

139796

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**HAFİF BİR TİCARİ OTONUN ARKA
SÜSPANSİYON YAPRAK YAYININ
TÜRKİYE KOŞULLARINA GÖRE
YORULMA ANALİZİ**

139796

Makina.Yük.Müh. Arif Şenol ŞENER

**F.B.E Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı Isı Proses Programında
Hazırlanan**

DOKTORA TEZİ

**Tez Savunma Tarihi
Tez Danışmanı
İkinci Tez Danışmanı
Jüri Üyeleri**

: 21 Mart 2003
: Prof.Dr.Uğur GÜVEN 
: Doç.Dr.Orhan B.ALANKUŞ
: Prof.Dr.Doğan ÖZGÜR 
: Prof.Dr.Murat EREKE 
: Doç. Dr. Cem PARMAKSIZOĞLU 
: Prof. Dr. Faruk YÜKSELER 



İSTANBUL, 2003

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ.....	VI
KISALTMA LİSTESİ.....	VIII
ŞEKİL LİSTESİ.....	IX
ÇİZELGE LİSTESİ.....	XII
ÖNSÖZ.....	XIII
ÖZET.....	XIV
ABSTRACT.....	XV

1.	GİRİŞ	1
1.1	Tarihçe.....	1
1.2	Otomobil Ömrünü Etkileyen Parametreler.....	2
1.2.1	Yük Spektrumunu Oluşturan Ana Parametrelerin Alt Etkenleri.....	6
1.2.1.1.	Oto Kullanımını Etkileyen Parametreler.....	6
1.2.1.2.	Çalışma Koşullarını Etkileyen Parametreler.....	6
1.2.1.3.	Yapısal Davranışı Etkileyen Parametreler.....	7
1.3.	Korelasyon Metotları.....	7
1.3.1.	Korelasyon İçin Oluşturulan İlk Prosedürler.....	7
1.3.2.	Müşteri Otolarından Veri Toplanması ile Korelasyon Metotları.....	8
1.3.2.1	Black Box Metodu.....	10
1.3.2.2	Anket Metodu.....	11
1.3.2.3.	Anket ve Black Box Ölçme Metotlarının Avantajları / Dezavantajları.....	11
1.4.	Önceki Uygulamalar.....	12
1.5	Çalışmanın Amacı ve Kapsamı.....	16
1.6.	Kullanılan Metot.....	16
1.7.	Tez Akış Şeması.....	18
2.	TEST OTOSUNUN HAZIRLANMASI ve DENEYSEL ÇALIŞMALARIN BAŞLATILMASI.....	21
2.1.	Test Otosunun Özellikleri.....	21
2.2.	Ölçümde Kullanılan Cihazlar ve Karakteristik Özellikleri.....	22
2.2.1	P.C.....	22

2.2.2	Kayıt Cihazı.....	22
2.2.3	Kayıt Kaseti.....	24
2.2.4	Sıcaklık Duyarga Cihazı.....	24
2.2.5	Doğru Akım Kaynağı.....	25
2.3.	Kullanılan Duyargalar ve Karakteristik Özellikleri.....	25
2.3.1	Yaprak Yay Duyargasının Hazırlanması.....	26
2.3.1.1	Strain-gauge Özellikleri.....	26
2.3.1.2	Yapıştırıcı ve Koruyucu Özellikleri.....	28
2.3.2.	Yaprak Yay Duyargasının Kalibrasyonu.....	29
3.	TEST GÜZERGAHININ BELİRLENMESİ ve VERİLERİN TOPLAN- MASI.....	30
3.1.	Veri Toplamanın Matematiksel Modeli.....	30
3.2	Test Güzergahının Belirlenmesi.....	33
3.3	Verilerin Toplanması.....	33
4.	VERİLERİN ANALİZİ.....	36
4.1.	Spike Analizi.....	36
4.2.	Filtreleme Analizi.....	39
4.3.	Verilerin Sınıflandırılması.....	43
5.	YORULMA ÇEVİRİMLERİ METODU ve YORULMA ÇEVİRİMLERİNİN ÇIKARTILMASI.....	45
5.1.	Rainflow Çevrim Metodu.....	45
5.2	Türkiye Farklı Yol Koşullarının Örnek Hafif Ticari Otosunun Arka Yaprak Yayı ile Etkileşimleri Sonucu Ortaya Çıkan Karakteristik Verilerin Eğrileri.....	50
6.	YORULMA	59
6.1.	Yorulmanın Tanımı ve Safhaları.....	59
6.2.	Genel Çevrim Mekanizması.....	61

6.3.	Yorulma Metotları.....	63
6.3.1.	S _N Metodu.....	63
6.3.2	$\varepsilon - N$ Metodu.....	65
6.3.3	Çatlak Büyüme Metodu.....	66
6.3.4.	Çok Eksenli Gerilme Metotları.....	66
6.4.	Yorulma Ömrünü Etkileyen Parametreler.....	67
6.4.1.	Parça Boyutunun Etkileri.....	68
6.4.2.	Yük Tipinin Etkileri.....	68
6.4.3.	Yüzey Pürüzlülüğünün Etkileri.....	69
6.4.4.	Yüzey İşlemenin Niteliksel Etkileri.....	69
6.4.4.1	Mekanik İşlemler.....	69
6.4.4.2.	Kaplama.....	70
6.4.4.3.	Termik İşlemler.....	70
7.	YAPISAL ANALİZ YÖNTEMLERİ.....	71
7.1.	Analitik Metotları	71
7.2	Sayısal Metotlar.....	72
8.	BİLGİSAYAR ORTAMINDA YAPRAK YAYIN SONLU ELEMANLAR MODELİ ile MODELLENMESİ ve YORULMA ANALİZİ.....	73
8.1	Yaprak Yayın Modellenmesi.....	73
8.2	Yaprak Yay Sonlu Elemanlar Modeli.....	76
8.3	Yaprak Yay Malzeme Özellikleri.....	79
8.4	Arka Yaprak Yay Kalibrasyonu.....	79
8.4.1	Firmanın Kalibrasyon Düzenegi.....	79
8.4.2.	Firmanın Kalibrasyon Düzenegi Sınır Şartları.....	82
8.4.3.	Firmanın Kalibrasyon Düzeneginin Sonlu Elemanlar Modeli.....	83
8.4.4	Malzemenin Elastisite Modülünün Tespit Edilmesi.....	85
8.4.5	Test Sonucu Elde Edilen Malzeme Özelliklerine Göre Kalibrasyon Düzeneginin Lineer Analizi.....	87
8.4.6	Test Sonucu Elde Edilen Malzeme Özelliklerine Göre Kalibrasyon Düzeneginin Nonlinear Analizi.....	93
8.4.7	Yaprak Yay Çökme Testi.....	95
8.4.8	Araçtaki Sistemin Bilgisayar Ortamında Simule Edilmesi.....	98
8.5	Yaprak Yay Yorulma Analizi.....	104
8.5.1	Miner Kuralı.....	112

9.	TARTIŞMA ve SONUÇLAR.....	119
KAYNAKLAR.....		123
EKLER.....		125
Ek1a	Örnek Ticari Oto Türk Müşterisi Oto Kullanım Anket Formu Birinci Sayfa....	126
Ek1b	Örnek Ticari Oto Türk Müşterisi Oto Kullanım Anket Formu İkinci Sayfa.....	127
Ek2 a	Türk Müşterilerinin Örnek Ticari Oto Güzergah Kullanım Profilleri.....	128
Ek2 b	Türk Müşterilerinin Örnek Ticari Otosu Yük Taşıma Profilleri.....	128
Ek2 c	Türk Müşterilerinin Örnek Ticari Otosunu Kullanım Amacı Yüzdesi.....	128
Ek3	Türkiye Test Güzergahında Yol Verilerinin Kayıt Yapıldığı Yollar ve Bu Yolların 1000 km 'ye Normalizasyonu Tablosu	129
Ek4	Kullanılan Bilgisayar Yazılımları.....	131
ÖZGEÇMİŞ.....		132

SİMGE LİSTESİ

ϵ_{as}	Strain-gauge dikey uzunluğu
A	Gerilme genliği oranı
A1	Test verilerinin Çarpanları
AS	Strain-gauge sinyal çıkışı
ϵ_b	Basquin ömür eğrisinin eğimi
B1	Test verilerinin çarpanları
ϵ_{bs}	Strain-gauge eni
C	Malzeme katsayıları
CB	Strain-gauge besleme girişi
$C_{çatlak}$	Çatlak Faktörü
C_{boyut}	Boyut faktörü
C_s	Amortisör sönüm katsayısı
C1	Test verilerinin çarpanları
ϵ_{cf}	Strain-gaugenin yatakladığı folyonun dikey uzunluğu
$C_{yük tipi}$	Yük tipi faktörü
$C_{yüzey pürüzlülük}$	Yüzey pürüzlülük faktörü
D1	Test verilerinin çarpanları
ϵ_{df}	Strain-gaugenin yatakladığı folyonun eni
D_i	i çevrimine tekabül eden yüke ait yorulma hasarın büyüklüğü.
E	Elastisite modülü
Est1	Bir nolu yaprak yay üzerindeki strain-gauge
Est3	Üç nolu yaprak yay üzerindeki strain-gauge
ϵ_x	X yönünde birim şekil değiştirme
ϵ_y	Y yönünde birim şekil değiştirme
ϵ_z	Z yönünde birim şekil değiştirme
F	Kuvvet
F_b	M kütleline uygulanan kuvvet
F_w	m kütleline uygulanan kuvvet
K_f	Yorulma dayanımı indirgeme faktörü
K_s	Süspansiyon yay katsayısı
K_t	Tekerlek yay katsayısı
M	Otonun ağırlığı
m	Arka aks ve tekerlek ağırlığı
N	Çevrim sayısı
n_i	i noktasında s_i gerilmesinde uygulanan yükün çevrim miktarı .
N_i	i noktasında S_i gerilmesinde uygulanan yükün hataya sebep olması için gerekli çevrim adedi.
$P_k(t)$	Kuvvetin zamana göre değişim bilgisi
$P_{k,fea}$	Sabit yük durumunu oluşturmak için genellikle birlik olarak kullanılan kuvvetin büyüklüğüdür.

R	Gerilme oranı
R_x	X yönündeki dönme
S	Gerilme
s_i	i çevriminde uygulanan gerilme .
S_i	i çevriminde verilen bir N çevrimine karşı tekabül eden gerilme
t	Zaman
τ	Kayma gerilmesi
$'u$	Yer değiştirme
U	Uzama
$[X_1], [X_2], \dots$	Yol tipleri
w	Dairesel frekans
$[Y]$	Müşteri hedef ölçümlerinin matrisi
σ	Yunan alfabesinde gerilme
σ_{akma}	Akma gerilmesi
σ_e	Parlatılmış bir mil için dayanım gerilmesi
σ'_e	Dayanım gerilmesi
σ_m	Ortalama Gerilme
σ_r	Gerilme genliği
$\sigma_{ij,k}$	ij noktasında k yük durumuna göre statik gerilme sonucu
σ_{max}	Max gerilme
σ_{min}	Min gerilme
σ_u	Kopma gerilmesi
ν	Poisson oranı
Z	M kütlesini referans yüksekliği
Z_u	m kütlesinin referans yüksekliği
Z_r	Yerin referans yüksekliğidir

KISALTMA LİSTESİ

AC	Alternatif Current
AMOA	Automobile Mode of Operation Achievment
ASTM	The American Society for Testing and Materials
BW	Bandwith
CAD	Computer Aided Drafting
DAC	Digital to Analog Channel
DC	Direct Channel
DIC	Direct Input Channel
FEA	Finite Elelment Analysis
FIR	Finite Impulse Response
FIAT	Fabrica Italiana Automobile e Transporto
GV	Gate Value
HBM	Hottinger Baldwin Messtechnik
HCF	High Cycle Fatigue
INRETS	Institut National de Ricerche sur Les Transports Et Levr Securite
IVECO	Italian Vehicle Company
LEFM	Linear Elastic Fracture Mechanics
MIRA	Motor Industry Resarch Association
P.C.	Personel Computer
RMS	Root Mean Square
SEA	Sonlu Elemanlar Analizi
SR	Örnekleme Oranı
SSA	Standart Sapma Aralığı

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1	Otomobil ömrünü tayin eden yük aralığının alt parametreleri.....5
Şekil 1.2	Matris metodu ile korelasyon tekniği.....10
Şekil 2.1	Kullanılan P.C.....22
Şekil 2.2	Datarec A160 HEIM kayıt cihazı.....22
Şekil 2.3	Veri kayıt kaseti.....24
Şekil 2.4	Sıcaklık Duyargalarının bağlandığı RS232 cihazı.....24
Şekil 2.5	Doğru akım kaynağı.....25
Şekil 2.6	LY 10/350 Strain-gauge resmi.....28
Şekil 2.7	Kullanılan strain-gaugelerin arka yay üzerindeki konumları ve elektronik bağlantı şeması.....29
Şekil 2.8	Yaprak yay kalibrasyon düzeneği.....29
Şekil 3.1	İki serbestlik dereceli sistem ve elemanlarının basit modeli.....30
Şekil 3.2	Sistem tepkisinin ile titreşim arasındaki ilişkisi.....31
Şekil 3.3	Türkiye test güzergahı.....34
Şekil 3.4	Test güzergahındaki yollardan (Trabzon-Uzun göl) de yol görüntüsü.....35
Şekil 4.1	Aks sinyali üzerindeki spike noktası.....36
Şekil 4.2	Standart sapma matrisi.....37
Şekil 4.3	Şiddetli sinyallerin grafik programında gösterimi ve işlenmesi38
Şekil 4.4	Şiddetli sinyal analizi işlemlerini hızlandırmak için hazırlanmış makrosayfası.....39
Şekil 4.5	Zaman aralıklı verinin frekans aralığına dönüşümü40
Şekil 4.6	Ön aks ivme sensöründe 50 ve 350 Z deki baskın frekans dağılımları.....41
Şekil 4.7	Filtrelenmiş sol ön ivmelenme verisi.....41
Şekil 4.8	Frekans ve filitreleme analizi rapor sayfası.....43
Şekil 5.1	Rainflow çevrimi46
Şekil 5.2	Dönüm noktalarının çıkartılması.....47
Şekil 5.3	Aynı seviyelerin çıkartılması.....47
Şekil 5.4	Bölüntülerin çıkartılması48
Şekil 5.5	Ortalama bölüntü tespiti.....49
Şekil 5.6	Ortalaması tespit edilen bölüntülerin tabloda gösterimi.....49
Şekil 5.7	Arka yay üzerinde 1 nolu strain-gaugeden alınan Türkiye yolları genel rain-flow dağılımı.....50
Şekil 5.8	Türkiye genel yol karakteristiğinin örnek ticari otosunda sol arka yaprak yaydaki etkileşimi sonucu oluşan kuvvet histogramı.....51
Şekil 5.9	Türkiye genel yol karakteristiğinin örnek ticari otosunda sol arka yaprak yaydaki etkileşimi sonucu oluşan kuvvetin eğri olarak gösterimi.....52
Şekil 5.10	1 nolu strain-gauge de Türkiye genel-dağ yolu karakteristiklerinin örnek ticari otosunda sol arka yaprak yaydaki etkileşimi sonucu oluşan kuvvet eğrilerinin mukayeseli olarak gösterimi.....53
Şekil 5.11	1 olu strain-gauge de Türkiye genel-oto yolu karakteristiklerinin örnek ticari otosunda sol arka yaprak daki etkileşimi sonucu oluşan kuvvet eğrilerinin mukayeseli olara k gösterimi.....54
Şekil 5.12	1.nolu strain-gauge de Türkiye dağ-oto yolu karakteristiklerinin örnek ticari otosunda sol arka yaprak yaydaki etkileşimi sonucu oluşan kuvvet eğrilerinin mukayeseli olarak gösterimi.....55

Şekil 5.13	1 nolu strain-gauge de Türkiye şehir dışı-oto yolu karakteristiklerinin örnek ticari otosunda sol arka yaprak yaydaki etkileşimi sonucu oluşan kuvvet eğrilerinin mukayeseli olarak gösterimi.....	56
Şekil 5.14	1.nolu strain-gauge de Türkiye şehir içi -oto yolu karakteristiklerinin örnek ticari otosunda sol arka yaprak yaydaki etkileşimi sonucu oluşan kuvvet eğrilerinin mukayeseli olarak gösterimi.....	57
Şekil 5.15	1 nolu strain-gauge de Türkiye şehir içi –şehir dışı yolları karakteristiklerinin örnek ticari otosunda sol arka yaprak yaydaki etkileşimi sonucu oluşan kuvvet eğrilerinin mukayeseli olarak gösterimi.....	58
Şekil 6.1	Yorulma hasarının ilk üç safhasının gösterimi	59
Şekil 6.2	Yorulma hasarının safhaları	60
Şekil 6.3	Sinyal tipleri a) tam-simetrik periyodik b) kaymış simetrik c) değişken dış yük	62
Şekil 6.4	S-N Diyagramının Gösterimi.....	64
Şekil 7.1	Yapısal analiz metodları.....	71
Şekil 8.1	Gamma 3d cihazı ile yaprak yay üzerinden ölçüm yapılması.....	74
Şekil 8.2	Üç boyutlu ölçüm cihazından alınan noktaların matematiksel modeli.....	74
Şekil 8.3	İki boyutlu matematiksel model.....	74
Şekil 8.4	Yaprak yay yüzey modeli.....	75
Şekil 8.5	Yaprak yay üç boyutlu modeli.....	76
Şekil 8.6	Yaprak yay sonlu elemanlar modeli.....	77
Şekil 8.7	Hexa elemanın yapısı.....	77
Şekil 8.8 a	Kritik noktaların sonlu elemanlar modelleri büyük burç tarafı.....	78
Şekil 8.8 b	Kritik noktaların sonlu elemanlar modelleri küçük burç tarafı.....	78
Şekil 8.8 c	Kritik noktaların sonlu elemanlar modelleri göbek kısmı.....	78
Şekil 8.9	Firma yaprak yay kalibrasyon düzeneği.....	80
Şekil 8.10	Yaprak yay sınır şartı 1 –Büyük burç her yönde sabit küçük burç yatayda hareketli.....	82
Şekil 8.11	Yaprak yay sınır şartı 2 Göbek sabit olarak z düzleminde hareketli,büyük ve küçük burç yatayda hareketli.....	82
Şekil 8.12	Firma kalibrasyon düzeneğine göre sınır şartları.....	83
Şekil 8.13	Sonlu elemanlar modeli koordinat takımı.....	83
Şekil 8.14 a	Yaprak yay sınır şartında ,yay göbeğine uygulanan yük resmi.....	84
Şekil 8.14 b	yaprak yay sınır şartında ,burçlardaki sonlu elemanların modeli.....	84
Şekil 8.15	Lineer statik analiz sonuçları.....	84
Şekil 8.16	Nonlinear statik analiz sonuçları.....	85
Şekil 8.17	Test numunesi.....	86
Şekil 8.18	Test cihazı.....	86
Şekil 8.19	180.000 N/mm ² lik elastisite modül değeri ile oluşan birim şekil değiştirme sonuçları.....	87
Şekil 8.20	170.000 N/mm ² lik elastisite modül değeri sonucu oluşan birim yer değiştirme değeri.....	88
Şekil 8.21	166.000 N/mm ² lik elastisite modül değeri ile elde edilen birim şekil değiştirme değerleri.....	88
Şekil 8.22	100 daN`da 1 nolu strain gauge`ten ölçülen birim şekil değiştirme değerleri.....	89
Şekil 8.23 a	250 daN da 1 nolu strain gauge den ölçülen birim şekil değiştirme değerleri.....	90
Şekil 8.23 b	350 daN da 1 nolu strain gauge den ölçülen birim şekil değiştirme değerleri.....	90

Şekil 8.23c	500 daN da 1 nolu strain gauge den ölçülen birim şekil değiştirme değerleri.....	91
Şekil 8.24 a	100 daN'da 3 nolu strain-gauge üzerindeki lineer statik analiz sonucu birim şekil değiştirme değerleri.....	91
Şekil 8.24 b	250 daN'da 3 nolu strain-gauge üzerindeki lineer statik analiz sonucu birim şekil değiştirme değerleri.....	92
Şekil 8.24 c	350 daN'da 3 nolu strain-gauge üzerindeki lineer statik analiz sonucu birim şekil değiştirme değerleri	92
Şekil 8.24 d	500 daN'da 3 nolu strain-gauge üzerindeki lineer statik analiz sonucu birim şekil değiştirme değerleri.....	93
Şekil 8.25	100 daN luk kuvvet uygulandığında nonlinear statik analiz sonuçları.....	93
Şekil 8.26 a	250 daN nonlinear statik analiz değerleri.....	94
Şekil 8.26 b	350 daN nonlinear statik analiz değerleri.....	94
Şekil 8.26 c	500 daN nonlinear statik analiz değerleri.....	95
Şekil 8.27	Firma - Yaprak yay çökme testi.....	95
Şekil 8.28	131 kg lık yükleme farkı ile elde edilen çökme değeri.....	96
Şekil 8.29	249 kg lık yükleme farkı ile elde edilen çökme değeri.....	97
Şekil 8.30	350 kg lık yükleme farkı ile elde edilen çökme değeri.....	97
Şekil 8.31	Araç sonlu elemanlar modeli.....	98
Şekil 8.32	Araç modelinin sınır şartları.....	99
Sekil 8.33 a	Yaprak yay sınır şartları büyük burç tarafı.....	99
Sekil 8.33 b	Yaprak yay sınır şartları küçük burç tarafı.....	99
Sekil 8.34	100 daN luk yükleme durumu.....	100
Sekil 8.35	250 daN luk yükleme durumu.....	100
Sekil 8.36	500 daN luk yükleme durumu.....	101
Şekil 8.37 a	100 daN'da 3.nolu strain-gauge üzerindeki birim uzama değerleri.....	102
Şekil 8.37 b	250 daN'da 3.nolu strain-gauge üzerindeki birim uzama değerleri.....	102
Şekil 8.37 c	350 daN'da 3.nolu strain-gauge üzerindeki birim uzama değerleri.....	103
Şekil 8.37 d	500 daN'da 3.nolu strain-gauge üzerindeki birim uzama değerleri.....	103
Şekil 8.38	Araç ağırlığına göre yapılan statik analiz sonucu.....	105
Şekil 8.39	Samsun yolunun yaprak yay ile etkileşimi sonucu elde edilen zamana bağlı yük verisi.....	106
Şekil 8.40	En kritik andaki duruma göre statik analiz sonuçları.....	106
Şekil 8.41	Malzeme S-N eğrisi.....	107
Şekil 8.42	Türkiye genel yol profili rainflow diyagramı – 200.000 km.....	108
Şekil 8.43	Araç ağırlığı eklenerek oluşan Genel yol profili – 1 km.....	109
Şekil 8.44	Zamana bağlı yükleme verisi.....	109
Şekil 8.45	Samsun yolu ve genel Türkiye yolu arasındaki çevrimlerin gösterimi.....	110
Şekil 8.46	MSC Fatigue yazılımı yorulma analizi yaklaşımı.....	111
Şekil 8.47	Zamana bağlı gerilme dağılımı.....	113
Şekil 8.48	Miner kuralının S-N eğrisinde gösterimi.....	114
Şekil 8.49	Samsun dinamik yol verisi ile statik oto ağırlığının arka yaprak yayda etkileşimi sonucu 200.000 km de oluşan gerilmeler ve çevrim adetleri histogramı....	115
Şekil 8.50	Yorulma analizinin Haigh diyagramında gösterimi.....	116
Şekil 8.51	Yorulma analizinin Soderberg diagramında gösterimi.....	117
Şekil 8.52	Yorulma analiz sonucu.....	117

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1	Türkiye istatistiksel yılığı 1999 Türk yoları standardı.....	4
Çizelge 1.2	FIAT Black box sisteminde kullanılan duyargalar ve görevleri.....	13
Çizelge 2.1	Örnek ticari otoda test sırasında kullanılan duyargalar ve karakteristikleri.....	25
Çizelge 6.1	Gerilme oranı R değerinin yaygın bazı değeri için yük durumlarının izahı.....	63
Çizelge 6.2	Değişik yükler için 10^6 çevrimdeki düzeltmeler.....	68
Çizelge 8.1	I nolu strain-gauge için birim şekil değıştirme değeri.....	81
Çizelge 8.2	I nolu strain-gauge için birim şekil değıştirme değeri	82
Çizelge 8.3	Örnek ticari otosunda yaprak yay değışik sınır şartlarına göre lineer ve non-lineer analiz değeri.....	89
Çizelge 8.4	Çökme testi sonlu elemanlar analiz sonuçları.....	96
Çizelge 8.5	1 ve 3 nolu strain-gaugedeki birim uzama değeri ve otodaki sisteme göre oranları.....	101
Çizelge 8.6	Miner kuralına göre arka yaprak yayda oluşan gerilme ve indeksi.....	106

ÖNSÖZ

Bu tezde ilgili firmanın hafif ticari otosunun Türk müşterisi kullanım tipine ve Türkiye yol koşullarına göre otosunun arka yaprak yayının yorulma ömrü üzerine araştırılması yapılmıştır.

Bu çalışma sırasında Türk müşterileri kullanım profilinin tespit edilmesinde yapılan ankete katkısı bulunan ilgili firma servis elemanlarının verdikleri destek ,bunun yanı sıra ilgili firma fabrikasının bu çalışma için gerekli olan örnek bir hafif ticari otosu ,veri toplama cihazları ve ekipmanların kullanılmasına verdiği izin ve Türkiye de yapılan test masraflarının karşılanmasında verdiği maddi destek için ilgili otomobil fabrikasına teşekkürlerimi sunarım.

Bu tezin hazırlanmasında bana verdiği destek ve katkılarından dolayı tez danışmanlarımdan sayın Prof. Dr. Uğur Güven 'e , sayın Prof. Dr. Doğan Özgür 'e ,sayın Prof .Dr. Murat Ereke 'ye ve bu tez konusunun saptanmasından sonuçlandırılmasına kadar değerli katkılarından dolayı çok değerli Ar-Ge Direktörümüz sayın Doç.Dr Orhan.B. Alankuş 'a ,ve çalışmam sırasında projeye katkılarından dolayı değerli mesai arkadaşım sayın Dr. Müh. İbrahim Korkmaz 'a teşekkür ederim.



ÖZET

Bu tezde öncelikle yorulma hataları ve veri toplama sistemleri üzerine bir literatür taraması yapılmıştır. Otonun kullanımından dolayı oluşacak yorulma hatalarını inceleyen çeşitli deneysel veri toplama metotları incelenmiştir. Bu metotlar içerisinde müşteri kullanım profilini bir anket yolu ile tespit eden metot seçilmiştir. İlgili firmanın servislerinin yardımı ile örnek hafif ticari otonun müşterileri üzerine Türkiye pazarında anket yapılmıştır. Anket sonuçları düzenlenerek Türk müşterisinin kullanım profili (güzergah yüzdesi ,yük taşıma kapasitesi ,seyahat amacı)belirlenmiştir.

Bir örnek hafif ticari oto yolcu taşıyıcı modeli Türk yollarının ve kullanım koşullarının tespit edilmesi için cihaz ve duyargalarla donatılmıştır. Arka yaprak yayının yorulma ömrünün incelenmesi için gerekli olan verileri algılayacak birim şekil değiştirme duyargası (strain –gauge) ile donatılması ilgili firma yurtdışındaki yol testleri bölümünün yardımları vasıtasıyla hazırlanmıştır. Hazırlanan strain-gauge li yaprak yay otoyola takmadan önce kalibrasyon değerleri belirlenmiş ve doğrulaması yapılmıştır. Bursa civarında kısa yol testleri ile ilk toplanan ilk verilerin çalışmaları nSoft yazılımında değerlendirilmesi yapılmıştır. Daha sonra Türkiye de yapılacak veri toplanması için yol test planı belirlenmiştir. Belirlenen güzergah da Türkiye'nin çeşitli illerinde çeşitli duyargalardan yol karakteristik verileri kayıt edilmiştir. Türkiye yollarının arka yaprak yaydaki etkileşimi ve yol sınıflarına göre kıyaslaması yapılarak karakteristik değerler verilmiştir.

Veriler yol sınıflarına göre düzenlenip standart sapma metodu kullanılarak sinyallerdeki spikeler ,makrolar ve görsel onaylamalar vasıtasıyla temizlenmiştir. Spike işlemi giderilen sinyallere düşük geçiş (low-pass) filitreleme metodu uygulanarak 100 Hz in üzerindeki yorulma 'ya etkisi olmayan yüksek frekanslı veriler silinmiş ve kalan sinyaller kullanılabilir hale getirilmiştir.

Sinyal analizi tamamlanmış verilere yorulma analizi için istatistiksel yöntemlerden Rainflow yöntemi kullanılarak yorulma çevrimleri makrolar yazılarak çıkarılmıştır. Otonun ömrü ilgili firma 1 şartnamelerinden B sınıfı için 200.000 km olarak alınmıştır. İki yüz bin km lik değer yol sınıflarına göre Türk müşteri güzergah kullanım verileri ile çarpılarak elde edilen yol uzunluklarına test yapılan uzunluklar normalize edilmiştir ve global çevrim değerleri oluşturulmuştur.

Örnek hafif ticari otonun arka yayının geometrik modeli ilgili firmada kullanılan 3 boyutlu ölçüm cihazı Gamma –3D ile txt formunda oluşturulmuş ve Pro –Engineer yazılımına aktarılmıştır. Oluşturulan bu noktalar bulutu ile igs formunda matematiksel model oluşturulmuş ve ardından MSC/ Patran yazılımına aktarılmıştır. Sonlu elemanlar modeli için hexagon katı 5728 adet hexagon prizmatik elemanı kullanılarak kritik noktalarda daha hassas olmak kaydıyla 9156 adet bağ-lama noktası ile oluşturulmuştur. Oluşturulan sonlu elemanlar modeli üzerinde değişik sınır şartlarında bankoda ölçülen değerlerin bilgisayar yazılımında benzeşimini kurmak için iki değişik sınır şartlarında kalibrasyon çalışmaları MSC/Nastran programı kullanılarak lineer ve nonlineer analizleri yapılmıştır. Yorulma analizi yüksek çevrimli S-N gerilme ömür metoduna göre kullanılarak MSC/Fatigue programında yapılmıştır. Yapılan bu çalışma sonucunda otonun ön görülen 200.000 km lik ömür için örnek hafif ticari otonun yaprak yayının yorulma hatasının meydana gelmediği yani öngörülen ömürde kırılmadığı bulunmuştur.

Anahtar Kelimeler; Hafif ticari oto ,Türk kullanım profili , Yaprak yay yorulma analizi ,

S-N Metodu , Miner kuralı

ABSTRACT

Firstly in this thesis, fatigue defects and data acquisition systems were searched in literature. A variety of experimental data acquisition method examined the fatigue defects, which was by vehicle usage were examined. The customer usage profile methods, which determine the customer usage by way of questionnaire, were selected among in these methods. Questionnaire form which are necessary for doing questionnaire method on Turkish customer was formed. The questionnaire methods applied on Turkish customer and interested light commercial vehicle Turkish client was performed by the assisting of interested companies dealers in the Turkish market. Arranging the questionnaire result the Turkish customer usage (percentage of the route, percentage of the load condition, percentage of the transfer aim) were defined. In order to define the customer usage and Turkey road condition on the passenger version of the light commercial vehicle was equipped with data acquisitions device and different sensors.

Help of the vehicle road test department of the interested Vehicle Company did the application of strain gauge, which is necessary to sense the road profile effect on the rear left spring. The calibration of the rear left leaf spring with the strain gauge before assembling to the car was defined and verified. First acquiesced data on the roads around the Bursa City was evaluated by using nCode Software. In order to collect the data's from Turkey's road, a road test plan was defined. Then using different sensors, different data's was acquiesced from Turkey's roads in the different Turkish cities on the scheduled route plan.

The data's registered were arranged according to road type and than using the standard deviation method many spikes defect were approved visually and made a smooth by using macros. Application of the low-pass filter method to the spike eliminated signals, above the 100 Hz frequency signals which are not effect on the fatigue life were eliminated then the rest of signals became utilisable for the fatigue test. The fatigue cycle were formed by written macros on signal analyse finalised data's referring the most sensitive statistical the Rain flow method. 200.000 km life of the vehicle is taken form the interested companies standards for B segment car type. All type of road data were normalised to 200.000 km and all the data value was multiplied with the percentage of the Turkish customer road usage according to the road type and summed in this way Turkish global cycle values were formed for the specific km. The geometric model of the light commercial vehicle's rear left leaf spring was formed in .txt format by using the Gamma-3D dimension-measuring device that is used by interested company. And the data was transferred to the Pro-engineer software. With using point's cloud, mathematical method was formed in the .igs format then it was transferred to MSC /Patran-Software. By using of 5728 hexagon prismatic 3-dimension element, the finite element model was formed, at very critical points quantity of the element were improved. Finally 9156 nodal was formed. On the prepared finite element model which is simulate the calibration of real system, a variety of analyse like boundary condition and liner and non-linear were carried out by using MSC/Nastran software. Fatigue analyse was done according to high cycle method S-N by using the MSC/ Fatigue software. At the end of the studies, fatigue life of the rear left leaf spring of the interested commercial vehicle for the foresighted 200.000-km no fatigue failure was occurred. This mean that rear leaf spring did not broken.

Keywords: Light commercial vehicle , Turkish mission profile , Fatigue life of leaf spring, S-N method , Miner rule.

1. GİRİŞ

Bu bölümde, otomobilin yorulma ömrünün tespit edilmesi için bu güne kadar oluşturulan standartların gözden geçirilmesi ve yorulma kavramının gelişimi ile ilişkisinin kurulması, otomobil yorulma ömrünü etkileyen parametrelerin anlatımı ve otomobil yorulma hayatının en iyi ilişkisini sağlayan anket metodunun izahı ve diğer metotlara göre avantajı ve tez akış şeması anlatılmıştır.

