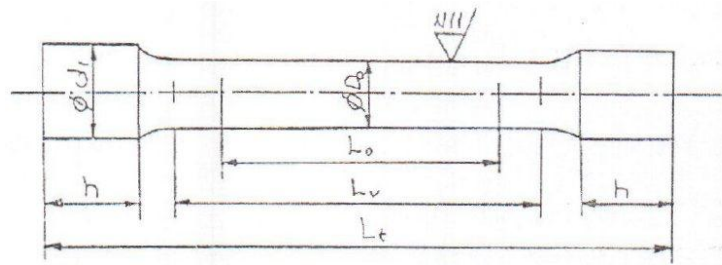
Yapılan çalışmada önemli noktalardan biride kullanım koşullarına bağlı olarak gelen değişken genlikli yüklerin etki ettiği taşıttaki takrik sisteminde genel olarak kullanılan malzemedir. Üzerindeki etkilerin sonuçları araştırılan bilşenlerde genellikle SAE 4140 malzeme kullanılmaktadır. Burada genellikle piyasadan temin edilen malzemeler, standartlar kapsamında kontrol edilmektedir. Bir kısım yan sanayi firmaların üretim yöntemleri, malzeme tedarikçileri ve kalite kontrol sistemlerindeki problemlerden dolayı bazı üretim partilerinde belirtilen standartlara uygun olmayan malzeme üretebilmektedirler. Yapılan araştırmada çalışmanın bu tip hatalara maruz kalmaması için aks ve dişli sistemlerinden alınan numunelerle çekme çubuğu hazırlanarak test sonuçları kontrol edilmiştir.

Çekme deneyi, malzemelerin statik yük altındaki mekanik özelliklerini belirlemek ve malzemelerin özelliklerine göre sınıflandırılmasını sağlamak amacıyla uygulanan, mühendislik açısından çok önemli bir mekanik deneydir. Deney, mekanik özellikleri belirlemek amacıyla bir deney parçasının, genellikle kopuncaya kadar, akma ve kopma gerilmelerinin ölçümünü kapsar.



Şekil 6.3 Çekme testi cihazının şematik görünümü

Belirli sayıda test parçası hazırlanarak, çekme test düzeneğinde, çekme işlemi gerçekleştirilir (Şekil 6.3). Bu nedenle test parçasında boyutlandırma TS 111 e göre yapılmıştır (Şekil 6.4). Burada boyut seçimi test numune malzemelere göre seçilmiştir.



Şekil 6.4 Çekme çubuğu numunesi standart şekli

Burada;

d_0 = Numune çapı, d_1 = Baş kısmı çapı,

L_v = İnceltilmiş kısmın uzunluğu $= L_0 + d_0$,

L_0 = Ölçü uzunluğu $= 5d_0$,

L_t = Toplam uzunluk,

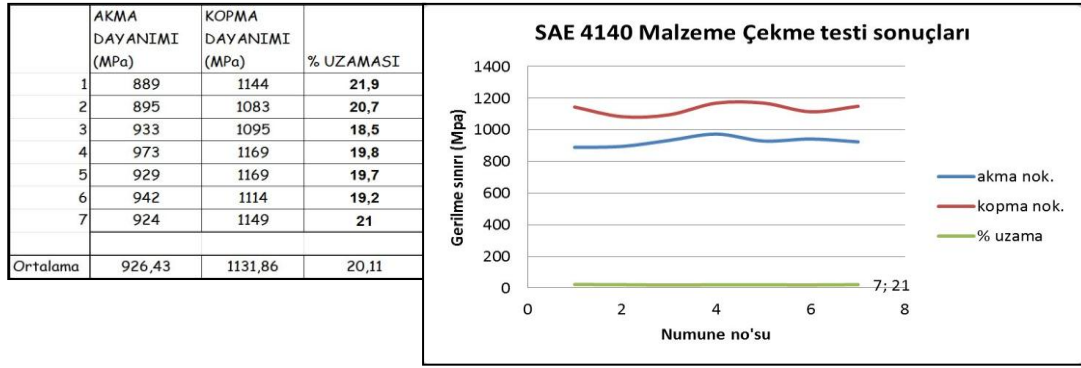
h = Baş kısmın uzunluğu dur.



şekil 6.5 çekme çubuğu çekme testi

İstatistiksel olarak doğru bir tahmin yapılabilmesi için, belirli sayıda örnek üzerinden inceleme yapılması gerekmektedir. rnek sayısının arttırılması, tespit edilmesi gerekli olan büyüklüğü daha doğru sonuca yakınsatmaktadır. Bununla birlikte, yüksek örnek sayısı ile yapılacak testler, daha fazla maliyet ve zaman kaybına neden olmaktadır. Burada minimum düzeyde bir tespit yapılabilmesi için, 7 adet numune üzerinden değerlendirme yapılmıştır.

Numuneler dişli çark ve aks mili üzerinden alınarak, yapılan çekme testi sonuçları elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlar malzemenin SAE 4140 45-50 HRc olacak şekilde, ıslah edilmiş malzeme özelliklerine uygun olacak şekilde imal edildiğini göstermektedir. Bu durumda SAE 4140 malzemeler için elde edilmiş olan, wöhler diyagramlarından faydalanılması mümkün olacaktır.

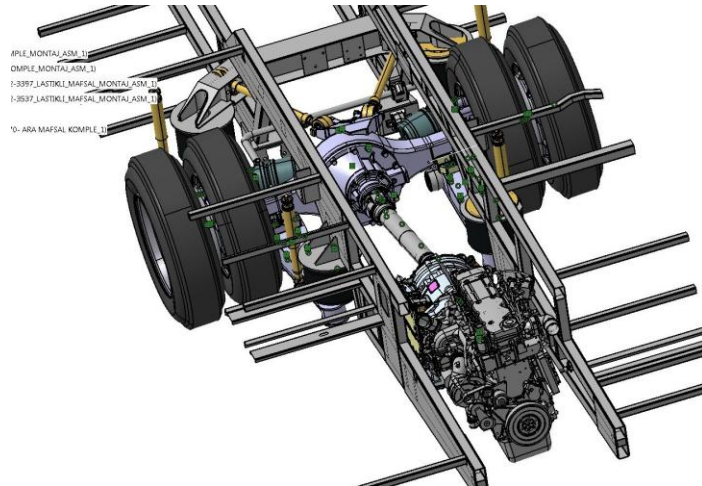


Şekil 6.6 Çekme testi sonuçları

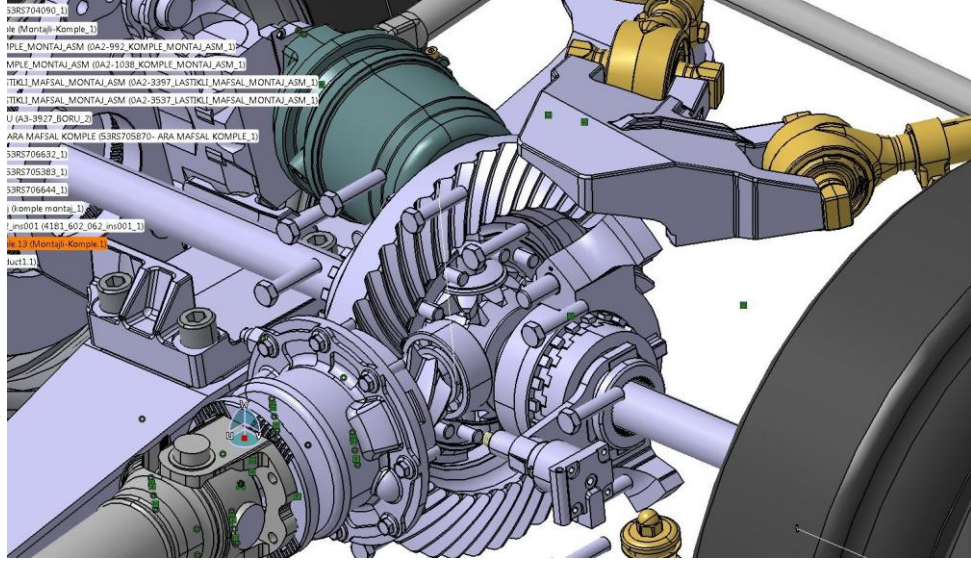
Malzeme örnekleri için elde edilen akma, kopma gerilmeleri ile % uzama değerleri şekil 6.6 da görülmektedir. Grafikte elde edilen değerler incelendiğinde, elde edilen verilerin birbirleri ile yakın değerler gösterdiği görülmektedir. Buna göre kullanılan malzemenin ortalama değerleri kopma dayanımı, 1131MPa, akma dayanımı, 926,43 MPa, % uzama değeri, 20.11 olarak tespit edilmiştir.

6.5 Taşıt Tahrik Sistemi Bileşenlerinin Ömür Hesabı

Taşıt tahrik sistemine etki eden dinamik moment ve kuvvetlerin, tahrik sistemini oluşturan parça bileşenlerine etkisi incelenirken, bölüm 4 ve 5 te elde edilen hareket denklemlerinin sayısal integrasyonu çözüm kümesi esas alınacaktır. Taşıtın işletme koşullarında, ölçüm sistemleri ile elde edilmiş verilerle kıyaslanan bu değerler ile başlıca tahrik sistemi parçalarında SEA ile inceleme yapılacaktır.



Şekil 6.7 Şasi ve taşıt tahrik sistemi katı modeli



Şekil 6.8 Taşıt tahrik sistemi arka aks bileşenleri katı modeli

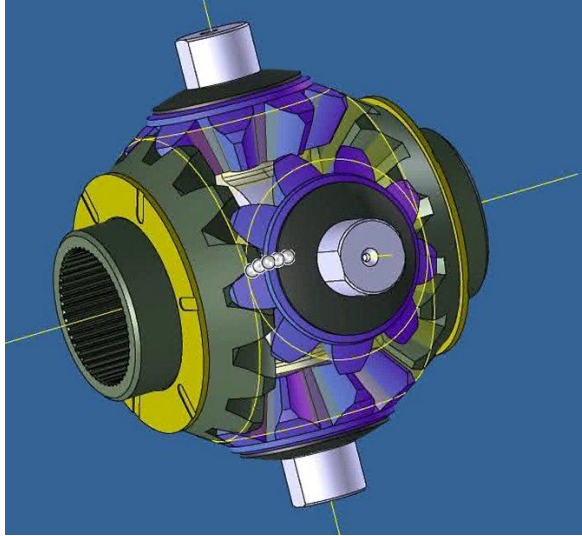
Şekil 6.7 ve 6.8 ile gösterilen taşıt tahrik sisteminin birçok bileşeni bulunmaktadır. Diğer bileşenlere göre, daha çok sıklıkla arızanın yaşandığı bazı bileşenlere analiz işlemi uygulanmıştır. Sonuç olarak tahrik miline etkiyen moment, hareketin iletildiği tüm parçalara etki etmektedir. Bu nedenle, kritik olarak tespit edeceğimiz bazı parçaların ömür durumlarındaki değişimin tespit edilmesi, tahrik sistemindeki salınımların malzeme mukavemeti açısından etkilerini kestirmek için yeterlidir. Yapılan araştırmada hareket denklemlerinin sayısal integrasyonu ile edilen veriler kullanılarak, aks – istavroz dişli grubu, diferansiyel dişli taşıyıcısı ve aks mili bileşenleri ömür değerlendirmesi yapılmıştır. Yapılan modelleme çalışmalarında CATIA V5R19 ticari yazılım paketi kullanılmıştır. İlave olarak dişli çarkların modellemesi için, önceden hazırlanmış olan imalat resimlerinden alınan bilgiler ile konik dişli çark üretiminde standart olarak kullanılan çakılara uygun olacak şekilde, Autodesk INVENTOR ticari yazılımındaki design accelerator modülü kullanılmıştır.

Oluşturulan modeller ile SEA'lerinin yapılması sırasında, Intel i7 işlemciye 48 GB RAM'e sahip HP iş istasyonundan faydalanılmıştır. Ayrıca SEA'inde ANSYS V12.1 Mechanical ticari yazılım paketi kullanılmıştır. SEA modellerin oluşturulmasında toplam 10 adet düğüm (node) noktasından oluşan düğüm noktaları 3 doğrusal serbestlik derecesine sahip Solid 187 tipi 3 boyutlu elemanlar tanımlanmıştır. Ayrıca, sistemi oluşturan bileşenler arasında lineer ve lineer olmayan temas elemanları tanımlanmıştır. Yorulma için sonlu eleman analizleri yapılırken

elde edilen dinamik tahrik moment verisi kullanılmaktadır. Literatürde Ansys ticari programı için SEA nin standart verilerinin kullanıldığı örnekler mevcuttur (Raymond, Browell, ve Hancq, 2006).

