

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**AĞIR TİCARİ ARAÇLARIN HAVALI SÜSPANSİYON SİSTEMİNDE
KULLANILAN BORU DENGİ ÇUBUĞU TASARIMI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Neslihan SAYILGAN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Katı Cisimler Mekaniği Programı

MAYIS 2015

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**AĞIR TİCARİ ARAÇLARIN HAVALI SÜSPANSİYON SİSTEMİNDE
KULLANILAN BORU DENGİ ÇUBUĞU TASARIMI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Neslihan SAYILGAN
(503121511)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Katı Cisimler Mekaniği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Ekrem TÜFEKÇİ

MAYIS 2015

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503121511 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Neslihan SAYILGAN**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**AĞIR TİCARİ ARAÇLARIN HAVALI SÜSPANSİYON SİSTEMİNDE KULLANILAN BORU DENGİ ÇUBUĞU TASARIMI**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Ekrem TÜFEKÇİ**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Murat VURAL**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Yard.Doç. Dr. Şule KAPKIN
İstanbul Üniversitesi

Teslim Tarihi : **05 Mayıs 2015**
Savunma Tarihi : **29 Mayıs 2015**

Aileme,

ÖNSÖZ

Yüksek lisans eğitimim boyunca gerçekleştirdiğim tüm akademik çalışmalarda ilgisini ve desteğini esirgemeyen, değerli hocamlarım ve tez danışmanım Prof. Dr. Ekrem Tüfekçi'ye

Tez çalışmamı yapmama destek veren ve gerekli tüm olanakları sağlayan Ford Otosan Ürün Geliştirme Yöneticilerine, yaptıkları yorumlar, paylaştıkları fikirler ve tüm katkıları için Ar&Ge ekibi çalışanları Ufuk Özdemir, Ahmet Paşaoğlu, Aykut Ceyhan ve Kadir Koç'a

En çok da tüm hayatım boyunca sevgi, destek ve özverilerini esirgemeyen annem Hatice Sayılğan'a, babam Bülent Sayılğan'a, kardeşlerime ve dostlarıma teşekkür ederim.

Mayıs 2015

Neslihan Sayılğan
(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xvii
SUMMARY	xix
1. GİRİŞ	1
1.1 Giriş ve Çalışmanın Amacı	1
2. SÜSPANSİYON SİSTEMİ.....	3
2.1 Süspansiyon Sisteminin Görevleri	3
2.2 Havalı Süspansiyon Sistemleri.....	4
2.3 Denge Çubuğu.....	6
2.3.1 Denge Çubuğu ve Araç Performansına Etkileri.....	6
2.3.1.1 Anti-Roll Bar Geometrisi.....	8
2.3.1.2 Kesit Geometrisi.....	9
2.3.1.3 Malzeme ve Proses.....	9
2.3.1.4 Bağlantılar	10
3. YORULMA TEORİSİ.....	11
3.1 Amaç	11
3.2 S-N (Toplam Ömür) Yöntemi	15
3.3 Taşılarda Hızlandırılmış Ömür Testleri ve Uygulanan Teori	18
3.4 Veri işleme	19
3.4.1 Level Crossing Metodu	20
3.4.2 Range Pair Metodu.....	21
3.4.3 Peak Valley Metodu.....	22
3.4.4 Rainflow Metodu	23
4. DENGİ ÇUBUĞU TASARIMI.....	27
4.1 Denge Çubuğu Bağlantı Elemanları Seçimi.....	29
4.2 Denge Çubuğu Tasarım Hesapları	30
5. HAVALI SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ İÇİN BORU DENGİ ÇUBUĞU TASARIMI	35
5.1 Boru Denge Çubuğu.....	36
5.2 Denge Çubuğu İmalatı	37
5.2.1 Boru Denge Çubuğu İmalatı	37
5.3 Tasarım Hesapları	40
6. DENGİ ÇUBUĞUNU LABORATUVAR TESTLERİ VE BİLGİSAYAR DESTEKLİ ANALİZ.....	43
6.1 Laboratuvar Testleri	43
6.1.1 Mikroyapı İncelemeleri.....	49
6.2 Laboratuvar Test Datası Toplama Çalışması	56

6.3 Yol Datası Toplama Çalışması.....	59
6.4 Bilgisayar Destekli Analiz ve Sonuçları.....	63
7. YORULMA HESABI.....	69
7.1 Malzeme Datasının Çıkarılması	69
7.2 Yorulma Hesabı.....	72
8. SONUÇLAR	77
KAYNAKLAR.....	81
ÖZGEÇMİŞ.....	83

KISALTMALAR

HRC	: Rockwell Sertlik Birimi
ARB	: Anti-roll Bar
FE	: Finite Element
WFT	: Wheel Force Transducer
NVH	: Noise Vibration Harshness
SN	: Strain Life

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 6.1 : Boru ARB kırılma çevrimleri ve kırılma lokasyonları.....	47
Çizelge 6.2 : Dolu ARB kırılma çevrimleri ve kırılma lokasyonları.....	47
Çizelge 6.3 : Boru ARB dekarbürizasyon bölgeleri karşılaştırması.....	50
Çizelge 6.4 : Kabuk Soyulmuş boru ARB kırılma çevrimleri ve kırılma lokasyonları	53
Çizelge 6.5 : Kabuk Soyulmuş boru ARB dekarbürizasyon bölgeleri karşılaştırması	53
Çizelge 6.6 : Denge çubuğu FE model detayları	64
Çizelge 7.1 : Çekme testi sonuçları	71
Çizelge 8.1 : Sanki-hasar sonuçları	78
Çizelge 8.2 : Soğuk büküm boru denge çubuğu rig test sonuçları	78
Çizelge 8.3 : Dayanım testinde kullanılan denge çubuğunun rig test sonuçları.....	78

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Örnek Süspansiyon Sistemi.....	3
Şekil 2.2 : Örnek Havalı Süspansiyon Sistemi.....	5
Şekil 2.3 : Yalpa Hareketi Yapan Araç.....	7
Şekil 2.4 : Taşıt Gövdesi ve Yalpa Modeli.....	8
Şekil 2.5 : Örnek Anti Roll Bar Geometrileri.....	9
Şekil 2.6 : Örnek Anti Roll Bar Bağlantıları.....	10
Şekil 3.1 : Monoton ve dinamik yükleme örnekleri	11
Şekil 3.2 : (a) Kırılma evreleri (b) Kırılma örneği.....	13
Şekil 3.3 : Toplam ömür tayini	13
Şekil 3.4 : Taşıtlarda yükleme koşulları	14
Şekil 3.5 : Gerilme-Çevrim Grafiği.....	15
Şekil 3.6 : Zaman bazlı analiz	19
Şekil 3.7 : Palmgrin-Miner (Relatif hasar hesabı).....	20
Şekil 3.8 : (a) Level crossing metodu ile sayma eğrisi (c) Level crossing metodu ile çevrim oluşturma.....	21
Şekil 3.9 : Range Pair ile çevrim oluşturma	22
Şekil 3.10 : Level Crossing ve Range Pair Metodu Sonuçları Karşılaştırması	22
Şekil 3.11 : Peak Valley ile filtrelenmiş data	23
Şekil 3.12 : Rainflow ve histerisis çevrim örneği.....	24
Şekil 3.13 : Rainflow yöntemi	24
Şekil 3.14 : Rainflow yöntemi sonucu oluşan histogram	25
Şekil 4.1 : Denge çubuğu.....	27
Şekil 4.2 : Örnek denge çubuğu bağlantı tipleri	29
Şekil 4.3 : Anti roll bar burç bağlantı bölgeleri örneği.....	30
Şekil 4.4 : Örnek denge çubuğu geometrileri	31
Şekil 4.5 : Denge çubuğu.....	31
Şekil 4.6 : Wahl gerilim düzeltme faktörü.....	33
Şekil 5.1 : Çekici araçta arka denge çubuğu sistemi	35
Şekil 5.2 : Denge çubuğu imalatı.....	38
Şekil 5.3 : Yağda sertleştirme	38
Şekil 5.4 : Suda sertleştirme	38
Şekil 5.5 : Opsiyon1 & Opsiyon2.....	39
Şekil 5.6 : Dövme uç kaynaklı U tipi boru denge çubuğu örneği	39
Şekil 5.7 : Mecnut dolu denge çubuğu ölçülendirme	40
Şekil 5.8 : Mecnut Dolu ARB ve Boru ARB opsiyonları burulma direnci karşıltirmaları	41
Şekil 6.1 : Denge çubuğu rig test kurulum prosedürü	43
Şekil 6.2 : Denge çubuğu rig test kurulumu	45
Şekil 6.3 : ARB rig testi kuvvet- zaman ve pozisyon – zaman grafikleri	46
Şekil 6.4 : Dolu denge çubuğu kırılma örneği.....	48
Şekil 6.5 : Boru denge çubuğu kırılma örneği.....	48

Şekil 6.6 : Kırılma örneği a) Sünek malzeme b) Gevrek malzeme	49
Şekil 6.7 : Sertlik ölçümü	49
Şekil 6.8 : Boru denge çubuğunda görülen iç dekarbürizasyon	50
Şekil 6.9 : Boru denge çubuğu imalatında tufal oluşumu.....	51
Şekil 6.10 : Boru denge çubuğu tufal atma detayları.....	51
Şekil 6.11 : Kabuk soyulmuş ve kabuk soyulmamış malzeme.....	52
Şekil 6.12 : Kabuk soydurma işlemi eklenmiş denge çubuğu imalat aşamaları.....	52
Şekil 6.13 : Kabuk soydurulmuş boru denge çubuğu kırılma örneği	53
Şekil 6.14 : Kabuk soydurulmuş boru denge çubuğu kırılma başlangıcı lokasyonu	54
Şekil 6.15 : Bir popülasyonun B10 ömrü gösterimi	54
Şekil 6.16 : Boru denge çubuğu kırılma çevrimleri üzerinden B10 hesabı	55
Şekil 6.17 : Kabuk soyulmuş boru denge çubuğu kırılma çevrimleri üzerinden B10 hesabı.....	55
Şekil 6.18 : Dekarbürizasyon miktarı ve ömür arasındaki ilişki.....	56
Şekil 6.19 : 0-45-90° Rozet tipi strain gage.....	56
Şekil 6.20 : Strain gage lokasyonları	57
Şekil 6.21 : Omuz bölgesi ile düz bölgenin gerilme karşılaştırması	58
Şekil 6.22 : Rig test - Strain gage lokasyonları.....	58
Şekil 6.23 : Lommel Test Parkuru	59
Şekil 6.24 : Test aracı ve koordinat sistemi	60
Şekil 6.25 : WFT takılmış aks ve ARB Linki.....	61
Şekil 6.26 : ARB linki – tam köprü strain gage bağlantısı	62
Şekil 6.27 : ARB Linki – rig kalibrasyonu	62
Şekil 6.28 : Tam köprü strain gage bağlantısı	63
Şekil 6.29 : ARB ve ARB Linkleri	63
Şekil 6.30 : Boru denge çubuğu rig test FE modeli	64
Şekil 6.31 : Dolu denge çubuğu rig test FE modeli	65
Şekil 6.32 : Boru denge çubuğu strain çıktısı	65
Şekil 6.33 : Dolu denge çubuğu gerilme sonuçları.....	66
Şekil 6.34 : Boru denge çubuğu gerilme sonuçları.....	66
Şekil 7.1 : Dolu denge çubuğu SN grafiği, 52CrMoV4.....	70
Şekil 7.2 : Çekme Testi Sonuç Grafiği	71
Şekil 7.3 : Boru denge çubuğu SN grafiği, 25MnB5	72
Şekil 7.4 : Yol datası- Linkten Şasiye giden yükler	73
Şekil 7.5 : ARB üzerine gelen 6 eksenli yük değerleri.....	74
Şekil 7.6 : İşlenmiş data: ARB üzerine gelen 8 eksenli yük değerleri.....	75
Şekil 7.7 : Ncode çıktısı.....	76
Şekil 7.8 : Stres kombinasyon methodu seçme.....	76

AĞIR TİCARİ ARAÇLARIN HAVALI SÜSPANSİYON SİSTEMİNDE KULLANILAN BORU DENGİ ÇUBUĞU TASARIMI

ÖZET

Bu çalışmada, ağır ticari araçların havalı süspansiyon sistemlerinde kullanılan boru denge çubuğunun tasarımı, imalatı, yorulma ömür tespiti ve parça dayanım özelliklerinin belirlenmesi hedeflenmiştir. Boru denge çubuğunun burulma direnci mevcut tasarım olan dolu denge çubuğuna göre belirlenmiştir. Süspansiyon paket alanı ve denge çubuğunun diğer komponentlerle bağlantıları göz önünde bulundurularak boru denge çubuğunun tasarım kriterleri belirlenmiştir. Tasarım kriterleri belirlenen çubuğun ilk numuneleri imal edilerek deney düzeneğinde test edilmiştir. Elde edilen test sonuçlarına göre yeni tasarımda iyileştirmelerin yapılmasına karar verilmiştir. Tüm bu hesaplar ve deneyler sonucunda yeni tasarım boru denge çubuğunun imalat kısıtları belirlenmiştir.

Taşıtın ömrüne karşılık gelen test parkuru seçilmiş, teker merkezinden kuvvet-moment ölçümleri ve denge çubuğu linki üzerinden gerinim ölçümü yapılmıştır. Süspansiyon kinematiği ve deplasman-yük değerleri araç üzerinden özel bir platformda ölçülmüş ve hızlandırılmış yol testinde toplanan datalar bu veriler ile birleştirilerek denge çubuğu linkine gelen yüklere dönüştürülmüştür. Denge çubuğunu şasiye bağlayan rigde kalibre edilmiş link üzerinden kuvvet datası toplamıştır. Parçaların ömür testlerini yapmak ve gerinim datası toplamak amacıyla laboratuvar ortamında parça için test düzeneği kurulmuştur. Laboratuvar test düzeneğinde ise denge çubuğunda çeşitli lokasyonlara bağlanan strain gage ile gerinim datası toplanmıştır. Sonlu elemanlar analizi rig ile aynı koşulda yerdeğiştirme bazlı yapılmış olup, gerinim dataları analizin korelasyonu için kullanılmıştır. Test düzeneğinde denge çubukları araçta yapacağı en büyük yerdeğiştirme miktarına göre test edilmiştir. Test sonucunda elde edilen parça bazlı kırılma çevrim sayıları sonucunda malzemenin gerinim-ömür grafiğinden parçanın gerinim-ömür grafiği elde edilmiştir. Kurulan sonlu elemanlar modelinde toplanan ve araç süspansiyon kinematiğine göre dağıtılan yükler denge çubuğunun yük alma bölgesi olan göz bölgesine gelen yüklere dönüştürülmüş ve yükleme dataları uygun şekilde ayıklanmıştır. Denge çubuğunun gözüne gelen altı eksenli kuvvetlerin etkin olan yükleme yönleri tespit edilmiş ve sonlu elemanlar modelinde denge çubuğu gözünden birim yük olarak uygulanmıştır. Birim yüklü sonlu elemanlar analizi, yorulma analizi programında aynı yöne karşılık gelen yol data yükleri ile eşleştirilerek hasar bulunmuştur. Hasar analiz döngüsünde birim yüklü sonlu eleman modeli ve altı eksenli yol datası gerinim-çevrim eğrisine girdi olarak verilmiş ve karşılık olarak hasar sonuçlu sonlu eleman modeli çıktı olarak alınmıştır. Bu döngü sürecinde kullanılan yazılım öncelikle birim yüklü analiz sonuçlarını ayrı adımlarda almakta ve gelen yüklemeler ile eşleştirip vektörel çıktıları hesaplamaktadır. Hesaplama işlemi sonrasında rainflow çevrim sayma metodu ile sınıflandırıp tanımladığınız SN eğrisi üzerinden hesaplamalar yapmaktadır. Taşıtın ömrüne karşılık gelen hızlandırılmış yol parkurundan toplanan datalar ile parça dayanım testlerinde uygulanan datalar ömür olarak karşılaştırılmış ve parçaların komponent test çevrim sayıları hesaplanabilmiştir. Sonuç olarak, her iki tasarımın ömür karşılaştırılması yapılmış olup laboratuvar ortamında yapılan parça dayanım testi, araçtan toplanan datalar ve sonlu elemanlar metodu ile parça tasarımı tamamlanmıştır. Denge çubuklarının rig test ömrü belirlenmiş, yorulma ömür hesap metodolojisi tespit edilmiş ve parçanın dayanım kriterleri ortaya konulmuştur.

DESIGN OF HOLLOW ANTI-ROLL BAR FOR HEAVY DUTY VEHICLE AIR SUSPENSION SYSTEMS

SUMMARY

Fuel consumption is an important aspect for customer and vehicle manufacturers accordingly; therefore weight reduction plays a significant role in fuel economy to be competitive in heavy commercial vehicle market. Weight reduction can be achieved primarily by the introduction of better material, design optimization and better manufacturing processes. Anti-roll bar is a suspension part which transmits the loads from the outside to the inside wheel to minimize the body roll. ARB also reduces body roll which in result, enhances ride comfort and increases driving confidence. In this study, tubular type stabilizer bar designed for rear suspension on heavy-duty vehicles. Using hollow ARB has many advantages; the most important advantage is the weight reduction.

Surface defects such as roughness, penetration, decarburization, has negative impact on fatigue life of the components. Decarburization is a change in the structure and content of steel that some surface layers of steel and carbon are lost. Loss of carbon can make structural steel less stable. Decarburization normally takes place when steel goes through the heating process it was done in electrical resistance or natural gas heated furnaces where contain Oxygen resulting in loss of carbon and oxidation. ARB is generally manufactured with using hot bending or cold bending method. Decarburization occurs during hot bending process as a source of heating. This study investigates effects of decarburization on the heavy commercial vehicle hollow ARB fatigue life. Surface decarburization is reduces the durability fatigue of the anti-roll bars, so it is important that surface decarburization be at minimum level. Occurrence of decarburization primarily starts in the course of manufacturing raw material, rod or tube, surfaces produced with hot rolled method before heat treatment in the production of ARB.

Anti-roll bar is a crucial component in vehicle suspension; and it was chosen to perform the current study. Surface defects such as decarburization resulted in a reduction hardness in decarburization area. Experimental designs were performed to understand the relation between fatigue life and decarburization. In initial experiment, tubular black bars used on hot bending production operations. Because of the high decarburization level on between shoulders and descaling on shoulder zones, observed breakage location of the fatigue test results of ARB was different from expected. Peeling operation was performed to decrease surface decarburization to improve fatigue behaviour of the part. According to statistical B10 life, 3,2 times life improvement has been obtained by peeling process. This study also proves that decarburization level and fatigue life has negative strong correlation. According to the test results, Hollow ARB was broken from shoulder, expected portion, and fatigue life increased. Hollow ARB was produced with peeling mehod and tested on rig test.

Hollow and solid ARB's fatigue life will be compared. In order to achieve this, at first a finite element model is constructed iteratively with using strain gauge measurements on rig test bench. This model and component S-N that will be found with performed tensile test, are used as an input for quasi-static fatigue analysis. Fatigue analysis will be correlated with rig test results. That correlated analysis is

modified with multiaxial loading scenarios of proving ground. Stress combination methods are examined and the most suitable ones are selected for critical areas.

In the automotive industry, fatigue testing in a laboratory is defined as an accelerated test that is specifically designed to replicate fatigue damage and failure modes from proving grounds. The aim using proving ground is to increase the damage gathering by adding extreme events that would match the target usage mileage in short periods. To understand if the vehicle life cycle is equivalent or not, a customer clinic is performed that shows the customer usage and loading statistics. According to customer clinic results, the road load acquisition event is done on selected areas. For the same purpose, RLD collection is performed with the same instrumented vehicle in different proving ground events. Force and moment measurement, totally six different channels for every axle, are done from the wheel center from proving ground. After the comparison of damages, an equivalent event is produced for the vehicle. The total event has different loading paths and vehicle condition. During data acquisition phase, the wheels are equipped with wheel force transducers and critical parts are equipped with strain gauges. Strain gauge is implemented on anti-roll bar link and strain is collected from all different loads. Suspension geometry and displacement-load values are measured via a special platform that the vehicle mounted and the data acquired from durability test are converted to anti-roll bar link load after combining with the data gathered at the accelerated road test. Strain gages also implemented ARB that tested on test bench. Displacement is determined as maximum displacement that ARB exposes at the vehicle.

At first, in order to correlate the model, finite element model is constructed that simulates boundary condition of the vehicle and test rig for solid and hollow ARB. Boundary conditions of finite elements are simplified suitably and implemented to the model. ARB is modelled with hexahedral elements and the element size is decreased until get enough convergency. Finite element model is optimized with respect to the requested strains and measured strains. The other finite element model, which is constructed as an input for quasi-static fatigue analysis with proving ground data is “unit load analysis”. This analysis consists of unit magnitude loads at each degree of freedom (DOF) and is used to determine the stress state of ARB for each DOF. At this type of analysis, unit loads are applied at all DOFs one by one and as a result, the stress state of the part is obtained at every DOF. Each step of analysis has to contain only one stress state as they will be matched with time dependent characteristics on post process. Empty analysis steps, where all the loads are deactivated, are constructed to be able to obtain a more stabilized analysis. For both designs, as hollow and solid ARB, these two finite element models are created.

Cyclic properties of materials are obtained from Ford material database. It should be noted that these material properties do not contain manufacturing effects as surface roughness, shot peening, cold or hot rolled. Therefore, at first these properties must be manipulated with respect to rig test results. This is achieved at rig test fatigue analysis and a component level S-N curve is obtained.

Proving ground data consist of different events with specific repeat numbers. By using these time series, a duty cycle schedule is built. During fatigue analyses, critical plane approach and absolute maximum principle methods are applied. At critical plane approach stress tensor is defined by the calculation of the most damaging plane simply by rotating the plane at each step and finding the most critical plane. Absolute maximum principle stress could be defined as the principle

stress with the largest magnitude. Nonproportionality factor and biaxiality ratio is calculated and in the light these values the multiaxiality condition is checked. It is observed that non-proportionality factor, biaxiality ratio is between the thresholds, and therefore selected absolute maximum principle stress combination method is valid. While running whole model with relevant data, critical hot spot nodes are selected and compared. The results of most critical area presented as pseudo-damage.

As a result, two designs are compared with respect to pseudo-damage results and new design is assessed. Finite element correlation is performed with strain-gauge and vehicle durability test. FE models are optimized and verified for the future works. Correlated finite element model and damage analysis methodology is determined and used for test specifications of anti-roll bar.

1. GİRİŞ

1.1 Giriş ve Çalışmanın Amacı

Günümüz koşullarında her geçen gün taşıt tasarım ve doğrulama rekabeti artmakta, maliyet ve zaman kazançları daha da önem kazanmaktadır. Taşıt ve alt sistemleri hem birbiri ile uyumlu çalışmalı hem de rekabet etmeyi sürdürebilmesi için maliyet, ağırlık ve ömür dengesini kurabilecek tasarım içeriklerine sahip olabilmelidir. Tasarımın tüm bu dengeleri sağlaması ve hızlı olabilmesi için hem tasarım adımlarının hem de doğrulama yöntemlerinin hızlı olması, doğruluk seviyesinin güvenilir olması için yüksek hassasiyetlerde sonuçlar verebilmesi önemlidir. Tasarım süreçleri son dönemde bilgisayar desteği ile yapılmaktadır. Bilgisayar destekli paket programlar, tasarım optimizasyonları, dayanım analizleri, hesap algoritmalarına, hareket simülasyonunları yapmaya imkan vermektedir. Tasarım geliştirme ekipleri tarafından, bilgisayar destekli tasarım dostu programların doğru şekilde kullanımı için kullanım adımları belirlenmiş ve standartlaştırma yoluna gitmiştir. Bu sayede tasarımlar hem fonksiyonel olarak hem de geometrik olarak istenen özellikleri sağladığından emin olunmuştur ve doğrulama ilişkisi kurulabilmiştir.

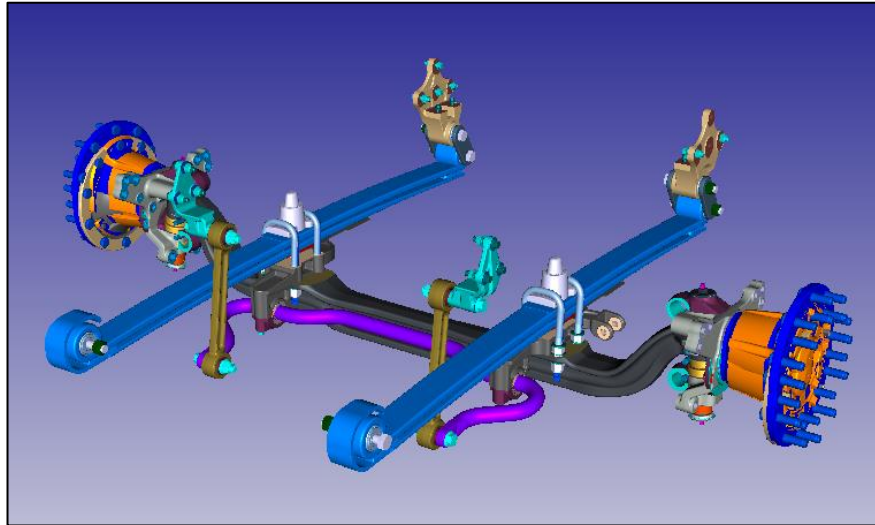
Doğrulama basamaklarının belirlenmesi için öncelikle taşıtların bu süspansiyon sisteminde davranışları ve yükleme koşullarının doğru belirlenmesi gerekmektedir. Tasarım ve doğrulama süreçlerinde genel prensip ayı olsa da parça , sistem ve taşıt için farklılıklar gösterebilir. Süspansiyon sistemleri ve sistem parçalarının validasyon sürecinde de aynı durum geçerlidir. Araçta denge çubuğu ömür testleri sistemin davranışı gereği geometrik hareket limitleri ile ilişkili olarak test edilmektedir. Yorulma limiti süspansiyon tipine göre belirlenen çevrim adetleri ile belirlenmiştir. Taşıtların yorulmadan kaynaklanan ömürlerinin saptanması amacına yönelik çeşitli yöntemler vardır. En temel yöntem, müşteri kitlesinin gerçek kullanım alanlarının belirlenmesi ve taşıtı belirlenen yol güzergahlarında öngörülen kilometre kadar yol kat ederek test etmektir. Ağır ticari araçlar için hedeflenen kilometrenin 1,000,000 km olduğu düşünülürse, taşıtın karayollarında test edilmesi basit olmasına nazaran

oldukça zaman alıcı, pahalı ve tekrarlanabilirliği hemen hemen imkansız bir süreçtir. Diğer bir test yöntemi ise belirlenmiş yol tiplerinden meydana gelmiş özel pistlerde taşıtın test edilmesidir. Test pistleri araç tipine göre farklı parkurlar, yükler ve kilometrelerde testleri gerçekleştirip taşıt ömrüne karşılık gelen test ortamını sağlamışlardır. Bu şekilde taşıt üreticileri test süreçlerini kısaltabilmekte ve zamandan tasarruf etmektedir. Araç üreticilerine değişkenliği azaltılmış test yapma imkanı sunan trafikten bağımsız ve yol koşullarında sürekli aynı olan test aynı zamanda tekrarlanabilirliği yüksek testlere imkan sağlamıştır. Günümüzde test parkurlarının artması ve test parkuru kullanımının artmasına rağmen bu yöntemin maliyet açısından her zaman uygun olduğu söylenemez. Yol testi düşünüldüğünde, test aracının imalatı, sevkiyatı ve parkurun kullanımı gibi maliyeti yüksek faktörler vardır, bu nedenle her değişiklik test parkurunda test edilemez. Bu durumda ise mevcut son yöntem olan gerçek yol verisi kullanmak suretiyle aracın laboratuvar ortamında test edilmesi seçilir. Bu yöntemde, bilgisayar destekli analizler, yol dataları ve parça dayanım testleri kullanılarak mali ve zaman kazancı sağlanabilmekte, farklı tasarımlar kolaylıkla test edilebilmektedir. Yol datası toplanması ilk adımı oluşturur. Parçanın kullanılacağı araca bağlanan data toplama cihazları sayesinde hızlandırılmış test parkurunda parçalara gelen gerinimler ve gerilmeler ölçülebilmektedir. Araçtan toplanan datalar bilgisayar destekli analiz programları yardımıyla istenen bölgelere dağıtılmakta ve elde edilen sonuçlar dayanım analiz programlarına girdi olarak kullanılmaktadır. Girdiler bilgisayar ortamında modellenen parçalara uygulanmakta ve dayanım sonuçları hesaplanabilmektedir. Kurulan modellerin kalibrasyonlarının doğruluğu; parça testleri, parçalardan ve malzemeden alınan ölçümler ile sağlanmakta ve elde edilecek sonuçların doğruluğunu doğrudan etkilemektedir. Elde edilen çıktıların elverişliliğini; belirtilen doğrulama ve tasarım adımlarının yeni tasarımlarda da uygulanabilir olması ve standartlaştırılabilirliği belirlemektedir.

2. SÜSPANSİYON SİSTEMİ

2.1 Süspansiyon Sisteminin Görevleri

Süspansiyon araçlarda yoldan gelecek olan darbeleri sönümleme ve araç manevraları sonucunda ortaya çıkan kuvvetleri doğru yönlendirerek sürüş kalitesini ve konforunu artırma amacıyla kullanılan sistemlere verilen isimdir. Süspansiyon sistemleri, yoldan gelen darbeleri titreşime dönüştürerek sönümler, araç manevrası sırasında savrulmayı engeller, lastiklerde bulunan sürtünme oranını artırarak aracın yol tutuş kapasitesini artırır. Süspansiyon sistemleri tekerlek ile şasi arasına yerleştirilmiştir. Süspansiyon sistemlerinin sistemsel fonksiyonları, sürüş esnasında lastiklerle birlikte çalışarak yoldan lastiğe iletilen yükleri, salınımları, ani şokları sönümleyerek yumuşatır. Yolcuyu, taşınan yükü, şasiyi ve kaportayı çevresel etkilerden korumuş olur. Aks üzerindeki gövde ile tekerlek arasındaki uygun geometrik ilişkiyi koruyarak, aracın istenen sürüş pozisyonunda durmasını sağlar. Yol ile tekerlek arasındaki temasın kaybolmadan güvenli sürüş yapmayı sağlar. Tekerlek sürtünmesine bağlı olarak ortaya çıkan sürüş ve fren kuvvetlerini gövdeye aktarır. Lastiklerin düzgün aşınmasını sağlar. Süspansiyon sistemi parçalarının fonksiyonları ise, yaylar yük taşır ve lastikten gelen ani yükü içinde depolayarak yoldan gelen darbelerin doğrudan şasiye aktarılmasını engeller. Amortisörler, titreşim hareketini sönümlemektedir. Viraj denge çubukları araçta yalpa hareketini dengeleyerek iki lastiğin de yere basmasını sağlar. Şekil 2.1’ de ağır ticari araçların ön süspansiyon sistemi gösterilmektedir.



Şekil 2.1 : Örnek Süspansiyon Sistemi

2.2 Havalı Süspansiyon Sistemleri

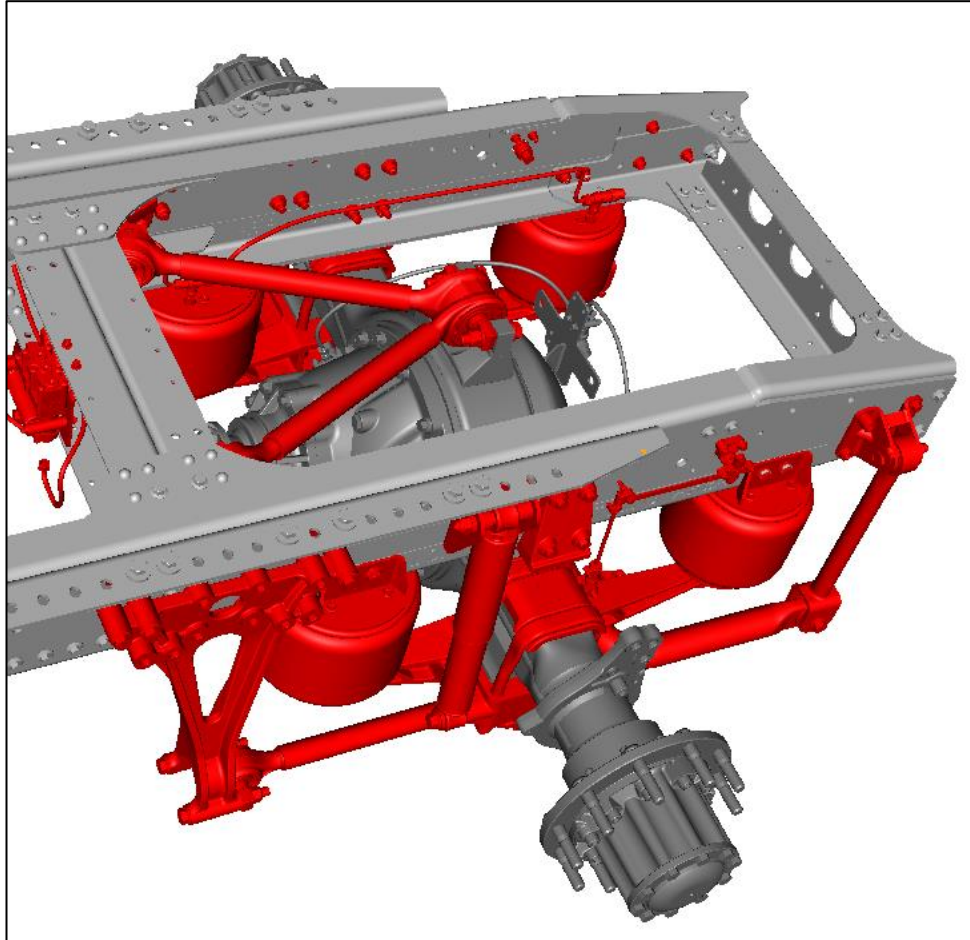
Havalı süspansiyon sistemleri ticari araçlarda, otobüs, kamyon ve lüks binek araçlarda tercih edilen daha yüksek konfor sağlayan sistemlerdir. Havalı süspansiyon sistemleri'nin kullanımı araçların sürüş konforunu, dinamik davranışını ve yükseklik ayarlarını geliştirdiği için havalı titreşim söndürücülerin kontrol sistemleri modern şasi, koltuk ve kabin uygulamalarında gittikçe önem kazanmaktadır. Havalı süspansiyon sisteminde kapalı hacimde sıkıştırılan hava, havanın körüklere basılması ve havanın körükten geri emilmesi işlemiyle yay olarak kullanılır. Bunun yanında makaslı sistemlerde yayın yüke göre formunun değişmesine karşılık havalı süspansiyon elemanları mekanik veya elektronik olarak kontrollü olan seviye kontrol valfleri ile birlikte çalışarak yüke bağlı olarak körüklere havayı gönderir ya da boşaltır, böylece aracın duruşunu aracın yükünden etkilenmeyecek şekilde sabit tutabilmektedir. Araç yüklü ve yüksüz ağırlıkta ideal sürüş konforu sağlar. Yay karakteristikleri progresif olarak daha kolay ayarlanmakta ve manevralara daha düzgün tepkiler verilebilmektedir [1]. Hava yayları, hava yayı çubuğu ya da makaslar, aks desteği parçaları, amortisörler, süspansiyonun şasiye göre yanal ve boylamsal düzlemde hareketini belirleyen; V kol, I kol , viraj denge çubuğu (Anti-roll Bar - ARB), mekanik ya da elektronik olarak kontrol edilen seviye sensörleri ve valfleri havalı süspansiyon sisteminin ana parçalarıdır. Aracın tipi, aracın kapasitesi ve bağlı olarak süspansiyon sisteminin taşıma kapasitesi, süspansiyon geometrisi ve süspansiyon paket alanına göre kullanılan körük adeti değişmektedir.