1.1. Tarihçe

Tahta ve metal malzemelere, büyük genlikli tekrar eden yükler uygulandığında, bu malzemelerin kırılabildiği çok eski tarihlerden beri bilinmekteydi. Daha sonraları malzemeler elastiklik sınırının altında bir yüke maruz kalsa bile, bu yüklerin yüksek sayıda tekrarı sonucunda malzeme yapısında kırılmalar meydana geldiği tespit edilmiştir. Bilindiği kadarı ile yorulma ile ilgili ilk çalışmanın 1829 yılında Alman maden mühendisi W.A.S. Albert tarafından demir zincirler üzerinde tekrar eden yük testlerinin uygulamasıyla başlamıştır. (The Ncode book of Fatigue Theory, (2000))

İlk yorulma vakaları posta arabalarının akslarında ,kullanım sırasında görülmüştür. 19 .yüzyılın ortalarında demir yollarının gelişmeye başlamasıyla tekrar eden yüklerin etkilerinden dolayı raylarda oluşan yorulma hatalarına sıkça rastlanmıştır .Alman demir yolu mühendisi August Wöhler 1852 ile 1870 yılları arasında sistematik olarak ilk yorulma araştırmalarının temelini atmıştır. Kendisi demiryolu raylarında ve farklı diğer malzemelerin numunelerinde eğilme,burulma, eksenel yükler uygulayarak testler yapmıştır. Wöhler bu testlerin verilerini gerilme –çevrim sayısı (S-N) kullanarak yorulma eğrilerini oluşturmuştur. Aynı zamanda değişken yükler altında yorulma problemlerinin görüldüğü köprüler, gemiler, güç üretim makineleri üzerinde çalışmalarda devam etmişlerdir .(The Ncode book of Fatigue Theory, (2000))

1900 yılına kadar yorulma hataları ile ilgili azımsayamayacak sayıda çalışmalar yapılmıştır.20 yüzyılın başlarında yorulma sürecinin sonuçlarını gözlemlemektense daha çok yorulma mekanizmasının oluşumunu anlamak için çaba sarf edilmiştir. Bu çalışmalar da iki farklı metot kullanılmıştır. Bu metotlardan birincisi çatlakların ilerlemesini açıklayan LEFM (lineer elastik kırılma mekaniği, 1960) diğeri ise çatlak başlangıcının oluşumunu yerel birim şekil değiştirme (ϵ -N) ye göre açıklayan metottur (1950). Bu metotlar iyi bir şekilde tatbik ve test edilerek bu metotların uygulama alanlarının sınırları tespit edilmiştir. Üniversiteler ve bazı önemli endüstrilerin araş-

tırma merkezleri özellikle güç santralleri ve havacılıkta yapılan çalışmalar diğer alanlara yayılmıştır.(The Ncode book of Fatigue Theory, (2000))

Bunun yanı sıra son 30 yıldaki bilgisayar yazılım kodlu program ve donanımların gelişmesi ile sonlu elemanlar sistemi ile yapısal analizlerin çözülmesi kolaylaşmış dolayısıyla veri toplama sistemlerini yaygın bir şekilde kullanılabilir hale getirilmiştir. 1940 yılından önce otomobil imalatçıları yalnızca kısa mesafeli performans testleri yapıyorlardı. Bu tarihten sonra yeni yolların gelişimi ile müşteriler daha uzun km ler kat etmeye başlamışlardır. Böylece uzun km deki dayanım ile ilgili hatalar daha kısa zamanda ortaya çıkmaya başlamıştır. 1940 yılından sonra otomobil imalatçıları fabrikalarının yakınlarında ağır test yollarının benzeşimini sağlamak için kısa mesafeli test yolları inşa etmişlerdir.(madde1.3.1.)

Motor Industry Research Association (MIRA, İngiltere) ilk araştırmacı kuruluşlardan biridir. Ağır tamirlerin ortaya çıktığı hataları tespit etmek amacıyla Belgian Pave (Arnavut kaldırımı) tipi vb. test yolları inşa edilmiştir. Ve böylece test yolları standart hale getirilmeye çalışılmıştır. 1970 yıllarında mühendisler bu testlerin normal yol şartlarını benzeştirmedeğinin farkına vardılar. Böylece gerçek müşterinin kullanım şartlarının (değişik güzergahlar, kullanım şartları, yük şartları vb.) benzeşimini kurarak otomobil parçalarının dayanımının incelenmesi düşüncesi önem kazanmıştır. (Bernhard, (1981); Carli, (1980); Grubisic,(1994); Mann, , (1974); Marchesani (1992); Rivolo ,(1983); Rilley,(2000))

1.2. Otomobil Ömrünü Etkileyen Parametreler

Bilindiği gibi otomobil parçaları kullanım sırasında çoğunlukla değişken yüklere maruz kalırlar. Bu değişken yükler yolun yüzey pürüzlülüğünden, manevralardan (frenleme, ivmelenme, viraj hareketleri vb.) , otomobilde çalışan güç kaynaklarından (motor, alternatör, klima) ve iletim organlarının çalışmalarından kaynaklanırlar. (Grubisic, (1994))

Otomobil parçaları az yada çok karmaşık elastik sistemleri temsil ettiği için zaman değişkenli çalışma yükleri bu yapıların doğal biçimlerini tahrik edebilir. Bu tahrike neden olan dış kuvvetlerin yapı içinde oluşturduğu yük spectrumunun büyüklüğü, aralığı, tekerrür adedi vb. nedenler o yapı-nın yorulma ömrünü tayin eden çok önemli parametrelerden birisidir.(Grubisic, (1994))

Çünkü yalnızca geometrik yol pürüzlülüğünün ; yolun dikey ve yatay eksenden sapmaları taşıtların düşey , hareket doğrultusunda (kafa vurma) ve yanal doğrultuda (yalpa) diye tabir edilen titreşimler meydana getirmelerine yol açar. Bunun sonucunda ;

a) Yol ömrü ortalama olarak üzerinde seyreden aks yüklerinin dördüncü kuvvetleri ile orantılı olarak kısalmakta ve yolun düzgünsüzlüğü arttıkça fazlaşan dinamik tekerlek yükleri nedeniyle yıpranmada hızlanmaktadır. Yolun düzgünsüzlüğünün artması, üzerinde su birikimlerine yol açarak yıpranmayı da hızlandırmaktadır .

b) Taşıt seyir emniyeti de büyük ölçüde dinamik tekerlek yüküne bağlıdır. Dinamik yük genlikleri arttıkça, tekerlek ile zemin teması zayıflamakta ve dolayısıyla tekerleklerin fren, tahrik ve yanal kuvvetleri taşıma yeteneği de azalmaktadır. Araştırmalar, dinamik yük genliklerinin statik yüke oranının % 50 'yi geçmesi halinde seyir emniyetinin tehlikeye girdiğini, bu orana erişilen yollarda yenileme yapılması gerektiğini göstermektedir.

c) Yolun yüzey düzgünsüzlüğünün artması dolayısıyla taşıt gövde ivmeleri artmakta ve dolayısıyla gerek yolcu konforunu ve gerekse yükün taşıma şartlarını kötüleştirmektedir.

d) Tekerleklerin yuvarlanma dirençlerin yolun yapısına ve yüzey pürüzlülüğüne bağlıdır, düzgün olmayan yollarda yuvarlanma direnci katsayıları artmakta, bu da yakıt tüketiminin artmasına neden olmaktadır.

e) Yolun neden olduğu titreşimlerin artması, doğal olarak taşıt parçalarının da ömrünü kısaltmaktadır.

f) Yüzey düzgünsüzlüğünün artması tekerleklerinde çıkardığı gürültü miktarını artırarak çevre gürültüsü yaratmaktadır. (International Standart ISO 8608 (1995))

Yukarı da aktarılan etkenlerden yalnızca yol pürüzlülüğünün etkisi otomobilde bir çok problemlere neden olmaktadır. Bunlardan en kritik olan ise e maddesinde belirtilen otomobil parçalarının yorulmaları sonucu yıpranmalara neden olanıdır. Çünkü yorulma kavramı uzun yol ile ortaya çıkan bir vakadır. (Beer , (1979) ; Dieter, (1976) ; Dolly , (1991) ; Grubisic , (1994) ; Marchesani (1992) ; Bishop (1999) ; Progetto A.M.O.A.(1989) ; The Ncode book of Fatigue Theory,(2000))

Otomobil parçalarının zamanından önce yıpranmaları sonucunda ;

müşteri açısından ; müşteri bağımlılığının azalmasına

otomobil üreticileri açısından ; müşteri kaybına ve garanti maliyetlerinin artmasına

ülke ekonomisi açısından ; ekonomi kayıplarına neden olmaktadır.

1982 ABD 'de Batelle Laboratuvarından hükümet tarafından yorulmadan kaynaklanan sorunlarının yıllık ülke ekonomisine verdiği zararın hesaplanması istenmiştir. Çıkan değer ise ülke bütçesinin %4.4 gibi çok büyük bir masraftır. Bu oran milyarlarca dolarların çöpe atılması olarak da yorumlanabilir . Şu an ki teknoloji kullanılarak bu masraflar % 29 oranında düşürülebilmektedir. (Riley, (2000))

Yol profil düzgünlüklerinin azaltılması mümkündür fakat ülke ekonomik gücüne bağlıdır. Bu nedenle bu yolların pürüzlülüğünün tamamen yok edilmesi fizibilite ve ekonomik imkanlar çerçevesinde değerlendirilebilir. Bunun sonucunda kabul edilebilir emniyet sınırları içinde tamir ve zamanla da yolların yenilenmesi yapılır. Dolayısıyla her ülkenin çeşitli yol pürüzlülüğüne dayanan değişik uzunlukta yol tipleri mevcuttur.

Çizelge 1.1.Türkiye istatistiksel yıllığı 1999 Türk yolları standardı.

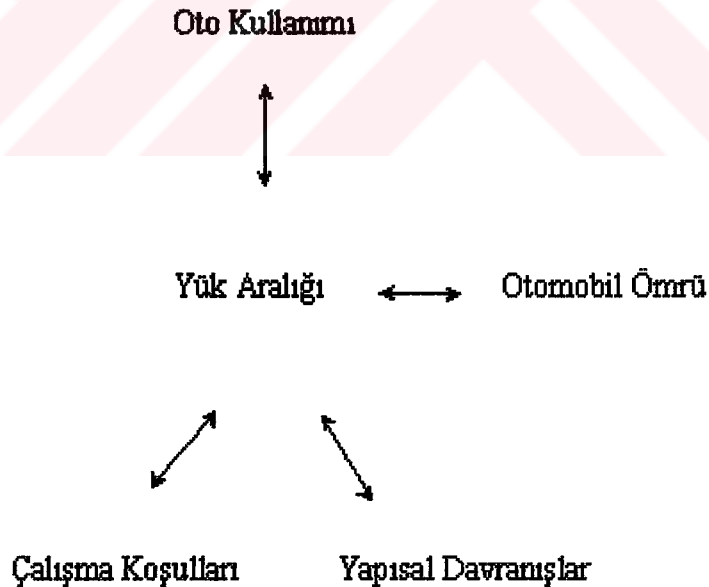
Yol Tipi	Uzunluğu
Bütünlü kaplama	116,229 km %30.6
Parke	116 km %0.03
Kırma taş ve stabilize	147,688 km %38.8
Toprak yollar	70,268 km %18.5
Geçit vermeyen yollar	44,364 km %11.7
Otoyollar	1,726 km %0.4
Toplam	380.391 km

Çizelge 1.1.de Türkiye yollarının 1999 yılında yol tiplerinin uzunlukları örnek olarak anlatılmış ve ileri ki bölümlerdeki test güzergahının belirlerken bu yolların nerelerde bulunacağına yardımcı olmuştur. (Türkiye İstatistiksel Yıllığı, (1999))

Yolların belli bir orandan sonra fizibilite nedeniyle iyileştirilemeyeceği aşîkardır. Bu nedenle otomobil üreticileri yalnızca bu etkileri göz önüne alarak otomobillerini bu yol şartlarına uygun belirlenmiş bir hedef km ye göre daha dayanıklı tasarım ve test çalışmalarını yaparak otomobillerini müşteri beklentisine ve firma hedeflerine uygun olarak dayanıklı yapma zorunluluğu rekabet ortamında kendiliğinden doğmuştur.

Araştırmacılar bu nedenle müşteriye görülebilecek sorunları daha önceden keşfedebilmek ve bu sorunlara önlem almak amacıyla daha otomobil piyasaya sürülmeden bir benzeşim çalışmalarını düşünmeye ve kurmaya başlamışlardır. Tasarım test prosedürlerinin gelişmesine bakıldığında, bu gelişmenin öncelikli olarak ileri görüşlü tahminlere ve müşteri ve pratik uygulamalar sonucunda çıkan tecrübelerle dayandığı görülür. (Cecchi, (1986); Grubisic, (1994); Rilley,(2000))

Otomobil ömrünü tayin eden yük aralığının ana parametreleri şekil 1.1 deki verilmektedir.



Şekil 1.1 Otomobil ömrünü tayin eden yük aralığının alt parametreleri.

1.2.1. Yük Spektrumunu Oluşturan Ana Parametrelerin Alt Etkenleri

1.2.1.1. Oto Kullanımını Etkileyen Parametreler

a) Yükleme koşulları.

Tam yük, yarım yük, yüksüz vb.

b) Yer değişim amacı.

Ev-iş-ev ,iş-iş ,alışveriş/boş vakit değerlendirme, hafta sonu, tatil.

c) Alt ve üst sistemlerin kullanım oranı.

Günlük marşa basım adedi, Klima düğmesini kullanma oranı vb.

d) Kullanıcı kabiliyeti ve alışkanlığı.

Yanlış manevralar(park etme), sportif /normal kullanım, yüksek devirli kullanım vb.

e) Kullanıcı eğitim seviyesi.

Kullanıcının otomobili ve parçalarını teknik olarak tanıyabilme seviyesi.

1.2.1.2. Çalışma Koşullarını Etkileyen Parametreler

a) Kullanıldığı yerdeki Coğrafyanın koşulları.

Dağ, tepe, yükseklik vb.

b) Kullanıldığı yerdeki iklimsel koşullar.

En yüksek ve en düşük sıcaklık , yağış (kar, yağmur, sis, nem) vb.

c) Kullanılan yol Güzergah Yüzdesi.

% şehir içi, % otoyol, % şehir dışı, % dağ/tepe kullanım oranı.

d) Kullanılan güzergahtaki yol kalitesi.

Kaymak asfalt, iri mıcırli asfalt, parke, stabilize yol, çukur, hemzemin geçit, tümsek, viraj, vb.

e) Kullanılan yerdeki trafik yoğunluğu .

Durma kalkma sayısı (frenleme), trafikte bekleme süresi vb.

1.2.1.3. Yapısal Davranışı Etkileyen Parametreler

a) Otomobilin dinamik özellikleri.

b) Tasarım (malzeme, boyut, üretim şeklinin özellikleri).

Eğer yük spectrumunu etkileyen parametreler; kullanım ve çalışma koşulları, hakkındaki bilgiler bilinirse yeni bir otomobilin yük aralığına bulmak için yalnızca bu yük verilerini ilgili otomobil verilerine uygulamak yeterli olacaktır. (Bernhard, (1981); Carli, (1980); Cecchi, (1986); D'aprile, (2001); Grubisic, (1994); Mann, (1974); Marinieri G, (1998); Bishop, (1999); Paul, (2001); Paul (1999); Progetto A.M.O.A.,(1989); Rivolo, (1983); Roberts, (1998); Riley, (2000))

1.3. Korelasyon Metotları

1.3.1. Korelasyon İçin Oluşturulan İlk Prosedürler

Bu prosedürler ;

a) Tahminlerle ; bir çok var olan kanıtlanmış testlerden (Arnavut kaldırım tipi yol, Kerb vuruşları, Genel dayanım yolları,vb.) mesafeler ve tekrar sayısı deneyimli mühendisler sayesinde oluşturulmuştur.

b) En kötü durumlardan ; çoğu test yolları ve test parametreleri tahmin edilerek yada bazı en kötü koşullardan ölçümler yapılarak tesis edilmiştir. Örnek ; Arnavut kaldırımı yolu, simulasyon test makinaları, özel sürüş yolları, çukurlar, arazi tipi yolların düzenlenmesi ile yapıldı.

c) Kanıtlanmış uygulamalardan ; bir testin tanımı yapıldıktan sonra, o test bir standarda dönüşür. Çoğu zaman son kuşak mühendisleri bu metodu bir teoriye dayandığını kabul ediyorlardı ve çok-çana veriler toplandı ve bunlar hata standardına dönüştü. Bunlar ilk tahmin çalışmaları için iyi tanımlanmış sonuçlardır.

d) Temel yol yük verilerinden ; otolar cihaz ve duyargalarla donatılır ve veriler yol ve diğer koşullardan ölçümler yapılarak elde edilir. Daha sonra bu verilere dayanarak bir test standardı

geliştirilir. Rig test çalışması, maksimum frenleme koşulu, XYZ eksenlerinde süspansiyon yük durumu bu uygulamaların birer örneğidir.

e) Yasalardan ; bazı test standartları yasal gereksinimlerden saptanmıştır, genellikle isteğe göre seçilmiş testlerdir bunlar; çarpma testleri, titreşim ve ses testleri, çalışma kontrol yükler,vb.

Yukarıda anlatılanların hepsi ağır bir şekilde dayanım testlerine meyletmedir, bu testler bir otomobilin bütün hayatını içermez. Bunlardan en kötü durum tespiti ve genel testlerin hepsi otomobilin maksimum yüklerde kırılmaması için düzenlenmiştir ve otomobilin genel mühendislik özelliklerini vurgular.

Herhangi bir endüstri için standart ve test prosedürlerinin nereden çıkartıldığını sormak oldukça ciddi bir yaklaşımdır. Genelde kanıtlanmış testlerin büyük çoğunluğu yalnızca ‘Müşteri ve Pratiğe’ dayanmaktadır. (Carli, (1980) ; Cecchi, (1986) ; Grubisic, (1994) ; Rilley, (2000))

1.3.2. Müşteri Otolarından Veri Toplanması ile Korelasyon Metotları

Son yıllarda bilgisayar kodu yazılımlarının ve donanımlarının gelişmesi çok büyük miktardaki deneysel verilerin toplanması ve kullanımına imkan sağlamıştır. Böylece bu gelişmelerin ışığında bir çok firma müşteri kullanım etkisini göz önüne alacak şekilde müşteri otolarından veri toplamakta ve toplanan sonuçları değerlendirmektedirler. Çünkü bu güne kadar bu benzeşimi en iyi ve en güvenilir olarak kanıtlayan prosedür müşteri kullanım ilişkisini hesaba katıp kullanım sırasında ortaya çıkan hataların incelenmesi prosedürüdür. (Bernhard, (1981) ; Cecchi, (1986) ; Grubisic, (1994) ; International Standart ISO 8608, (1995) ; Kauto, (1999) ; Mann, (1974) ; Marchesani, (1992) ; Rilley (2000))

İzlenen Metot : Bu gelişme doğrultusunda toplanan verilerin nasıl kullanılacağı düşüncesi ele alınır. Girdiler standart test ölçümleri ile müşteri kullanım ölçümlerinden gelir. Bu veriler daha sonra gerçekte tecrübe edilen verilerin aynısının girdisini oluşturacak olan sistemin girdilerini sağlayacak bir talimat oluşturulur. Yani eğer aynı girdiler tekrar üretildiğinde aynı hasarın sonuçlarını vermesi gerektiği kabul edilmektedir. (Bernhard, (1981) ; Cecchi, (1986) ; Grubisic,(1994) ; Marchesani, (1992) ; Rilley, (2000))

Teori : Bir çok firmalar dizayn gereklerini, müşteri kullanımının % 90 ve bazı hedef mesafe göz önüne alarak tanımlarlar.

Örnek :

160,000 mil % 90 müşteri kullanımı, 1,000,000 km tipik kullanım her yıl 100,000 km için % 95 kullanıcı veya 7 yıl kullanımlar, veya örnek hafif ticari otonun ait firmanın şartnamelerinde B sınıfı otolar için 200.000 km normal kullanım öngörülür.

Yukarıda anlatılanlar otomotiv endüstrisinin değişik oranlarda kullandığı bazı gerçek hedeflerdir. Bunun yanı sıra müşterilerin kullanım sırasında ne yaptığının hassas olarak ölçülmesi ve akabinde test ve tasarım standartların bu veriler üzerine kurulmasıdır.

Bu amaçla aşağıda yazılanlardan biri hedef olarak alınabilir.

- 1- Biz ne düşünüyorsak müşteri yapıyor mu ?
- 2- Müşteri ne düşünüyorsa düşündüğünü yapabiliyor mu ?
- 3- Gerçekten müşteri ne yapıyor ?

Bu üçüncü metot biraz zaman harcayıcı bir durumdur fakat bu çevrimi en aydınlatıcı sonucu verir.

Böylece bir defa otonun hedef konusu belirlendiğinde bunun anlamı yolların karışımını, sürüş koşullarını, mesafeleri ve yük koşullarını vb. niteleyen durum belirlendiğinde benzeşimin kurulduğu anlamına gelir. Böylece veriler bu yukarıda anlatılan koşullarda toplanabilir ve daha sonra bu veriler müşteri için normalize edilerek gerçek hedef bulunur.

TEST ÖLÇÜMLERİ						HEDEF
YOL	X ₁	X ₂	X ₃	X _N		Y
ÖLÇÜMLER	M ₁	M ₁	M ₁	M ₁		M ₁
	M ₂	M ₂	M ₂	M ₂		M ₂
	:	:	:	:		:
	M _N	M _N	M _N	M _N		M _N

Şekil 1.2 Matris metodu ile korelasyon tekniği.

Yukarıdaki diyagram verilerin uygun bir şekilde nasıl düzenlendiğini göstermektedir. Bundan sonra bu girdilere karşılık gelen test rig deki testler yada yol karışımlarını bulmak mümkündür. Matris hesaplamaları bu tür testlerin bir çok değişik karışımının oluşturulabileceği aşikardır. Bunlar aşağıdaki formda olabilir ;

$$A1[X_1] + B1[X_2] + C1[X_3] + + Z1[X_n] = [Y] \quad (1.1)$$

Burada ;

A1,B1,C1,D1,..... = Test verilerinin çarpanları.

[X₁], [X₂],..... = Yol tipleri.

[Y] = Müşteri hedef ölçümlerinin matrisi.

Burada ; A1 kere X₁, bunu takiben B1 kere X₂, ve böylece devam eder ve sonucunda bunların toplam işlemi Y hedefinin aynı değerini verir.

1.3.2.1. Black Box Metodu

Bu metotta müşteri otoları bir radyo büyüklüğünde bir cihaz ve duyargalarla donatılır. Belirlenmiş bölgelerde oto sahipleri normal kullanımını yaparlar. Gittikleri güzergah, yük vb. bilgileri müşteri cihaza yazarken yol ve kullanım etkilerinden doğan veriler duyargalar yardımıyla kayıt

cihazına kayıt edilir. Yaklaşık 2 sene veya 150.000 km boyunca yapılan veri toplama işleminden sonra toplanan veriler 1-2 sene alabilecek süre de değerlendirmeye tabi tutulur. (Bernhard, 1981) (Cecchi, (1986); Grubisic , (1994); Marchesani, (1992); Rilley,(2000))

1.3.2.2. Anket Metodu

Bu metot da müşterilerin kullanımı hakkındaki bilgiler;

- a) Güzergah kullanım yüzdesi (% otoyol, %şehir içi, % dağ ve tepe yoları % şehir dışı) .
- b) Yük taşıma oranı (% tam yük, %yarım yük vb.) yük oranları.
- c) Otonun yer değişim amacı.
- d) Müşteri dağılım profili gibi özellikler hazırlanmış bir anket ile veri toplanır.

Satış oranlarından, pazarlama verilerinden ve teknik hizmet servislerinden otomobillerin dağılım oranı, yıllık müşteri kullanım oranı, müşteri şikayetleri, müşteri şikayetinin olduğu bölgeler vb. temin edilir. Coğrafya ve iklim koşulları da düşünülerek bir test güzergahı planlanır. Planlanan test güzergahında ve standartlaştırılmış test parkurlarında cihaz ve duyargalarla donatılmış olan test oto / otoları ve sürücü / sürücülerle veriler toplanır.

Toplanan bu veriler gerekli veri işleme işlemlerinden geçirildikten sonra kullanılabilir hale gelen bu veriler kendi içinde yol sınıflarına ayrılır ve normalizasyon işlemi uygulanarak kendi sınıfında verilere dönüştürülür. Daha sonra bu veriler yorulma çevrimi prosedürleriyle hedeflenen km ye göre bu veriler getirilerek müşterinin global verileri çıkarılır. Matris metodu ile bu verilerin belli oranlarda kullanımı ile tekrar global etkiye eşdeğer etki yaratılır. Bu değerler yol , test-rig, test bankolarında tekrar geri üretilir. Üretilen değerler eğer global değerleri karşılıyorsa test standartlaştırılmış hale gelir. (Bernhard, (1981); Dieter, (1976); Dolly , (1991); Grubisic , (1994); International Standart ISO 8608 ,(1995); MSC Online Help Documentation, (1999); Nagy MSC Nastran Getting Starting User Guide, (2000); Bishop, (2000); Bishop, (1999); Progetto A.M.O.A.,(1989); Rivolo, (1983); Iotech,Inc, (1998))

1.3.2.3. Anket ve Black Box Ölçme Metotlarının Avantajları ve Dezavantajları

- a) Anket metodunun maliyeti black box metoduna göre en az yarısı kadar ucuzdur.

- b) Anket metodu temel kullanım parametrelerinin karışımını hem ortalama hem de yüzdeleri açısından objektif olarak değerlendirir.
 - c) Anket metodu oto yükleri hakkında daha gerçekçi ve hassas değerler verir.
 - d) Black box metodunda veri toplama işlemi yaklaşık 2 yıldır halbuki anket metodu ile ölçüm verileri maksimum 1 yıldır.
 - e) Anket metodu ile daha esnek ve çalışma ve yönetim hızına sahip olup, hem iç yapı sistemine hem de şirket kaynaklarının en az kullanılmasını sağlar.
 - f) Müşteri kullanımı hataları bakımından black box metodundaki müşterilerin otoları üzerinde kayıt edici cihazlar olduğundan izlendikleri intibasıyla müşterilerin oto kullanımlarını değiştirmelerine yol açar .
- Öyle ki “ Dikkatli olmalıyım çünkü onlar benim ne yaptığımı biliyorlar “yada bundan da daha kötüsü;” ben şimdi onlara bu otomobilin neler yapabileceğini göstereceğim”.diyerek kullanım hatalarından dolayı oluşacak yanlış girdiler meydana gelebilir.
- g) Black box metodunda toplanan verilerin miktarı anket metoduna göre daha fazladır veri değerlendirmesi uzun olacağından projenin fizibilitesini etkiler. (Bernhard, (1981); Dieter, (1976); Dolly, (1991); Bishop, (2000); Rivolo, (1983))

1.4. Önceki Uygulamalar

Bir çok firmalar gerçek müşteri hedeflerini temsil edecek yük şartlarına göre otomobillerinin tasarımlarını yapmaktadırlar. Bir çok firmanın bu alanda çalışmaları olduğu bilinmekle beraber ,genelde rapor olarak yayınlanmış bilgiye ulaşamamaktadır. Sonuçta bu çalışmaların yetersizliği söz konusu olmaktadır. Bu uygulamalardan FIAT firması black box ve anket metodunu beraber yürütmüştür. Bu çalışma 1979 ile 1987 yılları arasında AMOA (Automobile Mode of Operation Achievement) projesi olarak yapılmıştır. Projenin amacı müşterilerin araba kullanımını tanıyarak projenin parametrelerinden birini belirlemek ve müşteriler tarafından otomobil kullanım tipleri üzerinde detaylı ve oransal bilgi edinmek ve proje geliştirme safhasına yansıtmak amacıyla başlatılmıştır. FIAT 'a göre genel anlamda bir kullanım profili (mission profile) ın tanımı ve kapsadığı alan şunlardan oluşmaktadır;

sistemin çalıştırıldığı bölgedeki çevre koşulları,

sistemin bütününe ve buna bağlı alt sistemlerin kullanımı,

kullanıcının eğitimi,

hataların tanımı (kısmi, genel tip hatalar, ön tanımlar kabul edilebilir bir sınır arasında ve kabul edilemez bir performans) açısından değerlendirilmiştir.

Black Box Sistemi: Bu sistem kısaca gönüllü müşteri otolarına sistem ve alt sistemlere ait duyar-galar takıldıktan sonra bu verilerin kayıt edilebileceği ve bunun yanı sıra müşterinin o anki yük durumunu, gezdiği güzergahı, vb. tanımları yapabileceği radyo büyüklüğünde bir elektronik kutu-dan oluşmaktadır.

Uygulandığı Otolar

Ritmo 60 Genova ve Torino bölgelerinde .

Tipo 1372 DGT.

ALFA 164 İtalya ve Amerika Müşterileri için .

Kullanılan black box 32 adettir.

FIAT firmasının müşteri otolarından veri toplamaya yönelik kullandığı Black Box sisteminin ekipmanları ve fonksiyonları aşağıdaki gibidir.

Çizelge 1.2 FIAT Black box sisteminde kullanılan duyar-galar ve görevleri

Motor	-Vites değiştirme devirleri ve karbüratördeki vakum durumu. -Motorun su sıcaklıklarında ki aralıklarda kalma adedi. -Motor boşluğu sıcaklığı.
Debriyaj	-Değiştirme adedi. -Değişim sırasındaki zaman.
Şanzıman	-Değişik viteslerde kullanım adedi. -Her vites a ait kullanım güzergahı.

Fren	-Kullanım sırasındaki kullanım adedi. -Fren başlangıcındaki oto hızı. -Ortalama ivmelenme. -Kaybolan enerji.
Elektrikli kullanıcılar	-Kullanım adedi. -Toplam zaman.
Çevresel ve Kullanım Parametreleri	-Kullanım amacı. -Duraklama. -Hız. -Saç sıcaklığı. -Dış hava sıcaklığı.

Proje uygulaması 1984 ekim ayından 1987 Nisan ayına kadar devam etmiş ve toplam 42 müşteri tarafından 163.000 km lik yol üzerinde test yapılmıştır. Bu veriler müşterilerin ulaştıkları km yi 100.000 km yada 10 yıllık normalizasyon çalışmaları yapıldıktan sonra yaklaşık 880 adet büyüklük üzerinden 1569 adet veri elde edilerek güvenilirlik ve proje geliştirme vb. konuları içeren bir çok temel konuda uygulama ve sonuçlara ulaşılmıştır.

Bu sonuçlardan bazıları ; kullanıcı meslek grupları, şehir içi sürüşündeki vites değiştirme oranı hız bazında, fren adedi, gezdiği güzergah yüzdesi, yük taşıma miktarı, otoların ortalama çalışma süresi (3219 saat), ortalama yıllık kullanım km si (14120 km)otoların saatteki ortalama hızı (35 km/h) vb. sonuçlar elde edilmiştir.

Bu projenin hemen akabinde "black box "sistemine alternatif metot olan "anket metodu" ile müşteri otolarından veri toplama sistemi üzerinde bir çalışma yapılmıştır.

Bu metot çalışma sırasında müşterinin temel kullanım parametreleri göz önüne alınarak (müşterilerin yaptıkları güzergah yüzdeleri, yük taşıma oranları, yer değişim amacı ve müşteri meslek

grupları) kapalı tip telefon anketi yoluyla yapılarak istatistik temel sonuçlar alınmıştır. Bununla beraber müşteri otoları gibi cihaz donanımlı otolar vasıtasıyla müşterilerle aynı güzergahı takip ederek veri toplanmış ve müşteri hatalarının uzman şoförlere göre mukayesesi yapılmıştır. Özellikle bu açıdan ele alındığında test şoförü mümkün olduğunca müşteri otosunda yapılan hararetleri takip etmeye çalışmıştır. Bu test sonucunda müşteri ve test şoförü otosunun parametreleri karşılaştırıldığında örnek olarak müşteri otosunda şehir içi kullanımında düşük hızlardaki değişim oranı test şoförü otosuna göre daha fazla sayıdadır. Bunun yanı sıra müşteri otolarında daha yüksek devirde sürüş yapılırken buna karşın test şoförü olan otoda daha düzgün bir geçiş sağlanmaktadır. Bir diğer örnek ise müşteri otolarında daha yüksek hız ve şiddette frenleme hareketlerine rastlanmaktadır. Bunun gibi örnekleri artırmak mümkün olup literatürden izlenebilir. Her iki metodun birbirine üstünlüğünü ve dezavantajını (1.3.2.3)de izah edilmiştir.

Bunun yanı sıra otomobillerin çevreye olan etkilerini yine black box sistemiyle değerlendiren Fransızların INRETS (Institut National de Recherche sur Les Transports Et Levr Securite) 1983 ile 1985 yılları arasında 35 müşteride 23.300 km lik bir ölçümü (Renault, Peugeot, Citroen) otoları üzerinde ölçüm yapmışlardır. (Progetto A.M.O.A.,(1989))

1999 yılında Avustralya hedef kullanım modelini ortaya çıkarmak amacıyla bir kamyon modeli üzerinde IVECO firması NCODE firmasıyla ortaklaşa anket metoduyla bir çalışma yapmışlardır. %95 müşteri kullanımını temsil edecek değer sonuçları pazar araştırmasından, satış ve kullanım istatistik değerleri ise daha önceki projeden alınmıştır. Bunun hemen akabinde değişik güzergahtaki yol verileri toplanmıştır. Toplanan veriler normalizasyon işleminden geçirilerek öngörülen hedef km ye göre indirgenmiştir. Yorulma çevrimlerinin çıkarılmasında Rainflow metodu kullanılmıştır. Bu veriler doğrulandıktan sonra sınıflarına ayrılmış ve hedef kullanım ile ilgili uygun korelasyonlar kurulmuştur ve daha sonra karşı ilişkisi kurularak yol ve test bankalarında geri dönüşümü olarak ispatlanmıştır. (Progetto A.M.O.A.(1989))

Iveco firmasının topladığı test verileri :

28 yük ölçümü.

12 birim şekil değiştirme ölçümü.

Test ağırlığı : 2 ağırlık koşulunda yarım ve tam yükte.

Veri toplama frekansı : saniyede 500 örnekleme (nokta / Hz).

16 Test yolu yüzey profili = 1280 sinyal yaklaşık 1.5 Gbyte.

26 Yol Güzergahı = 2080 sinyal yaklaşık 4 Gbyte.

1.5. Çalışmanın Amacı ve Kapsamı

Bu güne kadar Türkiye’de benzer bir çalışmaya literatürde ulaşamamış olup bu çalışmanın amacı ilgili firmanın yeni olarak ürettiği hafif ticari otosunda Türk müşterilerinin kullanım amacını ve Türkiye yollarının etkilerini belirleyerek bu otda kullanılan bazı parçaların bilgisayar yazılım kodları ve hızlandırılmış laboratuvar ve temsili yol çalışmaları vasıtasıyla yorulma analizlerinin yapılarak bu parçaların hedef km ye ulaşmadan doğrulamasını yapmak, varsa kritiklik ve kaba tasarımların iyileştirmesini sağlamak ve ayrıca gelecekte kullanılabilecek bilgi kazandırmaktır.

Toplanan bu verilerin uygun şekilde düzenlenmesiyle bu tezde, yalnızca bu otonun arka yaprak yayının bilgisayar yazılımı vasıtasıyla yorulma ömrü incelenmiştir. Bu araştırmada kullanılan metot ile belirlenmiş olan güzergahlarda iki şehir arası yollar tamamıyla ölçülmüş oysa yurt dışındaki çalışmalarda iki şehir arasındaki yolun yalnızca 20-50 km lik verileri alınarak benzeşimler sağlanmış öyle ki bu araştırmada yaptığımız sadece bir adet strain- gauge duyargasında yaklaşık 50 yol güzergahında veri toplanmış bunun 42 adedi hesaplarda kullanılmış ve yaklaşık olarak yalnızca bir duyargada EST1 1.25 Gbyte lık veri alınmıştır. Halbuki İveco firmasının Avustralya’da yaptığı benzer bir çalışmadaki kamyon ile ilgili araştırmada toplam olarak tüm duyargalarda 1.5 Gbyte lık veri toplanmıştır. Yaptığımız araştırmada iki şehir arası gidilen yolun tamamını ölçmenin yanı sıra gidilen şehirlerde, şehir merkezine yakın dinlenme amaçlı gidilen yerlerdeki yollar, buna benzer köy yolu gibi yorulma etkisi fazla olan bozuk yollarında veriler toplanmıştır.

