

**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**AĞIR TİCARİ ARAÇ HAVALI SÜSPANSİYONUNDA KULLANILAN  
Z TİPİ MAKAS TASARIMI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Mahmut DURUŞ  
(503111506)**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Katı Cisimler Mekaniği Programı**

**Tez Danışmanı: Öğr. Gör. Dr. Levent KIRKAYAK**

**EYLÜL 2014**



İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503111506 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Mahmut DURUŞ**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**AĞIR TİCARİ ARAÇ HAVALI SÜSPANSİYONUNDA KULLANILAN Z TİPİ MAKAS TASARIMI**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

**Tez Danışmanı :**      **Öğr. Gör. Dr. Levent KIRKAYAK**      .....

İstanbul Teknik Üniversitesi

**Jüri Üyeleri :**      **Prof. Dr. Ata MUGAN**      .....

İstanbul Teknik Üniversitesi

**Prof. Dr. Serdar BARIŞ**      .....

İstanbul Üniversitesi

**Teslim Tarihi :**      **02 Eylül 2014**  
**Savunma Tarihi :**      **10 Eylül 2014**



*Aileme,*



## ÖNSÖZ

Yüksek lisans eğitimim boyunca gerçekleştirdiğim tüm akademik çalışmalarda ilgisini ve desteğini esirgemeyen, değerli hocamlarım ve tez danışmanlarım Dr. Levent Kırkayak'a ve Dr. Kubilay Yay'a,

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 Ergün Tutuk, Ufuk Özdemir, Kağan Kozan ve Aykut Ceyhan'a,

En çok da tüm hayatım boyunca sevgi, destek ve özverilerini esirgemeyen annem Azize Duruş'a, babam Mehmet Duruş'a, kardeşim Ceyda Duruş'a, sevgili eşim Selin'e ve dostlarıma teşekkür ederim.

Eylül2014

Mahmut DURUŞ  
(Makina Mühendisi)





## İÇİNDEKİLER

### Sayfa

<b>ÖNSÖZ</b> .....	vii
<b>İÇİNDEKİLER</b> .....	ix
<b>KISALTMALAR</b> .....	xi
<b>ÇİZELGE LİSTESİ</b> .....	xiii
<b>ŞEKİL LİSTESİ</b> .....	xiii
<b>ÖZET</b> .....	xvii
<b>SUMMARY</b> .....	xix
<b>1. GİRİŞ</b> .....	1
1.1 Giriş ve Çalışmanın Amacı .....	1
<b>2. SÜSPANSİYON SİSTEMİ</b> .....	3
2.1 Süspansiyon Sisteminin Görevleri .....	3
2.2 Havalı Süspansiyon Sistemleri .....	4
2.3 Yaprak Yay Çeşitleri .....	5
2.3.1 Konvansiyonel yaprak yaylar.....	6
2.3.2 Parabolik yaprak yaylar .....	7
2.3.3 Havalı süspansiyon makasları .....	8
<b>3. YORULMA TEORİSİ</b> .....	11
3.1 Yorulma.....	11
3.2 Yorulma Yaklaşımları .....	14
3.2.1 Toplam ömür yöntemi.....	15
3.3 Taşıtlarda Hızlandırılmış Ömür Testleri ve Uygulanan Teori .....	18
3.3.1 Düşey yol pürüzlülük uyarılarına taşıtın cevabının matematiksel modeli	19
3.4 Sinyal İşleme Yöntemleri.....	21
3.4.1 Peak valley .....	21
3.4.2 Level crossing .....	22
3.4.3 Range pair .....	24
3.4.4 Rainflow .....	24
<b>4. YAPRAK YAY TASARIMI</b> .....	29
4.1 Profil Seçimi.....	29
4.2 Yay Tasarım Hesapları.....	32
<b>5. HAVALI SÜSPANSİYON İÇİN Z-TİPİ MAKAS TASARIMI</b> .....	37
5.1 Tasarım Hesapları .....	40
<b>6. YAPRAK YAY LABORATUVAR TESTLERİ VE BİLGİSAYAR DESTEKLİ ANALİZ</b> .....	45
6.1 Laboratuvar Testleri .....	45
6.2 Yol Datası Toplama Çalışması.....	52
6.3 Bilgisayar Destekli Analiz Sonuçları .....	55
<b>7. YORULMA HESABI</b> .....	65
7.1 Malzeme Datasının Çıkarımı .....	65
7.2 Yorulma Hesabı.....	66

<b>8. SONUÇLAR .....</b>	<b>77</b>
<b>KAYNAKLAR.....</b>	<b>79</b>
<b>EKLER.....</b>	<b>81</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ.....</b>	<b>91</b>

## **KISALTMALAR**

<b>K&amp;C</b>	: Kinematic& Compliance Test
<b>FEM</b>	: Finite Element Model
<b>FEA</b>	: Finite Element Analysis
<b>WFT</b>	: Wheel Force Transducer
<b>ALLWK</b>	: External Work for Model
<b>ALLSE</b>	: Strain Energy for Model
<b>ALLAE</b>	: Artificial Strain Energy for Model
<b>SG</b>	: Strain Gauge



## ÇİZELGE LİSTESİ

	<b><u>Sayfa</u></b>
<b>Çizelge 6.1</b> :Çift katlı Z-Tipi makas kırılma çevrimleri.....	46
<b>Çizelge 6.2</b> : Tek katlı Z-Tipi makas kırılma çevrimleri.....	47
<b>Çizelge 6.3</b> : Dayanım testinden çıkan makasların rig test sonuçları.....	51
<b>Çizelge 6.4</b> :Çift ve tek katlı Z-Tipi makas yaykatsayıları & çevrim bazlı değişimi .	51
<b>Çizelge 6.5</b> :Çift kat makas FE model detayları.....	56
<b>Çizelge 6.6</b> :Tek ve çift kat makas yay katsayılarının FE ve test karşılaştırması.....	59
<b>Çizelge 7.1</b> :FE Model ve SG lokasyonunda oluşan hasarlanma sonuçları .....	71
<b>Çizelge 8.1</b> : Çift kat makas korelasyon sonuçları .....	78



## ŞEKİL LİSTESİ

### Sayfa

Şekil 2.1 :Süspansiyon sistemi örneği. ....	3
Şekil 2.2 : Ağır ticari araçlarda kullanılan havalı süspansiyon sistemi örneği. ....	5
Şekil 2.3 : Konvansiyonel tip makas örneği .....	7
Şekil 2.4 : Parabolik tip makas örneği. ....	8
Şekil 2.5 :Havalı süspansiyon makas örneği. ....	9
Şekil 2.6 :Makaslı havalı süspansiyon örneği.....	9
Şekil 3.1 :Monoton ve dinamik yükleme örnekleri. ....	11
Şekil 3.2 : a) Kırılma evreleri b) Kırılma örneği.....	13
Şekil 3.3 : Yorulma deneyi – Döner mil deney düzeneği.....	14
Şekil 3.4 : Süspansiyonun farklı parçalarında oluşan gerilme-zaman grafikleri. ....	14
Şekil 3.5 : Taşıtlarda yükleme koşulları. ....	15
Şekil 3.6 : Örnek S-N diagramı. ....	16
Şekil 3.7 : İki akslı tam taşıt modeli. ....	20
Şekil 3.8 :Peak valley yöntemi ile ayıklama şekilleri.....	21
Şekil 3.9 :Filtrelenmiş data örneği.....	22
Şekil 3.10 :Level crossing yöntemi ile çevrim oluşturma örneği .....	23
Şekil 3.11 :Range pair yöntemi ile çevrim oluşturma örneği .....	24
Şekil 3.12 :Kapalı histerisis çevrim.....	25
Şekil 3.13 :Zaman tabanlı yorulma analiz yaklaşımı. ....	26
Şekil 3.14 :Frekans tabanlı yorulma analiz yaklaşımı. ....	26
Şekil 3.15 :Rainflow yöntemi örneği.....	27
Şekil 3.16 :Rainflow yöntemi sonucu oluşan histogram örneği.....	27
Şekil 4.1 :Makas yaprak profilleri. ....	30
Şekil 4.2 :Makas göz kıvrım tipleri. ....	31
Şekil 4.3 :Konvansiyonel tip makas bağlı durumdaki aktif alanları.....	32
Şekil 4.4 :Parabolik makaslar için dikey katsayı faktörü grafiği .....	34
Şekil 4.5 :Makas göz hesabına etkileyen parametrelerin şematik gösterimi.....	35
Şekil 5.1 : Parabolik çift katlı z-tipi yay örneği.....	38
Şekil 5.2 :Makas göz kıvrım detay. ....	39
Şekil 5.3 :Tam ve Z-Tipi makas kabulleri .....	40
Şekil 5.4 :Parabolik makas dikey katsayı tespiti $H=0.225$ , $Be=1$ .....	41
Şekil 5.5 :Makas formülasyonları.....	42
Şekil 6.1 :: Z-Tipi makas test düzeneği. ....	46
Şekil 6.2 :Çift katlı Z-Tipi makas kırılma örneği. ....	48
Şekil 6.3 :Tek katlı Z-Tipi makas kırılma örneği .....	48
Şekil 6.4 :Çift katlı Z-Tipi makas kırılma çevrimleri üzerinden B10 hesabı. ....	49
Şekil 6.5 :Tek katlı Z-Tipi makas kırılma çevrimleri üzerinden B10 hesabı. ....	50
Şekil 6.6 :Lommel test parkuru. ....	52
Şekil 6.7 :Test aracı ve koordinat sistemi.....	53
Şekil 6.8 :WFT takılmış aks. ....	54
Şekil 6.9 :Strain gauge bağlanmış makas ve bağlantı lokasyonu .....	54

Şekil 6.10 :Çift kat makas FE modeli detay görüntü.....	55
Şekil 6.11 :Çift kat makas rig test FE modeli.....	56
Şekil 6.12 :Tek kat makas rig test FE modeli.....	57
Şekil 6.13 :FE modeli sınır şartları.....	58
Şekil 6.14 :FE modeli yük uygulama noktası.....	58
Şekil 6.15 :Tek kat makas deplasman sonuçları.....	59
Şekil 6.16 :Çift kat makas deplasman sonuçları.....	60
Şekil 6.17 :Tek kat makas FE sonuçları (Absolute Maximum).....	61
Şekil 6.18 :Tek kat makas FE sonuçları (Von Mises) . .....	61
Şekil 6.19 :Çift kat makas FE sonuçları.....	62
Şekil 6.20 :Tek kat makas FE çıktıları, ALLWK.....	63
Şekil 6.21 :Tek kat makas FE çıktıları, ALLSE.....	63
Şekil 6.22 :Tek kat makas FE çıktıları, ALLWAE.....	64
Şekil 6.23 :Tek kat makas FE çıktıları, ALLWK, ALLSE, ALLAE.....	64
Şekil 7.1 :Makas SN Grafiği, 52CrMoV4.....	66
Şekil 7.2 :Makas üzerinden toplanan gerinim değerleri, rezonans parkuru .....	67
Şekil 7.3 :Makas gözü üzerine gelen 6 eksenli yük değerleri, rezonans parkuru .....	67
Şekil 7.4 :SG lokasyonundan toplanan gerinim ve FE sonuç karşılaştırması.....	68
Şekil 7.5 :FE model SG lokasyonu.....	68
Şekil 7.6 :Ölçülen gerinim ve FE gerinim dalarının karşılaştırılması.....	69
Şekil 7.7 :FE Model üzerinden SG lokasyonunda oluşan hasarlanma döngüsü .....	70
Şekil 7.8 :SG’de ölçülen gerinimler üzerinden hasarlanma döngüsü.....	70
Şekil 7.9 :Çok eksenli yükleme gerilme hesap döngüsü .....	72
Şekil 7.10 :Ncode SN analiz döngüsü ve yükleme durumu.....	73
Şekil 7.11 :Çift kat makas hasarlanma sonuçları.....	73
Şekil 7.12 :Çift kat makas hasarlanma sonuçları, detay . .....	75
Şekil A.1 : Çift kat makas gözü FE modeli detay görüntü.....	82
Şekil A.2 :Makas gözü kontak yüzey detay görüntü . .....	82
Şekil A.3 :Makas gözü kontak yüzeyleri; burç, yanal pullar, tüp .....	82
Şekil A.4 :Çift kat makas katları temas detay görüntü.....	83
Şekil A.5 :Makas katları kontak yüzey detay görüntü .....	83
Şekil A.6 :Makas katları kontak yüzeyleri; makas gözü alt ve üst yüzey.....	83
Şekil A.7 :Çift kat makas merkez bağlantısı FE modeli detay görüntü.....	84
Şekil A.8 :Çift kat makas merkez bağlantısı kontak yüzeyler detay görüntü.....	84
Şekil A.9 :Merkez bağlantısı kontak yüzeyleri.....	84
Şekil A.10 :Çift kat makas alt kat FE modeli detay görüntü.....	85
Şekil A.11 :Çift kat makas ana kat FE modeli detay görüntü.....	85
Şekil A.12 :Oturma braket FE modeli detay görüntü.....	85
Şekil A.13 :Makas gözü burcu FE modeli detay görüntü.....	86
Şekil A.14 :Makas yan destek pulları FE modeli detay görüntü .....	86
Şekil A.15 :Makas gözü bağlantısı – askı braket FE modeli detay görüntü.....	86
Şekil A.16 :Test düzeneği bağlantı braketleri FE modeli detay görüntü.....	87
Şekil A.17 :Makas şimleri ve merkez civatası FE modeli detay görüntü.....	87
Şekil A.18 :Test düzeneği bağlantı civataları FE modeli detay görüntü.....	87
Şekil B.1 :Çift kat makas FE çıktıları, ALLWK.....	88
Şekil B.2 :Çift kat makas FE çıktıları, ALLSE.....	88
Şekil B.3 :Çift kat makas FE çıktıları, ALLAE.....	89
Şekil B.4 :Çift kat makas FE çıktıları, ALLWK, ALLSE, ALLAE.....	89
Şekil C.1 : Çif kat makas ömür testi tamamlanmış B10 hesabı.....	90



## AGIR TICARI ARAÇ HAVALI SÜSPANSİYONUNDA KULLANILAN Z TİPİ MAKAS TASARIMI

### ÖZET

Bu çalışmada, havali süspansiyon sistemlerine entegre edilerek kullanılan Z tipi makasların yorulma ömür tespiti ve parça dayanım özelliklerinin belirlenmesi hedeflenmiştir. Makasın tasarım yük kriterleri belirlenmiş ve parametreler üzerinden makas merkez - göz kalınlık ve parabolik eğri hesaplamaları yapılmıştır. Taşıtın ömrüne karşılık gelen test parkuru seçilmiş, teker merkezinden kuvvet-moment ölçümleri ve makas 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 makasa gelen yüklere dönüştürülmüştür. Toplanan yük dataları sonlu elemanlar analizinde yükleme olarak, gerinim dataları ise korelasyon için kullanılmıştır. Sonlu elemanlar sınır koşulları araçtaki duruma uyumlu şekilde basitleştirilmiş ve modele yansıtılmıştır. Sonlu elemanlar modeline uygun şekilde gerçek zamanlı bir parça test düzeneği oluşturulmuş ve seçilen farklı yükleme koşullarında parçalar test edilmiştir. Elde edilen bu parça bazlı kırılma bölgeleri ve çevrim sayıları sonucunda yorulma çarpanları bulunmuş ve malzemenin gerinim-ömür grafiğinden parçanın gerinim-ömür grafiği elde edilmiştir. Gerinim-ömür grafikleri parçanın hem sonsuz ömrünün bulunmasına hem de rig test hızlandırma çalışmalarında kullanılabilir duruma gelmiştir. Toplanan ve araç süspansiyon kinematiğine göre dağıtılan yükler makasın yük alma bölgesi olan göz bölgesine gelen yüklere dönüştürülmüş ve yükleme dataları uygun şekilde ayıklanmıştır. Makas gözüne gelen altı eksenli kuvvetlerin etkin olan yükleme yönleri tespit edilmiş ve sonlu elemanlar modelinde makas gözünden birim yük olarak uygulanmıştır. Birim yüklü sonlu elemanlar analizi, aynı yöne karşılık gelen yol data yükleri ile eşleştirilerek hasar analizi yapılmıştır. 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 ve 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. Validasyon sürecinde araç testi de tamamlanmıştır. Araçtan çıkan parçalarda rigde yorulmaya devam edilmiş ve araç testi sonrası kalan ömrü tahmin edilebilmiştir. Sonuç olarak, tasarımı deplasman bazlı öngörüler ile hesaplanamayan havali süspansiyon kullanımlı Z-tipi makasların rig test ömrü belirlenmiştir.



## **DESIGN OF Z TYPE LEAF SPRING FOR HEAVY DUTY VEHICLE AIR SUSPENSION SYSTEMS**

### **SUMMARY**

In this study, fatigue life calculation and system design specifications of Z\_Type leaf spring that is integrated to air suspension system is aimed. Design and load criterion of leaf spring are designated. Design load of Z type leaf spring is determined by the geometric proportionality between air spring, axle and leaf spring eye center distances. Road load is directly distributed from axle center and then air spring and leaf spring will react from their loading points. Because of that type loading distribution, leaf spring loading condition could not be directly correlated by axle displacement so the durability criteria. Standard leaf spring test procedure applies maximum displacement which is the distance between metal-to-metal and rebound. Test cycle of the specified input is 100,000 cycle and it comes from the experience of the vehicle manufacturer. Even the standard test procedure was proven; test does not have a correlation directly to the every design. In addition to the vertical loading scenario, longitudinal loading scenario is also differs because of the air suspension system kinematic and compliance behaviours. Z type leaf springs have dominant loadings on both vertical and longitudinal direction so eye thickness calculation limits also differs. Leaf spring eye thickness and parabolic curve calculations are done without using current corrections and adapted to Z type leaf spring.

Proving ground test area corresponding to lifetime of the vehicle is selected. 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. Force and moment measurement, totally six different channels for every axle, are done from the wheel center from proving ground and selected customer usage areas. 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 Z type leaf spring 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 leaf spring load after combining with the data gathered at the accelerated road test.

Finite element model is constructed that simulates boundary condition of the vehicle and test rig. Boundary conditions of finite elements are simplified suitably and implemented to the model. Leaf spring is modelled with hexahedral elements and the element size is decreased until get enough convergency. After pre-process phase, two different correlations are done to understand the accuracy. First of all, leaf spring eye displacement was measured via test rig and same boundary conditions are applied to finite element model. The difference between the results can be corrected by changing elastic modulus at a certain level otherwise the model should be updated.

Mathematical model correlation can be done with the leaf spring rate test results. Standard solutions for leaf springs should be updated and vertical rate should be optimized. The difference for the mathematical model is the leaf spring geometry. Z type leaf spring behave as half spring because air spring mounting section has a short length and do not have a parabolic section. Mathematical model was updated as a half spring and suitable vertical rate factor was found.

The collected strain data are used for finite element analysis correlation. The spring eye load that has time series data is applied on finite element analysis by using SN glyph. Collected strain data are translated to stress values and then same data are applied on SN analysis. SN Analysis glyph shows finite element and collected data damage results of the whole proving ground cycle combinations. According to the results, the difference of the damages is %14.4 and the difference can be useful to understand for finite element correlation sensitivity. Both data have time series output, by comparing the results the correlation resolution for six different loading can be meaningful.

In accordance with the finite elements model, a real time component test rig is generated and the parts are tested in selected different vertical load conditions. Six test are conducted for every specified vertical load. The load has minimum and maximum force, the minimum shows unladen condition and maximum shows laden condition of the vehicle. Obtained results of the rig tests are fracture area for FE correlation and cycle quantity for SN curve. The failure cycles of the test is changed to one cycle by statistical calculation B10 life analysis. Fatigue constants are gained so SN curve of the component is achieved. Stress-life curve enables to reach the endurance limit so 1,000,000 cycle is selected as endurance limit by the intersecting point of the slope. SN curve also provide the data that can be used for accelerated rig test studies.