6.5.1 Aks İstavroz Dişlisi Bileşenleri Ömür Değerlendirmesi

Aks – istavroz dişlisi diferansiyel dişli kutusu içerisinde yer alır. Tahrik sistemindeki ayna dişli üzerinden gelen momenti, istavroz dişlileri içerisinde yer alan pim vasıtasıyla tüm dişliler üzerinden aks millerine iletir. Şekil 6.9 ile montajlı dişli grubunun katı model şekli gösterilmektedir. 6 adet dişliden oluşan grupta, 2 adet aks dişlisi, 4 adet istavroz dişlisi ve bu istavroz dişlilerine yataklık ve klavuzluk eden 1 adet istavroz pimi bulunmaktadır. Değişik tipte üretim teknikleri mevcut olmakla birlikte üretim için kullanılan imalat yöntemi genellikle, dövme süreç tekniğini içermektedir.



Şekil 6.9 Taşıt tahrik sistemi aks istavroz dişlisi katı modeli

Aks istavroz dişlileri konik dişli tip dişli çarklar sınıfına girer. Dişli çarklarda modelleme için boyut belirleme yapılması gereklidir. Stokes, (1992) ve Griffith, (1968) temel boyutlandırma hesaplamaları için tarafından yayınlanmış çalışmalardan bazılarıdır. Çalışma sonucunda elde edilen boyut parametreleri ile dişli çark grubu için elde edilen katı modelleme Ansys MECHANICAL ticari programına

aktarılmıştır. Yorulma ömür kriterlerinin tespiti için bölüm 4 ve 5 te teorik hesaplama ile elde edilen değişken yükleme çözüm kümesi sınır değerleri olarak kullanılacaktır.

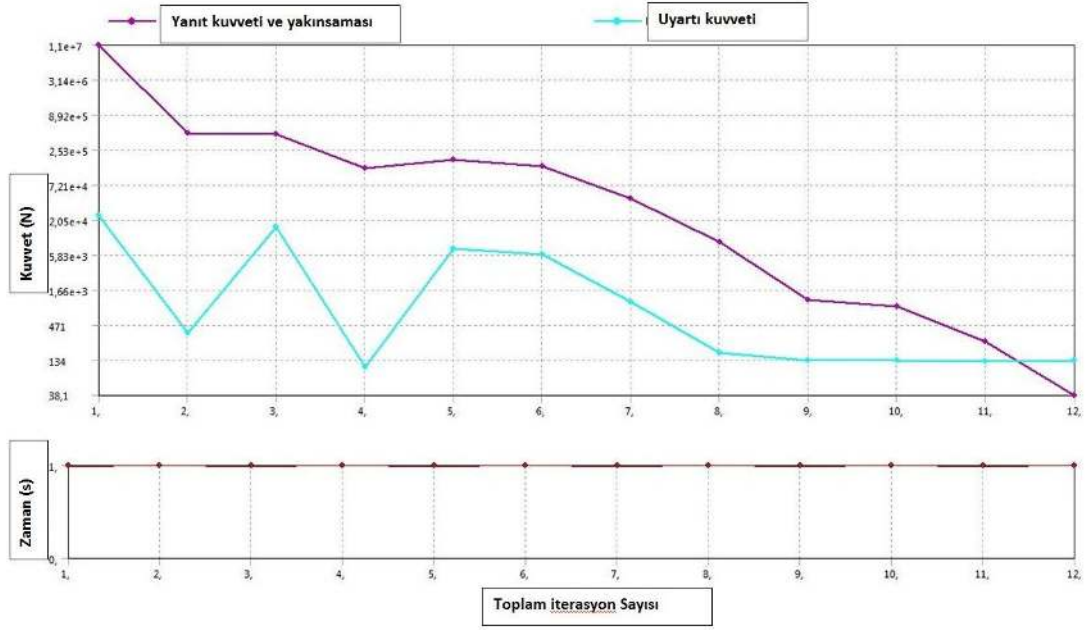
6.5.1.1 Aks İstavroz Dişlisi Bileşenleri Ömür Değerlendirmesi (Yavaşlatıcı Uygulamasız)



Şekil 6.10 Dişli seti yükleme sınır şartı uygulama verisi (Yavaşlatıcısız)

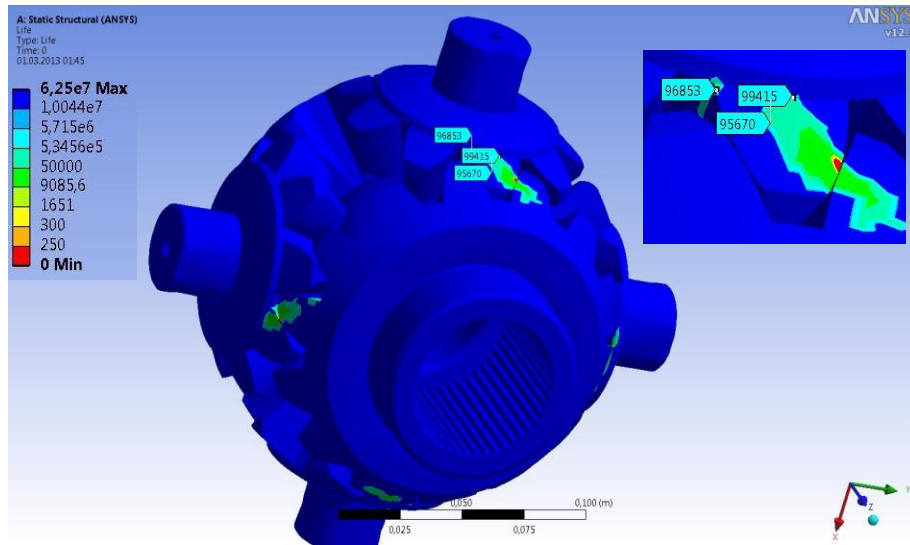
Burada yavaşlatıcı sistem olmaksızın, tamamen pozitif olarak değişen gerilme hali (zero based) tanımlamasına benzer şekilde gerilmeler oluşmaktadır. Araştırmanın daha net sonuçlar vermesi için, bölüm dört ile elde edilen teorik hesap sonuçları SEA ticari yazılımına veri olarak girilmiştir. Bu yükleme koşulları altında taşıta biçilen ömür tespiti için diğer önemli bir faktör, ticari taşıtın işletme koşullarında bu yükleme bloğu ile ne kadar karşılaşabileceğidir yani blok tekrar sayısıdır. Taşıtın şehir içi trafik koşullarında çalıştığı düşünülürse bu tarz zorlayıcı etkilere gün içerisinde 50-100 kez maruz kalacağı düşünülebilir.

Montajlı bir grup olduğu için, analiz aşamasında sistem üzerine gelen kuvvetler iletilirken, dişliler arasında temas bölgelerinin tanımlanması gerekmektedir. Yapılan SEA analizinde uygulamanın yapısal analiz sonuçlarına göre, diş temas bölgelerinde lineer olmayan sürtünmeli temas elemanları kullanılmıştır. Sistem, komple olarak yağ içerisinde çalışmakta olup, dişlinin dişleri arasındaki temas bölgelerinde sürtünme katsayısı olarak 0,1 alınmıştır.



Şekil 6.11 Dişli seti yakınsama iterasyonları (Yavaşlatıcısız)

Montajlı SEA analizlerinde lineer olmayan temas elemanları kullanıldığında, bu tip temas elemanların tanımlanması nedeniyle, çözüm sürecinde iterasyon adımları SEA denklem takımının yakınsaması için kullanılmaktadır (Şekil 6.11).



Şekil 6.12 Aks istavroz dişlisi ömür değerleri (Yavaşlatıcısız)

Yakınsamanın gerçekleştiği çözüm sonuçları elde edilmiştir (Şekil 6.12). Elde edilen sonuçlara göre, en düşük ömür değeri dişlilerde diş temas yüzeylerinde görülmektedir. Fakat bu bölgelerde ısıtıl işlem nedeniyle malzeme 50 HRc değerinin

üzerinde sertlik bulunduğundan yorulma dayanımı çok yüksektir. Diş profillerindeki evolvent eğrilerinin temas noktasında meydana getirdiği bağıl hareketten oluşan açılmal hız farklarının sonucunda, oluşan yüksek temas gerilmesi, öncelikle dişlilerde şok yüklerde yağ filminin yırtılmasıyla diş temas noktalarında aşınma oluşturur. (Thomas, 1984), pik yüklerde revacycle diş açma tekniği ile elde edilen diferansiyel aks istavroz dişlileri için, izin verilebilen diş temas gerilmesinin 2758 MPa değerlerine kadar çıktığını belirtmiştir. Bu kadar yüksek bir dayanıma sahip bir bölgede, diş temas gerilmesi yağ filmi yırtılmadığı takdirde problem oluşturmaz. Bu durumun temel sebebi, herhangi bir dişli çarkta eğilme ve temas gerilmeleri için S-N diyagramlarının farklı olmasıdır. Temas gerilmeleri için wöhler diyagramı sınırı çok daha yüksektir (Dale, 1984). Literatürde bu tip temas gerilmeleri için Hertz basıncı prensibine dayanan çeşitli teorik hesaplamalar da mevcuttur (Hughson, 1980).

Yukarıda belirtilen nedenlerle diş dibi bölgesindeki kritik alan için ömür değeri yaklaşık olarak 100.000 yük tekrar sayısını işaret etmektedir.

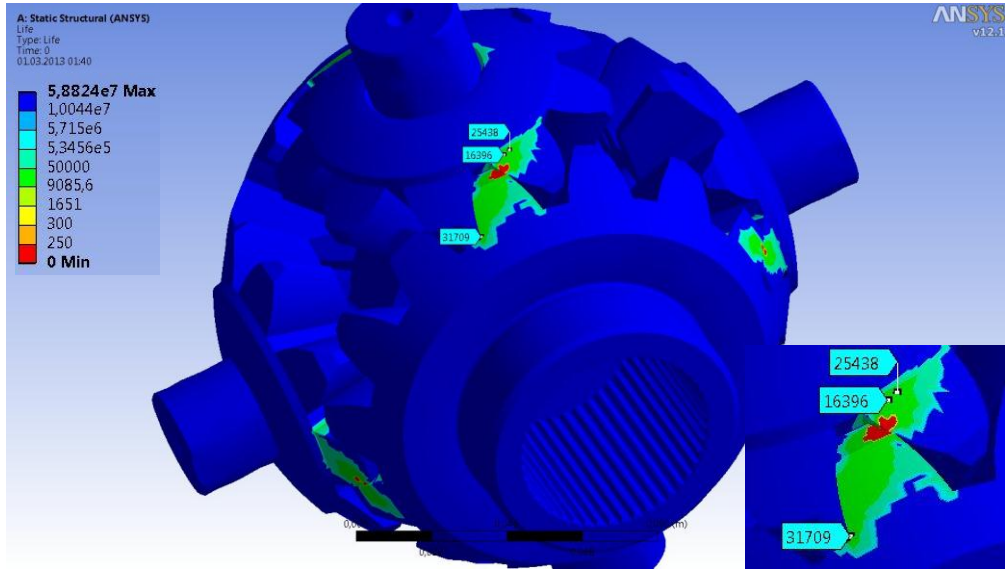
Taşıtlarda ticari ömür olarak biçilen km değeri yaklaşık olarak 300.000 km değerindedir. Bu durum sürekli çalışan bir ticari taşıt için yaklaşık olarak 3 yıllık bir kullanım sürecini kapsamaktadır. Zor şartlarda tam yükte çalışan bir taşıt için günlük 100 kez benzer tipte kullanıma izin verdiğinden değer kabul edilebilir olarak değerlendirilir.

6.5.1.2 Aks İstavroz Dişlisi Bileşenleri Ömür Değerlendirmesi (Yavaşlatıcı Uygulamalı)



Şekil 6.13 Dişli seti yükleme sınır şartı uygulama verisi (Yavaşlatıcı)

Yavaşlatıcı uygulaması ile gerçekleştirilen sürüş karakteristiği, şekil 6.13 te görülmektedir. Kısım 6.4.1.1 de yavaşlatıcı sistem olmaksızın tamamen pozitif olarak değişen gerilme hali söz konusu iken, Şekil 6.13 te statik gerilmenin sıfır olması durumunda, tam değişken gerilme söz konusu olmaktadır. Bir önceki uygulama ile kıyaslanabilmesi için 6.4.1.1 ile belirtilen modele yavaşlatıcı uygulaması yapılarak 6.13 ile gösterilen teorik sonuçlar, dişli setine yükleme şartları olarak tanımlanmıştır.