1.6. Kullanılan Metot

Anket metodu ile Türk müşterisinin kullanım profili ; güzergah yüzdesi, yük taşıma oranı, yer değişim amacı, meslek grupları elde edildi. Daha önceki deneyimler, satış oranlarına vb. dayanarak Türkiye’de belirlenmiş olan yol güzergahlarında, cihaz ve duyargalar donanımlı (ivme ölçerler, birim- uzama duyargaları, yer değiştirme sensörü, sıcaklık, yükseklik ve nem, hız, motor devri, vb.) bir adet bir hafif ticari oto’ hafif ticari otosu ile Türkiye yollarının dikey profil düzgünsüzlüklerinin bu otda olan etkileşimleri analog ve digital olarak ölçüldü. Bu ölçümler uygun bir şekilde düzenlenerek (verilerin cd ‘ye transferi , spike, filitreleme, aritmetik işlemler

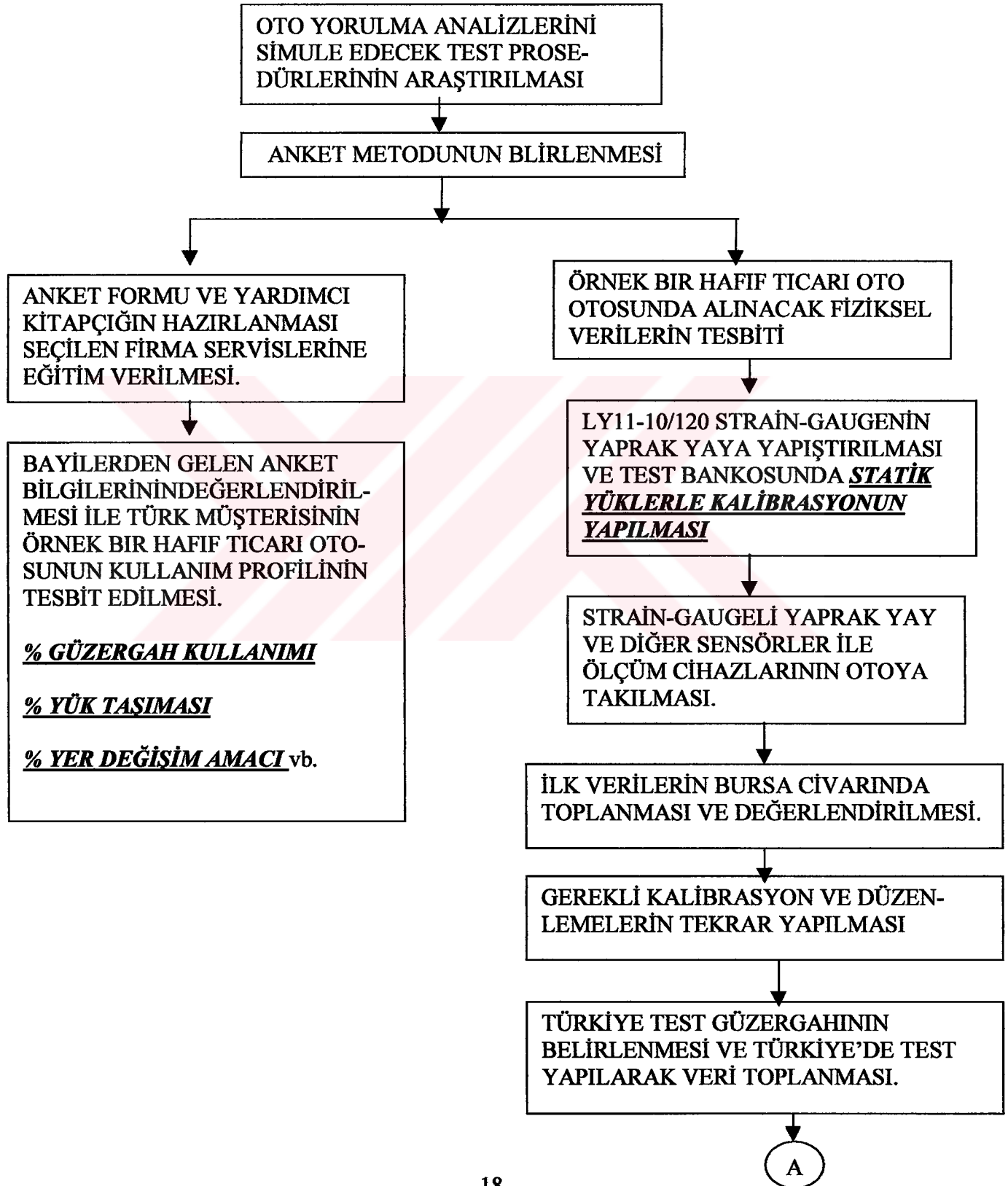
vs.) analizleri yapıp normalize edilerek toplanmış olan sinyaller testlerde ve analizlerde kullanılır hale getirildi.

Otonun bir çok değişik noktalarında duyargalar vasıtasıyla veri toplanmış olup bu tezde yalnızca bu otonun arka yaprak yay üzerinde strain-gauge vasıtasıyla toplanan verilerin rainflow metoduna göre yorulma çevriminden geçirilerek belirlenmiş hedef km için eşdeğer yorulma çevrimleri çıkartılmıştır.

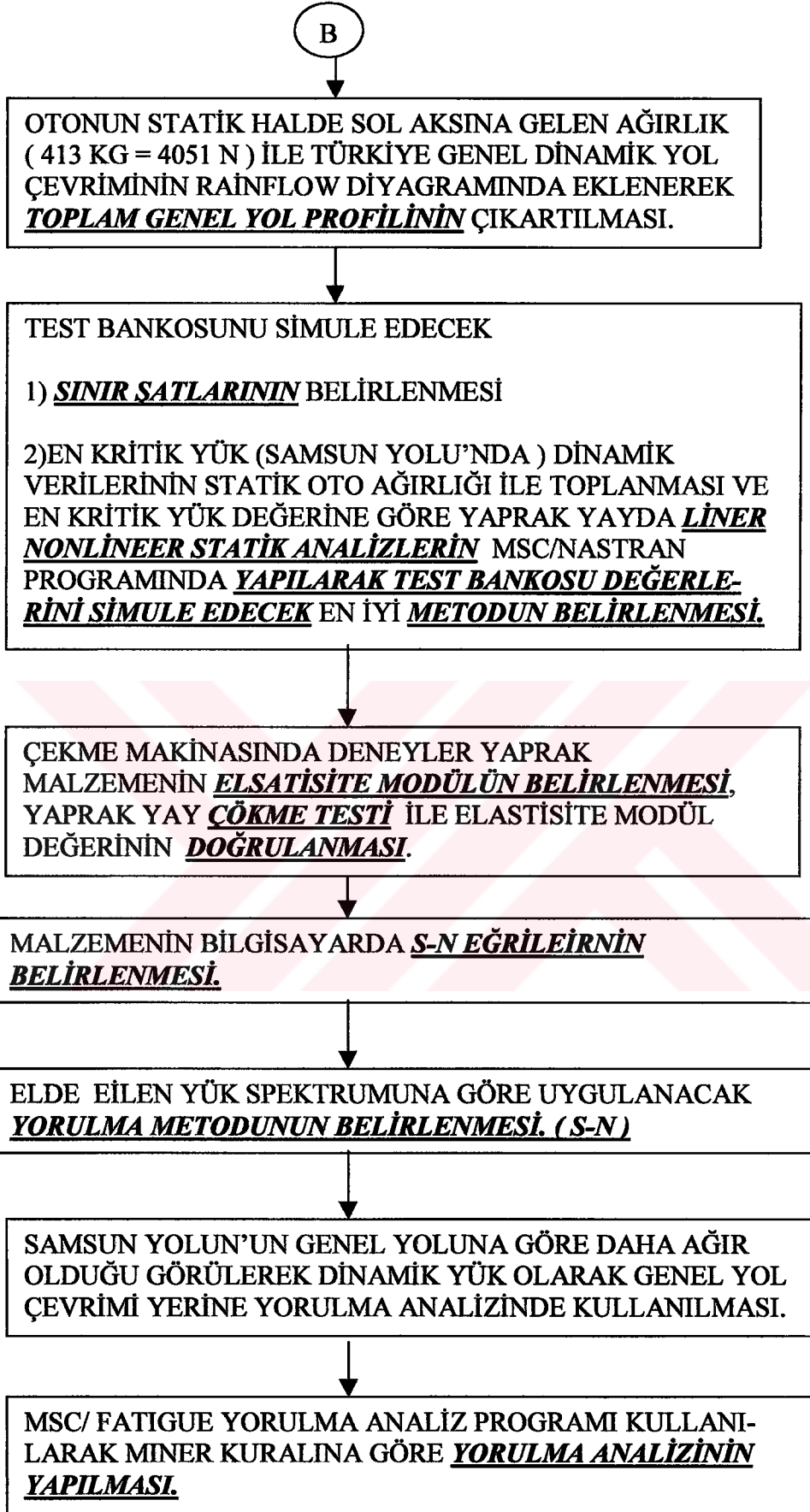
Kullanılan uygun bilgisayar kodları ve S-N metodu ile bu veriler kullanılarak arka yayın yorulma ömrü Türk müşterisinin normal kullanım şartlarına göre bulunmuştur. MSC Fatigue çalışması sayfa 97 ve 105 te verilen yorulma analizi algoritması MSC Fatigue yazılımında aynen kullanılmakta olup bununla ilgili detaylı bilgi ek 4 deki kullanılan yazılımlar da bilgi edinilecek internet adresi verilmiştir.



1.7 Tez Akış Şeması







2. TEST OTOSUNUN HAZIRLANMASI VE DENEYSEL ÇALIŞMALARIN BAŞLATILMASI.

Bu bölümde testte kullanılan test otosunun özellikleri, otosunun statik olarak terazide ölçülmüş her bir tekerleğe gelen ağırlık, bu ağırlık daha sonra sekizinci bölümde arka yaprak yaya gelen statik ağırlık (413 kg dikey kuvvet) olarak dinamik verilere eklenerek ortalama gerilmenin ve otoyaya uygulanan bölümde kullanılacaktır. Bu bölümde otoda kullanılan sensörler ve ne amaçla kullanıldıkları bunun yanı sıra yaprak yayda kullanılan strain-gauge ve yapıştırıcısının özellikleri ile kalibrasyon düzeneği bankosu anlatılmıştır.

2.1. Test Otosunun Özellikleri

Bu test de ilgili firmanın fabrikasında üretmiş olduğu hafif ticari otosu dan yararlanılmıştır.

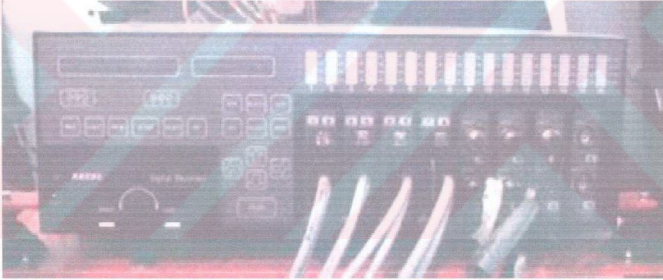
Tipi	: Yolcu tipi
Şasi no	: 5.173.500
Motor no	: 211 93 94
Motor Tipi	: 1.9 Diesel
Maksimum Hız	: 160 km/h
Maksimum Devir	: 5000 d/dak
Kullanılan Tekerlek Tipi	: Pirelli P3000 175/70_R14'' 88 T
Yük Taşıma Kapasitesi	: 1 şoför + 4 kişi + 100 kg bagaj
Otosunun Boştaki Ağırlığı	: 1345 kg
Otosunun boş cihaz yüklü ağırlığı	: 1403 kg
Otosunun Test Ağırlığı	: 1720 kg (yaklaşık tam yük)
Tam Yükteki Ağırlığı	: 1750 kg
Ön Akslara Gelen Ağırlık	: Sol = 430.8 kg Sağ = 456.2 kg
Arka Akslara Gelen Ağırlık	: Sol = <u>413.7 kg</u> Sağ = 413.1 kg

2.2. Ölçümde Kullanılan Cihazlar ve Duyargaların Karakteristikleri

2.2.1. Bilgisayar



Şekil 2.1.Kullanılan P.C.



Şekil 2.2. Datarec A160 HEIM kayıt cihazı

Geçici hafıza 256 Mbyte, kalıcı hafıza 11 Gbyte, işlemci Hızı 1Ghz

2.2.2. Kayıt Cihazı.

Yol verilerinin kayıt işleminde Datarec-A160 HEIM kayıt cihazı kullanıldı. Bu cihazın donanımında ,8 adet birim-şekil değiştirme (strain-gauge) , 8 adet analog, 16 adet digital, hız, devir ve kayıt işlemi sırasında yol özelliklerini vb. tanımları kayıt etmek için ses kanalı mevcuttur.

Teknik Özellikleri;

Kanal sayısı	: 16 Analog kanal (8 Strain-gauge ,8 DIC), 16 Digital kanal, Devir, Hız, Ses (mikrofon ,Hoparlör),vb.
Sinyal Çözünürlüğü	: 18 bit, kaydedilen 16 bit
Örnekleme frekansı	: 1 KHz-50 KHz
Sinyal genişliği	: 125 KHz toplam band genişliği (bandwidth)
Giriş ve Çıkış Filtreleri	: Lineer fazlı digital FIR filtreleme
Faz hatası	: max 0.2 derece
AC hassaslığı	: +/- 0.1%
DC hassaslığı	: +/- 0.1% yada +/- 1 mV
Kalibrasyon	: Sistem açıldıktan sonra otomatik / el ile yapılabilir.

Strain –Gauge Giriş Modülü :

Kanal sayısı	: 2 Kanal.
Baglantı (Connector)	: 25 pinli D tipi
Sinyal genişliği(signal bandwidth)	: 0 Hz den örnekleme frekansının yarısı.
Köprü tipi	: Yarım yada Tam köprü.
Köprü direnci	: Minimum 120 ohm.
Köprü kullanım voltajı	: 0.5 V den 10 V $\pm$ 0.1 V.

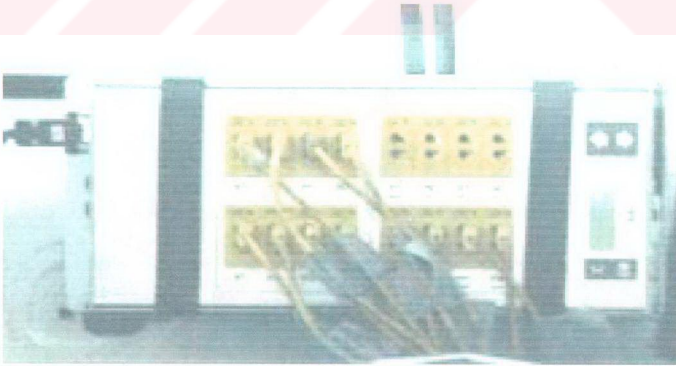
2.2.3. Veri Kayıt Kasetleri



Şekil 2.3 Veri kayıt kaseti.

2.2.4. Sıcaklık Duyarga Cihazı

Datarec A-160 cihazına seri bağlanan Elektronik ünite, sıcaklık duyarga kapasitesi : 16 kanal test sırasında kullanılan kanal 12 adet .



Şekil 2.4 Sıcaklık Duyargalarının bağlandığı RS 232 cihazı

2.2.5. Doğru Akım Kaynakları



Şekil 2.5 Doğru akım kaynağı

Besleme voltajı :DC +/-0.1 volt,Kapasitesi :20 amper /saat

2.3. Kullanılan Duyargalar ve Karakteristikleri.

Çizelge 2.1 Örnek bir hafif ticari oto otosunda test sırasında kullanılan duyargalar ve karakteristikleri.

Duyarga	Kullanım Amacı
İvme duyargası (accelerometer)	Yol profil düzgünsüzlüğü,manevralar ve vb. etkilerden kaynaklanan titreşimler sonucunda araç süspansiyonun ve kasanın hangi ivme aralığında çalıştığını görmek .
Birim şekil değiştirme duyargası (strain-gauges)	Otonun sürüşü sırasında yol profil düzgünsüzlüğü,manevralardan dolayı otoyaya gelen dış yüklerin (burulmasal, eksenine ,dikey) otodaki etkileşiminin ölçülmesi .
Deplasmanduyargası	Yolun düzgünsüzlüklerinden dolayı süspansiyon

(displacement sensor)	sisteminin hangi aralıklarda çalıştığını görmek.
Basınç duyargası (pressure sensor)	Test esnasında uygulanan fren şiddetini,adedini ve aralıklarını görmek.
Döner bilezik (slip ring)	Dönen cisimlerdeki kablolardan geçen sinyalin kayıt cihazına transferi için.
Yükseklik Ölçer (altimeter)	Test sırasında gidilen güzergahlardaki yükseklik seviyelerinin deniz seviyesine göre ölçmek.
Nem Ölçer(humditymeter)	Gidilen güzergahlardaki havanın nemini ölçmek için.
Sıcaklık duyargaları (thermocouples)	Sıvı ,gaz ve katı bazı cisimlerin test esnasında çalışma sıcaklıklarını ve hangi aralıklara kadar zorlanabildiğini görebilmek .
Devir duyargası (rpm sensor)	Motor devrini ölçmek.
Hız duyargası(velocity sensor)	Otonun hızını ölçmek.
Rs232 Cihazı	Sıcaklık kanalları veri toplama cihazı olup tek kanaldan bütün duyargaları datarec haim e aktarma işlemini yapar.

2.3.1 Yaprak Yay Duyargasının Hazırlanması

2.3.1.1 Strain-Gauge Özellikleri

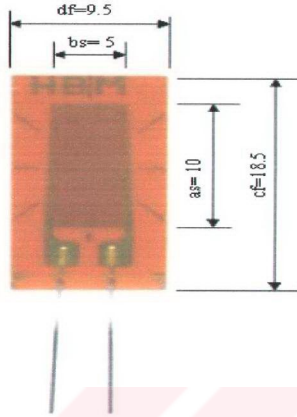
Yaprak yay üzerine yapıştırılan kuvvet duyargası (strain-gauge) HBM firmasının LY11- 10 / 350 tipidir. Teknik özellikleri aşağıdaki gibidir.

Malzeme

:Ferritic çelik.

Taşıyıcı tabanı	: Poliamid malzeme , 45+-10,mikron taban kalınlığı.
Kaplayıcı kalınlığı	: 25+-5 mikron .
Tip	: Folyo tip, tek eksenli.
Desen	: Lineer tip.
Esneklik	: Esnek.
Ortalama direnç değeri	: 350 ohm.
Maksimum köprü voltajı	: 23 volt.
Test besleme voltajı	: 10 volt.
Sıcaklık genleşme katsayısı	: $10.8.10^{-6}/K$.
Tel kalınlığı	: 3,8 – 5 mikron.
K gauge faktörü	: 2.08
Kullanım çalışma sıcaklık aralığı	: 200.-+200 C
Yorulma Ömrü	: 10^7 çevrim.
Elektronik bağlantı şekli	: Yarım köprü.

Bu yaprak yay şekil değiştirme duyargası (strain-gauge) yurtdışındaki ilgili firmanın yol testleri bölümünün yardımı vasıtasıyla İtalya’da hazırlanıp yaprak yayın şekil 2.8 de görüldüğü gibi her iki ucundan eksenine kayan ve dönen tekerleklerle bağlanıp göbeğinden çeşitli yükler verilerek yaprak yay duyargasının kalibrasyonu yapılmış ve bu birim şekil değiştirme değerinin uygulanan kuvvetle olan ilişkileri çizelge 8.1 ve 8.2 de 1 ve 3 nolu strain-gaugeler için verilmiştir.



Şekil 2.6 LY 10/350 Strain-gauge resmi.

2.3.1.2. Yapıştırıcı ve Koruyucu Özellikleri

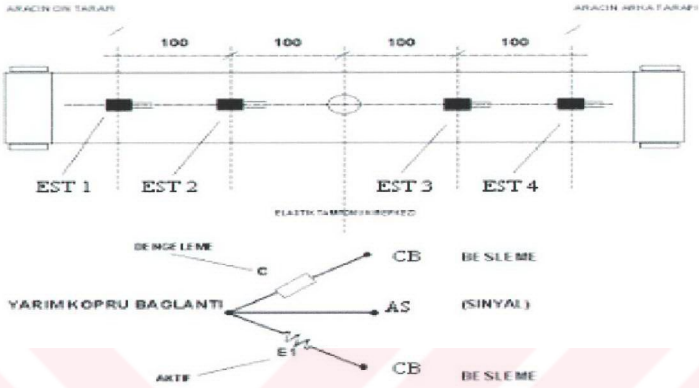
Kuvvet duyargası (starin -gauge) araka yaya yapıştırılmasında HBM firmasının LY 11 -10/350 tipi strain -gaugesine uygun olan ve yüksek sayıda çevrimlere dayana-bilecek EP 310 tipi sıcak işlem ile uygulanabilir bir bağlayıcı kullanıldı.

İşlem sıcaklığı : 95...250 C

İşlem süresi : 5 saat ile 0.5 saat

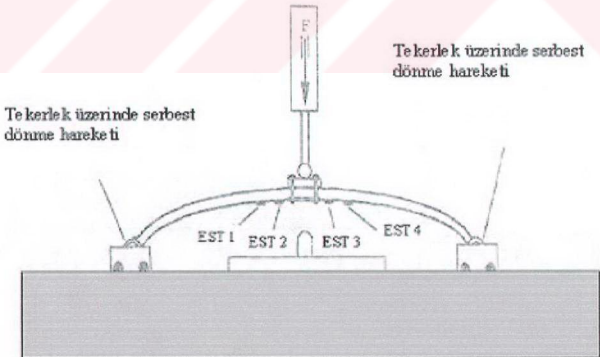
Temas basıncı : 0.1.....0.5 N /mm2

Çalışma Sıcaklığı : En düşük $-269\text{ }^{\circ}\text{C}^0$,statik ve dinamik en yüksek $+310\text{ }^{\circ}\text{C}^0$.



Şekil 2.7 Kullanılan strain-gaugelerin arka yaprak yay üzerindeki konumları ve elektronik bağlantı şeması

2.3.2. Yaprak Yay Üzerindeki Duyargaların Kalibrasyonu



Şekil 2.8 Yaprak yayın kalibrasyon düzeneği.

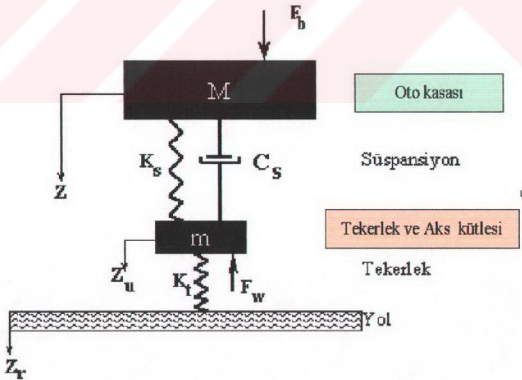
3. TEST GÜZERGAHININ BELİRLENMESİ VE VERİLERİN TOPLANMASI

Bu bölümde verilerin oluşturan titreşim hareketi otonun serbestlik derecesi ve veri doğru olarak toplanması için gerekli olan örnekleme oranı, bant genişliği ve Türkiye test güzergahının belirlenmesinde alınan referanslar anlatılmaktadır.

3.1. Veri Toplamının Matematiksel Modeli

Dış etkenler doğrultusunda arka yaprak yayda ki hareket bir titreşim hareketi yani mekanik bir sistemin hareketinin parametrelerinin belli bir referans konum (denge konumu) etrafında, çoğu kez zamana göre dalgalanması demektir. Bu dalgalanma hareketi sistemin serbestlik derecesine bağlıdır.

Serbestlik derecesi ise mekanik bir sistemin herhangi bir t anında konumunu belirlemek için gerekli olan birbirinden bağımsız parametre sayısıdır. Eğer bir mekanik sistemde birbirleriyle ilişkili kütleler, yaylar ve sönüm elemanları varsa veya sistem birden fazla yöne hareket edebiliyorsa bu sisteme çok serbestlik dereceli tanımlayan parametreye ait büyüklüğün salınımidir. Salınım ise hareketi tanımlayan sistem denir ve frekans tepki fonksiyonunda her serbestlik derecesi için bir pik bulunur . (Dolly James , (1991)).



Şekil 3.1 İki serbestlik dereceli sistem ve elemanlarının basit modeli

Örnek hafif ticari oto daki süspansiyon sistemi dikey yönde 2 . derece den serbestlik seviyeli sisteme haizdir. Şekil 3.1 de ikinci dereceden serbestlik seviyesine haiz sistemdeki elemanlar da

M = Otonun kütlesi

K_s = Süspansiyon yay katsayısı.

C_s = Amortisör sönüm katsayısı.

m = Tekerlek ve aks ağırlığı.

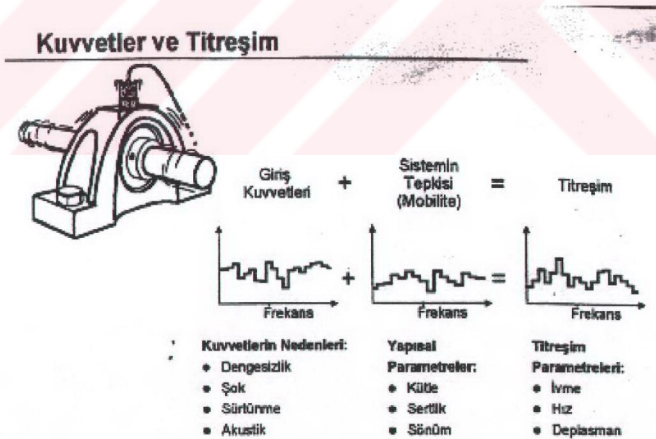
K_t = Tekerlek yay katsayısı.

Z = M kütlesini referans yüksekliği.

Z_u = m kütlesinin referans yüksekliği.

Z_r = Yerin referans yüksekliğidir.

F_b = M kütlesine uygulanan kuvvet.



Şekil 3.2.Sistem tepkisinin ile titreşim arasındaki ilişkisi.

Uyarıcı kuvvetler etkisi altında kalan bir sistem bu kuvvetlere karşı, hareketliliğine bağlı olarak, belli bir hareket yaparak tepki gösterir. Bu nedenle bir yapının bir noktasındaki gerilme –zaman diyagramında (stress –time history) oluşan cevap ile yük –zaman (load –time history) diyagramına tekabül eden frekansla mukayese edildiğinde, genlikler açısından farklılıklar gösterebilir. (Grubisic, (1994))

Bunun anlamı bir gerilme –zaman diyagramı hem dış yüklerin etkilerini hem de bu dış yüklere karşı bu yapının karşı tepkisini içerir. Çünkü genelde dış yükleri direkt olarak gözlemlemek zordur ; genellikle yalnızca o yapının belli noktasındaki onların reaksiyonu ölçülür. (Grubisic, (1994). Bu çalışmada da serbestlik dereceleri içinde otonun süspansiyon elemanlarından arka yaprak yayın birim şekil değiştirmesinin ölçülmesi vb. titreşim sinyalleri ölçülmüştür. Genel olarak bir yapının bir noktasında zamana bağlı olarak ölçülen moment, kuvvet, birim şekil değiştirme, gerilme gibi vb. büyüklüklerin ölçüldüğü fonksiyona literatürde gerilme –zaman diyagramı (stress-time history)denilmektedir. (Grubisic, (1994)).

Arka yaprak yayda süspansiyona yolun düzgünsüzlüğünden dolayı gelen kuvvetler dikey tepki kuvvetleri olup arka yaprak yayın boylamasına doğru açtırarak uzamasına neden olmaktadır. Bu hareketten doğan sinyalin sinüzoidal bir dalga şeklinde olduğu kabul edilir. Salınım hareketinden dolayı oluşan dalga hareketi cismin şekil değişikliğinin hareketidir. Bu boylamasına açılmadaki şekil değişikliği sanki tek eksenli bir gerilmedeki gibi enine doğru uzamasına neden olan bir asal gerilme olarak görev yapmaktadır. Çünkü arka yaprak yay boyunun enine ve kalınlığına göre oranı çok büyük olduğundan sadece tek eksenle uzamaları ölçebileceğimiz LY 11 10/350 tip strain –gauge kullanılmış olup bunun sıcaklık dengelemesi pasif bir dirençle yapılmıştır. Bu uzamada bunun için yaprak yay eksenli boyunca dış kuvvetler ve sistem tepkisi sonucunda oluşacak şekil değişikliği birim şekil değiştirme duyargası strain-gaugeler vasıtasıyla arka yayda iki noktada ölçülmüştür. Ölçülen noktadaki birim şekil değiştirme ve gerilme arasındaki ilişki Hooke yasasına dayanır.

Tekere gelen kuvvetler neticesinde sistemin tepkisi ile oluşan şekil değişikliğinden dolayı oluşan sinyal zamanın fonksiyonuna göre kayıt edilmiştir. Bu kayıt sırasında dikkat edilmesi gereken husus zamana göre sistemin tepkisinde oluşacak en ufak değişikliğin en iyi bir şekilde kayıt edilmesidir. Sinyal bant genişliği (BW), frekans baskın bir eksenle sinyal bileşenlerinin kapladığı alanı olarak tarif edilirse sinyalin yeniden oluşturulabilmesi (doğru temsil edilebilmesi) için örnekleme

oranının frekans bandındaki en yüksek bileşeni olan (nyquist frekansından) en az 2 kat hızda olması ile aliasing problemi önlenebilmektedir. (Rowlands, (2000) ; Iotech,Inc (1998))

Bu bilgiler ışığında veriler ölçülürken örnekleme oranı (SR) en az iki sinyal genişliği (BW) seçilmesi gerekir. Veriler kalibrasyon aralığının belirlenmesi esnasında ivme duyarlarında 400 Hz lik bir frekansta ki burada süspansiyona yorulma olarak etkiyen frekans aralığı arka yayda da görüldüğü gibi en fazla 60-70 Hz lik bir veri toplama frekansıdır. Buna karşın 250 -350 Hz deki pik değeri ise havanın, tekerlek kavıtasyonu vb. nedenlerden dolayı düşük genlikte yüksek frekansta yorulma etkisi olmayan sinyaller olup biz bu verilerin daha iyi tespit edilmesi için sistemdeki en yüksek frekans olan 400 Hz bütün duyarlar için kabul edildi.

Örnekleme oranı : $2 \times 400 = 800$ Hz olarak alınıp veriler bu frekansa göre toplanmıştır.

3.2. Test Güzergahının Belirlenmesi

Test güzergahının belirlenmesinde ;

- a) Bölgelere ve şehirlere göre Türkiye örnek hafif ticari oto müşteri satış yüzdeleri
- b) Türkiye'nin coğrafya koşulları
- c) Türkiye iklimsel özellikleri
- d) Yol profilinin dağılımı (otoyol, dağ ve tepe vb. yolları)
- e) Daha önceki modellerden müşteri şikayetinin olduğu bölgeler dikkate alınarak güzergah planı hazırlanmıştır. Özellikle anket sonucunda Türk müşterisinin kullanımını yansıtacak genel yol profilinin hesabı için müşterinin var olan yolları ne oranda kullanıldığı önemli olduğundan çizelge 1.1 de veya 32 nolu referansta verilen Türkiye yollarının genel dağılım profili burada önemli olmayıp sadece referans olarak verilmiştir.



Şekil 3.3 Türkiye test güzergahı.

Şekil 3.3 de siyah çizilmiş oklar birinci parkur orta Anadolu, Karadeniz ve doğu Anadolu'yu temsil etmekte. Kırmızı ile çizilen oklar ikinci parkuru; Marmara, Ege, Akdeniz ve Güneydoğu Anadolu ve Orta Anadolu'yu temsil etmektedir. Üçüncü parkur İstanbul şehir içinde yapılmıştır.

3.3. Verilerin Toplanması

Veriler Şekil 3.3 de belirtilen güzergahta toplanmıştır. Bu veriler toplanırken gidilen şehirlerdeki ilgili firmanın bayilerine uğranarak servis müdürlerine müşteri anketi konusunda eğitim verildi. Bunun yanı sıra karşılıklı diyalogla o yörede yorulma etkisi olabilecek bozuk yollardan ilgili firma bayi elemanlarının refakatinde verilerin toplanması yapılmıştır. Veriler seyir emniyetini tehlikeye düşürmeden trafik kurallarının müsaade ettiği ölçülerde o anki trafik akışında ki

müşteriler takip edilerek toplanmasına dikkat edilmiştir. Bu test sonucunda aşağıdaki büyük-
lüklerde veri kayıtları yapılmıştır.

Veri Örnekleme oranı : 800 Hz .

Gidilen toplam yol uzunluğu : 9000 km .

Gidilen yolda test kayıtlarının gerçekleştirildiği yol uzunluğu, yaklaşık 6500 km.

Kayıt işlemi yapılan yoldan kullanılabilir yol uzunluğu, ~ 4541 km.

Toplam kayıt edilen veri uzunluğu , ~ 20Gbyte dır.

Bu toplam veriden arka yaprak yayda kullanılan 2 adet birim yer değiştirme duyargasına düşen
toplam veri uzunluğu ;

Est1 ~ 1.25 Gbyte,

Est3 ~ 1.25 Gbyte.



Şekil 3.4 Test güzergahındaki Trabzon -Uzun göl arası görüntüsü.

4. VERİLERİN ANALİZİ

Bu bölümde ham olarak kayıt edilmiş daha sonra rainflow istatistiksel analizinde verilerin kullanılabilir hale getirilebilmesi için gerekli olan sinyal analizlerinden spike (standart sapma), filitreleme (low-pass) vb analizleri için kullanılan metotların tarifi ve bu analizlerde kullanılan gerekli parametrelerin nasıl ve ne oranda seçildiğini elde edilen verilerin yol sınıflarına ayrışımını ve hedef ömür km sinin nereden ve anlatılmaktadır. Bu tezde kullanılan bilgisayar kodlu yazılımları ek 4 de internet adresleri ile birlikte verilmiştir.

4.1. Şiddetli sinyal (Spike)analizi

Şiddetli sinyal (Spike) ; bir zaman sinyalinde kayıt cihazının kopması, dijital veri akışı içinde bir senkronizasyon kaybı, transfer hataları, güç dalgalanması (elektriksel olarak beslenirken gerilimdeki dalgalanma) vb. sebeplerden dolayı oluşabilen çok yüksek frekans da meydana gelen, çok büyük değerde olan ve o malzemenin davranışının tanımı dışında kalan istenmeyen şiddetli sinyal noktalarıdır. (MSC Online Help Documentation, (1999)) ; Rowlands, (2000) ; Iotech,Inc (1998))

Bu hatalardan dolayı oluşan şiddetli sinyaller devamında olan verilerin analizinde yanlış sonuçlara sebebiyet verir. Bu problemler hem zaman hem de yüksek frekansın baskın olduğu yerlerde ortaya çıkar. Özellikle yorulma analizlerinin değerlendirilmesinde kullanılan veriler içinde ki şiddetli sinyal noktalarının mutlaka temizlenmesi gerekir aksi takdirde yapılacak ömür tahmininde sonuçları olumsuz etkiler. (MSC Online Help Documentation, (1999))



Şekil 4.1 Aks sinyali üzerindeki spike noktası

Bu çalışmada veriler işlenirken nCode firmasının şiddetli sinyal analiz yazılımlarından faydalanılmıştır. Her ne kadar otomatik olarak şiddetli sinyal gidermek için programlar yazılsa bile olarak % 100 hassas bir şekilde şiddetli sinyalleri gideren bir program olmayıp bu daha çok kullanıcının deneyimi ile iyi bir etkinlik kazanır. nSoft yazılımında 3 alternatif şiddetli sinyal giderme metodu şunlardır: 1- Standart Sapma metodu 2- Büyüklük metodu 3- Diferansiyel metotlarıdır. (MSC Online Help Documentation, (1999))

Bu metotların birbirlerine göre avantaj ve dezavantajları olmasına karşın çalışmamızda bu metotlar içinde en iyi yaklaşımı sağlayan standart sapma metodu kullanıp şiddetli sinyaller otomatik olarak analiz edilip görsel olarak da onaylanarak ,toplanan verilerdeki “spike”lar giderilmiştir.