Loads collected and distributed according to vehicle suspension geometry are converted to the loads reaching to eye area which is the loading area of the leaf spring. The active load directions of six-axes loads reaching to eye area of leaf spring are determined and converted to meaningful data by the use of signal processing methods. Load data selected at performed method are used directly to SN curve calculation and multiplied the durability vehicle test cycle. The result of the first step is time based stress history and the history is used for absolute maximum stress calculation. Rainflow cycle counting method is needed to simplify time series data for SN damage analysis. Same calculation is done again to take into account the multiaxiality assessment. Calculation results are checked and iteration number is defined. Damage result is under the limit of one so this means the part can complete one durability cycle.

The durability test vehicle is equipped with the design phase leaf springs and durability test is completed without failure of leaf springs. The durability result shows the damage result should below the limit, one, however even the accuracy of the analysis cannot be calculated by the outputs. To understand the analysis accuracy, the parts that completed the durability tests are repeated the rig laboratory test. Four leaf spring are tested with the same input loads and results are used to understand the remaining life of the leaf springs. The remaining life is an aspect to understand the accuracy of SN and finite element model. The accuracy of durability model is % 14.4.

As a result, rig test life of air suspension is used both the material curve calculation and remaining life analysis after durability test. Finite element correlation is performed with strain-gauge and vehicle durability test. Correlated finite element model and damage analysis methodology is determined and used for test specifications of Z-type leaf spring whose design is not calculated by displacement basis estimations.



# 1. GİRİŞ

## 1.1 Giriş ve Çalışmanın Amacı

Taşıt tasarım ve doğrulama rekabetin her geçen gün arttığı günümüz koşullarında maliyet ve zaman kazançları göz önüne alındığında daha da önem kazanmıştır. Taşıt, taşıtı oluşturan alt sistemler ve sistemleri oluşturan parçalar hem birbiri içinde uyumlu çalışmalı hem de rekabetçiliği koruyabilmek adına maliyet, ağırlık ve ömür dengesini doğru koruyabilecek tasarım içeriklerine sahip olabilmelidir. Bu dengenin doğru ve hızlı kurulabilmesi içinde hem tasarım adımlarının hem de doğrulama yöntemlerinin hızlı ve yüksek hassasiyetlerde sonuçlar verebilmesi önemlidir. Tasarım süreçleri son dönemde konvansiyonel yöntemleri bilgisayar desteği ile harmanlamıştır. Bilgisayar destekli paket programlar ile dayanım analizlerinden hesap algoritmalarına, tasarım optimizasyonlarından hareket simülasyonlarına kadar birçok işlev yerine getirilebilmektedir. Tasarım sürecini destekleyen bu tür programların doğru şekilde kullanımı içinde tasarım geliştirme ekipleri parça, sistem ve taşıt için gerekli tasarım parametrelerini ve kullanım adımlarını belirlemiş ve standartlaştırma yoluna gitmiştir. Standartlaştırma sayesinde tasarımlar hem fonksiyonel olarak hem de geometrik olarak istenen özellikleri sağladığından emin olunmuştur. Doğrulama sürecinde de benzer işlevler kullanılmış ve tasarım – doğrulama ilişkisi kurulabilmiştir.

Süspansiyon sistemleri ve sistem parçalarının validasyon süreci de aynı tasarım ve doğrulama yöntemleri uygulanarak yapılmakta fakat süreç detaylarının sisteme özgü olarak yeniden gözden geçirilerek detaylandırılması gerekmektedir. Mekanik süspansiyonlu araçların makaslarında ömür testleri sistemin davranışı gereği geometrik hareket limitleri ile ilişkili olarak test edilmektedir. Sistemin toplam deplasman sınırları yükleme koşulunu oluştururken, yorulma için süspansiyon tipine göre belirlenen çevrim adetleri belirlenmiş ve piyasa için tekil yaprak yay test prosedürleri standartlaştırılmıştır. Havalı süspansiyon sistemlerinde kullanılan makaslar ise son dönemde taşıt üreticilerinin kullanım alanlarına girmiş ve konvansiyonel makaslarda olduğu gibi standart parça test koşullarının belirlenmesi,

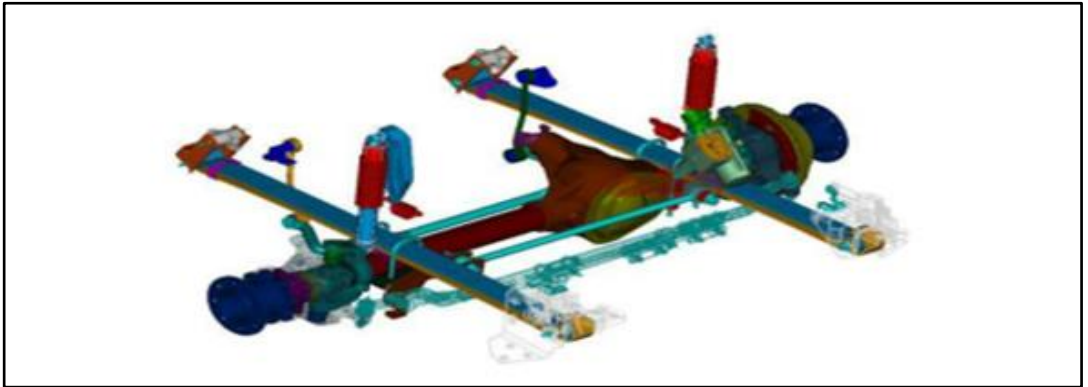
taşıt testi olamadan doğrulama ve bu sayede maliyet ve zaman kazanabilmek için önem arz etmiştir. Doğrulama basamaklarının belirlenmesi için öncelikle taşıtların bu süspansiyon sisteminde davranışları ve yükleme koşullarının doğru belirlenmesi gerekmektedir. Taşıt ömürlerinin belirlenmesi için farklı yöntemler bulunmaktadır. En temel yöntem aracın müşteri skalasının ve müşteri kitlesinin gerçek kullanım alanlarının belirlenmesi adımı ile başlar. Müşteri beklentilerini karşılayacak hedef kilometreninde belirlenmesinin ardından taşıt belirlenen güzergah ve kilometrede test edilir. Ağır ticari araçlar için hedeflenen kilometrenin 1,000,000 km olduğu düşünülürse bu testlerin tamamlanması yıllar alacaktır. Taşıt üreticileri test süreçlerini kısaltabilmek adına hızlandırılmış test parkurları tasarlamış ve test sürelerini daha makul zamanlarda tamamlamayı hedeflemiştir. Test alanları araç tipine göre farklı parkurlar, yükler ve kilometrelerde testleri gerçekleştirip taşıt ömrüne karşılık gelen test ortamını sağlamışlardır. Parkurların yol koşullarında sürekli aynı tutulması ve trafikten arınmış olması üreticilere değişkenleri azaltılmış test imkanı da verdiği için tekrarlanabilirliği yüksek testlere imkan sağlamıştır. Test parkurlarının artmasına rağmen her tasarım değişikliğinin test parkurlarında test edilmesi maliyet ve zaman anlamında elverişli olmayabilir. Bunun önüne geçebilmek için bilgisayar destekli analizler, yol dataları ve parça dayanım testleri kullanılarak mali ve zaman kazancı sağlanabilmekte, farklı tasarımlar kolaylıkla test edilebilmektedir. Yol datası toplanması ilk adımdır. Belirlenen taşıtın üzerine bağlanan data toplama cihazları sayesinde hızlandırılmış test parkurunda parçalara gelen gerinimler ve gerilmeler ölçülebilmektedir. Ölçülen datalar bilgisayar destekli analiz programları yardımıyla istenen bölgelere dağıtmakta ve dayanım analiz programlarına girdiler sağlanabilmektedir. Sağlanan girdiler bilgisayar ortamında modellenen parçalara uygulanmakta ve farklı yöntemlerle dayanım sonuçları hesaplanabilmektedir. Önemli diğer bir nokta ise kurulan modellerin kalibrasyonunun doğru şekilde yapılmasıdır. Bu noktada da parça testleri, parçalardan ve malzemedan alınan ölçümler ön plana çıkmaktadır. Belirtilen doğrulama ve tasarım adımlarının yeni tasarımılanan parçalarda uygulanabilmesi ve standartlar elde edilmesi elde edilen çıktıların ve süreçlerin elverişliliğini belirlemektedir.



## 2. SÜSPANSİYON SİSTEMİ

### 2.1 Süspansiyon Sisteminin Görevleri

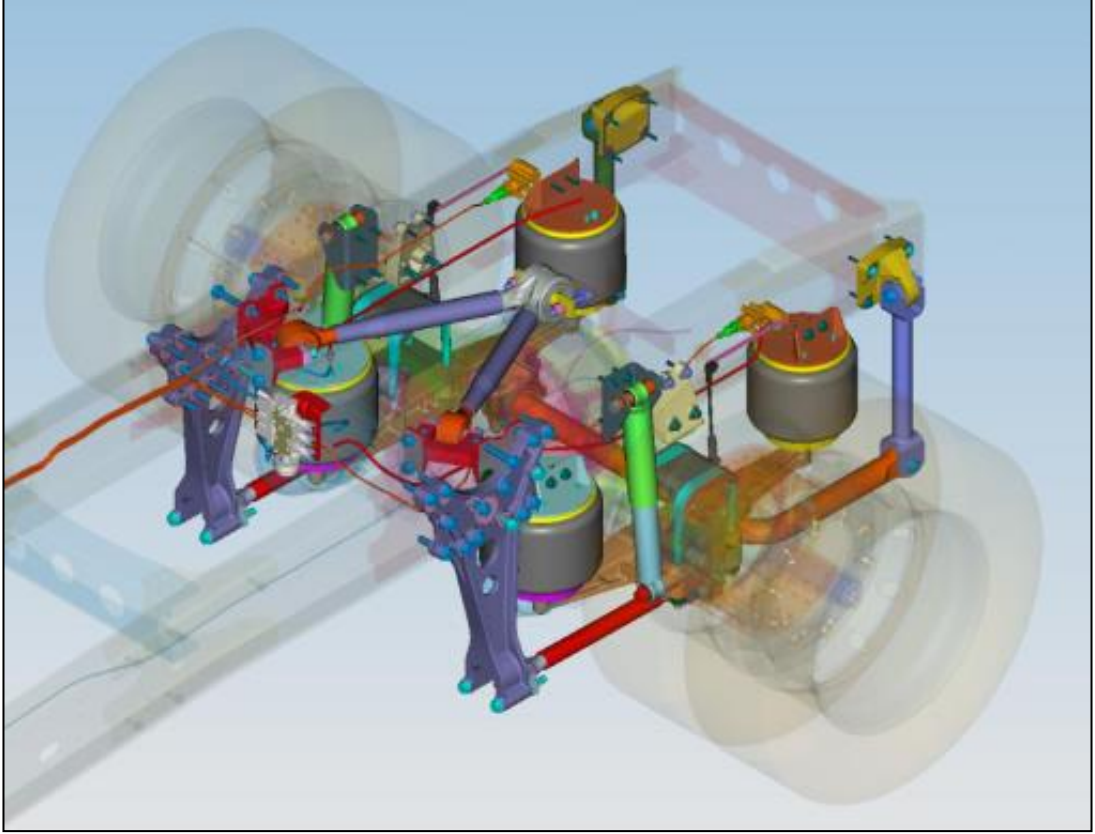
Taşıtlar yoldaki pürüzlülükler ve araç manevraları sonucu ortaya çıkan kuvvetlerin etkilerinden hem konfor hem de araç dinamiği açısından farklı çıktılarla etkilenir. Bu çıktıları doğru yönlendirmek, konfor ve araç dinamiği özelliklerini daha kullanıcı dostu hale getirebilmek adına süspansiyon sistemleri kullanılır. Temelde süspansiyon sistemleri, yoldan gelen darbeleri titreşimlere dönüştürerek sönümler ve aracın yol tutuşuna yardımcı olur. Süspansiyon sistemleri tekerlek askı sistemleri ile şasi (karoser) arasına konumlanır. Sönümleme elemanı olarak tekerler yoldan gelen titreşimleri yaylanmayan kütleyle, süspansiyon sistemleri ise yaylanmayan kütleden gelen yükleri şasiye aktarır [1]. Süspansiyon sistemlerinin hem parça hemde sistemsel olarak ayrı fonksiyonları bulunmaktadır. Sistemsel fonksiyonlar; yoldan gelen titreşimleri sönümlemek, yolcu ve şasiye bağlı parçaları çevresel etkenlerden izole etmek, aracın farklı yüklemelerde istenen yükseklikte ve görüntüde durmasını sağlamak, uygun yol-lastik oryantasyonunu sağlamak, lastiklerin düzgün aşınmasını sağlamak, sürekli ve geçici manevralarda sürücü gereksinimlerini karşılamak ve yol tutuşu kaybetmemektir. Parçaların fonksiyonları düşünüldüğünde ise; yaylar yükü taşıyan ve yüke göre içinde enerji depolamakta, viraj denge çubukları yalpa hareketinde devreye girerek aracın viraj davranışını iyileştirmekte, amortisörler ise titreşimi sönümlemektedir.



Şekil 2.1 : Süspansiyon sistemi örneği.

## 2.2 Havalı Süspansiyon Sistemleri

Havalı süspansiyon sistemleri konfor beklentisi yüksek ticari araçlarda en çok tercih edilen süspansiyon sistemleridir. Ana prensibi kapalı hacimde sıkıştırdığı havayı yay olarak kullanmak ve kauçuğun içine hapsedilen havanın yüksek elastik davranışını kullanarak daha konforlu bir sürüş elde etmektir. Bunun yanında makaslı sistemlerde yayın yüke göre formunun değişmesine karşılık havalı süspansiyon elemanları seviye ayar sensörleri ile paralel çalışarak içine daha yüksek basınçta hava alır ve aracın duruşunu aracın yükünden etkilenmeyecek şekilde sabit tutabilmektedir. Yay karakteristikleri progresif olarak daha kolay ayarlanmakta ve manevralara daha düzgün tepkiler verilebilmektedir [2]. Havalı süspansiyon sistemlerinin ana parçaları; hava yayları, taşıyıcı kolonlar ya da makaslar, amortisörler, yanal ve boylamsal düzlemde süspansiyonun şasiye göre hareketini belirleyen kollar, mekanik yahut elektronik olarak kontrol edilen seviye sensörleri ve valfleridir. Süspansiyon sisteminin taşıma kapasitesi, süspansiyon geometrisi ve paket alanına göre kullanılan körük adedi değişmektedir. Körükler ile entegre başka parçalar da taşıyıcı eleman olarak kullanılabilir ve sistem çıktılarını etkileyebilmektedirler. Körüklerin şasiye hangi bağlantı elemanı ile bağlandığı da önemli parametrelerdendir. Körüklerin direk olarak aksa bağlandığı ve kollar vasıtası ile aksın şasiye göre hareket kabiliyeti kazandığı tipler, körüklerin rijit parçalar yardımı ile aksın dışına taşındığı ve yine farklı tip kollar ile hareketinin belirlendiği tipler, körüklerin amortisör ile tek bir parça halinde çalıştığı tipler ve körüklerin makaslara bağlandığı ve yönelimini de bu sayede sağladığı tiplerden oluşmaktadır. Havalı süspansiyon sistemlerinin en önemli avantajları ise kontrol edilebilen yay katsayılarına sahip olmaları, yükseklik kontrollerinin kolay yapılması, ayarlanabilir yük kapasitelerinin olması, histerisisi düşük sistemler olması, yük değişimlerine karşı neredeyse aynı frekansda davranabilmeleri ve üzerinde bulunan yükün kolayca ölçülebilmesidir. Günümüzde halen mekanik süspansiyonlu araçlar yüksek kapasite gerektiren uygulamalarda tercih edilse de havalı süspansiyon sistemlerine geçiş sürmektedir. Özellikle yol kamyonu ve çekici olarak tabir edilen araç tipleri uzun mesafeli yollarda kullanılmakta ve hassas malzeme taşımaktadırlar, hem taşınan malzemenin sağlığı hem de kullanıcının konforu açısından havalı süspansiyon sistemleri tercih edilmeye devam edecektir. Yasalarda aracın yola verdiği hassarı azaltması açısından havalı süspansiyonlu araçlara ek taşıma kapasitesi vermektedir.



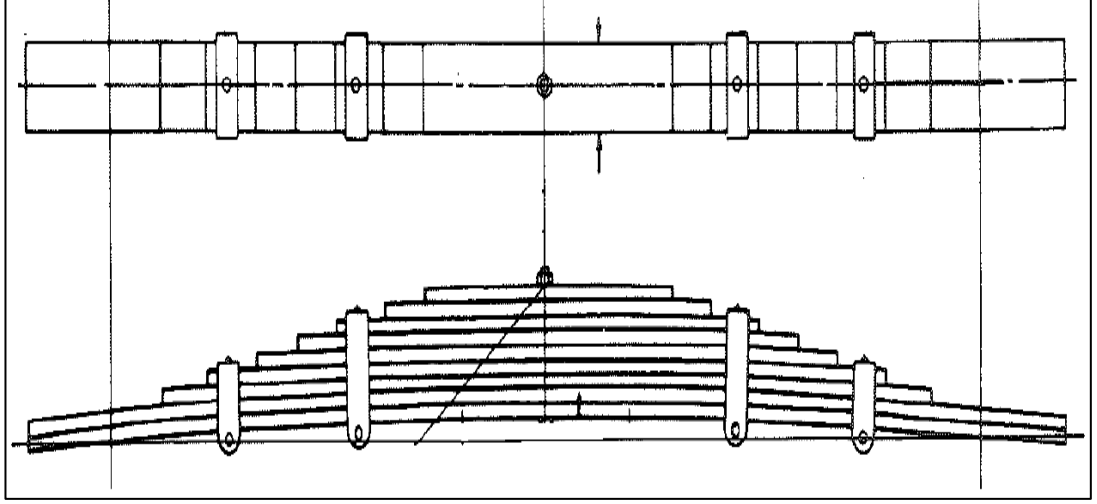
**Şekil 2.2** : Ağır ticari araçlarda kullanılan havalı süspansiyon sistemi örneği.

### 2.3 Yaprak Yay Çeşitleri

Yaprak yaylar otomotiv endüstrisinin ilk yıllarından bu yana süspansiyon sistemlerinin temel elemanlarından. Yaprak yaylar diğer yaylarında yaptığı şekilde enerjinin bir miktarını sönmeler, kalanını depolar ve depoladığı enerjiyi yükün ortadan kalktığı durumda geri verir. İlk dönemlerden bu yana yay çeliğinden yapılan yaprak yaylar, kompozit malzemelerde imalat yöntemlerinin gelişmesi ile daha farklı ve hafif malzemeler ile de kullanılabilir hale gelmiştir. Bu durum aracın konfor beklentilerinin en önemli parametrelerinden olan, makasın süspansiyon sistemine geniş bantta deplasman yapmasına izin vermesi prensibi içinde önemlidir. Bunun için daha esnek yaprakların kullanılması ve makas katsayılarının doğru ayarlanması gerekmektedir. Belirtilen parametrelerin sağlanması içinde çeşitli yay formları geliştirilmiş, farklı kombinasyonlarda araca adapte edilmiştir. Konvansiyonel yaylar, parabolik kesitli yaylar, havalı süspansiyonlar ile entegre çalışan havalı süspansiyon makasları en temel çeşitleri oluşturur.