Havalı süspansiyon sisteminin genel çalışma prensibi; körükler kontrol valf ünitesine bağlıdır, kontrol valf ünitesi kumanda ile kontrol edilmektedir. Kumanda; yükselme, düşürme, sürüş pozisyonuna ayarlama, opsiyonel olarak durdurma ve eğer varsa ilave dingil kaldırma sistemini kaldırma ve indirme işlemlerini kontrol etmektedir. Aynı zamanda kontrol valfi ünitesi ile körüklerin araçta alacağı minimum boy, maksimum boy, sürüş pozisyonundaki boyları, havalı süspansiyon valfinin duruşuna göre ayarlanıp, kalibrasyonu yapılmaktadır. Havalı süspansiyon valfi (sürüş yüksekliği regülatörü) dingil ile şasi arasına bağlanarak süspansiyon hareketini kontrol etmektedir. Araç; yük artışıyla birlikte alçalırsa; havalı süspansiyon yayı araç sürüş pozisyonuna gelene kadar açık konumda kalır körükleri hava ile besler, araç yükü boşaldığında yine sürüş pozisyonuna gelene kadar boşalt komutu verir ve körüklerdeki fazla hava tahliye edilir [2].

Böylelikle aracın yükü değişse bile, aracın yüksekliği basınç ayarıyla tekrar sürüş pozisyonuna gelecektir, araç yüksekliği sabit tutulabilmektedir. Sonuç olarak araç yüklü ve yüksüz konumda bile ideal sürüş konforu sağlar.

Havalı süspansiyon sistemlerinin diğer avantajları ise; körük yapısı değiştirilerek yay katsayıları kolayca kontrol edilebilir, yükseklik kontrollerinin kolay yapılıdır. Mekanik süspansiyonlu araçlara kıyasla histerisisi düşük sistemlerdir.

Günümüzde yüksek kapasiteli yük taşımacılığında ve zorlu yol şartlarında mekanik süspansiyonlu araçlar tercih edilse de havalı süspansiyon sistemlerine geçiş sürmektedir. Özellikle yol kamyonu ve çekiciler uzun mesafeli yollarda kullanılmakta ve hassas malzeme taşımaktadırlar, bu varyanttaki araçlarda hem taşınan malzemenin sağlamlığı hem de kullanıcının konforu açısından havalı süspansiyon sistemleri tercih edilmektedir. Yasalarda aracın yola verdiği hassarı azaltması açısından havalı süspansiyonlu araçlara ek taşıma kapasitesi vermektedir [2]. Şekil 2.2' de örnek havalı süspansiyon sistemi gösterilmektedir.



Şekil 2.2 : Örnek Havalı Süspansiyon Sistemi

2.3 Denge Çubuğu

2.3.1 Denge Çubuğu ve Araç Performansına Etkileri

Sürüş konforu ve yol tutuşu süspansiyon sisteminin sağlaması gereken önemli hususlardır. Sürüş konforunun sağlanması için araca yoldan gelebilecek titreşim ve ani darbeleri sönmülmesi gerekir. Yol tutuşunun sağlanması için, aracın güvenli manevra yapabiliyor olması ve direksiyon hakimiyetinin rahat olması gerekir. Lastikler yeterli çekiş ve frenleme yeteneğine sahip olmalıdır. Anti Roll Bar bahsedilen sürüş özelliklerini iyileştirmek için kullanılan süspansiyon elemanıdır.

Denge çubuğu, süspansiyon sisteminin sağ tarafı ile sol tarafını elastik olarak birleştiren süspansiyon elemanıdır. Denge çubuğu, süspansiyon tipinin rijit veya bağımsız olması farketmeksizin, ön süspansiyonda, arka süspansiyonda veya her iki süspansiyonda da kullanılabilir.

Denge çubuğu kullanmanın ana amacı, aracın yapacağı yalpa hareketini azaltmaktır. Araç takip ettiği düz çizgi hareketinden saptığında yalpa hareketi yapmaktadır. Yalpa eksen, ön ve arka aks yalpa merkezlerini birleştirdiği düşünülen teorik bir doğrudur. Aracın ağırlık merkezi yalpa ekseninden daha yukarıdadır, bu nedenle araç virajı alırken, merkezkaç kuvveti yalpa eksenini etrafında moment oluşturur. Oluşan moment virajın iç tarafındaki süspansiyonu açmaya, dış tarafındaki süspansiyonu da sıkıştırmaya neden olur. Yalpa aynı zamanda tek tekerleğin tümsekten veya çukurdan geçtiği durumlarda da oluşur.

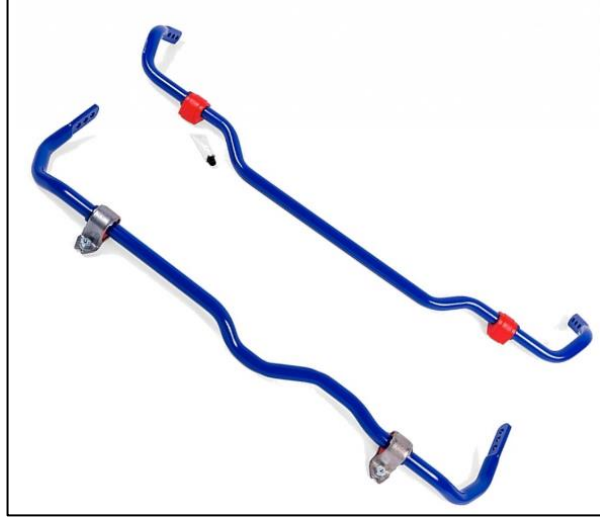
Şekil 2.3' de görüldüğü üzere yalpa hareketi esnasında aracın tek tarafındaki süspansiyonu basma yönünde olacaktır, bu durumda diğer taraftaki tekerleğin yere basma miktarı azalacaktır hatta tekerleğin yerle temasının kesilmesi söz konusu olabilir. ARB'nin oluşturacağı kuvvet süspansiyonun diğer tarafında da basma kuvveti oluşturarak yalpa esnasında her iki tekerleğin de yere basarak yol tutuşunu ve güvenliğini sağlamaktadır.



Şekil 2.3 : Yalpa Hareketi Yapan Araç

Yalpa hareketi sürücüye güvenli dönüş esnasında bile takla atacakmış hissi verir, sürücünün sürüş esnasında emniyetsiz hissetmesini sağlar. Yalpa hareketinin ikinci olumsuz etkisi ise, lastik eksen ile dikey eksen arasındaki eğimin açısı olan kamber açısının etkisidir. Kamber açısının amacı, direksiyon eksen ile tekerlek eksenini, tekerleğin yola temas noktasında birleştirmektir. Kamber açısının doğru olması, lastiklerin dengeli aşınmasını, burç ve rotillerin uzun ömürlü olmasını ve direksiyonun kolay dönmesini sağlar. Yalpa esnasında kamber açısı değişmektedir, bu değişimin hem de lastiklerin lineer olmayan tepki vermesine ve araç çekişine negative etkisi vardır. Bu nedenle, yalpa hareketinden mümkün olduğunca kaçınılmalıdır.

Şekil 2.4' deki modele göre yalpa hareketinden kaçınmanın ilk yolu, yalpa hareketinin kaynağı olan yalpa momentini ortadan kaldırmaktır. Yalpa merkezi yukarı, aracın ağırlık merkezine yaklaştırılarak yalpa momenti azaltılabilir.



Şekil 2.5 : Örnek Anti Roll Bar Geometrileri.

2.3.1.2 Kesit Geometrisi

Denge çubukları genel olarak dolu çubuk, boru çubuk olarak kullanılırlar. Dolu çubuk ARB ler en eski ve halen en yaygın kullanılan tiptir. Son yıllarda boru çubuk ARB'ler yaygınlaşmaya başladı. Boru ARB dolu ARB ye göre daha hafif olmakla birlikte geometrisini ve paket alanını değiştirmeden borunun et kalınlığına müdahale ederek dolu çubukla aynı sertlik değeri rahatlıkla elde edilebiliyor.

2.3.1.3 Malzeme ve Proses

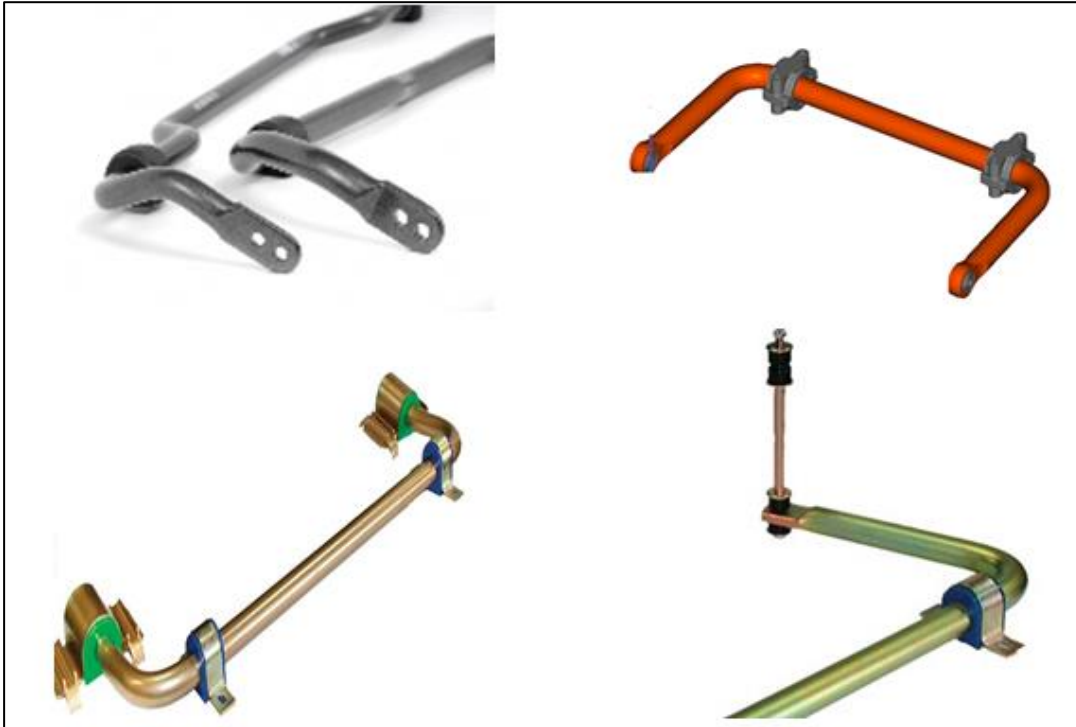
Denge çubukları burulmaya zorlandıkları için, burulma direnci yüksek malzemelerden imal edilirler. Çubuğun üzerindeki yük kalktığında çubuğun eski haline geri dönebilmesi için elastiklik de önemlidir. Diğer önemli parametre ise malzemenin sertleşebilirliğidir. Ürünün sadece uygun yüzey sertlik değerine sahip olması değil aynı zamanda merkezinde de uygun sertlik değerini koruması gerekmektedir. Denge çubuğu malzemesi genellikle alaşımlı yay çeliğidir. Farklı elementlerden farklı oranlarda kullanılarak değişik alaşımlar elde edilebilir. En çok kullanılan türleri ; 50CrV4, 51CrMoV4, 55CR3 tür. Alaşım için kullanılan başlıca elementler ise ; Si (Silisyum) , Cr (Krom) , Mn (Mangan) , Mo (Molybdenum) dur. ARB üretimi sırasında malzemeye sıcak şekil verilir, sertleştirilir ve temperlenir. Malzemenin bu operasyonları başarıyla tamamlayabilmesi için 700 Mpa gerilmelere dayanabiliyor olması gerekir[4]. Ömrü iyileştirmek için gerilim bölgelerine çelik bilyalı dövme (shot peening) işlemi uygulanmalıdır.

2.3.1.4 Bağlantılar

Denge çubukları, temel olarak dört noktadan sabitlenir. Uç noktalarından süspansiyon sistemine, orta bölümlerindeki iki noktadan ise gövdeye sabitlenir. Gövdeye sabitlenme noktaları çubuğun burulmasına engel teşkil etmemelidir. ARB şasi ve süspansiyon komponentleriyle bağlantısı kauçuk yalıtımlıdır. Bağlantı elemanları; burçlar, ARB yi süspansiyona bağlayan elemanlar ve şasiye bağlantısını sağlayan linkleridir. Bağlantı noktalarında süspansiyon hareket alanına bakılarak girişime neden olmayacak şekilde yapılmalıdır.

Burç malzemesi önemli bir parametredir. Genellikle, doğal kauçuk , naylon ve poliüretandır, bazı yarış arabalarında metal burçlar da kullanılmaktadır. Burç sertliğini artırmak ARB nin de araca katacağı yalpa sertliğini artırmaktadır.

ARB nin diğer süspansiyon elemanlarıyla bağlantısı, linkin uç kısmında pin girişine müsaade edilerek ya da uç kısmına burç montaj edilip burç boşluğundan civata ile sağlanır. Şekil 2.6’da ARB bağlantı şekilleri görülmektedir.

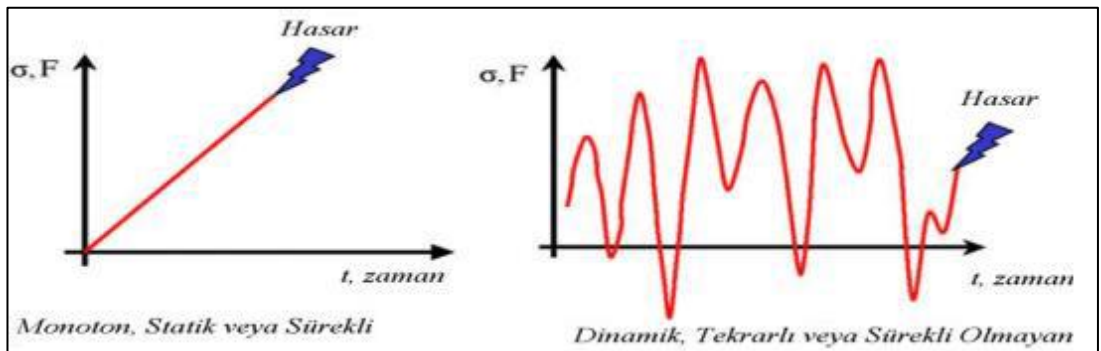


Şekil 2.6 : Örnek Anti Roll Bar Bağlantıları.

3. YORULMA TEORİSİ

3.1 Amaç

Yorulma teorisi 1800'lü yıllarda August Wöhler'in tren akslarında meydana gelen kırılmaları incelemesi sürecinde temellenmiştir. Bu çalışma ile, tekrarlı yüklemelerin hasarlanma üzerinde etkili olduğu, malzemedeki oluşan gerilmenin akma gerilmesinin altında olmasına rağmen kırıldığı gözlemlenerek saptanmıştır. Çalışma ile tasarım konseptleri iki farklı şekilde yorumlanabilmektedir. Statik yükleme konseptinde; malzeme yavaşça artan yükler altında denir belirli bir sınır gerilmede dayanımı sona erişip kopması beklenir. Bulunan bu gerilme değerine malzemenin statik dayanımı denir. Eğer çok eksenli bir yükleme mevcutsa eşdeğer gerilmenin hesaplanması ve akma dayanımı ile kontrolü gerekir. Eşdeğer gerilme hesapları yapılırken Mohr yahut Von Mises yaklaşımları temel alınabilir [5]. İkinci tasarım konsepti ise tekrarlı yükleme konseptidir. Bu yaklaşımın temelinde yorulma teorisi vardır. Yorulma değişken yüklere maruz kalan malzemenin akma sınırının bile altında aldığı deformasyonların toplam etkisi sonrası kalıcı hasar bölgesine girip kırılması yahut hasarlanmasıdır. Akma gerilmesinin altında parçalar maruz kaldığı yük ortadan kalktığında ilk durumlarına geri döner ve geometrik bir hasarlanmaya maruz kalmazlar. Tekil olarak incelendiğinde hasar vermeyen bu durum çevrim sayısının yüksek mertebelere çıkması sonucu yüzeyden başlayan çatlaklara neden olur ve akma dayanımının çok altında parçada kırılma olayı gerçekleşir. Bu duruma yorulma denir [6]. Yükleme örneklerine ait grafikler Şekil 3.1'de verilmiştir.

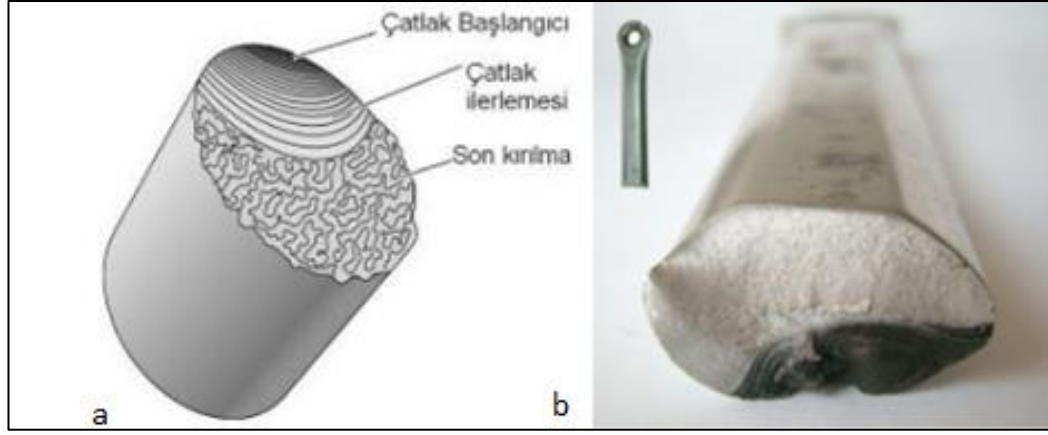


Şekil 3.1 : Monoton ve dinamik yükleme örnekleri [5].

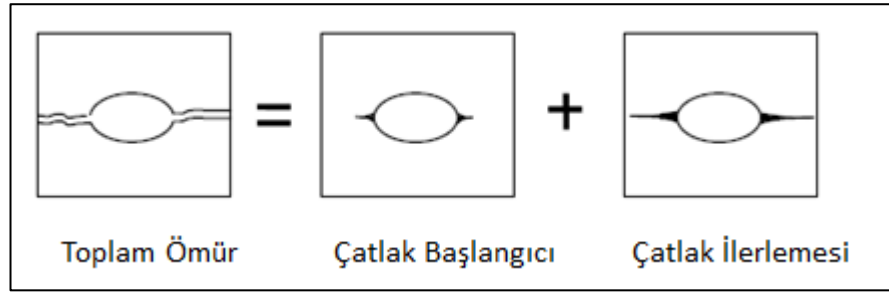
Mühendislik tasarımlarının çoğunluğunu değişken ve periyodik yükler oluşturur. Değişken ve periyodik yükler altında çalışan parçaların genellikle yorulma kaynaklı hata modları vardır. Yorulma ömrü, belirli şiddetteki dinamik yük genliklerinin tekrar sayısıdır [5]. Tekrar sayısına göre yorulma tipleri ikiye ayrılır; düşük çevrimli yorulma ve yüksek çevrimli yorulma. Düşük çevrimli yorulma 1 ile 1000 çevrim arası oluşan yorulmalara verilen tanımlamadır. Her çevrimde plastik gerilme görülür. Yüksek gerilme oluşturan yüklemelerde düşük çevrimli kırılmalar meydana gelir. Yüksek çevrimli yorulma ise 1000 çevrimin üzerinde oluşan ve 1,000,000 çevrime kadar olan hasarlanma tipidir. Her çevrimde elastic gerilme sınırı içerisinde kalınır [7]. 1,000,000 çevrim teorik olarak sonsuz ömür çizgisi olarak nitelendirilir ve bu çevrime kadar tasarımın hasarlanmaması tasarımın yüksek çevrimli parçalar için uygunluğunu gösterir.

Yorulma, normalde tek sefer uygulandığında herhangi bir hasar meydana getirmeyecek seviyede olan ancak tekrarlı şekilde uygulandığında çatlak veya kırılma şeklinde hasar meydana gelmesi durumudur. Yorulma birbirinin devamı niteliğindeki 3 evreden oluşur; çatlak oluşumu, çatlak ilerlemesi ve kırılma evresi. Belli bir çevrim sonarsında gerilme akma dayanımının altında olmasına rağmen malzemede bölgesel akmalar başlar ve mikroçatlak oluşumları başlar. Çatlak, genellikle yüksek gerilme yığılmalarının olduğu bölgelerde veya kristal yapıdaki hatalı noktalardan başlar. Çatlağın ucundaki çentik lokal gerilme yığılmasına neden olur. Böylece çatlağın ucu tekrarlı plastik deformasyona uğrar. Ömrün büyük kısmı ilk çatlağın oluşmasına kadar geçen sürede harcanır. Yükleme basma yönünde olursa ya da etki etmeyecek bir düzeyde ise çatlak gelişimi geçici olarak durur. Çatlak genellikle yüzeyden başlayıp, kayma hatları ile orta kısımlara iletilir. Ayrıca, malzeme içinde mikro çatlaklar var ise ve çatlak ucunda oluşan gerilme yığılması çatlağı ilerletebilecek seviyede ise çatlak ilerler. Uygulanan gerilme çatlağın ilerlemesi için yeterli değilse malzeme yorulmaz. Gerilme çatlağın ilerlemesini sağlayacak kadar büyük ise çatlak gevşek yerlerden ilerler. Böylece yıpranma yavaş yavaş tüm keside yayılır. Bu durum kırılma sürecine kadar devam eder ve kırılma bölgesinde izler olarak durumunu yansıtır. Yükleme uygulanan gerilmeye dik yönde ise çatlak ilerlemesi hızlı olacaktır. Kırılma süreci ise; yıpranma nedeniyle çatlak gelişimi yeter derecede tamamlandıktan sonra kesidin geri kalan kısmı yükü taşıyamaz hale gelir ve malzeme aniden kopar.

Çalışma genlikleri ve ortama gerilme miktarı da yorulmada önemli etkenlerdir. Bu süreçte yalnızca maksimum gerilmeye bakılması değerlendirme sürecinde hatalara neden olmaktadır. Data işleme süreçleri ile bu gerilme genlikleri basitleştirilir ve gerilme değerleri ortalama gerilmelere indekslenerek hasar değerlendirmeleri yapılır.



Şekil 3.2 : (a) Kırılma evreleri. (b) Kırılma örneği.



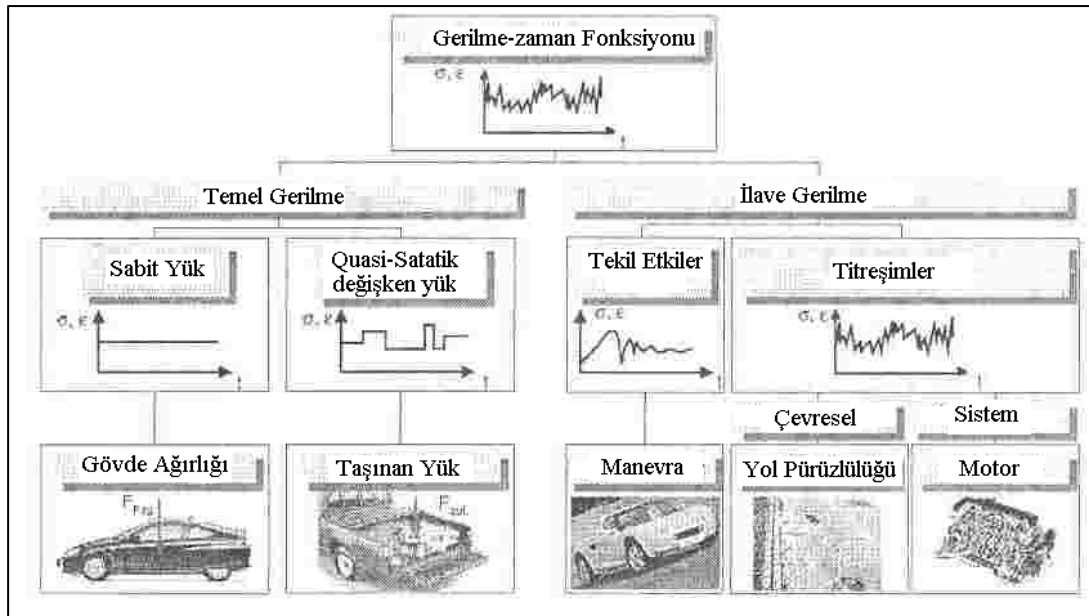
Şekil 3.3: Toplam ömür tayini.

Yorulma sürecinin başlamasına neden olabilecek bir çok faktör vardır. Gerilmelerin yoğunlaşması, kesit üzerinde çentikler, delikler, keskin köşelerin olması yorulma dayanımını azaltır. Parça içerisinde çekme yönünde çalışan iç gerilmeler varsa yorulma dayanımı azalır. Ayrıca tasarımda parçaya gelebilecek yükler doğru tayin edilmediyse parçaya fazla gerilme geleceğinden parça erken yorulmaya başlayacaktır. Bu tür durumlara karşı tasarım sürecinde güvenlik faktörlerinin doğru tespit edilmesi önemlidir. Yüzey pürüzlülüğünün fazla olması, parçada segregasyon, cüruf, kalıntı olması yorulma dayanımı azalır. Yüzey kristalleri iç bölgelere nazaran daha az çevresel desteğe sahip olduklarından kritik bölgelerdir ve yüzeyde gerilme artışı doğuracak faktörler çatlak başlangıcına neden olacak etkenler arasında önemli yer tutar. Çevre koşulları da yorulma dayanımına etki eden faktörlerdendir; Çevre koşulları korozyon oluşturmaya elverişli ise yorulma dayanımı azalır.

Sıcaklık yüksekse; parçanın dayanım azalır, yorulma ömrü ve yorulma sınırı azalır. Tasarım süreçlerinde tüm bu adımlar kontrol edilerek hata önleyici uygulamaların devreye alınması önemlidir. Bunlara karşılık olarak parça ömrünü artıracak olan; parçanın yüzeyine karbürleme, nitrüleme gibi yüzey sertleştirme işlemi uygulanması tasarım sürecinde göz önünde bulundurulabilir.

Servis yükleri taşıtlarda yoldan tekerleklerle, tekerlerden süspansiyona, süspansiyondan şasiye, şasiden de bağlı olduğu parçalara yansıyan yüklerdir. Yorulma yaklaşımlarında sisteme etkiyen yükler zamana bağlı bir fonksiyon olarak servis yüklerinden gelmektedir.

Parçalar ve sistemler kullanım koşulları ve fonksiyonları göz önüne alındığında farklı gerilme tiplerine maruz kalırlar. Şekil 3.4 ile taşıtlardaki durum incelendiğinde iki farklı gerilme tipi üzerinden yaklaşımlar yapılabilir. İlki, temel yüklemeler olarak adlandırdığımız, aracın statik halinde maruz kaldığı yüklemelerden kaynaklı olan gerilmelerdir. Taşıtlarda bu gerilmeler sabitte olabilir ya da yükleme durumlarının değişimiyle değişmekte olup yükleme sonrası sabitliğini bir diğer yükleme ye kadar korur. İkinci gerilme tipi ise dinamik yüklemeler ile gelen ilave gerilmelerdir. Araç hareket halindeyken etkiyen bu gerilmelere yol koşulları, araç hızı, araç dinamiği, süspansiyon tipi, geometrik unsurlar gibi birçok faktör etki etmektedir [5].

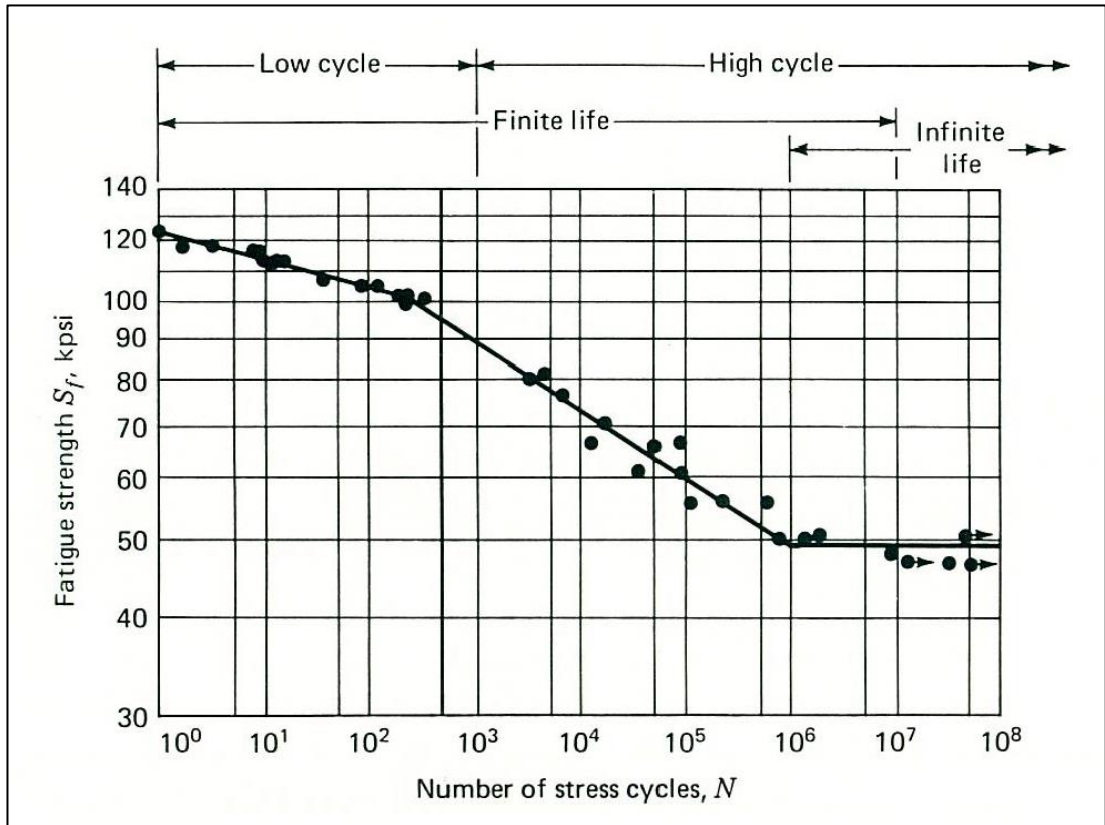


Şekil 3.4 : Taşıtlarda yükleme koşulları [5].

3.2 S-N (Toplam Ömür) Yöntemi

Yorulma analizi için üç yöntem geliştirilmiştir. Bunlar; gerilme-ömür (stress-life), gerilme-ömür (strain-life) ve kırılma mekaniği yöntemleridir. Gerilme-ömür yaklaşımı yaklaşık yüz yıl önce ortaya atılmış olup, yüksek tekrarlı yükleme durumlarında, parça üzerinde oluşan elastik gerilmelerin yorulma ile ilişkisini açıklayan bir yöntemdir.