Uygulama: Standart sapma metodunda öncelikle ön analiz işlemi ile verilen dosyadaki sinyaller verilmiş olan SSA (standart sapma arlığı) ve aralık değeri (GV) değerine göre bütün noktalar değerlendirilir ve bir matris oluşturularak olabilecek şiddetli sinyal matrisi oluşturulur. (MSC Online Help Documentation, (1999))

Aralık (%)	Standart sapma				
	1	2	3	4	5
1	5824	2217	539	44	15
2	822	204	21	15	15
3	98	18	15	15	15
4	49	15	15	15	15
5	48	15	15	15	15
6	15	15	15	15	15
7	14	14	14	14	14
8	13	13	13	13	13

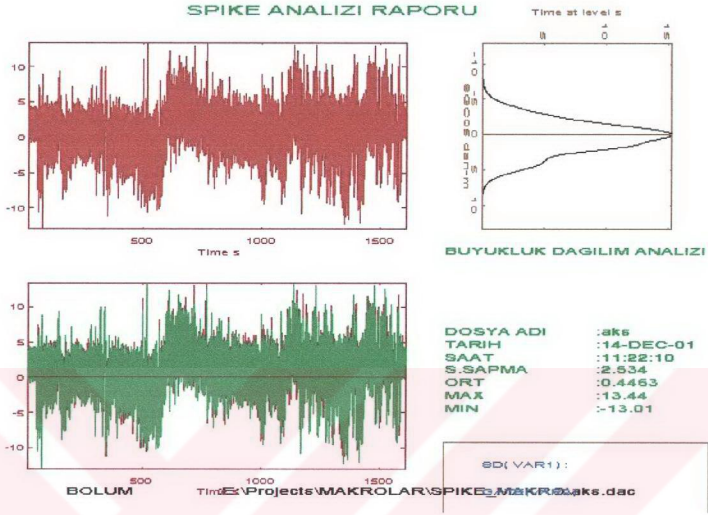
Şekil 4.2 Standart sapma matrisi

Yukarıdaki şekil 4.2 e görüldüğü gibi 5 standart sapma ve 8 aralık oranı değerine göre verilmiş olan matris tablosunda kullanıcı tarafından denemelerle en uygun yapı bulunmuştur. Tablodaki 15 değeri muhtemel en uygun şiddetli sinyal adetini göstermektedir. Bu Tablodan en yaygın olan

15 değerine ait bilgi 3 no lu sütun ve 3 no lu satırdan seçilmiştir. Bu işlemden sonra şiddetli sinyal bulma işlemi ile bu veriler içindeki şiddetli sinyal noktaları için en uygun standart sapma değeri 3, ve aralık değeri 3 verilerek şiddetli sinyalin bulunduğu noktalar zaman değişkenli fonksiyonda belirlenir. Grafik fonksiyonu kullanılarak şiddetli sinyal spike olarak tespit edilmiş noktalar görsel olarak kullanıcı tarafından incelenir ve bu işlemler sonrasında uygun standart sapma ve aralık değerleri verilerek belirlenmiş olan şiddetli sinyaller otomatik olarak giderme işlemi yapılır. (MSC Online Help Documentation, (1999))



Şekil 4. 3. Şiddetli sinyallerin grafik programında gösterimi ve işlenmesi .

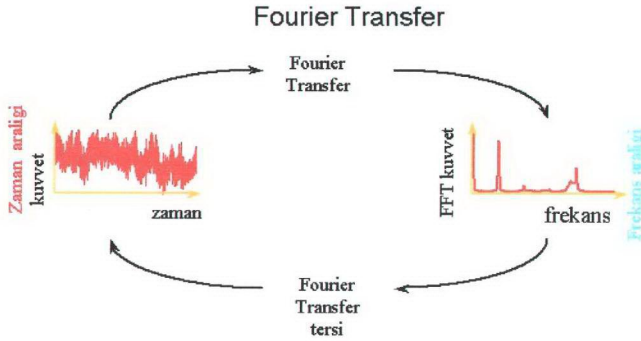


Şekil 4.4 Şiddetli sinyal analizi işlemlerini hızlandırmak için hazırlanmış makro sayfası

Filtreleme analizi ile veri üzerindeki çalışma frekansının üzerindeki yüksek frekanslı dinamik ve statik parazitlerin atılması amaçlanır. Filtreleme işlemi yapılmadan önce veri üzerinden atılacak parazitlerin analizinin yapılması için zaman eksenli veri , “Power Spectrum Density , “fonksiyonu ile frekans eksenli veriye dönüşümü sağlanarak frekans dağılımı incelenir.

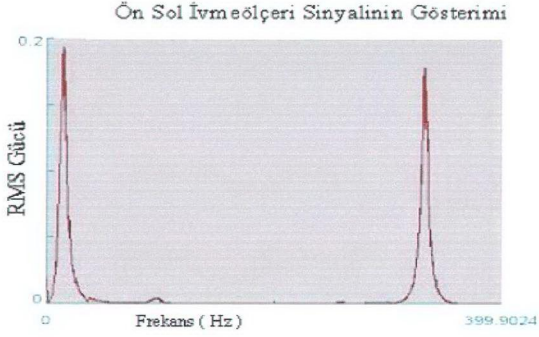
Analiz için önemli olan parametreler ; geçiş alanı (buffer büyüklüğü) ve maksimum frekans değeridir. (MSC Online Help Documentation,(1999) ; Iotech,Inc (1998))

Bu transferi gerçekleştirebilmek için Fourier transfer fonksiyonu kullanılmaktadır. şekil 4.5 de görüldüğü gibi zaman aralıklı verinin frekans aralığına dönüşümü sağlanır.



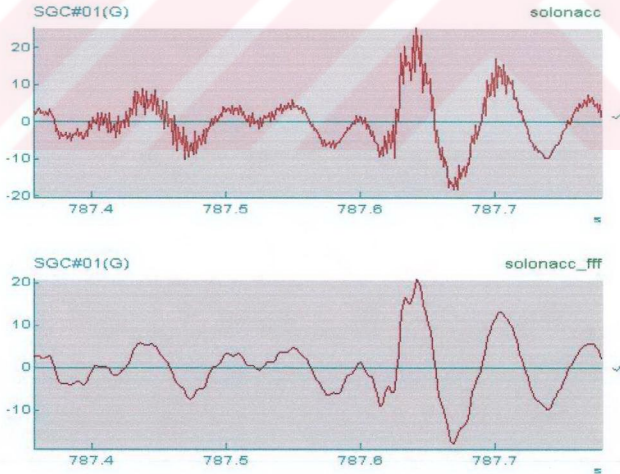
Şekil 4.5 Zaman aralıklı verinin frekans aralığına dönüşümü

Şekil 4.6 da Şiddetli sinyal analizi sonrasında DAC uzantılı ön sol ivmelenme veri dosyası frekans analizine tabi tutulmuştur. Veriler 400 Hz de toplanmasına karşın frekans dağılımı incelendiğinde 50 Hz ve 350 Hz de baskın frekans olmaktadır. Gerçekte süspansiyon dan alınacak yorulma karakterli veriler maksimum 100 Hz civarlarındadır. Örnek bir hafif ticari oto otosu üzerinde yapılan çalışmada ise arka yaprak yay duyargasında yaklaşık 60 Hz civarlarında maksimum veriye rastlanmıştır. Aynı şekilde ön ivmelenme verisinde de 50 Hz civarlarındaki baskın olan frekans verisi otonun süspansiyon sisteminin yorulma etkisine sebebiyet veren yüksek genlikli düşük frekanslı verilerdir. Buna karşın 350 Hz civarında baskın olan frekanslar ise tekerleğin kavitasyonundan, havanın rüzgar ve basınç değişimlerinin etkisinden veya motor titreşim karakterli sebeplerden oluşan ve süspansiyonun yorulma sürecine etkisi olmayan verilerdir.



Şekil 4.6 Ön aks ivme sensöründe 50 ve 350 hz deki baskın frekans dağılımları.

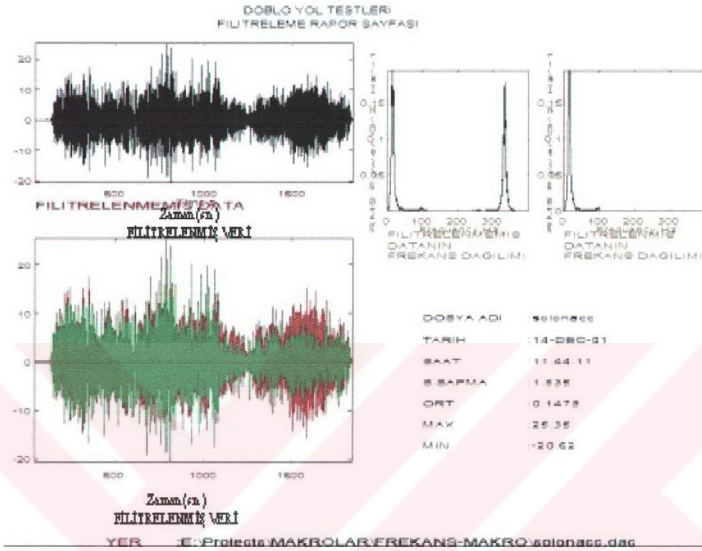
Şekil 4.6 da sol ön aks ivme sensöründeki verisine ait yatay eksen 0 ile 400 Hz aralığında frekansı, dikey eksen ise RMS gücünü göstermektedir.



Şekil 4.7 Filtirlenmiş sol ön ivmelenme verisi

Bu amaçla 350 Hz deki veriler birer parazitmiş gibi düşünölmüştür ve yorulma karakterli verilerin 100 Hz e kadar olması ve bu veriler ışığında bu tezin dışında ileri aşamalarda yapılacak yol simülasyonları ve test bankolarındaki yapılacak çalışmalar için 100 Hz üzerindeki veriler “Düşük Seviye Geçişli (low pass)” filitreleme metodu fonksiyonu kullanılarak veriler üzerindeki parazitler şekil 4.7 de göröldüğü gibi atılması uygun görölmüştür. Böylelikle 100 Hz den yukarı veriler flitrelenerek ana veriden atılmıştır. Buffer büyüklüğü ise 1024 alınmıştır. Hz başına alınan veri 1.024 nokta / Hz olmaktadır. Veri toplama sistemimizde kullanılan flitrelemeler dijital filtrelerdir. FFT dinamik sinyal analizcileri denilen işlemcilerden oluşmaktadır. Bu işlemciler bir zaman aralığında sinyalin devamlı periyodik olduğunu kabul ederler. Böyle olunca da sinyalin belli periyodlarında kaçaklar meydana gelebilmektedir. İşte bunu önlemek için ise pencereleme fonksiyonu denilen veriyi kapsama alma yöntemleri kullanılır. Bu tezde en iyi sonuçları veren Hanning fonksiyonu kullanarak veriler flitrelenmiştir. (MSC Online Help Documentation (1999) Iotech,Inc (1998))

Frekans ve flitreleme analizlerindeki işlem fazlalığını düşürmek ve otomatik olarak analiz yapılabilmesini sağlamak için nSoft yazılımı bünyesinde makro yazılmıştır. Frekans ve flitreleme analiz makrosu analiz sonunda şekil 4.8. deki rapor sayfasını otomatik olarak sunmaktadır. Rapor sayfası içersinde verinin frekans dağılımı ve flitrelenmiş haldeki son durumu incelenebilmektedir.



Şekil 4.8 Frekans ve filitreleme analizi rapor sayfası

4.3. Verilerin Sınıflandırılması

Kullanılabilir hale gelen işlenmiş veriler yol sınıflarına göre ayrışım yapılarak (Örnek : Kaş –Fini-
nike (dağ/tepe yolu), Sapanca –Bolu (oto yol), Bursa- İzmir (şehir dışı), İstanbul (şehir içi) vb.
şekilde sınıflarına ayrıştırıldı. Yol kategorilerine göre (otoyol, şehir içi, şehir dışı, dağ/tepe) yol-
ları önce 1000 km ye normalize edilmiş daha sonra örnek otoyol a ait firma şartnamelerinden B
sınıfı otolar için ön görülen toplam ömür 200.000 km verisi baz alınarak önce bu 4 yol tipi (dağ/
tepe, şehir içi, şehir dışı, otoyol) 200.000 bin km ye 200 katsayısı ile çarpılıp 200.000 km lik
yolları yol sınıflarına göre indirgendir ve 5 ci bölümde rainfall analizlerinden sonra her bir yol
verisi ek.2.a'da görüldüğü gibi müşteri güzergah yüzdeleri ile çarpılıp toplanarak 200.000 km lik
genel yol dinamik yol profili elde edildi .

$$\begin{aligned}
\text{Genel yol profili} &= 200.000 \text{ Km} \quad \text{Otoyol verisi} \quad \times \quad \%20 \quad = 40.000 \\
&200.000 \text{ Km} \quad \text{\u015eahri i\u00e7i verisi} \quad \times \quad \% 50 \quad = 100.000 \\
&200.000 \text{ Km} \quad \text{\u015eahir d\u0131\u015fi verisi} \quad \times \quad \% 24 \quad = 48.000 \\
&200.000 \text{ Km} \quad \text{Da\u011f/tepe verisi} \quad \times \quad \% 6 \quad = 12.000 \\
&= 200.000 \text{ km.}
\end{aligned}$$

Daha sonra ileriki b\u00f6l\u00fcmelerde anlat\u0131laca\u011f\u0131 gibi sol arka tekerle\u011fe gelen 413 kg l\u0131k a\u011f\u0131rl\u0131k eklenerek sol arka sol tekere gelen, genel (statik+ dinamik) profili elde edilmi\u015ftir.

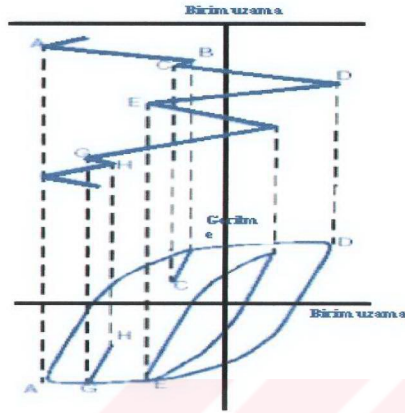
5. YORULMA ÇEVİRİMLERİNİN RAINFLOW METOTU İLE ÇIKARTILMASI

Bu bölümde Türkiye’deki test sırasında yol verilerinin arka yaprak yayda etkileşimi sonucu ortaya çıkan kayıtlar edilmiş her bir yol sınıfına göre 200.000 km ye indirgenmiş dinamik verilerinin rainflow metodu ile istatistiksel sayılarak veri bloklarının oluşturulması ve bu verilerin birbirlerine göre mukayeseli karakteristik eğrileri ve bu eğrilerin birbirine göre mukayesesi anlatılmaktadır. Bir malzemenin yada bir parçanın yorulma davranışını tanımlamak için yorulma makinelerinde belirli bir sayıdaki birim şekil değiştirme yada gerilmede sabit genlikli yorulma testleri yapılır. Gerçekte bu parçalar nadiren sabit genlikli yüklemeye maruz kalırlar. Bu nedenle değişken genlikli yüklere eşdeğer olan sabit genlikli yorulma çevrimini çıkartmak için yaygın olarak şu metotlar kullanılmaktadır; Level Crossing Counting, Peak Counting Simple Range Counting , Rainflow Counting, Range-Pair Counting, Reange-Mean Counting, Range-Pair-Range Counting, Race-Track Counting, Hystetrisis Loop Counting. (ASTM Standard E 1049-85; D’aprile ,(2001) ; Kauto,(1999) ; Mann, (1974); Marchesani, (1992); Marinieri G, (1998); MSC Online Help Documentation, (1999))

Bu tezde ,en yaygın olarak kullanılan Rainflow Counting metodu kullanılmıştır.

5.1. Rainflow Çevrim Metodu

Rainflow metodunun algoritması ASTM normu E1049-85 (volume 03.01).nolu yorulma analizi çevrim sayma standardına dayanmaktadır. Bu koşullar altında rainflow çevrim sayma metodu en büyük değerden çevrime başlayan range-pair metoduna benzerliği vardır. Bu iki metot maksimum noktadan başlamadıklarında birbirlerinden ayrılırlar. Rainflow yorulma çevrimi metodunu birim şekil değiştirme –zaman serisini kullanarak açıklamak mümkündür. (ASTM Standard E 1049-85; MSC Online Help Documentation,(1999))

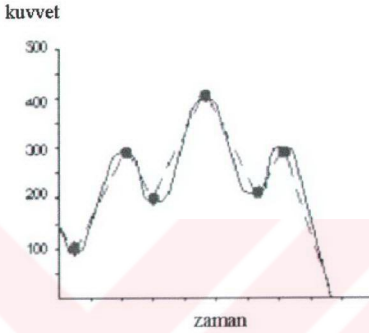


Şekil 5.1. Rainflow çevrimi.

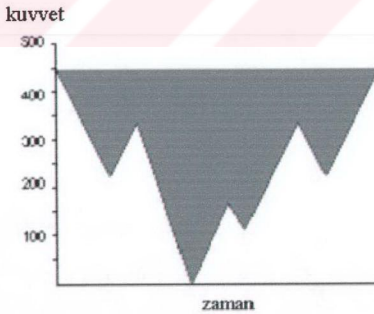
Yukarıdaki şekilde görüldüğü gibi zaman değişkenli bir birim şekil değiştirme sinyaline karşı bölgesel gerilme-birim şekil değiştirme olarak tepkisi, dört adet yüklem çevrimleri B-C-B, E-F-E, G-H-G ve bunları kapsayan A-D-A eşdeğer sabit genlikli çevrimler görülmektedir. Küçük çevrim B-C-B içlerinde en büyük çevrim olan A-D-A çevrimini kesmektedir. Range-mean metoduna göre B-C-B ve G-H-G çevrimlerinin birim yer değiştirmeleri eşit olduğundan dolayı nominal birim şekil değiştirme kayıtlarına göre bu iki sinyal eşdeğer hasar veriyorlarmış gibi değerlendirilir. Oysaki, şekilden de görüldüğü gibi bölgesel ortalama gerilmeleri ve buna karşı gelen bölgesel kalıcı birim şekil değiştirmeleri farklı olduğundan dolayı bunların verdikleri hasarların farklı olması rainflow metodunda dikkate alındığından malzemelerin gerçek hasar tespitinde en etkin değerlendirme olanağını sağlar. (ASTM Standard E 1049-85; MSC Online Help Documentation (1999))

Yukarıdaki şekil 5.1’de de görüldüğü gibi, kapalı histerisi döngüsü birim şekil değiştirme aralığı ve ortalama birim şekil değiştirme gibi terimler cinsinden tanımlanan bir çevrimdir. Eğer bu diyagramın gerilme eksenini kaldırırsanız ve yalnızca ardı ardına birim şekil değiştirme aralıkları dikkate alınarak bir algoritma düzenlenirse bu şekil 5.1’e bakılmaksızın bir sinyalden çevrimleri çıkarabilmesini sağlayacaktır. Rainflow algoritması çıkarttığı çevrimleri onların aralığına ve ortalama değerlerine göre sınıflar ve 3 boyutlu aralık -ortalama -çevrim matrisine kayıt eder. Rain-

flow metodu bu çevrimleri çıkartırken aşağıda yazılı olan işlem sırasına göre verileri işler.(
ASTM Standard E 1049-85; MSC Online Help Documentation,(1999))



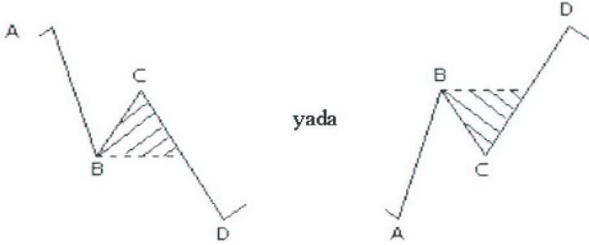
1- Zaman değişkenli sinyaldeki tepe noktaları (peak) ve iki dalga arasındaki çukurlara (through-
lar) yakın noktaları çıkartmak için tepe ve çukur noktalarını tespit eder.



Şekil 5.3 Anı seviyelerin çıkartılması.

2- Aynı seviyeye sahip olanları baştan sona doğru sıralar .Bu işlemi en basit bir şekilde sinyalin

sonuna bir nokta ilave edip başlangıcıyla denk hale getirir.

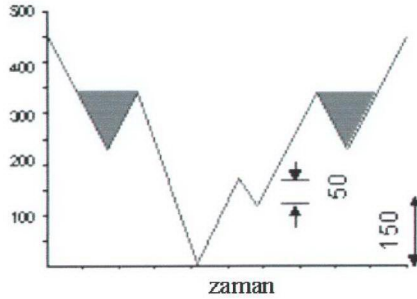


Şekil 5.4 Bölüntülerin çıkartılması.

3- En büyük dönüş noktalarını bulur ve buna göre baştan sona doğru bir sıralama yapar .

Sinyalin başlangıç ve bitişi birbirlerine bağlanmak zorundadır.

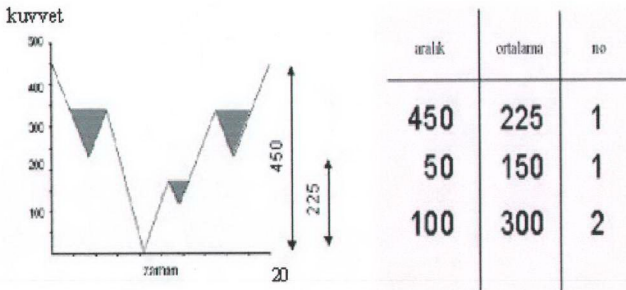
4- Sıralamanın en başından başlar ve arda ardı ardına gelen 4 adet tepe noktası yada iki dalga arasındaki çukurları işleme alır ve şu kuralı uygular,eğer ikinci kısım düşey olarak birinci kısımdan daha kısa ve üçüncü kısım ikinci kısımdan daha uzun ise ortadaki kısmı bölüntü çıkarır ve rainflow çevrimi olarak kayıt edilir. Yukarıdaki şekil 5.4 de görüldüğü gibi B ve C tamamiyle A ve D tarafından çevrelenmiştir.(ASTM Standard E 1049-85; MSC Online Help Documentation, (1999))



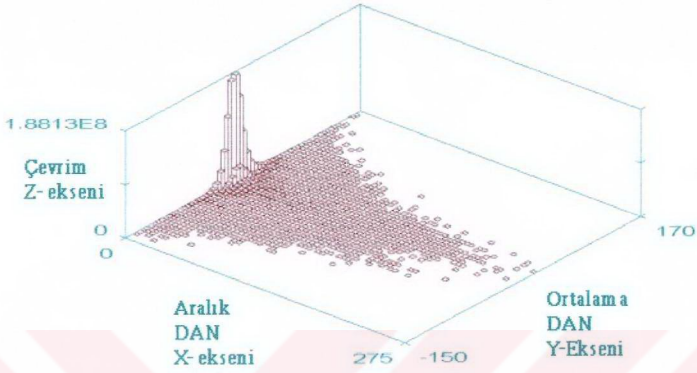
Şekil 5.5 Ortalama bölüntü tespiti.

5- Eğer bu ilk 4 de hiçbir çevrim sayılamazsa sistem 2 . sinyalden başlayarak 2,3,4,5, li grubu ele alarak aynı işlemi yapar ve bu işlem bir rainflow çevrimi çıkarılana kadar devam eder. Her defasında bir rainflow çevrimi sayıldığı zaman prosedür sıranın başından tekrar başlar. Sonuç olarak bütün bölüntüler çevrim olarak sayılacak ve orijinal sıralamada karşılaşılan her bir tepe noktası rainflow prosedüründe bir çevrime karşılık gelip kayıt edilecektir.(ASTM Standard E 1049-85; MSC Online Help Documentation,(1999))

Rainflow çevrimi bir zaman değişkenli sinyali işledikten sonra bize bu sinyal hakkında şu bilgileri verir.



Şekil 5.6 Ortalaması tespit edilen bölüntülerin tabloda gösterimi

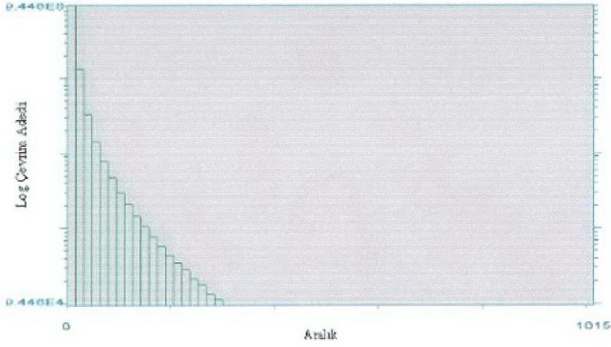


Şekil 5.7 Arka yay üzerinde 1 nolu strain-gaugeden alınan Türkiye yolları genel profili
rainflow dağılımı.

5.2. Türkiye Farklı Yol Koşullarının Örnek Hafif Ticari Test Otosunda Arka Yaprak Yayı ile Etkileşimleri Sonucu Ortaya Çıkan Verilerin Karakteristik Eğrileri

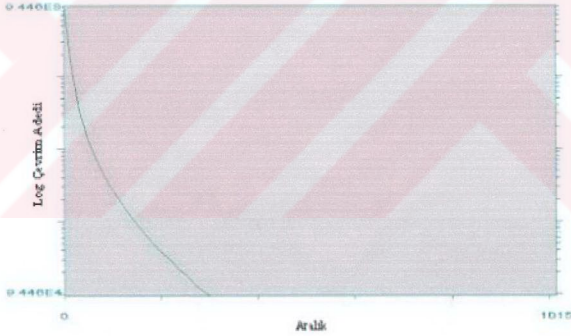
Türkiye yol şartlarından toplanan veriler farklı yol tiplerine göre gruplara ayrılmıştır. Gruplar, dağ yolu, otoyol, şehir içi ve şehir dışı olmak üzere dört farklı yol tipinden oluşmuştur. Her yol tipi için 200.000 km lik ortalama veri değerleri elde edilmiştir. Rainflow histogramı kullanılarak her yol tipi için (dağ, otoyol, şehir içi, şehir dışı) 200.000 er kilometrelik veriler elde edilmiş ve ek2a görüldüğü gibi örnek hafif ticari oto Türk müşterisi güzergah kullanım profili ile çarpılıp toplam 200.000 km lik örnek hafif ticari otonun arka yaprak yayı ile etkileşim sonucunda ortaya çıkan genel yol profili çıkmıştır.

1 Nolu Strain-Gauge Genel Yol Profili Etkileşim Çevrimleri



Şekil 5.8 Türkiye genel yol karakteristiğinin örnek hafif ticari test otosu sol arka yaprak yaydaki etkileşimi sonucu oluşan kuvvetin histogramda gösterimi.

1 Nolu Strain-Gauge Genel Yol Profili Etkileşim Çevrimleri

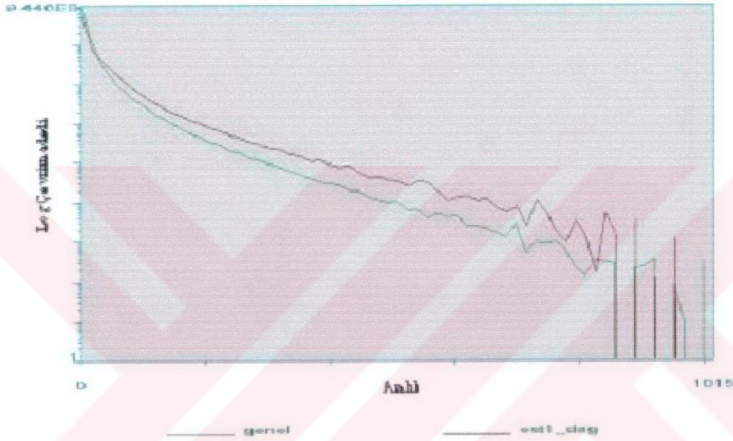


Şekil 5.9 Türkiye genel yol karakteristiğinin örnek hafif ticari test otosu sol arka yaprak yaydaki etkileşimi sonucu oluşan kuvvetin eğri olarak gösterimi

Şekil 5.9 da 1.nolu strain-gauge de Türkiye genel yol profili karakteristیکlerinin örnek hafif ticari test otosu sol arka yaprak yayındaki etkileşimi sonucu oluşan kuvvet eğrilerinin mukayeseli olarak gösterilmektedir. Düşey eksen de logaritmik olarak çevrimlerin adedi $9.446E8$ 'e kadar çıkmaktadır. Yatay eksen de ise bu kuvvet aralığı 0-1015 N değerindedir. Düşük büyüklükte oluşan

tekrarlar doğal olarak genel yol profilinin etkisinde daha fazla olurken, yüksek büyüklüğe sahip tekrarlar.

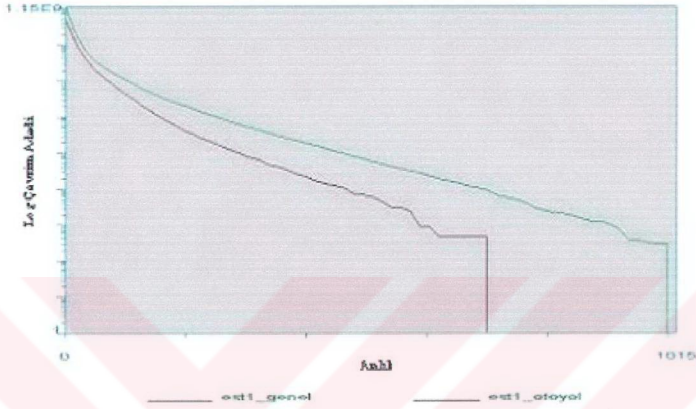
1 Nolu Strain-Gauge de Genel ve Dağ Yolu Profillerinin Mukayeseli Etkileşim Çevrimleri



Şekil 5.10 1.nolu strain-gauge de Türkiye genel-dağ yolu karakteristiklerinin örnek hafif ticari test otosu sol arka yaprak yaydaki etkileşimi sonucu oluşan kuvvet eğrilerinin mukayeseli olarak gösterimi.

Şekil 5.10 da 1.nolu strain-gauge de Türkiye genel-dağ yolu karakteristiklerinin örnek hafif ticari test otosu sol arka yaprak yaydaki etkileşimi sonucu oluşan kuvvet eğrilerinin mukayeseli olarak gösterilmektedir. Düşey ekseninde logaritmik olarak çevrimlerin adedi $9.446E8$ 'e kadar çıkmaktadır. Yatay ekseninde ise bu kuvvet aralığı 0-1015 N değerindedir. Düşük büyüklükte oluşan tekrarlar doğal olarak genel yol profilinin etkisinde daha fazla olurken, yüksek büyüklüğe sahip tekrarlar ise dağ yolları daha fazla görülmektedir ve dolayısıyla büyük genlikli ve tekrar adedi daha büyük olan dağ yolları daha fazla yorulma etkisi gösterecektir.

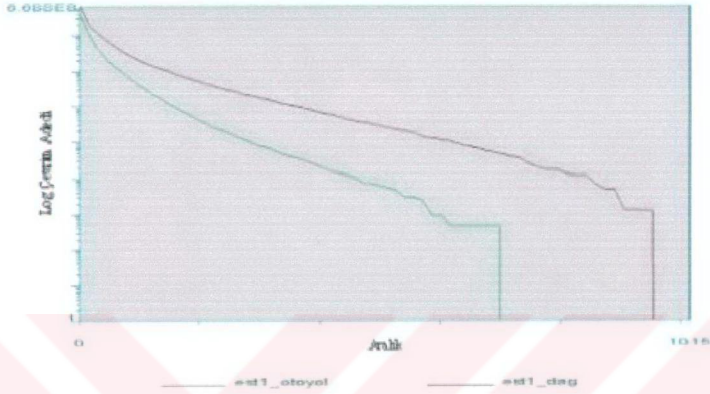
1 Nolu Strain-Gauge de Genel ve Otoyol Profillerinin Mukayeseli Etkileşim Çevrimleri



Şekil 5.11 1.nolu strain-gauge de Türkiye genel-oto yolu karakteristiklerinin örnek hafif ticari test otosu sol arka yaprak yadaki etileşimi sonucu oluşan kuvvet eğrilerinin mukayeseli olarak gösterimi.

Şekil 5.11 de 1.nolu strain-gauge de Türkiye genel-otoyol karakteristiklerinin örnek hafif ticari otosu sol arka yaprak yaydaki etkileşimi sonucu oluşan kuvvet eğrilerinin mukayeseli olarak gösterilmektedir. Dikey eksen de logaritmik çevrim değeri otoyol için 1.15E-9 değerine ulaşırken yatay eksen de otoyol değeri baskın olamayan şekliyle 700 N civarında bir aralık değerine ulaşırken genel yol değeri baskın olamayan şekliyle 1015 N değerine kadar ulaşmaktadır. Böylece otoyollardan toplanan verilerin etkileşimlerinin daha düşük aralık ve büyüklükteki yüklere sahip oldukları ve genel yol tipine nazaran araçlar için daha az hasara neden olduğu görülmektedir.

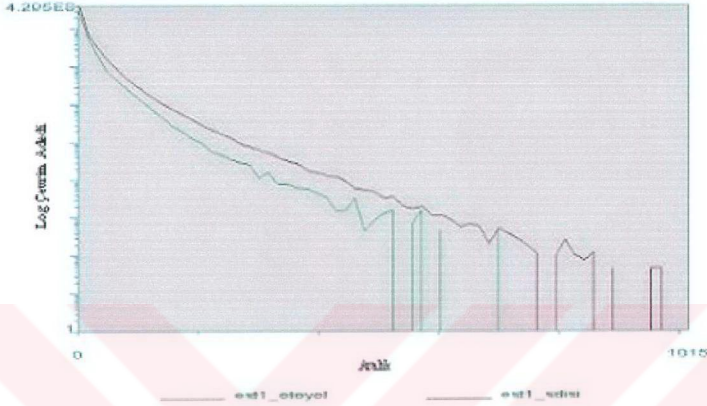
1 Nolu Strain-Gauge de Otoyol ve Dağyolu Profillerinin Mukayeseli Etkileşim Çevrimleri



Şekil 5.12 1.nolu strain-gauge de Türkiye dağ-oto yolu karakteristiklerinin örnek hafif ticari test otosu sol arka yaprak yaydaki etkileşimi sonucu oluşan kuvvet eğrilerinin mukayeseli olarak gösterimi.

Şekil 5.12 de 1.nolu strain-gauge de Türkiye dağ-otoyol karakteristiklerinin örnek hafif ticari oto sol arka yaprak yaydaki etkileşimi sonucu oluşan gerilme eğrilerinin mukayeseli olarak gösterilmektedir. Dikey eksen de logaritmik çevrim değeri $0.088E-8$ değerine ulaşırken yatay eksen de otoyol değeri 700 N civarında bir aralık değerine ulaşmış, dağ yolu aralık değeri 1015 N değerine kadar ulaşmaktadır. Böylece otoyollardan toplanan verilerin etkileşimlerinin daha düşük aralık ve büyüklükteki yüklere sahip oldukları ve dağ tipine nazaran araçlar için daha az hasara neden olduğu görülmektedir.