### 2.3.1 Konvansiyonel yaprak yaylar

Konvansiyonel yaprak yaylar taşıtlarda kullanılan en eski tip makas yaprağı örneğidir. Geometrik olarak sabit kesit alanı ile boydan boya uzanır ve üç noktadan yüke maruz kalarak eliptik şekilde bükülmeye maruz kalırlar. Bu tip makas tipleri çok katlı yapraklardan oluşur ve gerilmeleri düzgün dağıtamazlar. Gerilmenin en yüksek olduğu bölge makasın orta eksenini olurken, en düşük olduğu bölge makasın uçlarındaki göz bölgesinde oluşur. Gerilmedeki bu farklılık tasarıma hizmet etmeyen malzemenin kullanılması ve ekstra ağırlık anlamına gelmektedir. Tasarım olarak maksimum yüke maruz kalan göbek bölgesi kritik bölge seçilir ve malzeme kalınlığı bu kesit düşünülerek yapılır. Bu tip makaslarda bağlantı şekline göre kendi aralarında ayrışmaktadırlar. Eliptik, yarı eliptik en çok kullanılan tipleridir. Çok katlı kullanımları olması ve kat yüzeylerinin birbiri ile teması nedeniyle makasın kuvvet deplasman lineerliğini katlar arasındaki sürtünme bozabilmektedir. Sürtünmenin yarattığı histerisis özellikle makasların deplasmanından yük çıktısını elde etmeyi zorlaştırmakta ve bunun yanında konfora da olumsuz etkisi olmaktadır. Katların teması nedeniyle oluşan sürtünmenin yarattığı olumsuz diğer bir etkide ses problemidir. Ses problemini çözmek adına makasların arasına kimi zaman düşük sürtünmeli malzemeler eklenmekte kimi zamanda yağlanmaktadır. Katların eşit kalınlıkta olmasının sonuçlarından olan gerilim birikim farklarını çözmek için çok katlı kullanılan bu makaslarda katlar progresif olarak farklı boylarda tutularak gerilmeler makul oranlarda dağıtılmaya çalışılmaktadır. Gerilmenin yüksek olduğu merkez bölgesinde daha çok malzeme bırakacak şekilde ayarlama yapılırken uç kısımlara daha az katın ulaşması sağlanır. Bu sayede aynı amaca hizmet eden daha hafif makaslar elde edilmiş olur. Progresif eğriyi oluştururken kat geçiş noktalarına azami hassasiyet göstermek gerekmektedir. Aksi takdirde yüksek gerilim bölgeleri orta eksenden bu bölgelere kayarak istenmeyen gerilme bölgeleri oluşturabilir [3]. En eski tip makas formları olmasına rağmen konvansiyonel tip makaslar yük kapasitesi açısından halen revaçtadır. Özellikle ağır ticari araçların inşaat serisi modellerinde yaygın kullanımları şantiyelerde yasal bir yük sınırlaması olması için bir süre daha devam edecektir.

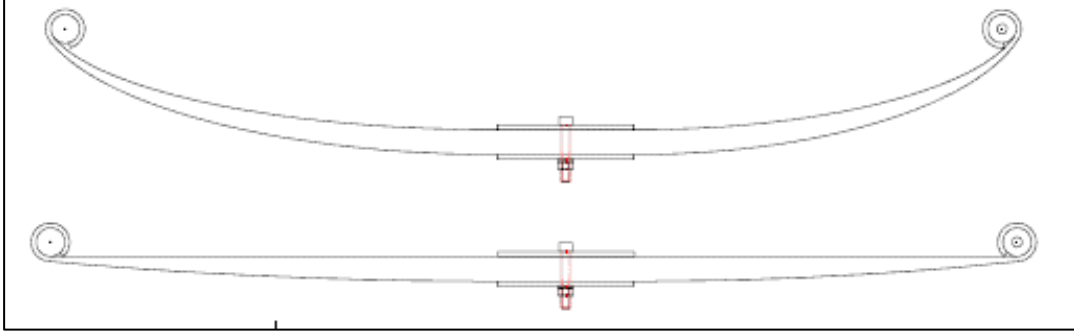


Şekil 2.3 : Konvansiyonel tip makas örneği [1].

### 2.3.2 Parabolik yaprak yaylar

Parabolik yaprak yaylar konvansiyonel yaprak yayların mevcut dezavantajlarını azaltmak amacıyla ortaya çıkan ve mekanik süspansiyonlu araçlarda konvansiyonel tipe alternatif olarak kullanılabilen tipte yaylardır. Konvansiyonel yayların aksine kesit alanı boylamsal eksen boyunca değişen yaylardır. Bu yay tiplerinin tek katlı ve çok katlı modelleri vardır. Sabit kesit alanlı yayların en büyük dezavantajı olan gerilmeleri makas orta ekseninde biriktirmesinin önüne geçmek için düşük gerilmeli bölümlerde yaprağın formunu ezme yoluyla azaltarak gerilmeleri makasın tümünde sabit tutmayı hedefler. Bu sayede gereksiz malzeme yığılmalarının önüne geçilebilmekte ve makas daha hafif hale gelebilmektedir. Kesit değişiminin diğer bir artısı parçanın deplasman karakteristiklerini iyileştirmesi ve araç konforuna katkı sağlamasıdır. Bunu yapabilmesindeki temel nedenlerden biri de konvansiyonel tip makaslara göre aynı taşıma yüklerinde daha hafif olması ve konforun temel çıktılarında biri olan yaylanmayan kütle için ciddi oranlarda azaltılabilmektedir. Özellikle yüksek konfor beklentisi olan ticari araçlarda kullanımı yaygındır. Parabolik makasların bir diğer özelliği ise katların birbirleri ile temasının az olmasıdır, bu özelliği sayesinde histerisis miktarı azalmaktadır. Bunun yanında az temas yüzeyi sesinde azalmasına olanak vermektedir. Sesi minimum düzeye indirmek için temas bölgelerine kauçuk destekler eklenebilmektedir. Mekanik süspansiyonlu araçlarda ölçümü en zor olan alanlardan olan dingil yükleri histerisisi minimize edilmiş bu makaslar sayesinde daha hassas ölçülebilmektedir. Tasarım olarak dikkat edilmesi gereken diğer bir hususta makas gözü hesabıdır. Dikey eksen de gelen yüklemelerde

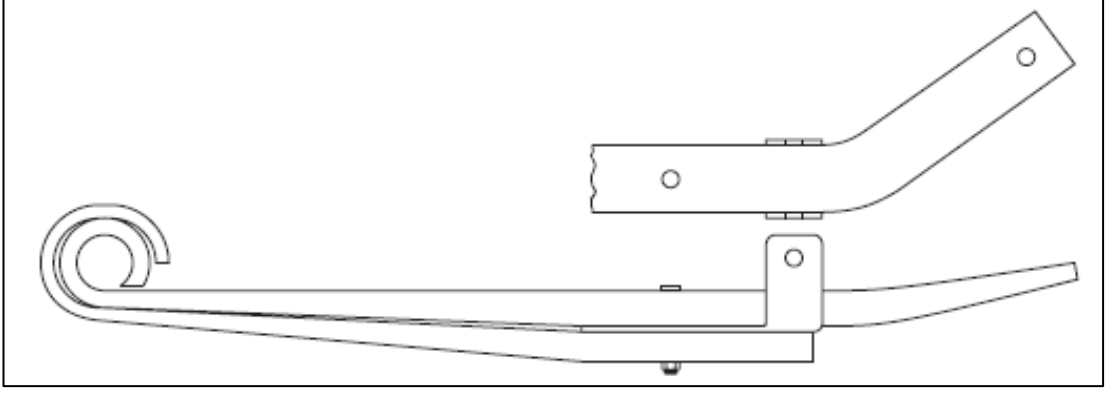
her ne kadar maksimum gerilim makas orta ekseninde birikse de frenleme anında senaryo değişir ve maksimum gerilme makas gözünde ortaya çıkar. Parabolik makas kesit değişim hesapları yapılırken ek hesaplama yöntemleri geliştirilip göze doğru azalan kesit göz bölgesinde gereken kalınlığa göre tekrar arttırılmalıdır.



**Şekil 2.4 :** Parabolik tip makas örneği [3].

### 2.3.3 Havalı süspansiyon makasları

Havalı süspansiyon makasları iki farklı kategoride değerlendirilebilir. İlk kategoride sadece havalı süspansiyonlarda kullanılan hava körüklerini rijit bir eleman ile şasiye bağlamak yerine dayanımı yüksek ve istediğiniz formu rahat verebileceğiniz uygun maliyetli bir makasla bağlamak yani bir bağlantı elemanı olarak kullanmak, ikinci kategoride ise makaslara yardımcı olarak hava körüğü ile paralel çalışan ve körüğün avantajlarından olan yükseklik ayar ve yükseklik değişim şansınızın olacağı şekilde körüğü makasla şasi arasına montajlayarak hem daha konforlu hem de iki farklı sistemin avantajlarını içeren hibrit bir süspansiyon elde etmek olarak sınıflayabiliriz. İkinci kategorideki yaylar ya konvansiyonel ya da parabolik tip makaslara entegre edilebilmekte ve tasarım olarak herhangi bir farkları yaylar açısından bulunmamaktadır. Birinci kategoride değerlendirebileceğimiz yay ise rijit bir bağlantı elemanı olarak kullanıldığı için klasik tip makaslara göre dayanım kriterleri değişmekte ve validasyonuna kadar olanki geliştirme süreçleri açısından ciddi farklar göstermektedir. Havalı süspansiyonda kullanılan bu tip makaslar parabolik tip makaslardan seçilmektedir. Mekanik ve havalı süspansiyon geometrileri ve kinematikleri arasındaki farklardan dolayı makaslara gelen farklı eksenlerdeki yük oranları değişmekte ve normal makaslarda kullanılan komponent testleri geçerliliğini yitirmektedir. Bu tip makaslardan bir konfor beklentisi yoktur, tasarım sırasında konfora etkileyebileceği tek parametre hafif olması durumunda sağlayabileceği yaylanmayan kütle azalmasına yardımcı olmasıdır.



Şekil 2.5 : Havalı süspansiyon makas örneği [4].



Şekil 2.6 : Havalı süspansiyon makaslarının kullanıldığı süspansiyon sistemi örneği.

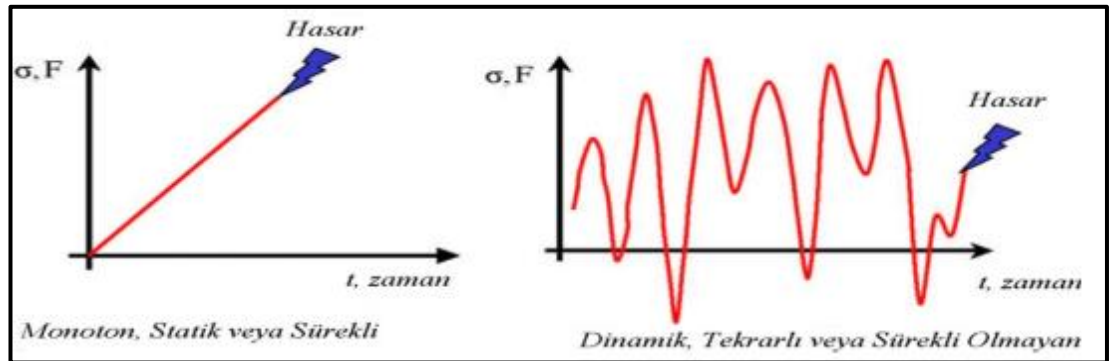




### 3. YORULMA TEORİSİ

#### 3.1 Yorulma

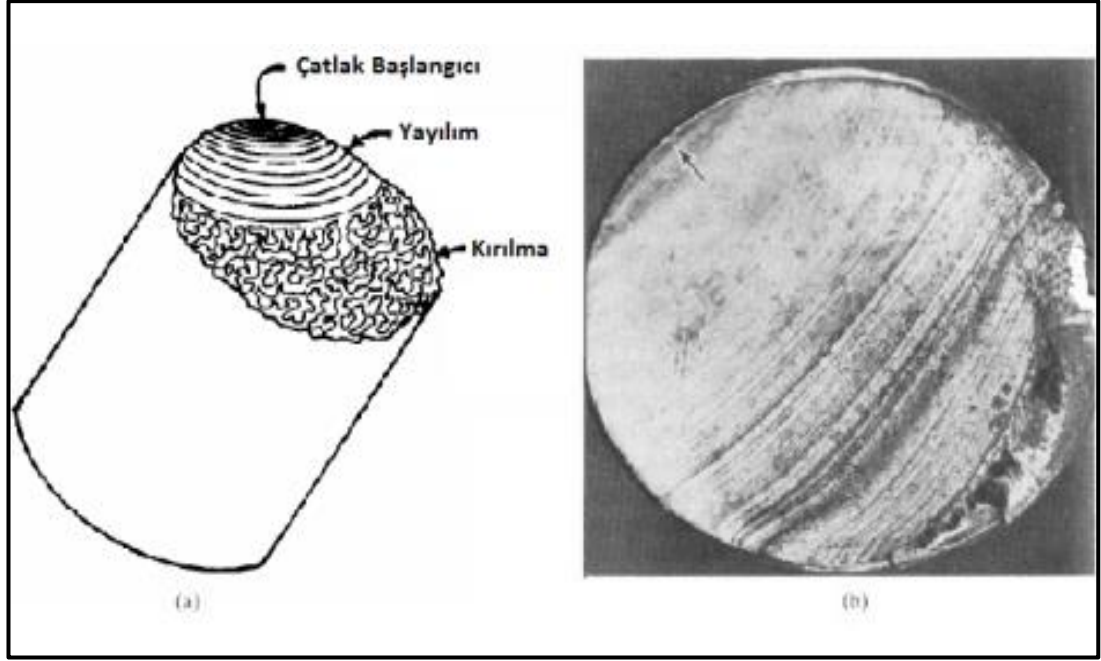
Yorulma teorisi 1800'lü yıllarda August Wöhler'in tren akslarında meydana gelen kırılmaları incelemesi sürecinde tekrarlı yüklemelerin hasarlanma üzerinde etkili olduğunu gösterdiği çalışmalar ile temellenmiştir. Bu çalışma ile tekrarlı yüklemelerin yüzeyde çatlak oluşumuna neden olduğu ve tasarımın yükü karşılamayacak duruma geldiğinde kırılma yaşadığı gözlemlenmiştir. Çalışma ile tasarım konseptleri iki farklı şekilde yorumlanabilmiştir. Statik yükleme konsepti adı verilen ilk yöntemde tasarım etki eden maksimum yüke maruz bırakılır ve akma dayanımının altında olması kriter gösterilir. 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 [8]. 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.



Şekil 3.1 : Monoton ve dinamik yükleme örnekleri [8].

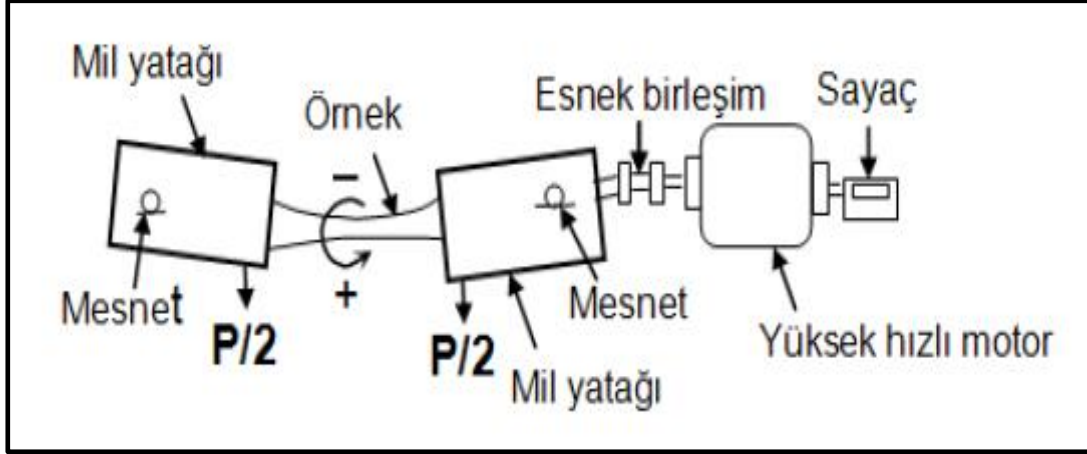
Tasarımın yorulma ömrünü, hasarlanmaya neden olan dinamik yüklerin tekrar sayısı ve genlik şiddetleri belirler. Yorulma ömrü, belirli şiddetteki dinamik yük genliklerinin tekrar sayısıdır [8]. Tekrar sayısına göre yorulma tipleri ikiye ayrılır; düşük çevrimli yorulma ve yüksek çevrimli yorulma. Düşük çevrimli yorulma 1 ile 1000 çevrim arası oluşan yorulmalara verilen tanımlamadır. Her çevrimde akma grafiğindeki plastik bölgeye geçilir yahut sınırında kalınır ve 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 [13]. 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 3 safhada gerçekleşir; çatlak başlangıcı, çatlak yayılımı ve kırılma safhası. Bu üç evre birbirinin devamı niteliğindedir. Çatlak başlangıcı evresi tasarımın gerilme dağılımının yüksek olduğu bölgelerde belli bir çevrim sonrası gerilimin akmanın altında olduğu durumlarda bile lokal olarak akma başlaması ve mikro seviyede çatlaklar oluşma safhasıdır. Sünek malzemelerde belirgin olan bu durum gevrek malzemelerde ise gerçekleşmeden bir sonraki safha olan çatlak yayılımına geçer. Çatlak yayılımı evresinde ise çatlak başlangıcında oluşan çatlaklarda oluşan gerilme yoğunlukları gerilme konsantrasyon bölgeleri oluşturur ve gelen yüklerin yükseltgenmesine neden olur. Yükleme basma yönünde olursa ya da etki etmeyecek bir düzeyde ise çatlak gelişimi geçici olarak durur. Bu durum kırılma sürecine kadar devam eder ve kırılma bölgesinde izler olarak durumunu yansıtır. Kırılma süreci ise çatlak gelişimi sürecinde iyice azalan kesit alanının gelen gerilme karşısında dayanamaması sonucunda bütünlüğünü kaybetmesi yani kırılması ile son bulur (Şekil 3.2). Bunun yanında çalışma genlikleri ve ortama gerilme miktarı da 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[13].

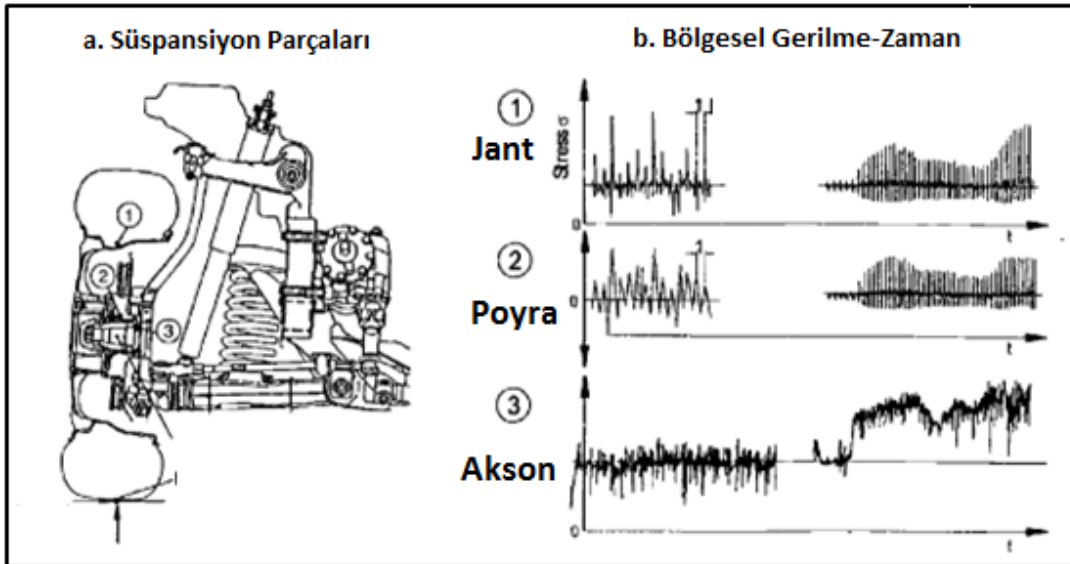
Yorulma sürecinin başlamasını tetikleyecek birçok neden sıralanabilir. Gerilme miktarının tasarım koşullarına uygun olmaması en önemli nedenlerden biridir. Gerilme-tasarım ilişkisinin doğru olmaması parçaya gelecek olası yüklerin doğru tahmin edilememesi, dayanım hesaplarının doğru yapılamaması ya da parçanın öngörülenin dışında kullanılması ile ilgilidir. Gerilme yoğunluğunu yükseltetecek ani kesit değişimleri, uygun konumlanmayan delikler bu duruma örnek gösterilebilir. Bu tür durumların yaşanmaması için tasarım sürecinde güvenlik faktörü doğru tespit edilmeli ve olası kırılmaların yaşanması önlenmelidir. Proses kaynaklı hatalar bir diğer nedendir. Proses sırasında delik çevrelerinde oluşan çentikler, keskin açılı kesitler yahut ısıl işlem gibi parametrik proseslerde oluşan hatalar, prosesin tasarımı destekleyememesi proses kaynaklı sorunlara örnek gösterilebilir. Yüzey kalitesi ise bir diğer bileşendir. Yüzey kristalleri iç bölgelere nazaran daha az çevresel desteğe sahip olduklarından kritik bölgelerdir ve yüzeyde gerilme artışı doğuracak pürüzlülükler çatlak başlangıcına neden olacak etkenler arasında önemli yer tutar. Bahsedilen tüm unsurlar yorulma sürecini hızlandıran ya da tetikleyen etkenlerdir. Tasarım süreçlerinde bütün adımların doğru kontrol edilmesi ve hata önleyici uygulamaların devreye alınması önemlidir.