Şekil 6.14 Aks istavroz dişlisi ömür değerleri (Yavaşlatıcı)

Elde edilen simülasyon (benzetim) modelinin çözüm sonuçları incelendiğinde, 6.4.1.1 deki çözüm sonuçlarına benzer şekilde, dişlilerde diş temas yüzeylerinde görülen düşük ömür değerleri emniyetli gerilme değerinin yüksek olması nedeniyle bir problem oluşturmayacaktır. DePaul, (1971) yaptığı araştırmada, dişli çarklarda darbe dayanımının dişli malzemesinin çekirdek sertliğine bağlı olmadığı sonucuna varmıştır. Gerekli dayanım için, diş yüzeylerinde 0,5mm ince bir tabakada sertlik değerinin min 50-55 HRc olması yeterlidir. Yüksek diş temas dayanımı da düşünüldüğünde pitting (karıncalanma) oluşumunun görülmeyeceği söylenebilir. Bununla birlikte, diş dibi bölgesindeki kritik alan için minimum ömür değeri, yaklaşık olarak 16.000 yük tekrar sayısını işaret etmektedir.

Taşıtlarda ticari ömür olarak biçilen km değeri yaklaşık olarak 300.000 km değerindedir. Bu durum sürekli çalışan bir ticari taşıt için yaklaşık olarak 6 aylık bir

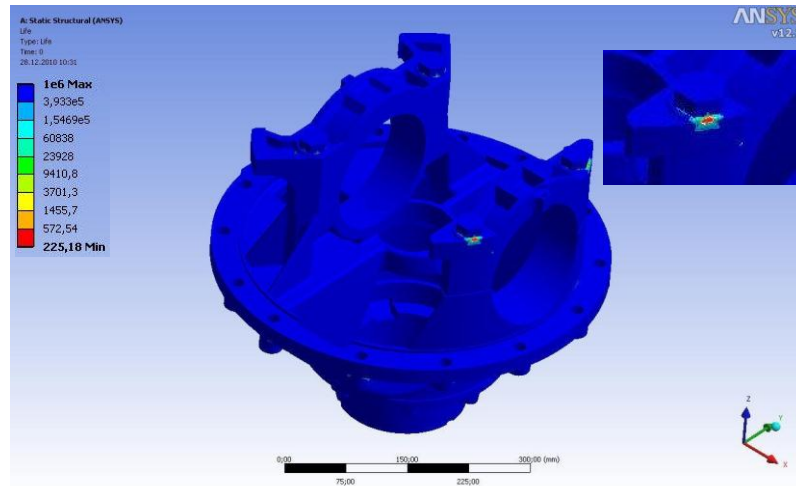
kullanım sürecini kapsamaktadır. Bahsi geçen süreç dikkate alındığında problemin çok erken başladığını söylemek mümkündür.

6.5.2 Diferansiyel Dişli Taşıyıcı Ömür Değerlendirmesi

Diferansiyel dişli taşıyıcısı arka aks üzerinde aks – istavroz dişli seti, ayna-mahruti dişli seti, diferansiyel dişli kutusu ve rulmanlı yatak bileşenlerinin taşıyıcısı olarak görev alır. Bu nedenle işletme şartlarında bu değişken yüklere maruz kalmaktadır. Steiner ve Fischer (1999), yapmış oldukları benzer bir araştırmada transfer kutusu ve diferansiyel dişli kutusu için FEMFAT ticari yazılımını kullanmışlardır. Tüm diferansiyel kuvvetlerini üzerinde barındıran diferansiyel dişli taşıyıcı için yavaşlatıcı uygulamalı ve uygulamaz olmak üzere her iki durumu kapsayan inceleme işlemi de benzer şekilde yapılmıştır.

6.5.2.1 Diferansiyel Dişli Taşıyıcı Ömür Değerlendirmesi (Yavaşlatıcı Uygulamasız)

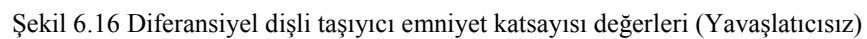
Yavaşlatıcı sistem olmaksızın yarattığı etki açısından pozitif olarak değişen gerilme hali içeren sistem için benzer şekilde yapılan incelemede çözüm sonuçları elde edilmiştir.



Şekil 6.15 Diferansiyel dişli taşıyıcı ömür değerleri (Yavaşlatıcısız)

Simülasyon modelinin çözüm sonuçları incelendiğinde, taşıyıcının genel olarak ömür değerlerinin 150.000 tekrar sayısının üzerinde bulunduğu söylenebilir. Bununla

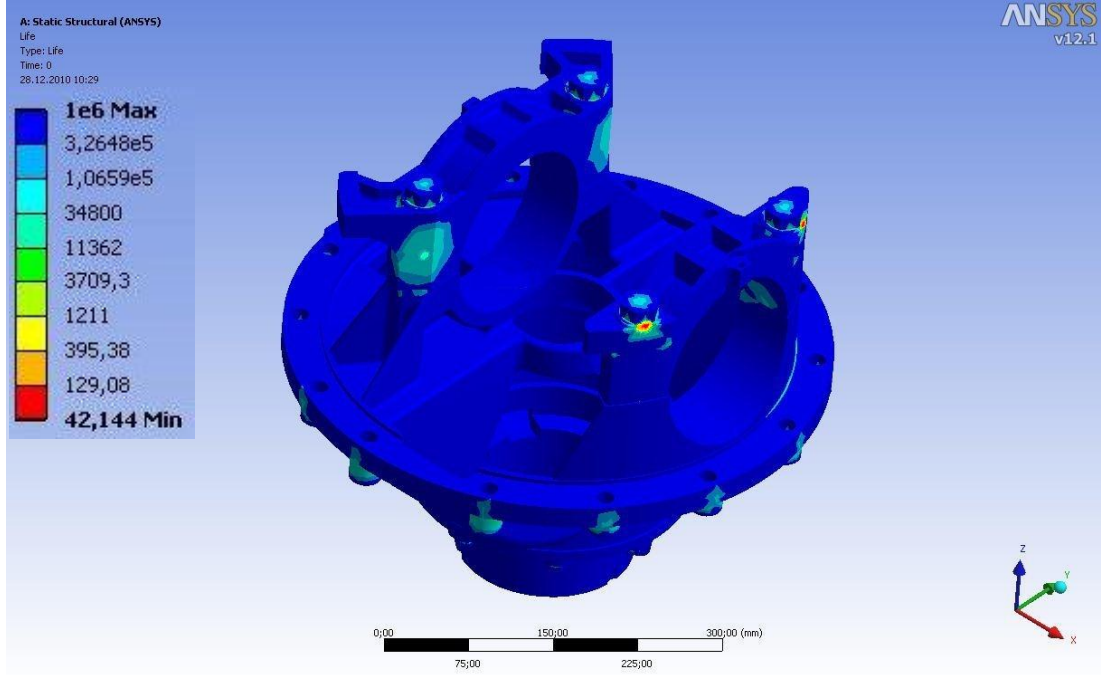
Taşıtlarda ticari ömür olarak biçilen km değeri yaklaşık olarak 300.000 km değerindedir. Bu durum sürekli çalışan bir ticari taşıt için yaklaşık olarak 9 yıllık bir kullanım sürecini kapsamaktadır. Zor şartlarda tam yükte çalışan bir taşıt için günlük 300 kez benzer tipte kullanıma izin verdiğinden sistem emniyetlidir.



90

6.5.2.2 Diferansiyel Dişli Taşıyıcı Ömür Değerlendirmesi (Yavaşlatıcı Uygulamalı)

Yavaşlatıcı sistemin kullanımı durumunda yarattığı etki açısından, statik ön gerilmenin sıfır olması durumunda tam değişken gerilme içeren sistem için, benzer şekilde yapılan incelemede çözüm sonuçları elde edilmiştir.

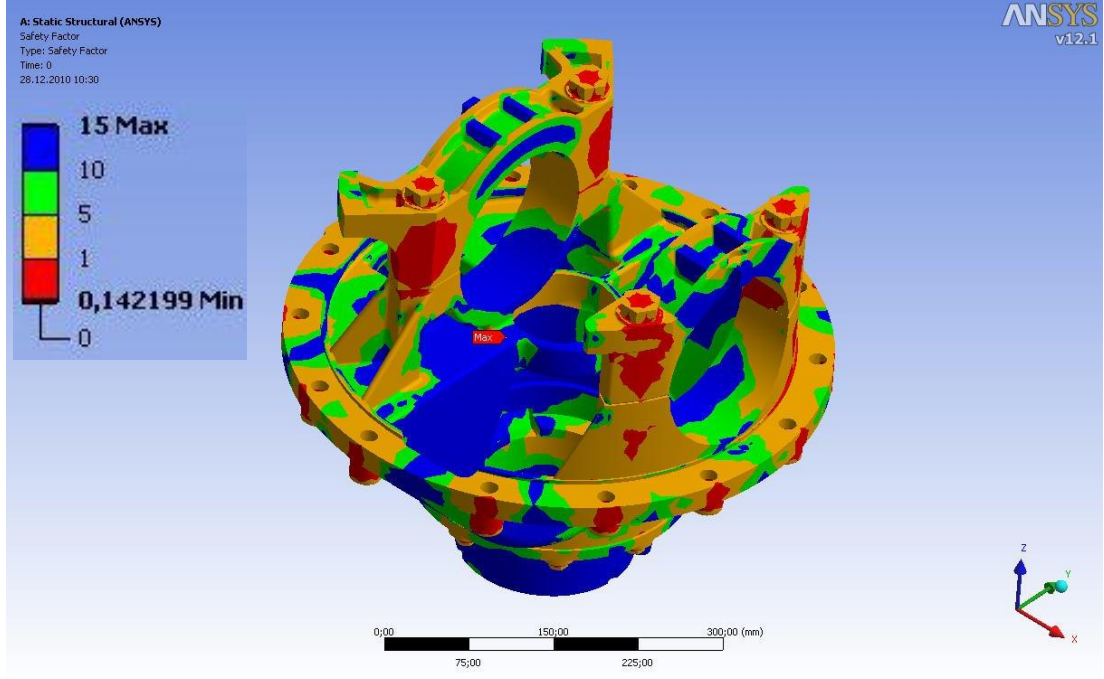


Şekil 6.17 Diferansiyel dişli taşıyıcı ömür değerleri (Yavaşlatıcı)

Simülasyon modelinin çözüm sonuçları incelendiğinde, taşıyıcının genel olarak ömür değerlerinin 35.000 tekrar sayısının üzerinde bulunduğu söylenebilir. Bununla birlikte özellikle kep cıvata bağlantı bölgelerinde 42 tekrar sayısını görmekteyiz. Taşıyıcının genelinde kritik alan için ömür değeri yaklaşık olarak 55.000 yük tekrar sayısını işaret etmektedir.

Ticari ömrü 300.000 km olarak biçilen ticari taşıtta diferansiyel taşıyıcı ömrü yavaşlatıcı kullanımı ile ciddi ölçüde azalmıştır. Bu durum sürekli çalışan bir ticari taşıt için yaklaşık olarak 50000 / 100 (tekrar/gün) düşünülürse yaklaşık 1,5 yıllık bir kullanım sürecini kapsamaktadır. Zor şartlarda tam yükte çalışan bir taşıt için günlük

50 kez benzer tipte kullanıma izin verdiğinden sistem işletme koşullarında sonlu bir ömre sahiptir.



Şekil 6.18 Diferansiyel dişli taşıyıcı emniyet katsayısı değerleri (Yavaşlatıcı)

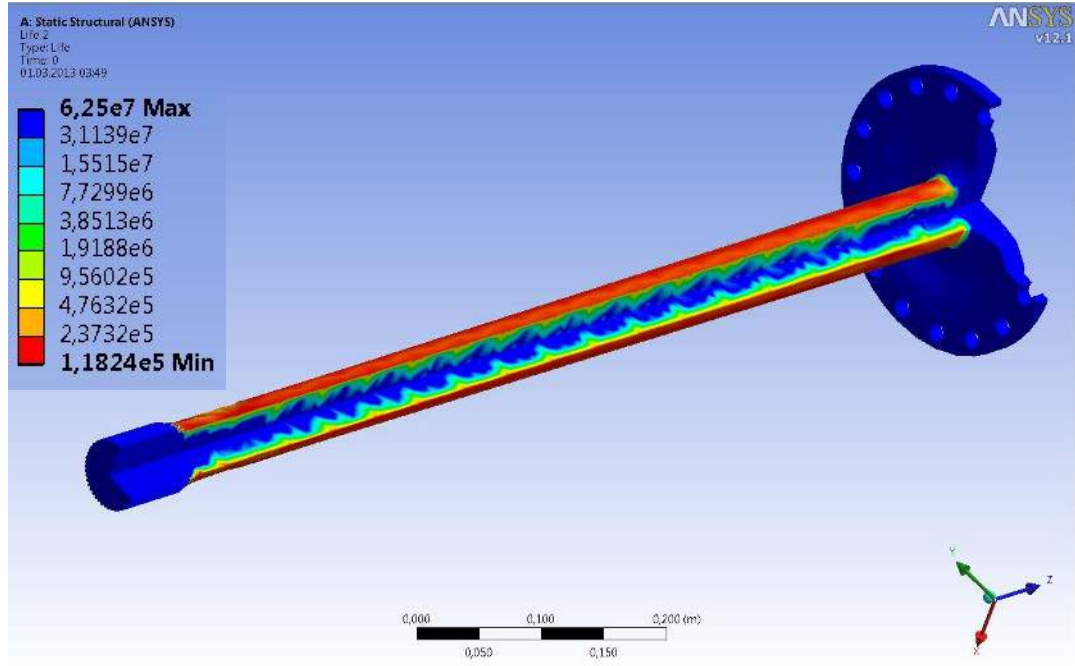
Emniyet katsayısı değerinin dağılımına bakarsak maksimum moment değerinde minimum emniyet faktörü 1-5 değer aralığında olmakla birlikte yavaşlatıcının emniyet katsayısı değerlerini düşürdüğü net olarak görülmektedir. Özellikle taşıyıcının kep bölgelerinde emniyet katsayısı 1 değerinin altına inmektedir. Dolayısıyla diferansiyel dişli taşıyıcı sisteminin yavaşlatıcı sistem devreye girdiğinde tam değişken gerilme hali içeren durum için işletme ömrü yaklaşık 5 kat inmektedir.