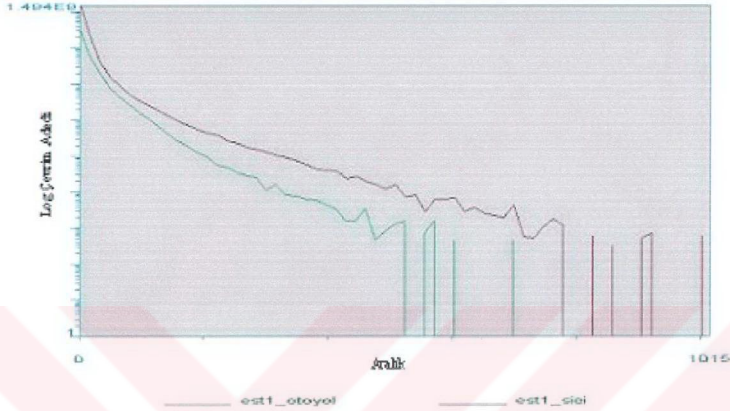
1 Nolu Strain-Gauge de Otoyol ve Şehir dışı Profillerinin Mukayeseli Etkileşim Çevrimleri



Şekil 5.13 1 nolu strain-gauge de Türkiye şehir dışı -oto yolu karakteristiklerinin örnek hafif ticari test otosu sol arka yaprak yaydaki etkileşimi sonucu oluşan kuvvet eğrilerinin mukayeseli olarak gösterimi.

Şekil 5.13 de 1.nolu strain-gauge de Türkiye şehir dışı-otoyol karakteristiklerinin Örnek hafif ticari test otosu sol arka yaprak yaydaki etkileşimi sonucu oluşan kuvvet eğrileri mukayeseli olarak gösterilmektedir. Dikey eksen de logaritmik çevrim adedi olup $4.205 \text{ E}-8$ mertebesinde dir. Yatay eksen de ise 700 N civarında iken otoyol değeri 1015 N civarında değerde ise şehir dışı değeri ulaşabilmektedir. Böylece otoyollardan toplanan verilerin etkileşimlerinin daha düşük aralık ve büyüklükteki yüklere sahip oldukları ve şehir dışına nazaran araçlar için daha az hasara neden olduğu görülmektedir.

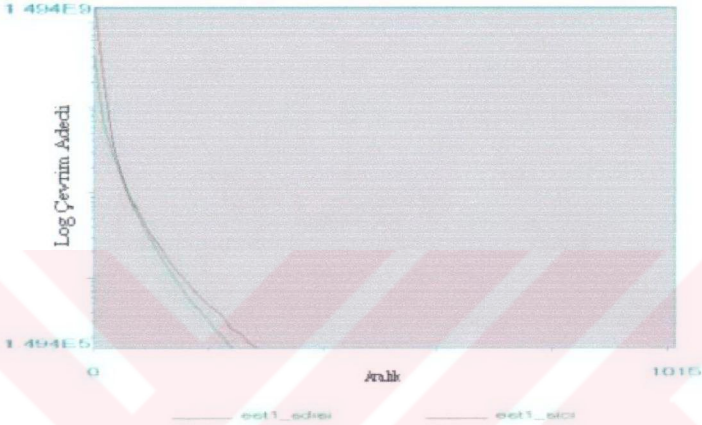
1 Nolu Strain-gauge de Otoyol ve Şehir içi Profillerinin Mukayeseli Çevrimleri



Şekil 5.14 1.nolu strain-gauge de Türkiye şehir içi -oto yolu karakteristiklerinin örnek hafif ticari test otosu sol arka yaprak yaydaki etkileşimi sonucu oluşan kuvvet eğrilerinin mukayeseli olarak gösterimi.

Şekil 5.14 de 1.nolu strain-gauge de Türkiye şehir içi-otoyol karakteristiklerinin örnek hafif ticari test otosu sol arka yaprak yaydaki etkileşimi sonucu oluşan gerilme eğrilerinin mukayeseli olarak gösterilmektedir. Dikey ekseninde logaritmik çevrim adedi olup $4.205E-8$ mertebesinde. Yatay ekseninde ise 700 N civarında iken otoyol değeri 1015 N civarında değerde ise şehir dışı değerleri ulaşabilmektedir. Böylece otoyollardan toplanan verilerin etkileşimlerinin daha düşük aralık ve büyüklükteki yüklere sahip oldukları ve şehir içine araçlar için daha az hasara neden olduğu görülmektedir

1 Nolu Strain-gauge de Şehir dışı ve Şehir içi Profillerinin Mukayeseli Etkileşim Çevrimleri



Şekil 5.15 1 nolu strain-gauge de Türkiye şehir içi –şehir dışı yolları karakteristiklerinin örnek hafif ticari test otosu sol arka yaprak yadaki etkileşimi sonucu oluşan kuvvet eğrilerinin mukayeseli olarak gösterimi.

Şekil 5.15 de 1.nolu strain-gauge de Türkiye şehir içi –şehir dışı yolları karakteristiklerinin örnek hafif ticari oto sol arka yaprak yaydaki etkileşimi sonucu oluşan kuvvet eğrileri mukayeseli olarak gösterilmektedir. Dikey eksen de logaritmik çevrim değeri $1.494E-9$ değerine ulaşırken yatay eksen de şehir dışı değeri baskın olarak 300 N civarında bir aralık değerine ulaşırken şehir içi eğrilerinde baskın olarak 350 N değerine ulaşmaktadır. Bu eğrilerden de görüldüğü gibi şehir içi verilerinin etkileşimlerinin daha büyük bir aralıkta olup şehir içi yollarının, şehir dışına nazaran daha yüksek büyüklükte yorulma etkileri olduğu görülmektedir.

6. YORULMA

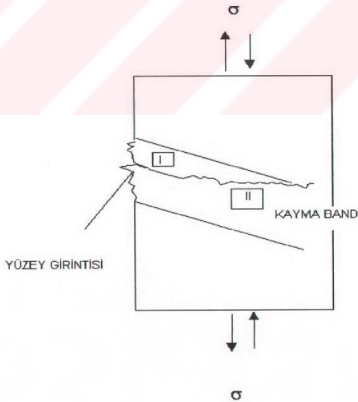
Bu bölümde genel çevrim mekanizması, yorulmanın tanımı ve safhaları, yorulmayı etkileyen parametreler ve kullanılan S-N metoduyla diğer metotların kısaca tanıtılması ve hangi durumlarda uygun metodun uygulanabileceği hakkında bilgiler anlatılmıştır.

6.1. Yorulma Tanımı ve Safhaları

Yorulma, bir malzeme üzerinde yükün tek başına uygulandığında herhangi bir hataya sebep olmamasına karşın yükün malzeme üzerine tekrarlı gerilme şeklinde uygulandığında yani çalışma sonucunda malzemenin kırılmasına kadar neden olan hatalar olarak tanımlanır. (Beer., 1979) Dieter, (1976) ; MSC Online Help Documentation, (1999) ; MSC Fatigue ,(2001) ; The Ncode book of Fatigue Theory , (2000))

Yorulma mekanizmasının oluştuğu safhalar şunlardır :

1- Yorulma çatlaklarının ilerlemesi ; yerel ve tersinir olmayan plastik şekil değiştirmeler sonucu yüzeyde yüzey girintilerinin (ıstrüzyonların) oluşmasıdır.

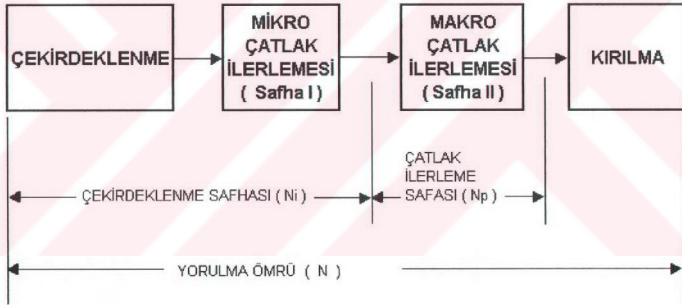


Şekil 6.1 Yorulma hasarının ilk üç safhası

2- Çatlağın yerel plastik de formasyon (kayma) bandında ilerlemesi; çekirdeklenen çatlağın, yüksek kayma gerilmesinin mevcut olduğu ve çekme doğrultusuyla 45° lik açı yapan kayma bandında ilerlemesidir. Buna “ Safha I ” çatlak ilerlemesi adı da denilmektedir.

3- Çatlağın büyümesi süreci olup çatlağın maksimum çekme gerilmesinin etki ettiği düzlemde ilerlemesidir ; bu fazda maksimum asal gerilmeler ve birim şekil değiştirmelerin büyüklüğü çatlak büyüme sürecini baskın bir şekilde yönlendirir .Bu faza “ Safha II ” çatlak ilerlemesi de denilmektedir.

4- Kırılma ; Çatlak uzunluğunun kritik bir değere ulaşması sonucu, kalan kesitin kırılmasıdır. Bu kırılmaya “Zoraki Kırılma ” adı da verilmekte olup kırılma sün ek veya gevrek biçimde olabilir. (Beer , (1979) ; Dieter., (1976) ; MSC Online Help Documentation, (1999) ; MSC Fatigue, (2001) ; The Ncode book of Fatigue Theory, (2000))



Şekil 6.2. Yorulma hasarının safhaları

Yorulma hasarı hem çekirdeklenme hem de çatlak ilerlemesi safhalarında plastik (kalıcı) de formasyon sonucu oluşur. Her safhaya gelen tekrar sayısı kolaylıkla saptanması zordur.

Kırılma ömrün en son tekrarında oluşur ve hasarın bu safhası yorulmadan ziyade yarı statik bir kırılmadır. Mikroskopik etütler, çatlak çekirdeklenmesinin yorulma ömrünün ilk başlarında olduğunu ortaya çıkarmıştır. (Beer , (1979) ; Dieter , (1976) ; MSC Online Help Docu-

mentation, (1999) ; MSC Fatigue, (2001) ; Bishop, (2000) ; The Ncode book of Fatigue Theory, (2000))

Yorulma Ömrü N

$$N = N_i + N_p \quad (6.1)$$

olarak verilir. Burada ;

N_i = İlk iki safha için geçen tekrar sayısı olup ilk iki safhanın toplamı , çekirdeklenme safhası olarak kabul edilir.

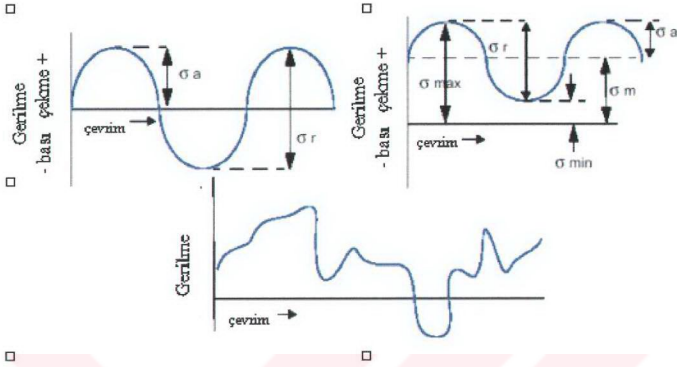
N_p = Makro çatlak ilerlemesinde “ Safha II ” geçen tekrar sayısıdır.

Harcanan ömür oranı malzeme tipine (sünek , kırılğan) , yükleme tipine ve yük genişliğine göre değişir. Makro çatlak ile mikro çatlağın geçiş bağlantısı çıplak gözle seçilebilecek uzunluğa sahip olduğunda makro çatlağa geçiş yaptığı kabul edilir. Başka bir deyişle kırılma mekanizması prensipleri uygulanabilecek kadar büyük ise makro çatlak olarak kabul edilir. Alüminyum alaşımlarda 0.125 mm çeliklerde 0.2 mm civarında olduğu deneysel olarak gözlenmiştir.

Yorulma çatlağı genellikle malzeme yüzeyinde oluşur. Çatlak yüzeyde birden fazla noktada çekirdeklenebilir. Genlik gerilmesi arttıkça bunların sayıları artar. Ancak yorulma sınırına yakın gerilme değerlerinde tek bir çatlak çekirdeklenmesi olabilir. (Beer, (1979) ; Dieter,, (1976) MSC Online Help Documentation, (1999) ; MSC Fatigue, (2001) ; Bishop, (2000) ; The Ncode book of Fatigue Theory, (2000))

6.2. Genel Çevrim Mekanizması

Genel çevrim mekanizmalarının incelenmesi yorulma mekanizmasının anlaşılmasını kolaylaştıracaktır. Bu amaçla 6.3 a tamamiyle tersine dönmüş gerilme çevrimlerinin bir sinüzoidal formda olduğu gösterilmektedir. Bu tip yük koşulu en ideal yük durumu olup genellikle sabit hızda dönen millerde bu durum görülür. Bu tip bir gerilme çevriminde maksimum ve minimum gerilmelerin büyüklüğü birbirine eşit olup fakat bu maksimum, minimum gerilmelerin yönleri birbirlerine karşı zıt yönlüdürler. Genellikle çekme gerilmelerinin pozitif yönlü ve basma gerilmelerinin negatif yönlü olduğu durumlardır.



Şekil 6.3 Sinyal tipleri a) tam-simetrik periodik b) kaymış simetrik c) değişken dış yükler

bu durumda her ikisi de çekme ya veya basmaya maruz kalmakta olup belli bir ortalama gerilmeye sahiptir. Şekil 6.3 c ise tamamıyla bir karmaşık yük durumunu gösterir ve buna rastlantısal yükleme denir. Bu son durum gerçek hayatta çokça görülen periyodik yükleme türlerini en uygun şekilde temsil eder. (Beer, (1979) ; Dieter , (1976) ; MSC Online Help Documentation, (1999) ; MSC Fatigue, (2001) ; Bishop, (2000) ; The Ncode book of Fatigue Theory, (2000))

Bir değişken gerilme çevrimi iki kısımdan oluşuyormuş gibi düşünülerek, σ_m gibi ortalama bir statik gerilme ve bunun üzerinde σ_a gibi bir değişken gerilme genliğinden oluşturulur. Böylece:

Gerilme aralığı $\sigma_r = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})$

Gerilme genliği $\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2$

Ortalama gerilme $\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2$

Gerilme oranı $R = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$

Genlik oranı $A = \sigma_a / \sigma_m = (1-R)/(1+R)$ olarak tanımlanır.

Aşağıdaki Çizelge 6.1 R (gerilme oranı)değerinin yaygın bazı değerleri için yük durumlarını izah eder.

Çizelge 6.1. Gerilme oranı R değerinin yaygın bazı değerleri için yük durumlarının izahı

R oranı	Yük Durumu
$R > 1$	$\sigma_{\max}$ ve $\sigma_{\min}$ $S_{\min}$ her ikisi de negatiftir. Negatif ortalama gerilme
$R = 1$	Statik yükleme
$0 < R < 1$	$\sigma_{\max}$ ve $\sigma_{\min}$ her ikisi de pozitifdir. Pozitif ortalama gerilme , $\sigma_{\max} > \sigma_{\min}$
$R = 0$	0 doğru çekme gerilmesi , $\sigma_{\min} = 0$
$R = -1$	Tamamıyla tersine çevrilebilir yükleme , $\sigma_{\max} = S_{\min}$ ortalama gerilme 0
$R < 0$	$\sigma_{\max} < \sigma_{\min}$, $\sigma_{\max}$ 0 'a yaklaşır.
$R \rightarrow \infty$	$\sigma_{\max}$ 0 'a eşittir.

6.3. Yorulma Metotları

Genel olarak yorulma hatalarının % 95 inin çözümünde 3 temel metot kullanılmaktadır. Bunlar ;

1- S-N Normal gerilme _çevrim metodu

2- ϵ -N Birim şekil değiştirme _ çevrim metodu

3- Çatlak büyümesi metotudur

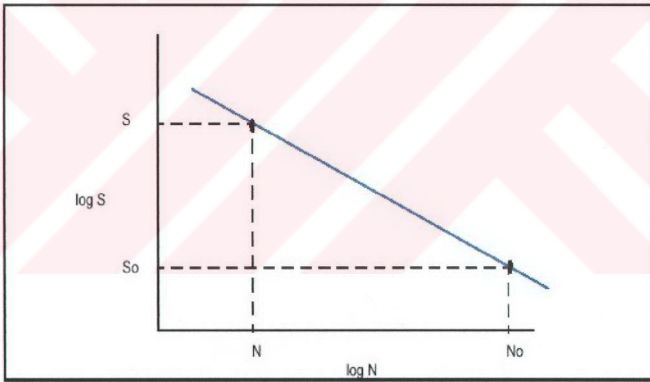
Diğer metotlar yukarıda kullanılan metotları esas alarak farklı yaklaşımlarla özel durumlar için yorulma safhasını incelerler.

6.3.1. S-N Metodu

S-N (gerilme - çevrim) metodu yorulma hatalarını anlamak için geliştirilen ilk metottur. Bu metot normalde toplam ömür hesabında kullanılan bir metottur. S-N metodu diğer adıyla nominal gerilme metodu incelenen yapının tamamıyla elastik olduğunu kabul eder. Yapının kısmi bir bölümünde değil hatta yerel yorulmaya neden olan çentiklerde dahi elastikliği kabul eder. Bu nedenle bazı sınırlandırılmış durumlarda kullanılır. Bu nedenle bu yaklaşım yalnızca düşük

seviyeli yüklerin dolayısıyla uzun ömre neden olan HCF yüksek çevrimli yorulmalarda kullanılmaktadır. Bu metot herhangi bir malzeme üzerine uygulanan dış kuvvetlerin tekrar adetlerinin oldukça yüksek seviyede olduğu yani gerilme büyüklüğünün malzemenin akma gerilmesinin çok altında olduğu durumlarda geçerlidir. Nominal çevrim metodu düşük tekrarlı ve büyük genlikli yük çevrimleri için uygun değildir. Ömür hesabı yapılırken deneysel olarak daha önceden çıkarılmış malzeme özelliklerinden yararlanılır. Burada malzeme verileri S gerilmesine karşın N ömür olarak çizilen laboratuarlarda elde edilir. (Dieter, (1976) ; MSC Online Help Documentation, (1999) ; MSC Fatigue, (2001) ; Bishop, (2000) ; The Ncode book of Fatigue Theory,(2000))

S-N verileri çoğunlukla değişken gerilmenin logaritmik formunda S_a büyüklüğü yada S_r aralığı cinsinden yorulma limitine karşı sunulur. Gerçek Wöhler eğrisi verilerin ortalamasını temsil eder.



Şekil 6.4 S-N diyagramı

Şekil 6.4 de değişken gerilme S ve hatanın olduğu çevrim sayısı N olarak logaritmik eksenlerinde çizilmiştir. Bunlar arasındaki ilişki bir düzlemsel eğri olup

$$N = N_0 (S / S_0)^{1/b} \text{ dir.} \quad (6.2)$$

Bazen uyum sağlamak için $1 / b$ ifadesi k harfi ile değiştirilebilir.

$$N = N_0 (S / S_0)^k$$

Yukarıdaki denklemden eğer Basquin'deki b eğimi bilinirse, verilen bir gerilme büyüklüğü S için (N_0, S_0) çifti çevrimlerin sayısı direkt olarak hesaplanabilir.

Burada

N ; Hata çevrim sayısı

N_0 ; Herhangi bir andaki çevrim

S ; Değişken gerilme

S_0 ; Herhangi bir andaki gerilme

Bu S - N eğrisi ile o parçanın kritik bir noktasındaki zamana göre dağılımının mukayeseli karşılaştırması o etüt edilen parçanın ömrü hakkında bilgi edinmemizi sağlar.

6.3.2. Birim Şekil Değiştirme (ϵ - N) Metodu

Yorulma ömrü ile fiziksel süreçler arasındaki ilişki çatlak büyümesi ve çatlak başlangıcı olarak ayrıldığında birim şekil değiştirme metodu çatlak başlangıcı olarak adlandırılan metoda tekabül etmektedir. Çatlak başlangıcı kavramını esas olarak alan birim şekil değiştirme ömür metodu, çoğu metallerde çatlakların daha önceden metalde var olduğuna inanan metal mühendisleri ile ters düşmektedir. Bu metod hatanın başlayacağı noktanın birim uzama yük dağılımı üzerine yoğunlaşmaktadır. Yorulmanın gerilmeden değil birim şekil değiştirmeden olduğunu var sayan yorulma ömrü üzerindeki gözlemleri doğrulamaktadır. (Beer, (1979); Dieter, (1976); MSC Online Help Documentation, (1999); MSC Fatigue, (2001); Bishop, (2000); The Ncode book of Fatigue Theory, (2000))

6.3.3. Çatlak Büyümesi Metodu

Bu metod safha II olarak bilinen çatlağın büyümesi sürecini ele alır. Genel olarak yorulma çatlakları, kayma bandının üzerindeki çatlak çekirdeğinin devamında başladığı kabul edilir. Bu çekirdeğin oluşmasından sonra çok hızlı bir şekilde malzemede hataya sebep olan 3 safhadan önce genel olarak durağan çatlağın büyümesi 2 aşamadan oluştuğu kabul edilir. Başlangıç safhası bir kaç tanenin sınır tabakası etrafında oluşan küçük çatlakların yayılması göz önüne alınır ve bu çatlak başlangıç safhası yorulma ömrü içinde küçük bir yer kapsamaktadır. Kayma gerilmesi tarafından baskın bir şekilde yönetilen bu çatlağın gelişimi safhası “Safha I” çatlağı olarak adlandırılır.

Bir veya iki hücrenin içinden geçip ilerledikten sonra genellikle tane sınırlarında ama devamlı olmayan çatlak biçiminde veya tarzında değişim gözlenir. Bu olay itme, çekmeye maruz yorulma örnek parçasında çok kolay bir şekilde gözlenir, çünkü çatlak normal asal gerilmenin düzlemi üzerindeki yeni bir mekanizma tarafından 45 derecelik açıdan sonra dönerek ilerler. Böyle bir büyüme malzemenin mikro yapısal özelliklerine rağmen kristalleşmesi düzgün değildir. Çatlağın bu safhası “ Safha II ” olarak adlandırılır. Çatlak büyüme metodunun iki ana prensibine hesaplamalarda ihtiyaç duyulur. Bunlardan birincisi çatlak büyüme oranı hızının mm/ yük olarak söylenmesi . İkincisi ise bir çatlağın hangi sürede feci bir şekilde büyümeye sebebiyet vererek yük içindeki bir sonraki eksramum değerinin ne zaman olabileceğinin süresinin tahmininde yardımcı olur. (Beer, (1979) ; Dieter, (1976) ; MSC Online Help Documentation, (1999) ; MSC Fatigue, (2001) ; Bishop, (2000) ; The Ncode book of Fatigue Theory, (2000))]

6.3.4. Çok Eksenli Gerilme Metotları

Genel de üç boyutlu gerilme halin de bir normal gerilme ve her bir yüzeyinde çözülmüş iki adet kayma gerilmesi olmak üzere toplam dokuz adet bileşeni vardır. Normal gerilme, birim şekil değiştirme ve çatlak büyümesi metodlarının hepsi tek bir gerilme üzerine yoğunlaşırlar ki bu genellikle sabit bir yönde normal gerilmedir. Bir çok tasarım durumlarında dokuz gerilmeden bir den fazlası sıfır değildir. Bunun anlamı her hangi bir noktada asal gerilmenin yönü yükleme çevrimi sırasında değişebileceğini anlatır ve bu asal gerileme zamanın bir fonksiyonu olduğunu sonucuna varılır. Bundan da ötesi, asal gerilmelerin kendi aralarındaki büyüklüğü birbirleri arasında orantılı değildir. Bu durumda bir çok farklı düzlemler de hatanın başlaması söz konusu olmaktadır. Bir

çok gerçek tasarım durumlarında ki bunlara örnek olarak dönen miller, bağlantı elemanları, uçak ve otomotiv vb. sanayinin periyodik çok eksenli gerilme halini içermektedir. (Beer, (1979) ; Dieter, (1976) ; MSC Online Help Documentation, (1999) ; MSC Fatigue (2001) ; Bishop, (2000) ; The Ncode book of Fatigue Theory, (2000))

6.4. Yorulma Ömrünü Etkileyen Parametreler

R.R. Moore testine göre standartlaştırılmış dönmeli eğilme testi tamamen tersine eğilme koşulları altında yüke maruz kalan yaklaşık bir 6 mm çapındaki parlatılmış test parçasındaki S-N ($\sigma - N$) arasındaki ilişkiyi saptamak için kullanılır. Eğer yorulma yada dayanım ölçüm sınırı σ'_e olarak gösterilirse ve gerçek bir parlatılmış mil için bu değer σ_e olarak adlandırılırsa bunların arasındaki fark laboratuardan gerçeğe olan farklılıklar olarak atfedilir.

Gerçek dayanım gerilmesi σ_e aşağıdaki değerlere bağlıdır.

C_{boyut} =Parça boyutu

$C_{yük tipi}$ =Yüklemeye tipi

$C_{çatlak}$ =Çatlak etkisi

$C_{yüzey işleme}$ = Yüzey işleme etkisi

$$\sigma_e = \sigma'_e C_{çatlak} C_{boyut} C_{yük tipi} C_{yüzey işleme} \quad (6.3)$$

Burada ürün den dolayı , $C_{çatlak} C_{boyut} C_{yük tipi} C_{yüzey işleme}$, lar yorulma dayanımı indirgeme faktörü olarak bilinir ve K_f ile gösterilir.

Burada ; $K_f = 1/ (C_{çatlak} C_{boyut} C_{yük tipi} C_{yüzey işleme})$ dır. (Dieter, (1976) ; The Ncode book of Fatigue Theory, (2000))

6.4.1. Parça Boyutunun Etkileri

Metallerdeki yorulma, çekirdeğin ve bunu takip eden bir değişken gerilmenin etkisi altında bir çatlak kusurunun büyümesinden dolayı meydana gelmektedir. Bu yaklaşım yorulma hatasının yorumlanmasında en zayıf bağlantı olarak yorumlanır ve çoğunlukla metal kristallerinden yönelmekte ve öyle ki en zayıftan daha az zayıfa kadar en son hatanın olduğu taneye kadar devam eder. Çünkü değişken gerilmeye maruz kalan büyük hacimli bir malzemede çok kısa zamanda zayıf bağlantıların bulunması riski azdır. (Dieter, (1976) ; The Ncode book of Fatigue Theory, (2000))

6.4.2. Yük Tipinin Etkileri

Bir rejime göre ölçülmüş olan yorulma verileri örneğin, eksenine çekme gerilmeleri olarak ölçülmüş bir veri diğer metodolojilere göre düzeltme yapılarak örneğin burulma ve eğilmeye göre düzeltme faktörleri ile kullanılabilir. R.R. Moore testi tamamen tersine eğilme testlerinde yapılmaktadır.

$C_{yük tipi}$ katsayısı dayanım gerilmesi sınırı ile bağlantısı kurularak σ_e dayanım gerilmesi ,aşağıdaki forma sokulur. (Dieter E.George, (1976) ; The Ncode book of Fatigue Theory,(2000))

Çizelge 6.2.Değişik Yükler için 10^6 Çevrimdeki Düzeltmeler

Ölçülen Yükleme	Hedef Yükleme	$C_{yük tipi}$
Eksensel	Eksensel	1.25
Eksensel	Burulma	0.725
Eğme	Burulma	0.58
Eğme	Eksensel	0.8
Burulma	Eksensel	1.38
Burulma	Eğme	1.72

6.4.3. Yüzey Pürüzlülüğünün Etkileri

Yorulma hatalarının yüksek bir orandaki kısmı parçaların yüzeylerinde çekirdeklenmektedir ve böylece yüzey işleme faktörü yorulma dayanımını etkileyen çok önemli bir faktör haline gelmektedir. Genelde değişik işlenmiş yüzey koşulları, parlatılmış laboratuvar örneklerine göre değerlendirilirler. Normalde çizik, çukur, işleme izleri yorulma dayanımını etkiler ve çatlak çekirdek sürecinin oluşmasına ve ilerlemesine yardımcı olurlar. (Dieter, (1976) ; The Ncode book of Fatigue Theory, (2000))

6.4.4. Yüzey İşlemenin Nitel Etkileri

Yüzey durumu yorulma dayanımı üzerinde özellikle dayanım sınırında büyük bir etkisi vardır. Yüzey işlemleri ; mekanik işlemler, kaplama, termik işlemler olarak 3 sınıfa ayrılabilir. Dikkat edilmesi gereken önemli bir nokta, üçü işlemenin net etkisidir ve serbest yüzeydeki artık gerilmelerin durumunu değiştirir öyle ki ilk ikisi olan makine ve kaplamada sıkıştırıcı bir gerilme parlatmada işe basma gerilmesi oluşturur. Artık gerilmeler kalıcı şekil değiştirmelerin deforme olan parçanın bütün kesiti boyunca uniform olarak dağılmadığı zaman artar. (Dieter , (1976)) The Ncode book of Fatigue Theory , (2000))

6.4.4.1. Mekanik İşlemler

Ticari anlamda temel olarak artık bası gerilmelerini yaratan imal metotları soğuk haddeleme ve dövme işlemidir. Malzemenin yüzeyinde her ne kadar sertleştirme çalışmasının sonucu olarak dayanımında bir artış olmasına karşın, yorulma dayanımındaki gelişme yüzeydeki bası gerilmelerinden dolayı olmaktadır. Yüzey haddeleme kısmen büyük parçalar için uygundur ve kritik parçalardan olan kam milleri demir yolu raylarının temas yüzeyleri için sıkça kullanılır. Vidalar hadelenerek açılan dişlerinin mukavemeti geleneksel makinede işlenmiş cıvata dişlerine göre iki kat daha fazla mukavemete sahiptir. Çekiçle dövme ve dökme demir işlemleri daha çok küçük parçaların üretim süreçleri için daha uygundur. Soğuk haddeleme ve çekiçle dövme uzun ömürde en büyük etkiye sahiptirler, kısa ömürde ise çok az yada hiç yok denecek kadar etkiye sahiptirler. (Dieter E., (1976) ; The Ncode book of Fatigue Theory, (2000))

6.4.4.2. Kaplama

Krom ve nikel ile yüzeyleri kaplanmış çelik parçalarında bu işlemler parçanın yüzeyinde artık çekme gerilmelerine sebep olduklarından dolayı σ_e dayanım gerilmesinde yarıdan fazla bir mukavemet kaybına neden olur. Bu çekme gerilmeleri kaplama sürecinin doğrudan etkisi olarak bilinir. Kaplama sürecinin zararlı etkileri kaplama süreci öncesi artık bası gerilesi işlemi yaratabilen çekiçle dövme ve nitratlama süreçleri ile azaltılabilir. Bir başka alternatif yaklaşım kaplama sürecinden sonra parçada temperleme işlemi yapmaktır ve böylece çekme gerilmeleri kaldırılır. (Dieter, (1976) ; The Ncode book of Fatigue Theory, (2000))

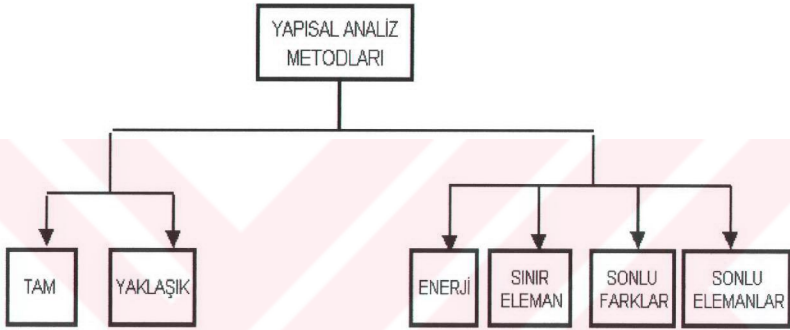
6.4.4.3. Termik İşlemler

Bilindiği gibi termal işlemler bir çelik parçanın hem üzerine hem de içine hem karbon, karbonlama yada nitrojen, nitrarla manın nüfus edildiği sürece dayanmaktadır. Bu işlemle birbirine yakın demir atomları arasındaki boşluğu doldururlar ve sonucunda hem çeliğin dayanımına ve hacimsel artışına neden olurlar ve böylece yüzeyde bası gerilmelerinin kalmasına neden olurlar. (Dieter , (1976) ; The Ncode book of Fatigue Theory, (2000))

7. YAPISAL ANALİZ METODLARI

Bu bölümde yapısal analiz metodlarının çeşitleri ve tezde kullanılan sonlu elemanlar metodunun özellikleri anlatılmıştır.

Yapısal analiz metodları aşağıdaki şekil 7.1 de görüldüğü gibi analitik ve sayısal yöntem olmak üzere iki ana sınıfa ayrılmaktadır.



Şekil 7.1 Yapısal analiz metodları

7.1. Analitik Metotlar

Analitik metodun gelişmesi birkaç yüz yıl öncesine kadar dayanmaktadır. Bu metod tam ve yaklaşık çözüm olmak üzere iki ayrı alt gruba ayrılmaktadır.

Her iki yöntemde yüksek derecede problemler üzerine yaklaşım sağlamaktadır. Analitik teknik, mühendislik tekniğinin geliştirilmesine ve malzeme dayanımının öğrenilmesine hizmetleri çok olmasına rağmen basit geometriye ve yüklemeye sahip olmayan yapılarda uygulanması zor veya imkansız olmaktadır. (MSC Online Help Documentation, (1999))

7.2. Sayısal Metotlar

Daha gerçek yapıların analizi veya geometrik modeli daha karmaşık yapıların analizi veya yükleme ve sınır şartlarına sahip yapıların analizlerinde sayısal yöntem daha iyi sonuçlar vermekte ve çoğu yerde rakesiz olmaktadır. Sayısal yöntem yeni gelişme safhasında olduğundan dolayı yayılma hızında bilgisayar teknolojisinin gelişme hızına bağlı olarak artmaktadır. Sayısal metot şekil 7.1 görüldüğü gibi ; sonlu farklar, sonlu elemanlar ve sınır elemanları ve enerji olmak üzere dört ayrı alt gruptan oluşmaktadır.

Enerji : Yapıya ait potansiyel enerjinin minimize edilmesi anlamına gelmektedir. Bu yaklaşım basit yapılar için uygun olmaktadır.

Sınır Eleman : Yaklaşım fonksiyonu diferansiyel eşitliklerin uygulanabilmesinde uyumluluk sağlamaktadır. Problemin büyüklüğü sadece sınırları temsil ettiğinden dolayı azaltılmaktadır. Bu metotun uygulandığı alanlar ise belli bilinen yapıdaki problemlerdir. Bazen çözüm getirmekte zorluklar yaşanabilmektedir.

Sonlu farklar : Sonlu farklar metodu belli bir sınır dairesinde eşit sonlu farklılıkların yerleştirme şeklinde olmaktadır. Sonlu farklılık çözümü eş parçalar için noktasal yöntem yaklaşımı kullanılmaktadır. Düzenli kare yapıda eleman kullanılmaktadır. Bu yüzden karmaşık yapıdaki geometri üzerinde sonlu elemanları oluşturmak imkansızdır. Sınır eleman metodunun benzeridir. Özellikle uçak ve havacılık teknolojisinde yaygın kullanılan bir metottur.