Şekil 3.3 : Yorulma deneyi – Döner mil deney düzeneği.

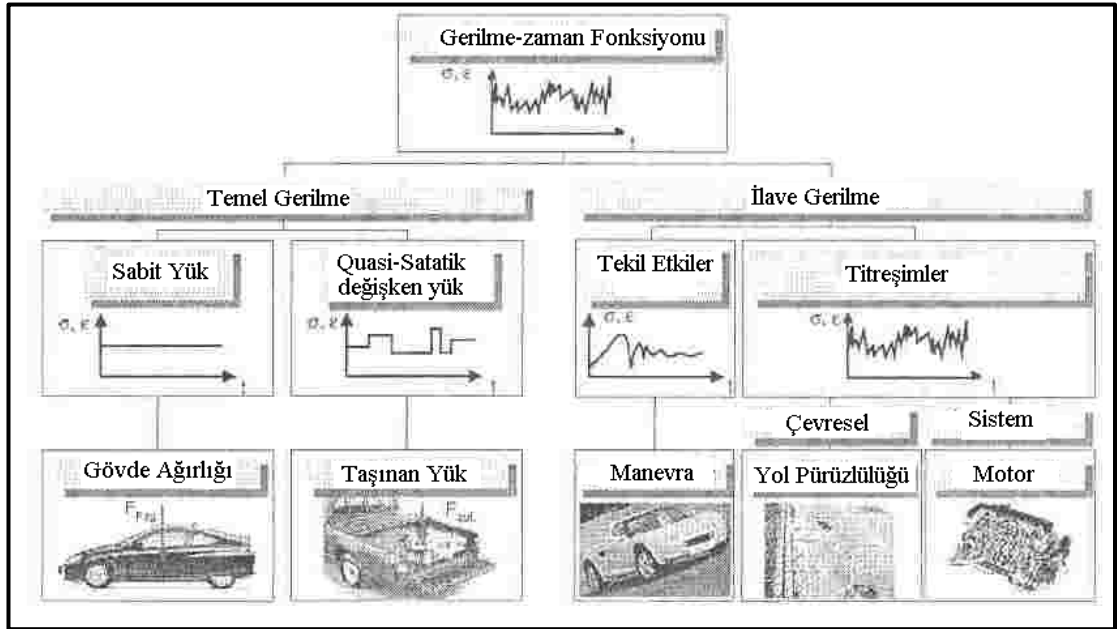
### 3.2 Yorulma Yaklaşımları

Yorulma yaklaşımlarında sisteme etkiyen yükler zamana bağlı bir fonksiyon olarak servis yüklerinden gelmektedir. Servis yükleri taşıtlarda yoldan tekerleklere, tekerlerden süspansiyona, süspansiyondan şasiye, şasiden de bağlı olduğu parçalara yansıyan yüklerdir. Toplanan datanın içeriği zaman bağlı bir fonksiyonu yansıtır ve fonksiyon üzerinden yapılan numerik yaklaşımlarla basitleştirilir [14]. Şekil 3.4'de aynı tükeme durumunda süspansiyonun farklı componentlerinde oluşan gerilme zaman grafikleri görülmektedir.



Şekil 3.4 : Süspansiyonun farklı parçalarında oluşan gerilme-zaman grafikleri [15].

Tasarımların kullanım alanı ve fonksiyonu itibariyle farklı gerilme tiplerine maruz kalırlar. Taşıtlarda durum incelendiğinde iki farklı gerilme tipi üzerinden yaklaşımlar yapılabilir. İlki, aracın statik halinde maruz kaldığı yüklemelerden kaynaklı olan gerilmelerdir ve temel gerilmeler olarak adlandırılır. Taşıtlarda bu gerilmeler sabitte olabildiği gibi yükleme durumlarının değişimi nedeniyle belli periyotlarda değişebilir fakat yükleme değişimi sonrası temel gerilme durumu sabitliğini bir diğer yükleme değişimine kadar korur. İkinci gerilme tipi ise dinamik yüklemeler ile gelen ilave gerilmelerdir. Hareketli halde etkiyen bu gerilmelere yol pürüzlülüğü, araç hızı, araç dinamikleri, geometrik unsurlar, süspansiyon tipi ve hareket bölgesi gibi birçok faktör etki etmektedir [8]. Şekil 3.5’de taşıtlara gelen çeşitli gerilme tipleri gösterilmiştir.

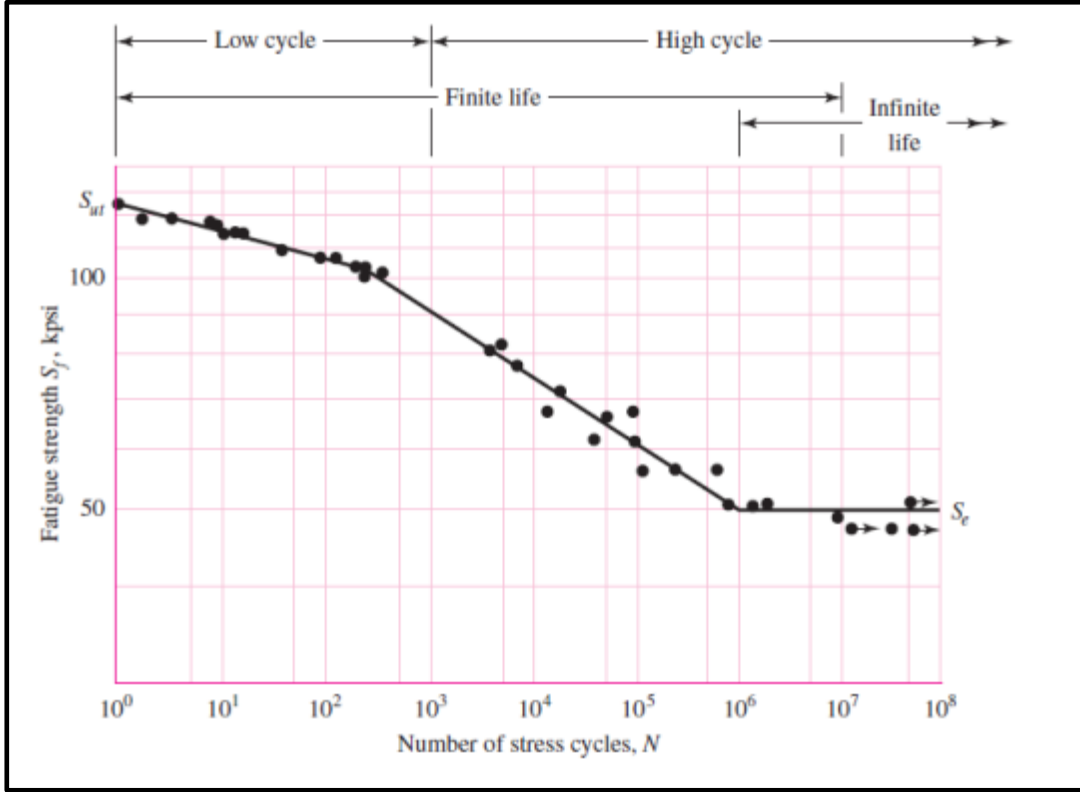


Şekil 3.5 : Taşıtlarda yüklenme koşulları [8].

### 3.2.1 Toplam ömür yöntemi

Toplam ömür hesaplama yöntemi ile değişken genlikli yüklemelere maruz kalan tasarımların üzerinde oluşan yorulma metrik bir çıktıya dönüştürülüp, ömür beklentileri ile tasarım parametreleri arasındaki denge tespit edilebilmektedir. Metodun temel bileşeni malzemenin ve tasarımın gerilme-ömür (S-N) davranışının tespitidir. Metodun kullanımında belli kısıtlarda söz konusudur. Tasarımın plastik bölgede yorulma davranışı göstermemesi, yüksek çevrimli yorulma bölgesinde çalışması önemlidir. Yüksek çevrimli yorulma bölgesine girebilmesi için tasarımın

1000 çevrimden daha yüksek bir ömrü gerçekleştirmesi gerekmektedir. Örnek gerilme-çevrim grafiği Şekil 3.6'da görülmektedir.



Şekil 3.6 : Örnek S-N diagramı [16].

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 etkin kullanılmaktadır. Akma gerilmesi plastik deformasyonun başladığı eşik olarak tanımlanırken, kopma gerilmesi malzemenin bütünlüğünün tam olarak kaybettiğini gösteren eşik olarak tanımlanır. Malzemelere göre değişen belli katsayılar kullanılarak sonsuz ömür gerilme değerine ulaşılabilmekte ve özellikle otomotivdeki bazı parçalarda beklenen sonsuz ömür isteği bu parametre tasarımlara yansıtılarak sağlanabilmektedir.

Malzemenin ömür kriterlerinin belirlenmesi sonrası, ham malzemedan tasarıma uzanan prosesler boyunca birçok değişken yaratacak durum devreye girmekte ve tasarımda oluşacak çıktıya etkilerinin incelenmesi gerekmektedir. Malzemedan ürüne giden bu yolda etkileyen faktörler;

- Malzeme: İçerik değişkenlikleri, malzeme kusurları, imalat değişkenlikleri

- İmalat: Yöntem, yüzey işlem prosesleri, ısıl işlemler, atık gerilmeler
- Dizayn:Şekilsel gerilme yoğunluk noktaları, boyut
- Çevresel Etkenler: Isıl etkiler, korozyon vb. parametre tasarımın ömründe etkileşimlere neden olabilmektedir [16].

Bu etkenlerin tümü sonsuz ömrü etkileyen parametreler olarak literatüre girmiş, malzeme'den tasarıma geçişte belli katsayılar tespit edilerek tasarım S-N'ine ulaşılmıştır. Öncelikle malzemenin kopma değeri tespit edilip sonsuz ömrünü hesaplayabilmek için karşılık gelen malzeme sabiti ile çarpılıp yine malzemenin sonsuz ömrü bulunur (3.1). Malzemenin sonsuz ömrüne de süreçteki bütün değişkenlerin etkileri yansıtılarak tasarım sonsuz ömrüne ulaşılır (3.2).

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

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

$S_e'$  = Standara uygun test edilen malzemenin sonsuz ömür limiti

$S_e$  = Tasarımın sonsuz ömür limiti

Yüzey pürüzlülük etkeni ( $k_a$ ), malzeme test parçasının parlatılmış yüzeyi ile imal edilen tasarım arasındaki yüzey değişkenliklerini düzenleyen bir çarpandır. Parçanın nihai halinde yüzey işlenmiş, dövme yahut sıcak haddelenmiş şekilde olabilir. Bu değişkenlerin tamamı gerilme yüzeyinde oluşan çatlak başlangıç ve yayılma süreçlerinin hızını değiştiren etkenlerdir ve deneysel yollarla formülize edilebilirler. Boyut faktörü ( $k_b$ ) parçanın yükleme durumuna göre oluşan geometrik etkenlerin test parçası ile tasarım arasındaki korelasyonu belirleyen bir çarpandır. Özellikle eğilme ve burulma durumları için önemlidir. Yükleme çarpanı ( $k_c$ ) ise tek standart ile yapılan malzeme gerilme-çevrim testini diğer yükleme koşullarına adaptasyonunu sağlayan çarpandır. Eksenel, eğilme ve burulma yüklemeleri için farklı çarpanlar kullanılır. En önemli etken burulmada etkisini gösterir. Sıcaklık çarpanı ( $k_d$ ), oda sıcaklığı dışındaki durumlarda malzemede oluşan etkileri formülize eden çarpandır. Sıcaklık düştükçe gevrek kırılmalar, sıcaklık arttıkça da sünek kırılma yönünde eğilim artmaktadır. Hassasiyet faktörü ( $k_e$ ) ise test datalarının dağılımları sonrası oluşan pay oranlarına göre belirlenen güvenilirliği arttırmak için kullanılan bir çarpandır. Diğer etkenleri hesaba katmak için ise ( $k_f$ ) çarpanı kullanılmaktadır. Artık gerilmeler bu bağlamda değerlendirilir. Artık gerilmelerin basma olarak parça üzerinde kalması özellikle çekme yönünde çalışan alanlar için avantajken diğer

durumda dezavantaj olarak değerlendirilmelidir. Ezmeye maruz kalan parçaların ezme yönleri, yüzey ısıl 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  $k_f$  içinde değerlendirilmelidir. Tüm bu etkenlerin birleşimi ile tasarım için sonsuz ömür tespit edilebilmektedir.

Gerilme-Çevrim eğrisi (S-N) logaritmik bir eğri olup düşük çevrim hasar ve yüksek çevrim hasar eğrileri birbirinden farklıdır. Yüksek çevrim hasar bölgesini tanımlamak için sonsuz ömür noktasını ve yüksek çevrim geçiş noktasının tespiti yapılmalıdır. Geçiş noktasının tespiti için numerik yaklaşımlar doğru yapılmalı ve tasarım üzerinde doğrulanmalıdır. Basquin denklemi tekrarlı aynı yüklemeler için eğri formülasyonu (Denklem 3.3) yapmış ve ömür-gerilme ilişkisi çıkarmıştır. Tasarım gerilmesi denklemin çıktısı, a ve b sabit katsayılar ve N ise tam çevrim adedini sembolize eder [16]. Katsayıların hesaplanabilmesi için yorulma dayanım sabiti ve kopma gerilmesi gerekmektedir. Kopma gerilmesi test ile yorulma dayanım kopma sabiti ise kopma gerilmesine bağlı denklemler ile elde edilebilmektedir. Basquin denklemini doğrulamak için tasarım parçasının sabit tekrarlı yükleme altında farklı yükleme testleri yapıp sabit katsayılar doğrulanabilir.

$$S_e = a \cdot N^b \quad (3.3)$$

Tekrarlı dinamik yüklemelerde kuvvet sabit bir salınım altındadır ve gerilme değişkendir. Bu değişken yükleme durumunda gerilme de değişiklik göstermekte ve dalgalanmaktadır. Basquin denkleminde tersinir gerilme değeri için Smith Watson Topper denklemi kullanılmalı ve tasarıma uygulanan minimum ve maksimum yüklemeler üzerinden hesap yapılmaktadır.

$$S_e = S_{max} \cdot \sqrt{(1-R)/2} \quad (3.4)$$

### 3.3 Taşılarda Hızlandırılmış Ömür Testleri ve Uygulanan Teori

Taşılarda ömür testleri dayanım hesaplarının doğru yapıldığının kontrolü açısından çok önemlidir. Müşteri de hedeflenen ömür değerini birebir olarak günlük kullanım kilometresi ve yolları üzerinden yapmak hem pahalı hem de uzun zaman olan bir süreçtir. Sürecin kısılması adına hızlandırılmış ömür testleri parça ve araç bazlı olarak ayrı ayrı yapılabilmektedir. Burada en önemli nokta hızlandırma işleminin



aracın gerçek ömrüne uygun şekilde yapılması ve tüm olası hata modlarını hızlandırılmış testin yansıtabilmesidir. Uluslararası standartlara uygun test merkezleri ve parkurlar bu amaca hizmet eden ve korelasyonu doğru olarak hizmet vermekte, taşıt kullanım alanına göre farklı spesifikasyonlar ile taşıt doğrulaması yapabilmektedirler. Yol pürüzlüklerinden kaynaklanan bu etkileri taşıta doğru yansıtılmanın bir diğer yolu da yapay olarak üretilen yol pürüzlüklerinin doğru transfer fonksiyonları kullanılarak ve korele edilmiş araç modelleri oluşturularak yapay olarak etkilerini incelemektir. Bunların dışında kullanılabilir 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 çıktılarının yansıtılmasıdır.

### **3.3.1 Düşey yol pürüzlülük uyarılarına taşıtın cevabının matematiksel modeli**

Yol pürüzlülüğü üretimi yoldan kaydedilen sinyaller olarak ya da sentetik üretilen sinyaller olarak oluşturulabilmektedir. Yoldan kaydedilen sinyallerin olmaması durumunda ömre karşılık gelen sentetik sinyal üretimi ile daha düşük maliyetlerde çıktılar elde edilebilir. Sentetik sinyal üretimi sonucu oluşan sinyalin taşıta olan etkilerini anlamak adına aracın bir modeli oluşturulur. Modelde sistemi yansıtan önemli parametreler süspansiyon ve teker için yaylanma ve sönümlenme katsayılarıdır. Sentetik sinyalin taşıt parametreleri ile doğru ilişkide çalışması için bir transfer fonksiyonu oluşturmak şarttır. Korelasyonun araç testleri ile desteklenmesi sonucun doğruluğunu arttıracaktır.