6.5.3 Aks Mili Ömür Değerlendirmesi

Aks mili aks dişlileri ile tekerlekler arasında moment iletim görevini üstlenmektedir. Literatürde basit tip diferansiyel dişli kutularında, aks milleri arasında yüksek devir farkı bulunduğunda moment farkı oluştuğu belirtilmektedir (Milliken, W. F. ve Milliken, D. L. 1995). Bununla birlikte aks milleri arasında en yüksek moment farkı için moment dağıtım oranı 0,6 olarak gösterilmiştir Fenton, J. (1998). Bu bileşen için de benzer şekilde, yavaşlatıcı sistem devrede iken ve devrede değil iken SEA yardımıyla inceleme işlemi yapılmıştır.

6.5.3.1 Aks Mili Ömür Değerlendirmesi (Yavaşlatıcı Uygulamasız)

Aks mili için yavaşlatıcı sistem bulunmadığı durumlarda bu bileşen, tek yönlü zorlamaya maruz kalmaktadır. Öncelikli olarak bu durum için inceleme gerçekleştirilmiştir.



Şekil 6.19 Aks mili emniyet katsayısı değerleri (Yavaşlatıcısız)

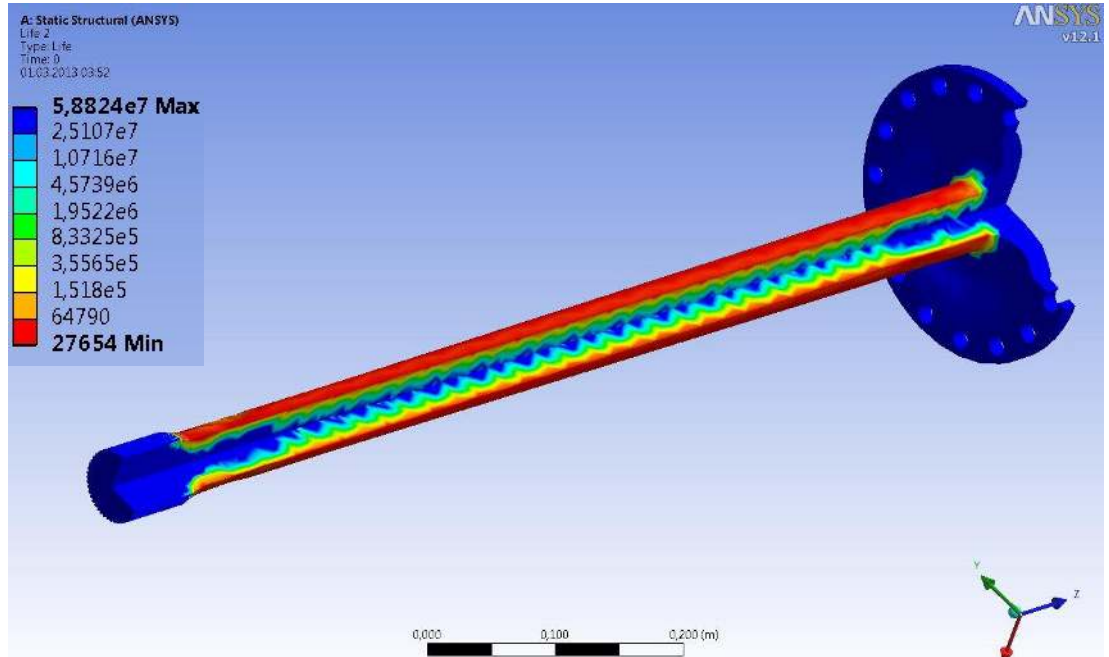
Simülasyon modelinin çözüm sonuçları incelendiğinde, en düşük ömür değeri burulma teorisinin temel prensibine uygun olarak aks milinin en dış çapında gerçekleşmektedir (Beer ve Johnston, 1992). Yavaşlatıcı olmayan bu uygulamada tam yük ve tam gaz uygulamalı tekrarlı yüklemde yorulma ömür değeri kabul

edilebilir görünmektedir. Değer yaklaşık olarak, 118.000 yük tekrar sayısını işaret etmektedir (Şekil 6.19).

300.000 km yada araştırma konusu 3 yıllık ticari ömür dikkate alınır, bu durum sürekli çalışan bir ticari taşıt için, yaklaşık olarak benzer bir kullanım sürecini kapsamaktadır. Aktarma organları bileşenlerinde zor şartlarda ve tam yükte çalışan bir taşıt için, aks mili tahrik sisteminin bir çeşit sigortasıdır. Servis edilebilirliği ve ardışık arıza riski oldukça azdır. Bu nedenle günlük 100 kez benzer tipte kullanıma izin verdiğinden değer uygun olarak tanımlanır.

6.5.3.2 Aks Mili Ömür Değerlendirmesi (Yavaşlatıcı Uygulamalı)

Aks mili için yavaşlatıcı sistem bulunmadığı durumlarda her iki yönde zorlamaya maruz kalmaktadır. İkinci inceleme benzer şekilde tamamlanmıştır.



Şekil 6.20 Aks mili emniyet katsayısı değerleri (Yavaşlatıcı)

İnceleme sonucu yavaşlatıcı olmayan uygulamaya göre, spline bölgelerinde yüzey ezilme ve şekil değişimi teşekkülünün çok daha hızlı başlayacağını göstermektedir. Bununla birlikte diş dibi bölgesindeki kritik alan için ömür değeri, indüksiyon

sertleştirilmesi bulunan kabuk bölge altında yaklaşık olarak 28.000 yük tekrar sayısını işaret etmektedir (Şekil 6.20).

300.000 km ya da araştırma konusu 3 yıllık ticari ömür dikkate alınır, bu durum sürekli çalışan bir ticari taşıtta için yaklaşık olarak 9,5 aylık bir kullanım sürecini kapsamaktadır. Zor şartlarda tam yükte çalışan bir taşıt için, günlük 25 kez benzer tipte kullanıma izin verdiğinden, problemin çok erken başladığını söylemek mümkündür ömür yavaşlatıcı uygulaması ile 4,5 kat azalmaktadır..

6.5.4 Ömür Hesaplamaları İçin Elde Edilen Sonuçların Değerlendirilmesi

Tahrik sisteminden seçilen aks istavroz dişli seti, diferansiyel dişli taşıyıcısı ve aks mili bileşenleri için sonlu eleman analizi yöntemi kullanılarak ömür hesaplamaları yapılmıştır. Yapılan hesaplamalarda, yavaşlatıcı sistem uygulamalı ve uygulamasız olarak taşıt tahrik sisteminde hareket denklemlerinin integrasyonu ile elde edilen sınır şartları kullanılmıştır.

Tablo 6.1 Tahrik sistemi bileşenlerinin ömür değerlendirmesi

Aktarma Organları Bileşenleri	Yavaşlatıcı uygulamasız		Yavaşlatıcı uygulamalı		Ömür Azalma Oranı (%)
	ömür tekrar sayısı (blok)	işletme ömrü (ay)	ömür tekrar sayısı (blok)	işletme ömrü (ay)	
Aks - istavroz dişli seti -diş dibi-	100.000	33	16.000	5,3	84,0
Diferansiyel dişli taşıyıcısı	300.000	100	55.000	18,3	81,7
Aks mili	118.000	39	28.000	9,3	76,3

Elde edilen sonuçlar tahrik sisteminden örnek alınan bileşenlerde ömür değerinin yaklaşık olarak % 80 azaldığını göstermektedir (Tablo 6.1). Diğer bileşenlerde de bu durumun benzer özellikler taşıdığı değerlendirilirse, yavaşlatıcı uygulaması sırasında ömür değerleri açısından tüm tahrik sistemi bileşenlerinin yeniden değerlendirilmesi gerekir.

Burada ticari bir taşıtın sürekli olarak çalışma durumu dikkate alındığında, 300.000 km'lik kabul edilen minimum ömür için süreç 36 aylık bir süre anlamına gelmektedir. Aks istavroz dişli grubunda, diş temas bölgesinin üzerindeki tahribat oluşumu taşıtın iş görmemesi için bir neden olmayıp, standartlara uygun dişli yağı

kullanımı ile bertaraf edilebilir. Bununla birlikte diş dibi emniyetinin 5 ay gibi bir süreye azalması uygun değildir. Bu şartlarda yavaşlatıcı uygulamasıyla, diferansiyel dişli taşıyıcısının işletme ömrü de yine 5 kat inmektedir. Kolay servis edilebilirlik ve ardışık arızaya neden olmadan, tahrik sisteminde öncelikli olarak zarar görmesi istenen aks mili ömrü de benzer şekilde azalmaktadır.

6.5.5 Taşıtın Virajda Yönlenme Davranışına Yavaşlatıcı Sistemin Etkisinin Test Edilmesi

Araştırmaya konu olan ticari taşıtta, basit tip diferansiyel sistemi bulunmaktadır. Aynı aksa ait tekerleklerden herhangi birinin, diğerine oranla daha düşük tutunma özelliğine sahip olduğunu varsayalım. Her iki tekerleğin de aynı zemin üzerinde bulunmadığı bu tip koşullarda viraj durumu için yük transferine bağlı olarak tekerleklerin tahrik edilebilme kapasiteleri değişir. Araştırmamızın yapıldığı ticari taşıtın, viraj durumunda ivmelenme koşullarındaki yönlenme davranışı değişimlerinin tespiti, test ile elde edilecektir. Burada taşıtın ivmelenmesi, motordan aldığı tahrik ile pozitif ya da yavaşlatıcının devreye girmesi ile negatif olabilir. Bu etkiler, virajdaki bir taşıt için taşıtta az döner ya da çok döner karakteristik oluşturur. Virajda taşıtın savrulma riskinin en aza indirilmesi açısından taşıt tasarımında az döner karakteristik tercih edilir.

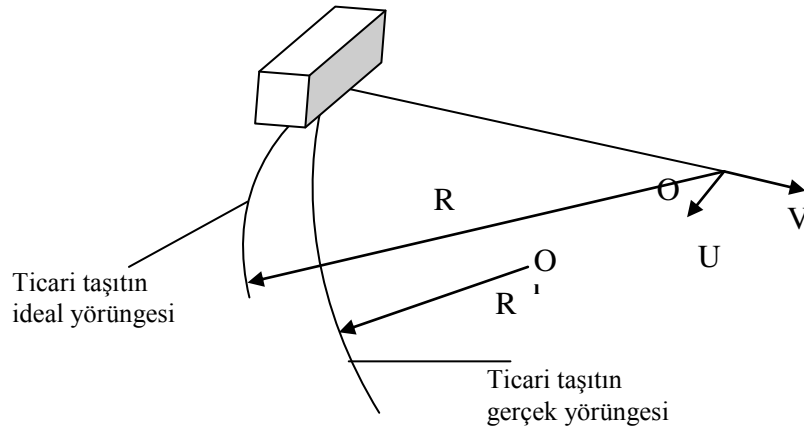
Taşıtta az döner karakteristik ölçümü için 4 çeşit yöntem bulunmaktadır Gillespie (1992). Bunlar;

- Sabit yarıçapta test
- Sabit hızda test,
- Sabit direksiyon açısı ile test,
- Sabit gaz verme ile test.

Sabit yarıçap ve sabit hız ile yapılan test metodları sürüş koşullarına daha uygundur. Bu nedenle sabit yarıçapta yapılacak test, seçilen test yöntemi olarak daha

uygun görülmüştür. Test etme aşamasında, faydalanılan yöntemler ISO 4138 (2004), standardında belirtilmektedir.

Yavaşlatıcının oluşturduğu frenleme momenti, tahrik sistemi aracılığı ile sadece arka aks üzerinde bulunan lastiklere etki ettiğinden, zamana göre değişmeyen bir direksiyon açısı ile sabit yarıçaplı bir yörüngede viraj hareketi yapan taşıtta, yörünge izleme başarısı değişir (Şekil 6.21).