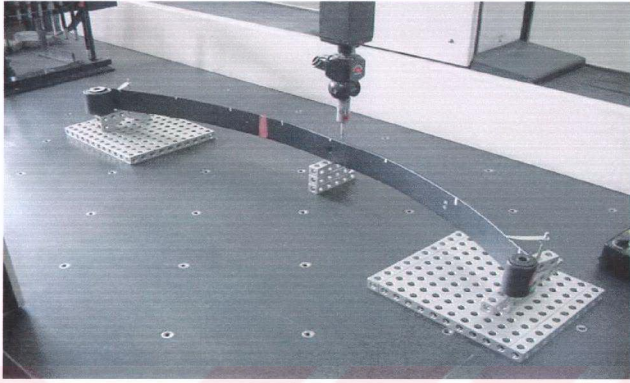
Sonlu Elemanlar Metodu : Sonlu elemanlar analizi elle veya diğer klasik yöntemlerle çözümü pratik olmayan veya imkansız olan mühendislik problemlerine çözüm getiren sayısal bir metottur. Bu metotla büyük boyutlardaki denklemlerin matris formunda çözümü yapılır. Yapının bazı davranışlarını bilebilmek modelin oluşturulmasında ve eleman tipinin seçiminde yardımcı olmaktadır. Kompleks geometriye sahip veya matematiksel denklemleri kurulamayacak kadar kompleks durum içeren bu tür mühendislik problemlerin çözümünde rahat kullanılmaktadır. (Boguley (1994); MSC Online Help Documentation, (1999) ; Nagy MSC Nastran Getting Starting User Guide, (2000))

8. BİLGİSAYARDA YAPRAK YAYIN MODELLENMESİ VE ANALİZİ

Örnek bir hafif ticari oto ile Türkiye yol şartlarından toplanan verilerin analizlerinin yapılarak düzenlemesi ile yalnızca bu model oto için bu veriler test laboratuvarlarında kullanılır hale getirilmiştir. Bu verilerin diğer otolarda kullanılabilmesi için test rig (dört adet silindirik tahrikli yol verisini otomobile aktararak yol simülasyonu yapan test bankosu) inde transfer katsayısı birim yük verilerek hem örnek hafif ticari oto hem de diğer marka test yapılacak oto için laboratuvarında elde edilmeli ve 5.2 bölümündeki yol verileri diğer marka veya sınıf otomobil için oranlanarak elde edilmelidir. Böylelikle test bankoları ve bilgisayar yorulma analizleri için istenilen rainflow diyagramları oluşturulmuştur. Ayrıca yaprak yayın üç boyutlu ölçüm cihazı ve Pro-Engineer yazılımıyla matematiksel modellenmesi, sonlu elemanların MSC/Patran yazılımıyla nasıl oluşturulduğu, MSC Nastran programıyla lineer ve nonlineer analizlerin en kritik yük için yapılarak yaprak yayın gerçek test şartlarını hangisinin daha iyi simule ettiği tespit edilmiş, çekme testleri ile elastisite modülünün değerinin bilgisayar da çökme testi ile doğrulanması ve genel yol verilerine göre daha baskın olan Samsun dinamik yol verisi seçilerek statik olarak arka sol yaprak yay gelen kuvvetle toplandıktan sonra Miner kuralı göz önüne alınarak S-N metoduyla MSC/Fatigue yazılımında yorulma analizi yapılması anlatılmaktadır. Bilgisayar ortamında bu simülasyonu kurmak için öncelikle firmada yapılan kalibrasyon sisteminin bilgisayar kodlu yazılımı oluşturulup ardından araçtaki çalışma modeline geçilmiştir.

8.1 Yaprak Yayın Modellenmesi

Örnek hafif ticari otosunda kullanılan arka yaprak yay (Gamma 3d-CMM) üç boyutlu ölçüm cihazı ile üzerinden şekil 8.1 de görüldüğü gibi 0.003 hassasiyetle ölçüm yapılarak noktalar bulutu tespit edilmiştir. Yaprak yay üzerinden alınan 1000'e yakın noktanın koordinatları txt formunda cihazdan alınarak CAD yazılımına (PTC-Pro-Engineer) aktarılmıştır. Ardından bu noktalar yardımıyla oluşturulan matematik model igs formunda şekil 8.2 deki gibi MSC/ Patran yazılımına aktarılmıştır. Matematik model oluşumunda ilk olarak noktalardan geçen eğriler bulunup şekil 8.3 de görüldüğü gibi iki boyutlu ilkel model oluşturulmuştur.



Şekil 8.1 Gamma 3d cihazı ile yaprak yay üzerinden ölçüm yapılması



Şekil 8.2. Üç boyutlu ölçüm cihazından alınan noktaların matematiksel modeli



Şekil 8.3. İki boyutlu matematiksel model

Örnek hafif ticari oto için kullanılan yaprak yay için üç boyutlu katı ve yüzey matematiksel modeli MSC/ Patrandra şekil 8.4 deki gibi oluşturulmuştur.



Şekil 8.4. Yaprak yay yüzey modeli



Şekil 8.5. Yaprak yay üç boyutlu modeli

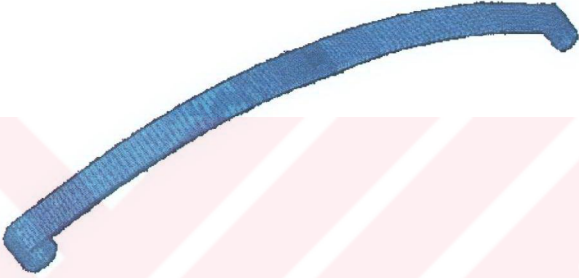
8.2. Yaprak Yay Sonlu Elemanlar Modeli

Mevcut tasarımda kesit boyunca kalınlık değişimlerinden dolayı yapının 3D katı elemanlar ile modellenmesine karar verilmiştir. Sonlu eleman analizlerinde üç boyutlu yapılar için kullanılan üç tip eleman bulunmaktadır (hexa, tetra, wedge). 3 boyutlu elemanlardan tetra veya hexa eleman kullanılması bu tür yapılar için uygun olmaktadır. Tetra elemanlar daha çok karmaşık geometriye sahip 3 boyutlu yapılarda kullanıldıklarından dolayı hexa eleman tercih edilmiştir. Bunun yanında hexa elemanlarla daha sağlıklı bir sonuç elde edebilmektedir. (Boguley,

(1994) Nagy MSC Nastran Getting Starting User Guide, (2000))

Hexa üç boyutlu elemanın diğer üç boyutlu elemanlara göre sonlu elemanlar analizindeki avantajı üçşöyle açıklayabiliriz ; bir sonlu elemanda FEM modeli bir CAD çizim modeline ne kadar yakın ise gerçek yapıdaki durum o kadar iyi simule edilir. Bunun yanı sıra düzgün yüzeyli dikdörtgen (hexa) modellerin kullanılması hacimsel uygunluğa daha uygundur. Çünkü hassaslık kavramı FEM modelleme esnasında dikkat edilmesi gereken bazı parametreler vardır ve bunlar eleman kalitesini içerir. Örneğin warpage kavramı, eleman çarpıklığı kavramını içerir. Yapı modellenirken eleman çarpıklığı için mevcut eleman sayısının $\%95$ i < 30 birimden küçük olmalı ve $\% 10$ ise $\% < 5$ birim olmalı. Bu durumda dikdörtgen elemanın kullanıldığı zamanki çarpıklık oranı diğerlerine göre çok daha azdır. Bunun yanı sıra üçgen elemanlar kullanıldığında minimum ve maksimum iç açılar önemlidir. Bir üçgen açıları $20 - 140$ derece arasında olmalıdır. Bir başka kriter ise aspect ratio denilen üçgenin büyük kenarının küçük kenarlarına uzunluğu < 5 oranında olmalıdır. Bu kriterlerin olması yapıların üçgen olarak modellenmesinde zorluk

doğurur. Halbuki dikdörtgen elemanlarda bu işleme gerek duyulmaz. Bu konu ile ilgili referans norm örnek hafif ticari otonun ait olduğu firma şartnamelerden elde edilebilir. Sonlu elemanlar modeli üzerinde gerekli düzeltmeler yapılarak kritik noktaların eleman sayıları yoğunlaştırılmıştır. Sonlu elemanlar modeli için 5728 adet prizmatik (hexa) eleman kullanılmıştır. Bu elemanlar üzerinde de toplam 9156 adet bağlama noktası bulunmaktadır.

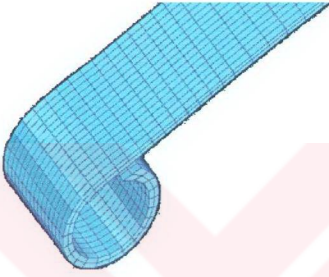


Şekil 8.6 Yaprak yay sonlu elemanlar modeli

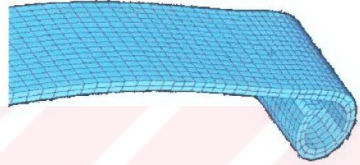


Şekil 8.7 Hexa eleman yapısı

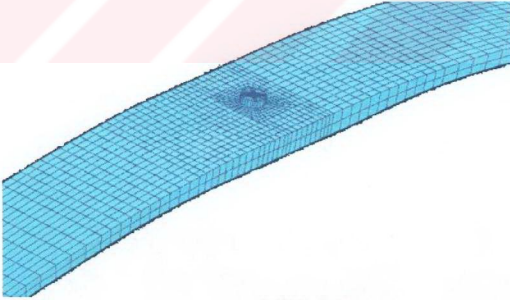
Kullanılan hexa elemanın geometrik özelliği şekil 8.7 de görüldüğü gibidir. 8 adet düğüm noktasına sahip eleman düzgün yapı oluşturmak için kullanılan en uygun elemandır. Kritik noktaların önceden yapılan lineer statik ön analiz ile burçlara yakın yerler ve aks ile temas halinde olan göbek kısmına yakın bölgeler olduğu görülmüştür. Şekil 8.8 de görüldüğü gibi bu kritik noktaların eleman yapıları yoğunlaştırılmıştır.



(a) Büyük burç



(b) Küçük burç



c) Göbek kısmı

Şekil 8.8 Kritik noktaların sonlu elemanlar modelleri a) Büyük burç b) Küçük burç
c) Göbek kısmı

8.3. Yaprak Yay Malzeme Özellikleri

Yaprak yay malzemesine ait bazı önemli özellikler ilgili firma şartnamesi (52560) göre şöyledir;

Elastisite modülü $E : 206\ 000\ \text{N/mm}^2$

Poisson oranı $\nu : 0.27$ alınmıştır.

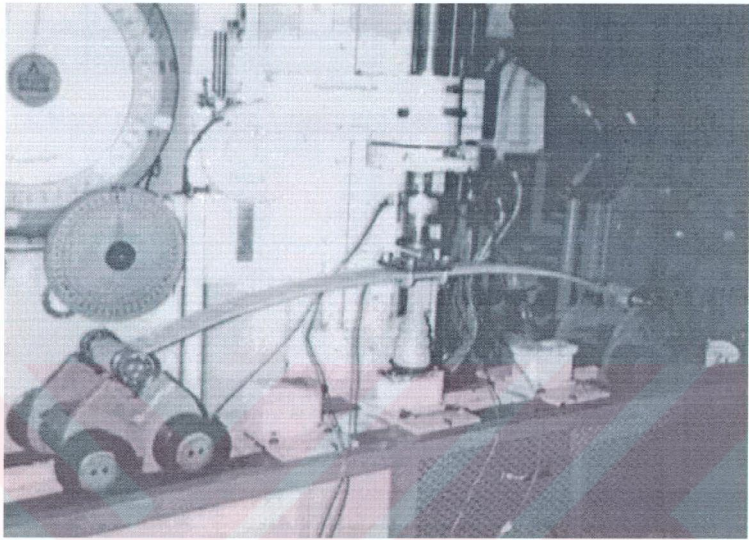
Akma gerilme değeri $\sigma_{akma} = 1509\ \text{N/mm}^2$

Kopma mukavemeti değeri $\sigma_u : 1682\ \text{N/mm}^2$.

8.4. Arka Yaprak Yay Kalibrasyonu

8.4.1. Firma Kalibrasyon Düzeneği

Yapılan çalışmanın doğruluğunun belirlenmesi için bilinen test koşullarıyla yapının test edilip aynı koşullar ile sonlu eleman analizleri gerçekleştirmeyi ve buna göre matematik modelin kalibrasyonu uygun görülmüştür. Bu kalibrasyon işlemi için şekil 8.9'deki ilgili firmanın test bankosu kullanılmıştır. Yaprak yay üzerine bağlanan strain-gaugelerden ölçülen birim şekil değiştirme değerleri şekil 8.9 deki aşağıdaki düzeneğe göre kalibrasyon çalışması yapılmış ve bu sonuçlar bilgisayar ortamındaki yaprak yayın analizi için de kullanılmıştır. Şekil 8.9 nolu resimde test düzeneğindeki yaprak yay her iki uçta serbest yönde hareket edebilecek şekilde kayabilen tekerleklerle yataklanmış ve yaprak yay aksa bağlandığı yerinden bir mesnet vasıtasıyla hareketli kuvvet kontrolü olan bir pistonla bağlanmış ve burçlar tekerlekler üzerine oturtulup göbekten yaya yük uygulanmıştır. Kuvvet uygulanan alan araçta sisteme uygun olarak belirlenmiştir. Uygulanan kuvvetler sonucu birim şekil değiştirmeler aşağıdaki tablodaki gibi bulunmuştur.



Şekil 8.9 Firma yaprak yay kalibrasyon düzenegi.

Çizelge 8.1 1 no lu strain-gauge için birim şekil değıştirme değeri (Firma kalibrasyon testi)

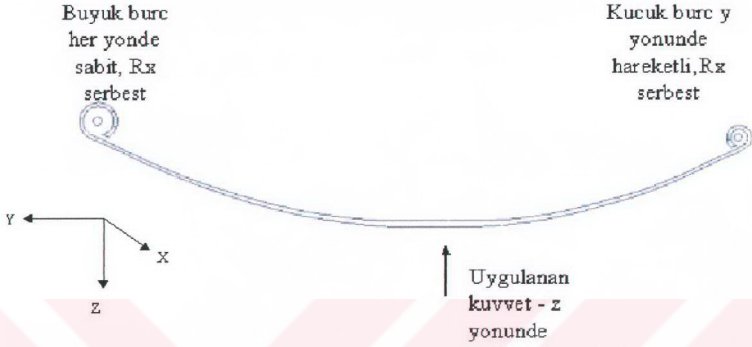
Uygulanan Ortalama yük daN	Ölçülen Ortalama değer [$\mu\epsilon$]
0.000	0.000
100.000	1293.269
250.000	3458.413
350.000	4952.885
500.000	7060.096

Çizelge 8.2 3 nolu strain-gauge için birim şekil değıştirme değeri (Firma kalibrasyon testi)

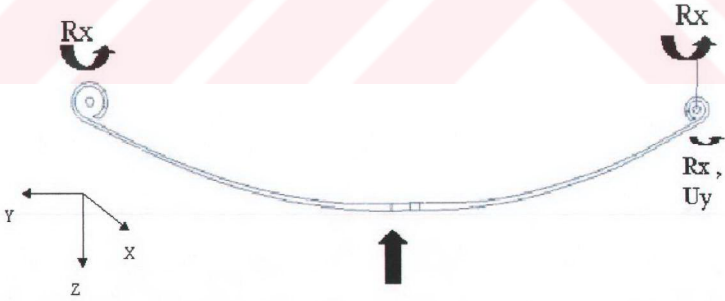
Uygulanan Ortalama yük daN	Ölçülen Ortalama değer [$\mu\epsilon$]
0.000	0.000
100.000	1120.192
250.000	2955.769
350.000	4210.817
500.000	5989.423

Çizelge 8.1 ve 8.3 de sırasıyla testte kullanılan yaprak yay üzerine yapıştırılmış olan 1 ve 3 nolu strain-gaugelerin test bankosunda 0, 100, 250, 350, 500 Newtonlar da yayın göbeğinden statik olarak uygulanan yüklerin verilerek yayda bu yüklere karşı oluşan birim şekil değıştirmelerin ölçölüp yayın kalibrasyonu belirlenmiştir. Bu veriler ölçüm esnasında test kayıt cihazının verilerinde kullanılmıştır.

8.4.2. Firma Kalibrasyon Düzenegi Sınır Şartları



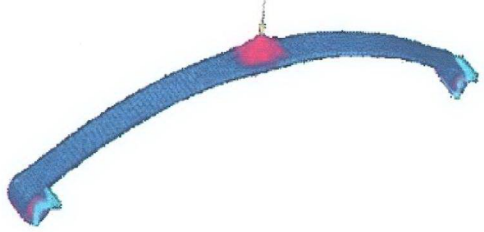
Şekil 8.10 Yaprak yay sınır şartı 1 –Büyük burç her yönde sabit küçük burç yatayda hareketli



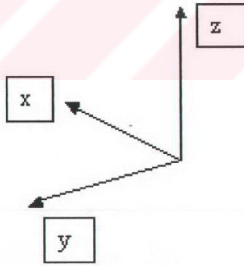
Şekil 8.11 Yaprak yay sınır şartı 2 Göbek sabit olarak z düzleminde hareketli,büyük ve küçük burç yatayda hareketli.

8.4.3. Firma Kalibrasyon Düzeneği Sonlu Elemanlar Modeli

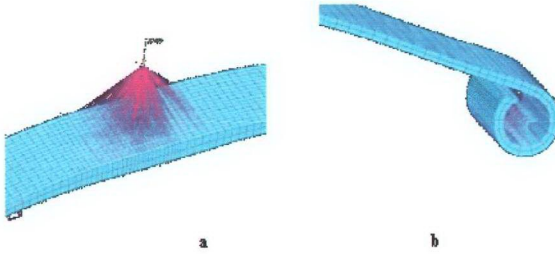
Şekil 8.12 Firma kalibrı



Şekil 8.12 de Firmadaki test bankosundaki durumda ki düzeneğe ait bilgisayar ortamında kalibrasyon modeli verilmiştir. Burada burçlar radyal ve burç ekseninde (RX) yönünde dönmeye bırakılmıştır. Ayrıca yaprak yay doğrultusunda (Y) burçlar serbest bırakılmıştır. Tekerlekten gelen kuvvet, Şekil 8.14 (a) da görüldüğü gibi yay üzerindeki mekanik bağlantıya paralel şekilde bu kuvvet $123 \times 60 \text{ mm}^2$ lik bir alana yayılarak tatbik edilmiştir

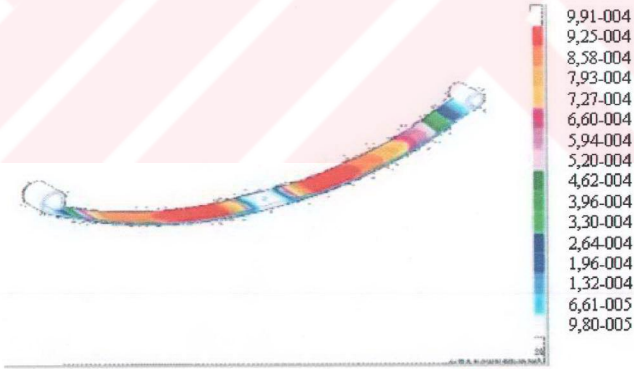


Şekil 8.13 Sonlu elemanlar modeli kordinat takımı



Şekil 8.14 a) Yaprak yay sınır şartında yay göbeğine uygulanan yük resmi, b) Yaprak yay sınır şartında burçlardaki sonlu elemanların modeli

Malzeme şartnamesine göre lineer statik analiz yapılmıştır. Göbek noktasından 100 daN luk yükleme sonucu elde edilen birim şekil değiştirme değeri (1.nolu strain-gauge) $991\mu\epsilon$ olmaktadır.



Şekil 8.15 Lineer statik analiz sonuçları

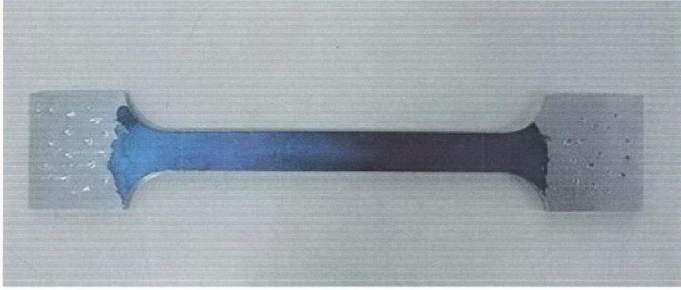
Yaprak yayda hangi metodun daha iyi bir yaklaşım sağladığını anlamak için nonlinear statik analiz yaklaşımıyla çözümler elde edildi. Nonlinear analizde lineer analizdeki gibi malzeme özellikleri aynı kalmak kaydıyla büyük deformasyon (large displacement) göz önüne alarak analiz yapılmıştır. Nonlinear analizde ölçülen değer 827 $\mu\epsilon$ olduğundan dolayı lineer analizin fiziksel ölçümlere daha yakın sonuç verdiği çizelge 8.3.de görülmektedir.



Şekil 8.16 Nonlinear statik analiz sonuçları

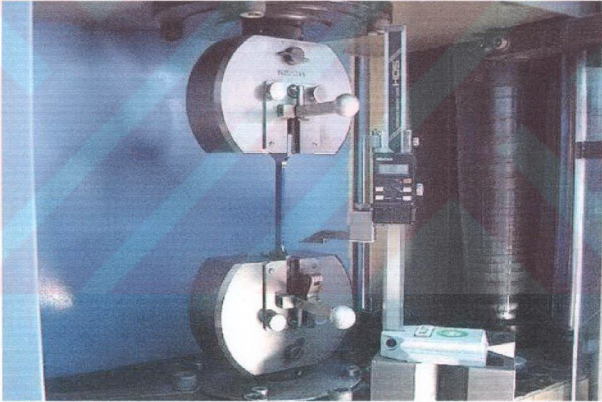
8.4.4. Malzemenin Elastisite Modülünün Tespit Edilmesi

Firma bünyesinde yaprak yay malzemesine ait numune üzerinde aşağıdaki gibi çekme testleri uygulanmıştır. Şekil 8.20 de görüldüğü gibi dört adet numune üzerinde yapılan çekme testleri ile malzemeye ait elastisite modülü elde edilmiştir.



Şekil 8.17 Test numunesi

Elastisite modülünün bulunmasında Şekil 8.18 deki test sistemi uygulanmıştır.



Şekil 8.18 Test cihazı

Yapılan testlerde elastisite modülü değeri 166.000 N/mm^2 ile 175.000 N/mm^2 değerleri arasında değiştiği görülmektedir. Yapılacak analizler için elastisite modülünün ortalama olarak 170.000 N/mm^2 civarında alınmıştır.

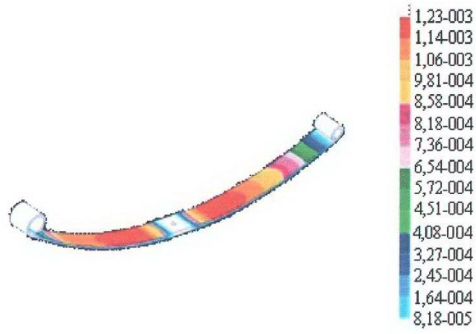
8.4.5. Test Sonucu Elde Edilen Malzeme Özelliklerine Göre Firma Kalibrasyon Düzen- ğinin Lineer Analizi

İlk yapılan bilgisayar ortamındaki kalibrasyon modelinin sadece malzeme özellikleri değışti-
rilerek lineer statik analizi yapılmıştır . Bu değerler 166.000, 170.000 ve 180.000 N/mm² dir.
Analizler için malzeme testinden en yaygın elde edilen elastisite modül değeri kullanılmıştır.
Burada her üç değeri için yapılan analizler ile aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir. Şekil 8.19 de
görüldüğü gibi 180.000 N/mm² lik bir elastisite modül değeri sonucu malzeme üzerindeki 1 nolu
strain-gauge bulunduğu noktadaki birim şekil değıştirme değeri 1120 $\mu\epsilon$ olmaktadır.

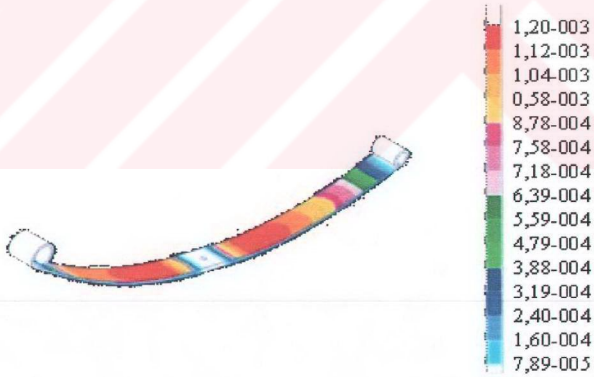


Şekil 8.19 180.000 N/mm² lik elastisite modül değeri ile oluşan birim şekil değıştirme
sonuçları

Aynı sistem üzerinde sadece elastisite modülü değeri 170.000 N/mm² olursa oluşan birim şekil
değıştirme değeri 1190 $\mu\epsilon$ olmaktadır. Son olarak elde edilen en düşük elastisite modülü değeri
(166.000 N/mm²) göre yapılan analiz sonuçları şekil 8.21 deki gibidir. Elde edilen birim şekil
değıştirme değeri 1220 $\mu\epsilon$ olmaktadır.



Şekil 8.20 170.000 N/mm² lik elastisite modül değeri sonucu oluşan birim şekil değıştirme değeri



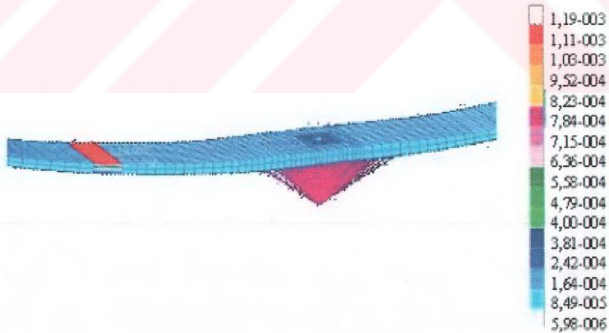
Şekil 8.21 166.000 N/mm² lik elastisite modül değeri ile elde edilen birim şekil değıştirme değeri.

Yapılan lineer statik analizler sonucu malzemenin elastisite modülünün 170.000 N/mm^2 olarak alınması kalibrasyon düzeneğine en yakın değeri verdiği görülmüştür.

Bu değerlere bağlı olarak firma kalibrasyon sistemi tekrar bilgisayar ortamında analiz edilmiştir. Yapılan lineer ve nonlinear statik analiz sonuçları çizelge 8.3. de verilmiştir

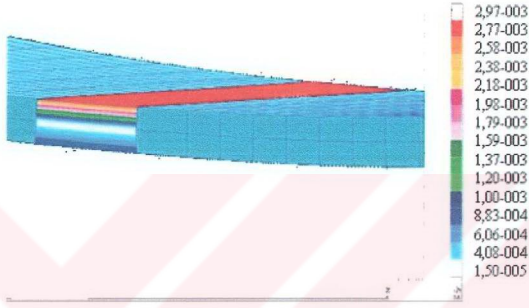
Çizelge 8.3 Örnek bir hafif ticari oto yaprak yayının değişik sınır şartlarına göre lineer ve nonlinear analiz değerleri

FIAT DOBLO YAPRAK YAY KALIBRASYON TESTİ BİLGİSAYAR ANALİZİ SONUÇLARI						
UYGULANAN YÜKLER	BÜYÜK BURÇ SABİT KÜÇÜK BURÇ YATAYDA HAREKETLİ			GÖBEK SABİT BURÇLAR YATAYDA HAREKETLİ		
	Lineer statik analiz	Nonlieneer analiz	statik	Lineer statik analiz	Nonlieneer analiz	statik
100 DaN	1190		670	1190		670
250 DaN	2970		1880	2970		1880
350 DaN	4160		2580	4160		2580
500 DaN	5940		3640	5940		3640

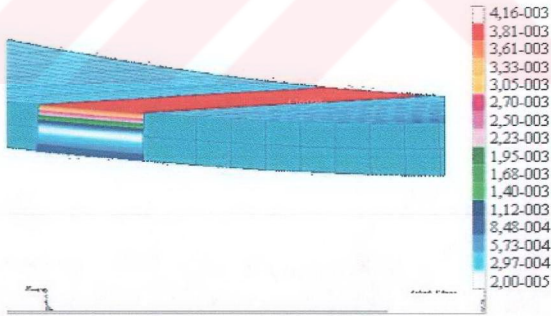


Şekil 8.22 100 daN'da 1 nolu strain-gauge'ten ölçülen birim şekil değiştirme değerleri.

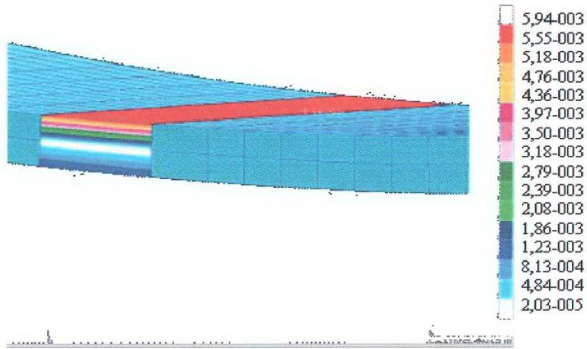
Şekil 8.22 de görüldüğü gibi 1 nolu strain-gauge nin bulunduğu noktada elde edilen strain değeri 1190 $\mu\epsilon$ olmaktadır. Firma kalibrasyonunda ise bu değer 1293 $\mu\epsilon$ olmaktadır. Burada elde edilen yaklaşık % 93`tür. Benzer şekilde 250 daN , 350 daN ve 500 daN değerlerinde analizler yapıldığında ise sırası ile 2970 , 4160 ve 5940 $\mu\epsilon$ değerleri aşağıdaki şekillerde görüldüğü gibi bulunmuştur.



Şekil 8.23 a) 250 daN da 1 nolu strain-gaugeden ölçülen birim şekil değiştirme değerleri.

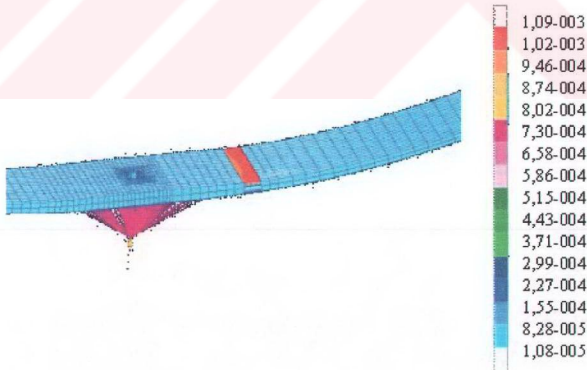


Şekil 8.23 b) 350 daN da 1 nolu strain gaugeden ölçülen birim şekil değiştirme değerleri.

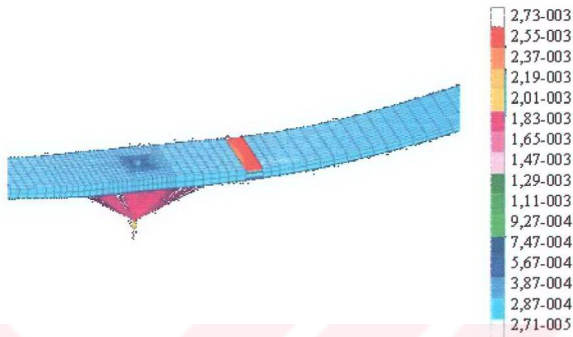


Şekil 8.23 c) 500 daN da 1 nolu strain gaugeden ölçülen birim şekil değıştirme değeri

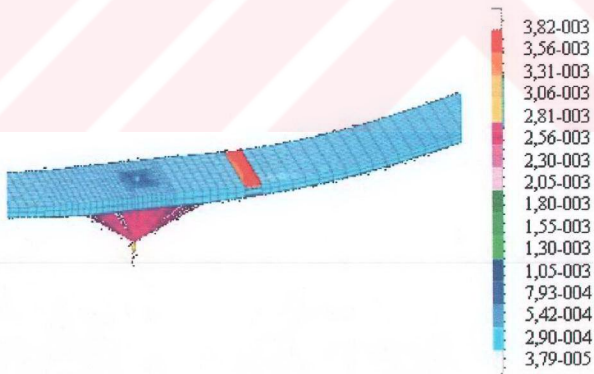
Lineer statik analiz sonucu 3.nolu strain-gauge için ölçülen değeri şekil 8.24 deki gibidir.



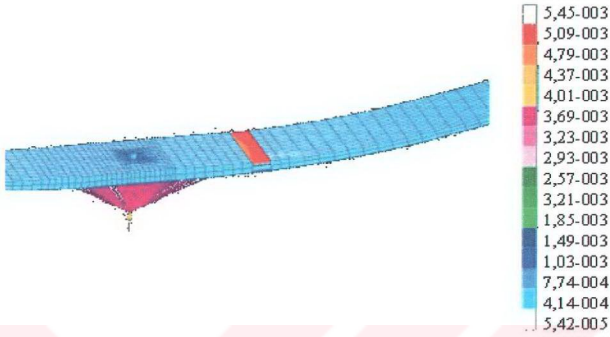
Şekil 8.24a 100 daN 'da 3 nolu strain-gauge üzerindeki linner statik analiz sonucu birim şekil değıştirme değeri .



Şekil 8.24 b) 250 daN'da 3 nolu strain-gauge üzerindeki lineer statik analiz sonucu birim şekil değiştirme değerleri .



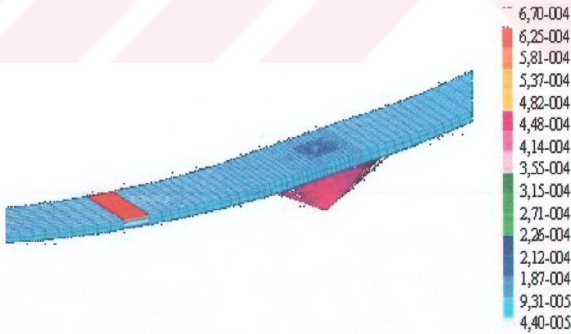
Şekil 8.24 c) 350 daN 'da 3 nolu strain-gauge üzerindeki lineer statik analiz sonucu birim şekil değiştirme değerleri .



Şekil 8.24 d) 500 daN 'da 3 nolu strain-gauge üzerindeki statik analiz sonucu birim şekil değiştirme değerleri.

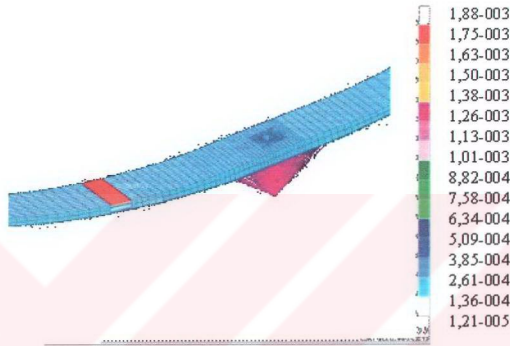
8.4.6. Test Sonucunda Elde Edilen Malzeme Özelliklerine Göre Firma Kalibrasyon Düzenine Bilgisayarda Nonlineer Statik Analizi.