Tekrarlı yüklere maruz kalan bir makine elemanının gerilme-ömür yöntemine göre yorulma analizlerinde parça üzerinde oluşan gerilmeler dikkate alınır. Metodun temel bileşeni malzemenin ve tasarımın gerilme-ömür (S-N) davranışının tespiti. Metodun; tasarımın plastik bölgede yorulma davranışı göstermemesi, yüksek çevrimli yorulma bölgesinde çalışması kısıtları vardır. Yüksek çevrimli yorulma bölgesine girebilmesi için tasarımın 1000 çevrimden daha yüksek bir ömrü gerçekleştirmesi gerekmektedir. Örnek gerilme-çevrim grafiği Şekil 3.5’de görülmektedir.



Şekil 3.5 : Gerilme-Çevrim Grafiği [8]

Malzeme özellikleri yorulma davranışı için detaylı incelenmesi gereken en önemli parametredir. Statik yükleme konseptinde direk olarak kullanılan malzemenin akma ve kopma gerilme davranışları gerilme-çevrim eğrisindeki bölgeleri belirlemede de etkin kullanılmaktadır. Akma gerilmesi plastik deformasyonun başladığı eşiktir, kopma gerilmesi ise malzemenin bütünlüğünün tam olarak kaybettiğini gösteren eşiktir. Malzemelere göre değişen belli katsayılar kullanılarak sonsuz ömür gerilme değerine ulaşılabilen ve özellikle otomotivdeki bazı parçalarda beklenen sonsuz ömür isteği bu parametre tasarımlara yansıtılarak sağlanabilmektedir.

Malzemenin ömür kriterlerinin belirlendikten sonra, hammaddeden ürüne geçiş sürecinde ömre etki edecek faktörler bulunmaktadır. Malzemenin içerik değişkenlikleri, malzeme kusurları, hammadde imalatından kaynaklanacak değişkenlikler, imalat yöntemi, yüzey işlemleri, ısıtma işlemi, çentik etkisi, geometri, boyut olarak özetlenebilir. Ayrıca çevresel etken olarak adlandırılan ısıtma etkileri, korozyon vb. parametre tasarımın ömründe etkileşimlere neden olabilmektedir [9].

Yüzey durumu, büyüklük, yükleme, sıcaklık ve çeşitli faktörlerin sayısal etkileri sonsuz ömrü etkileyen parametreler olarak literatürde girmiştir. Çelik üzerinde yapılan dayanım ömrüne etkisi %85 istatistiksel analizlerle birlikte çarpım faktörlerinin korelasyonla belirlenerek malzeme S-N'ine ulaşılmıştır.

Yüzey pürüzlülük etkisi (k_a), malzemelerde yüzey kalitesi işçiliğe ve prosese bağlı olarak farklı olabilmektedir. Parça son halinde yüzey işlenmiş, dövme yahut sıcak haddelenmiş olabilir. Parça yüzeyleri yüzey pürüzlülüğü denilen çeşitli mikro geometrik düzensizliklerden oluşur. Bu pürüzlülükler elemanın yorulma mukavemetini olumsuz etkiler. Bu etki de çatlak başlangıç ve yayılma sürecinin hızını doğrudan etkiler. Diğer bir ifadeyle yüzey pürüzlülüğü büyüdükçe sürekli mukavemet sınırı veya elemanın taşıyabileceği gerilme genliği azalmaktadır. Gevrek malzemelerde bu etki daha önemli olmaktadır.

Boyut faktörü (k_b); Test parçası ile tasarımın boyutları arasındaki korelasyonu sağlamak için belirlenen çarpandır. Malzemede boyut büyüdükçe kesitlerdeki gerilme dağılımı uniform bir şekilde uzaklaşmakta ve belirsizlikler artmaktadır. Bu belirsizlikler de akma ve kopma sınırı ile sürekli mukavemet sınırını düşürmektedir. Özellikle eğilme ve burulma durumları için önemlidir.

Yükleme çarpanı (kc) ise tek standart ile yapılan malzeme gerilme-çevrim testini diğer yüklemeye koşullarına adaptasyonunu sağlayan çarpanıdır. Eksenel, eğilme ve burulma yüklemeleri için farklı çarpanlar kullanılır. En önemli etken burulmada etkisini gösterir.

Sıcaklık çarpanı (kd), oda sıcaklığı dışındaki durumlarda malzemede oluşan etkileri formülize eden çarpanıdır. Çalışma sıcaklığı oda sıcaklığının altında olduğunda, gevrek kırılma olasılığı artmaktadır. Sıcaklık oda sıcaklığının üstüne çıkınca sünek kırılma yönünde eğilim artmaktadır.

Hassasiyet faktörü (ke) ise test datalarının dağılımları sonrası oluşan pay oranlarına göre belirlenen güvenirliliği arttırmak için kullanılan bir çarpanıdır.

Diğer etkenleri hesaba katmak için ise (kf) çarpanı kullanılmaktadır. Artık gerilemeler bu bağlamda değerlendirilir. Artık gerilmelerin basma olarak parça üzerinde kalması özellikle çekme yönünde çalışan alanlar için avantajken diğer durumlarda dezavantaj olarak değerlendirilmelidir. Ezmeye maruz kalan parçaların ezme yönleri, yüzey ısı işlemleri, bilyalı sertleştirme işlemi gibi prosesler bu çerçevede değerlendirilmelidir. Çevresel etkenlerin bir kısmı da bu bağlamda değerlendirilir. Otomotiv sanayisi için en önemli etkenlerden biri korozyonda kf içinde değerlendirilmelidir. Tüm bu etkenlerin birleşimi ile tasarım için sonsuz ömür tespit edilebilmektedir.

Haddelenmiş veya çekilmiş sac veya çubuklardan yapılan parçaların dayanıklılık sınırlarında işlemin yönü önemlidir. Haddelene veya çekme parçaları, boyuna yönde işlemek, enine yönde işlenmekten yüzde 10-20 oranında daha dayanıklı ürün elde edilmesini sağlar.

Tasarım ömrünü tayin edilirken; ilk adım malzemenin kopma değeri tespit edilir, malzeme sabiti ile çarpılır ve malzemenin sonsuz ömrü bulunur (3.1). Malzemenin sonsuz ömrüne de süreçteki bütün değişkenlerin etkileri yansıtılarak tasarım sonsuz ömrüne ulaşılır (3.2). [9]

$$Se' = k \cdot S_{ut} \quad (3.1)$$

$$Se = k_a k_b k_c k_d k_e k_f Se' \quad (3.2)$$

Se' = Standara uygun test edilen malzemenin sonsuz ömür limiti

Se = Tasarımın sonsuz ömür limiti

3.3 Taşılarda Hızlandırılmış Ömür Testleri ve Uygulanan Teori

Taşılarda ömür testleri dayanım hesaplarının doğrulanması ve kontrol edilmesi açısından çok önemlidir. Taşıtın karayollarında test edilmesi basit olmasına nazaran oldukça zaman alıcı, pahalı ve tekrarlanabilirliği hemen hemen imkansız bir süreçtir. Süreci ve maliyeti kısaltmak amacıyla hızlandırılmış ömür testleri parça ve araç bazlı olarak ayrı ayrı yapılabilmektedir. Bu amaçla aynı km'ye tekabül eden ve daha kısa veya istenilen sürede araçta aynı yorulma deformasyonlarını oluşturacak, hızlandırılmış yol sinyallerinin üretilmesi veya yoldan alınan gerçek yol sinyallerinin modifiye edilmesi yoluna gidilmektedir. Uluslararası test merkezinde özel olarak tasarlanmış belli uzunluklardaki yol kaplamaları veya parkurlarında bu ömrün saptanması mümkün olabilmektedir. Bu parkurlarda yol pürüzlülüğündeki genlikler sağlanabildiğinden test sürelerini kısaltmak mümkündür. Bunun nedeni ise, yüksek genlikli yol pürüzlülük değerleri sonucunda taşıta gelen dinamik kuvvetler, taşıt ağırlığından kaynaklanan statik kuvvetten daha büyük olacağından, tekerleklerin zeminle teması kesilecektir. Bu durum da, tekerleklerle tahrik, fren ve yanıl doğrultuda gerekli kuvvetlerin sağlanamamasına sebebiyet vereceğinden, seyir emniyetini ve konforunu etkileyecektir ve bu da o taşıtı kullanamamak demektir. Bu tip yollar genelde, araç üzerindeki yorulma ömrünün belirlenmesi istenilen parçaları test etmek amacıyla kullanılmaktadır. Taşıt toplam ömrü için yaklaşım ise, belli km'de farklı parkurlar için araç üzerinden alınan sinyallerin modifiye edilip laboratuvar ortamına taşınmasıdır. Burada en önemli nokta hızlandırma işleminin aracın gerçek ömrüne uygun şekilde yapılması ve tüm olası hata modlarını hızlandırılmış testin yansıtabilmesidir.

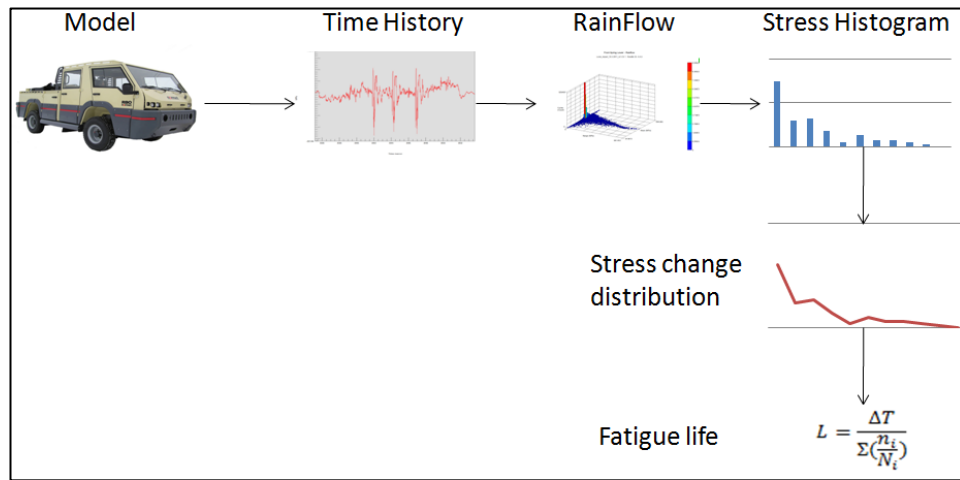
Hızlandırılmış ömür testine tabi tutulan araçlarda görülen aksaklıklar; yaylar, amortisörler, profiller, karoser, motor takozları, bağlantı elemanları, kaynak dikişleri ve araç üzerinde bulunan birçok parçanın titreşim deformasyonuna karşı analizi kısa sürede yapılmak suretiyle, önleminin hemen alınması sonucunda aracın kısa sürede geliştirilip piyasaya çıkması açısından oldukça önemli olmaktadır.

Yol pürüzlüklerinden kaynaklanan bu etkileri taşıta doğru yansıtabilmenin bir diğer yolu da yapay olarak üretilen yol pürüzlüklerinin doğru transfer fonksiyonları kullanılarak ve korele edilmiş araç modelleri oluşturarak yapay olarak etkilerini incelemektir.

Bunların dışında kullanılabilecek ve korelasyon gücü daha yüksek yöntem ise öncelikle taşıtın vereceği tepkileri doğrudan araç üzerinden ölçüp bilgisayar destekli modelleri güncellemek ve sonrasında standartlara uygun test merkezlerinde yükleme noktalarından kuvvet ve moment datası toplanarak bilgisayar destekli modelde çıktıların yansıtılmasıdır.

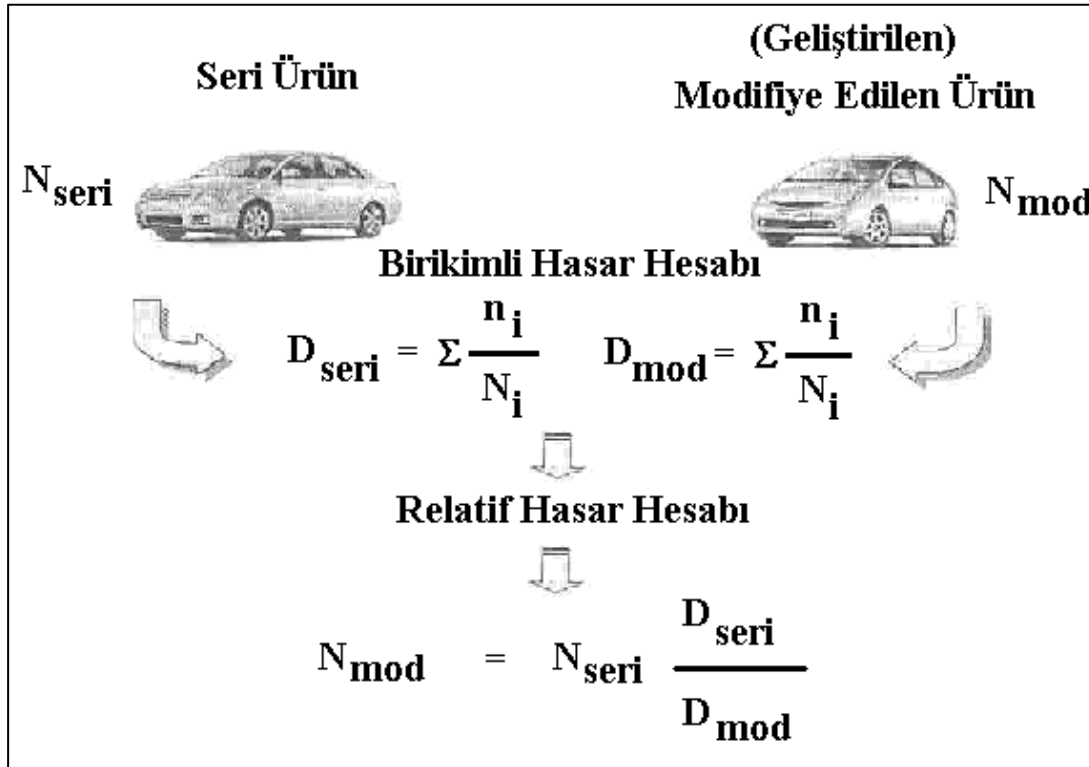
3.4 Veri işleme

Hasar analizi yaklaşımında, toplanan sinyal datası direk olarak ömür tayininde kullanılabilir. Eğer system cevabı sabit genlikteyse, ömür S-N den çıkarılabilir. Toplanan yol datalarının yani girdilerin tipine göre yahut kullanımına göre yaklaşım değişmektedir. Zamana bağlı yaklaşımda toplanan datalar belli bir zaman aralığında toplanan girdileri tarif ederken, frekans tabanlı datalar girdileri belli bir frekans aralığında yaymaktadırlar [8]. Komponent testlerinde genel ve daha basit yaklaşım tekil yükleri belli bir çevrim ile valide etmeye yöneliktir fakat yoldan toplanan gerçel datalar çok farklı girdilerden etkilendiği için çoğunlukla gelişigüzel geldiğinden tekil yüklere indirgemek ömür hesabı açısından uygun değildir. Şekil 3.6 da verilen, zaman bazlı analizlerde kullanılan ortak method; Parçaya gelen zamana bağlı sinyalin ölçümü, Rain-flow metodu ile farklı gerilme genliklerinin sayılması ve buna karşılık gelen çevrim sayısının belirlenmesi ve histogramın çıkarılması, Tüm gerilme genlikleri için, S-N eğrisinden ömür çevriminin çıkarılması. Tüm bu işlemler tamamlandıktan sonra Palmgren-Miner kuralına göre toplam hasar tespit edilir [8].



Şekil 3.6 : Zaman Bazlı Analiz

Servis hayatında, araç parçaları çoğu durumda değişken yüklere maruz kalmaktadırlar. Bunun anlamı parçalar çok nadiren yalnız bir tek gerilme seviyesinde tekrar ederler. Bundan ötürü, toplam yorulma hasarını değişik gerilme seviyesindeki tekrarlarından dolayı oluşacak toplam yorulma hasarının tahmin edilmesi gerekir. Bu kural bir parçanın yorulma hayatı her bir gerilme çevrimleri tarafından harcanan hayatın yüzde değerinin eklenmesiyle tahmin edilebilir. Bu gelişigüzel dataları daha anlamlı ve düzgün datalara indigemek için birçok sayma metodu geliştirilmiştir. Literatürde en sık kullanılan sayma metodları ‘Level Crossing’, ‘Range Pair’, ‘Peak Valley’ ve ‘Rainflow’ dur. Lineer kümülatif hasar kuralı yada diğer adıyla Palmgren-Miner kuralı bu tür tahmin için çok kullanılan bir metottur. Bu metodlar ile anlamlı hale getirilen datalar Palmgren-Miner kuralına uygulanarak (Şekil3.7) toplam hasar elde edilebilmekte ve parça ömrü kolaylıkla hesaplanabilmektedir.



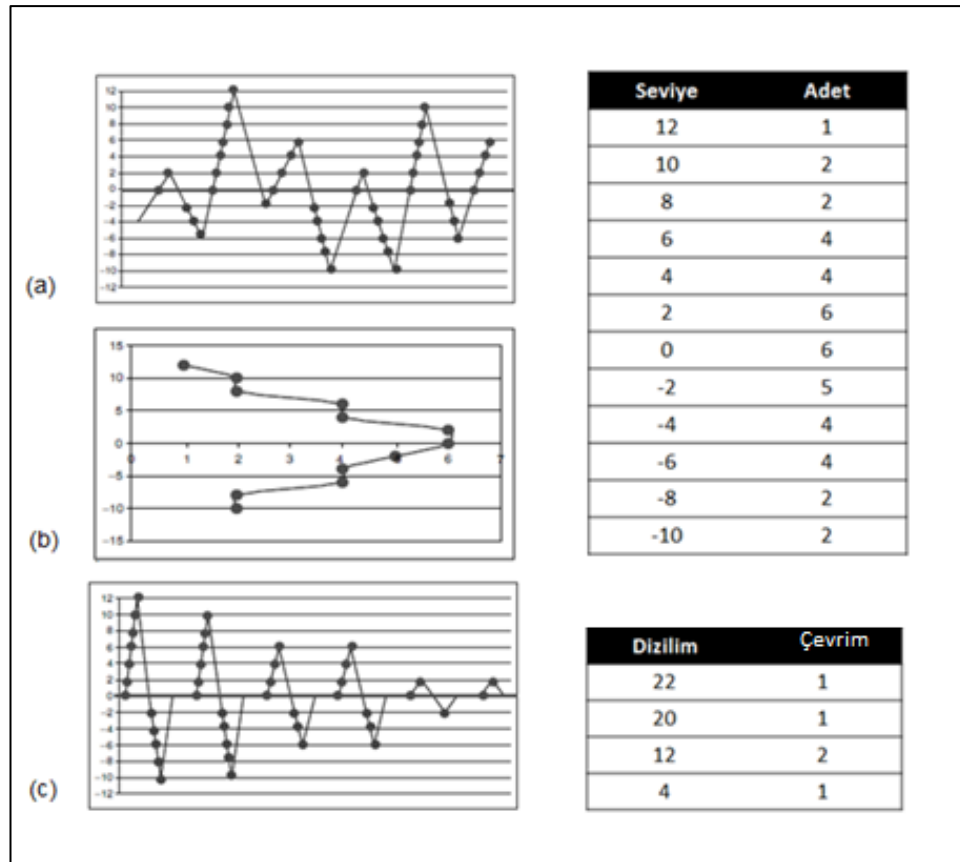
Şekil 3.7 : Palmgrin-Miner (Relatif Hasar Hesabı)

3.4.1 Level Crossing Metodu

Level Crossing yönteminde küçük genlikli varyasyonları ortadan kaldırmak esastır. Öncelikle yüklemeleri belli aralıklarda bölmek gerekir. Aralıklandırma işlemi hasar yaratmayan veya histerisis olarak karşımıza çıkan yüklemeleri yok etmemize ve oluşturulacak datayı kısaltmamıza imkan sağlamaktadır.

Aralıkların belirlenmesi sonrası aralıkları belirleyen doğrular ile data eğrisinin kesişen noktalarındaki bilgiler o noktalardaki eğime ve genlik seviyesine göre sınıflandırılır.

Şekil 3.8’ de ayrıntıları verildiği üzere oluşturulan datalar yüksekte düşüğe doğru ve bununla beraber sinüs oluşturmaya uygun şekilde olması açısından artı değerlerin kullanımının ardından eksi değerlerin kullanılması ve bu sayede çevrimsel bir yapıya dönüştürülmesi sağlanır [10]. Sonuç olarak ortaya çıkan datada frekans ve çevrim sıraları korunamamış olsa da toplam çevrimi karşılaması açısından önemli çevrim sayma metodlarından biridir.

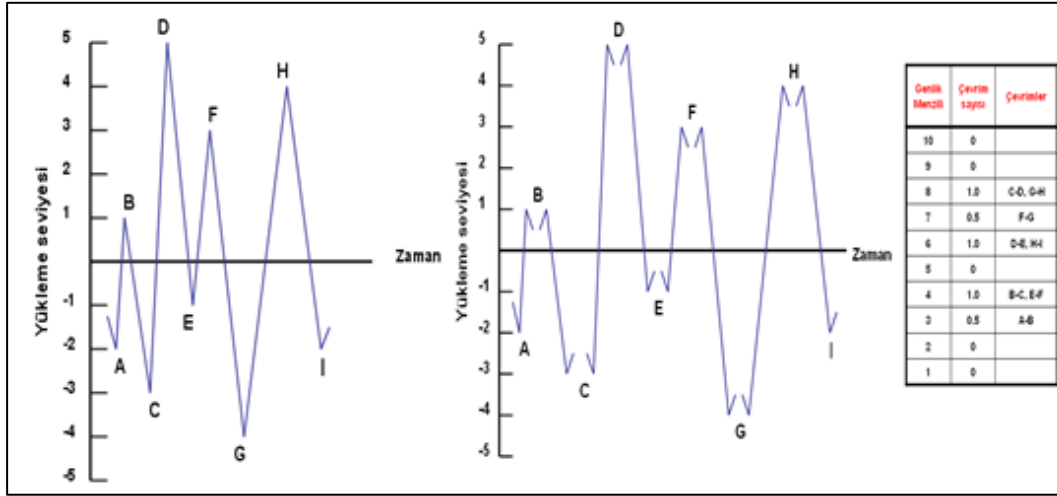


Şekil 3.8 : (a) Level crossing metodu ile sayma (b) Level crossing metodu ile sayma eğrisi (c) Level crossing metodu ile çevrim oluşturma

3.4.2 Range Pair Metodu

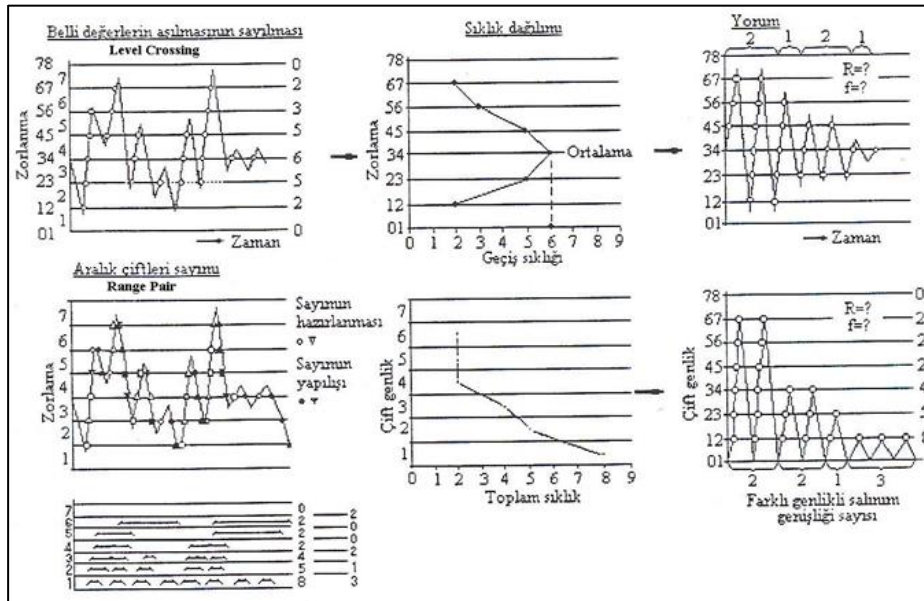
Range-pair diğer bir sayma yöntemi olup, bu yöntem ile salınım bölgelerinin frekansını tespit edilir. Bir salınım bölgesi eşdeğer boyutlu pozitif ve negatif dönüşlere sahiptir (Şekil 3.9).

Eşdeğer salınımlar toplanıp, sonuç kümülatif frekans değişimi olarak temsil edilir. Bu yöntemin en önemli özelliği salınım bölgelerinin frekanslarını tespit etmesidir [5].



Şekil 3.9 : Range Pair ile çevrim oluşturma

Şekil 3.10' da görüleceği üzere Range-pair ile hesaplanan dayanıklılık level crossing ile hesaplanan dayanıklılıktan fazladır.

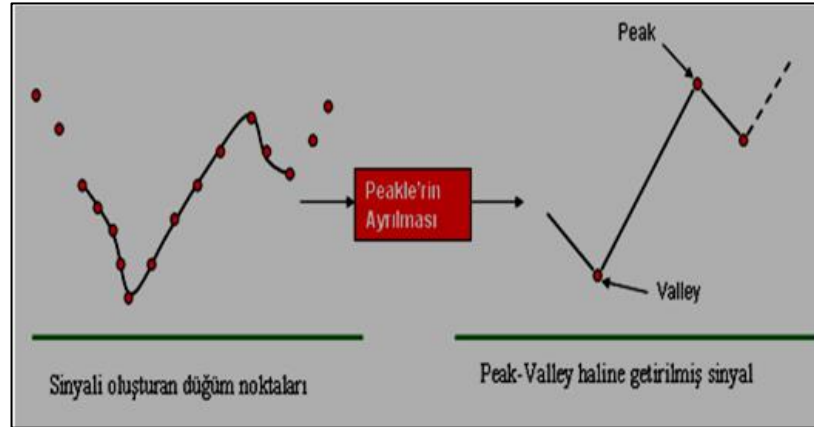


Şekil 3.10 : Level Crossing ve Range Pair Metodu Sonuçları Karşılaştırması

3.4.3 Peak Valley Metodu

Peak Valley metodu bağül olarak maksimum veya minimum değerlerin tespitidir. Peak referans yükün üzerindeki, valley ise referans alınan yükün altındaki noktalardır.

Bu yöntem çok kullanılan ve tüm data içeriğini kullanmayı hedefleyen yöntemdir. Şekil3.11'deki gibi genliklerin ve genlik sırasının ön plana çıktığı bu yaklaşımda lokal minimum ve maksimum noktalar eğim işaretlerinin değişimi ile tespit edilerek ayıklanır ve bu sayede bu değerler arasındaki hesaba katılmayacak olan tüm datalarda ayıklanmış olur ve data kısaltılır. Bu durumda frekans özelliği de yok olmuş olur.

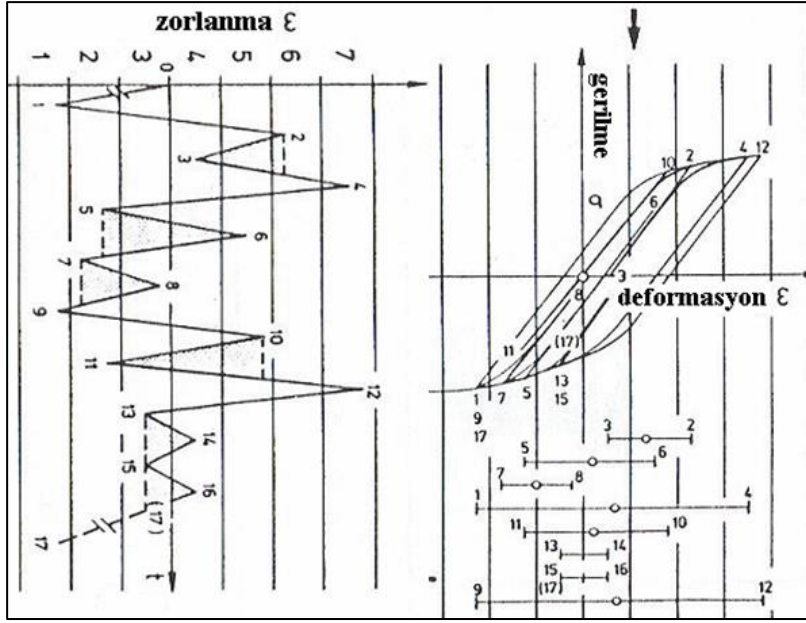


Şekil 3.11 : Peak Valley ile filtrelenmiş data

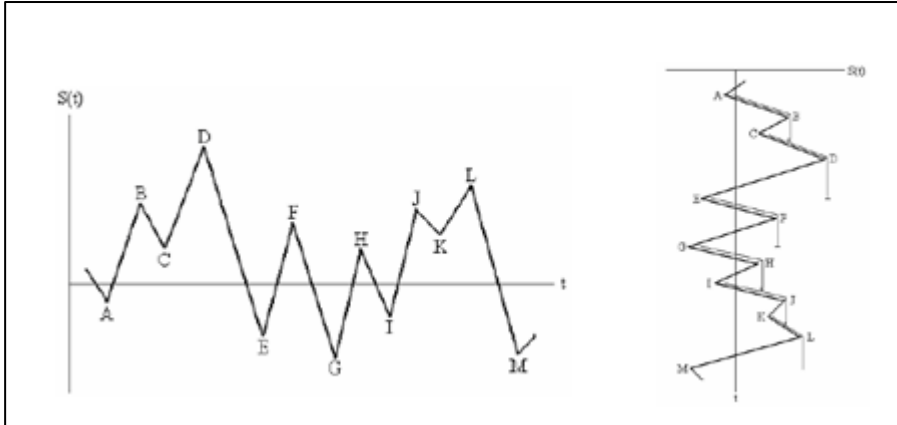
Peak valley yöntemi aslında filtreleme metodudur. Teorik yaklaşım olarak, dinamik durumda bile neredeyse durağan tepki veren parçalar için yükleme frekansının önemsiz olduğunu ve önemsiz olan bu data bilgisinin ayıklanabileceği ve datanın sadeleştirilebileceği prensibine dayalı çözüm sunar. Filtrelenen datalar özellikle deplasman bazlı rig testlerinde kullanılmak için uygundur.

3.4.4 Rainflow Metodu

Rainflow metodunun diğer bir adı da histerisis sayım metodudur. Algoritması, gerilme-zaman sinyalindeki sadece kapalı histerisis çevrimlerini yarım ya da tam çevrim olarak sayan bir çevrim saymadan ibarettir. Rainflow metodunun temelini akma öncesi ve akma sonrası gerilmelerin doğru bir şekilde incelemesine dayanır. Metallerin akma bölgesinin üzerindeki davranışları incelendiğinde yükleme ve boşaltma durumlarında çevrimlerin kapalı bir döngü yani histerisis çevrimi oluşturduğu gözlenir. Malzeme her çevrim adımımda geçtiği önceki lokasyonları hatırlayarak çevrimin doğru gerilme sırasında devam etmesini sağlamaktadır. Metallerin akma üzerindeki bu davranışı rainflow metodunun temelini oluşturur [11]. Şekil 3.12 ve Şekil 3.13 methodun uygulanmasını göstermektedir.



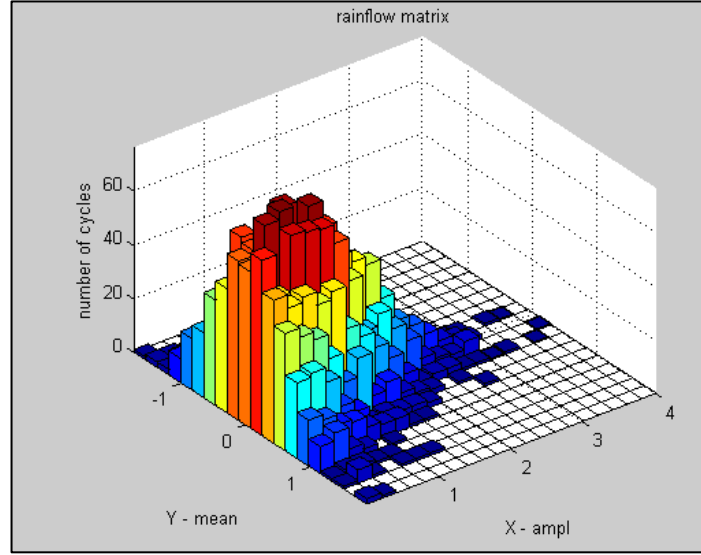
Şekil 3.12 : Rainflow ve histerisis çevrim örneği [5]



Şekil 3.13 : Rainflow yöntemi

Rainflow yöntemi üç adımdan oluşur. İlk adımda lokal minimum ve maksimumlar tespit edilir ve kodlanır. İkinci adımda eğri saat yönünde 90 derece çevrilir (Şekil 3.13), bu işlemin amacı rainflow yönteminin adını oluşturan sinyale düşey olarak bakıldığında, çatı kenarlarından akan yağmur suyunu temsil ederek eğrinin kullanıcısında bu hissi uyandırarak işlemin algısını basitleştirmektir. Üçüncü adımda eğrinin tepe noktasından bir yağmur damlasının aktığı hayal edilir ve damla takip edilir. Damla eğer bir altındaki tepe noktasına denk gelmezse akış burada kesilir ve damlanın üzerinden geçmediği bölgenin minimum-maksimum gerilmeleri, ortalamaları ve salınım genliği histograma işlenir ve o bölge datadan ayıklanır.