Şekil 6.21 İvmelenen taşıtın virajda savrulması

Yapılan testte 30 m sabit yarıçapta dönen taşıtta, 0 km/h hız değerinden 50 km/h hıza kadar ivmelenme, daha sonra yavaşlatıcı etkisi ile frenleme yapılmıştır. Bu işlem sırasında, taşıtın sabit yarıçaplı virajdaki yönlenme davranışı ölçülmüştür. Bunun gerçekleştirilebilmesi için, taşıtta direksiyon açısı, taşıt hızı, yanal ivme eş zamanlı olarak kayıt edilmiştir. Elde edilen veriler grafiklenerek, yavaşlatıcının taşıtın özgül yönlenme davranışına olan etkisi tespit edilmiştir.

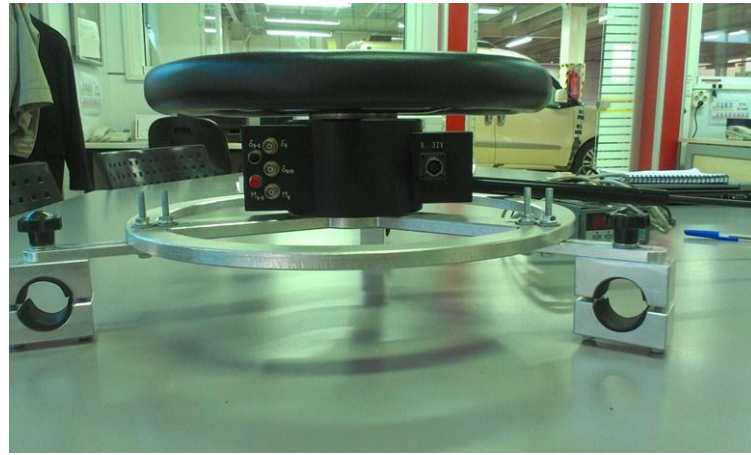
6.5.5.1 Test Düzenekinin Hazırlanması

Yapılacak ölçüm işlemi için önemli olan parametre direksiyon simit açısındaki değişimlerin tespit edilmesidir. Bunun için potansiyometre tipi açı ölçer kullanılmıştır. Ölçümü gerçekleştirmek üzere kullanılan ticari tip açı ölçer, dairesel tip potansiyometre ile ölçüm mantığını kullanmaktadır.



Şekil 6.22 Direksiyon açısı algılayıcısı

Şekil 6.22 de gösterilen ticari açıölçer algılayıcısının direksiyon simidine konstrüksiyonel olarak bağlanabilmesi için, bağlantı aparatı tasarımı yapılmıştır (Şekil 6.23). Bu aparat sayesinde, testin yapılacağı otobüs konstrüksiyonuna hızlı bir şekilde açı ölçer algılayıcısının montajı sağlanmıştır. Direksiyon simidinin virajdaki davranışları, taşıt hızı ile birlikte eş zamanlı olarak değerlendirilmiştir.



Şekil 6.23 Direksiyon açısı algılayıcısı ve bağlantı aparatı

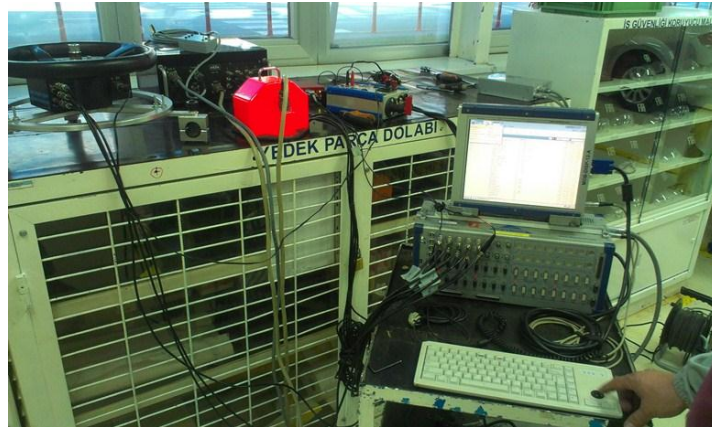
Belirtilen ölçümün yapılabilmesi için, potansiyometrenin sabit gerilim ile beslenmesi gerekmektedir. Bunun için, devrenin 10V sabit gerilim değerinde, doğru akım ile beslenmesi yeterlidir. Beslemenin sağlanabilmesi için, gerekli güç kaynağı ve yedek güç kaynağı hazırlanmıştır. Test aşamasında problem oluşmaması için taşıt aküsü bağlantıları ayarlanmış voltaj dönüştürücü (inverter) üniteler ile desteklenmiştir.

Direksiyon açısı değişimine bağlı üretilen bu voltaj değerleri, analog sinyal şeklinde veri toplama cihazı tarafından alınmaktadır (Şekil 6.24). Burada, veri toplama ünitesi olarak 16 kanal kapasiteli dewetron veri toplayıcı kullanılmıştır.



Şekil 6.24 Veri toplama ünitesi

Eş zamanlı ölçüm yapılabilmesi için taşıtın hız bilgisi GPS yada CAN hattı üzerinden veri toplama cihazı ile ilişkilendirilebilir. Yapılan ölçüm işleminde taşıt hız bilgisi GPS üzerinden alınmıştır. Veri toplama cihazı ile direksiyon açısı algılayıcısı, GPS, yanal ivme ölçer, güç kaynakları bağlantıları şekil 6.25 ile gösterilmiştir.



Şekil 6.25 Veri toplama ünitesi setup işlemi

Ayrıca şekil 6.25 ile hazırlanan ünite üzerinde toplanacak olan veriler için dewetron cihazındaki yazılım üzerinde setup işlemi yapılmıştır. Yapılan kurulum

ayar (setup) işleminde veri toplama frekansı, kanal adresleme ve kalibrasyon işlemleri tamamlanmıştır.

6.5.5.2 Test Düzeneginin Taşıta Montajı ve Yazılım Ayarları

Testin yapılabilmesi için şekil 6.25 ile hazırlanmış test düzeneğinin taşıt üzerine montajının gerçekleştirilmesi gerekmektedir. Bu nedenle algılayıcılar (sensörler) uygun şekilde taşıt üzerine adapte edilmiştir. Burada öncelikle direksiyon açısı algılayıcı ünite, özel olarak üretilmiş bağlantı aparatı ile taşıt üzerindeki mevcut direksiyon simidi üzerine montaj edilmiştir (Şekil 6.26).



Şekil 6.26 Direksiyon açısı algılayıcısı montajı

Taşıt hız bilgisinin direksiyon açısı değişimi ile eş zamanlı olarak ölçülebilmesi için taşıtın tavan kısmına GPS alıcısı monte edilmiştir (Şekil 6.27).



Şekil 6.27 (GPS) Küresel Konumlama Algılayıcısı tespiti

Veri toplama sistemi, güç düzenleyici üniteler, yanal ivme algılayıcı sistem taşıt üzerine bağlanmıştır. Test aşamasında oluşacak yanal ivmelerden etkilenmemeleri için tüm sistemler taşıt üzerinde tespit edilecek şekilde güvenceye alınmıştır (Şekil 6.28).



Şekil 6.28 Veri toplama sistemi montaj ve tespiti

Test güzergahında veri toplama ve değerlendirme işleminden önce yazılım ayarları (setup) ve düz gider pozisyon direksiyon açısı algılayıcısında sıfırlama işlemleri yapılmıştır (Şekil 6.29).



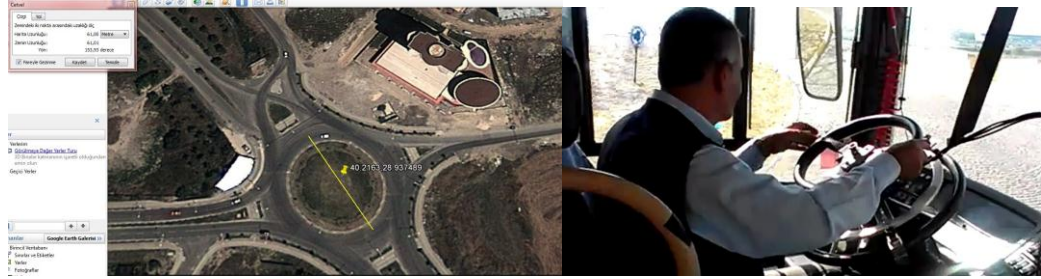
Şekil 6.29 Direksiyon açısı algılayıcısı düz gider sıfırlaması

6.5.5.3 Testin Yapılması ve Sonuçların Değerlendirilmesi

Yapılacak olan test ISO 4138 (2004) standardı kapsamında, taşıtın sabit yarıçaplı virajdaki ivmelenmesi ve yavaşlatıcı etkisi ile yavaşlayarak, durma anına kadarki yönlenme davranışının, taşıt hızı ve direksiyon açısına bağlı veri kaydı yapılarak tamamlanmıştır.

Test güzergahı olarak, trafik durumu da düşünülerek Bursa da Altınşehir semtindeki kavşak uygun görülmüş olup kavşak yarıçapının ISO 4138 (2004)

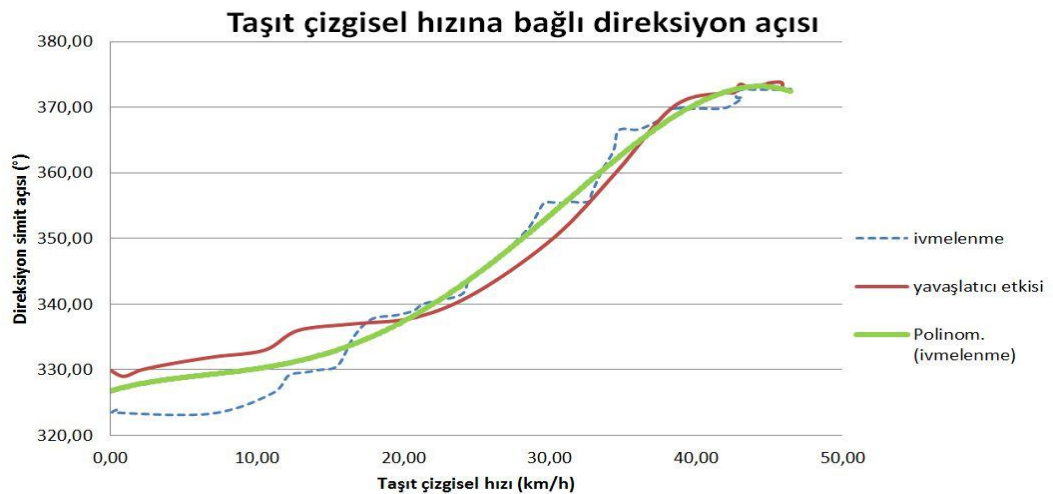
standardına uygunluğu incelenmiştir. Kavşak standartta alt sınır olarak belirtilen 30 m yarıçapını karşılamaktadır (Şekil 6.30).



Şekil 6.30 Test güzergahı

Yapılan testte iş güvenliği düşünülerek sabit yarıçaplı kavşakta taşıt durağan halden 45,9 km/h hıza kadar ivmelendirilebilmiş, yavaşlatıcı devreye alınarak tekrardan taşıt durağan pozisyonuna gelinceye kadar veri kaydı sürdürülmüştür.

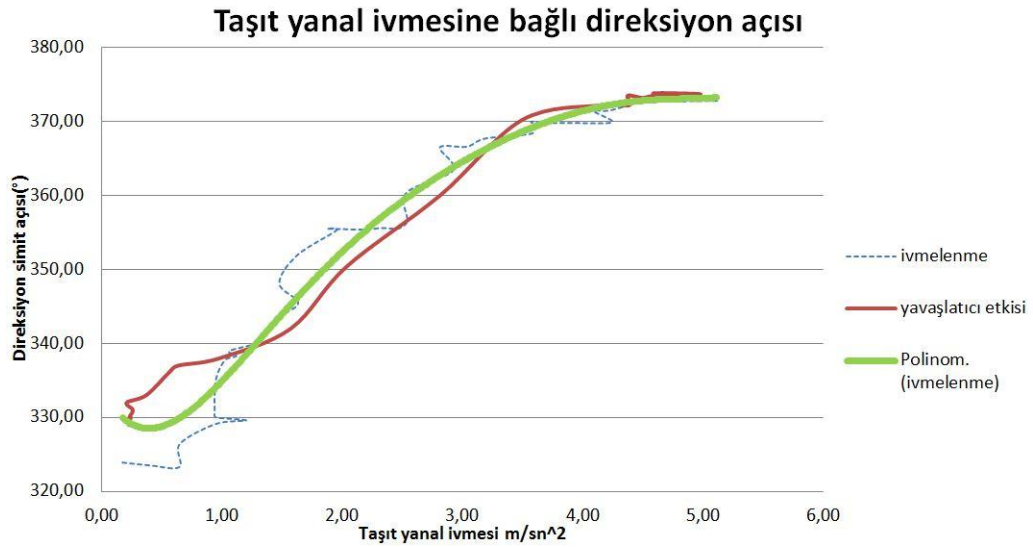
Veri alma sıklığı, olası veri kaybı problemleri düşünülerek 10 Hz ile kaydedilmiştir. ISO 4138 (2004) standardına göre 1Hz veri kaydı yeterlidir. Yanal ivmede max artış miktarının 0,1m/sn²/s olması gerekmektedir. Dönüş yarıçapından izin verilen sapma miktarı ise $\pm 0,5$ m dir. Test esnasında kavşak kaldırım konumu referans olarak alınmıştır. Test sonrasında elde edilen veriler MATLAB ticari yazılımı kullanılarak düşük geçirgen filtre ile düzenlenmiştir. Elde edilen sonuçlardan direksiyon açısına bağlı taşıt hızı verileri grafiklenmiştir (Şekil 6.31).