Test sonucu elde edilen elastisite modülü değerine göre aynı modelin nonlineer statik analizinde büyük yer değiştirme metodu kullanılarak analiz yapılmıştır. Elde edilen birim şekil değiştirme değerleri lineer statik analiz sonuçlarına göre düşük olduğu görülmüştür.

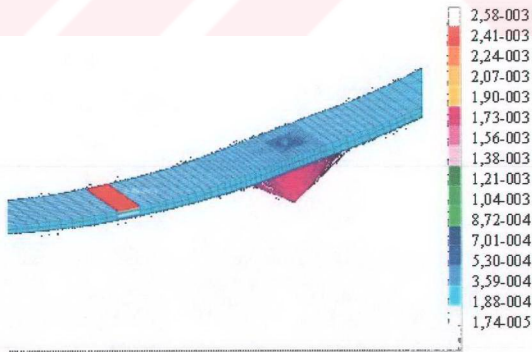


Şekil 8.25 100 DaN luk kuvvet uygulamasında nonlineer statik analiz sonuçları.

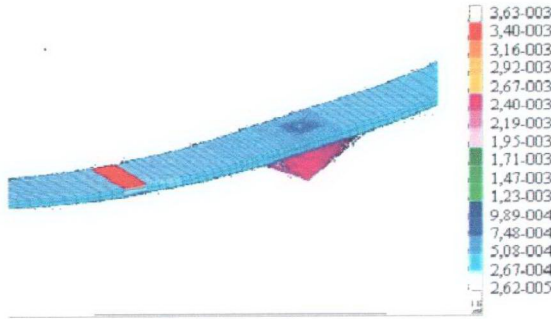
Nonlineer analizde, lineer analize benzer şekilde 100 daN luk bir kuvvet uyguladığımızda 670 $\mu\epsilon$ luk birim şekil değiştirme elde edilmektedir. Benzer şekilde 250 , 350 ve 500 daN kuvvetler uygulandığında elde edilen birim şekil değiştirme değerleri sırası ile 1880 , 2580 ve 3640 $\mu\epsilon$ olmaktadır.



Şekil 8.26 a) 250 daN 'da nonlineer statik analiz değerleri.



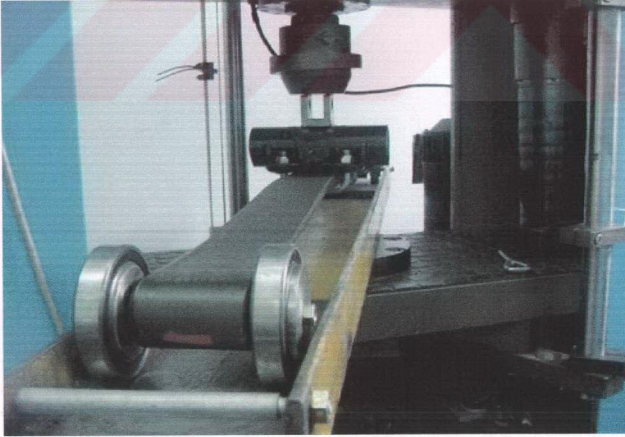
Şekil 8.26 b) 350 daN 'da nonlineer statik analiz değerleri.



Şekil 8.26 c) 500 daN ‘da nonlinear statik analiz değerleri.

8.4.7. Yaprak Yay Çökme Testi

Firmada uygulanan eğilme testinde şekil 8.31 de görüldüğü gibi yay burçları bir ray üzerine bin-dirilip yay senine serbest raketli dikey yönde uygulanan kuvvet ile çökmeye zorlanmaktadır.

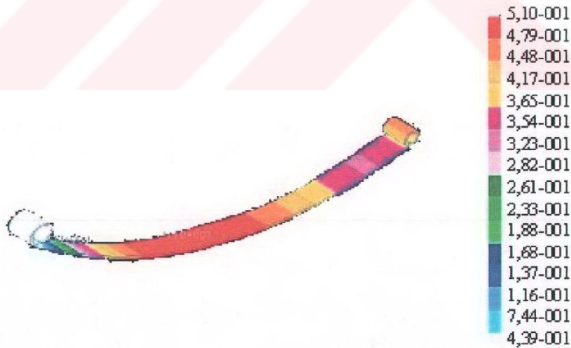


Şekil 8.27 Yaprak yay çökme testi.

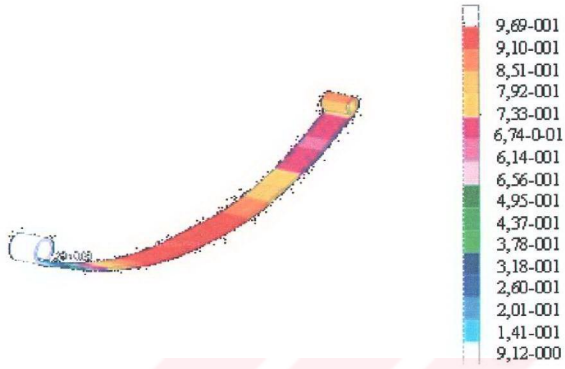
Yaprak yay çökme testinde, resim no 46821011 ve 7F-5550 nolu şartnameye göre uygulanan 100 kg lik yüklemekten sonra çökme mesafesi sıfırlanmıştır. Ardından uygulanan 131 kg lik kuvvet (toplam 231 kg) ile 51 mm lik bir çökme değeri elde edilmiştir. Firmada yapılan çökme testinde bulunan elastisite modülü değerine göre lineer statik analizi yapılmıştır. Şekil 10 da görüldüğü gibi büyük burç sabit, küçük burç hareketli ve göbekten uygulanan kuvvetler sonucu oluşan maksimum çökme değeri 51 mm olmaktadır. Bu değer firmada yapılan test sonuçları ile aynıdır. Bu elde edilen sonuçlardan, elastisite modülünün ortalama olarak 170.000 N/mm^2 olması gerektiği görülmektedir. 170.000 N/mm^2 lik elastisite modülü sonucu elde edilen analiz sonuçları çizelge 8.4 de verilmiştir

Çizelge 8.4 Çökme testi sonlu elemanlar analiz sonuçları

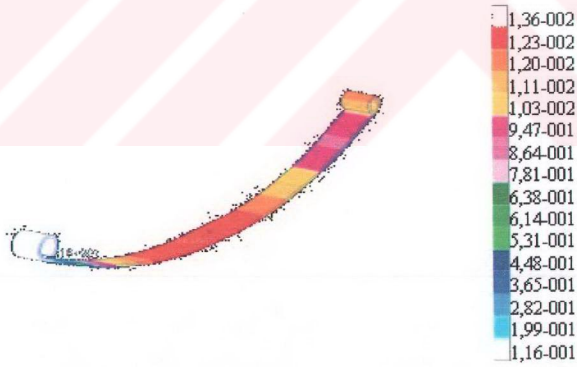
TOFAS YAPRAK YAY ÇÖKME TESTİ			
UYGULANAN KUVVET FARKLARI	BÜYÜK BURÇ SABİT KÜÇÜK BURÇ YATAYDA HAREKETLİ (mm)	GÖBEK SABİT BURÇLAR YATAYDA HAREKETLİ (mm)	TEST SONUÇLARI
	Lineer statik analiz	Lineer statik analiz	
131 kg	51	46	51
249 kg	96.9	87.4	102
350 kg	136	123	144



Şekil 8.28 131 kg lık yüklenme farkı ile elde edilen çökme değeri



Şekil 8.29 249 kg lık yükleme farkı ile elde edilen çökme değeri.

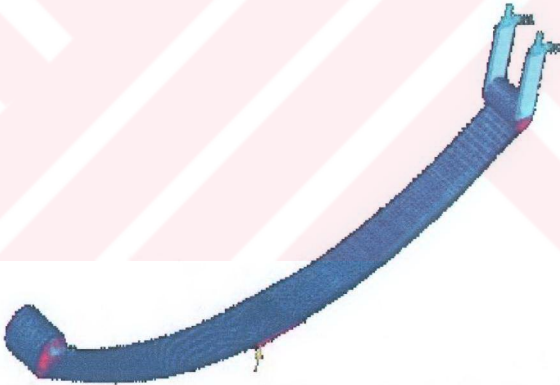


Şekil 8.30 350 kg lık yükleme farkı ile elde edilen çökme değeri.

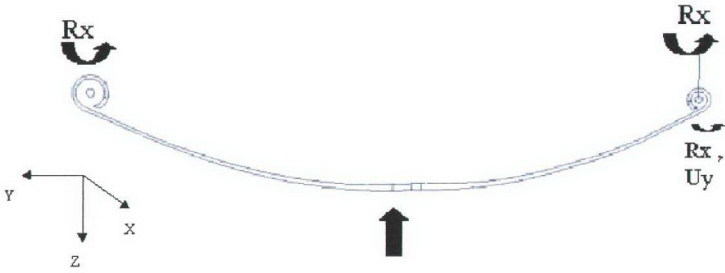
Yukarıdaki şekillerde de görüldüğü gibi elde edilen çökme değerleri test ortamından elde edilen değerlere göre %93 oranında yakınsamaktadır. 131 kg lık yükleme farkı sonucu elde edilen çökme değerleri hem test ortamında hem de analiz ortamında 51 mm dir. 249 kg lık bir yükleme farkı sonucu test ortamında elde edilen çökme değeri 102 mm bilgisayar ortamında elde edilen değer ise 96.9 mm olmaktadır. Benzer şekilde 350 kg lık bir yükleme farkı sonucu test ortamından elde edilen 144.85 mm lık çökme değerine karşın bilgisayar ortamından elde edilen değer ise 136 mm dir.

8.4.8. Araçtaki Sistemin Bilgisayar Ortamında Simüle Edilmesi

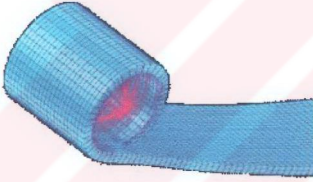
Araçtaki yapı firmada yapılan kalibrasyon sistemine göre bazı farklılıklar arz etmektedir. İlk olarak küçük burç tarafında yayın daha rahat esnemesini sağlayan şekil 8.31 de görüldüğü gibi manivela sistemi vardır. Bu manivela kolu sayesinde yaprak yay yana doğru açılabilir.



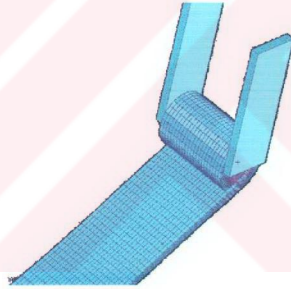
Şekil 8.31 Araç sonlu elemanlar modeli



Şekil 8.32 Araç modelinin sınır şartları.



(a)



(b)

Şekil 8.33 Yaprak yay sınır şartları a) büyük burç tarafı b) küçük burç tarafı.

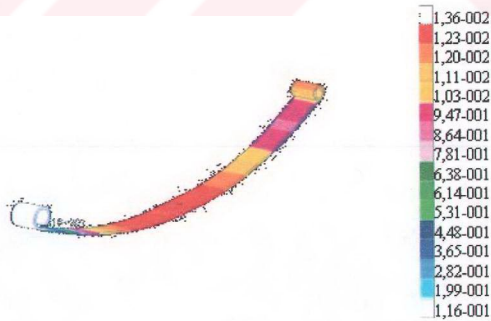
Büyük burç tarafında kendi eksenini etrafında dönebilen bir mafsallı bağlantısı MSC Nastran / Patran yazılımında şekil 8.32 ve şekil 8.33 (a) 'da ki gibi tanımlanmıştır. Benzer şekilde küçük burç tarafında da manivela kolu ile küçük burç arasında döner bir bağlantı şekil 8.33 (b)'deki gibi tanımlanmıştır. Araçtaki modelin kalibrasyon düzeneğindeki modelden farkı; küçük burç tarafında bir manivela kolu otonun kasası ile arka yaprak yay arasına bir saplama ile bağlanarak bu noktada manivelanın dönmesine izin verilmektedir. Böylece yaprak yaya tekerlek tarafından

dik olarak iletilen kuvvet yaprak yayın sağ tarafa doğru kayarak uzamasına dolayısıyla gelen kuvvetin bir miktar azalmasına neden olmaktadır.

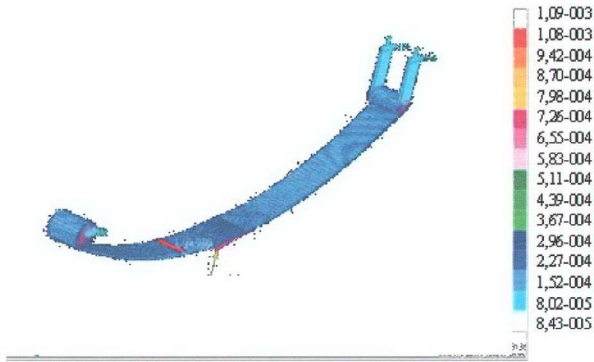


Şekil 8.34 100 daN luk yükleme durumu.

Firma kalibrasyon düzeneğinde olduğu gibi benzer yük koşulları uygulanarak MSC Nastran yazılımında lineer statik analizler yapılmıştır şekil 8.34 de görüldüğü gibi 100 daN luk bir yükleme sonucu elde edilen birim uzama değeri 434 μe olmaktadır



Şekil 8.35 250 daN luk yükleme durumu.



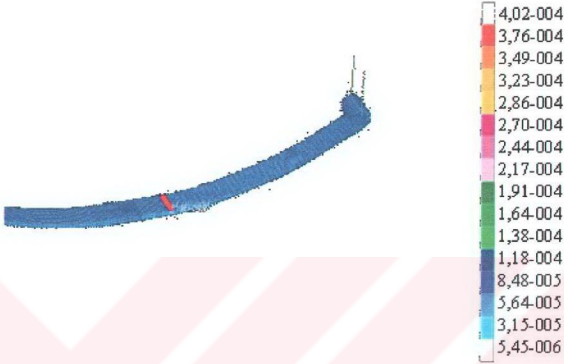
Şekil 8.36 500 daN luk yükleme durumu.

Araç sisteminden elde edilen yükleme değerleri firma kalibrasyon sistemine oranla çok düşük olmaktadır. Çizelge 8.5.de araç sistemi ile firma kalibrasyon sisteminin birbiri ile olan ilişkisi rahatlıkla görülmektedir. Burada her iki strain-gauge için aynı oranda bir farklılık olması yapılan kalibrasyon işlemlerinin bilgisayar ortamında ne derece yakınlık sağladığını göstermektedir. 1 ve 3 nolu strain-gauge ler için elde edilen 2.7 katsayısı kalibrasyon sistemi ile araç sistemi arasındaki bağlantı kurulabilir.

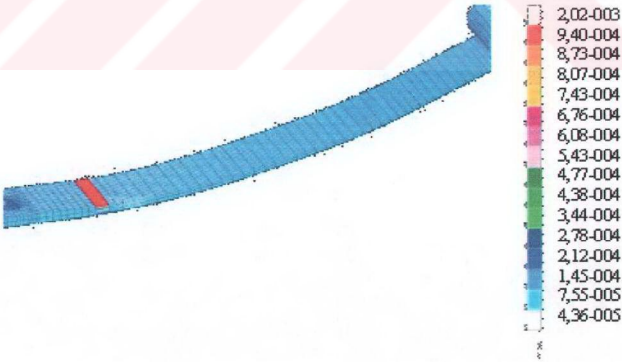
Çizelge8.5 1-3nolu birim şekil değiştirme değerlerinin otodaki sisteme göre oranları.

KALİBRASYON İLE OTO DÜZENEGİNİN BENZEŞİMİN KURULMASI				
NO		ÖLÇÜLEN DEĞERLER		
	UYGULANAN YÜKLER (daN)	Fiat kalibrasyon sistemi ($\mu\epsilon$)	Tofaş araç sistemi ($\mu\epsilon$)	Katsayı
1 NOLU STRAIN -GAUGE	100	1190	434	2.741935
	250	2970	1090	2.724771
	350	4160	1520	2.736842
	500	5940	2170	2.737327
3 NOLU STRAIN -GAUGE	UYGULANAN YÜKLER (daN)	Fiat kalibrasyon sistemi ($\mu\epsilon$)	Tofaş araç sistemi ($\mu\epsilon$)	Katsayı
	100	1090	402	2.711443
	250	2730	1010	2.70297
	350	3820	1410	2.70922
	500	5450	2010	2.711443

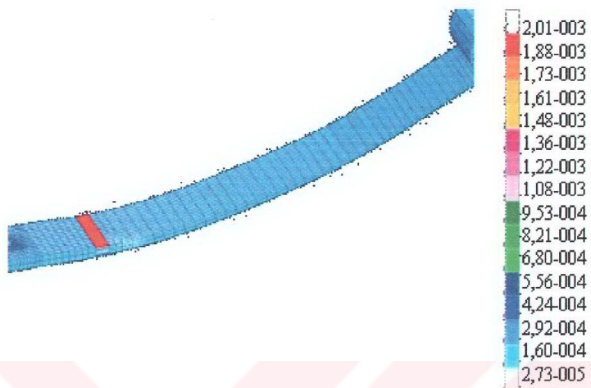
Araç sistemine göre 3 no lu strain gauge üzerindeki birim şekil değıştirme değęerleri aşağıdaki gibidir



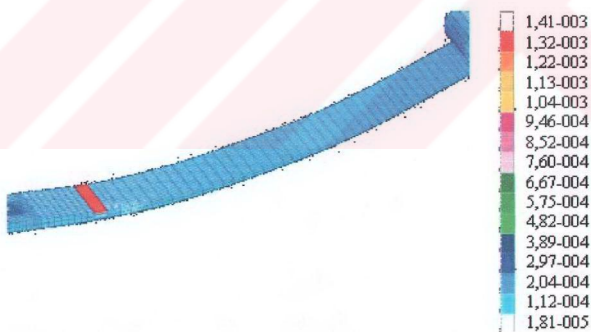
şekil 8.37 a) 100 daN ‘da 3.nolu strain-gauge üzerindeki birim şekil değıştirme değęerleri .



şekil 8.37 b) 250 daN ‘da 3.nolu strain-gauge üzerindeki birim şekil değıştirme değęerleri .



Şekil 8.37 c) 350 daN 'da 3.nolu strain-gauge üzerindeki birim şekil değiştirme değerleri



Şekil 8.37 d) 500 daN 'da 3.nolu strain-gauge üzerindeki birim şekil değiştirme değerleri .

8.5. Yaprak Yay Yorulma Analizi

Bilgisayar ortamında sonlu elemanlar teorisine dayalı olarak yorulma analizinin yapılabilmesi için gerekli olan parametreler aşağıdaki gibidir.

1- Matematiksel modele ait lineer statik analiz.

Arka yaprak yay Hooke kanunun özelliklerini gösterdiğinden dolayı lineer olarak , statik haldeki olabilecek en kritik sınır ve yük şartlarına bağlı olarak analiz edildi.

2- Dinamik yük değerleri.

Yoldan toplanan veriler zamana bağlı değişkenlik gösterdiğinden yorulma analizlerinde kullanılması gereken parametredir.

3- Malzeme özellikleri.

Malzemeye ait laboratuvar şartlarındaki S-N özellikleri kullanılarak yorulma analizi yapılır. S-N yorulma eğrisi her malzeme için laboratuvar testleri ile bulunması gerekmektedir. Bunun yanı sıra yine literatürde bilinen bir S-N eğrisinin soğuk ve sıcak şekil verme neticesindeki değişimi ile değerler bilgisayar analizinde elde edilmiş ve daha önceki çökme testi ile de doğrulanmıştır. Bu parametreler baz alınarak S-N metodu ile yaprak yaya gelen kuvvet bileşenin (araç ağırlığı ve dinamik yük) ömür analizi yapılmıştır. Çünkü malzemenin en yüksek anındaki kritik gerilmesi malzemenin akma gerilmesinin altında olduğundan dolayı yüksek tekrarlı yorulma (high cycle) metodu olan S-N metoduna uygun olduğundan analizler bu metoda göre yapılmıştır. (Boguley, (1994); Dieter, (1976); Nagy MSC Nastran Getting Starting User Guide, (2000); Bishop, (2000))

Bilgisayar ortamında yapılan kalibrasyon işlemlerinin ardından öncelikle aracın kendi ağırlığı göz önünde bulundurularak lineer statik analiz yapılmıştır. Arka sol yaprak yaya gelen ağırlık 413 kg (4051 N) olarak ağırlık ölçen bir terazide ölçülmüştür. Bu yükleme miktarı araç modeline uygulandığında oluşan maksimum gerilme $\sigma_{max} = 717$ MPa olmaktadır. Türkiye yol şartlarından toplanan verilere göre yorulma analizi yapılabilmesi için otonun statik ağırlığının yanında, araca gelen en kritik yük miktarının bilinmesi gerekmektedir. (Boguley, (1994); Nagy MSC Nastran Getting Starting User Guide, (2000))

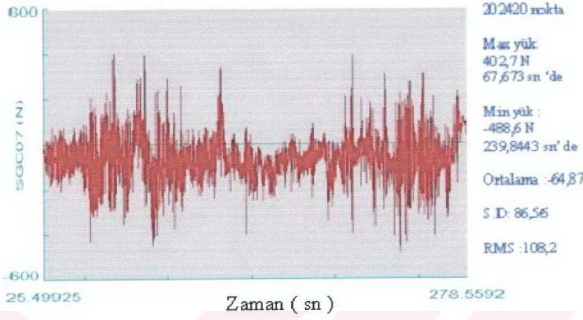


Şekil 8.38 Araç ağırlığına göre yapılan statik analiz sonucu.

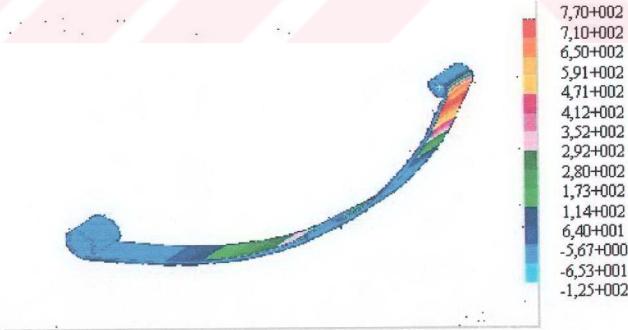
Samsun yolunda toplanan dinamik yük verileri içerisinde parçaya hasar verebilecek en kritik yük değeri Şekil 8.39 de görüldüğü gibi 488 N olmaktadır. Bu değer araç ağırlığına eklendiğinde en kritik andaki yükleme miktarı (4051+488) 4540 N' a çıkmaktadır. Yorulma analizinde referans teşkil etmek (diğer değişken yük dalgalarını elde edilen maksimum gerilme değerine göre düzenlemek) ve kullanmak amacı ile maksimum gerilme değeri kullanılır. (Paul, (1999))

Maksimum yükleme değerine göre yapılan statik analiz sonucu elde edilen gerilme değeri Şekil 8.39 daki gibi 770 MPa 'a ulaşmaktadır.

1 Nolu Starin-gauge Samsun Yolundan Yük Verisi Gösterimi



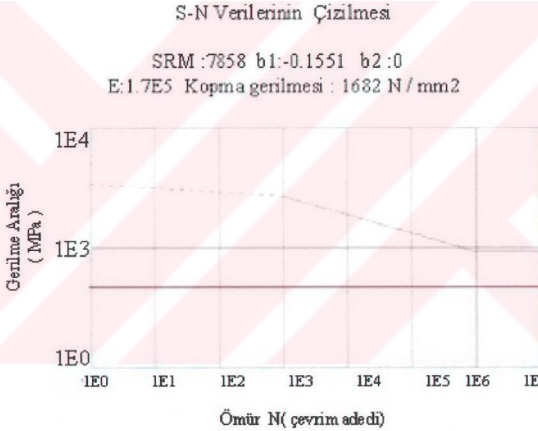
Şekil 8.39 Samsun yolunun yaprak yay ile etkileşimi sonucu oluşan zamana bağlı yük verisi. Şekil 8.39 deki Samsun 'dan 1 nolu strain-gauge verisinden alınan yol verisinde yatay eksen zamanı göstermekte olup 25.5 sn ile 278.6 sn arasında net olarak 253 sn lik bir yol verisi olup bu verinin dikey ekseninde ise yerden gelen kuvvetleri temsil etmekte olup bu veride maksimum 402.7 N minimum -488.6 N luk bir yük değerine maruz kalınmakta bu verinin ortalaması -64.97 ,standart sapması 86.56 değerindedir.



Şekil 8.40 En kritik andaki duruma göre statik analiz sonuçları

En kritik andaki duruma göre elde edilen gerilme değerleri yorulma analizinde kullanılmıştır. En kritiklik tanımı elde edilen bu değerle yorulma analizinde bulunan kritik değerin aramış olduğumuz en kritik çalışma ömründen daha küçük olduğundan en kritik tanım buna göre yapılır. En kritik yük değerinin yorulma analizi yapılmadan tespit edilmesinin nedeni MSC/Fatigue yazılımı bu maksimum değeri referans alıp diğer yük birimlerini bu referansa göre sıralayıp işleminden geçirerek yorulma analizini şekil 8.46 da verilen algoritma ya göre yapmıştır.

Yaprak yay malzemesinin S-N eğrisi özellikleri şekil 8.41 'deki grafikte verilmiştir. Burada görüldüğü gibi maksimum kritik gerilme malzemenin akma gerilme değerinin altındadır. Ayrıca oluşan maksimum gerilme malzemenin kopma gerilmesinin yarısına ulaşmaktadır.



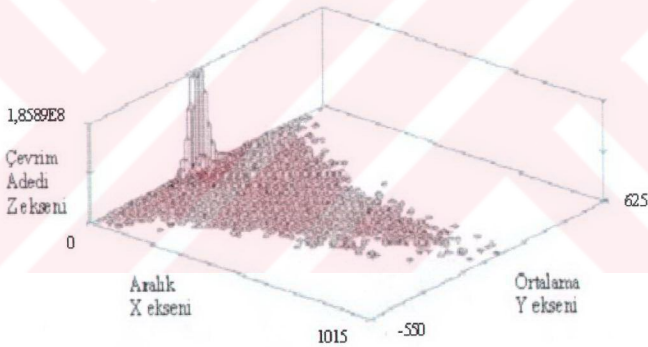
Şekil 8.41 Malzeme S-N eğrisi

Bu eğrinin yatay ekseninde 1 den 10^7 çevrime kadar olan ömür eksenini yer alırken ,bu şeklin dikey ekseninde gerilme aralıkları 0 dan 10^4 'e kadar MPa cinsinden verilmiştir. Bu şekilde b1 olarak adlandırılan Basquin eğrisinin eğimi b1 = -0.1551 b2 = 0 olup diyagramda görülen kesikli çizgiler düşük çevrime tekabül eden birim şekil değiştirme ömür metoduna ait olan verilerin tekabül ettiği değerlerdir. Daha sonrasında b1 olarak gösterilen eğri malzemenin gerilme ömür

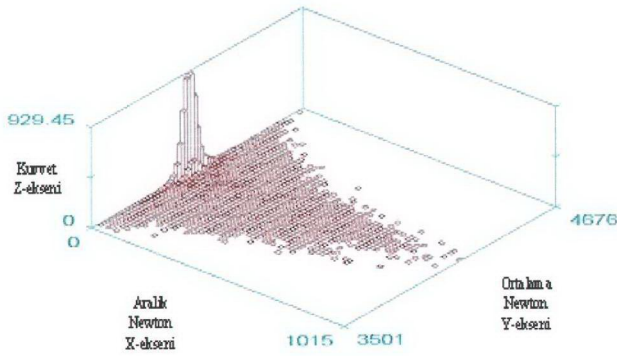
metoduna ait verilerin olduğu eğridir. Buna karşın 0 olarak görünen b2 eğrisi yorulma dayanım eğrisi yani yorulma hayatının sonsuz olduğu eğridir.

Malzemenin E elastisite modülü $1,7 \times 10^5$ N/mm² değeri alındığında malzemenin kopma gerilmesi $\sigma_u = 1682$ N/mm² değerine tekabül etmektedir. Yorulma analizinde uygulanan dinamik yükleme verileri MSC/Fatigue yazılımına genel olarak rainflow analizinden elde edilen sonuçlar şeklinde verilmiştir. Aracın ağırlığından dolayı ilgili bölüme gelen yük değeri ($413 \text{ kg} \times 9.81$) 4051 N, rainflow verisine ortalama yük şeklinde eklenmiştir.

Genel Yol Etkileşim Çevrimleri
Dağılımının Histogramda Gösterimi
Z Yöntünde Maksimum Yükseklik: 1,8589E8



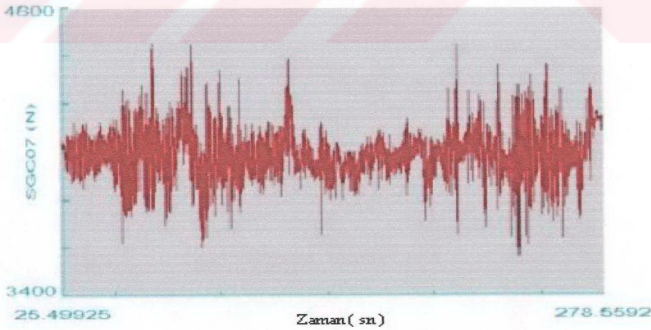
Şekil 8.42 Türkiye genel yol profili rainflow diyagramı – 200.000 km .



Şekil 8.43 Araç ağırlığı dinamik verilere eklenerek oluşturulan yol etkileşiminin genel yol profili 1 km.

En kritik yol durumunda yorulma değişimini görebilmek için en kritik yol olan Samsun yolu için rainflow verilerini oluşturan Şekil 8.44 deki zamana bağlı yükleme grafiği aynen yorulma analizine uygulanmıştır.

Samsun Dağ Yolu Dinamik Verisine Oto Ağırlığı Eklenecek 1 Nolu Strain-gaugede Elde Edilen Etkileşim Sonucu Oluşan Sinyalin Gösterimi



Şekil 8.44 1 Nolu Strain gauge de dinamik yük verilerine statik oto ağırlığının etkileşimi sonucu oluşun verilerin gösterimi.

Şekil 8.44 deki Samsun 'dan 1 nolu strain-gauge verisinden alınan yol verisine oto daki tekerleğe gelen statik ağırlığın dinamik ağırlığa eklenmesi ile zamana bağlı olarak kaydedilen verinin değerleri görülmektedir. Yatay eksen zamanı göstermekte olup 25.5 sn ile 278.6 sn arasında net olarak 253 sn lik bir yol verisi olup bu verinin dikey ekseninde ise yerden gelen kuvvetleri temsil etmektedir ve bu veride maksimum 4454 N minimum 3562 N luk bir yük değerine maruz kalınmakta bu verinin ortalaması 3986 ,standart sapması 86.56 değerindedir.

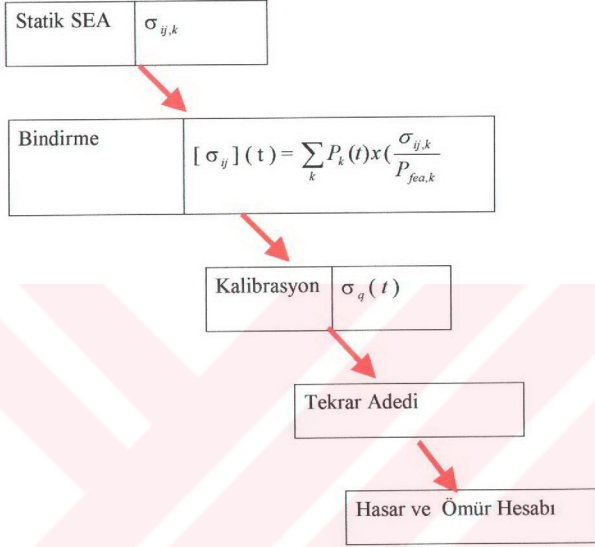
3 Nolu Strain-gauge'de Genel ve Samsun Yol Etkileşim Sonucu Oluşan Yüklerin Mukayeseli Histogram Değerlerinin Gösterimi



Şekil 8.45 Samsun yolu ve genel Türkiye yolu arka yaprak yaydaki etkileşimleri arasındaki çevrimlerin gösterimi.

Şekil 8.45 de Samsun yolundan alınan verinin 200.000 km lik rainflow çevrimi ile Türkiye genelinde oluşturulan verinin 200.000 km lik rainflow diyagramlarının soldan bindirilmiş histogram görüntüleri verilmiştir. Kırmızı ile görünen değerler Samsun yolunun yeşil ile görünen değerler Türkiye'nin genel profili arka yaprak yayda yol verilerinin etkileşimi sonucu oluşan kuvvet değerlerini göstermektedir. Burada Samsun dağ yolunun Türkiye genel profili etkileşim sonuçlarına göre daha baskın olduğu resimde de görülmektedir. Şekilden de görüldüğü gibi kuvvet aralığı 0 ile 1015 N arasında değişirken yorulma çevrimleri en baskın 1.54×10^9 çevrim değerinde görülmektedir.

MSC/Fatigue yazılımının da kritik bir anda yapılan statik analiz sonucu elde edilen gerilme değerleri Şekil 8.46'deki şemada görüldüğü gibi normalize ederek yorulma analizi yapılmaktadır.



Şekil 8.46 MSC Fatigue yazılımı yorulma analizi yaklaşımı.

σ_q = Maksimum asal
gerilme

Burada ;

$P_k (t)$ = Kuvvetin zamana göre değişim bilgisi

$P_{k,fea}$ = Sabit yük durumunu oluşturmak için genellikle birim olarak kullanılan kuvvetin büyüklüğüdür.

$\sigma_{ij,k}$ = ij noktasında k yük durumuna göre statik bulunan gerilme

Statik SEA(Sonlu Eleman Analizi) : Bir yapı üzerinde kullanım sırasında karşılaşılabilecek her hangi bir yükü simule etmek için bir çok statik SEA yük durumu yeteri kadar lineer birleşimini analiz edilmelidir. Uygulanan yük özel bir anlama sahip değildir ve o sık sık bir yük olarak kullanılması uygundur.

Bindirme : Quasi –statik yaklaşım da yorulma ömrünün saptanmasında, herhangi bir andaki gerilme durumunun k adet sonlu sayıdaki statik yük durumunun lineer eklenmesi ile yapılır. Her bir yüklemeye karşılık gelen yükleme, her hangi bir anda hangi oranda yüklerin birleştirildiğine dair oranı saptar.

Kalibrasyon : Ömür kestirim süreci hesaplanırken daima laboratuarda malzemenin davranışını tespit etmede kullanılan test parçasındaki gerilme ile, gerçek yapı arasındaki içindeki gerilmeler arasında karşılaştırmalar yapılır. Bu laboratuvar malzemeleri çekme gerilmesine maruz kalırlar oysaki quasi-statik yaklaşımda bir gerilme matrisi (tensor) sağlar. Tahmini yapabilmek için bu gerilme matrisinden, laboratuardaki test parçasındakine ait tek eksenli gerilmeye eşdeğer bir denk gerilme çıkartılır. Bir çok farklı teoriler olmasına karşın genellikle mutlak maksimum asal gerilme veya birim uzama kullanılır.