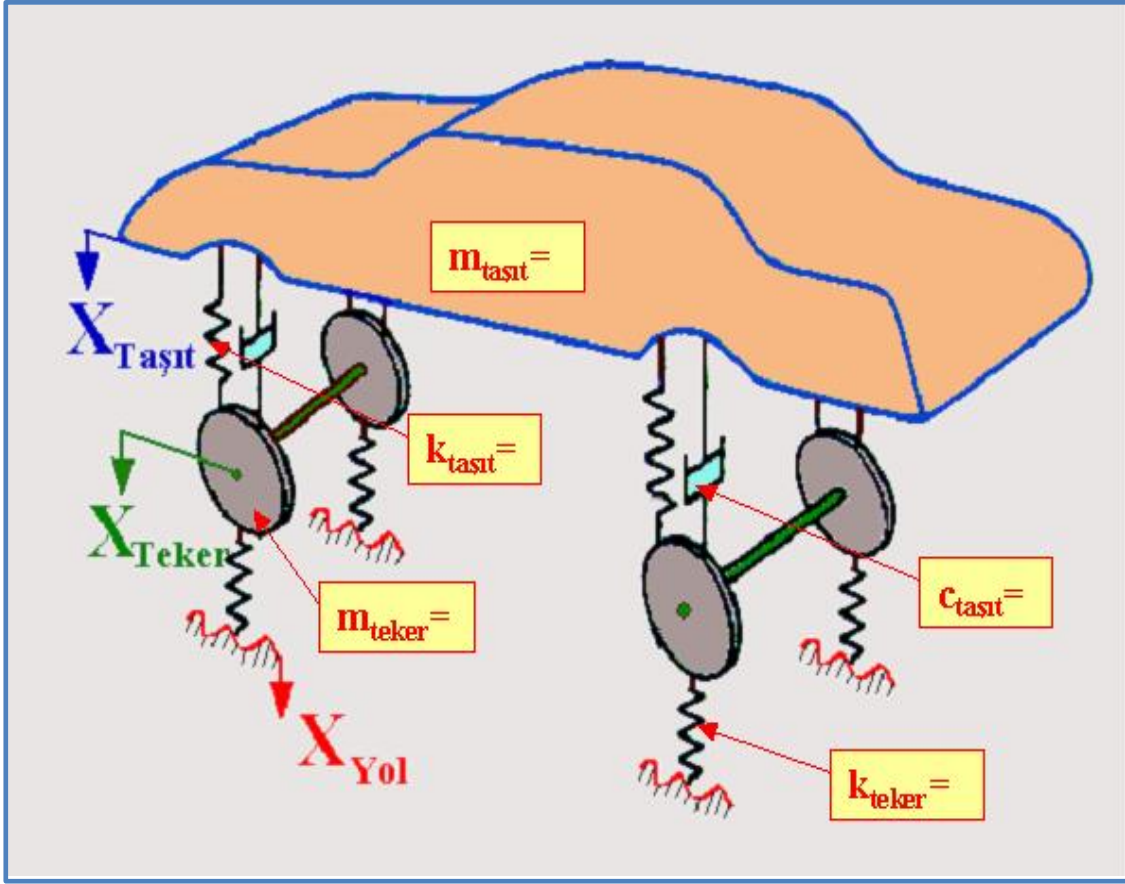
Taşıt modeli sönümlenme parçalarının adedi, aks sayısı ve süspansiyon tipine göre farklılıklar göstermektedir. En yalın haliyle taşıt modeli şasiyi temsil eden kütle ve düşey hareket " $m_{\text{taşıt}}$ " ve " $x_{\text{taşıt}}$ ", süspansiyon sisteminin yaylanma ve sönümlenme katsayılarını temsilen " $k_{\text{süsp}}$ " ve " $c_{\text{süsp}}$ ", yaylanmayan kütle ve düşey hareketi temsilen " $m_{\text{teker}}$ " ve " $x_{\text{teker}}$ ", teker yaylanma ve sönümlenme katsayılarını temsilen " $k_{\text{teker}}$ " ve " $c_{\text{teker}}$ " olarak ve eğer kamyon kabin süspansiyon gibi incelenmesi gereken ek bir sönümlenme ve kütle varsa temsili  $k, c, x$  ve  $m$  değerleri belirlenir. Newton'un ikinci kanunu kullanılarak hesaplanmak istenen bölgenin denklemleri transfer fonksiyonları da kullanılarak denklem haline getirebilir [6].

Yaylanmayan kütle için Newtonun ikinci kanunu uygulandığında denklem (3.1)'deki gibi olur.

$$m_{teker} \cdot \ddot{x}_{teker} + c_{taşıt}(\dot{x}_{teker} - \dot{x}_{taşıt}) + k_{taşıt}(x_{teker} - x_{taşıt}) + c_{teker} \dot{z}_{teker} + k_{teker} z_{teker} = F(t) = c_{teker} \dot{x}_{yol} + k_{teker} x_{yol} \quad (3.1)$$

Yaylanan kütle (Taşıt Şasi) için Newtonun ikinci kanunu uygulandığında denklem (3.2)'deki gibi olur.

$$m_{taşıt} \cdot \ddot{x}_{taşıt} + c_{taşıt}(\dot{x}_{taşıt} - \dot{x}_{teker}) + k_{taşıt}(x_{taşıt} - x_{teker}) = 0 \quad (3.2)$$



Şekil 3.7 : İki akslı tam taşıt modeli [6].

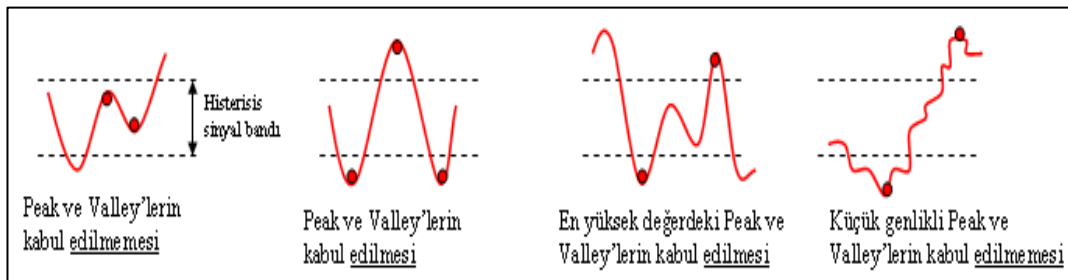
Taşıt modelinin oluşturulması sonrası sentetik sinyallerin yol profilleri çıktıları ile üretilmesi gerekir. Modelin yol profilleri ile tamamlanabilmesi için nümerik mothodlar kullanılmalı ve taşıt hızı baz alınarak “ $x_{yol}$ ” ve “ $v_{yol}$ ” değişkenleri kullanılarak zamana göre değişen bir fonksiyon Taylor seri açılımı kullanılarak yaylanmayan ve yaylanan kütlelerinin cevapları model yardımı ile hesaplanabilir.

### 3.4 Sinyal İşleme Yöntemleri

Hasar analizi yaklaşımlarında toplanan datalar zamana bağlı ve frekansa bağlı yaklaşımlar ile değerlendirilebilir. 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 [5]. Bu tezde ele alacağımız yaklaşım zamanı temel alan yaklaşımlar ile ilerleyecektir. 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 yüklerle indirgemek ömür hesabı açısından uygun değildir. Bu gelişigüzel dataları daha anlamlı ve düzgün datalara indirmek için birçok sayma metodu geliştirilmiştir. Literatürde en sık kullanılan metotlar 'Peak Valley', 'Level Crossing', 'Range Pair' ve 'Level Crossing'dir. Bu metodlar ile anlamlı hale getirilen datalar Palmgren-Miner kuralına uygulanarak toplam hasar elde edilebilmekte ve parça ömrü kolaylıkla hesaplanabilmektedir.

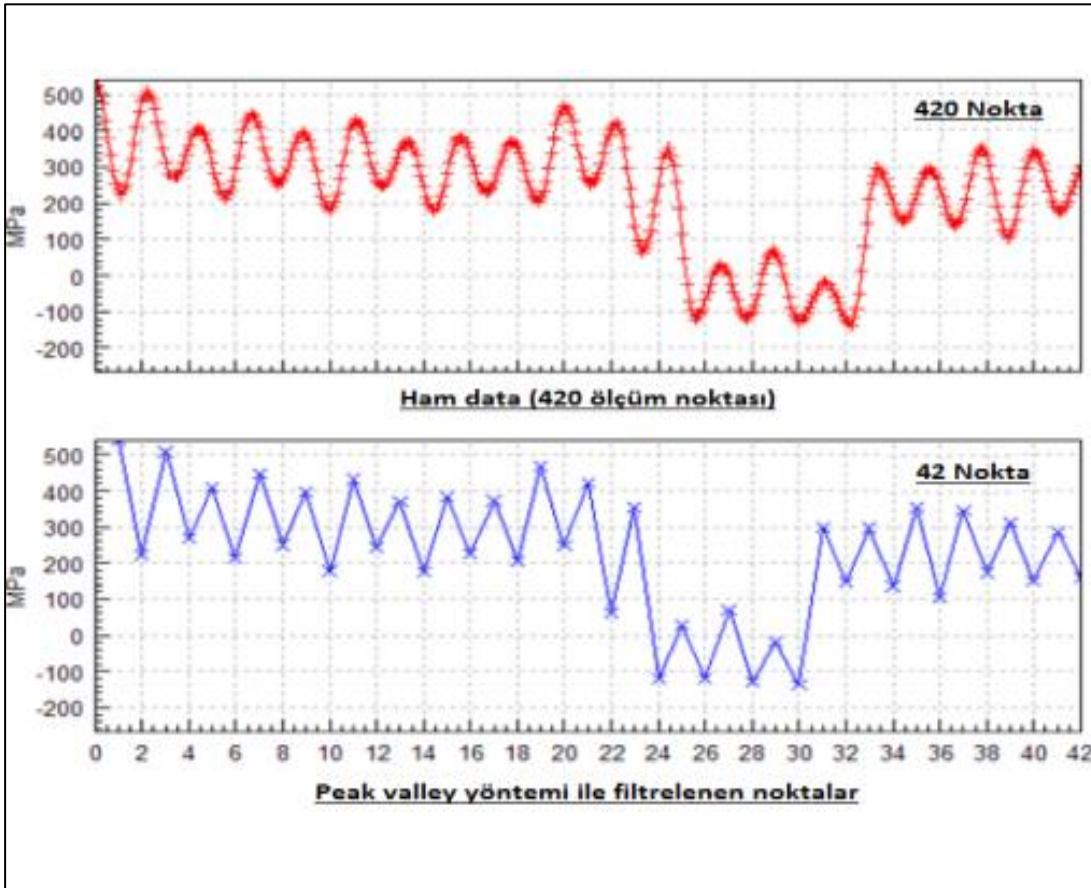
#### 3.4.1 Peak valley

Peak valley yöntemi bir sayma metodundan çok bir filtreleme metodudur. Teorik yaklaşım olarak, dinamik durumda bile neredeyse durağan tepki veren parçalar için yüklenme frekansının önemsiz olduğunu ve önemsiz olan bu data bilgisinin ayıklanabileceği ve datanın sadeleştirilebileceği prensibine dayalı çözüm sunar. Yorulma teorisinde 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 (Şekil 3.9).



Şekil 3.8 : Filtrenmiş data örneği [7].

Yöntem farklı yaklaşımlar ile değerlendirilebilir. Yöntemin en basit kullanımında data içerisinde sadece maksimum ve minimum değerler tespit edilmektedir. Bu tip bir filtreleme tekil yüklerde statik analiz yöntemlerinde kullanılan değerlerin tespiti içindir. En çok kullanılan ve tüm data içeriğini kullanmayı hedefleyen yöntemde ise lokal minimum ve maksimum değerleri alınır ve ara değerler yok edilir, bu durumda frekans özelliği de yok olmuş olur. Bu yöntemin kullanımında histerisis diye tabir edilen kısa genlikler ayıklanıp data temizlenebilir [8], (Şekil 3.8). Sonuç olarak çıkan datalar özellikle deplasman bazlı rig testlerinde kullanılmak için uygundur. İvme tabanlı testlerde ise frekans ortadan yok olduğu için dikkatli davranmak ve frekansı doğru ayarlayıp hasar oranını arttırmamak gerekir [7].

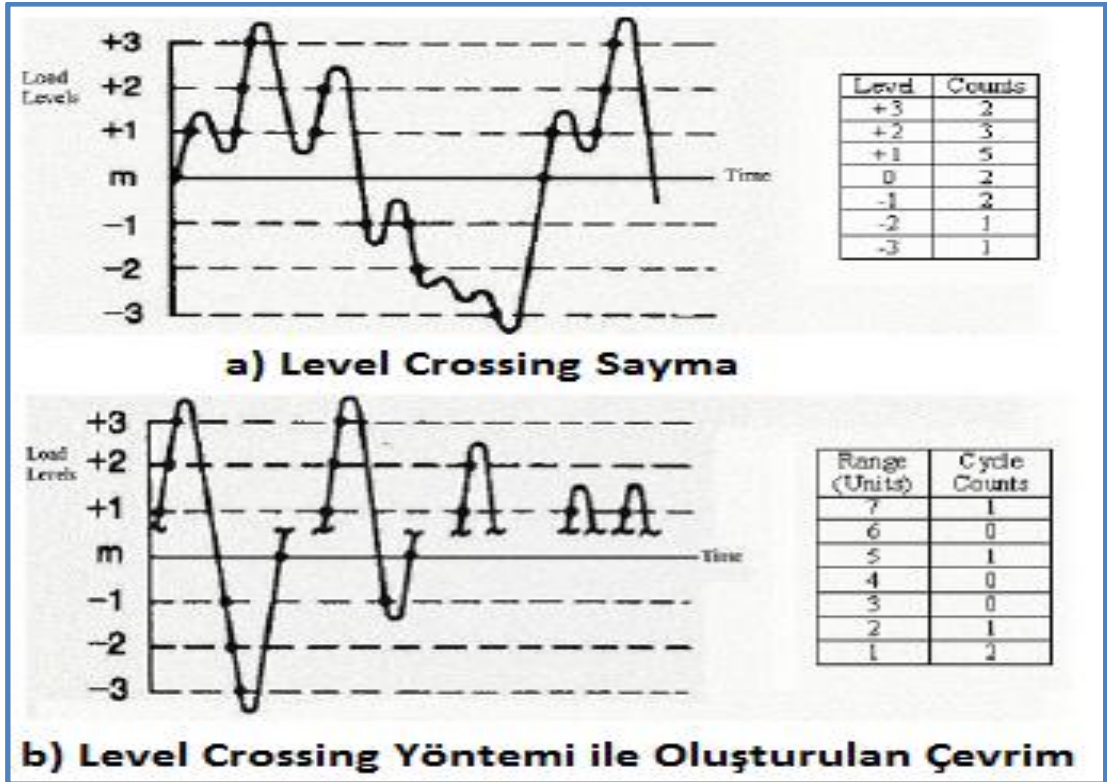


**Şekil 3.9 :** Peak valley yöntemi ile ayıklama şekilleri[8].

### 3.4.2 Level crossing

Level Crossing yöntemi de rainflow metodundan sonra en sık kullanılan metotlardan biridir. Bu metod ile öncelikle yüklemeleri belli aralıklarda bölmek gerekir. Bu bölme işleminde seçilecek aralığın genişliğindeki önemli husus ara bölümlerde kaybolacak olan gerilmelerin malzeme yorulmasına etkisinin olmaması bu sayede

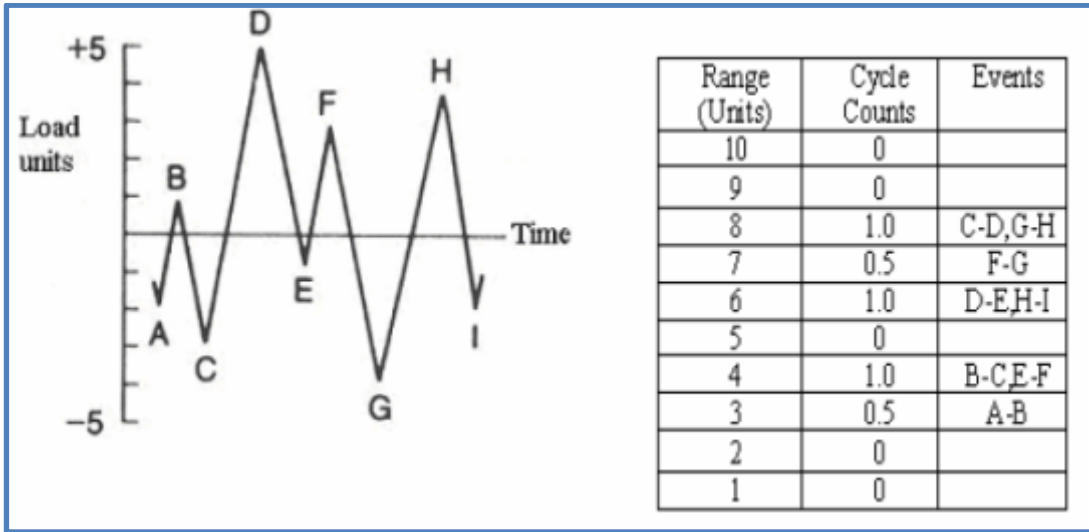
hasar oluşturan yüklemelerin silinmemesi gerekliliğidir. Peak valley yönteminde de olduğu gibi aralıklandırma işlemi hasar yaratmayan veya histerisis olarak karşımıza çıkan yüklemeleri yok etmemize ve oluşturulacak datayı kısaltmamıza imkan sağlar. Aralıkların belirlenmesi sonrası aralıkları belirleyen doğrular ile data eğrisinin kesişen noktalarındaki bilgiler o noktalardaki eğime ve genlik seviyesine göre sınıflandırılır. Seçilen nominal değer üzerinde ilgili doğruları kesen eğrilerin kesişen noktalarının eğimi alınır ve pozitif eğimli kesişen değerler matris ya da histogram yardımı ile sınıflandırılır. Seçilen nominal eksenin altında kalan bölgelerde ise eğimi negatif olan noktalar aynı yöntem ile sınıflandırılır. Sınıflandırılan datalarında birleştirilerek yeni bir dataya dönüştürülmesi gerekmektedir. Matrisi 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 [9]. Sonuç olarak ortaya çıkan datada frekans ve çevrim sıraları korunamamış olsa da toplam çevrimi karşılaması açısından önemli çevrim sayma metodlarından biridir.



Şekil 3.10 : Level crossing yöntemi ile çevrim oluşturma örneği [9].

### 3.4.3 Range pair

Range pair yöntemi elde edilen dağınık data eğrilerinin eğimlerinin yön değiştirmeleri arasındaki menzil farklarını yarım çevrim olarak kabul ederek bunları matris şeklinde toplamaktadır. Bu farkıyla bir nominal değerın altı ve üstünü almak yerine iki eğim değişimi arasındaki farklar gözlenir ve değerlerin artı ya da eksi olduğuna bakılmaz. Eşdeğer salınımların tablo haline dönüştürülüp yarım çevrimler birleştirilir ve toplam çevrim sayısı hesaplanır. Bu yöntemin en önemli özelliği salınım bölgelerinin frekanslarını tespit etmesidir [8].



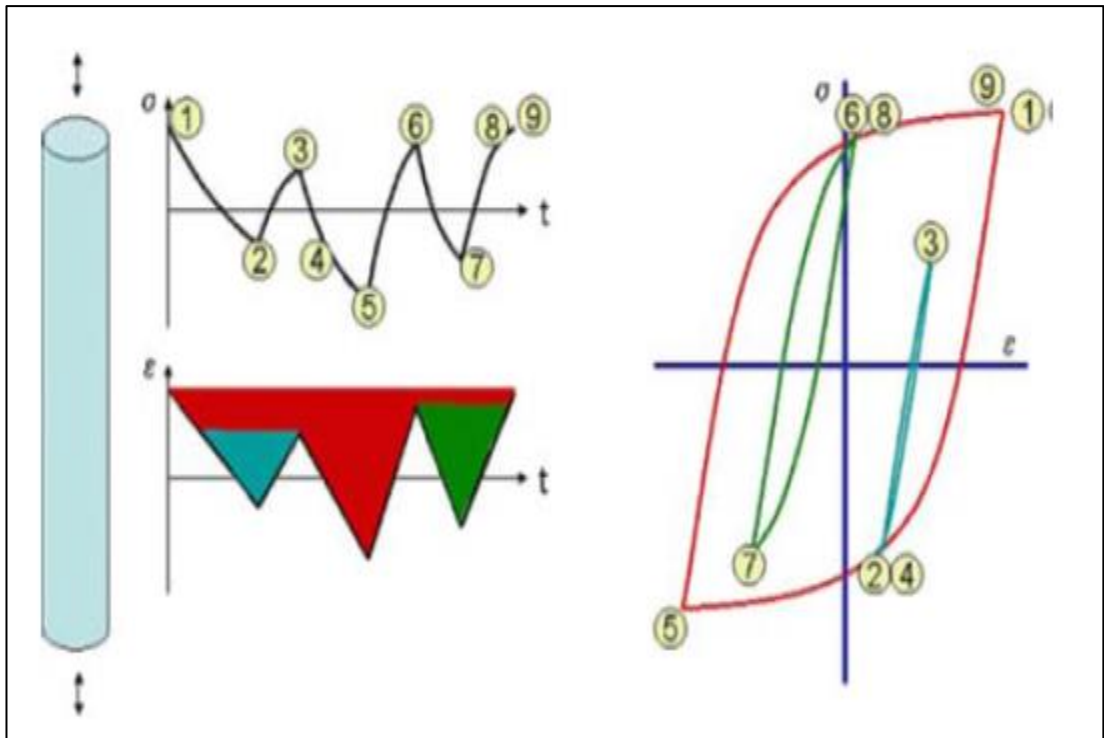
Şekil 3.11 : Range pair yöntemi ile çevrim oluşturma örneği [9].