Şekil 6.31 Sabit yarıçaplı virajda ivmelenme ve yavaşlatıcı uygulamaları ile direksiyon simit açısının taşıt çizgisel hızına bağlı değişimi

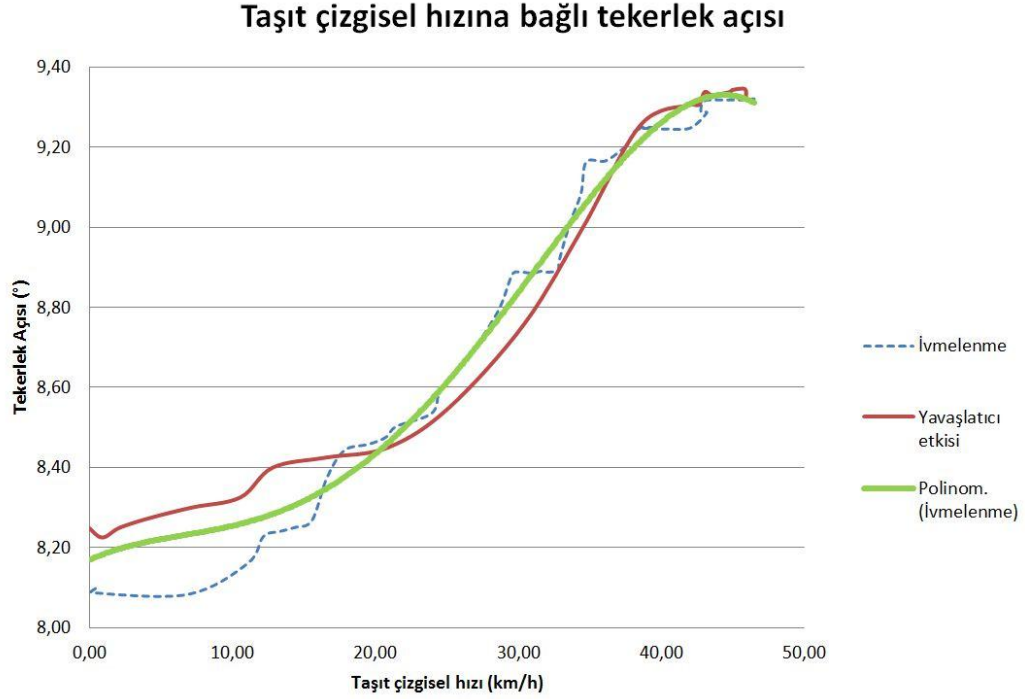
Şekil 6.31 ile elde edilen test sonucu verileri taşıt durağan halden 45,9 km/h hıza çıkana kadar direksiyon açısında 320 ° den 372°'ye kadar bir artış olduğunu göstermektedir. Buna göre ISO 4138 (2004) standardına uygun sabit yarıçapta hızlanma testinde taşıtın az döner karakteristik gösterdiğini ifade etmek mümkündür. Taşıt hızlandıkça lastiklerdeki diyagonal hareket açısı değişimlerine bağlı olarak, arzu edilen viraj yörüngesinin dışına doğru saptığını hisseden sürücü istenilen viraj yarıçapında kalabilmek için direksiyon açısını viraj yönünde arttırmaktadır. Diğer bir değişle; sürücü taşıtın hızı arttıkça taşıtı aynı dönüş yarıçapında tutabilmek maksadıyla, direksiyon açısını dönüş yönünde arttırmaktadır.

45,9 km/h hızdan sonra yavaşlatıcı (retarder) devreye girmekte ve taşıt hızı tekrardan düşmektedir. Taşıt hızının düşmesi esnasında yanal ivmenin azalmasına ilave olarak arka lastiklerde yavaşlatıcı sebebiyle oluşan frenleme etkisine bağlı toplam diyagonal hareket açısı değişikliği nedeniyle taşıtta az döner etki devam etmektedir. Bununla birlikte grafikte, yavaşlatıcının arka tekerleklerdeki oluşturduğu frenleme momenti etkisi ile taşıttaki az döner karakteristliğın 20 km/h ten daha büyük hızlarda azaldığı görülmektedir. ISO 4138 (2004) standardı benzer şekilde yanal ivmeye bağlı olarak direksiyon açı değişim grafiğinin oluşturulmasını öngörmektedir. Buna göre yanal ivme değişimine bağlı olarak direksiyon açı değişimi de grafik ile gösterilmiştir (Şekil 6.32).



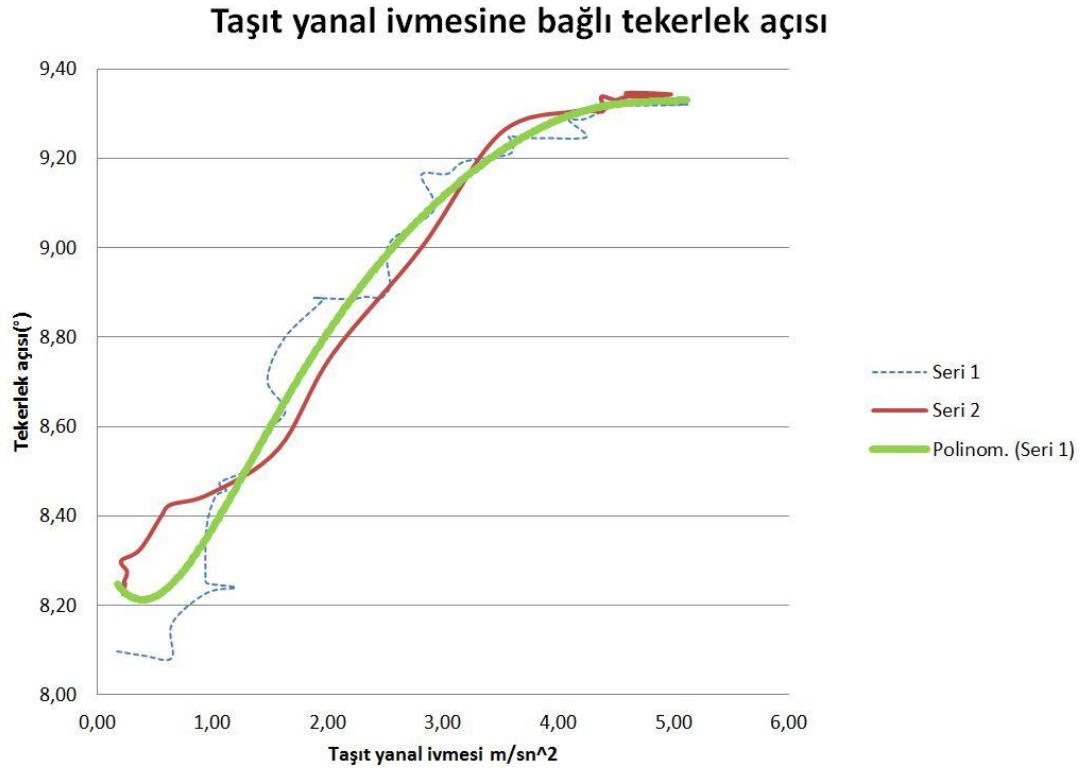
Şekil 6.32 Sabit yarıçaplı virajda İvmelenme ve yavaşlatıcı uygulamaları ile direksiyon simit açısının taşıt yanal ivmesine bağlı değişimi

Eş zamanlı olarak yapılan yanal ivme ölçümü de benzer bir grafik oluşturmaktadır. Taşıt hem ivmelenme, hem yavaşlatıcı ile yapılan ikincil frenleme koşullarında az döner karakteristik sergilemektedir. Yavaşlatıcı etkisi ile yapılan frenleme ile taşıtın az döner karakteristliği azalmaktadır (Şekil 6.32).



Şekil 6.33 Sabit yarıçaplı virajda ivmelenme ve yavaşlatıcı uygulamaları ile tekerlek açısının taşıt çizgisel hızına bağlı değişimi.

Direksiyon sistemindeki tahvil oranının 40 olduğu düşünüldüğünde tekerlek açısındaki değişim grafikleri şekil 6.33 ve şekil 6.34 te gösterildiği şekilde ifade edilebilir.



Şekil 6.34 Sabit yarıçaplı virajda ivmelenme ve yavaşlatıcı uygulamaları ile tekerlek açısının taşıt yanal ivmesine bağlı değişimi

Sonuç olarak, yapılan testlerin değerlendirmesiyle; yavaşlatıcının devreye girmesi ile arka tekerlekler üzerindeki diyagonal hareket açısında bağıl olarak az da olsa büyüme meydana geldiği görülmektedir. Bu etkinin çok fazla olmamasından dolayı, taşıt az döner karakteristiğine devam etmekte fakat özellikle 20km/h ile 40km/h çizgisel hız değer aralığında dönülen yarıçapta azalma seyrine girmektedir. Diğer bir değişle, az döner karakteristlikli arka akstan tahrikli taşıtlarda yavaşlatıcı devreye girdiğinde taşıtın az döner karakteristiğinde azalma görülmektedir.

BÖLÜM YEDİ

SONUÇ

Ticari taşıtlarda kullanılan yavaşlatıcı (retarder) sisteminin aracın tahrik bileşenlerine olan dinamik etkisi, teorik olarak incelenmiştir. Bu amaçla esnek kavrama ve esnek tahrik milinden oluşan tüm tahrik sistemi altı kütleli bir matematiksel model kullanılarak, MATLAB Simulink uygulaması yardımıyla, tahrik sisteminin dinamik davranışının incelenmesini sağlayan, genel bir simülasyon algoritması ve programı oluşturulmuştur.

Tahrik sistemi bileşenleri; motor, kavrama, vites kutusu, tahrik mili, yavaşlatıcı (retarder), diferansiyel, aks mili, tekerlek olmak üzere sekiz adet alt kısımda incelenmiştir.

Oluşturulan simülasyon programı ile, ticari taşıtın kullanım koşullarına uygun olarak tahrik sisteminin her bir bileşeni üzerinde oluşan moment, devir sayısı, ivme ve yer değiştirme değerlerinin belirlenebilmesi ve sistemin anlık değişimlere göstereceği tepkileri teorik olarak izlenmiştir.

Taşıt hızı, arka aks içi yağ sıcaklığı, tahrik mili moment, uyarı fonksiyonları ölçümleri GPS aygıtı, CAN hattı, thermocouple ve temassız gerilme ölçüm sistemi kullanılarak dinamik olarak, taşıtın çalışma koşullarında eş zamanlı şekilde ölçülmüş ve ölçüm sonuçları, çözüm sonuçları ile kıyaslanmıştır.

Elde edilen sonuçların taşıt tahrik sistemi üzerine malzeme mukavemeti açısından olan etkilerinin tespiti için tahrik sistemi bileşenleri katı (matematik) modelleri 3 boyutlu olarak CATIA V5R19 ticari yazılımında hazırlanmıştır. Seçilen bileşenler için sonlu eleman analizleri ANSYS V12.1 Mechanical ticari programı ile yapılarak yavaşlatıcının uygulanması ile taşıt tahrik sistemi ömrüne olan etkileri incelenmiştir.

Yavaşlatıcı sistem uygulanan taşıtın ivmeli viraj hareketi sırasındaki yönlenme karakteristliği ISO 4138 (2004) test metodu ile tespit edilmiştir.