İşlemin devamında kalınan yerden tam ters istikamete damla yeniden gönderilir ve işlem aynı adımların takibi ile tekrarlanır. Bütün data tarandıktan sonra ve elenen bölgeler eğriden ayıklandıktan sonra elimizde yeni bir eğri oluşur. Son olarakta bu eğride aynı işlem ta ki maksimum ve minimum değerler kalana kadar uygulanır. Ayıklanan tüm datalar bir bir Şekil 3.14'deki gibi histograma işlenir ve sonuç olarak datalar bir matrise ayıklanmış hale gelir.



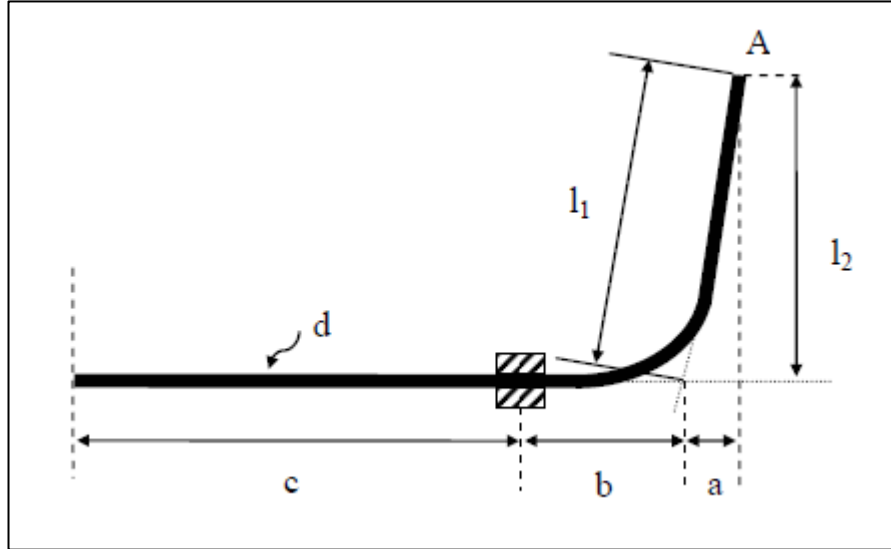
Şekil 3.14 : Rainflow yöntemi sonucu oluşan histogram

Rainflow sayma yöntemi ile; maksimum ve minimum değerlerin çift parametrelili ve tek parametrelili kolektifleri, range ve ortalama değerlerin çift parametrelili ve tek parametrelili kolektifleri, level crossing kolektifleri ve değişkenlik faktörü belirlenebilir.

4. DENGİ ÇUBUĞU TASARIMI

Bir denge çubuğu tasarımı aslında amaç çubuk malzemesinin mekanik sınırlamalarını aşmadan, aracın sürüş ve taşıma performansı için gerekli olan burulma sertliğini elde etmektir. Anti roll bar analiz süreci basit olduğundan ve standart tasarımların analizleri imalatçılar tarafından yapıldığından literatürde analiz çalışmalarını bulmak pek mümkün değildir. Literatürde genellikle, anti-roll barların burç özellikleri, yorulma ömrü analizi odaklı çalışmalar ile maliyet ve tasarım süresini azaltmak için tasarım otomasyonu çalışmaları mevcuttur.

Society of Automotive Engineers (SAE) [4], burulma çubukları ve imalat süreçleri ile ilgili genel bilgiler sunar. Anti-roll barları burulma çubuklarının alt grubu olarak ele alınır. Çubuğun uç noktasından uygulanan belirli bir yük altında, çubuğun burulma direncinin ve eğilmesinin hesaplanması ile ilgili bazı yararlı formüller sunulmaktadır. Şekil 4.1' den yola çıkılarak hazırlanan formülasyonlar basit U şeklindeki çubuk için verilse de mesnet noktaları düşünülerek değişik formdaki çubuklara da uyarlanabilir.



Şekil 4.1 : Denge Çubuğu [4]

Yükleme A noktasından sayfa düzleminde içeri doğru ya da dışarı doğru uygulanır. Bu durumda çubuğun burulma direnci aşağıdaki formüllerle hesaplanabilir. Palma ve Santos [12] anti-roll barların yorulma ömrü analizi detaylı bir çalışma sunmuştur.

Çalışmada, bir binek araç ön süspansiyonuna ait (McPherson) bir denge çubuğunun laboratuvar ve yol deneyleri arasında yorulma hasarı korelasyonu sunulmuştur. Denge çubuğunun yorulma hasarını belirlemek için gerilme analizinde deneysel ve analitik tekniklerle birlikte kümülatif yorulma hasar teorileri kullanılmıştır. Denge çubuğunun sonlu elemanlar modeli kritik bölgelerdeki yerel gerilmeler belirlemek için kullanılmıştır. Bu gerilimler daha sonra malzemeye bağlanan strain gagelerle laboratuvarda ölçülmüştür. Gerçek şartlar altında denge çubuğunun yorulma hasarının değerlendirilmesi için araca enstrumantasyon yapılarak farklı yol yüzeylerinde ve farklı hızlarda data toplanmıştır. Her iki deneyin sonuçları korele edilmiş ve tartışılmıştır. Çalışmada kullanılan çubuk malzemesi SAE 5160 çeliktir, biyalı sertleştirme uygulanmış ve boyanmıştır. Çubuğun sonlu eleman analizi çubuk uçlarında ± 41 mm yer değiştirme uygulanarak I-DEAS programında gerçekleştirilmiştir. Maksimum gerilme burç lokasyonlarında görülmektedir. Gerilmeler analitik yöntemlerle de hesaplanmış olup toplamda üç method kullanılmış oldu. Maksimum Von-Mises gerilmeleri, strain gage ölçümleri ve ortalama ve alternatif gerilmeler Goodman ilişkisi kullanılarak hesaplandı. Denge çubuğu yorulma ömrü S-N eğrileri kullanılarak hesaplandı. Aynı uygulama çevrimi sayısı sayımı için bir yöntem olan rainflow methodu kullanılarak yoldan toplanan data için de gerçekleştirilmiştir. Uygulanan ağır yol testleri sonucunda elde edilen maksimum Goodman gerilmeleri, laboratuvarda uygulanan 41 mm yer değiştirme için elde edilen gerilme değerlerinden daha düşük olmuştur. 41 mm deplasman döngüleri altında bar yorulma ömrü 78,000 bulunmaktadır, servis yükleri altında yol koşullarında bu ömür daha fazla olacaktır. Yazarlara göre bu sorunun anlamı pratikte sonsuz hayat demektir.

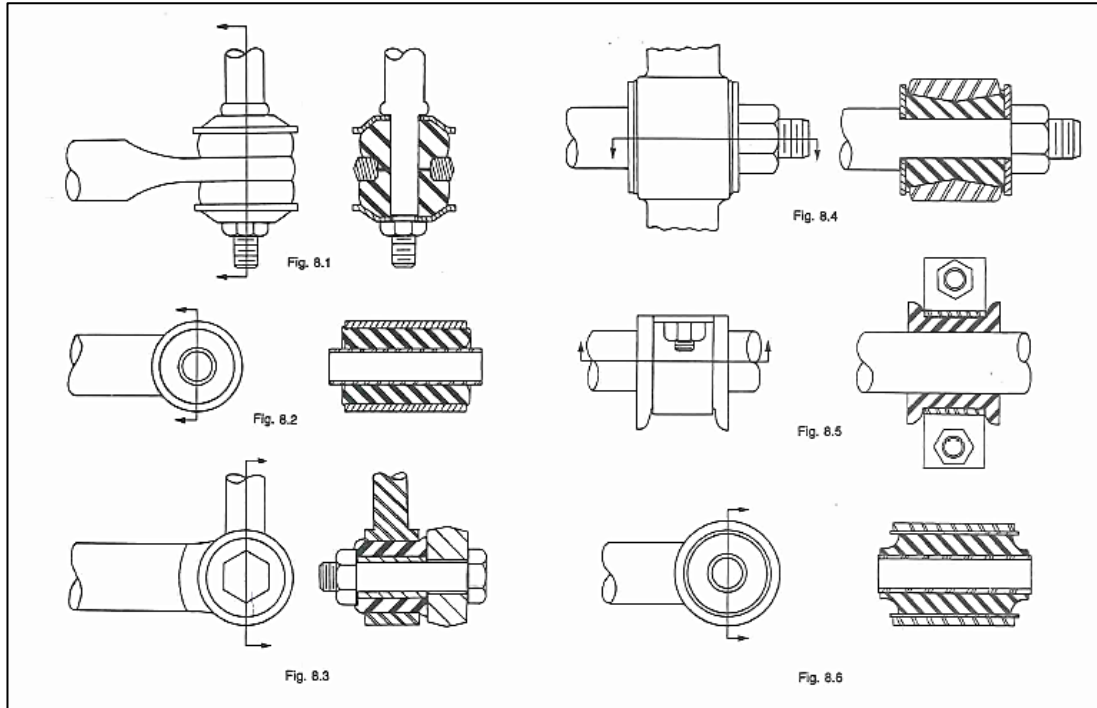
Thi [13], optimizasyon kriterleri olarak gerilim enerjisi kapasitesini kullanarak optimum burulma çubuğu tasarımı bulmak için bir yazılım geliştirdi. Mcpherson tipi süspansiyonlarda kullanılan anti-roll barlar çalışmada analiz edilmektedir. Maksimum süspansiyon sapsması ve izin verilen kesme gerilmesi gibi tasarım kısıtları koyularak çapı ve uzunluğu belirlenmektedir. Çalışmada iki farklı malzeme türü, AISI 2340 çelik ve titanyum alaşımı incelenmiştir.

4.1 Denge Çubuğu Bağlantı Elemanları Seçimi

Denge çubuğunun en önemli özelliklerinden biri de şasi ve süspansiyon parçaları ile bağlantı şeklidir. Genellikle kauçuk burçlarla diğer komponentlere bağlanırlar. Bağlantıda dikkat edilmesi gereken en nemli unsur kareket esnasında süspansiyon paket alanında herhangi bir girişime neden olmamasıdır. Şekil 4.2'ye göre;

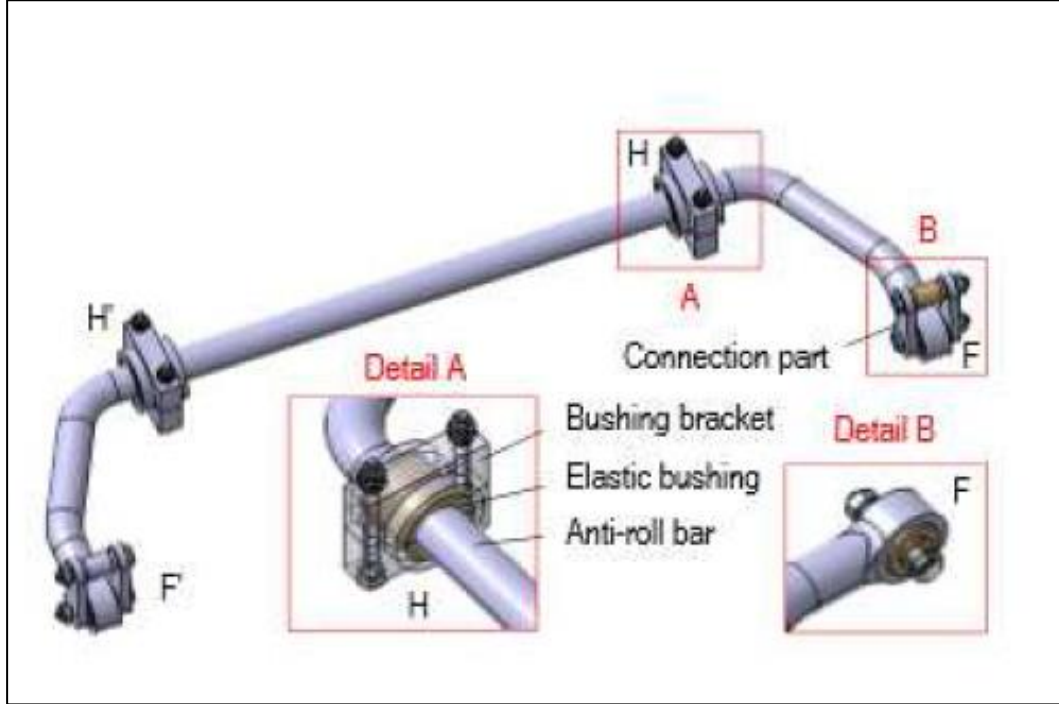
- Bayonet tipi bağlantı (Fig. 8.1)
- Kauçuk sıkı geçme yapılmış göz (Fig. 8.2) - daha iyi dayanım ömrü sağlar
- Link bağlantılı göz (Fig. 8.3)
- Burç ve pulla montaj yapılmış göz (Fig. 8.4) –dikey ve yanıl dayanım gösterir.
- Kauçuk burç bloğu bağlantısı (Fig. 8.5)
- Kauçuk burç sıkı geçme yapılmış göz (Fig. 8.6) - daha iyi dayanım sağlar [4]

ARB şasi ve süspansiyon komponentleriyle bağlantısı kauçuk yalıtımlıdır.Bağlantı tipleri, anti roll bar kullanımına ve istenilen dayanım koşullarına göre değişiklik göstermektedir.



Şekil 4.2 : Denge çubuğu bağlantı tipleri [4]

Denge çubuğunun orta kısmı da süspansiyon sistemine kauçuk destekler vasıtasıyla oturtulmaktadır. Kauçuk destekler kullanıldığında, eğilme artacak böylelikle de hesaplanan burulma direncinde azalma görülecektir. Burçların sertlik dayanımları ve Şekil 4.3’ de görülen burç bulunan H ve F noktalarına gelen kuvvetler bilindiğinde kullanılan burçların denge çubuğuna olan etkisi tespit edilebilir.



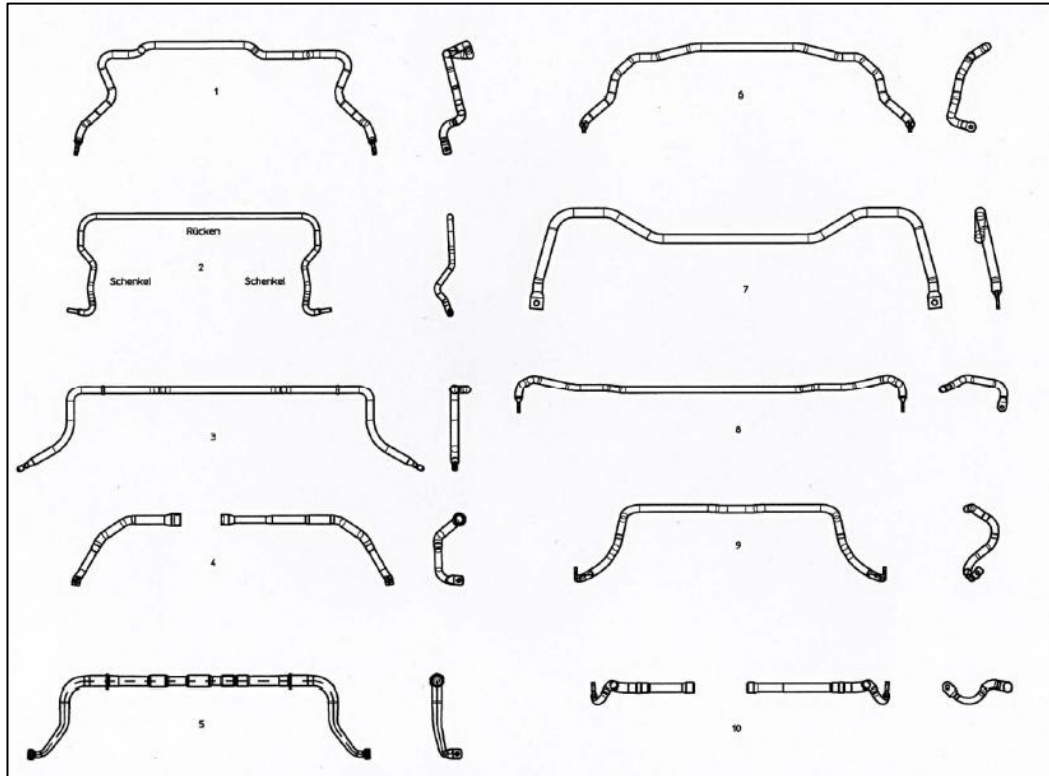
Şekil 4.3 : Anti roll bar burç bağlantı bölgeleri örneği [14]

Burç deformasyonu ile birlikte anti-roll bar burulma direnci 15-30% azalmaktadır. Ağır ticari araçlarda genellikle yüksek dayanım arandığı için kauçuk burcun ARB gözüne sıkı geçirildiği tasarım kullanılır.

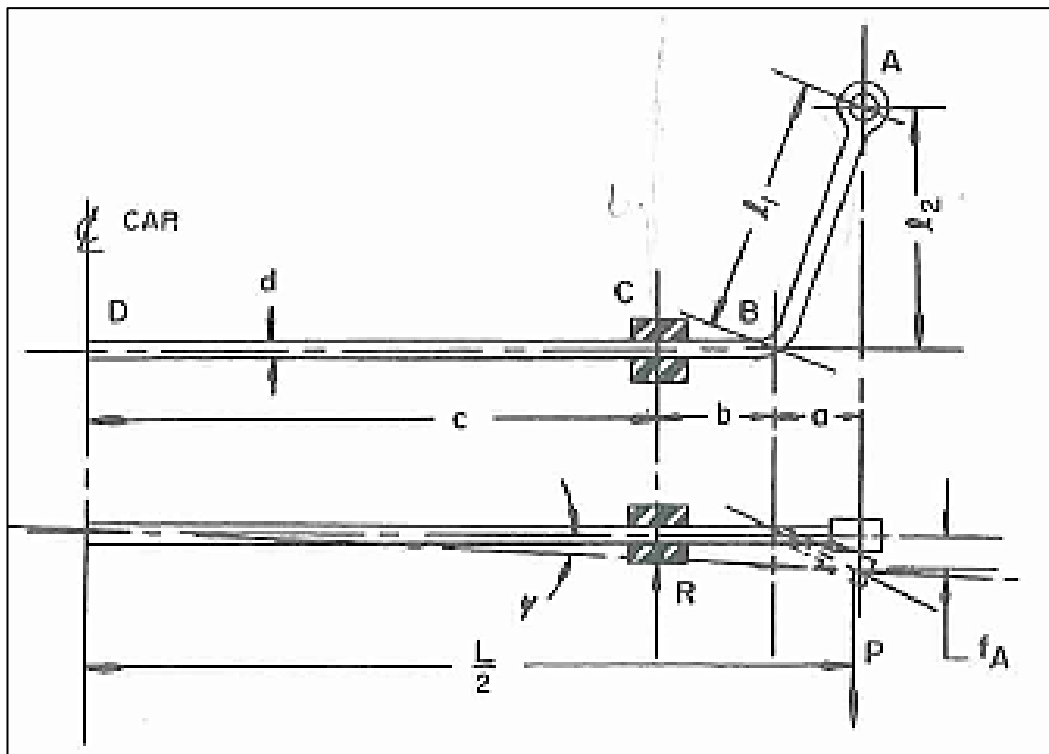
4.2 Denge Çubuğu Tasarım Hesapları

Denge çubuğu tasarımında hissedilir ilk çıktı anti-roll bar burulma katsayısından gelen ve sürüş sırasında değerlendirilebilecek bir çıktıdır. Dayanım ise belirli bir süreçte görülecek önemli ikinci çıktıdır. Boru çapı ise denge çubuğunun araçta istenen burulma direnci değerine göre belirlenir. ARB kol boyu, mesnet noktaları, kol büküm açısı da burulma direncini etkileyen parametrelerdir (Şekil 4.5). Fakat genellikle denge çubuklarının süspansiyona ve şasiye bağlanacağı noktalar, çubuğun uygun olan kesitine göre belirlenir. ARB büküm parametreleri, kol açısı, kol boyu, geometrisi de süspansiyon paket alanına göre belirlenir.

ARB genel olarak U şeklinde olsa da paket alanına göre Şekil 4.4' de de görüleceği gibi farklı şekillerde de bükülmektedir.



Şekil 4.4 : Örnek denge çubuğu geometrileri [4]



Şekil 4.5 : Denge Çubuğu [4]

Çubuk uç noktasındaki çökme:	f_A (mm)
Çubuğun uç noktasındaki kuvvet:	P (N)
Elastisite modülü:	E (Mpa)
Atalet momenti:	I (mm ⁴)
Çubuk burulma direnci:	k_R (Nmm/rad)
Çubuk dış çapı:	D (mm)
Çubuk iç çapı:	d (mm)
İki mesnet arası boyun yarısı:	c (mm)
Mesnet ve büküm noktası arası:	b (mm)
Büküm ile göz arası yanal mesafe:	a (mm)
Gerçek kol boyu:	l_1 (mm)
Dik kol boyu:	l_2 (mm)
İki göz arası mesafe:	L (mm)

Tasarım hedefi olarak belirlenen burulma direnci hesabı aşağıdaki denklemlerle yapılmaktadır. Formülasyondan görüleceği üzere burulma direncine en büyük etki çubuğun çapıdır.

$$I = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64} \quad (4.1)$$

$$f_A = \frac{P}{3EI} \left[l_1^3 - a^3 + \frac{L}{2}(a+b)^2 + 4l_2^2(b+c) \right] \quad (4.2)$$

$$k_R = \frac{PL^2}{2f_A} \quad (4.3)$$

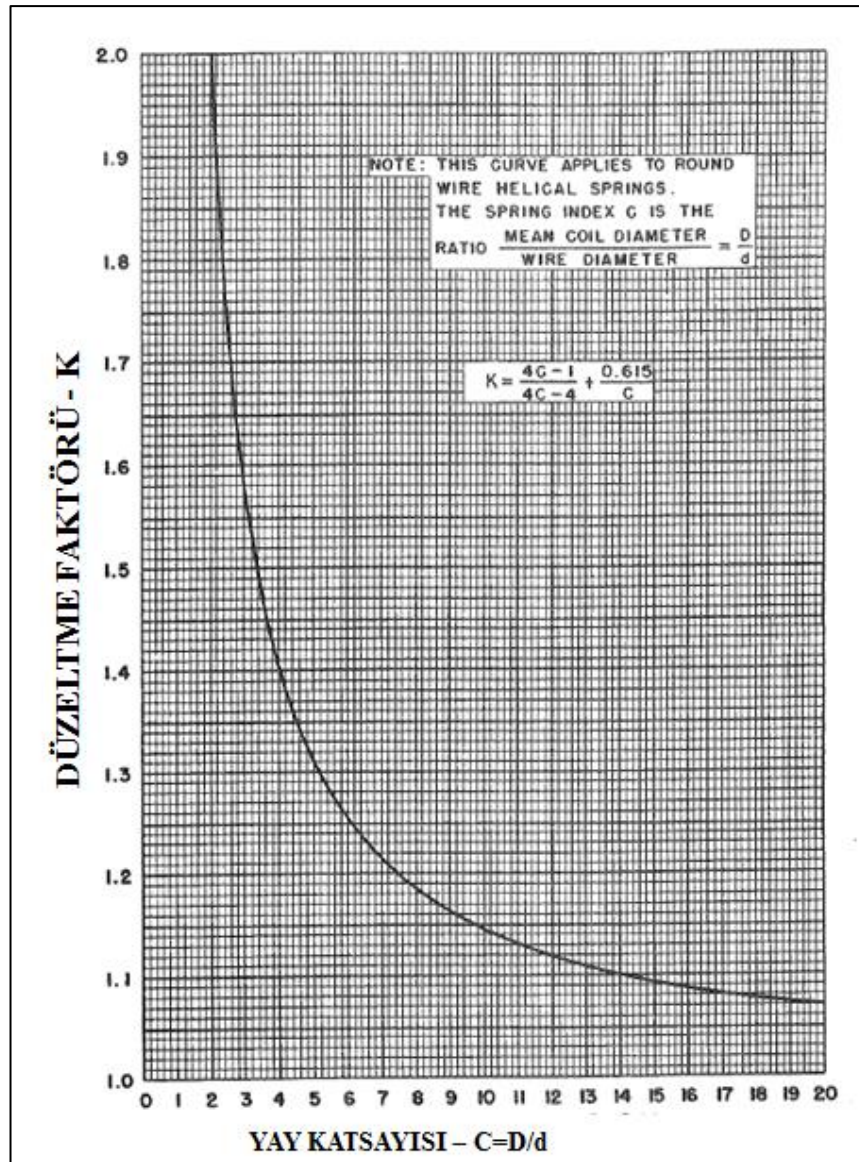
Maksimum gerilme, eğilme ve burulma momentlerinin kesiştiği büküm noktasının iç kısmında; B noktasında oluşur. Gerilmenin büyüklüğü B noktasındaki eğrilik yarıçapına ve Wahl faktör K ya bağlıdır. (Şekil4.6)

$$KaymaGerilmesi \leq \frac{16Pl_2K}{\pi d^3} \leq 700MPa \quad (4.4)$$

B noktasındaki eğrilik yarıçapı: R_i

$$R_i = \frac{D-d}{2} \quad (4.4)$$

Eğrilik yarıçapı genellikle 1.25d ye eşit veya büyük olmalıdır.

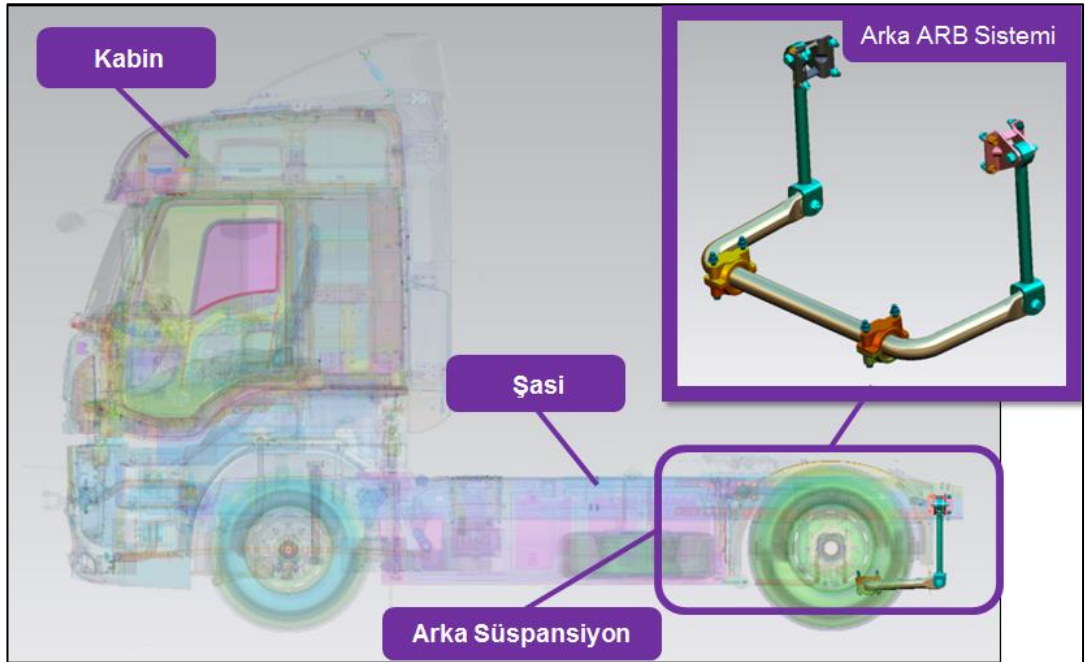


Şekil 4.6 : Wahl gerilim düzeltme faktörü [4]

5. HAVALI SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ İÇİN BORU DENGİ ÇUBUĞU TASARIMI

Ağır ticari araçlarda kullanılan denge çubukları genellikle linkler yardımıyla süspansiyon sistemine bağlanır (Şekil 5.1). Denge çubuğu dönüş esnasında aracın yana yatması ile meydana gelen merkezkaç kuvvete bağlı olarak aracın eğimini azaltmak için kullanılmaktadır. Denge çubuğu aynı zamanda lastiklerin çekişini de iyileştirir. Normalde araç dönerken dış yay sıkışır, iç yay açılır. Bu yüzden, denge çubuğunun bir ucu yukarı doğru burulurken diğer ucu aşağıya doğru burulur. Çubuk burulmaya karşı koymaya çalışır ve bu direnç aracın savrulmasını azaltır ve gövdeyi mümkün olduğunca düz tutmaya çalışır. Denge çubuğu otomobil üzerindeki görevlerini yerine getiremezse, virajda araç savrulup devrilebilir, araç üzerindeki tekerlekler birbirine göre uyumsuz hareket edeceği için rahatsız edici bir sürüş olur. Özellikle yüksek hızlarda araç ile yol arasında uygun yol tutuşu sağlanamaz. Araç üzerinde kırılması durumunda, aracın dizaynına bağlı olarak kritik bir durum yaratabilir.

Bu çalışmada, otomotiv sektöründe son yıllarda gündemde olan ağırlık azaltma çalışmaları kapsamında mevcut 4x2 havalı süspansiyonlu çekici araçta kullanılmakta olan dolu denge çubuğunun yerine paket alanı ve burulma direnci değiştirilmeden boru denge çubuğu tasarımına geçilecektir.



Şekil 5.1 : Çekici araçta arka denge çubuğu sistemi.

Tasarımdan beklenen özellikler dolu denge çubuğuna göre belirtilmiştir.

Denge çubuğu profili: Boru

Denge çubuğu geometrisi: U tipi

ARB göz burcu tipi: Sıkı geçme kauçuk burç

ARB yatak burcu tipi: Kelepçe kauçuk burç

ARB Gözü Mesafesi (L): 1020 mm

ARB kol uzunluğu (l_1): 470 mm

Burulma Katsayısı (k_R): 9.14 kNmm/derece

Tasarımlanan denge çubuğunun çapı, kullanılmakta olan mevcut dolu ARB ölçüleri baz alınarak formülasyonlarla hesaplanan gerekli burulma direncine göre hesaplanmıştır. Tasarımda ARB nin yatak burç noktaları, göz açıklığı, kol boyu, büküm yarıçapı değiltirilmemiş olup paket alanı arayışı ve mevcut kalıpta major değişikliklere gerek kalmamıştır.

5.1 Boru Denge Çubuğu

Boru denge çubuğu kullanılarak araç ağırlığı azaltılmış olur böylelikle yakıt ekonomisine sağlanmış olur. Boru çubuklar dolu olanlara oranla %35-50 daha hafif olabiliyor. Dolu ve boru çubukta aynı stiffness değerlerini sağlamak için dış çapta bir miktar artış olması gerekmektedir. Dış çapın artması ise; parça üzerinde daha fazla gerilme oluşmasına ve yorulma ömrünün azalmasına neden olmaktadır. Dolu ve boru denge çubuğu karşılaştırıldığında,

- Boru denge çubuğu daha hafiftir.
- Boru denge çubuğunun dış çapı daha büyüktür.
- Boru çubuğun dış çapı artırılırsa, et kalınlığı azaltılmalıdır.
- Boru denge çubuğundaki eğilme ve burulma gerilmeleri dolu çubuğa göre daha fazladır.
- Boru çubukta dolu çubuğa göre ek olarak aksenal ve çevresel gerilmeler görülmektedir [4].

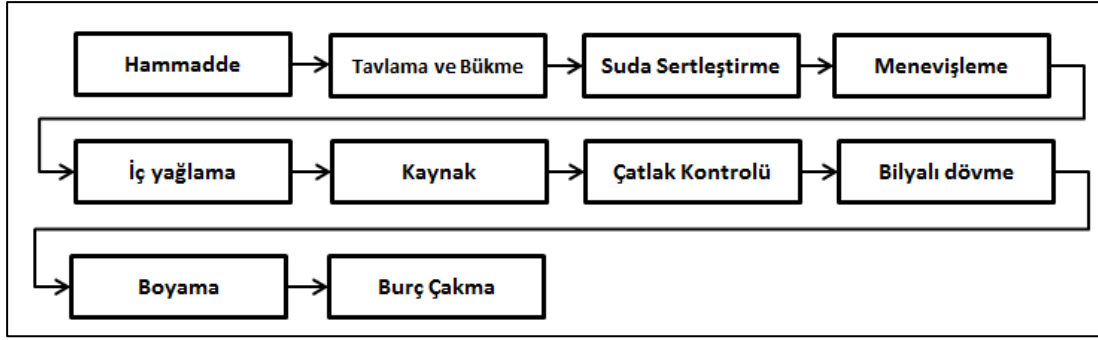
5.2 Denge Çubuğu İmalatı

Denge çubuğu imalatında öncelikle denge çubuğu hammaddesi tavlama operasyonuna tabi tutulur. Tavlama operasyonunda belirlenen sıcaklığın üzerine çıkılırsa dekarburizasyon oluşur , sıcaklığın altında kalırsa parça sertleşmez, büküm kalıbı zorlanır. Tavlama sonrasında parça büküm kalıbında bükülür. Yağda ya da suda sertleştirme için hazır bükülmüş parçalar sertleştirme işlemine alınır. Diğer hassas parametre ise sertleştirme sıcaklığıdır; sertleştirme yağının sıcaklığı düşük olursa parça çatlayabilir, buharlaşma yüksek olacağı için sertlik dağılımı uygun olmaz. Sertleştirme sonunda, parçalar kırılgan yapıya sahiptir, parça sertleşebileceği maksimum sertliktedir. Bu durumdaki hiç bir çelik kullanıma uygun değildir. Sertleştirmeden çıkan bir parça malzemeye göre belirli bir süre içinde menevişlenmelidir, aksi takdirde iç gerilmelerden dolayı çatlamalar olur. Menevişleme işlemi ile malzemenin iç gerilmeleri giderilmiş olur. Denge çubuğunun araç üzerinde kırılması dış çatlak oluşumu ile başlar. Denge çubuğu yüzeyinde oluşan kılcal çatlaklar zamanla ilerleyerek denge çubuklarının kırılmasına sebep olmaktadır. Bilya püskürtme işlemi ile denge çubuğu yüzeylerine bir nevi dövme işlemi yaparak yüzeylerde çatlak oluşumu gecikir. Böylelikle denge çubuklarının araçlarda takılı olduğu süre içinde yüzey çatlaklarının oluşumunu engellenmiş olur. Bilye püskürtmenin asıl amacı parçanın ömrünü arttırmak olmakla beraber yan etki olarak yüzey temizliği de sağlanmaktadır. Bir sonraki operasyon olan boya işlemi öncesi yüzeyler çok iyi temizlendiğinden boya işlemi daha iyi olur.