### 3.4.4 Rainflow

Rainflow metodu uzama-zaman sinyallerindeki kapalı histerisis çevrimlerini yarım ya da tam çevrim olarak sayan bir çevrim sayma metodudur. Metallerin gerilme eğrilerinin akma öncesi ve sonrası olarak ayrı ayrı incelendiğinde oluşturulacak sayma metosunun bu iki bölge içinde doğru sonuç vermesi gerekmektedir. Rainflow metodunun temelini de bu iki bölgedeki gerilmeleri 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 adımında geçtiği önceki lokasyonları hatırlayarak çevrimin doğru gerilme sırasında devam etmesini sağlamaktadır. Metallerin akma üzerindeki bu davranışı rainflow metodunun temelini oluşturur [10]. Histerisis kapalı çevrimlerinin oluşumunu daha detaylı incelemek gerekirse, Şekil 3.6'daki çevrime bakmak gerekir. 1 nolu noktadan başlayan çevrim ilk yarım

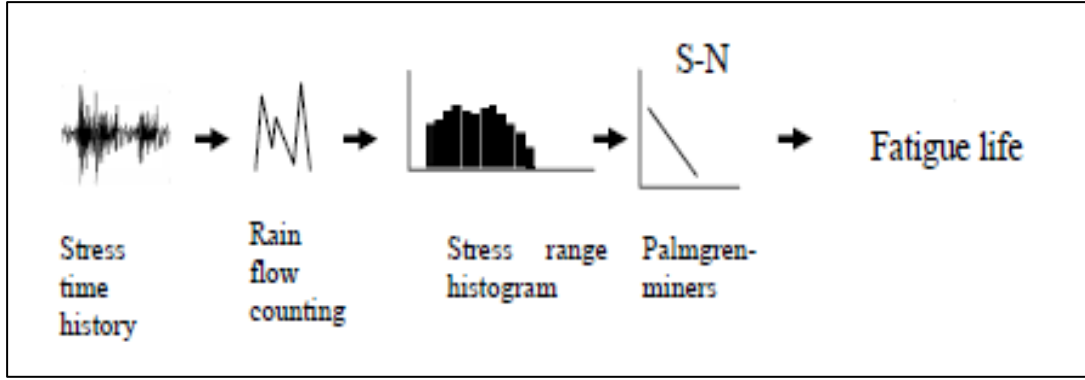


çevrimde 2 noktasına ulaşmaktadır. 2 nolu çevrimden 3 nolu çevrime giderken ise yükleme yönü terse döner, sonrasında gerilme-zaman grafiğinde 5 nolu noktaya giderken eşit gerilme durumundaki 2 ve 4 nolu noktalar çakışır. Bu durum malzemenin davranış hafızası olarak nitelendirilir ve 5 nolu nokta ile 1 nolu noktayı hayali bir eğri ile bağlamamıza olanak sağlar. Burada tespit edilen durum malzeme hafızasının direk olarak 1 nolu noktadan 5 nolu noktaya gitmek ile 1-2-3-4-5 nolu sırayla gitmesi arasında fark olmadığını gösterir [11]. 2 ve 3 nolu çevrimde kapalı histerisis bandı olarak belirtilir. Rainflow çevrim sayma yöntemi ile aradaki kapalı histerisis çevrimleri yok edilerek çevrim kısaltılır.



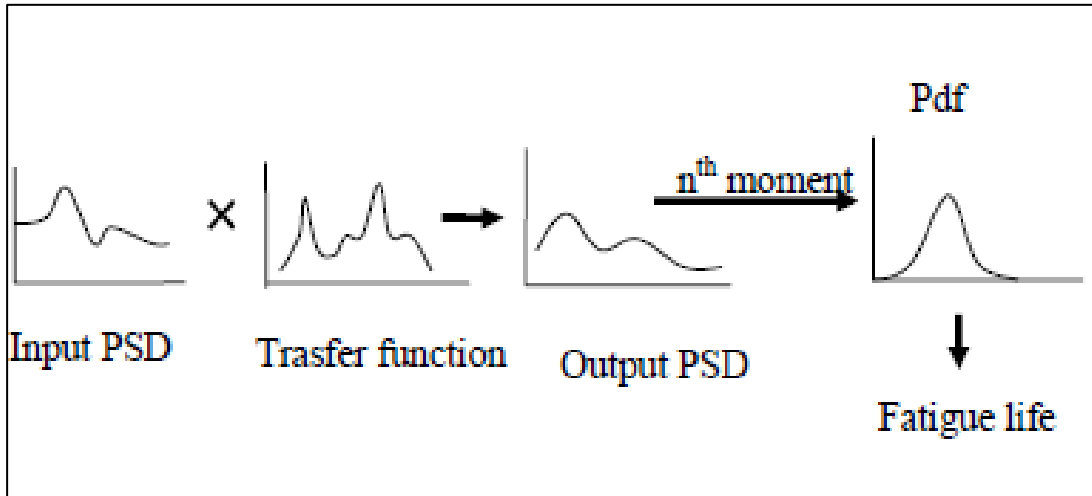
**Şekil 3.12 :** Kapalı histerisis çevrim [11].

Rainflow çevrim sayma metodu hem zaman tabanlı yorulma analizlerinde hem de frekans tabanlı yorulma analizlerinde farklı iş akışı sıralarında kullanılan bir yöntemdir. Zaman tabanlı yorulma analizlerinde öncelikle toplanan dağınık gerilme-zaman dataları rainflow yöntemi ile sayılır ve data hem uygulamaya daha uygun bir hal alır hem de kısaltılır. Rainflow methodunun çıktısı olarak da histogram olarak gerilmeler adedleri ile sıralanır. Elde edilen histogram çıktıları Palmgren-Miners kuralı ile S-N eğrisinde uygulanarak tasarımın ömrü ortaya çıkarılır (Şekil 3.13).



**Şekil 3.13 :** Zaman tabanlı yorulma analiz yaklaşımı [5].

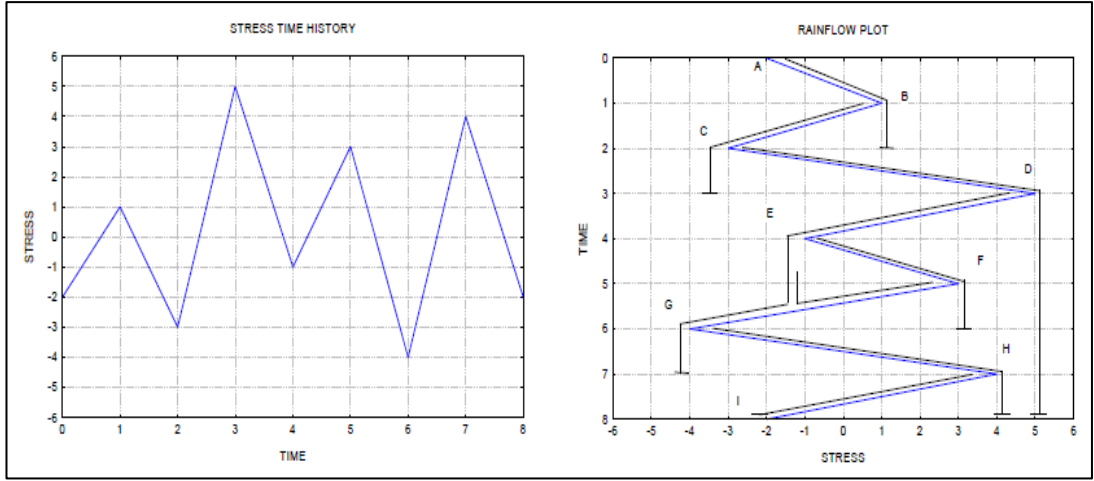
Rainflow çevrim sayma metodunun kullanıldığı bir diğer yaklaşımda frekans tabanlı yorulma yaklaşımıdır. Bu yaklaşımda toplanan yol dataları izgisel yoğunluk işlevi (PSD) yardımıyla frekans aralıklarına göre sınıflandırılır ve belli bir transfer fonksiyonu ile yeni bir izgisel yoğunluk grafiği elde edilir. Elde edilen çıktının ihtimal yoğunluk fonksiyonuna dönüşümü sonrası tasarımın ömür hesabına gidilebilmektedir (Şekil 3.14).



**Şekil 3.14 :** Frekans tabanlı yorulma analiz yaklaşımı [5].

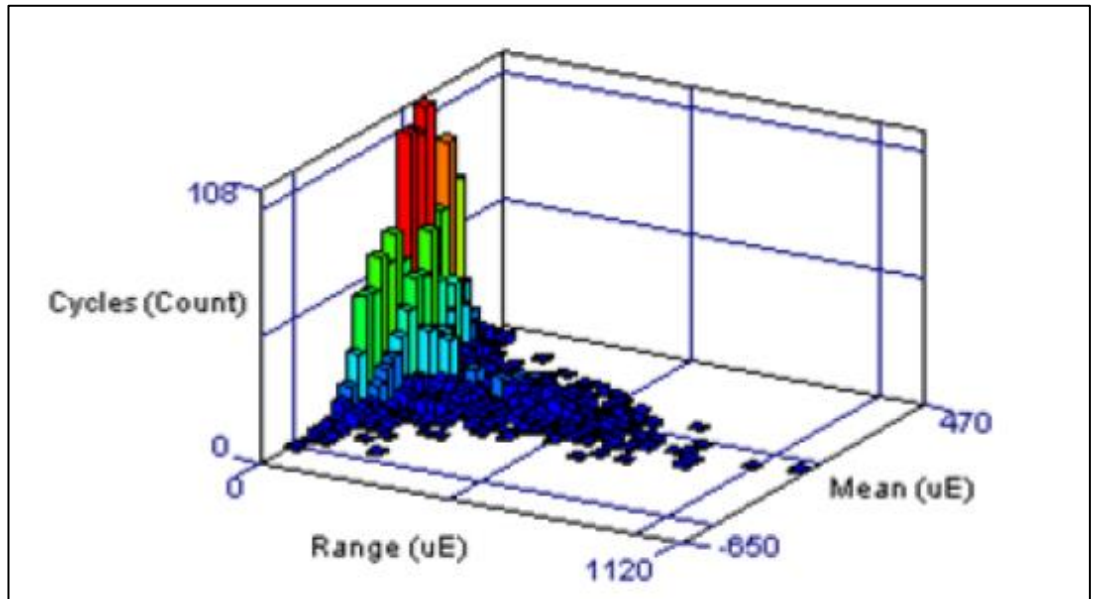
Rainflow algoritmasının altında yatan yöntemin adımları şu sıradadır. İlk adım olarak lokal minimum ve maksimumlar tespit edilir ve kodlanır. İkinci adımda ise eğri saat yönünde 90 derece çevrilir (Şekil 3.15), bu döndürmenin amacı rainflow yönteminin adını oluşturan yağmur akış simülasyonunu yapmak yani eğriyi kullanıcıya yağmurun yerçekimine göre akacağı hissi uyandırmasını sağlamak ve işlemin algısını basitleştirmektir.





**Şekil 3.15 :** Rainflow yöntemi örneği [12].

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 histograma işlenir ve sonuç olarak datalar bir matrise ayıklanmış hale gelir.



**Şekil 3.16 :** Rainflow yöntemi sonucu oluşan histogram örneği [11].



#### 4. YAPRAK YAY TASARIMI

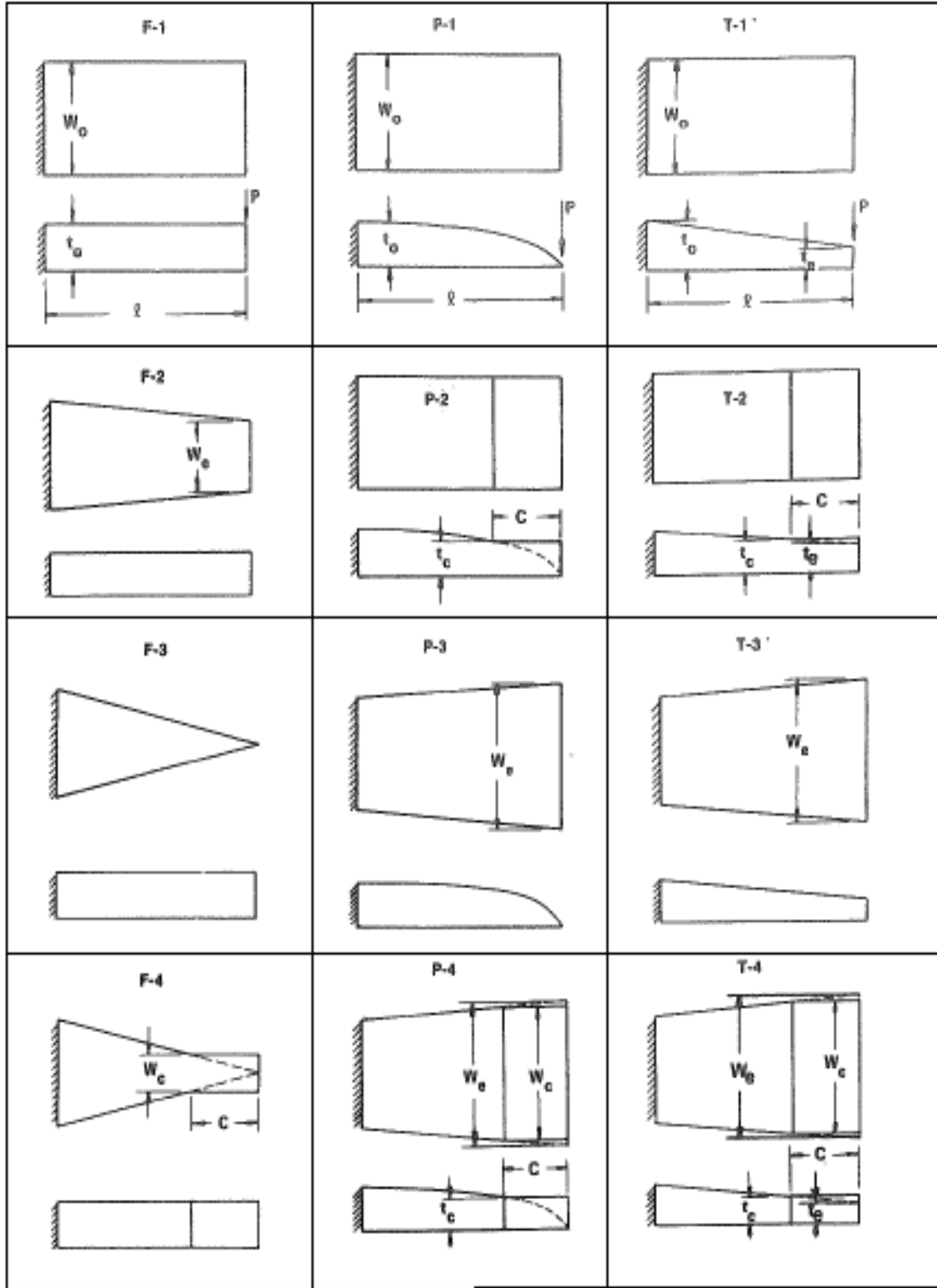
Yaprak tasarımının parametrik hale getirilmesi kontrol edilmesi gereken birden çok değişkeni olduğu için önemlidir. Otomotiv endüstrisi de maliyetleri azaltmak ve tasarım süreçlerini kısaltmak adına birçok çalışma yapılmış ve farklı yaklaşımlar geliştirilmiştir. Nigro & Bhatia makas yay katsayısını teorik olarak hesaplayacak bir model oluşturmuştur. Sabit eğimde kesiti değişen makasları basit mesnetli kiriş modeli olarak tanımlayıp, makas merkezinde yoğunlaşmış kuvvet vererek sınır koşullarını oluşturmuştur. Model makas katları arasındaki sürtünmeyi yani histerisisi ihmal ettiği için çok katlı makaslarda kullanımı hata payını arttırmaktadır [17]. Devaradjane & Baluswamy & Krishnaswamy strain gage kullanarak farklı koşullarda makasın üzerine gelen yükleri çıkarıp deneysel sonuçları formülize ettiler [17]. Qing Li & Wei Li çok katlı makasların oturma bölgelerindeki sıkma kuvvetini de dahil eden bir sonlu elemanlar algoritması geliştirdiler. Sıkma kuvvetinin uygulandığı bölgede yüksek gerilme yığılım alanlarının oluştuğu tespit edildi. Modelde ek olarak makasların ilk eğilme sırasında kazandıkları artık gerilmelerin daynımı arttırdığı görüldü. Bu yöntem imalat süreci biten makaslar belli bir yüke basılarak mevcut proseslerde uygulanmaktadır [18]. J.B. Hoyle kamyon makaslarında çalışma yapmış ve yay rijitliği ve histerisis karakteristiklerini hassas şekilde tespit edebilmişlerdir. Konfor için önemli olan yaylanan ve yaylanmayan kütle doğal frekansları da bu çalışmada hesaplanmıştır [19].

##### 4.1 Profil Seçimi

Makas tasarımını etkileyen en önemli özelliklerden biri makas kesitidir. Kesit olarak incelendiğinde üç temel tip bulunmakta ve bu temel tiplerde kendi aralarında dörder farklı şekle dönüşebilmektedirler. 3 temel tip;

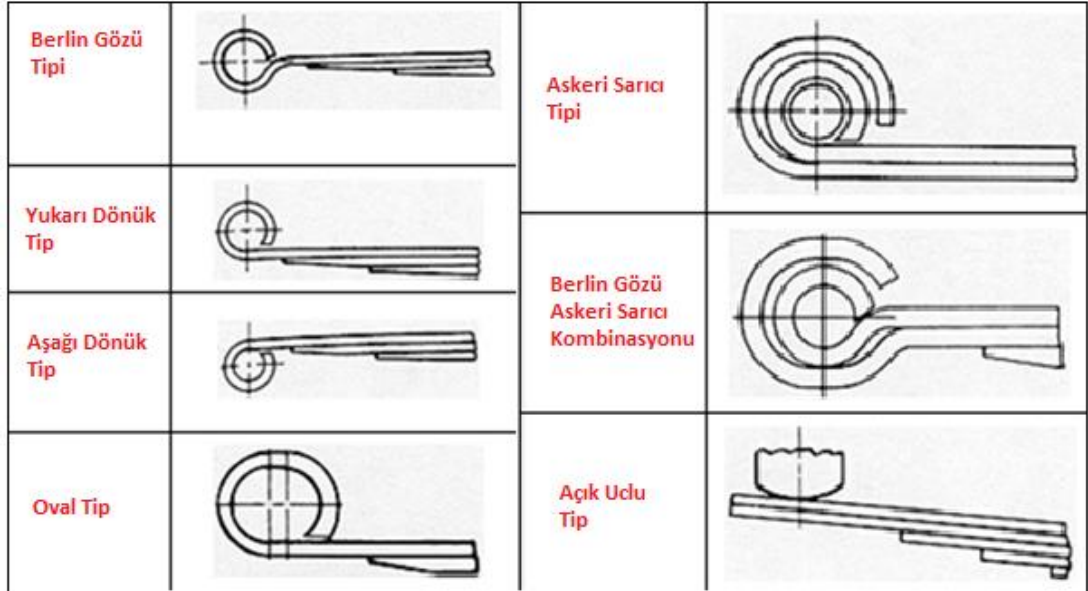
- Sabit kesitli yapraklar (F tipi)
- Parabolik olarak kesitleri değişen yapraklar (P tipi)
- Konik kesit değişimine sahip yapraklar (T tipi)

3 temel tip ise kendi içinde farklı genişlik değişimleri ve kalınlık değişim şekillerine göre ayrılmaktadırlar (Şekil 4.1).



Şekil 4.1 : Makas yaprak profilleri [1].