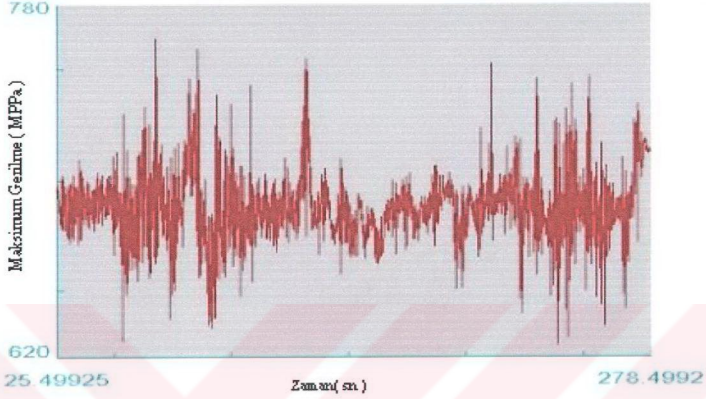
Tekrar Adedi : Tekrar adedi rainflow metodu kullanılarak yapılır.

Hasar ve Ömür Hesabı : S-N yaklaşımı için hasar ve ömür hesabı lineer hasar toplamını esas alan Miner kuralına göre yapılmaktadır. (Paul (1999))

8.5.1 Miner Kuralı

Gerçek hayatta sisteme uygulanan yükün büyüklüğü değişkendir. Bir değişken yükten, sabit genlikli blok doğruların miktarı rainflow metodu ile çıkarıldıktan sonra, sisteme uygulanan toplam hasar değişik gerilme bloklarında uygulanan gerilmelere tekabül eden çevrim sayılarının toplamı eğer o genliklerde hasara tekabül eden çevrim sayılarının adedine bölümü bir veya birden büyük ise hasar meydana geldiğini ve bu ayrı genliklerde oluşan hasarın lineer olarak toplanabildiğini gösterir. Bu metot değişken genlikli (random) yük tipleri için uygun sonuç verir. Bu yaklaşımda baz alınarak kullanılan zamana bağlı değişken gerilme değeri şekil 8.47'deki gibidir.

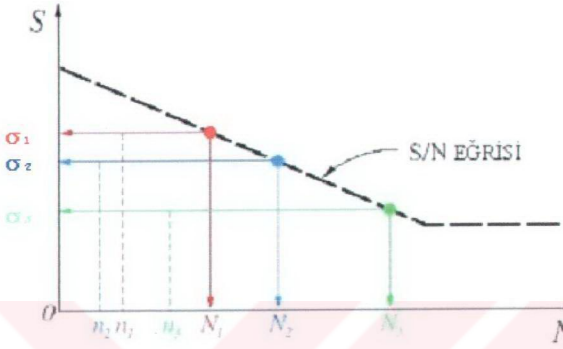
Samsun Yolunun Etkileşimi Sonucu Oluşan Gerilme Verisi



Şekil 8.47 Zamana bağlı gerilme dağılımı.

Şekil 8.47 da Samsun yolundan alınan verinin araç ağırlığı ve dinamik veriler eklendikten sonra arka yaprak yayda oluşan gerilme dağılımını yatay eksen zaman göre dikey eksen ise gerilme olmak üzere gösterilmektedir. Burada maksimum gerilme 764 MPa, minimum gerilme 625.3 MPa olup ortalaması 688 MPa ve standart sapması 15.21 değerindedir.

Küçük burca yakın 7967 nolu kritik düğüm üzerindeki zamana bağlı gerilme dağılımı Şekil 8.46 baz alınarak yapılan yorulma analizi sonucu parçanın ön görülen 200.000 km lik ömürde yorulmadığı şekil 8.52 nolu resimde görülmekte ve çizelge 8.6 daha ileride Miner indeksinin 1 den küçük olduğu dolayısıyla hasar meydana gelmediği görülmektedir.



Şekil 8.48 Miner kuralının S-N eğrisinde gösterimi

Burada ;

n_i = i noktasında σ_i gerilmesinde uygulanan yükün çevrim miktarı .

N_i = i noktasında σ_i gerilmesinde uygulanan yükün hataya sebep olması için gerekli çevrim adedi.

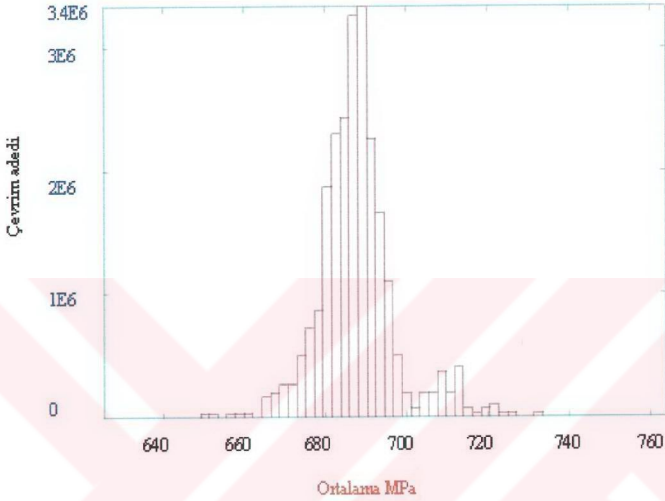
σ_i = i çevriminde uygulana gerilme .

D_i = i çevrimine tekabül eden yüke ait yorulma hasarın büyüklüğü.

$$D_i = \frac{n_i}{N_i}$$

$\sum D_i \geq 1$ olduğunda hata oluşur .

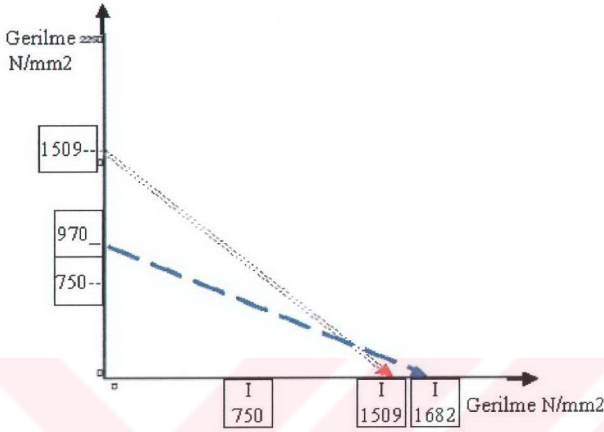
Miner Kuralı Göz Önüne Alınarak Yaprak Yay Yorulma Hesabında
Samsun Yolu Verilerinin (statik oto ağırlığı + dinamik veriler) Uygulanması
Sonucu Oluşan Gerilme Bloklarının Histogram da Gösterimi.



Şekil 8.49 Samsun dinamik yol verisi ile statik oto ağırlığının arka yaprak yayda etkileşimi sonucu 200.000 km de oluşan gerilmeler ve çevrim adetleri histogramı.

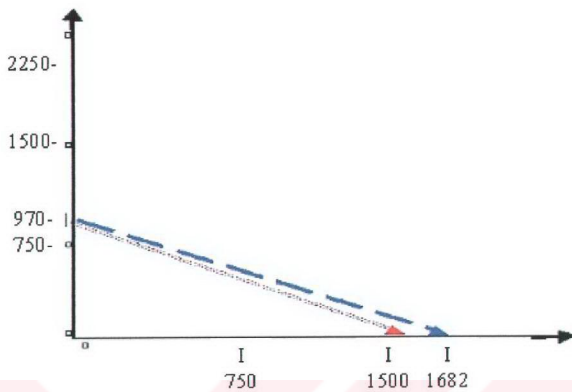
Çizelge 8.6 Miner kuralına göre arka yaprak yayda oluşan gerilme ve indeksi.

Sıra No	Gerilme Blokları σ_i MPa	σ_i Gerilmesinde Uygulanan Çevrim Adedi n_i Adet	σ_i Gerilmesinde Hatanın Oluştugu Çevrim adedi. S_i Adet	Miner İndeksi $\Sigma D_i = \Sigma \frac{n_i}{N_i} < 1$
1	662	2941,2	10000000	0,000294118
2	654	2941,2	10000000	0,000294118
3	658	2941,2	10000000	0,000294118
4	660	2941,2	10000000	0,000294118
5	664	2941,2	10000000	0,000294118
6	668	19117,6	10000000	0,001911765
7	700	23529,4	10000000	0,002352941
8	672	29411,8	10000000	0,002941176
9	674	29411,8	10000000	0,002941176
10	676	55882,4	10000000	0,005588235
11	678	82352,9	10000000	0,008235294
12	680	97058,8	10000000	0,009705882
13	682	208823,5	10000000	0,020882353
14	684	255882,4	10000000	0,025588235
15	686	270588,2	10000000	0,027058824
16	688	364705,9	10000000	0,036470588
17	690	373529,4	10000000	0,037352941
18	692	252941,2	10000000	0,025294118
19	694	202941,2	10000000	0,020294118
20	696	123529,4	10000000	0,012352941
21	698	55882,4	10000000	0,005588235
22	700	23529,4	10000000	0,002352941
23	702,5	8823,5	10000000	0,000882353
24	705	23529,4	10000000	0,002352941
25	707,5	23529,4	10000000	0,002352941
26	710	41176,5	10000000	0,004117647
27	712,5	20588,2	10000000	0,002058824
28	715	44117,6	10000000	0,004411765
29	717,5	8823,5	10000000	0,000882353
30	720	5882,4	10000000	0,000588235
31	722	8823,5	10000000	0,000882353
32	724	11764,7	10000000	0,001176471
33	726	5882,4	10000000	0,000588235
34	728	4411,8	10000000	0,000441176
35	734	5882,4	10000000	0,000588235
				$\Sigma D_i = 0,269705882 < 1$



Şekil 8.50 Yorulma analizinin Haigh Diyagramında gösterimi

Şekil 8.50 de Haigh diyagramında yorulma analizi incelenmektedir. Bu diyagramın dikey ekseninde yorulma dayanımı şekil 8.42 deki S-N diyagramında görüldüğü gibi 970 MPa ,akma gerilmesi 1509 olarak işaretlenmiştir. Yatay ekseninde ise Akma gerilemesi 1509 MPa iken statik yorulma dayanımı, kopma gerilmesi 1682 MPa olarak işaretlenerek oluşturulmuştur. Haigh diyagramı aslında ortalama gerilmenin fonksiyonu olan maksimum ve minimum gerileme durumunu sağlayan ve bu alanda yorulma hataları oluşmayan Smith-Goodman diyagramının 45 derece döndürülmesinden meydana gelmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi bu veriler sonucunda yaprak yayın emniyetli bir alanda olup hata oluşmadığı görülmektedir.



Şekil 8.51 Yorulma analizinin Soderberg diyagramında gösterimi



Şekil 8.52 Yorulma analiz sonucu

9. Tartışma ve Sonuç

Bu çalışma ile bir otomobilde yol profilini çıkarma amaçlı veri toplama metodolojisi ve veri toplama sistemleri kuruldu. Bu sistemlerden anket metodu ile müşteri profilinin belirlenmesi ve bir oto ile Türkiye yollarından veri toplanmasına karar verildi. Hazırlanmış anket formları (Ek1 Örnek hafif ticari oto Türk müşterileri anket formu) firmanın servislerinin yardımı vasıtasıyla bu otoya ait Türk müşterisinin kullanım profili Türkiye deki müşterilerinin üzerinde ek 2 de belirtildiği gibi (müşterinin kullandığı güzergah yüzdesi, yük taşıma yüzdesi, yer değiştirme amacının yüzdesi) vb. tespit edildi. Diğer marka otolar için anket yolu ile Türk müşterisinin kullanım profili işlemi başka çalışmada konu olarak ele alınabilir.

Test güzergahının belirlenmesinde literatürde tanımlanan yol sınıflarından (Otoyol, Şehir içi Şehir dışı, Dağ yolu) göz alınarak bu yol tiplerinin özelliklerini sağlayacak olan test güzergahının belirlenmesinde satış oranları, iklimsel şartlar, coğrafi konum vb. konular ilaveten dikkate alınmıştır. 32 no lu referansta verilen bilgiler Türkiye genelinde aranan yol şartlarının hangi bölgelerde bulunabileceğine dair faydalı olmuştur. Her ne kadar bu bir markaya ait çalışma olmasına karşın diğer markaların satış yüzdeleri, bu örnek markanın satış oranları ile büyük çoğunlukta dağılımının benzeşiminden dolayı olduğundan ve diğer otolar içinde Türkiye'nin rakımın en yüksek ve iklimsel özellikler belirli yerlerde ağır olduğu koşulu göz önüne alınarak seçilen parkurun diğer marka otolar için çok benzeşeceğinden dolayı toplan verilere Türkiye koşulları denmesinde bir mahsur olmayacağı kanaati hakimdir.

Örnek bir hafif ticari otonun değişik elemanlarında örneğin motor ,süspansiyon ve transmisyon elemanlarında çeşitli duyargalar donatılarak çeşitli yol tiplerinden Türkiye'de belirlenen 50 adet güzergah da ki bunun 42 adedi ek 3 deden görüldüğü gibi veri işlemlerinde kullanılmak amacıyla oto tam yüklü koşulda iken yol karakteristik verileri toplanmıştır. Otonun yalnızca tam yükte iken veri toplanmasının nedeni zamanın yetersizliği ve maddi açıdan ekonomik olmamasındandır. Fakat yorulma teorilerinden de görüldüğü gibi tam yük koşulu ile veri toplandığında ağırlığın artmasına böylece de ortalama yükün artırılmasına dolayısıyla yükün büyüklüğü artmakta ve sonucunda uygulanan gerilme bloklarının genliği büyümekte ve daha hasar verici bir duruma gelmektedir. Bu nedenle tam yük koşulunda test daha ağır bir durumdur. Bunun yanı sıra diğer boş ve yarım yük durumu bir başka çalışmada değerlendirilmesi uygun olacaktır.

Ulaşılabildiği kadarı ile Türkiye dışında yapılan benzer çalışmalar ile kıyaslandığında, bu çalışma daha kapsamlı ve ciddi tutulmuştur. Öyle ki diğer firmaların yaptığı çalışmalarda iki şehir arasındaki yolda yaklaşık 20 ile 50 şer km lik örneklemeler yapılırken bu çalışmada öngörülen plandaki iki şehir arasındaki yolun tamamı kayıt edilmiştir. Bunun yanı sıra bu araştırmada iki şehir arası gidilen yolun tamamını ölçmenin ötesinde gidilen şehirlerde, şehir merkezine yakın dinlenme amaçlı gidilen yerlerdeki yolar ve buna benzer köy yolu gibi yorulma etkisi fazla olan bozuk yollarında verisi toplanmıştır. Örneğin Avustralya'da IVECO firmasının 26 yol güzergahında toplam 4 Gbyte veri toplanırken bu çalışmada sadece bir adet strain gauge duyargasında, yaklaşık 50 yol güzergahında yaklaşık 6500 km kayıt ve edilmiş ve bu kayıtlardan 42 adedi (4541 km) uygun görülerek tezde kullanılmış ve yaklaşık olarak yalnızca bir duyargada EST1 1.25 Gbyte lık veri büyüklüğünde işlemler yapılmıştır. Buna karşın IVECO firmasının Avustralya da yaptığı benzer bir çalışmadaki kamyon ile ilgili araştırmada toplam olarak tüm duyargalarda 1.5 Gbyte lık veri toplanmıştır.

Örnek bir hafif ticari oto ile Türkiye yol şartlarından toplanan verilerin analizleri nSoft yazılımı kullanılarak yol verilerin arka yaprak yaydaki etkileri düzenlemiş daha sonra Türk müşterisi profiline göre genel yorulma çevrimi rainflow istatistiksel metodu kullanılarak arka süspansiyon için çıkarılmıştır . Genel yol profili belirlenirken firma şartnamelerinden bu otonun dahil olduğu B sınıfı otolar için normal müşteri kullanımında 200.000 km ömür baz alınarak 4541 km lik kullanılabilir yol verisi yol sınıflarına ayrıldıktan sonra bu değer ek 2 de gösterilen müşteri güzergah profili yüzdeleriyle karışımı baz alınıp böylece Türkiye yollarının arka yaprak yada etkileşimi sonucu genel karakteristik eğrileri, çevrim adedi ve yük aralığı olarak birebir çıkartılmış ve mukayeseleri 5.2 nolu bölümde yapılmıştır. Büyüklük sırasına göre bu yollar, Dağ yolu, Şehir içi, Şehir dışı , Otoyollarıdır.

Düzenlenen bu veriler test laboratuvarlarında kullanılır hale getirilmiştir Bu elde edilen bu laboratuvar verileri yalnızca tezde sunulan ve tezin adında vurgulanan “ Türkiye yol koşulları ifadesi bu örnek hafif ticari oto için geçerlidir. Diğer otolar için bu yol verilerinin kullanılabilmesi için hem örnek hafif ticari otonun hem de farklı marka otonun aynı yük şartlarında yol simülasyonu yapabilen test rigde birim yük uygulanarak elde edilecek değerler 5.2 bölümündeki toplanmış yol verileri oranlanılarak elde edilmelidir .Fakat bu işlem bu çalışmanın konusu değildir .

MSC/Nastran programında yapılan lineer analizin bu tip yaprak yayda gerçeğe daha yakın sonuç verdiği görülmüştür. Bunun yanı sıra I no lu strain-gaugede uygulanan her iki sınır şartının (

büyük burç sabit kendi ekseninde dönebilen ve küçük burç hareketli ile, arka yaprak yayın göbek sabit her iki küçük ve büyük burç yatay ekseninde hareketli) arasında bir fark olmadığı tespit edilmiştir. Firma normunda belirtilen malzeme elastisite modülünün 206.000 N/mm^2 ye göre hesapları deneysel bulunan verilere göre yakınsamadığından dolayı deneysel olarak firmanın otomobil fabrikasında çekme testleri yapılmıştır. Bulunan 170.000 N/mm^2 ve 180.000 N/mm^2 değerlerine göre yazılım verileri ile deneysel veriler karşılaştırılmıştır. Bu verilerden 170.000 N/mm^2 nin en yakınsak olduğu saptanmıştır.

MSC Fatigue yazılımı içerisinde verilen girdilerin doğruluğu oranında elde edilen sonuçlar doğru olacaktır. Bu verilerden bir tanesi S-N yorulma eğrileridir .S_N yorulma eğrisi her malzeme için laboratuvar testleri ile bulunması gerekmektedir. Bu sonuç laboratuvar testlerinden elde edildiği gibi bunun yanı sıra yine literatürde bilinen bir S-N eğrisinin soğuk ve sıcak şekil verme neticesindeki değişimi verilmektedir. Buradan hareketle MSC Fatigue yazılımı içerisindeki prosese göre S-N eğrisinin uydurulmasına yönelik bir kısım bulunmaktadır. Çalışmada kullandığımız bu yöntem ile elde edilen eğrinin doğruluğu için firmanın imalatçıdan temin ettiği yayların fabrikaya kabulü aşamasında yapılan 7F-5550 no lu şartnamedeki çökme testine göre yazılım modelinin doğrulaması yapılarak elastisite modülün hesabında 170.000 N/mm^2 alınacağı doğrulanmıştır.

İlk bakışta Türkiye kullanıcısının ve yol şartlarından dolayı en kritik görünen arka süspansiyon yaprak yay üzerinde sonlu elemanlar metodu ile S-N yorulma metodolojisi uygulanarak kritiklikler ve tasarım prosedürü tanımlanmıştır.

Elastisite modülü 170.000 N/mm^2 seçilerek otonun bir andaki en kritik maruz kaldığı yük yani oto statik haldeyken (dört adet tekerleğe gelen kuvvetler bir terazide ölçülerek bulunur) arka sol yaprak yayaya gelen kuvvet ($413 \text{ Kg} = 4051 \text{ N}$) olarak terazide ölçülüp bulunan değer ile dinamik verilerin (maksimum 488 N) , toplam ($4051 + 488 = 4539 \text{ N}$) zamana göre dağılımından en yüksek olduğu anki yük değerinin birbirine eklenmesi sonucunda bu veri MSC/Nastran yazılımında lineer statik analiz yapılarak parçada en fazla gerilmeye maruz kalan noktalar görülmüş ve bu değer malzemenin S-N eğrisi ile karşılaştırıldıktan sonra bu değere uygun yorulma metodu S-N metodu seçilmiştir. En kritik yük değerinin yorulma analizi yapılmadan tespit edilmesinin nedeni MSC/ Nastran da statik analiz yapılırken en büyük değere göre yapılır ve MSC/Fatigue yazılımı bu maksimum değeri referans alıp diğer yük birimlerini bu referansa

göre sıralayıp işlem den geçirerek yorulma analizini şekil 8.46 da verilen algoritma ya göre yapılmıştır.

Sol arka yaprak yayda yorulma analizi yapılırken şekil 8.45 no lu resimden de görüldüğü gibi Türkiye genel yol etkileşim profilinin değerine göre daha baskın ve yorulma hasarı daha fazla olan Samsun yolunda etkileşim verisi 200.000 km ye indirgenerek yorulma analizinde kullanılmıştır. Bunun nedeni yaprak yaya 200.000 km lik ömür kabul edilmesinden kaynaklanmaktadır. Bu işlemler sonucunda malzemed e oluşan gerilmenin değeri 770 MPa dır. Malzemenin hesaplanmış yorulma eğrisi ile karşılaştırıldığında bu veri malzemenin akma gerilmesi 1509 N/mm^2 ve kopma gerilmesine 1682 N/mm^2 göre küçük olduğu görülmüştür.

Otoya gelen en kritik yük bile malzemenin yorulma dayanımı gerilmesinin oldukça altına olduğundan çok çevrimli düşük genlikli yorulma metotlarından S-N metodunun daha uygun olduğu görölerek uygulanmıştır. Miner kuralını referans alarak yorulma hasarı hesaplanmıştır. Dolayısıyla ön görülen 200.000 km Türk müşterisi Türkiye yolarındaki kullanımına göre yaprak yayda yorulmadan dolayı hasar oluşmamıştır.

Bilgisayar analizleri ile yapılan yorulma analizlerinde bulunan değ er, test laboratuvarında elde edilen değ erle paralellik arz ettiğ inden yapılan bu hızlandırılmış bilgisayar simölasyonun laboratuvar çalış malarından önce kullanılabileceğ i görülmüştür.

KAYNAKLAR

Akgül Alper, Kutbay Aydın, Arısoy Ahmet, Güney Ahmet ,Belek H.Temel, Cankurtaran Olcay (1999) “ Akustik ve Titreşim ölçümlerine Giriş “

ASTM(American Society for Testing and Materials) Standard E 1049-85 “ Standart Practices for Cycle Counting in Fatigue Analysis” ,Philadelphia,

Beer P.Ferdinand, Russel E.Jr.Johnston (1979)“ Mechanics of Materials “ Inter-national Student Edition

Bernhard, Mokhoff (1981) “Reliability : The Mission Profile” – Ieee Spectrum

Carli, Faggio, Ferrati, Gai (1980) “ Data Acquisition System for Determination on Car Operating Conditions Under Customer Practice - Isata Symposium, Torino, settembre

Cecchi, Jovine, Taddei, Rapone “Automobile Mission Profile (1986)” – Fisita 865101

D’aprile Filippo, Macni Marco, Bruder Thomas ,Riefaoghe Christophe (2001),” Structural Characterization of Vehicle on a Rig Test Versus Different Road ProfilesAnalipsis of Experimental Results, LMS International ,Belgium,-Memoria presentata al convegno florance Ata , Fienze.

D.Boguley, D.R.Hose (1994) “ Why Do Finite Element Analysis “ NAFEMS Ltd.

Dieter E.George, (1976) ” Mechanical Metallurgy “

Dolly James W. , (1991) “Experimental Stress Analysis “Third Edition .

Grubisic V, (1994) “ Determination of Load Spectra for Design and Testing “ Int.J.of Vehicle Design , Vol.15 nes.1/2 ,pp 8-26

International Standart (1995) ISO 8608 Mechanical Vibration –Road Surface

Kauto R.play D.(1999) “ Correlation Procedures for Fatigue Life Determination “ Journal of Mechanical Design

Mann, Schafer, Singpurwalla (1974) “ Methods for Statiatical Analysis of Reliability and Life Data J. Wiley and Sons - N.Y. 1974

Marchesani, Parmigiani, Vianello (1992) “Integrated Method to Define the Mission Profile of Pasenger Car “ Third International Conference ATA, Firenze

Marinieri G.,Ensor D.F. (1998) ,”Case Study – Complete Customer Usage Profiling Example Row Data through Track Correlation to Accelerated Rig Drive in 4 days “ (Iveco Italy-Ncode U.K.

MSC Online Help Documentation(1999)Institute of Technology

MSC Fatigue (2001),Quick Start Guide

Nagy MSC Nastran Getting Starting User Guide (2000)

NWM Bishop, (1999) “Analytical Fatigue Life Assessment of Vibration Induced Fatigue Damage “

NWM Bishop,Sherratt F.” NAFEMS, (2000) (Finite Element Based Fatigue Calculations)(International Association for the Engineering Analysis Community)

NWH Bishop,Kerr Stuart,Caserio Alan (1999) “ Using MSC Fatigue to Estimate

The Fatigue Damage Caused to Vibrating Automotive Components “,1 St MSC World- wide Automotive User Conference

NWM Bishop (1999) “Vibration Fatigue Analysis in the Finite Element Environment “

Paul,p.K.Dunga ,R.K.Verma ,Amannikar ,A.V.and Raju,S (2001) “ Techniques for Accelerated Design Validation of Tractor Chassis” SAE paper no : 2001 –01-0050

Paul Roberts ,Heyes Peter (1999) “ Review of MSC Fatigue Use in the Automotive Industry “ Ncode International Limited .

Progetto A.M.O.A.(1989) (Automobile mode of operation Achivement) “La Scatola Nera

Rowlands Geoff (2000) “ Data Acquisition and Signal Processing “

Rivolo, Paparella, Gai (1983) “ Statistical Measurment of Automobile Operating Conditions : An Important Improvement to Customer Oriented Reliability Predictions “ IX Seminario Eoqc, Firenze,

Roberts P.,Rowlands G.,Kumar V(1998) “ Digital Data Acquisition for Driveline Components (98 A 5023) Ncode International Ltd.(U.K.)

Signal Conditioning and P.C.-Based Data Acquisition Handbook (1998) ,by Iotech,Inc.in USA

The Ncode book of Fatigue Theory ,‘(2000)’, Ncode Technical Reference Book V:4.3. Document rel 1.0

Türkiye İstatistiksel Yıllığı (1999) Türk yolları standardı Karayolları Genel Müdürlüğü ve Köy İşleri Müdürlüğü

Tekno Tasarım ,Rilley.William.F.(22-25/ 02 / 2000) “Yorulma ve Dayanım Semineri Notları“Uludağ Üniversitesi..

Tekno Tasarım ,Rilley.William.F.(22-25/ 02 / 2000) “Yorulma ve Dayanım Semineri – Costomer Correlation “ slide 1/23 –Uludağ Üniversitesi .

Tekno Tasarım ,Rilley.William.F.(22-25/ 02 / 2000) “Yorulma ve Dayanım Semineri – Costumer Usage Profiling Recent Example(1999) Ncode İnternational –Uludağ Üniversitesi.

EKLER

Ek1 Örnek Hafif Ticari Oto Türk Müşterisi Oto Kullanım Anket formu

Ek2 Türk Müşterilerinin Örnek Hafif Ticari Oto Kullanım Profilleri

Ek2 a Türk Müşterilerinin Örnek Hafif Ticari Oto Güzergah Kullanım Profilleri

Ek2 b Türk Müşterilerinin Örnek Hafif Ticari Oto Yük Taşıma Profilleri

Ek2 c Türk Müşterilerinin Örnek Hafif Ticari Oto Kullanım Amacı Yüzdesi

**Ek3 Türkiye Test Güzergahında Yol Verilerinin Kayıt Yapıldığı Yollar ve Bu Yolların 1000 km
'ye Normalizasyonu Tablosu**

Ek4 Kullanılan Bilgisayar Yazılımları.



Ek_1) Örnek Hafif Ticari Oto Türk Müşterisi Oto Kullanım Anket Formu –B

F. OTONUZUN BU GÜNE KADAR YAPTIĞI KM.....

Şimdi size kendi otonuzu nasıl kullandığınızı içeren yani ; hangi amaçla, hangi koşulda, ve hangi tip güzergahta kullandığınızı doğrulayan bir kaç soru sormak istiyorum.

G. GİDİLEN GÜZERGAH ORANI

Yukarıda yaptığınız km yi düşünersek bu km nin % olarak ne kadarını

OTOYOL %.....

ŞEHİRİÇİ %.....

ŞEHİRDİŞİ %.....

DAĞ/TEPE %.....

H. GİDİLEN YOLARDAKİ YÜK TAŞIMA DURUMU

a) Şoför + yüksüz %.....

b) Şoför +yarım yük (250 kg) %.....

c) Şoför + tam yük (450 kg) %.....

d) Şoför + 1 kişi +yüksüz %.....

e) Şoför + 1 kişi +yarım yük (250 kg) %.....

f) Şoför + 1kiş + tam yük (450 kg) %

Not: Genellikle hangi güzergah tipinde daha çok **tam yük de** otonuzu kullanıyorsunuz.

A-OTOYOL () B- ŞEHİRİÇİ () C-ŞEHİRDİŞİ () D- DAĞ/ TEPE ()

I. OTONUZU HANGİ YER DEĞİŞİM AMACIYLA KULLANIYORSUNUZ.

Şimdi otonuzu hangi yer değişim amacıyla kullandığınıza dair soru soracağız. Yine otonuzun yaptığı toplam km de , ne kadar km sini yukarıda anlatıldığı gibi % olarak seyahat amacıyla kullandınız.

A) EV-İŞ-EV %.....

B) İŞ'den İŞE %.....

C) ALIŞVERİŞ/ BOŞZAMAN %.....

D) HAFTA SONU %.....

E) TATİL %.....

(*****) marka gizlilik amacıyla saklı tutulmuştur.

Ek_2 Türk Müşterilerinin Örnek Hafif Ticari Oto Kullanım Profilleri

Ek_2 a) Türk Müşterilerinin Örnek Hafif Ticari Oto Güzergah Kullanım Profilleri

Oto Tipi	Şehir İçi	Şehir Dışı	Otoyol	Dağ Tepe
Yolcu taşıyan	%50	%24	%20	%6

Ek_2 b) Türk Müşterilerinin Örnek Hafif Ticari Oto Yük Taşıma Profilleri

Yük Tipi	Yüzdesi
Şoför +Yüksüz	% 35
Şoför + Yarım Yük (250 Kg)	% 31,9
Şoför + Tam Yük(450 Kg)	%10
Şoför + 1 Kişi+ Yüksüz	% 10
Şoför + 1Kişi + Yarım Yük (250 Kg)	% 7,8
Şoför + 1 Kişi + Tam Yük (450 Kg)	% 5,5

Ek_2 c) Türk Müşterilerinin Örnek Hafif Ticari Otosu Kullanım Amacı Yüzdesi

Yer değişim Amacı	Yüzdesi
Ev-İş-Ev	% 29
İş-İş	% 55
Alışveriş-Boş zaman	% 4,5
Hafta Sonu	% 5,4
Tatil	% 5,5

Ek_3 Türkiye Test Güzergahında Yol Verilerinin Kayıt Yapıldığı Yollar ve Bu Yolların 1000 km Normalizasyonu Tablosu

<i>YOL TIPLERİ</i>	<i>GİDİLEN KM</i>	<i>1000 NORMALİZASYON . KM</i>
OTOYOL		
İZMİT SAPANCA	109	9,174
ADANA GAZİANTEP	217	4,608
CEYHAN POZANTI	134	7,463
İSTANBUL-İZMİT	72	13,889
TOPLAM	532	
DAG / TEPE YOLU		
TRABZON GUMUSHANE	98	10,204
G.HANE BAYBURT AŞKALE	139	7,194
KAS FINİKE ANTALYA	72	13,889
ALANYA ANAMUR	119	8,403
ANAMUR SILIFKE(AKDERE)	100	10,000
OSMANİYE ZORKUN	25	40,000
ZORKUN OSMANİYE(INIS)	22	45,455
AYDERYAYLASI ÇAMLIHEMSİN	39	25,641
OF-CAYKARA-UZUNGÖL	44	22,727
ULUDAĞ	37,8	26,455
ORDU KOY	21	47,619
SAMSUN -KOY	6	166,667
TOPLAM	722,8	
ŞEHİRİÇİ		
İSTANBUL		
TEST11	55	18,182
TEST12	70	14,286
TEST13	39	25,641
TEST14	41	24,390
TEST15	88	11,364
TEST16	57	17,544
TOPLAM	350	
ŞEHİRDİŞİ		
TOFAS İZMİT	124	8,065
ANKARA CORUM	284	3,521
CORUM AMSYA(SAMSUN)	62	16,129
SAMSUN ORDU	154	6,494
ORDU TRABZON	145	6,897
TRABZON RİZE	83	12,048
ERZURUM ERZİNCAN	194	5,155
ERZİNCAN SİVAS(IMRALI)	141	7,092

SIVAS YOZGAT	224	4,464
BOZUYUK BURSA	92	10,870
BURSA SUSURLUK	112	8,929
SUSURLUK_IZMIR(MANİSA)	97	10,309
IZMIR MUGLA	194	5,155
MUGLA KAS	226	4,425
GAZIANTEP URFA	138	7,246
POZANTI EREGLI	82	12,195
EREGLI KONYA	141	7,092
KONYA AFYON	226	4,425
AFYON KUTAHYA	143	6,993
TOFAS TOPÇULAR	74	13,514
<i>TOPLAM</i>	2936	
<i>GENEL TOPLAM</i>	4541 Km	



Ek_4 Kullanılan Bilgisayar Yazılımları.

1-nSoft ; nCode international firması tarafından geliştirilmiş olup veri toplama ve işleme analizinde kullanılır. Bunlardan sinyal analizi (spilke, filtreleme, aritmetik işlemler, txt, etc. form atlarından DAC uzantılı dosyalara çevrime,çeşitli istatistiksel sayımlar) için kullanılır. Bu tezdeki çalışmada nCode 6.1 versiyonu kullanılmıştır.

www.ncode.uk

2-MSC/PATRAN

MSC Software firması tarafından geliştirilmiş olup ,sonlu elemanlar modelleme ve sonuçların değerlendirilmesi için kullanılır.

www.mscsoftware.com

3-MSC/NASTRAN

MSC Software firması tarafından geliştirilmiş olup sonlu elemanlar analizinde

Lineer statik

Nonlineer statik

Dinamik

Isı transferi

Buckling

Optimizasyon vb. için kullanılır.

Bu çalışmada MSC/NASTRAN 2001 versiyonu kullanılmıştır.

www.mscsoftware.com

4-MSC/FATİGUE

MSC Software firması tarafından geliştirilmiş olup sonlu elemanlar yöntemiyle yorulma analizi yapmak için kullanılır.

www.mscsoftware.com

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi 06.05.1963

Doğum yeri İstanbul

Lise 1977-1980 Üsküdar Burhan Felek Lisesi

Lisans 1981-1985 İ.T.Ü. Makine Fakültesi

Yüksek Lisans 1985-1988 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Müh. Ana Bilim Dalı , Isı Proses Programı

Doktora 1990-2002 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Müh. Ana Bilim Dalı , Isı Proses Programı

Çalıştığı kurum (lar)

1986-1990

Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi, Mekanik Ana Bilim Dalı, Mukavemet Kürsüsü. Araş. Gör.

1990-1991

Renault MAIS A.Ş. Teknik Koordinatör

1992-1994

Nursan Holding, Takosan A.Ş. Metot ve Bakım Şefi

1994-Devam ediyor

TOFAŞ. AR GE Müdürlüğü, Taşıt Geliştirme Servisi Test Mühendisi