5.2.1 Boru Denge Çubuğu İmalatı

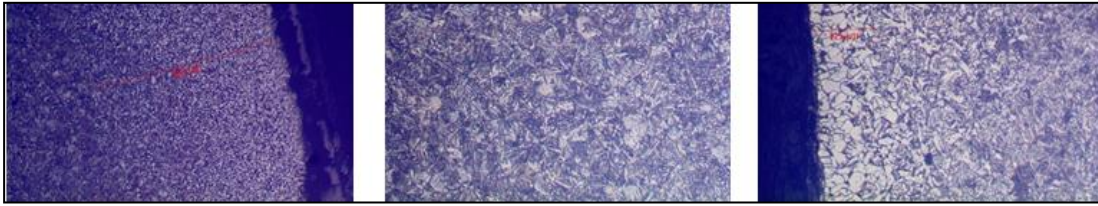
Boru denge çubukları sıcak ve soğuk şekillendirme yöntemleri ile imal edilebilir. Malzeme özelliklerine göre suda veya yağda sertleştirilebilir.

4x2 çekici araçta kullanılmak üzere imal edilen boru denge çubuğu imalat prosesi Şekil 5.2 de verilmiştir. Hammadde olarak kabuğu soydurulmuş dikişsiz çekme boru kullanılmaktadır. İlk prototip aşamasında kabuki soydurulmayan malzeme kullanılmış olup ömür testlerinde başarısız olunulmuştur. Test deneyimleri sonrasında malzeme değiştirilip nihai karar alınmıştır.

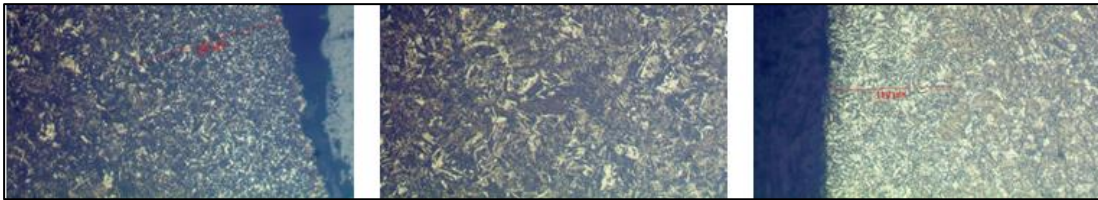


Şekil 5.2 : Denge çubuğu imalatı.

Sertleştirme işlemi için yağda ve suda sertleştirme denenmiştir. Şekil 5.3’de yağda sertleştirme sonucu mikroyapı ve Şekil 5.3’de suda sertleştirme sonucu mikroyapı incelemeleri görülmektedir. Yağda sertleştirme sonucunda sertlik değeri 30HRc, suda sertleştirme ile ise 47HRc sertlik değeri elde edilmiştir. Yapılan mikroyapı incelemeleri sonucunda suda sertleştirme işleminin operasyona eklenmesine karar verilmiştir.

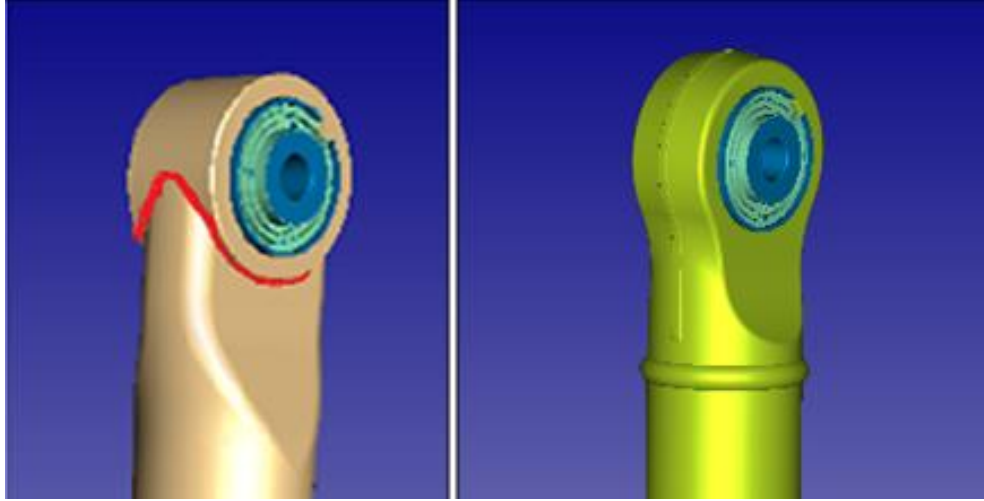


Şekil 5.3 : Yağda sertleştirme.



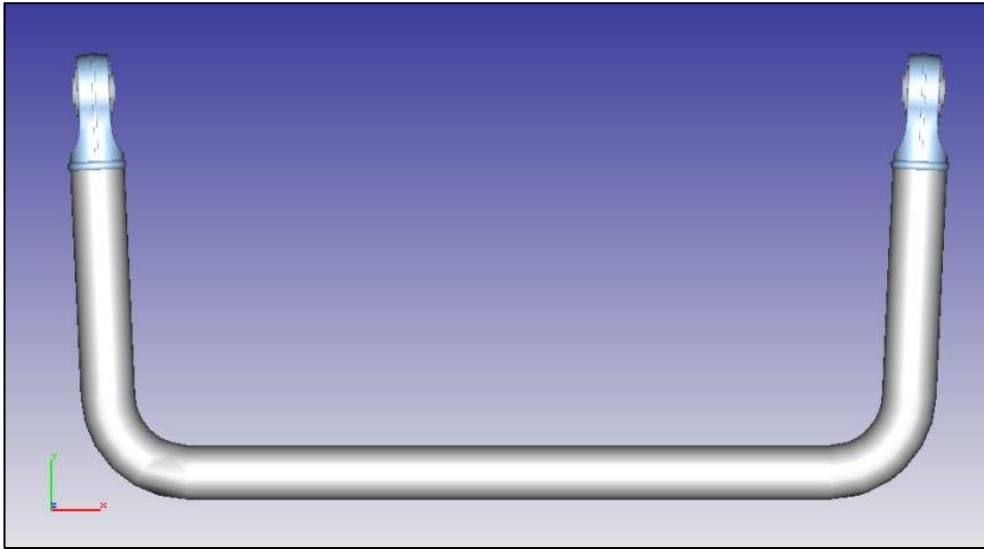
Şekil 5.4 : Suda sertleştirme.

Boru denge çubuğu burç montajının yapılacağı bölgede, dövme işlemi sonrasında boru malzemedен yeterli alan çıkamayacağı için genellikle dövme ve delik açma operasyonlarını uygulamak mümkün olmamaktadır. Operasyonda Şekil 5.5’ de verilen iki seçenek değerlendirildi, birincisi dövme göz parçanın denge çubuğu borusuna kaynatılması, diğer seçenek ise boru ucunu ezerek burcun sıkı geçme bağlantısının yapılacağı parçayı boruya kaynatmaktır.



Şekil 5.5 : Opsiyon1 & Opsiyon2.

Boru çubuğa ezme operasyonu uygulamak imalat açısından zor olacağından Opsiyon2 seçilmiştir. Dövme parçalar ile boru denge çubuğu Şekil 5.6’ da görüldüğü gibi kaynak işlemi ile birleştirilmiş ve parçalar imal edilmiştir.



Şekil 5.6 : Dövme uç kaynaklı U tipi boru denge çubuğu örneği.

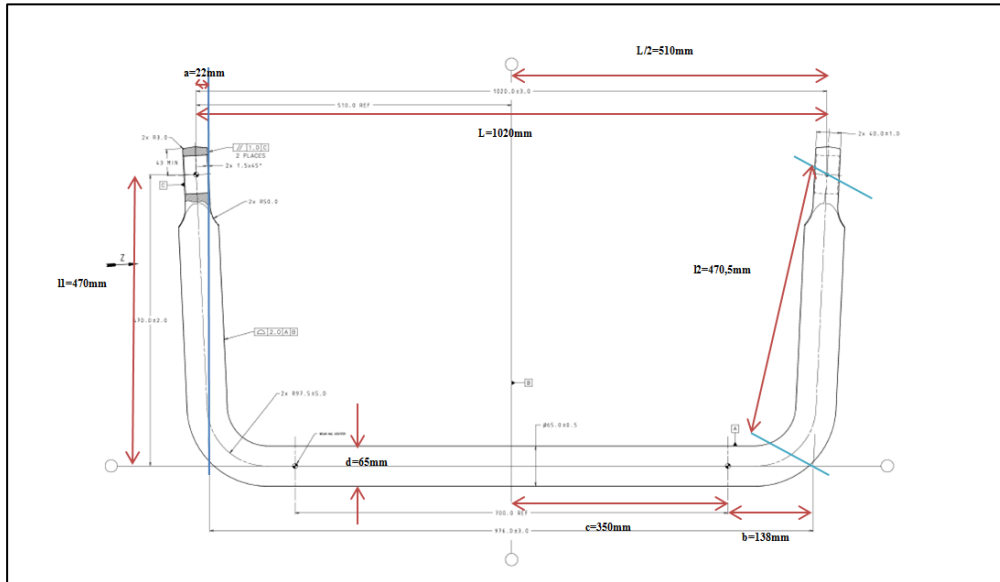
Denge çubuğu tasarımında kritil olan iki parameter vardır. Birincisi, araçta sağlaması gereken burulma direncini sağlayacak çapı belirlemek. İkincisi ise ömür değerini doğrudan etkileyen ısıtma işlem parametrelerini belirlemek ve malzeme mikroyapılarını inceleyerek doğru yorumlamaktır. Isıtma işlem ve hammadde kaynaklı dekarburizasyon oluşumu ve malzemenin sertlik değerleri testlerle paralel olarak incelenmelidir.

5.3 Tasarım Hesapları

Denge çubuğu tasarımında en önemli hesap burulma direnci hesabıdır. Eğer anti-roll bar araçta istenen burulma direncini vermezse araç tekerlekleri virajlarda yola tutunamaz, araçtan istenen performans alınamaz, sürüş konforu bozulur, güvenli sürüş mümkün olmaz, aracın DNA'sı bozulur. Denge çubuğunun sağlaması gereken burulma direncine göre çap belirlenir. Burulma hesabı için gerekli olan denklem 5.1 de verilmiştir. Şekil 5.7'deki ölçülendirme sonucunda 5.2 numaralı denklemin çıktısı olan burulma direnci değeri hedef araç tipine göre farklılık gösterip, 4x2 havalı süspansiyonlu araçta mevcut değer 9,1 kNm/derece olarak hesaplanmıştır. Bulunan burulma direncinin altına inmeden, bu değere en yakın burulma direncini verecek yeni tasarım kriterleri seçilmelidir.

$$f_A = \frac{P}{3EI} \left[l_1^3 - a^3 + \frac{L}{2}(a+b)^2 + 4l_2^2(b+c) \right] \quad (5.1)$$

$$k_R = \frac{PL^2}{2f_A} \quad (5.2)$$



Şekil 5.7 : Mevcut dolu denge çubuğu ölçülendirme.

Çeşitli tasarım öngörülerıyla ARB burulma dirençleri Şekil 5.8’ de hesaplanmıştır.

Sabitler	Mevcut Dolu	Boru #0	Boru #2	Boru #3	Birim
E	210000	210000	210000	210000	Mpa
d1	65	67	70	67	mm
d2	0	37	30	37	mm
I	876240,5057	897168,176	1138827,337	897168,176	mm ⁴
L	1020	1020	1020	1020	mm
a	22	22	22	22	mm
b	138	138	138	139,175	mm
c	350	350	350	350	mm
l1	470,5	470,5	470,5	420,57	mm
l2	470	470	470	420	mm
kR	523647780,9	536154310,8	680571605,5	679372230,7	Nmm/rad
kR	9,139377897	9,357658023	11,87821531	11,85728227	kNm/deg

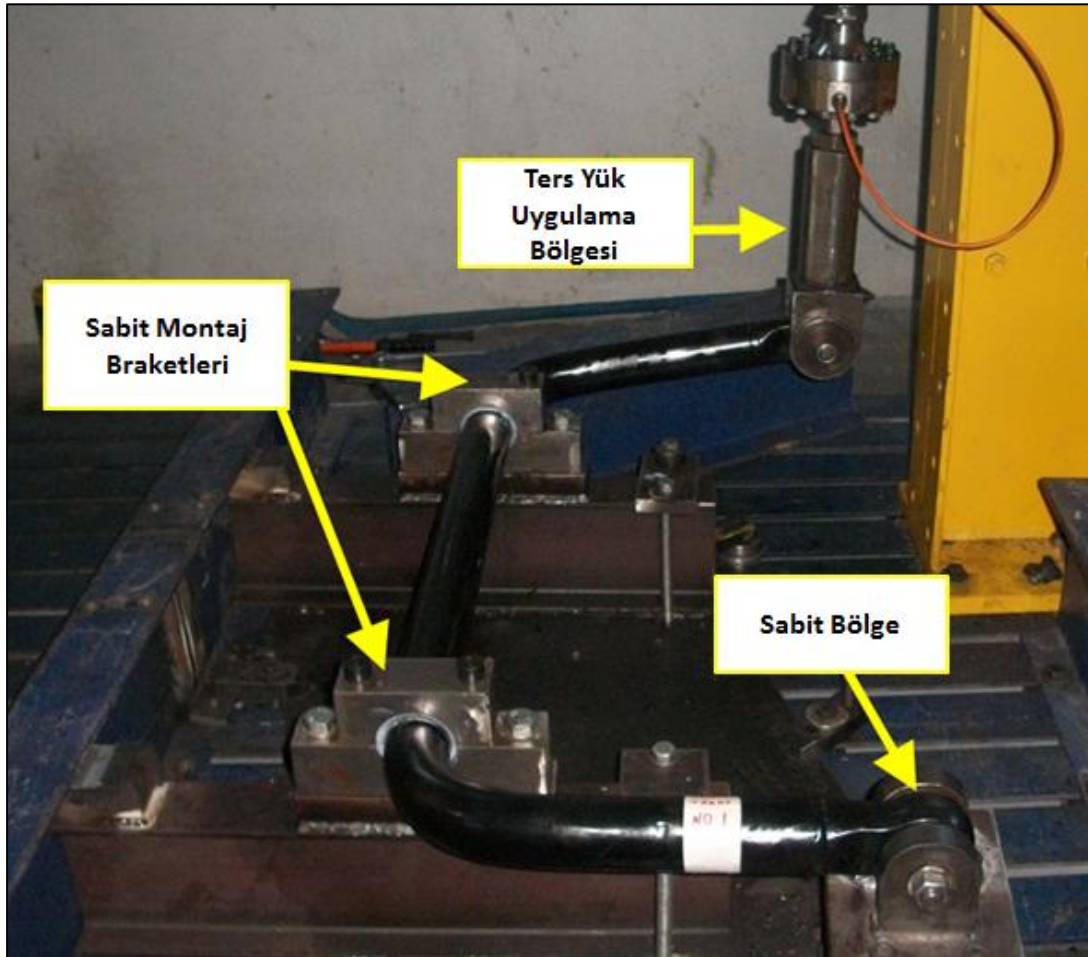
Şekil 5.8 : Mevcut Dolu ARB ve Boru ARB opsiyonları burulma direnci karşıltırmaları

- Dolu: 65mm, mevcut parça
- Boru#0: 67x37mm
- Boru#1: 67x37, Kol boyu 50 mm kısaltılmış ve buna bağlı olarak göz açıklığı düşmektedir.
- Boru#2: 70x30 mm
- Boru#3: 67x37mm, kol boyu 50 mm kısaltılmış, kol açısı değiştirilerek göz açıklığı değeri sabit tutulmaktadır.

Kol boyunun ve göz açıklığının değışmesi durumlarında ARBnin bağlandığı diğer parçalarda tasarım değışikliği yapmak gerekeceğinden bu opsiyonlar elendi. Kol açısı değışikliği de süspansiyon paket alanında değışiklik yapmayı gerektirdiği için bu opsiyon da elenmiştir. Son olarak Boru#2 opsiyonunda ARB nin yataklanacağı kelepçe braketleri ve burçları değıştirmek gerekeceğinden stiffness değeri ve geometrisi mevcut parçaya en yakın olan Boru#0 opsiyonu tercih edilmiştir. Böylelikle parçanın süspansiyon sistemine yataklandığı parçalar, kelepçe tipi burçlar, ARB sistemini şasiye bağlayan link bağlantıları değıştirilmeden boru denge çubuğunu dolu denge çubuğunun yerine paketlenmektedir.

Şekil 6.2’de görülen test düzeneğinde ARB göz bölgelerinden birinden ters yük uygulayacak olan piston bağlanmıştır. Diğer burç gözü fikstüre rijit bağlanmış olup, kestamid burçlarla yataklanan kısım 5 serbestlik derecesinden sabitlenmiş, kendi ekseninde dönmesine müsaade edilmiştir.

Denge çubuğunun omuz bölgesinde yataklamak amacıyla kullanılan kelepçe braketlerin iç çapı ve kestamid burçların iç ve dış çapları araçta kullanılacak olan braket ve burçlar ile aynı ölçülere sahip olup rig testi için özel olarak üretilmiştir. Denge çubuğu burç gözü kısımlarında sabit ve hareketli olmak üzere her iki tarafta da metal burç kullanılmaktadır. Böylelikle burç ısınması ve burç aşınmasına bağlı etkiler elimine edilmektedir.



Şekil 6.2 : Denge çubuğu rig test kurulumu.

Şekl 6.2’de hareketli kol tarafında bulunan piston, denge çubuğunun göz kısmına dikey yönde deplasman yaptıracak şekilde test düzeneğine monte edilmiştir. Hareketi verecek olan pistonun uçları mafsallı olarak monte edilmiştir, böylelikle kasılma engellenmektedir.

Test kriterleri aşağıda detaylı şekilde belirtilmiştir.

Test parçası : Boru denge çubuğu

Test deplasmanı: ± 75 mm

Test yükü: Min 4000N / Sinüsoidal

Test frekansı: 0,6 Hz

Civata sıkma torku: 700 Nm

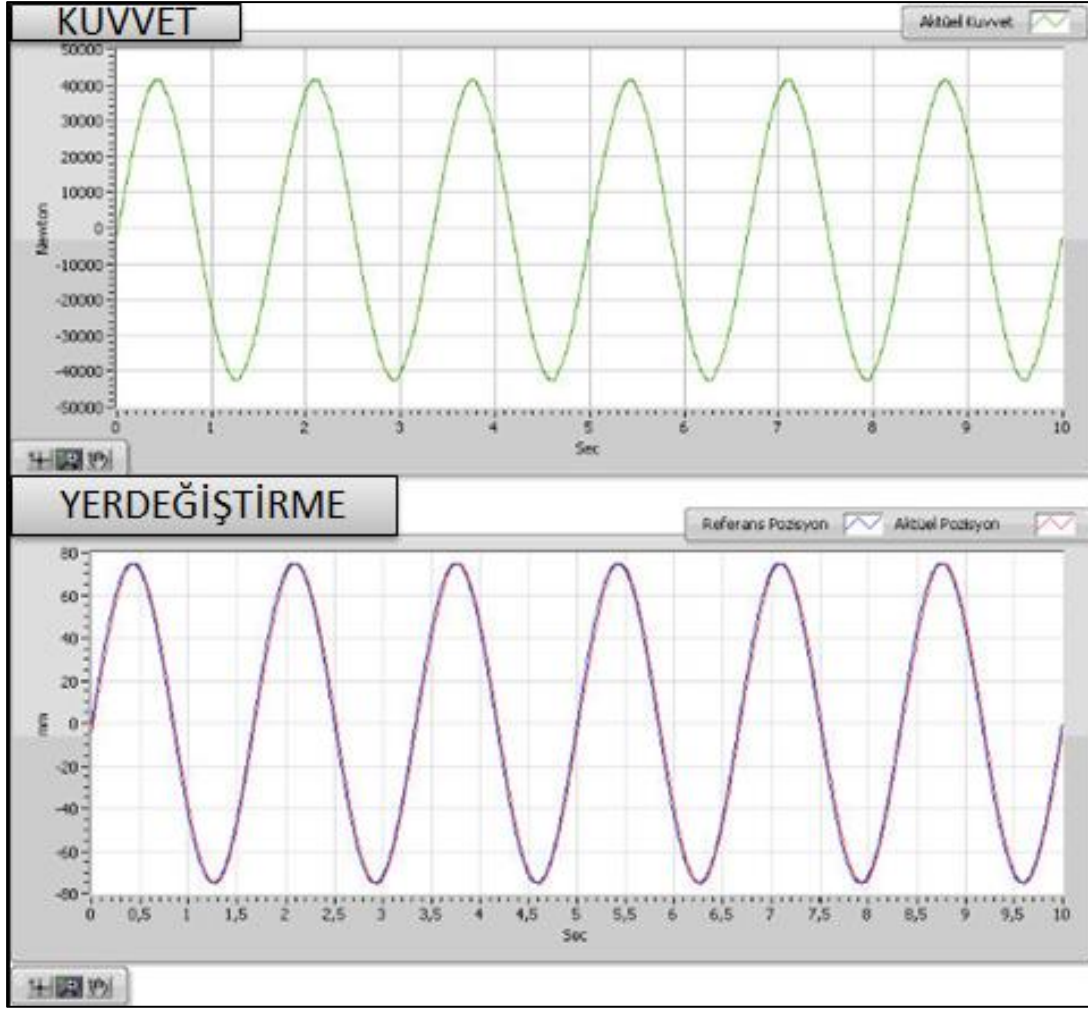
Hedef Çevrim: Kırılma olana kadar devam edecek.

Hedeflenen parça testi adedi: 6 adet

Testte kullanılan deplasman denge çubuğunun araçta yapacağı maksimum yerdeğiştirmeye göre seçilmiştir, test deplasman bazlı yapılmıştır. Test yükü piston kolunda bulunan yük hücreleri ile okunmuştur ve kontrol amaçlı kullanılmıştır. Test düzeneğinde araçta kullanılan civata ve somunlar kullanılmış olup, tork değerleri araçtaki değerler ile aynı tutulmuştur. Test frekansı test speklerine uygun aralıkta seçilmiş olup genel süspansiyon frekansı ile uyumludur.

Test süresi boyunca kuvvet-zaman ve yerdeğiştirme-zaman değerleri kaydedilmiş ve belli çevrimlerde grafikler Şekil 6.3’de görüldüğü gibi elde edilmiştir. Testte toplanan kuvvet-zaman ve deplasman-zaman değerleri kontrol amaçlı parka direncini hesaplaman için geri planda kullanılmıştır.

Toplamda 6 adet boru denge çubuğu ve 6 adet mevcut seviye dolu denge çubuğu dikey deplasmanla belirtilen şartlarda test edilmiş ve kırılma çevrim sayıları incelenmiştir.



Şekil 6.3 : ARB rig testi kuvvet- zaman ve pozisyon – zaman grafikleri.

Denge çubuğunda maksimum stress bölgesi burulma ve eğilme momentinin kesiştiği büküm yarıçapı diğer adıyla omuz bölgesidir. Çizelge 6.1’ de boru denge çubuğunun deney düzeneğinde görülen kırılma çevrimleri ve kırılma bölgeleri verilmiştir. İlk altı parçanın kırılma sonuçları incelendiğinde parça düşük çevrim sayılarında kırılmakta olup, kırılmanın gözlemlendiği bölge ise maksimum gerilmenin görülmesini beklediğimiz bölgede çıkmamıştır.

Sonuçları, kırılma bölgelerinin teori ile uyumsuz olduğu tespit edilen ve bu nedenle şüpheli olarak adlandırılan numunelerle malzeme analizleri yapılmış ve mikroyapıları incelenmiştir. Deney düzeneği her test sonrası incelenmiş ve teste devam etmeden önce düzenekte hasarlanma olmadığına emin olunmuştur. Bu sayede deney düzeneğinden kaynaklı değişkenler minimize edilmiştir.

Çizelge 6.1 : Boru ARB kırılma çevrimleri ve kırılma lokasyonları

Numune#	Ömür(Çevrim)	Kırılma Lokasyonu
1	19452	Omuz bölgeleri arası
2	27360	Omuz bölgeleri arası
3	17862	Omuz bölgeleri arası
4	17418	Omuz bölgeleri arası
5	21657	Omuz bölgeleri arası
6	18293	Omuz bölgeleri arası

Çizelge 6. 2 : Dolu ARB kırılma çevrimleri ve kırılma lokasyonları

Numune#	Ömür(Çevrim)	Kırılma Lokasyonu
1	99878	Omuz bölgesi
2	158907	Omuz bölgesi
3	111450	Omuz bölgesi
4	112892	Omuz bölgesi
5	129191	Omuz bölgesi
6	128456	Omuz bölgesi

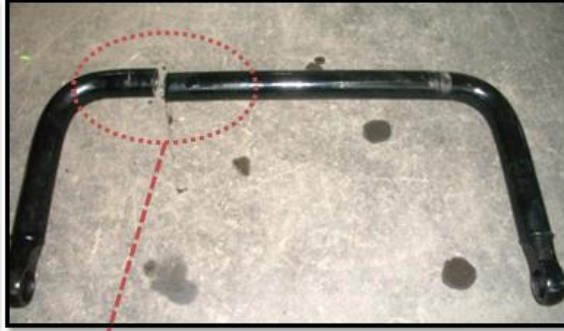
Grafikler incelendiğinde; ömür değerleri karşılaştırıldığında ise boru çubukğun öçmür değeri dolu çubuğa göre çok düşük çıkmaktadır. Kırılma lokasyonları karşılaştırıldığında ise dolu ve boru denge çubuklarının farklı okasyonlardan kırıldığı görülmektedir.

Gerilme-Çevrim grafiğinde kullanılmak üzere çevrimlerin Weibull dağılımı incelemek ve otomotivde sık kullanılan B10 ömür hesabı yapılarak grafik çizilecektir. S-N eğrisinde ise bu çevrime karşılık gelen gerilmeleri bulurken ise FE sonuçlarına bakılıp, gerilmesi yüksek bölgelerin uygunluğuna bakılacak ve eğer kırılma lokasyonu doğruysa B10'i hesaplanan kırılma çevriminin S-N karşılığı olarak FE analizlerinden bulunan gerilme karşılıkları baz alınacaktır.

Deney düzeneğinde kırılan parçaların kırılma lokasyonları dolu çubuk için Şekil 6.4'de, boru çubuk için ise Şekil 6.5'de verilmektedir. Sonuçlardan da görülebileceği gibi dolu denge çubuğu ile boru denge çubuğu arasında kırılma lokasyonları arasında ciddi fark vardır. Dolu çubuk stresin yoğun olduğu bölgede kırılırken, boru çubuk sadece burulmaya maruz kalan bölgeden kırılmaktadır. Ömür değerleri karşılaştırıldığında ise boru çubukğun öçmür değeri dolu çubuğa göre çok düşük çıkmaktadır.

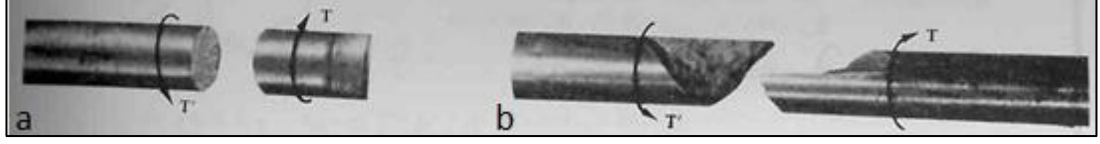


Şekil 6.4 : Dolu denge çubuğu kırılma örneği



Şekil 6.5 : Boru denge çubuğu kırılma örneği

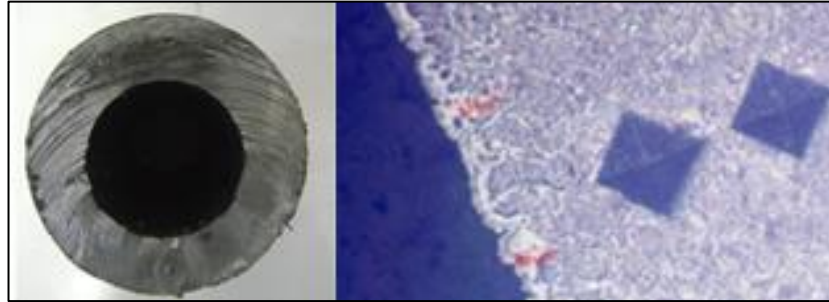
Boru ARB kırılma lokasyonu ve kırılma şekli açısından şüpheli durum yarattığı için mikroyapı incelemelerine tabi tutuldu. Kırılma şekli Şekil 6.6'da görülen sünek malzemelerin burulma altında kırılmasıdır.



Şekil 6.6 : Kırılma örneği a) Sünek malzeme b) Gevrek malzeme.

6.1.1 Mikroyapı İncelemeleri

Mikroyapı ölçümleri için hazırlanan yüzeyi parlatılmış numunelerin mikro sertlik ölçümleri 9,8 N uygulayarak gerçekleştirilmiştir. Şekil 6.7'de sertlik ölçüm görüntüsü verilmektedir. Uygulanan yük, Vickers dünya standartlarında belirtilmiştir ve yükten bağımsız sertlik okunmasına imkan verir ayrıca sertlik ölçümü yapılan test makinelerinde en yaygın olanıdır [15]. Mikro sertlik ölçümleri yüzeyin altında başlar ve iç yüzeye doğru 1 mm aralıklarla devam eder.

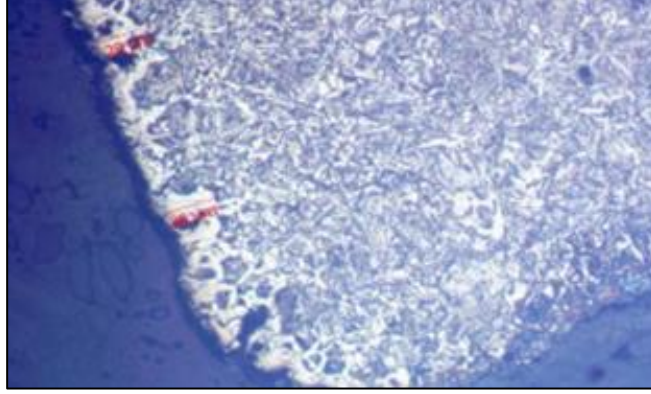


Şekil 6.7 : Sertlik ölçümü.

Dekarbürizasyon malzeme yüzeyindeki karbon oranının azalması anlamına gelmektedir[16]. Çelikler istenilen mikroyapı ve mekanik özellikleri ısıtma işlemleri ile sağlarlar. Fırın atmosferinde oksijen bulunması kaçınılmazdır. Bunun yanında atmosferde bulunan karbon oranı ısıtma işlemi yapılan malzemedeki karbon oranından daha düşük olabilir. Bu nedenle karbon çelik yüzeyinden ayrılma eğilimi gösterir ve buna dekarbürizasyon denir. Dekarbürizasyon, su verilmiş kısmın daha düşük karbonlu bir martenzit yapıda olmasına sebep olur ve bu bölgedeki sertlik daha düşük olur.

Dekarbürizasyon görülen tabakanın derinliği mikroskopik yöntemler kullanılarak ölçülür. Laboratuvar ortamında parçaların karbonsuzlaşma miktarları tespit edilmiştir.

Hem tam hem kısmi karbonsuzlaşmış katman derinlikleri tüm numunelerin iç ve dış yüzeylerinden ölçüldü. Denge çubuğunda görülen dekarbürizasyon ile ilgili bir görünüm Şekil 6.8'de verilmiştir.



Şekil 6.8 : Boru denge çubuğunda görülen iç dekarbürizasyon.

Rig testinde kırılan parçalar incelendiğinde çatlakların dış bölgeden oluştuğu gözlemlenmiştir. Bu sonuca dayanarak iç kumlama işlemine gerek olmadığı kesinleşmiş oldu. Dekarbürizasyon incelemeleri sonucunda, iki omuz arasındaki bölgedeki dekarbürizasyon miktarı omuz bölgesindeki dekarbürizasyon miktarından daha fazla olduğu tespit edilmiş olup sonuçlar Çizelge 6.3’de yer almaktadır.

Çizelge 6.3 : Boru ARB dekarbürizasyon bölgeleri karşılaştırması.