F tipindeki profillerin F-3 modeli yük uygulama noktasında malzeme kalmamasından dolayı uygulanamaz fakat gerinimi makas boyunca sabit dağıtabildiğinden en etkin tasarım şartlarını kağıt üzerinde sağlayan profildir. F-1, F-2 ve F-4 ise çok katlı makaslar için uygun profiller olup sırasıyla hacimsel verimleri artmaktadır. P tipindeki profillerden P-1 ve P-3 hacimsel verimleri yüksek olsada uygulanabilirlik açısından uygun olmadıkları için kullanılmazlar. İmalat yöntemleri incelendiğinde genel kullanımın sabit genişlik ile ilerlemesi itibariyle P-2’de olduğu görülecektir. T tipleri de P tipleri ile benzer olup, tek farkı kesit değişiminin doğrusal olmasıdır. Yük uygulama noktalarında kalması gereken malzeme, makas göz kalınlıklarında frenleme yüklerine karşı gelebilecek kalınlıkta malzeme yığılma ihtiyacı, sabit kesitli makasların konfor anlamında yetersiz olması ve imalat koşulları düşünüldüğünde P-2 ve T-2 tipli makaslar tasarım olarak öne çıkmaktadırlar.



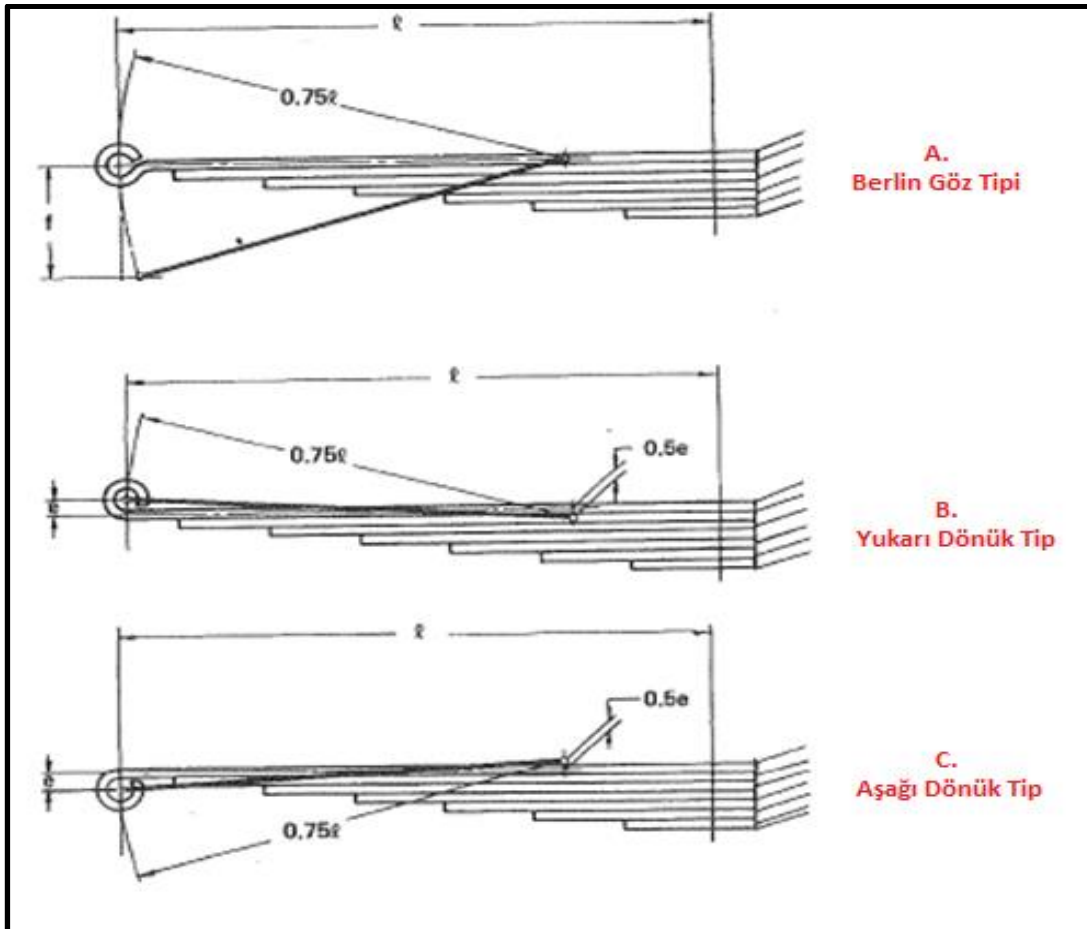
**Şekil 4.2 :** Makas göz kıvrım tipleri.

Makas göz kıvrım tipleri paket alanı, yük akma eksenleri ve makas katlarının devreye girme şekli itibariyle ayrılırlar. Berlin gözü tipi tasarım en tavsiye edilen tasarım tipidir. Boylamsal yükleri tam merkezden aldığı için makas gözünün yükleme durumlarında açılma eğilimini ortadan kaldırır. Yukarı dönük ve aşağı dönük tip tasarımlar paket sıkıntı olduğu durumlarda tercih edilir. Aşağıda dönük tip tasarım ikinci bir katın gözü sarmasına izin vermediği için özellikle güvenlik hassasiyeti yüksek tasarımlarda kullanılmaz. Oval tip ise burçun dikey ve boylamsal yüklere karşı farklı davranabileceği tasarım alanı sağlamaktadır. Askeri sarıcı tip ise

ikinci makas gözü katı olarak kullanılmaktadır. Açık uclu tip ise genelde arka süspansiyon makaslarında göz yerine kullanılmakta fakat süspansiyonu boylamsal ekseninde tutmadığı için ek kollar ile aks ile şasinin bağlanması gerekmektedir.

#### 4.2 Yay Tasarım Hesapları

Yay tasarımında hissedilir ilk çıktı makas yay katsayısından gelen ve sürüş sırasında değerlendirilebilecek bir çıktıdır. Dayanım ise belirli bir süreçte görülecek önemli ikinci çıktıdır. Girdiler olarak yay katsayısı konfor parametresi olarak karşımıza çıksa da havalı süspansiyon makaslarının bu şekilde bir etkisi ihmal edilecek düzeydedir. Bunun yanında rijit parçaların yerine kullanılması beklenen yay katsayısını da yüksek tutmaktadır. Yay katsayısı tasarım hesaplarında sisteme bağlı ve serbest durumlarına göre iki ayrı katsayı hesabı bulunmaktadır. Aksa bağlı olduğu lokasyonda oluşan düzlemsel bölge ve bu bölgenin hareket kabiliyeti olmaması aktif çalışma bölgesini etkilemektedir (Şekil 4.3).



Şekil 4.3 : Konvansiyonel tip makas bağlı durumdaki aktif alanları [1].

Makas serbest ve bağı olduğu durumlarda farklılık parça testinde aracın aynısı yansıtılmadığı zaman yanlış ölçümlere neden olabilmektedir. Yapılan testlerde bu noktanın göz ardı edilmemesi gerekmektedir. Konvansiyonel tip makaslarda Şekil 4.3'de görüldüğü gibi aktif uzunluk yarı eksen uzunluğunun 0.75 katıdır. Parabolik makaslarda ise bu değer 0.7 mertebelerindedir. Aktif bölge uzunlukları makas bağı ve serbest hal yaykatsayılarının birbirine dönüşümünde kullanılmaktadırlar. Aşağıda kullanılacak parametreler belirtilmiştir.

Serbest Hal Yay Katsayısı	K (N/mm)
Bağı Hal Yay Katsayısı	Kc (N/mm)
Toplam Boy	L (mm)
Toplam Aktif Boy	Lc (mm)
Makas Ön-Orta Eksen Boy	A (mm)
Makas Arka-Orta Eksen Boy	B (mm)
Aktif Makas Ön-Orta Eksen Boy	Ac (mm)
Aktif Makas Arka-Orta Eksen Boy	Bc (mm)
Bağı Eksen Boy	Dc (mm)

Tasarım hedefi olarak belirlenen yay katsayıları arasındaki dönüşüm 4.1 nolu denklem ile yapılmaktadır.

$$Kc = K \cdot (Lc \cdot A^2 B^2) / (L \cdot Ac^2 Bc^2) \quad (4.1)$$

Aktif bölgenin daha düşük olması neticesinde 4.1 nolu formülde de görüldüğü üzere bağı durumdaki yay katsayısı serbest halden belli oranda yüksek olmaktadır. Makas araca bağlandıktan sonra daha sert bir hal alacaktır.

Makas merkez kalınlığının tespiti yay katsayısının belirlenmesi sonrası hesaplanır. Formülizasyonda testler ile belirlenmiş ve yükleme durumuna göre değişen bazı katsayıların kullanılması gerekmektedir. Merkez kalınlığı belirlemede dikey yay katsayısı faktörü kullanılmaktadır. Aşağıda hesaplamada kullanılacak ek parametreler belirtilmiştir.

Makas Merkez Genişliği	Wo (mm)
Makas Uc Genişliği	We, Wc (mm)

Makas Merkez Kalınlığı  $T_o$  (mm)

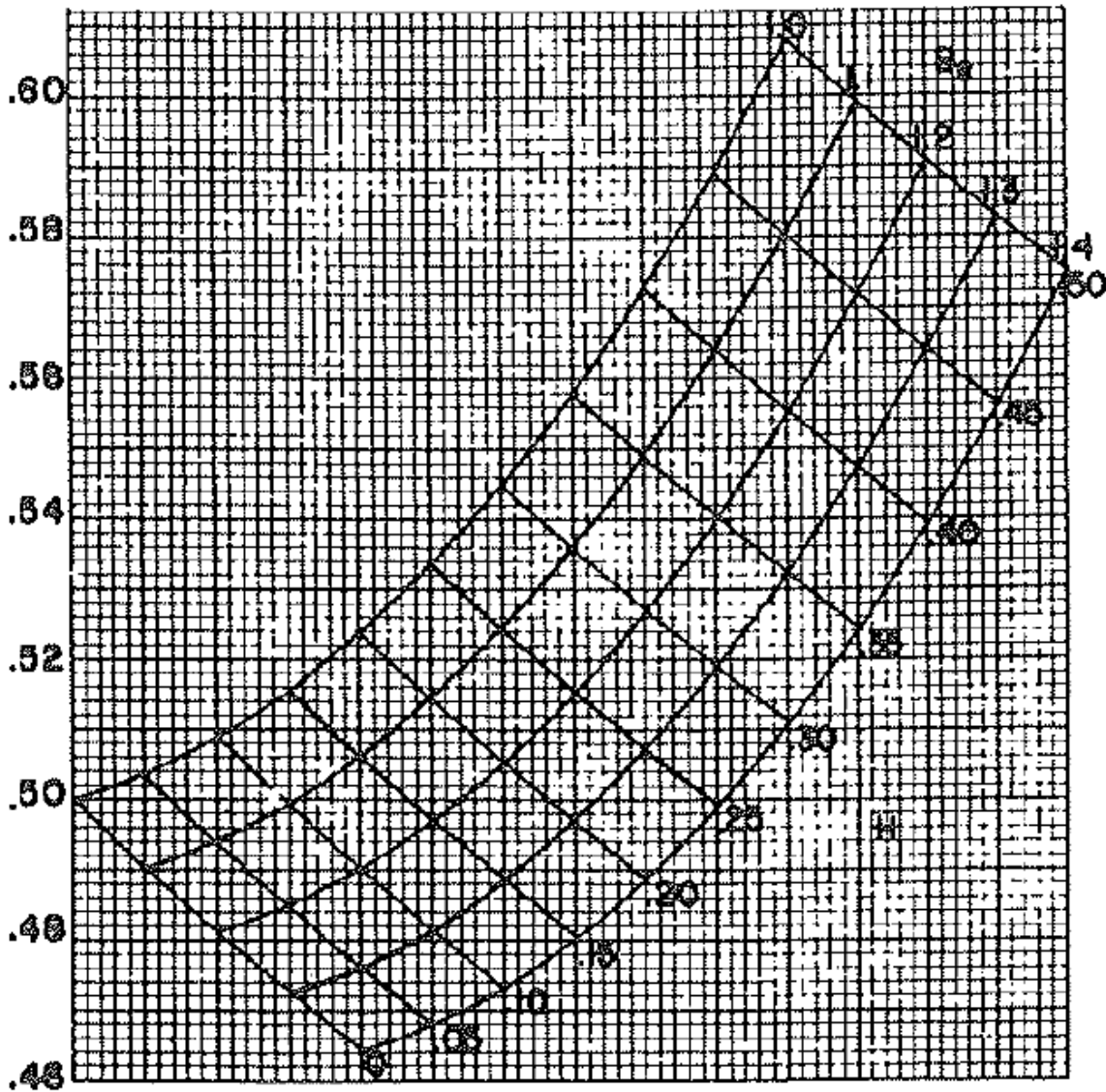
Dikey Katsayı Faktörü  $C_v$

Elastikiyet Modülü  $E$  (MPa)

Genişlik Oranı  $B_e$

Tasarım hedef makas merkez kalılığı 4.2 nolu denklem ve ek olarak şekil 4.4'de örneği verilen dikey yay faktörü grafiğinden hesaplanabilmektedir. Dikey yay faktörü grafikleri makas profil tipine göre farklılık göstermektedir.

$$T_o^3 = K_c \cdot (4 \cdot A_c^2 B_c^2) / (E \cdot W_o \cdot L_c \cdot C_v) \quad (4.2)$$

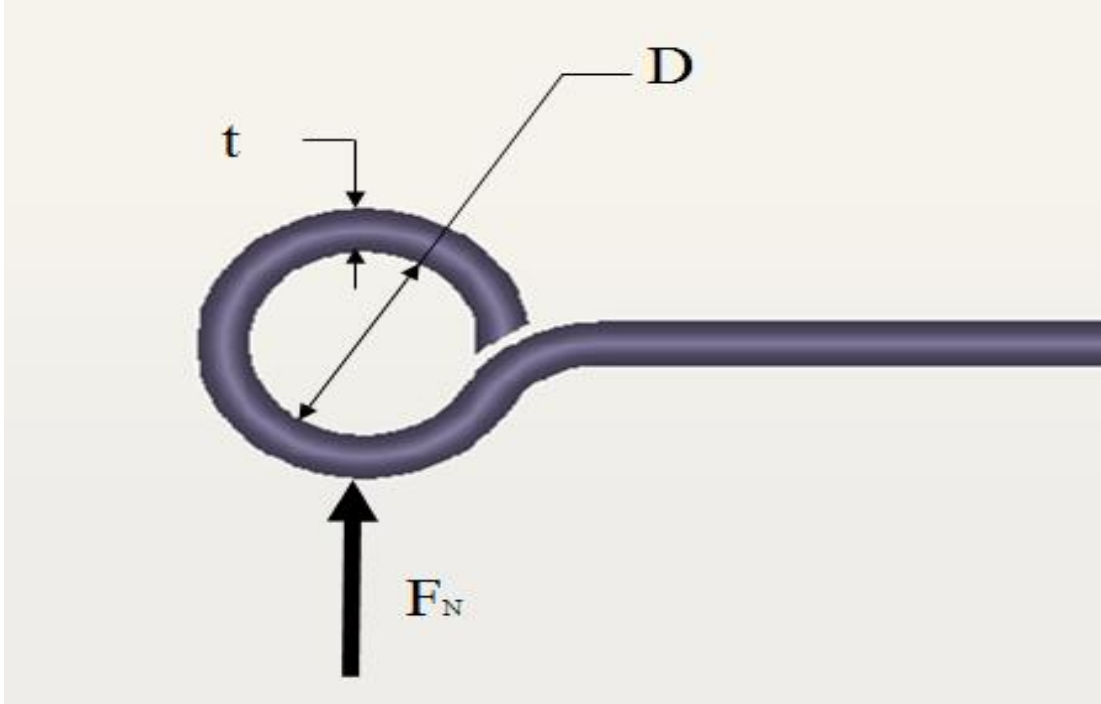


Şekil 4.4 : Parabolik makaslar için dikey katsayı faktörü grafiği [1].



Makas merkez kısmının kalınlığının belirlenmesi sonrası profili belirlemek için bitiş noktası olan göz kısmında kalınlığının belirlenmesi gerekir. Dikey dizayn yükü ( $F_N$ ), makas göz iç çapı ( $D$ ) ve makas genişliği gerilim – makas göz kalınlığı arasındaki denklemi etkileyen parametrelerdir. Hesaplanan gerilme değer kabul kriteri makasdan makasa değişen, tecrübe edilmiş değerlerdir. İmalatçı kabullerinde bu sonuçlar değişkenlik gösterebilirler. Z-Tipi makaslarda boylamsal dikey yük oranı yüksek olduğu için kabul kriteri de diğer makaslara göre nispeten düşüktür.

$$S = 3 \cdot F_N \cdot (D + t) \cdot W / t^2 \quad (4.3)$$



**Şekil 4.5 :** Makas göz hesabına etkileyen parametrelerin şematik gösterimi.

Tasarımın son evresinde elde edilen kalınlık ve girdiler de belirtilen uzunluk değeri referans alınarak tasarımılanan yaprak yayın dayanım kriterleri sorgulanmalıdır. Denklem 4.4 dayanım hesabını göstermektedir. Makas malzeme özelliklerine göre dayanım gerilim değerleri değişmektedir.

$$S = 6 \cdot (P_{max} \cdot A_c \cdot B_c) / (W \cdot t^2 \cdot L_c) \quad (4.4)$$



## 5. HAVALI SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ İÇİN Z-TİPİ MAKAS TASARIMI

Ağır ticari araç havalı süspansiyonlarında kullanılan yaprak yaylar hava körükleri ile entegre çalışmakta ve bu özelliği ile mekanik süspansiyonlu araçlardaki makas tasarım beklentileri olarak ayrışmaktadır. Havalı süspansiyon yaprak yayları bu bölgede kullanılabilecek olan rijit elemanlar yerine kullanılmaktadır. Hem maliyet hem de yüksek dayanım çıktıları olmalarından dolayı döküm yahut dövme bağlantı parçalarının yerine tercih edilmektedirler. Bu nedenlerle yaprak yayların temel çıktıları arasında olan konfor beklentisi de bu tip süspansiyonlarda havalı körüklerin temel görevini oluşturmaktadır. Rijit elemanlar yerine kullanılmaları yüksek yay katsayısı beklentisini de beraberinde getirmektedir. Kapasitelerine göre tek ve iki katlı olarak kullanılan tasarımlar mevcuttur.

Tasarımdan beklenen özellikler aşağıda belirtilmiştir.