Yukarıdaki yapılan çalışmalar ışığında aşağıda belirtilen sonuçlara ulaşılmıştır;

- Oluşturulan modelden elde edilen dinamik moment değerleri ölçüm sonuçları ile yakınsamıştır.
- Yavaşlatıcı bulunmayan bir taşıtta motor karakteristiği, vites değişimleri gibi etkiler taşıt tahrik sistemi üzerinde salınımlar meydana getirmektedir. Bu tip taşıtlarda frenleme esnasında enerji, lastik ile fren parçaları arasında etkileşim ile ısıya dönüşerek atmosfere atılmaktadır. Bu nedenle, aktarma organlarında tamamen pozitif olarak değişen gerilme oluşturan bir yükleme şekli söz konusudur.
- Yavaşlatıcı sistemli bir taşıtta, yavaşlatıcı sistem ile yapılan frenleme sırasındaki bu etkileşim, tüm aktarma organlarını etkilemekte ve tahrik sistemini, statik gerilmenin sıfır olması durumunda, tam değişken gerilme halini içeren bir yüklemeye maruz bırakmaktadır
- Tahrik sisteminden örnek alınan bileşenlerde yapılan incelemede, ömür değerinin ortalama 5 kat azalmaktadır. Diğer bileşenlerde de bu durumun benzer özellikler taşıdığı değerlendirilirse, yavaşlatıcı uygulaması sırasında ömür değerleri açısından tüm tahrik sistemi bileşenlerinin yeniden değerlendirilmesi gerekir.
- ISO 4138 (2004) standardına göre yapılan testlerde, arka akstan tahrikli test taşıtında, taşıtın az döner karakteristiğe sahip olduğu görülmüştür. Taşıtta, yavaşlatıcı devreye girdiğinde taşıtın az döner karakteristiğinde azalma bulunmaktadır. Bu azalma etkisinin çok fazla olmaması nedeniyle taşıt, az döner karakteristiğine devam etmektedir. Özellikle yavaşlatıcı uygulaması ile viraj alan taşıtta 20km/h ile 40km/h çizgisel hız değer aralığında, dönülen yarıçapta azalma eğilimi tespit edilmiştir.
- Tasarım başlangıcında, yapılan bu tür analizler, özellikle dinamik etkilere maruz kalan aktarma organları bileşenlerinde, tasarım aşamasında ömür tayini yapılmasını sağlamaktadır. Bu durum, önceden uygun konstrüksiyonun belirlenmesiyle seri imalata geçilmeden önce prototip oluşturma, test etme gibi maliyetlerin düşürülmesini ve rekabetçi olunabilmesi yönünden rakiplere oranla,

dizayn sürelerinin önemli ölçüde azaltılmasını sağlamaktadır. Müşteride oluşabilecek hasarların, daha tasarım aşamasında tespiti ve alınacak konstrüktif önlemler ile müşteri memnuniyetini sağlamak, bu tip analizler yapılmasıyla mümkündür.

KAYNAKLAR

- Andreev, A. F., Kabanau, V. ve Vantsevich, V. (2010). *Driveline systems of ground vehicles: theory and design*. New York: CRC Press 2010.
- Beer, F.P. ve Johnston, R. (1992). *Mechanics of materials (2nd. Ed.)* Singapore: McGraw-Hill Inc.
- BİAS, (2005). *Mühendislik test ve ölçüm sistemleri çözümleri ürün kataloğu*, İstanbul.
- Crawford, R. J., Benham, P. P. ve Armstrong, C.G. (1998). *Mechanics of engineering materials (2nd. Ed.)*. Singapore: Longman Singapore Publishers Ltd.
- Dale, M. (1984). *Fundamentals of gear stress / strength relationships – materials*. Society of Automotive Engineers 841083.
- DePaul, R. (1971). *Impact fatigue resistance of commonly used gear steels*. Society of Automotive Engineers 710277.
- Dick, W. (1995). *All-wheel and four-wheel-drive vehicle systems*. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, Inc.
- Dobie, W.B ve Isaac, C.P. (1950). *Electric resistance strain gages (2nd Ed.)*. London: English Universities Press Limited.
- Dokumacı, E. (1991). *Makina dinamiği*. Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi yayınları no: 216, İzmir: Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Basım Ünitesi.
- Dorf, R. C. (1992) *Modern control systems (6th Ed.)*. USA: Addison-Wesley Publishing Company.

- Eğercioğlu, Ö. (1990). *Computer aided evaluation of gear tooth stresses by finite element method*. MSc. Thesis. University of Gaziantep.
- Elmqvist, H., Mattsson, S. E., Olsson, H. ve Brück, D. (2004). *Realtime simulation of detailed vehicle and powertrain dynamics*. Society of Automotive Engineers. SAE paper number: 2004-01-0768.
- Erdem, M. (2007). *Motorlu taşıtlarda yavaşlatıcı etkilerinin deneysel analizi ve yapay sinir ağları ile modellenmesi*. Doktora tezi. Gazi Üniversitesi.
- Fenton, J. (1998). *Handbook of powertrains and chassis design*. London : Professional Engineering Publishing Limited.
- Frenelsa, (2009). FF16-180 *Tecnical spesification katalogue*. South Africa.
- Gillespie, T. D. (1992). *Fundamentals of vehicle dynamics*. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, Inc.
- Griffith, B. (1968). *Hypoid gear design for automotive axles*. Society of Automotive Engineers. 680076.
- Güçlü, R. (1996). *Dişli sistemlerinde dinamik analiz*. Doktora tezi. Yıldız Teknik Üniversitesi
- Hughson, D. (1980). *GODA5 (Gear optimization and design analyses 5)*. Society of Automotive Engineers. 801026.
- ISO 4138, (2004). *Passenger cars (Steady-state circular driving behaviour) Open-loop test methods (3rd Ed.)* Reference number: ISO 4138:2004(E)
- Jazar, R.N. (2008). *Vehicle dynamics; theory and application*. New York: Springer Science+Business Media, LLC.

- Karlsson, J. (2001). *Powertrain modeling and control for driveability in rapid transients*. Thesis. Chalmers University of Technology, Sweden.
- Karlsson, J., ve Fredriksson, J., D. (2004). *Cylinder-by-Cylinder engine models vs mean value engine models for use in powertrain control applications*. Society of Automotive Engineers. SAE paper number: 1999-01-0906.
- Karlsson, J. ve Jacobson, B. D. (2000). *Optimal control of an automotive powertrain system for increased driveability*. USA: 5th International Symposium on Advanced Vehicle Control, Ann Arbor, 335-342.
- Kiencke, U. ve Neilsen, L. (2005). *Automotive control systems - for engine, driveline, and vehicle (2nd Ed.)*. New York: Springer Berlin Heidelberg.
- Kural, O. (1981). *Instrumentation and measurement*. Ankara: METU- Engineering Faculty.
- Kuralay, N. S. (2008a). *Motorlu taşıtlar temel ve tasarım esasları, Cilt 1*. İzmir: TMMOB Makina Mühendisleri Odası.
- Kuralay, N. S. (2008b). *Motorlu taşıtlar temel ve tasarım esasları, Cilt 2*. İzmir: TMMOB, Makina Mühendisleri Odası.
- Kurtz, G.W., Schueller, J.K. ve Claar, P.W. (1994) *Machine design for mobile and industrial applications*. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, Inc.
- Lagerberg, A. (2004). *Control and estimation of automotive powertrains with backlash*. PhD Thesis. Chalmers University of Technology, Sweden.
- Leitner, J. (2000). *Transmission simulation with adams*. Engineering Center Magna Steyr GmbH. Rome: Adams User Conference 2000.

- Matlab, (2008). *Matlab Simulink Using Simulink and Stateflow in Automotive applications*. USA.
- McKeighan, P. C. ve Ranganathan, N. (2005). *Fatigue testing and analysis under variable amplitude loading conditions*. USA: ASTM Mayfield P.A.
- Milliken, W. F. ve Milliken, D. L. (1995). *Race car vehicle dynamics*. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc.
- Niemann, G. ve Winter, H. (1985) *Maschinenelemente Bd. 2. Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe - Grundlagen, Stirnradgetriebe (2. Aufl)*. New York: Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- Pettersson, M. (1997). *Driveline modelling and control*. PhD Thesis. Linköpings Universitet, Sweden.
- Perry, C.C. ve Lissner, H.R. (1955). *The strain gage primer (2nd Ed.)*. New York: McGraw-Hill Book Company.
- Rajamani, R. (2006). *Vehicle dynamics and control*. New York: Springer Science+Business Media, Inc.
- Raymond, L., Browell, R. ve Hancq, A. (2006) *How to design products that meet their intended design life requirements*. 2006 International ANSYS Conference.
- Shigley, J. E. ve Mischke, C.R. (1989). *Mechanical engineering design (5th Ed.)*. Singapore: McGraw-Hill Book Company.
- Sinclair, L. (2001) *Sensors and transducers (3rd Ed.)*. Oxford: Butterworth-Heinemann Editions.

- Steiner, W. ve Fischer P. (1999). *Fatigue analysis of the power divider gear VG3500*. World congress on gearing and power transmission No 4, 2439-2451 France.
- Stephens, R. I., Fatemi, A., Stephens, R. R. ve Fuchs, H.O. (2001). *Metal fatigue in engineering (2nd Ed.)*. New York: A Wiley-Interscience Publication, John Wiley & Sons, Inc.
- Stokes, A. (1992). *Manual gearbox design*. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, Inc.
- Subaşı, M. ve Karataş, Ç. (2010). *ANSI 4140 çeliğinde sertlik, yorulma dayanımı ilişkisi*. Kahramanmaraş Sütçü İmam Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi, 13(1), 21-27
- Thomas, J. (1984). *Design and manufacture of spiral bevel and hypoid gears for heavy-duty drive axles*. Society of Automotive Engineers, Inc 841085.
- Toprak, T., Ekrem, T. ve Kalava, H., (1997). *Deneyisel gerilme analizi*. İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi.
- Yay, K., ve Ereke, İ. M., (2003). Hızlandırılmış taşıt ömür testlerinde yol verisi kullanımına yeni bir yaklaşım. *İstanbul Teknik Üniversitesi Mühendislik Dergisi*, 2, (5), 61-73.

EKLER

Ek 1. Taşıt Teknik Değerleri

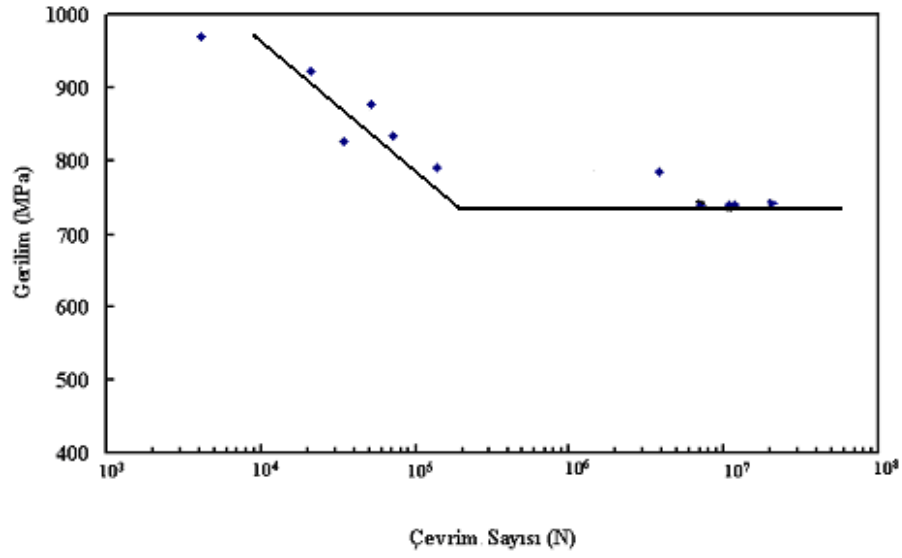
Yapılan teorik hesaplamalar ve simülasyonlarda kullanılan taşıtın teknik değerleri Tablo 2’de verilmektedir.