Numune#	Dış Dekarbürizasyon	
	Omuz bölgesi	Omuz bölgeleri arası
1	0.19	0.29
2	0.18	0.29
3	0.19	0.30
4	0.21	0.32
5	0.20	0.31
6	0.20	0.31

Shot peening olarak ifade edilen bilyalı dövme prosesi, parça yüzeyi üzerine, aşındırıcı partiküllerin kontrollü bir şekilde ve yüksek hızda püskürtülmesiyle yapılan bir işlemdir. Bu işlemde ince kumlar ve bilyalar kullanılır. Shot peening prosesi, parçanın yorulma mukavemetini bariz bir şekilde artırır. Bu işlem aynı zamanda dekarbürizasyondan etkisiyle düşecek olan yorulma ömrüne de olumlu etkide bulunur. Dekarbürizasyontabakaları parça üzerinde kolay saptanabilir olmadığından peening işlemi ile tüm parça güvence altına alınmış olunur.

Peeling işleminin dekarbürizasyon üzerine olan etkisinin yanında tufal atma işleminin de ciddi oranda etkisi vardır.

Çelik üretiminde sürekli döküm makinesinde kalıp çıkışından başlayarak çelik kütüğün yüksek sıcaklıkta hava ile temas ettiği tüm sürelerde, ardından haddeleme öncesi tav fırınlarında deformasyon sıcaklığına getirilme aşamalarında veya çeliğin tüm yüksek sıcaklık altında yapılan işlemlerinde çelik yüzeyinde oksitlenme sonucunda oluşan ince demir oksit tabakasına tufal denmektedir. Tufal tabakası, döküm makinesinde, haddeleme veya deformasyon işlemi esnasında kırılarak küçük pulcuklar şeklinde kütük veya malzeme yüzeyinden ayrılır. Tufal esasında oksitlenme işlemi olduğundan yüzeyden atılmayan tufal malzemenin yumuşamasına neden olur.

Test için üretilen boru denge çubukları incelendiğinde omuz bölgesinde büküm işlemi ile tufal atıldığı fakat omuzların arasında kalan bölgede tufal atılmadığı Şekil 6.9 ve 6.10’da görülmektedir.

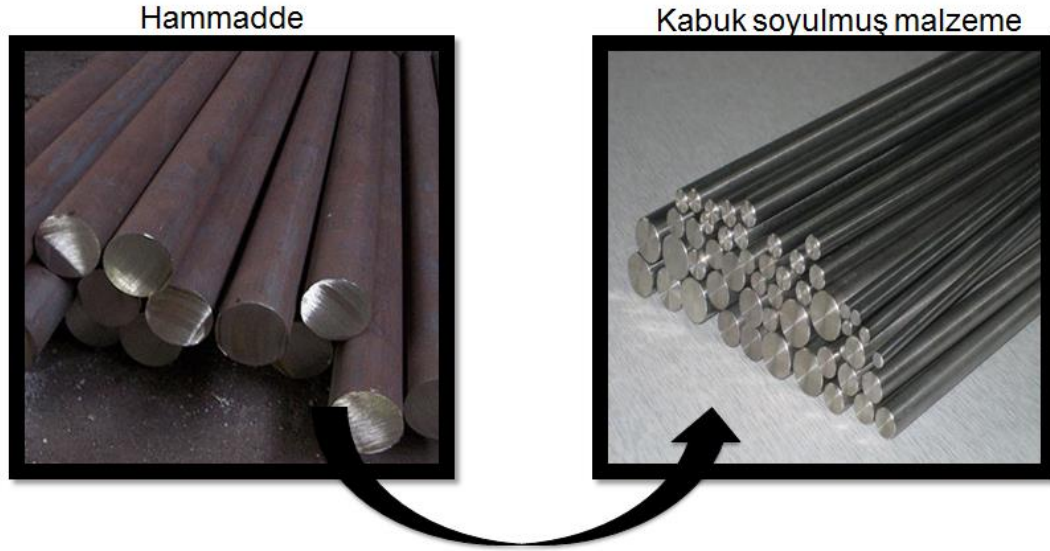


Şekil 6.9 : Boru denge çubuğu imalatında tufal oluşumu



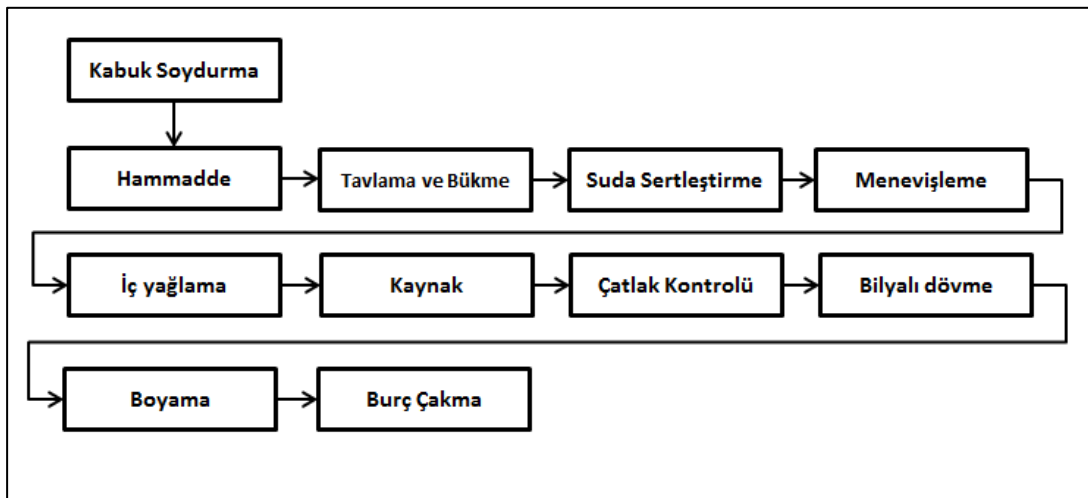
Şekil 6.10 : Boru denge çubuğu tufal atma detayları

Kabuk soyma işlemi hammaddenin yüzeyinden kabuğun soyularak, Şekil 6.11’de görüldüğü gibi işlenmiş parlak bir yüzey oluşturulmasıdır. Kabuk soyma işlemi ile sıcak haddelenmiş boruların yüzey çatlak etkileri ve dekarbürizasyon etkileri ortadan kalkar.



Şekil 6.11 : Kabuk soyulmuş ve kabuk soyulmamış malzeme

Dekarbürizasyon malzeme kalınlığının %1 ile %10 u kadar bölgesinde oluşur. Üretilen boru denge çubuklarında bu etkiyi ortadan kaldırmak için parçadan 5mm kabuk soydurarak aldığımız hammaddelerden yeni numuneler üretildi ve üretilen parçalar rig testine bağlandı ve mikroyapı incelemeleri yapıldı. Böylelikle imalat prosesine kabuk soydurma işlemi yaşanan deneyimlerle eklenmiş oldu. Şekil 6.12’ de imalat prosesi adımları verilmektedir.



Şekil 6.12 : Kabuk soydurma işlemi eklenmiş denge çubuğu imalat aşamaları.

Çizelge 6.4 ve Çizelge 6.5’ de kabuk soydurulmuş denge çubuğuna ait ömür, kırılma lokasyonları ve dekarbürizasyon miktarları verilmiştir.

Çizelge 6.4 : Kabuk Soyulmuş boru ARB kırılma çevrimleri ve kırılma lokasyonları..

Numune#	Ömür(Çevrim)	Kırılma Lokasyonu
1	43912	Omuz bölgesi
2	46728	Omuz bölgesi
3	43394	Omuz bölgesi
4	45390	Omuz bölgesi
5	44378	Omuz bölgesi
6	45786	Omuz bölgesi

Çizelge 6.5 : Kabuk Soyulmuş boru ARB dekarbürizasyon bölgeleri karşılaştırması.

Dış Dekarbürizasyon		
Numune#	Omuz bölgesi	Omuz bölgeleri arası
1	0.08	0.09
2	0.09	0.10
3	0.08	0.10
4	0.10	0.11
5	0.09	0.10
6	0.08	0.11

Test düzeneğinde kırılan son seviye denge çubuğu Şekil 6.13’ de verilmiştir. Kırılmanın omuz bölgesinin iç kısmında olacağı önceki bölümlerde açıklanmıştı. Kırılma bölgesi Şekil 6.14’ de verilmiştir. Yeni seviye boru denge çubuğunda da kırılma dış yüzeyde ve büküm yarıçapının iç bölgesinde görülmüştür.



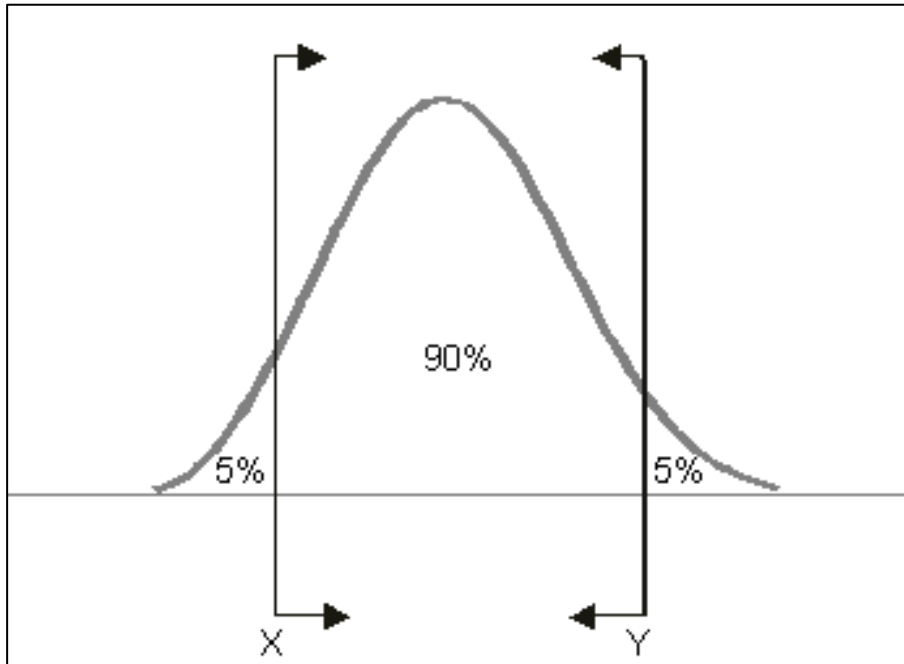
Şekil 6.13 : Kabuk soydurulmuş boru denge çubuğu kırılma örneği



Şekil 6.14 : Kabuk soydurulmuş boru denge çubuğu kırılma başlangıcı lokasyonu

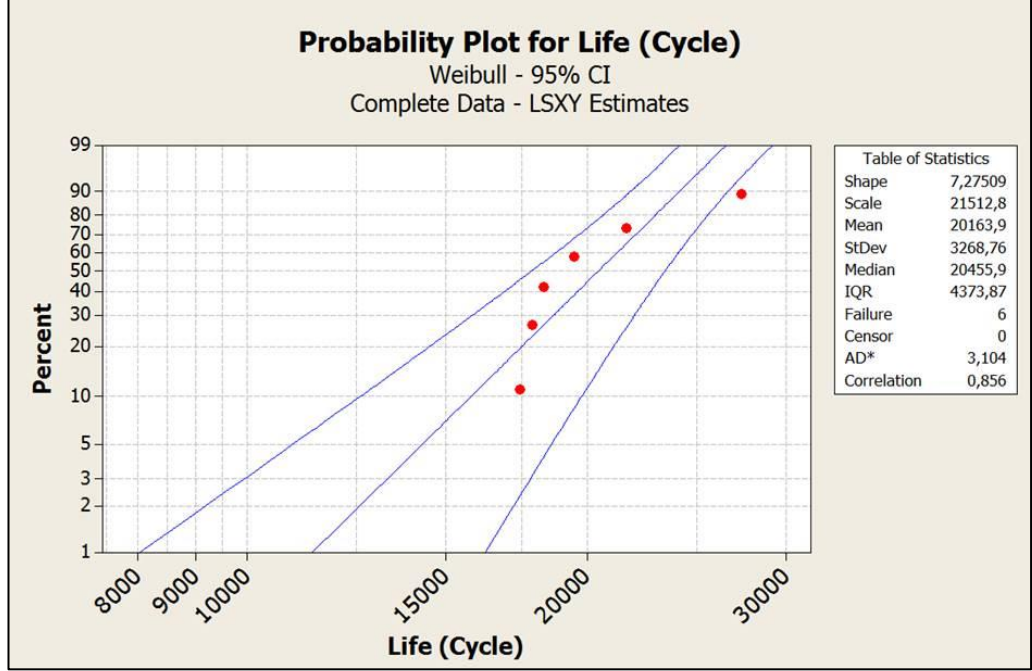
Yukarıda verilen çevrimler baz alınarak hesaplanan B10 ömrünün grafikleri boru denge çubuğu için şekil 6.16'de, kabuk soydurulmuş boru denge çubuğu için Şekil 6.17 da verilmiştir.

B10 ömür metriğinin kökeni bilyalı ve makaralı yatak endüstrisinden gelmektedir ve günümüzde çeşitli endüstrilerde kullanılan bir metrik haline gelmiştir. Bir ürün için garanti sürelerinin belirlenmesinde yararlanılmaktadır. "BX" veya "Rulman Ömrü" terimleri; bir popülasyonun %X'inin ne zaman başarısız olacağını söyler. Bu durumda B10 ömrü, bir popülasyonun %10'unun ne zaman başarısız olacağı ömrü verir ya da %90'ının başarılı olma olasılığını verir. Şekil 6.15'de B10 ömrü temsili gösterimi verilmiştir.



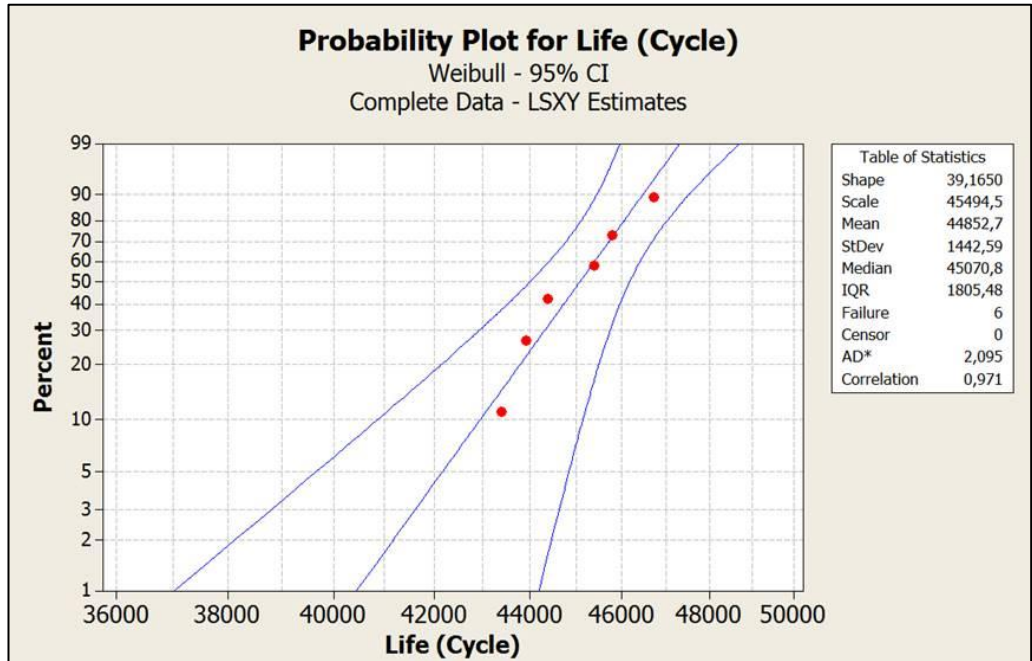
Şekil 6.15 : Bir popülasyonun B10 ömrü gösterimi

Bu sonuçlara göre ilk prototip seviye boru denge çubukları %95 güvenilirlik seviyesinde; üretilen denge çubuğuklarından %10'u minimum 12600,5. çevrimde kırılacaktır.



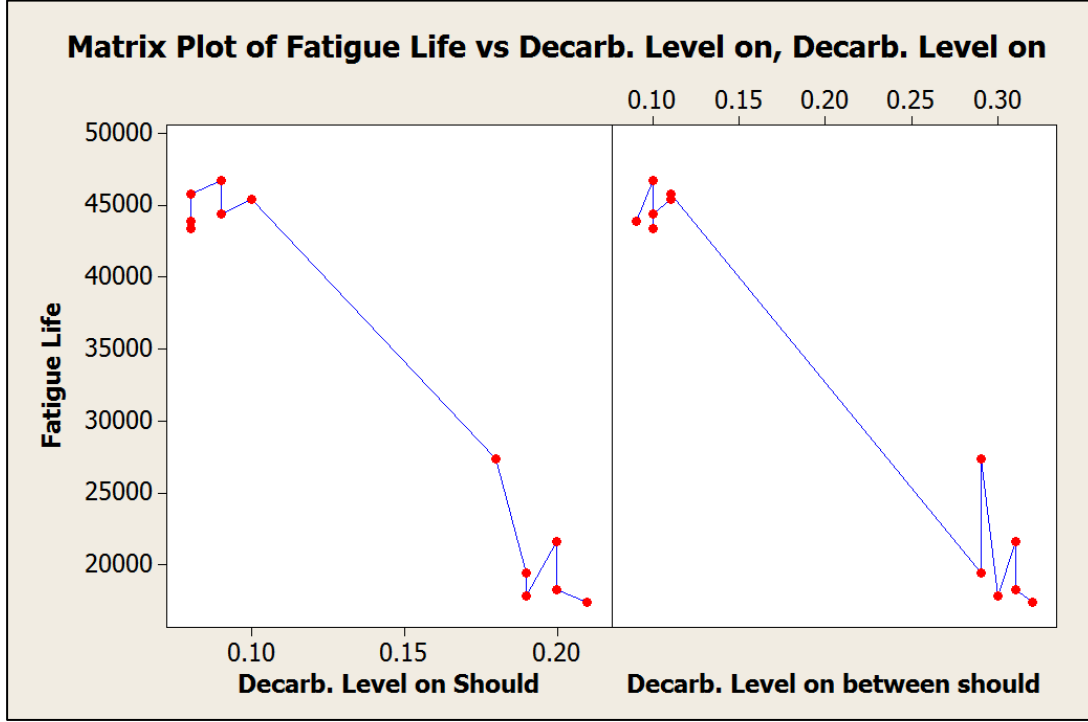
Şekil 6.16 : Boru denge çubuğu kırılma çevrimleri üzerinden B10 hesabı.

Son seviye boru denge çubukları %95 güvenilirlik seviyesinde; üretilen denge çubuğuklarından %10'u minimum 40872,2. çevrimde kırılacaktır.



Şekil 6.17 : Kabuk soyulmuş boru denge çubuğu kırılma çevrimleri üzerinden B10 hesabı.

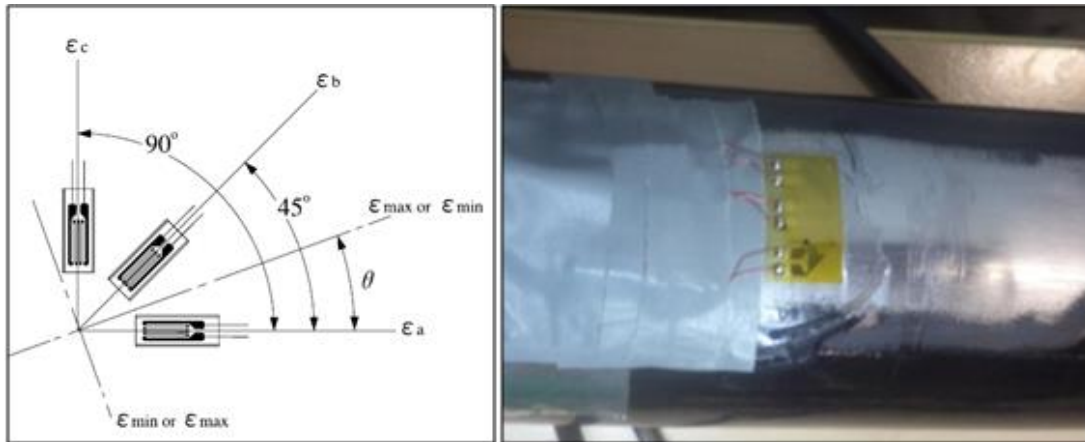
Dekarbürizasyon düzeyi ve yorulma ömrü karşılaştırılması incelenmiştir. Şekil 6.17’de görüldüğü gibi, dekarbürizasyon ve ömür ters etki yaratmaktadır.



Şekil 6.18 : Dekarbürizasyon miktarı ve ömür arasındaki ilişki.

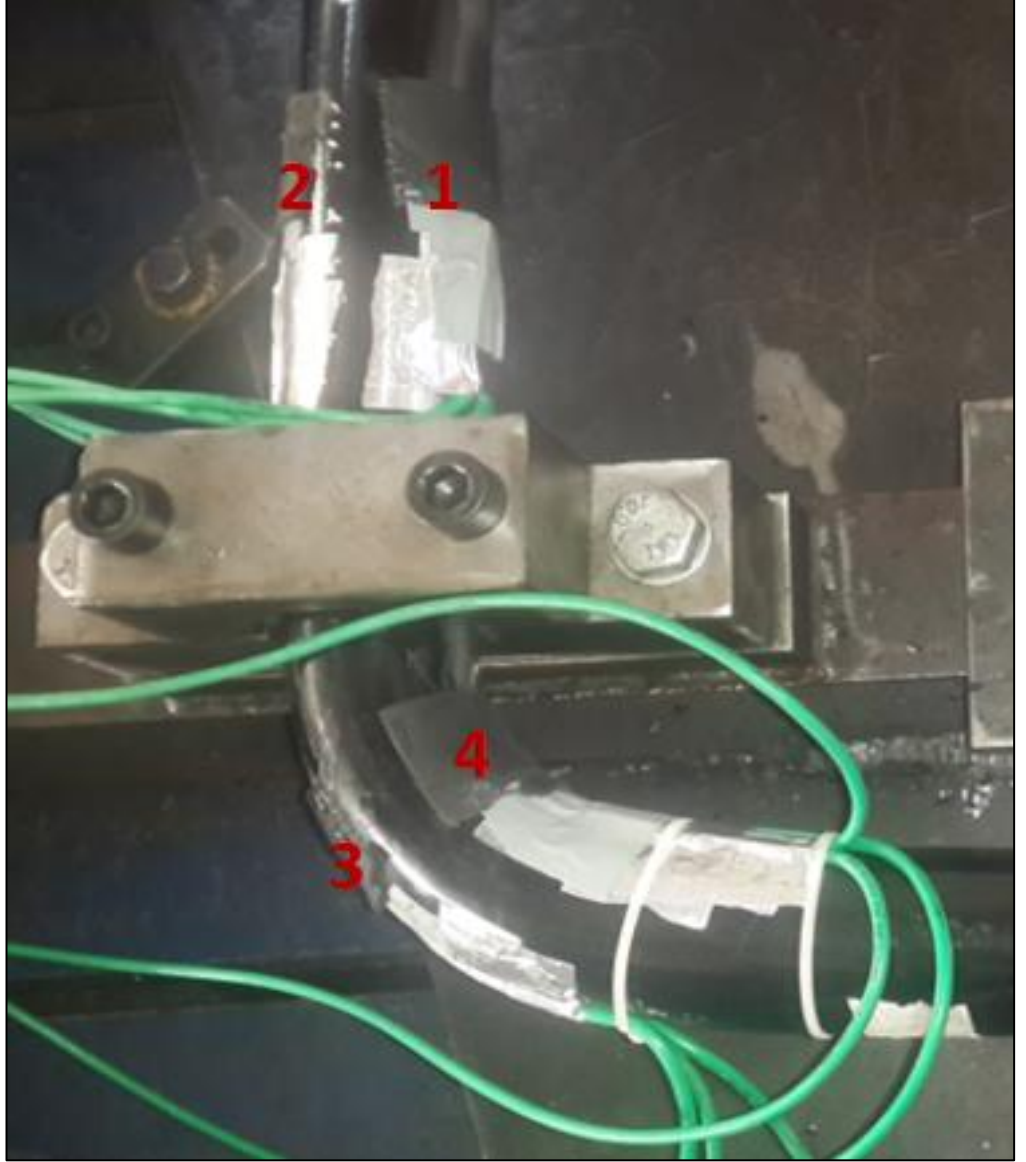
6.2 Laboratuar Test Datası Toplama Çalışması

ARB üzerine gelen bilinmeyen yönlerdeki birim yerdeğiştirmelerin belirlenmesi amacıyla parça üzerine çeyrek köprü strain gage bağlantısı yapılmıştır. Bağlantıda üç eksenli rozet tipi strain gage kullanılmıştır. Şekil6.19’ da rozet tipi strain gage bağlantısı gösterilmektedir.

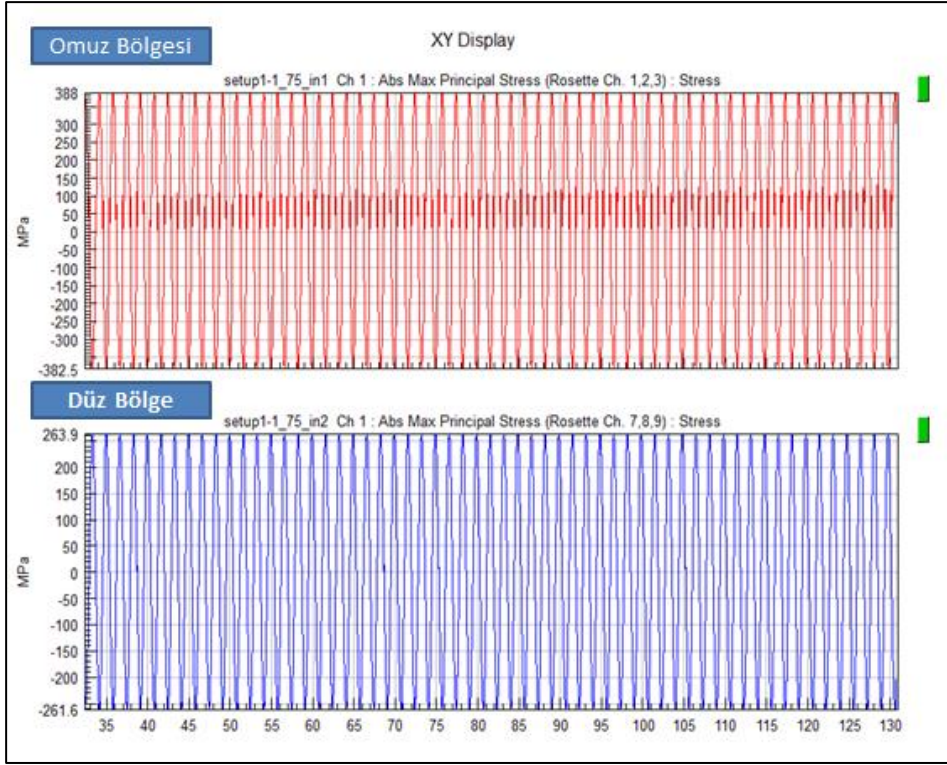


Şekil 6.19 : 0-45-90° Rozet tipi strain gage.

Strain gage dört farklı bölgeden link üzerine bağlanmıştır, iki rozet büküm yarıçapının iç ve dış bölgesine, diğer iki rozet ise denge çubuğunun omuz bölgeleri arasında kalan düz bölgenin iç ve dış kısmına yapıştırılmıştır (Şekil 6.20). Denge çubuğunun düz bölgesine strain gage yapıştırılmasının nedeni ise rig testinde parçanın beklenmeyen bölgeden kırılmasının altında yatan nedeni aramaktır. Şekil 6.21’de görüldüğü gibi strain değerlerinin omuz bölgesinde daha fazla olup metalurjik incelemelerde de tespit edildiği gibi dekarbürizasyon kaynaklıdır.

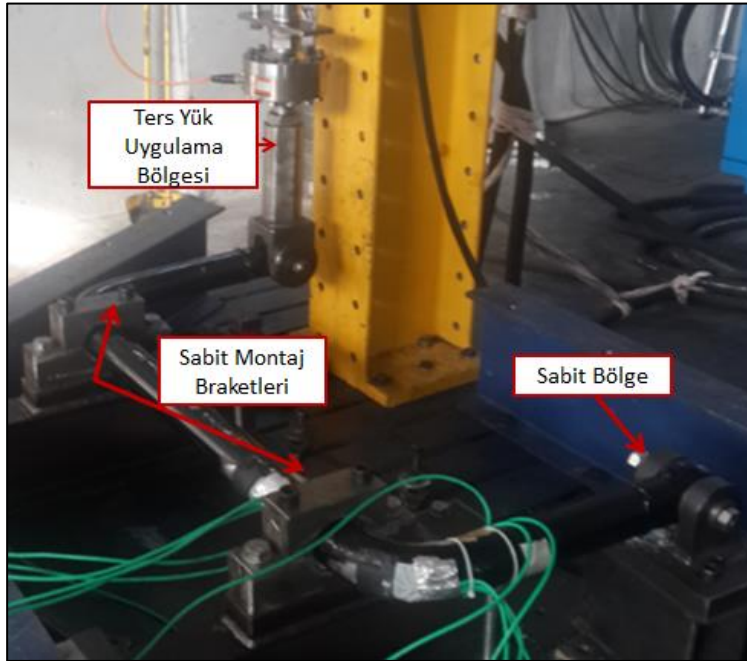


Şekil 6.20 : Strain gage lokasyonları.



Şekil 6.21 : Omuz bölgesi ile düz bölgenin gerilme karşılaştırması.

Dolu ve boru denge çubuklarına strain gage takıldıktan sonra her iki çubuk da test düzeneğine bağlanarak strain datası toplanmıştır. Test düzeneği ömür testi yapılan koşullarla aynı olup, data toplanırken de denge çubuğu bir uçtan sabitlenmiş olup sabit kol tarafında strain gage bulunmaktadır (Şekil 6.22).

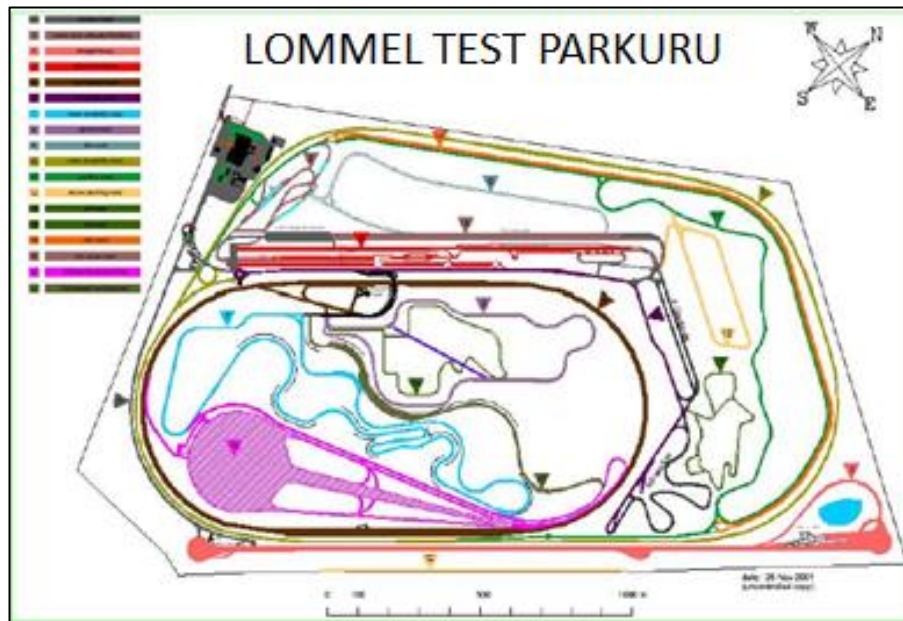


Şekil 6.22 : Rig test - Strain gage lokasyonları

6.3 Yol Datası Toplama Çalışması

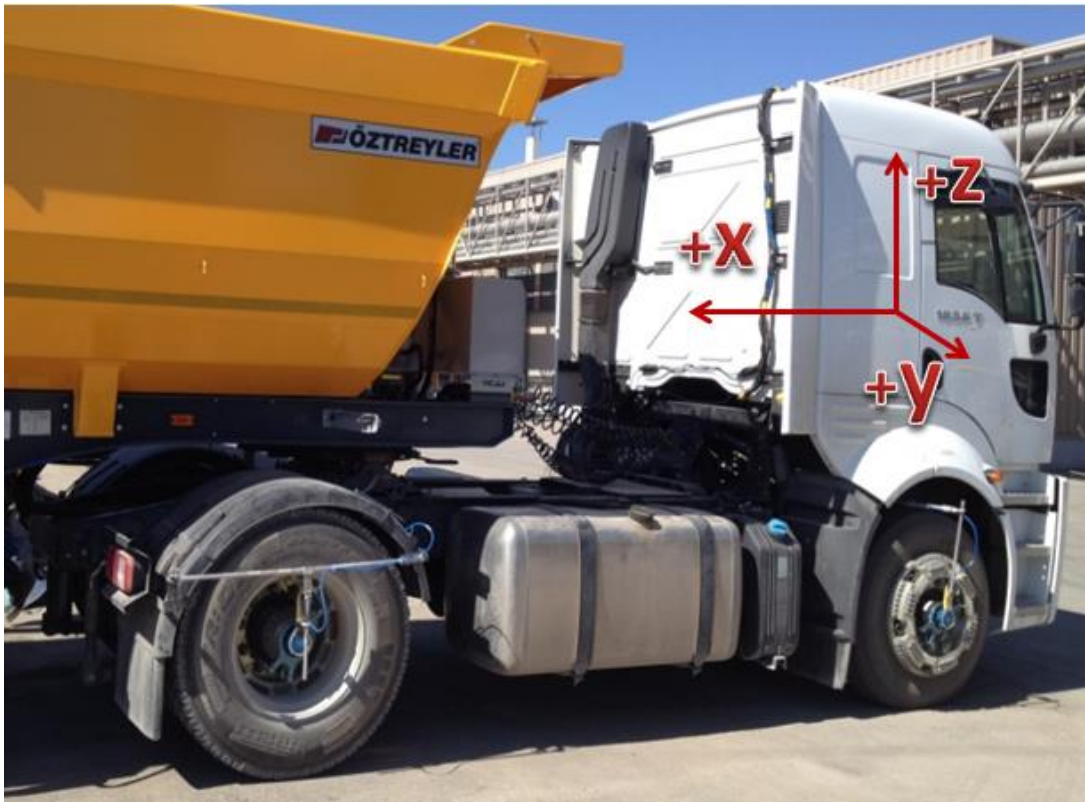
Geliştirilmekte olan bir aracın ömür testlerinin karayolunda yapılması hem zaman alan hem de oldukça pahalı olan bir yöntemdir. Üstelik hava ve yol koşullarının sürücüye olumsuz etkisi de süreyi uzatabilir. Bu nedenle otomotiv üreticileri çoğu zaman ömür testlerini özel pistlerde veya laboratuvar ortamında yapmayı seçerler.

Araç testlerinin yapıldığı özel pistler, özellikle hasar verici yol profillerinin bulunduğu bir nevi hızlandırılmış yollardır. Bu tür özel pistlerde, dayanıklılık, taşıt dinamiği ve NVH gibi değişik amaçlar için çok çeşitli yollar mevcuttur. Bu yolların profilleri standartlarca tanımlanmış olup parkur uzunlukları benzer pistlerde yaklaşık olarak aynıdır. Yorulma etkileri daha yüksek olan bu parkurların müşteri ile aynı hasarı vereceği parkur çevrimleri oluşturulmaktadır ve düzenli olarak yorulma kabiliyetleri kontrol edilen bu parkurlarda testlerini hem hızlı hem de tekrarlanabilirliği yüksek şekilde düzenlenmektedir. Dayanıklılık pisti sadece hasar verici yol profillerinin olduğu yollardan ibaret olduğu için aynı sürücü uzun süre boyunca burada taşıt kullanamaz. Bunun yanında bu yollarda yüksek hızlara çıkmak da mümkün olmamaktadır. Bu zorluklara rağmen özel pistler, değişik tasarımların dayanıklılık bakımından karşılaştırılması için çok uygundur. Ayrıca test sırasında motor, klima, elektrik sistemi gibi tüm sistemler çalışmaktadır [17]. Bu laboratuvar testlerine göre bir avantaj teşkil etmektedir zira deney düzeneğinde bu sistemlerin çalışmasını sağlamak oldukça güçtür.



Şekil 6.23 : Lommel Test Parkuru

Araç testlerinin amacı tüm parçaların dayanım gereksinimlerinin test edilmesi ve müşteri kullanımını dayanım olarak yansıtılmasını sağlamaktır. Korelasyon sırasında öncelikle müşteri profillerini çıkartılır ve profillere göre seçilen yollarda data toplama çalışması yaparak kilometre olarak öngördüğü hedefe gidecek etki tespit edilir. Aynı işlem seçilen parkurlarda da tekrarlanır, uygun parkurlar ve çevrim sayıları tespit edilir. Ford Otosan yol kamyonları için parkur olarak Lommel’de bulunan test pistini kullanmakta (Şekil 6.23) ve her araç için data toplama çalışmaları bu merkezde gerçekleştirilmektedir. Şekil 6.24’de test aracının koordinat sistemi verilmektedir.

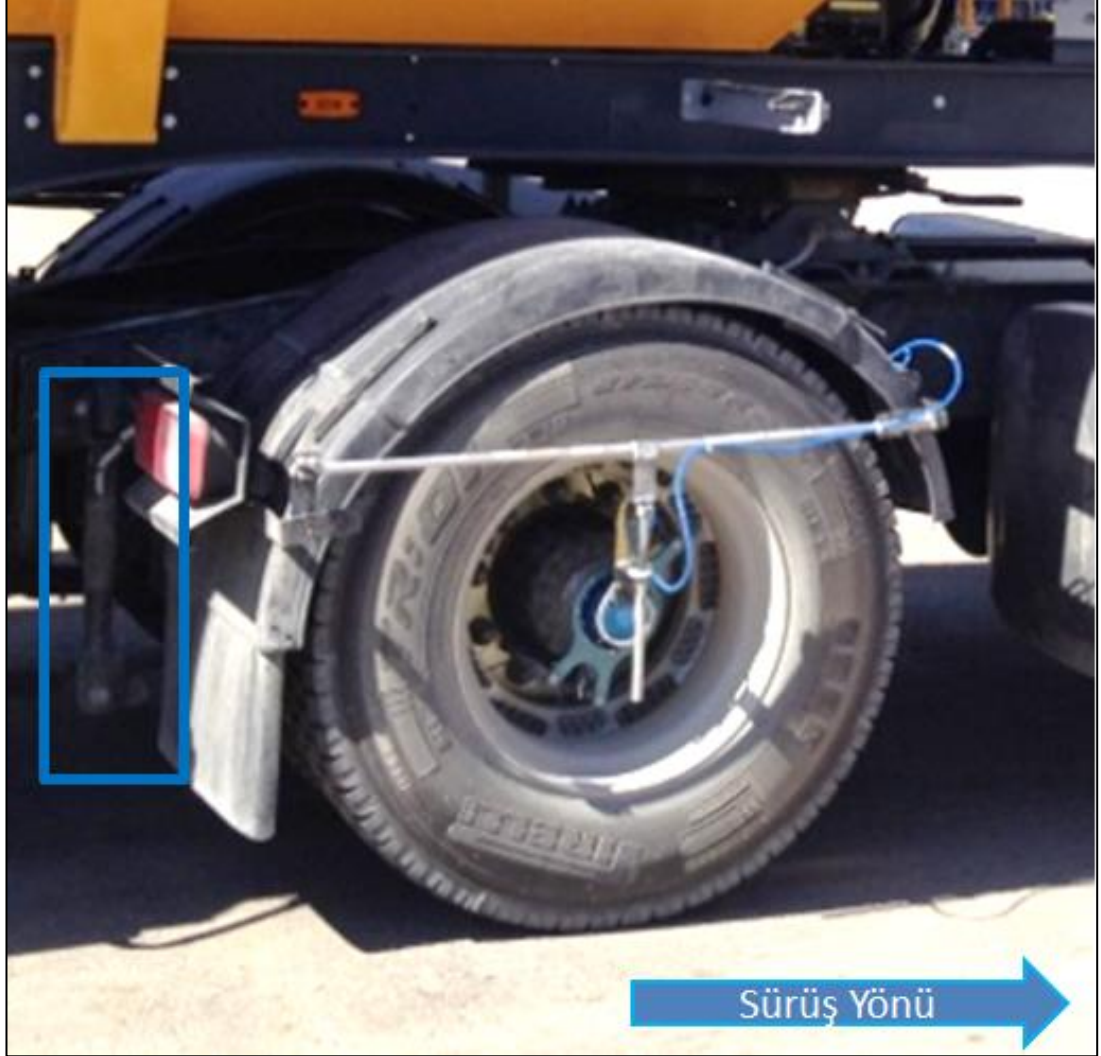


Şekil 6.24 : Test aracı ve koordinat sistemi

Test aracının hazırlanması sonrası data toplama lokasyonlarına gerekli ölçüm ekipmanlarının bağlanma safhasına geçilmektedir. Süspansiyon sistemine gelen yüklerin tespiti için teker-jant merkezine gelen 3 eksen de kuvvet (F_x, F_y, F_z) ve 3 eksen de moment (M_x, M_y, M_z) değerlerini kaydetmeyi sağlayan yük hücreleri (WFT) yerleştirilir. Şekil 6.25’te görülmektedir. Yerleştirilen yük hücreleri sayesinde aracın testi sırasında zaman bağılı kuvvet ölçümü yapılmaktadır. Eş zamanlı olarak, istenen diğer yük parametreleri de toplanabilmekte ve teker yükünün diğer noktalara yayılması sürecinde kullanılabilmektedir.

Data toplama işlemi sonrasında Adams programında araç modeli kurularak WFT datası programa aktarılır böylelikle her bir parçanın bağlantı noktalarındaki kuvvet değerleri elde edilir.

Denge çubuğu ömrünün tespiti için teker merkezinden okunan datalar denge çubuğu bağlantı gözüne aktarılmıştır.



Şekil 6.25 : WFT takılmış aks ve ARB Linki

Bulunan bu kuvvet değerlerinin doğruluğunun tespit edilmesi için ARB linkine bağlanan tam köprü strain gage bağlantısı Şekil 6.24'deki gibi yapılmış olup strain verisi toplanılmıştır. Toplanan strain verisinin kuvvete çevrilmesi ise ARB linkinin rigde yapılan tek yönlü basma-çekme kuvvet kalibrasyonu ile sağlanmıştır. Rigdeki kalibrasyonunda ARB linki üzerine Şekil 6.26'daki gibi eksenel yönde (tek yönlü) basma ve çekme kuvvetleri etki ettirilmiş ve buna karşılık gelen birim uzama değerleri veri toplama cihazı yardımıyla kaydedilmiştir.

Bilinen yüklemeler ve bunlara karşılık gelen birim uzama değerleri eşleştirilerek parçanın ‘birim uzama-kuvvet’ denklemi bulunmuştur. Yol datası toplarken de ARB linki üzerinden strain verisi toplanmış olup, bu değerler bulunan denklem ile çarpılarak birim uzama değerleri kuvvete çevrilmiştir. Bu bulunan kuvvet değerleri de WFT ile okunan kuvvet değerleri ile kıyaslanarak; WFT’nin doğrulaması yapılmış olunur. Bu sayede hem gerilme anlamında hem de yük anlamında anlamlı değerlerin ölçüldüğünden emin olunmuştur. Yük-uzama korelasyonu ile bilgisayar destekli oluşturulan modelinde doğruluğu tespit edilebilmiştir. Şekil 6.26 ve Şekil 6.27’de ARB linki üzerinden uzama okunan ölçüm ekipmanları ve kalibrasyon için kurulan deney düzeneği gösterilmiştir.



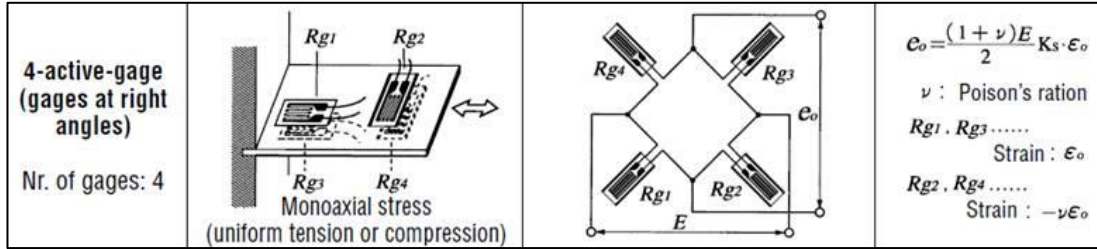
Şekil 6.26 : ARB linki – tam köprü strain gage bağlantısı.



Şekil 6.27 : ARB Linki – rig kalibrasyonu.

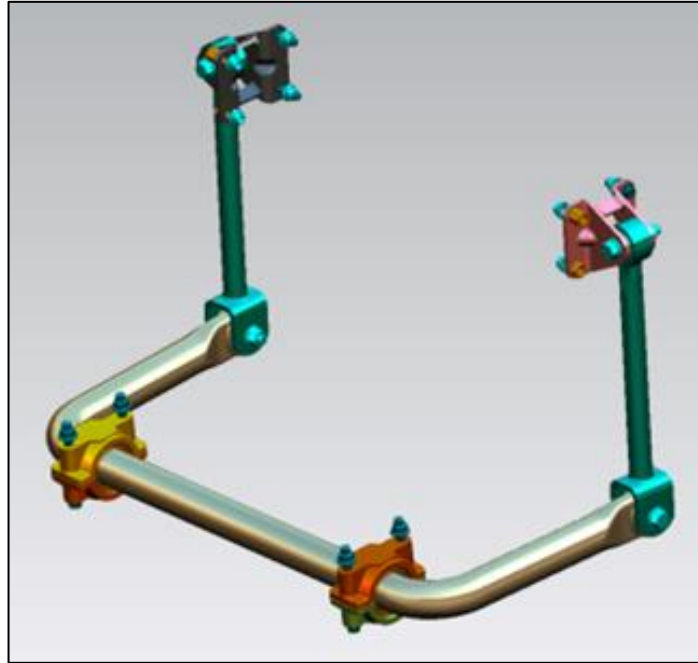
Parça üzerinde eksenel yönde ölçüm alınacağı için toplamda 4 adet tek eksenli strain gage kullanılmıştır.

2 strain gage parçanın alt yüzünde diğer ikisi üst yüzüne aralarında 90 derece açı olacak şekilde bağlanmıştır. Tam köprü strain gage bağlantısı Şekil 6.28’de görülmektedir.



Şekil 6.28 : Tam köprü strain gage bağlantısı.

Parça üzerinde tam köprü strain gage bağlantısının tercih edilmesinin sebebi; ölçümlerde sıcaklık kompanzasyonunu sağlayarak sensör kablosu üzerindeki termal etkilerin ölçüm sonuçlarına olan etkisinin önüne bu bağlantı tipiyle geçilmesi ve ölçüm hassasiyetinin çıkış sinyali x 2(1+poisson ratio) oranında sağlanmasıdır. Şekil 6.29’da ARB ve link bağlantısı verilmiştir.

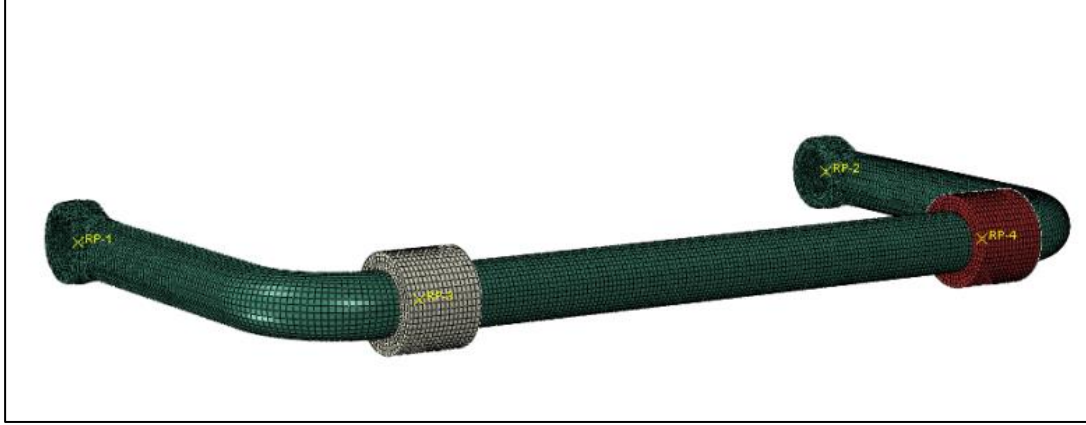


Şekil 6.29 : ARB ve ARB Linkleri.

6.4 Bilgisayar Destekli Analiz ve Sonuçları

Doğrulama yöntemlerinin bir diğeri sonlu elemanlar yöntemi ile model oluşturmak ve modelin toplanan yol dataları ile korelasyonunu yapmaktır. Model kurulumunda Abaqus 6.13 kullanılmıştır.

Ana parça olan denge çubuğu borusu ve uç dövme parça modellenmiş denge çubuğu tamamlanmıştır. Test düzeneğinin etkilerini FE'e doğru yansıtmak için rig de kullanılan kestamid burçların olduğu bölgede solid model kurulmuştur (Şekil 630). Kaynak bölgesi incelemesi yapılmadığı için dövme uç bölge ve denge çubuğu borusu tek parça gibi tanımlanmış olup tie kontak ile bağlanmıştır.



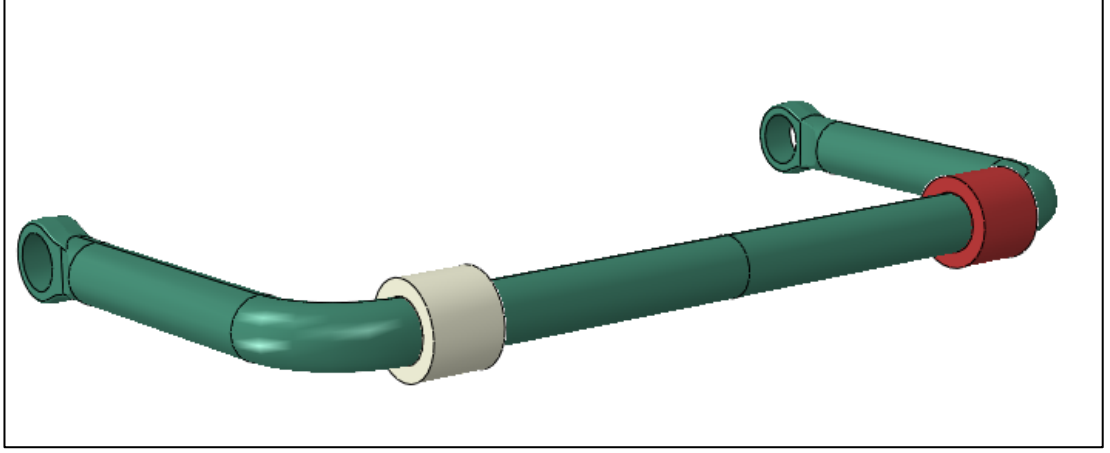
Şekil 6.30 : Boru denge çubuğu rig test FE modeli.

Nonlineer burç modeli sanki-statik yorulma analizinde lineer yaklaşımda kullanılmak için uygun değildir. Dolu ve boru denge çubukları için rig testini simüle edecek ve test parkurunu koşacak olan sanki-statik analize girdi olarak kullanılmak üzere iki farklı model kurulmuştur. Her iki sonlu elemanlar modelinde de hem dolu hem de boru ARB için ikinci derece altı yüzlü C3D20R eleman tipi ve burç temsili olan parça için birinci derece altı yüzlü C3D8R eleman tipi kullanılmıştır.

Çizelge 6.6 : Denge çubuğu FE model detayları.

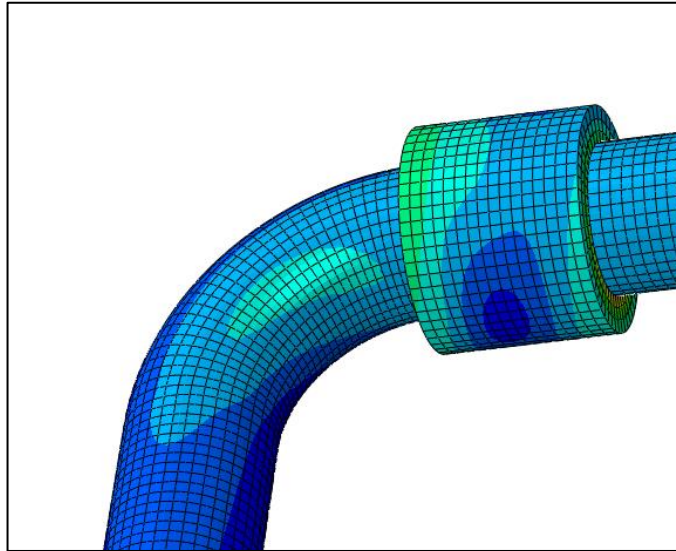
Parçanın Adı	Eleman Tipi	Malzeme
Denge Çubuğu Boru	Hexahedron-C3D20R	25MnB5
Denge Çubuğu Dolu	Hexahedron-C3D20R	52CrMoV4
Uç Dövme Parça	Hexahedron-C3D20R	SAE 4140
Denge Çubuğu Burcu	Hexahedron-C3D8R	NR 75 Shore A

Boru denge çubuğu ile aynı test düzeneğinde test edilen ve araçta da aynı şartlarda bağlanan dolu denge çubuğunda modelleme süreci ve burç modellemeleri aynı şekilde uygulanmıştır. Şekil 6.31'de dolu denge çubuğunun test modeli görülmektedir.



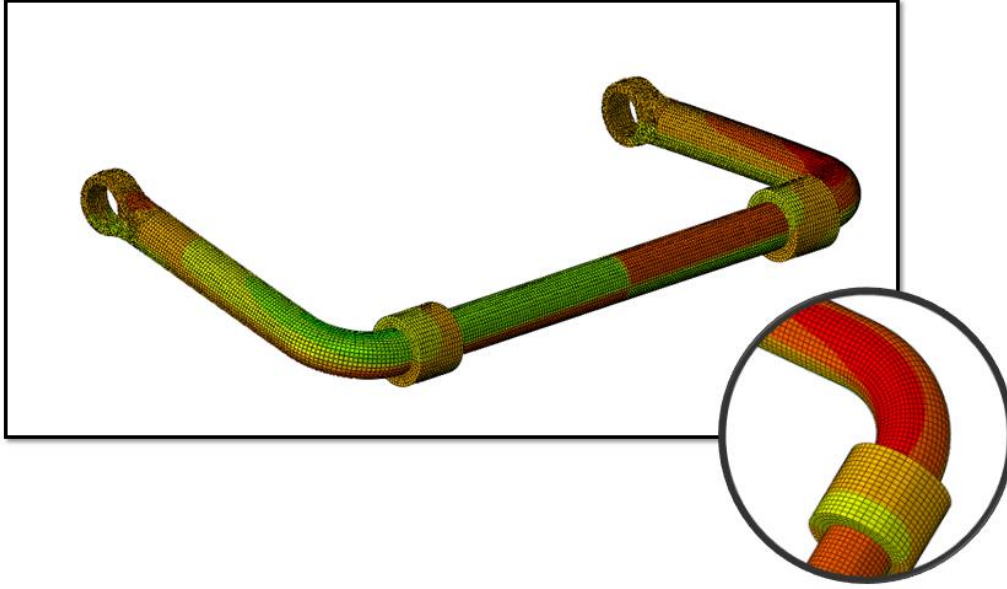
Şekil 6.31 : Dolu denge çubuğu rig test FE modeli.

Çevre koşullarındaki test düzeneği ile test düzeneğinin FE modelinin paralellik göstermesi gerekmektedir. Test düzeneğinde denge çubuğu omuz bölgelerindeki braketle fiksture rijit bağlanmış bir yapı bulunmakta ve FE modelinde denge çubuğuna omuz bölgesinden bağlanan braketten 5 serbestlik derecesinden tutulmuş; burç ekseninde dönmeye müsade edilerek bu etki sağlanmıştır. Denge çubuğunda belirlenen deplasmanın uygulanması öncesinde denge çubuğunun bir gözü test düzeneğinde olduğu gibi uzayda altı serbestlik rijitlenmiştir. Üçüncü adım olarak test düzeneğinde olduğu gibi dikey ekseninde ± 75 mm deplasman verilmiştir ve strain değerleri çıktı olarak istenmiştir. Deney düzeneği modelinin birim uzama çıktısı Şekil 6.32’de verilmiştir.

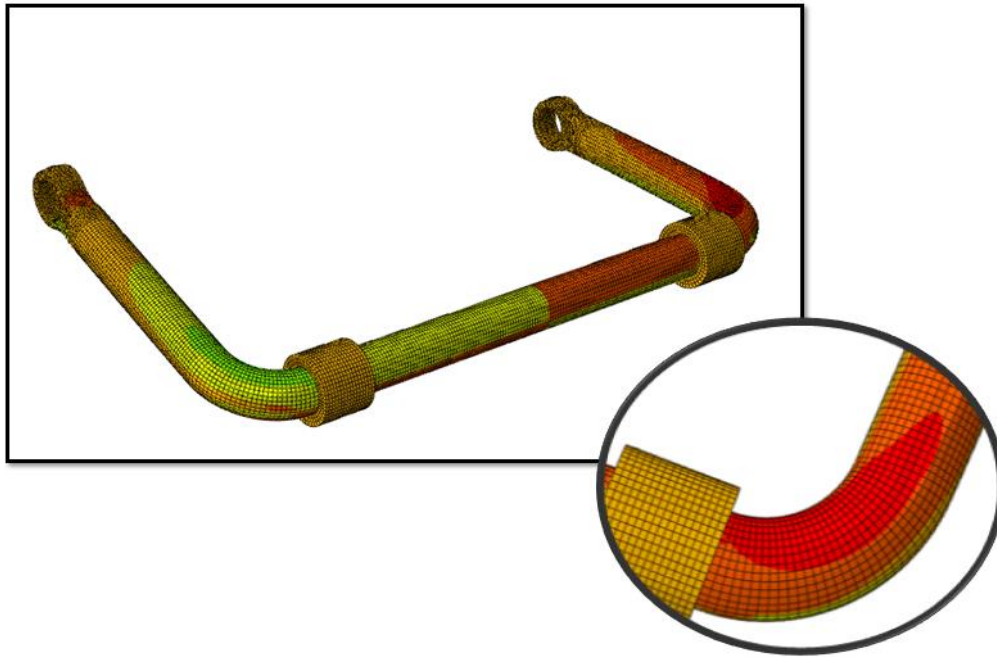


Şekil 6.32 : Boru denge çubuğu strain çıktısı.

Sonlu elemanlar modeli rig testinde okunan strain değerleri ve ölçülen strain değerleriyle optimize edilmiştir. Bu süreçte doğru deplasmana ulaşılacak elastik modülünün malzemenin gerçek elastik modülü ile yakınsaması modelin doğruluğu açısından önemlidir. Analizde malzeme girdisi olarak öncelikle parçaların mevcut elastik modülleri girilmiş ve test sonuçları ile karşılaştırılarak FE korelasyonu sağlanmıştır. Şekil 6.33 'de dolu denge çubuğuna ait, Şekil 6.34' de ise boru denge çubuğuna ait gerilme sonuçları verilmektedir.



Şekil 6.33 : Dolu denge çubuğu gerilme sonuçları.



Şekil 6.34 : Boru denge çubuğu gerilme sonuçları.

Denge çubuğu yay katsayılarının modellerde korelasyonunun tamamlanması sonrası temel hedef makasların test düzeneğindeki kırılma lokasyonu ile FE modelindeki maksimum gerilme birikim lokasyonu ve maksimum gerilme değişim lokasyonlarının aynı noktalar olmasını sağlamaktır. Testte koşturulan denge çubukları genel olarak aynı lokasyonlardan kırılrsa da noktasal sapmalar tespit edilmemiştir. Tüm bu dataların karşılaştırılması sonrası FE modelinin kırılmayı bölgesel olarak simüle etme durumu analiz edilebilmiştir. Optimizasyon prosesinden sonra, model sanki-statik yorulma analizi için girdi olarak kullanılacaktır. Gerilme sonuçları üzerindeki tutarlılık ise araçtan toplanan zaman bazlı datalar ile bir sonraki adımda incelenecektir. Önemli nokta analiz için seçilen eleman boyutlarının tespitinde kullanılan yöntemdir. Yöntem olarak eleman boyutları küçültülmüş ve değişim değeri yüzde beşin altında kalana dek işleme devam edilmiştir. Diğer sonlu elemanlar modeli ise sanki-statik analizde input olarak kullanılacak olan birim yük analizidir.

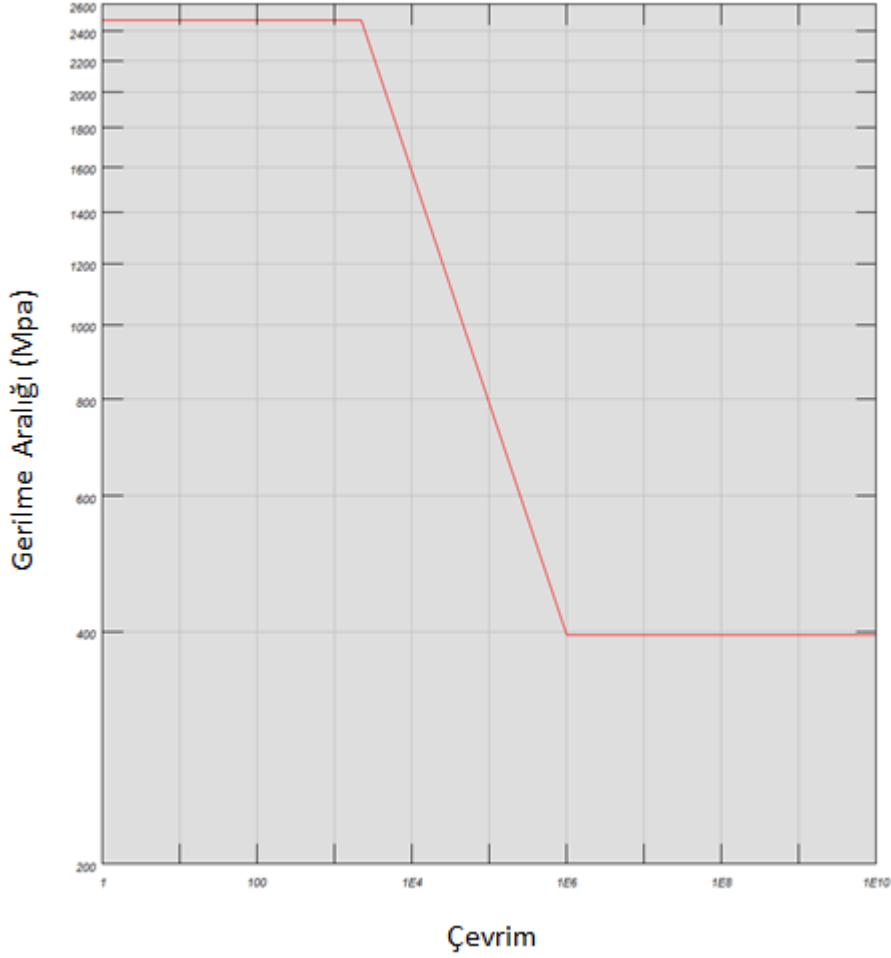
Optimizasyon prosesinden sonra, model sanki-statik yorulma analizi için girdi olarak kullanılacaktır. Bu analizde, her serbestlik derecesi noktasından (DOF) birim yükler verilerek ve her bir DOF' taki stress durumu belirlenir. Bu analiz tipinde birim yükler her bir DOF 'a tek tek uygulanır ve sonuç olarak her bir DOF için parçadaki gerilme durumu tespit edilir. Analizin her bir stepi sadece bir serbestlik derecesinde uygulanan birim kuvvetlerle yapılmış ve parçanın o ilgili serbestlik derecesinde gerilme dağılımı elde edilmiştir.

Bu parça için sıkı geçme ya da civata sıkma kaynaklı öngerilme durumu bulunmamaktadır. Bu nedenle analizde sadece DOF'larda gerilme seviyeleri oluşur. Tüm yüklerin devre dışı bırakıldığı boş analiz aşamaları, daha kararlı bir analiz elde etmek için kurulmaktadır. Dolu ve boru denge çubuğu olmak üzere her iki dizayn için de bu iki sonlu elemanlar modeli kurulmuştur.

7. YORULMA HESABI

7.1 Malzeme Datasının Çıkarılması

Denge çubuğu hem güvenlik açısından önemli hem de aracın hedeflenen sertlikte olması gerekmektedir. Üzerine sürekli farklı yükler etki etmektedir, aks ile direk temas halinde olduğundan yoldan gelen kuvvetler direk parçayı etkiler. Bu nedenle ömür hesaplarının detaylı olarak yapılması gerekmektedir. Tasarımın yorulma ömrünü, hasarlanmaya neden olan dinamik yüklerin tekrar sayısı ve genlik şiddetleri belirlemekte ve belirlenen datalarında aracın ömrünü yakınsaması ve uygun hassasiyetlerde toplanıp, işlenmesi önem arz etmektedir. Yorulma ömür hesaplarında kullanılan yöntemlerde, ömür hesabının doğru yapılabilmesi malzeme davranışının doğru tanımlanmasına bağlıdır. Malzeme datası olarak gerilme-çevrim grafikleri kullanılmakta ve malzemenin çevrimsel davranışların doğru tespiti gerekmektedir. Gerilme-çevrim grafiklerinde denge çubuğuna uygulanan gerilmeye karşılık hangi çevrime dayandığı belirlenip buna göre grafik tamamlanmaktadır. Denge çubuğu gibi hem ısıtılma işlemi hem de belli yüzey gerinim düzeltme işlemlerine maruz kalan parçaların ham malzeme grafiklerinden proses sonrası parametrelere gitmek, birçok kabuller ortaya çıkarmak durumunda bıraktığı için hata oranlarını önemli ölçüde arttırmaktadır. Hata payının artmasını önlemek adına proses etkileri yüksek parçalarda malzeme gerilme-çevrim grafikleri yerine son ürün gerilme-çevrim grafiklerini kullanmak daha yararlı olmaktadır. Rig testinde hem boru hem de dolu denge çubuklarından altışar adet denge çubuğu ile testler yapıp B10 ömrü üzerinden çevrimler hesaplanmıştır. Bu yüke karşılık gelen gerilmeler ise korelasyon süreci FE kısmında anlatılan analizler yardımı ile bulunmuş ve SN eğrisi tespit edilmiştir. Sonsuz ömür için ise 1,000,000 çevrim baz alınmış ve karşılık gelen gerilmelerin hasar vermediği öngörülmüştür. Sonuç olarak yüksek çevrim arasındaki bölgeye odaklanılmış, toplanan datalara bakıldığında da doğru bir yaklaşım olduğu tespit edilmiştir. Test sürecinde belirlenen eğimler N-Code programının malzeme arşivinde oluşturulmuş ve tüm analizler bu malzeme datası kullanılarak yapılmıştır. Şekil 7.1’de 52CrMoV4 malzemesi ile imal edilen dolu denge çubuğuna ait SN eğrisi verilmektedir.