Tablo 2 Model taşıtın teknik değerleri

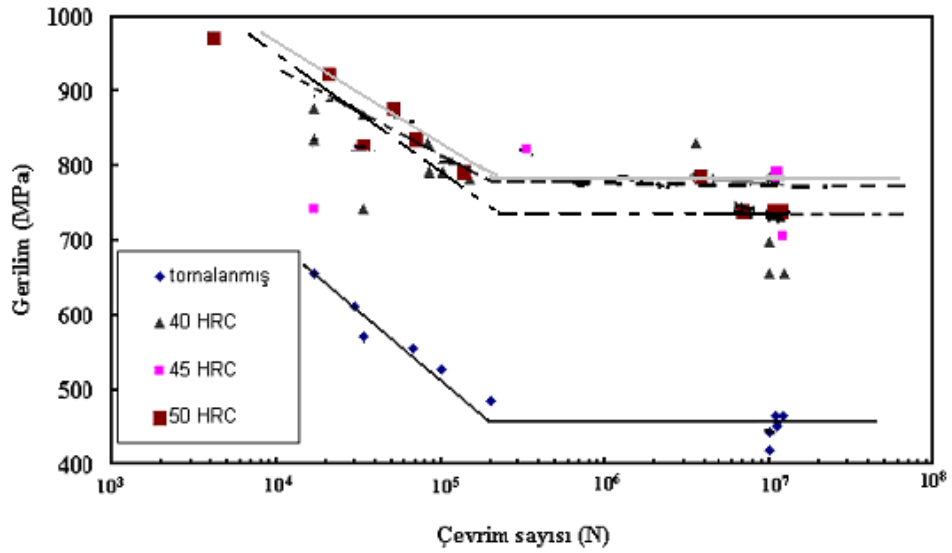
Değer	Sembol	Değer	Birim
Taşıt kütlesi	m_{KM}	17500	kg
Taşıt aks açıklığı	L	5,85	m
Ön aks ağırlık merkezi arası uzunluk	L_f	3,71	m
Taşıt enine kesit alanı	A_L	7,8	m^2
Lastik yuvarlanma direnci parametresi	c_{r1}	0,0136	-
Lastik yuvarlanma direnci parametresi	c_{r2}	$0,36 \cdot 10^{-4}$	-
Hava direnç katsayısı	c_w	0,6	-
Kavrama sönüm katsayısı	d_k	5000	N.s/rad
Vites kutusu sönüm katsayısı	d_{vk}	0,10	N.s/rad
Vites kutusu tahvil oranları	i_{vk}	3,43-2,11 1,42-1- 0,83-0,59	-
Diferansiyel tahvil oranı	i_D	5,63	-
Motor kütlelel atalet momenti	J_m	1,5	$kg.m^2$
Vites kutusu kütlelel atalet momenti	J_{vk}	0,3	$kg.m^2$
Yavaşlatıcı kütlelel atalet momenti	J_R	1,7	$kg.m^2$
Diferansiyel kütlelel atalet momenti	J_D	0,5	$kg.m^2$
Tekerlek kütlelel atalet momenti	J_{Tek}	10	$kg.m^2$
Kavrama yay katılığı	k_k	13	Nm/ra
Tahrik mili yay katılığı	k_{tm}	4000	Nm/rad
Yüksüz taşıt kütlesi	m_{KM}	11500	kg
Lastik dinamik yarıçapı	r_{dyn}	0,446	m
Hava öz kütlesi	ρ_a	1,27	kg/m^3

Ek 2. Tahrik sistemi bileşenleri wöhler diyagramları

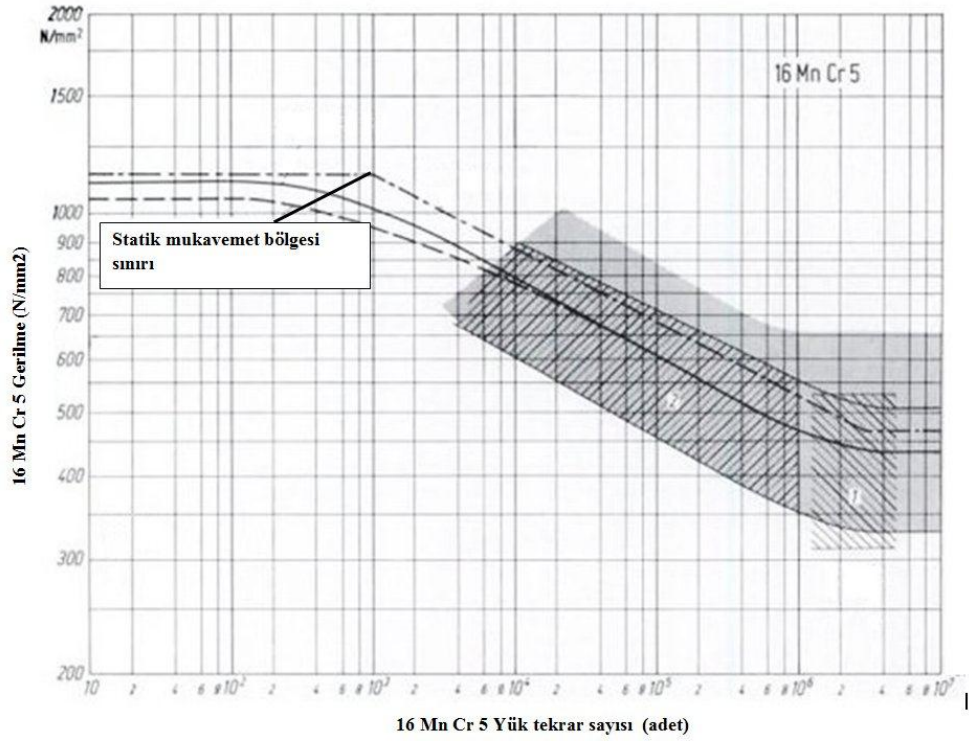
Bölüm Altı'da 6.5.1 ile yapılan aks istavroz dişli grubu ömür hesapları ve değerlendirmesi için kullanılan SAE 4140 malzeme için wöhler diyagramı aşağıda Şekil E 1 ve Şekil E 2 ile gösterilmektedir (Subaşı, ve Karataş 2010).



Şekil E.1 SAE 4140 malzemenin 50 HRC de wöhler diyagramı



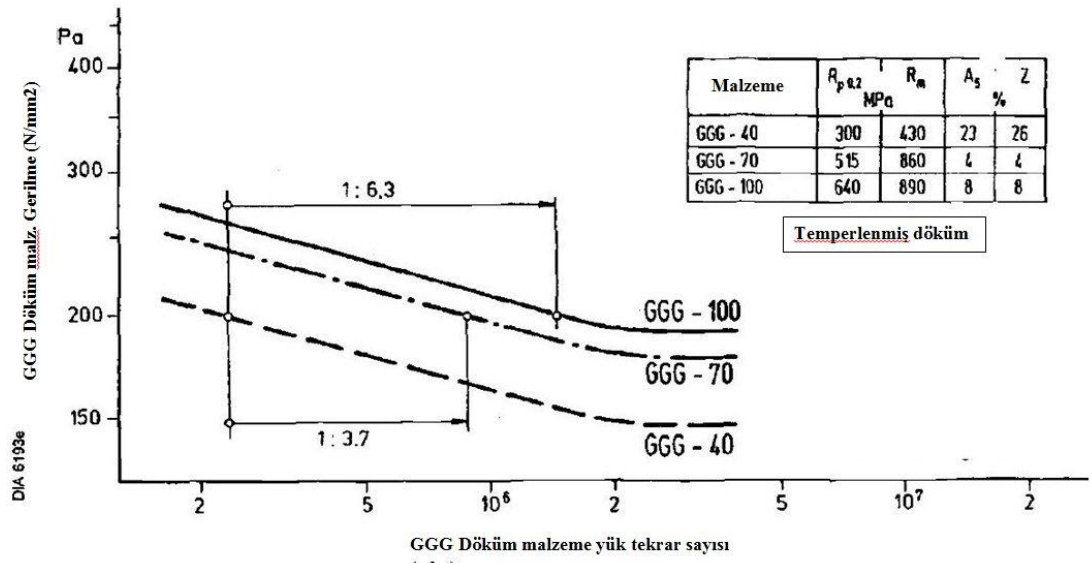
Şekil E.2 SAE 4140 malzemenin değişik sertlik değerleri için wöhler diyagramı



Şekil E.3 16 Mn Cr 5 malzemenin wöhler diyagramı

Aks istavroz dişlisi ve aks mili için alternatif malzeme 16 Mn Cr5 wöhler eğrisi Şekil E 3 ile gösterilmektedir (Niemann,. ve Winter, 1985).

Şekil E 1 ve E 3 ile görülen wöhler diyagramları Statik mukavemet , bölgeleri için benzerlik göstermekte zaman mukavemet ve sürekli mukavemet bölgeleri için daha düşük dayanım vermektedir. Bahse konu araştırmada SAE 4140 kullanılmıştır.



Şekil E.4 GGG döküm malzemenin değişik tipleri için wöhler diyagramı

Diferansiyel dişli taşıyıcı için GGG40 malzeme kullanılmıştır. Malzeme ile ilgili wöhler diyagramı Şekil E 4 te verilmiştir (McKeighan, ve Ranganathan, 2005).

Ek 3. Semboller

Çalışmanın genelinde kullanılan sembollerin anlamları Tablo 3'te verilmektedir. Bu tabloda verilmeyen semboller, metin içerisinde yeri geldikçe açıklanmaktadır.

Tablo 3(a) Semboller

Sembol	Birim	Açıklama
A_L	m^2	Taşıt enine kesit alanı
β	$^\circ$	Direksiyon simidi açısı
c_{r1}	-	Lastik yuvarlanma direnci parametresi
c_{r2}	-	Lastik yuvarlanma direnci parametresi
c_w	-	Hava direnç katsayısı
C	-	Belirli yükte çalışma % si
D	m	Direnç teli çapı
d_A	$N.s/rad$	Aks mili sönüm katsayısı
d_{tm}	$N.s/rad$	Tahrik mili sönüm katsayısı
d_k	$N.s/rad$	Kavrama sönüm katsayısı
d_{vk}	$N.s/rad$	Vites kutusu sönüm katsayısı
d_D	$N.s/rad$	Diferansiyel sönüm katsayısı
d_{Tek}	$N.s/rad$	Tekerlek lastik sönüm katsayısı
E	MPa	Elastisite modülü
$F_{Tek,s}$	N	Tekerlek sürtünme kuvveti
F_R	N	Yuvarlanma direnci kuvveti
F_L	N	Hava direnci kuvveti
F_{st}	N	Yokuş direnci kuvveti
ε	-	Birim yer değiştirme
φ_m	$^\circ$	Motor açısal konumu
φ_k	$^\circ$	Kavrama açısal konumu

Tablo 3 (devam) Semboller

Sembol	Birim	Açıklama
φ_{vk}	°	Vites kutusu açısal konumu
φ_{tm}	°	Tahrik mili açısal konumu
φ_R	°	Yavaşlatıcı (retarder) açısal konumu
φ_D	°	Diferansiyel açısal konumu
φ_A	°	Aks mili açısal konumu
φ_{Tek}	°	Tekerlek açısal konumu
g	m/s ²	Yerçekimi ivmesi
G	MPa	Kayma modülü
h	mm	Test çubuğu baş kısmı uzunluğu
i_{vk}	-	Vites kutusu tahvil oranı
i_D	-	Diferansiyel tahvil oranı
J_m	kg.m ²	Motor kütleli atalet momenti
J_{vk}	kg.m ²	Vites kutusu kütleli atalet momenti
J_R	kg.m ²	Yavaşlatıcı kütleli atalet momenti
J_D	kg.m ²	Diferansiyel kütleli atalet momenti
J_{Tek}	kg.m ²	Tekerlek kütleli atalet momenti
K	-	Katsayı
k_k	N/m	Kavrama yay katılığı
k_{tm}	N/m	Tahrik mili yay katılığı
k_A	N/m	Aks mili yay katılığı
l	m	Tel uzunluğu
d_0	mm	Test çubuğu numune çapı,
d_1	mm	Test çubuğu baş kısmı çapı,
L_v	mm	Test çubuğu inceltilmiş kısım uzunluğu
L_0	mm	Test çubuğu ölçü uzunluğu

Tablo 3 (devam) Semboller

Sembol	Birim	Açıklama
L_t	mm	Test çubuğu toplam uzunluğu
M_k	N.m	Kavrama momenti
M_m	N.m	Motor momenti
M_{ms}	N.m	Motor sürtünme momenti
M_{vk}	N.m	Vites kutusu momenti
M_R	N.m	Yavaşlatıcı momenti
M_{Rs}	N.m	Yavaşlatıcı sürtünme momenti
M_D	N.m	Diferansiyel sürtünme momenti
M_A	N.m	Aks mili momenti
M_{Tek}	N.m	Tekerlek momenti
M_{vks}	N.m	Vites kutusu sürtünme momenti
M_{tm}	N.m	Tahrik mili momenti
m_{KM}	kg	Taşıt kütlesi
μ	-	Poisson oranı
N	adet	Ömür tekrar sayısı
N	adet	Tekrar sayısı
O	-	Teorik viraj merkezi
O'	-	Gerçekleşen viraj merkezi
R_{tel}	Ω	Telin direnci
R	m	Viraj yarıçapı
r_{dyn}	m	Lastik dinamik yarıçapı
ρ	Ω	Telin öz direnci
ρ_a	kg/m ³	Hava özkütlesi

Tablo 3 (devam) Semboller

Sembol	Birim	Açıklama
s	-	Laplace operatörü
σ_a	N/mm^2	Genlik gerilmesi yarısı
σ_r	N/mm^2	Genlik gerilmesi
σ_m	N/mm^2	Ortalama gerilme
σ_{max}	N/mm^2	Maksimum (üst) gerilme
σ_{min}	N/mm^2	Minimum (alt) gerilme
σ_{ak}	N/mm^2	Akma gerilmesi
σ_K	N/mm^2	Kopma gerilmesi
t	s	Zaman
T	$^{\circ}C$	Sıcaklık
θ	$^{\circ}$	Eğim açısı
U	v	Potansiyel fark
v_{KM}	m/s	Taşıt hızı
v_w	m/s	Taşıt hareket doğrultusunda rüzgar hızı
W	m	Etkiyen kuvvet doğrultusuna dik boy
ΔW	m	Etkiyen kuvvet doğrultusuna dik yer değiştirme