Şekil 7.1 : Dolu denge çubuğu SN grafiği, 52CrMoV4

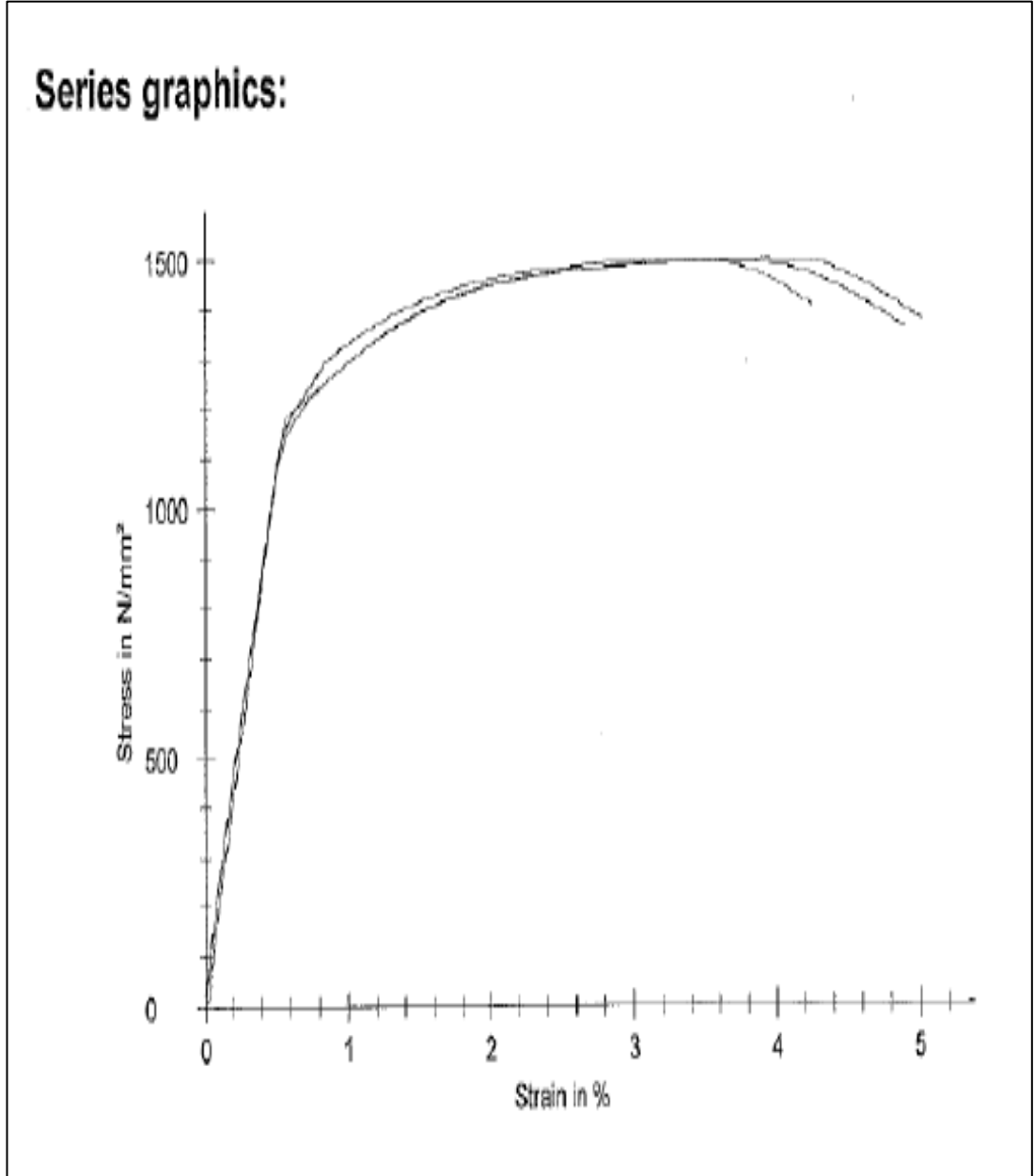
SN Eğrisi detayları;

- Sonsuz ömür eksenini : 1,000,000 çevrim
- Test ile elde edilen çevrim değerleri; 99878 – 129191 çevrim arasında
- Maksimum çekme dayanımı : 1200MPa

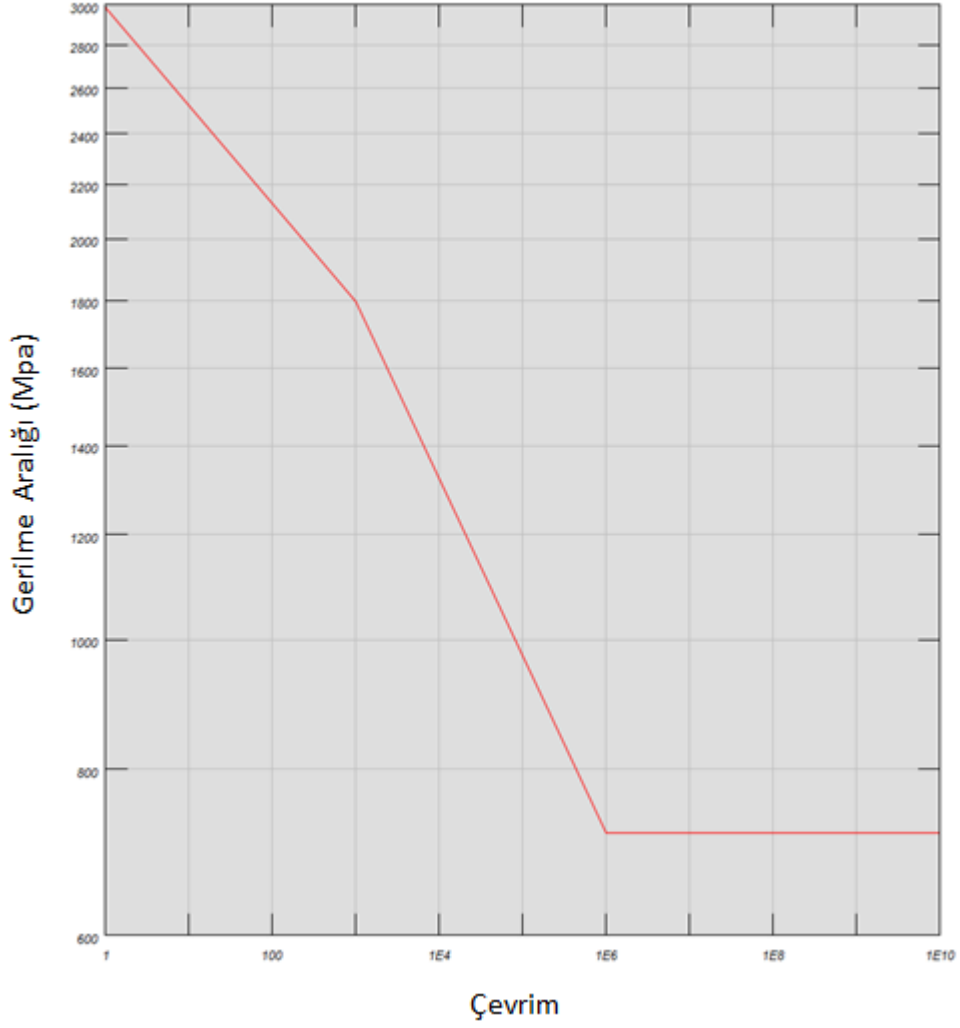
Boru denge çubuğunda ise gerilme-çevrim grafiğinin elde edilmesinde testten çıkan parçalardan çıkarılan numunelerle çekme testi yapılmıştır. Çekme testi sonuçlarına maksimum çekme dayanımı bulunmuştur. Çizelge 7.1’de çekme testi sonuçları verilmektedir. Şekil 7.2’de testin grafik çıktısı paylaşılmaktadır.

Çizelge 7.1 : Çekme testi sonuçları.

Numune	Elastik Modülüs (kN/mm ²)	Akma Dayanımı (kN/mm ²)	Çekme Dayanımı (kN/mm ²)
1	230,51	1262,04	1497,67
2	355,31	1105,57	1491,79
3	253,78	1188,69	1491,32



Şekil 7.2 : Çekme Testi Sonuç Grafiği.



Şekil 7.3 : Boru denge çubuğu SN grafiği, 25MnB5.

SN Eğrisi detayları;

- Sonsuz ömür eksenini : 1,000,000 çevrim
- Test ile elde edilen çevrim değerleri; 43394 – 45786 çevrim arasında
- Maksimum çekme dayanımı : 1494Mpa

Şekil 7.3’ de 25MnB5 malzemesi ile imal edilen boru denge çubuğuna ait SN eğrisi verilmektedir.

7.2 Yorulma Hesabı

Taşıtlardan data toplama sürecinde bilgisayar destekli analizlerin korelasyonu için gerçel sonuçları görebileceğimiz datalarından toplanması gerekmektedir. Bu nedenle denge çubuğu üzerinden gerilme değerleri toplanmış ve ömür hesabı yapılmıştır.

Aynı lokasyonun FE modelden çekilen değerleri de eş zamanlı toplanan yük dataları kullanılarak analiz edilmiş ve ömür karşılaştırması yapılarak modelin doğruluğu belirlenmiştir. Bu işlem analizin doğrulanması açısından çok önemlidir.

± 75 mm deplasmanla yapmış olduğumuz olan rig test, aynı koşullarla ticari yazılım olan Ncode programı ile kurulmuştur. Malzeme SN'leri rig test sonuçları olan B10 ömürleri ile kurulduktan sonra test parkuru ömür analizinde kullanılacaktır. Aşağıda adımları verilmiş olan birim yük analizi sonlu elemnalar girdisi olarak kullanılmıştır.

- Adım 1-3: Birim yük, sol link bağlantısındaki x,y ve z yönlerine ayrı ayrı uygulanır.
- Adım 3-6: Birim yük, sağ link bağlantısındaki x,y ve z yönlerine ayrı ayrı uygulanır.
- Adım 7 : x yönündeki moment sol link bağlantısına uygulanır.
- Adım 8 : x yönündeki moment sağ link bağlantısına uygulanır.

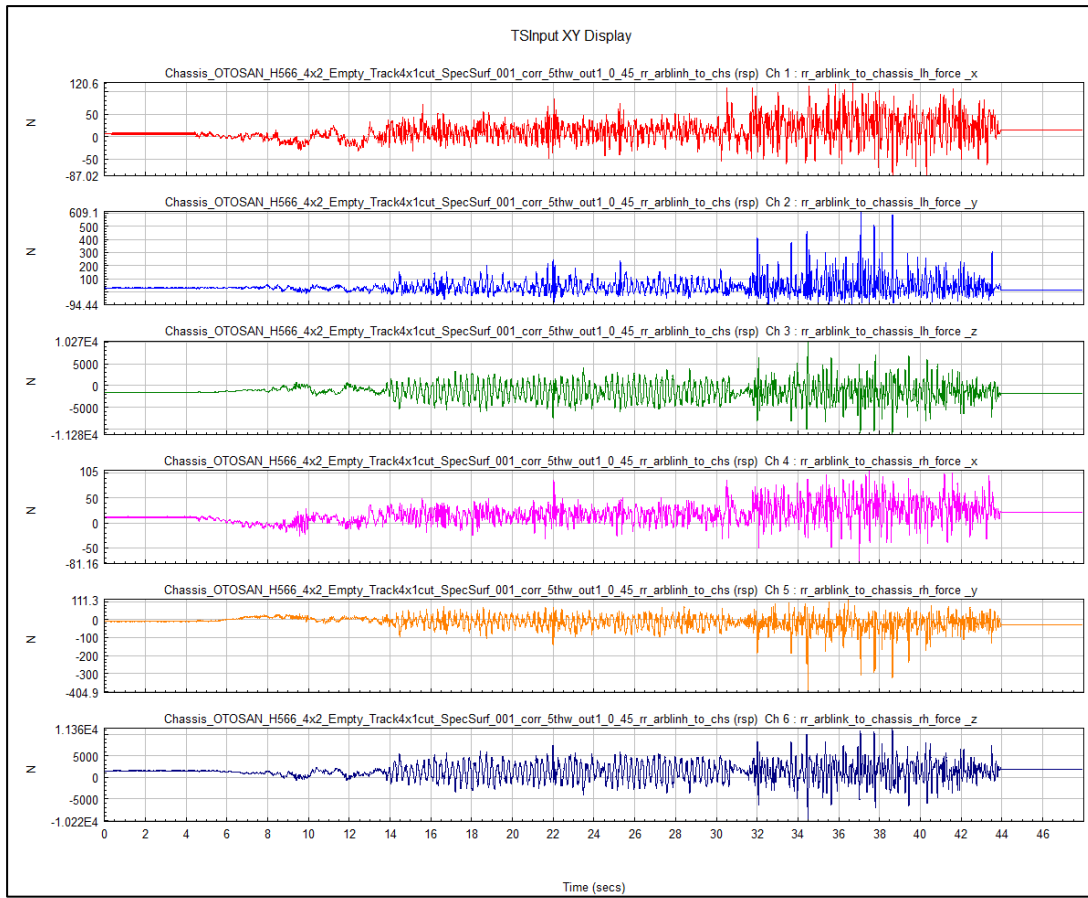
Yukarıda belirtilen momentler ARB link uzunluğundan ve y-yönünde etki eden kuvvetten yola çıkılarak hesaplanmıştır. Yol yükleme verileri Şekil 7.4'de gösterilen linkin şasiye bağlanan braket bölgesi için elde edilmiştir. Bu durum göz önüne alındığında, sadece y yönündeki kuvvetler x yönünde moment oluşturarak linkin alt tarafı olan denge çubuğu bağlantı noktasına taşınmıştır. X yönündeki kuvvetler y yönünde moment oluşturacaktır fakat y yönünde dönme serbest olduğu için x kuvvetleri moment olarak taşınmamıştır. Z yönündeki kuvvetler ise moment oluşturmamaktadır.



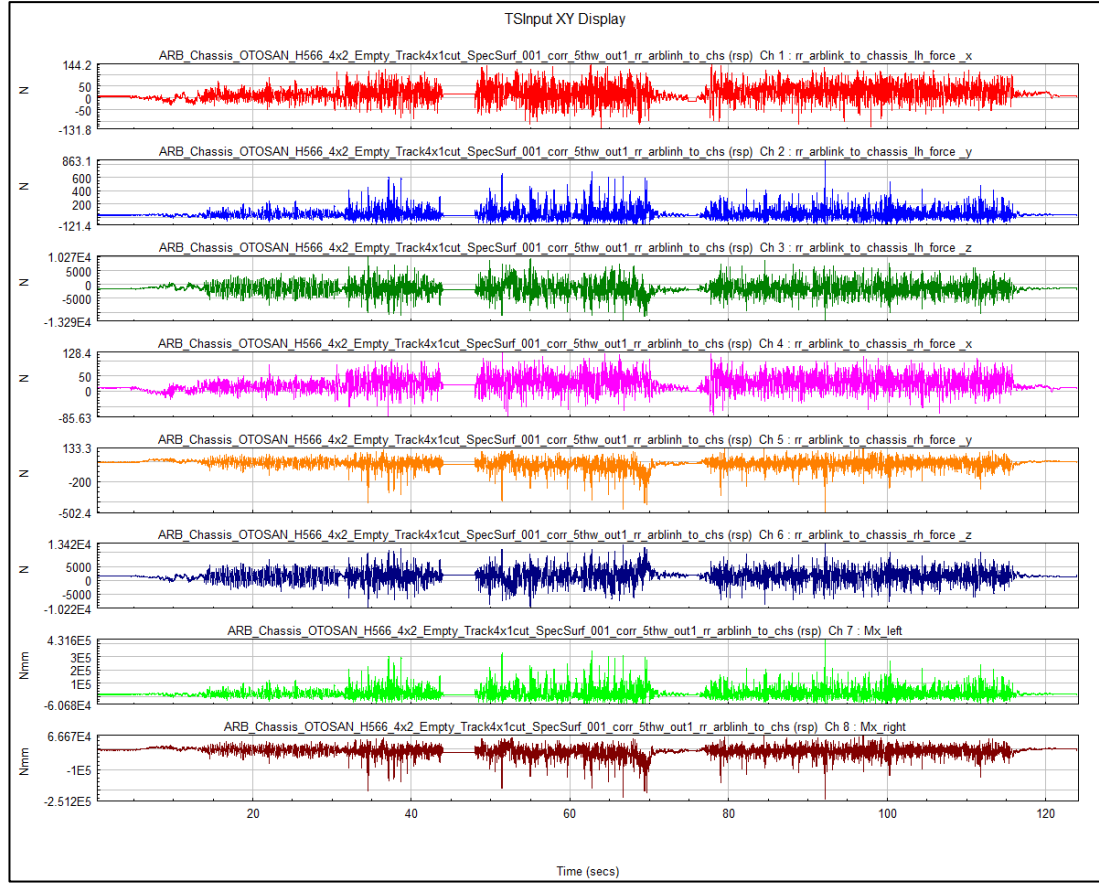
Şekil 7.4 : Yol datası- Linkten Şasiye giden yükler

Bu durum göz önüne alındığında, sekiz kanallı sonlu eleman modeli inşa edilmiştir. Şekil 7.5’de görülen pistten toplanan altı kanallı data moment için iki kanal daha eklenerek son haline getirilmiştir.

Şekil 7.4’de görülen linkten şasiye giden kuvvet değerleridir. Şekil 7.5’de analiz girdisi olarak kullanılacak, denge çubuğuna gelen yükler görülmektedir. Altı eksenenden toplanan yükler N_Code programı kullanılarak zaman bağlı olarak denge çubuğu burç gözüne uygulanıp, strain gage lokasyonu üzerine gelen gerinimlerin zamana bağlı çıktıları alınabilmektedir.

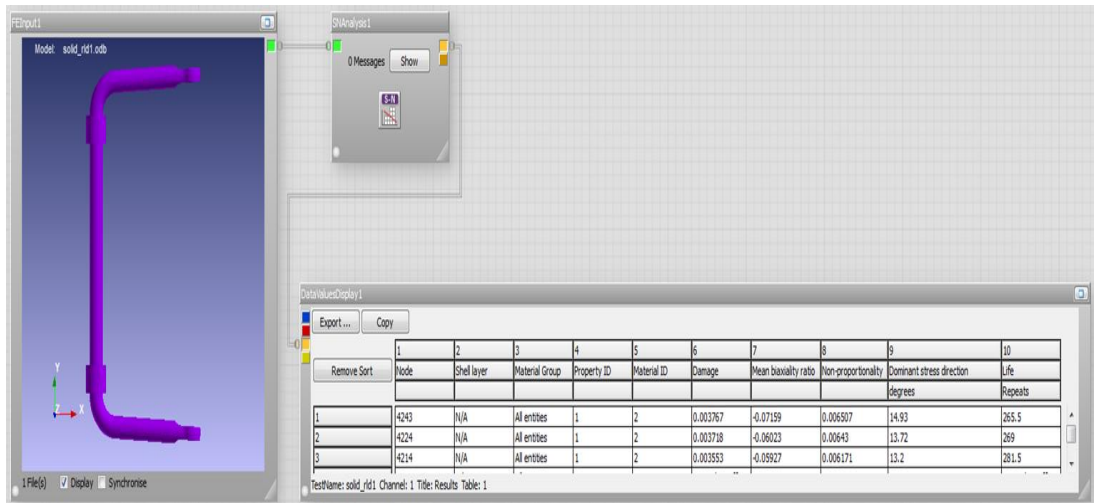


Şekil 7.5 : ARB üzerine gelen 6 eksenli yük değerleri



Şekil 7.6 : İşlenmiş data: ARB üzerine gelen 8 eksenli yük değerleri

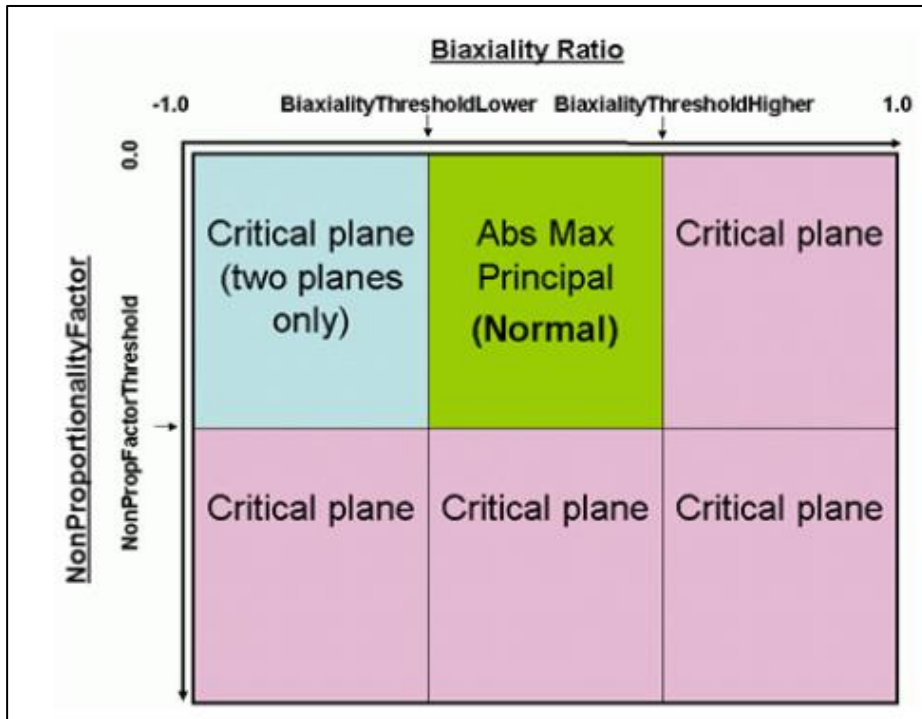
Yol testi birbirinden farklı parkurlardan ve bu parkurların çeşitli tekrarlarından oluşmaktadır. Zaman serileri kullanılarak, test parkurunda toplanan datalar birleştirilmiştir. Sonuç olarak; 24 ayrı parkurdan toplanan değerler, test aracının o bölgede koşacağı adetler ile büyütülmüş ve parkurlar birleştirilmiştir.



Şekil 7.7 : Ncode çıktısı.

Şekil 7.7’de kurulan döngüde öncelikle Abaqus’de oluşturulan model sonlu elemanlar girdisi olarak döngüye sokulmuştur. FE girdisindeki yüklemeler her eksen için birim yüklü analizi koşturulan modelin çıktısıdır. Toplanmış altı serbestlik dereceli sekiz kanallı yükleme datası ise programın SN döngüsünde FE girdisi ile eşleştirilmiştir. Bu eşleştirme sonucu olarak hasar elde edilmiştir.(Şekil 7.7)

Yorulma analizinde kritik düzlem yaklaşımı ve mutlak maksimum asal gerilme kombinasyon yöntemleri uygulanmıştır. Kritik düzlem yaklaşımında; her adımda düzlemler döndürülerek en çok gerilmenin bulunduğu düzlemdeki hasar hesaplanarak gerilme tensörü belirlenir. Parçaya yapılan yüklemeler, birden çok asal eksen oluşur ve zamana bağlı bu yüklemeler ile asal eksen sürekli değişir ise söz konusu yüklemeler orantısız (non-proportional) olarak nitelendirilir. Programda çözüm için Şekil7.8’de görüldüğü gibi iki eksenlilik ve orantısızlık faktörlerinin kesişimi olan maksimum normal gerilme hipotezi seçilmiştir.[18]



Şekil 7.8 : Stres kombinasyon methodu seçme.

8. SONUÇLAR

Denge çubuğu araç süspansiyonunun en önemli parçalarından biridir, kullanımında temel yaklaşım, denge çubuğunun deplasman çalışma aralığında çubuğu test etmektir. Yorulma ömrü için diğer önemli parametre ise malzeme tayinidir. Denge çubuğu imalatında kullanılan süreçlerde ısıtma işlemi, bilyalı dövme, büküm prosesi ile şekil verme, doğrultma gibi prosesler bulunmaktadır. Bu proseslerin her biri ham malzemenin özelliklerinin değişimine ve yorulma ömründe iyileşmeye katkıda bulunmaktadır. Isıtma işlemi ve iyileşme etkilerini de malzeme kartına tanıtabilmek amacıyla malzeme SN'i yerine parça SN'i kullanılmıştır. Böylelikle parametrelerin tespiti sırasında yapılacak kabul hatalarının önüne geçilmiştir. Yükleme koşullarının çıkarımında kabullere yer verilmemiş olup, araçtan yük datası toplanmış ve datalar yük uygulanma noktası olan denge çubuğu gözüne ötelenmiştir. Eş zamanlı olarak rig testinden toplanan denge çubuğu gerilme dataları da bilgisayar destekli analiz sonuçlarının korelasyonunda kullanılmış ve yaklaşım sorgulanabilmiştir. Yorulma analizi; toplanan altı eksenli yol datası ve tasarım gerinim-çevrim eğrisi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Kurulan yorulma döngüsü ile bilgisayar destekli analiz yöntemleri kullanılarak her iki parça için de hasar tespit edilmiş ve karşılaştırılmış olunur.

Bu çalışmada iki farklı sonuç elde edilmiştir, bunlarda birincisi rig testleri sırasında mikroyapı incelemeleri sonucunda çıkan tespitlerdir. Dekarbürizasyon gibi yüzey kusurları dekarbürizasyon tespit edilen bölgede sertlik azalmasına neden olmaktadır. Deneysel tasarımlar yorulma ömrü ve dekarbürizasyon arasındaki ilişkiyi anlamak için yapılmıştır. İlk denemede, sıcak büküm üretim operasyonunda kabuk soydurulmamış boru çubukları kullandı. İki mesnet arasında kalan bölgede yüksek dekarbürizasyon olduğu ve omuzlarda tufal atılmasına rağmen bu bölgede tufal atılamadığı için FE analizinin aksine parçada kırılma bu bölgede gerçekleşmiştir. Peeling işlemi, dekarbürizasyonu azaltarak parçanın yorulma davranışını iyileştirmek için yapılmıştır. İstatistiksel B10 ömrüne göre, kabuk soydurma işlemiyle 3,2 kat ömür iyileştirilmiştir. Bu çalışma ile dekarbürizasyon ile yorulma ömrü arasında ters ilişki olduğu kanıtlanıyor.

İkinci çalışma ise; FE analizi, strain korelasyonları ve ömür analizleri ile onay metodolojisi sunarak ürün geliştirme mühendisliği uygulamalarında onay sürecinde zamandan ve maliyetten kazanç sağlanmaktadır. Yeni boru denge çubuğu tasarımını belirlemek için mevcut dolu denge çubuğundan test parkurundan ve rig testinden strain değerleri toplanmıştır. Bu metodoloji ile yol datası ARB modeline uygulandı ve eski ve yeni denge çubuğu dizaynlarının karşılaştırılması yapıldı. İlgili verilerle tüm model çalışırken, kritik sıcak noktalar seçildi ve karşılaştırıldı. Sanki-hasar olarak sunulan en kritik alan sonuçları Tablo 8.1’de verilmiştir.

Çizelge 8.1: Sanki-hasar sonuçları

	Boru Denge Çubuğu	Dolu Denge Çubuğu
Sanki-hasar	8	77

Sonuç olarak iki parça bilgisayar ortamında sonlu elemanlar metodu ve yorulma analizi yardımıyla karşılaştırılmış ve her iki parça için bulunan hasar değerleri bulunmuştur. Bulunan Hasar değerleri sadece karşılaştırma için kullanılmış olup parçaya onay vermek için yeterli değildir.

İlk numune aşamasında yapılan son tasarım denge çubuğu ile geometrik olarak aynı özelliklere sahip, 33MnB5 malzeme ile soğuk büküm prosesiyle üretilen denge çubukları araç üzerinde Lommel test parkurunda %150 koşarak araç dayanım testine tabi tutulmuş ve testi başarı ile tamamlamıştır. Parçalar test edilmeden önce rig testine alınmış ve ömür değerleri çıkarılmıştır. Soğuk büküm çubuk testi tamamladıktan sonra tekrar rig testine bağlanmış ve kalan ömür tespit edilmiştir. Test sonuçları Çizelge 8.2 ve Çizelge 8.3’te verilmiştir.

Çizelge 8.2 : Soğuk büküm boru denge çubuğu rig test sonuçları

Numune#	Ömür(Çevrim)	Kırılma Lokasyonu
1	32376	Omuz bölgesi
2	32826	Omuz bölgesi
3	38546	Omuz bölgesi

Çizelge 8.3 : Dayanım testinde kullanılan denge çubuğunun rig test sonuçları

Numune#	Ömür(Çevrim)	Kırılma Lokasyonu
1	32178	Omuz bölgesi

Araç dayanım testinden çıkan parçada burç aşınması görülmemiş fakat parça rig testine bağlandıktan sonra yaklaşık 3000. çevrimde burçlarda aşınma görülmüştür.

Yapılan deneylerin ışığında araç dayanım testi denge çubuğu üzerinde major deformasyonlar oluşturmamış ve parçanın ömründe test sonrasında minör düşüş tespit edilmiştir. Buna göre parça ile yapılan tüm testler ve sanki-hasae ömürlerine göre parça seri imalata alınabilmesi için mühendislik onayı verilmiştir.

Bu çalışmada arka denge çubuğunun tasarımında ürün geliştirme sürecinin temel adımları uygulanmıştır. Konsept tasarım sürecinden itibaren bir denge çubuğunun tasarımı için kısıtlar belirlenip, imalat ve tasarım esasları ortaya konulmuştur. Yeni tasarım ve eski tasarım sanal ortamda modellenerek bilgisayar destekli sonlu elemanlar yöntemiyle yapısal dayanım analizi ile doğrulaması sağlanmış, yorulma analizi ile her iki yapının araç üzerindeki ömrü belirlenmiş ve testlerle doğrulaması yapılmıştır.

KAYNAKLAR

- [1] **Kuralay, N. S.** (2008). Motorlu Taşıtlar: Temel ve Tasarım Esasları, Yapı Elemanları Cilt 1 tahrik ve Sürüş Sistemleri. TMMOB, İzmir.
- [2] **Süspansiyon Sistemleri.** (2005). MEGEP (Mesleki Eğitim ve Öğretim Sistemleri Güçlendirme Projesi), Ankara.
- [3] **Topaç, M.M., Kuralay, N.S.** (2009). Yolcu Otobüsü Stabilizatörünün Bilgisayar Destekli Tasarımı, (Makale), Mühendis ve Makina Cilt:50 Sayı:594
- [4] **Society of Automotive Engineers, IN. (SAE),** (1990). *Spring Design Manual*
- [5] **Ereke, M.** (2013). Taşıtlarda ömür testleri ders notları, İstanbul Teknik Üniversitesi, Ders Sunum 1-8.
- [6] **Duruş, M.**(2012). Ağır Ticari Araç Havalı Süspansiyonunda Kullanılan Z Tipi Makas Tasarımı(Yüksek Lisans Tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- [7] **Url-4** <<http://academic.uprm.edu/pcaceres/Courses/INME4011/MD-6A.pdf>>, alındığı tarih 21.03.2015
- [8] **Berhanu, G.**(2011).Vibration Durability Testing and Design Validation Based on Narrow Frequency Band. Blekinge Institute of Technology, Sweden.
- [9] **Shigley's Mechanical Engineering Design, 9th Edition**,McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering, New York.
- [10] **Arıdur, S.**(2004). Rainflow Calculation by Rainflow Counting Method (Yüksek Lisans Tezi). Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Ankara.
- [11] **Yolaç, D.**(2012). Bir Yolcu Otobüsünün Farklı Yol Kategorilerine Göre Ömrünün Hesaplanması (Yüksek Lisans Tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- [12] **Palma, E. S., Santos, E. S.**(2001). Cumulative Fatigue Damage in an Automobile Stabilizer Bar: Correlation between Laboratory and Road Experiments, SAE Technical Paper Series, Paper No: 2001-01-3175
- [13] **Thi, T., V.** (1999). Automated Torsion Bar Design for Vehicle Suspension System, MS Thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Louisville
- [14] **Shinde, P., Patnaik, M.M.M.**(2013). Parametric Optimization to Reduce Stress Concentration at Corner Bends Of Solid and Hollow Stabilizer Bar, IJRAME Technical Paper Series, Paper No: 2321-3051
- [15] **George D.Quinn, Robert Gettings and Lewis K. Ives,** A standard reference material for Vickershardness of ceramics and hard metals, National Institute for Standards and Technology, Gaithersburg, MD, USA

- [16] **Roger N. Wright.** (2010) A Modern Look at Decarburization, Work Sponsored by a FIERF Graduate Fellowship at Rensselaer Polytechnic Institute, Final Report
- [17] **Kuntay,A., İpek, G., Güngör, S.** (2004). Hızlandırılmış Ömür Test Prosedürü Geliştirilmesi, Otekon Kongre Kitabı
- [18] **DesignLife Fatigue Theory Guide,** HBM United Kingdom Limited, UK.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad : Neslihan Sayılğan
Doğum Yeri ve Tarihi : Fatih, 16/03/1990
E-Posta : nsayilga@ford.com.tr

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2012, İstanbul Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü
- **Yüksek Lisans** : 2015, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Katı Cisimlerin Mekaniği

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER: Ford Otosan Şasi Mühendisliği – Havalı Süspansiyon Sistemleri (2012 -)