Makas Tipi : Parabolik Çift Katlı Z-Tipi Yaprak Yay

Makas Gözü Tipi : Berlin Gözü Tipi Ana Kat ve Askeri Sarıçı Tipi İkinci Kat

Makas Burcu : Metal Zarf ve Tüplü Kauçuk Burç

Makas Gözü – Orta Eksen Mesafesi (A) : 613 mm

Aks Bağlantı Uzunluğu (Dc) : 210 mm

Tasarım Yüğü (Dizayn Yüğü Statik) : 38500 N

Maksimum Yüğü (2G) : 77000 N

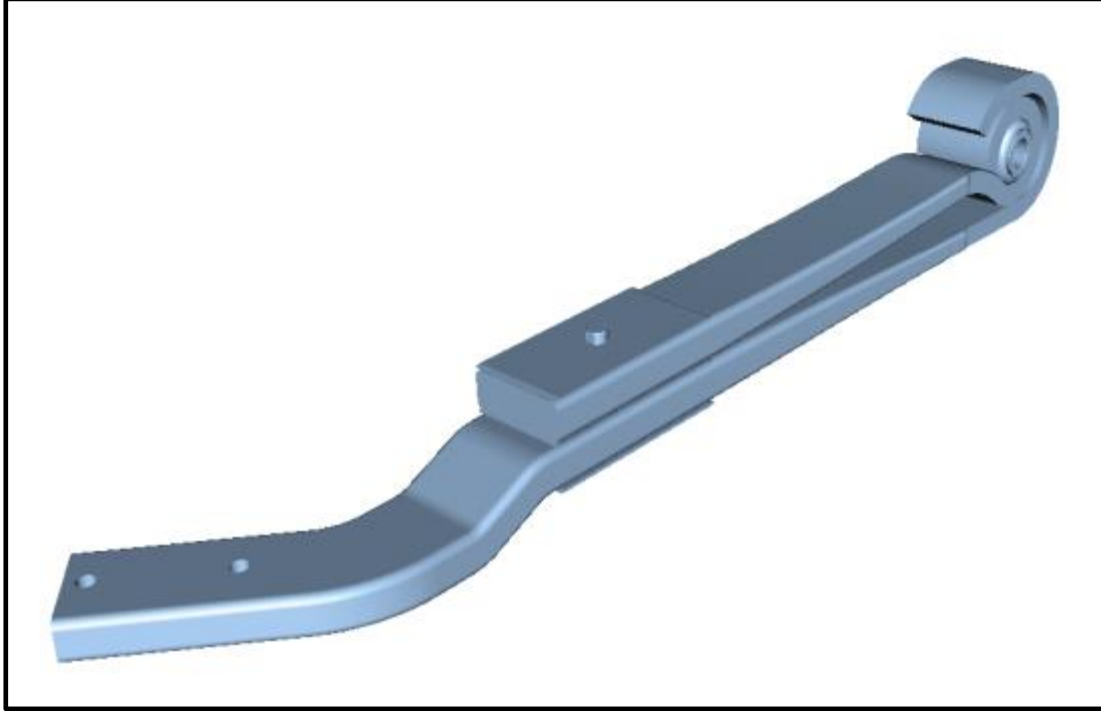
Minimum Yüğü (Körükten Yüğü Gelmediği Durumda) : 3000 N

Yay Katsayısı (Kc, Orta Eksenden Sabitlenmiş) : 1750 N/mm

Makas Genişliği (Wo) : 100 mm

Tasarımlanan yaprak yay taşıyacağı kapasite ve istenen yay katsayısı nedeniyle çift katlı seçilmiştir. Yaprak yay katları ayrı ayrı üretilip sonrasında birleştirilerek nihai ürün elde edilmektedir. Bunun temel nedenlerinden biri makasların gördüğü ısıl işlem prosesinde yüksek kütle ve kalınlıktaki yaylarda çekirdek-yüzey arasında özelliklerin farklılaşması neden olmaktadır. Isıl işlem etkilerini homojenleştirebilmek için belli kalınlıklardan sonra bazı element ilaveleri gerekmektedir. Tasarım parametreleri incelendiğinde tahmin edilen merkez kalınlığı da düşünüldüğünden

dolayı yaprak yay iki katlı seçilmiştir. Yaprak yayın iki katlı seçilmesindeki bir diğer neden ise müşteride yaşanabilecek herhangi bir göz kırılmasında ikinci kat gözünün tutucu rol oynayıp kaza riskinin önlenmek istenmesidir. Z tipi makas tasarımında diğer bir hususda körüğün oturacağı bölgenin makas merkezi ile genişlik ekseninde farklı koordinatlara sahip olmasıdır. Bu forma hokey sopası formu denmektedir.



**Şekil 5.1 :** Parabolik çift katlı z-tipi yay örneği.

Makas iki katlı olduğu için kullanılacak iki gözün birbirinden ayrışması gerekmektedir. Ana kat burcu da içermeli ve boylamsal yükleri merkezinden alması göz ömrü için yarar sağlayacaktır. Ana katın boylamsal yük dağılım avantajını tasarıma yansıtılabilmek için Berlin Gözü tipi tasarımlanmıştır. Göz bölgesinin etrafı destek pulları ile düzgün oturma sağlanabilmesi açısından işlenip, düzgün bir yüzey oluşturulması hedeflenmiştir. İkinci kat ana katı sarmalı ve herhangi bir acil durumda yardımcı olacak şekilde tasarlanmalı ana katı altından ve üstünden sardığı için süspansiyonun sıkışma ve yük boşalma evrelerinde makasa destek olabilmektedir. Askeri sarıcı tip göz sarmalı ikinci kat için uygundur ve bu tip seçilmiştir. İki katın birleşmesi iki tipinde ayrı avantajlarını tek makasda birleştirmeye yaramıştır. Ek olarak katların temas noktasının makas göz formları itibariyle az olması makasdaki histerisisi azaltmaya fayda sağlamıştır.



**Şekil 5.2 :** Makas göz kıvrımı detay.

Makasın geometrik ölçüleri tasarım alanı, istenen dingil arası mesafeler, körük-aks taşıma ilişkisinden belirlenmektedir ve girdiler olarak tasarımın başında belirtilmelidir. Tasarım yükleri ise aks kapasitesi olarak belirlenen değerden yaylanmayan kütle çıkarılıp makaslara paylaştırılarak elde edilmektir. Statik yükleme olarak belirlenen bu değer henüz tasarımın başında yol datası elimizde olmadığı için 1G-2G-3G kuralı uygulanarak tasarlanmaktadır. Aracın yol koşulları düşünüldüğünde yol datası toplanması öncesi 2G kuralı uygulanarak tasarım yapılmıştır. Yol datasının toplanması sonuç hem maksimum yükler belirli olacak hem de yorulma hesapları için gerekli datalar belirlenmiş olacaktır. Göz kısmında kullanılan burç seçiminde araç tipine ve beklentilerine göre belirlenmektedir. Burcun oluşturduğu ses çıktılarını düşünülerek kauçuk burç kullanılmaya karar verilmiş ve bu sayede yağlama ihtiyacı da ortadan kalkmıştır. Makasa kolay bağlanabilmesi adına kauçuk dışı metal zarflı olan bir tercih yapılmıştır. İç yapı ise metal tüp şeklinde tasarlanmış ve civata bağlama sırasında sıkıştırma yükü metale aktarılabilmiştir.

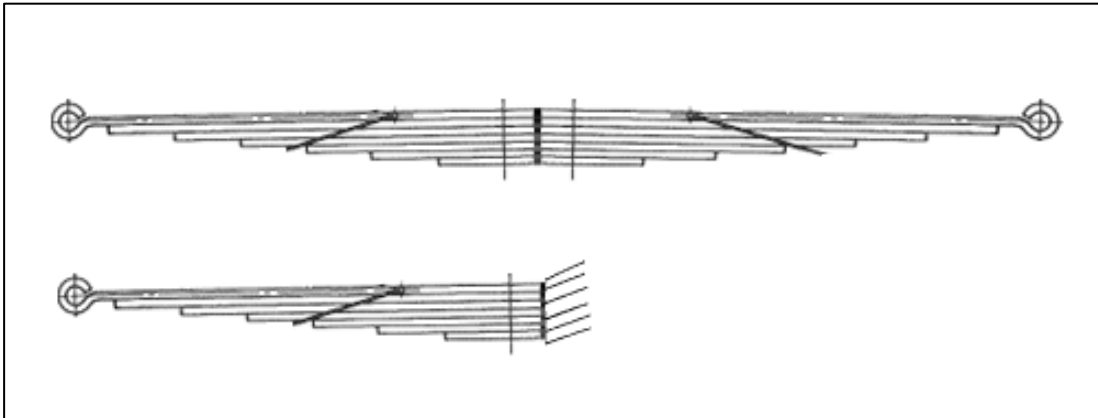
## 5.1 Tasarım Hesapları

Makas tasarımında iki önemli hesap adımı vardır. Birinci olarak makas gözü dayanım hesabının yapılması makas gözü için gereken kalınlık ortaya koyulmalı, burada elde edilecek kalınlık makasın parabolik kesidinin merkez kalınlıktan göze nasıl uzanacağını belli edilmedir. Makas gözü için formülasyon denklem 5.1’de verilmiştir. Denklemün çıktısı olan gerilme değeri için hedef araç tipine göre farklılık gösterip, Z makaslı havalı süspansiyon sistemleri için belirlenen tasarım değeri 220 MPa olarak yapılan testler sonrası belirlenmiştir.

$$S = 3 \cdot Fn \cdot \frac{D+t}{t^2} \cdot w < 220 \text{ MPa} \quad (5.1)$$

$$S = 3.38500 \cdot \frac{67.5 + 23}{23^2} \cdot 95 = 208 \text{ MPa} < 220 \text{ MPa}$$

Makas göz kalınlığının belirlenmesi sonrası sıradaki adım makas profilinin ve makas merkez et kalınlığının belirlenmesidir. Burada tespit edilen kalınlık ısıl işlem prosesleri ve malzeme ilişkisi göz önüne alınarak sınırlandırılabilir. Makas profil seçimi de imalat özellikleri göz önüne alınarak belirlenmelidir. Tasarımımızda P-2 tipi makas hem imalat özellikleri hem de tasarım çıktıları göz önüne alınarak seçilmiştir. P-2 tipi profile göre makas belirlenen merkezden belirlenen kalınlıkta başlayıp parabolik olarak göz bölgesine kadar daralacaktır. Dördüncü kısımda verilen formülasyonlar komple makas için verilen formülasyonlardır. Z-tipi makasların hesabında göz ile merkez arası yarım makas olarak görev yaptığından formülasyona bazı çarpanların eklenmesi gerekmektedir.



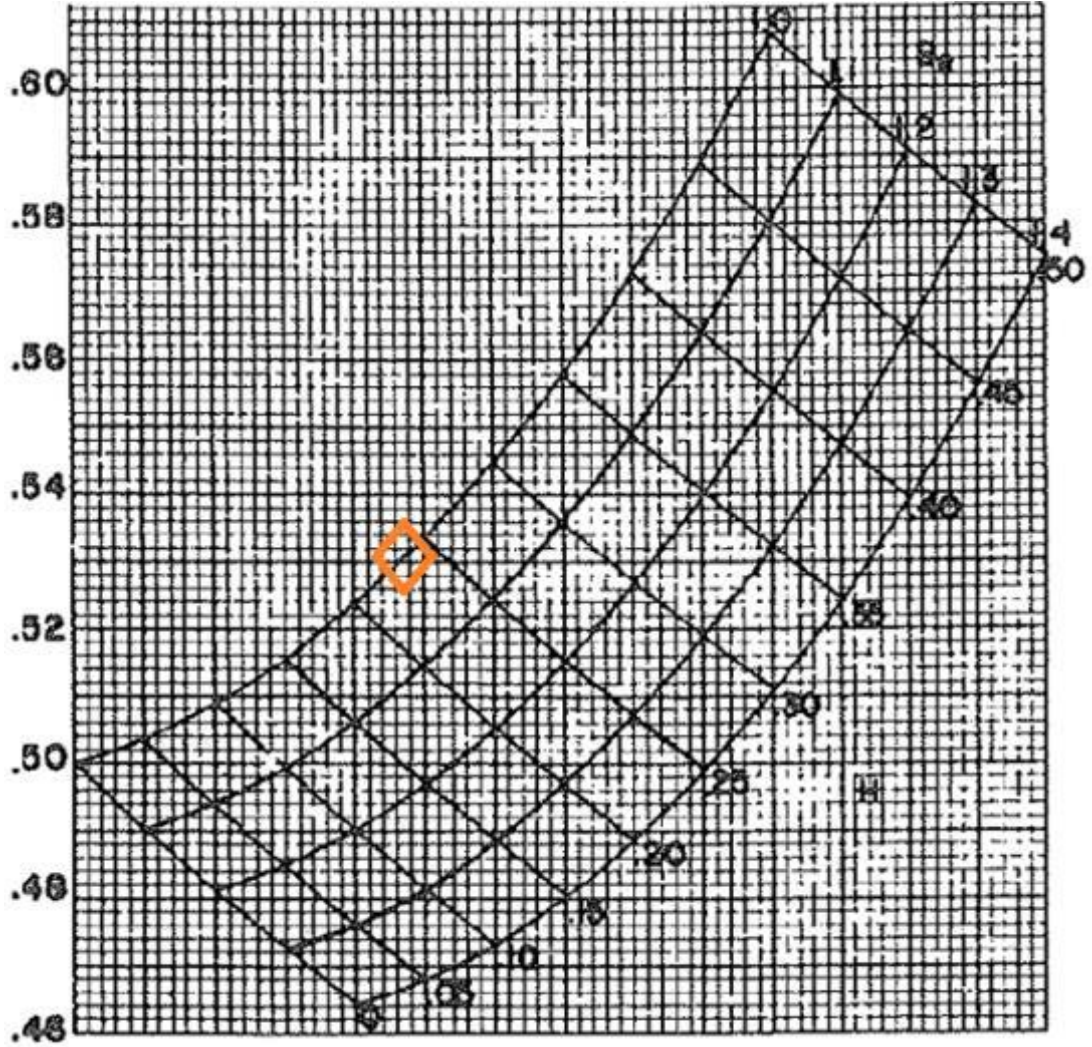
Şekil 5.3 : Tam ve Z-Tipi makas kabulleri.

Denklem 4.2’de belirtilen bağı yay katsayısına göre hedef yay katsayısı değerini denkleme girmek gerekmektedir. Tabloyu kullanmak için genişlik oranı ( $B_c$ ) ve uzunluk oranı ( $H$ ) değeri gerekmektedir.

$$B_c = W_c/W_o \quad (5.2)$$

$$H = c/L \quad (5.3)$$

Bu denklemlere istinaden yapılan hesaplamalarda  $B_c$  değerinin P-2 tipi profillerde  $W_c=W_o$  olması nedeniyle 1’e eşittir.  $H$  için ise makas göz bölgesi düşünülerek bir yaklaşım yapılmış ve  $H=0.225$  değeri baz alınmıştır. Bu değerler grafikte yerine konulduğunda kesişen bölgede ortaya çıkan değer dikey katsayı faktörünü bize verecektir.  $H=0.53$  çıkacaktır.

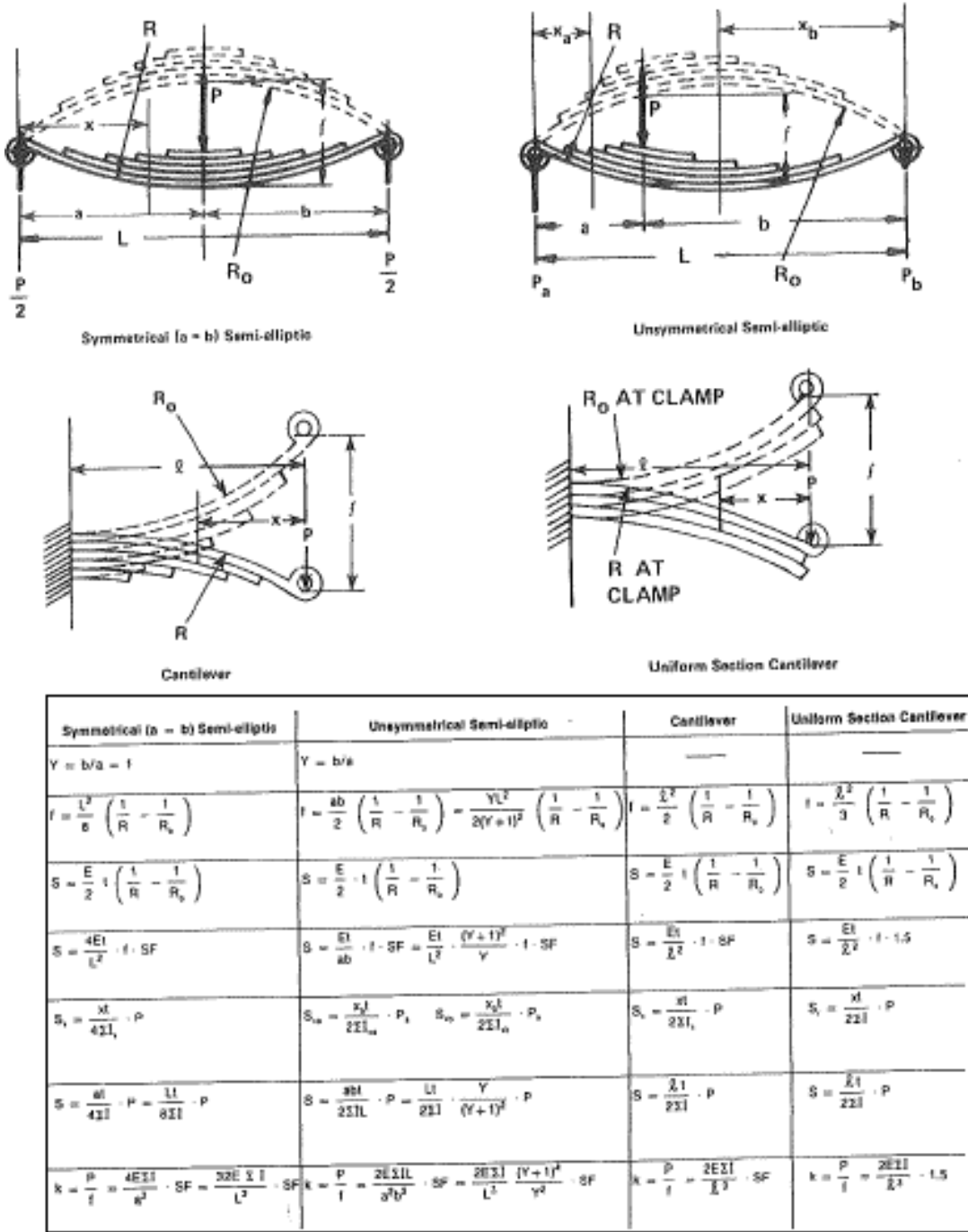


Şekil 5.4 : Parabolik makas dikey katsayı tespiti  $H=0.225$ ,  $B_c=1$ .

Ek olarak denklemi Z\_tipi makas uygun hale getirebilmek için denklemin başına şekil 5.5'deki formülasyonlar kullanılarak yarım makas formuna döndürülmeli ve çarpanı eklenmelidir.

$$T_o^3 = 16.1750 \cdot (4.429^2 \cdot 429^2) / (210000 \cdot 100.858 \cdot 0.53)$$

$$T_o = 73.53 \text{ mm}$$



Şekil 5.5 : Makas formülasyonları [1].



Makas merkez kalınlığı imalat koşullarının iç yapı nüfuziyetini sağlamaya uygun olmadığı için makasın en az iki katlı yapılması gerekmektedir. Merkez kalınlığının 37mm'i aşması sonucu makas malzemelerine molibden eklemesi yapılır. Bu sayede bir miktar daha çekirdek sertleşmesi sağlanır. Bu kalınlık için risk yüksektir. Hem proses fizibilitesi için hem de çeker dingilde kullanılacak bir makas olması itibariyle 37'şer mm merkez kalınlığına sahip 2 katlı bir makas tasarım olarak uygundur.

$$S = 24. (Pmax. Ac. Bc) / (W. t^2. Lc) \quad (5.4)$$

$$S = 24. (2.38500.429.429) / (100.74^2.858) = 724 MPa$$

Sonuç yay çeliklerinde hedeflenen 1200MPa'lık değerin çok altında olduğundan makas dayanımı açısından uygundur. Z-Tipi makaslarda standart makas kalınlığına göre daha yüksek kalınlık değerleri, yüksek yay katsayısı hedefi neticesinde, istendiğinden çıkan değerler diğer makas tasarımlarına göre nispeten düşük olmaktadır.



## **6. YAPRAK YAY LABORATUVAR TESTLERİ VE BİLGİSAYAR DESTEKLİ ANALİZ**

### **6.1 Laboratuvar Testleri**

Yaprak yayların standart testleri bulunmaktadır. Yaprak yaylar hareket alanı içerisinde minimum ve maksimum gelecek noktalar arası genelde 100,000 çevrim ömür beklentisi ile test edilmektedir. Havalı süspansiyonda kullanılan makaslarda bu deplasmanlar hava körükleri ile ortak paylaşıldığı için ve sistemin neredeyse rijit çalışması nedeniyle deplasman bazlı testler uygun olmaz ve yük bazlı testler ile çalışmalar yapılır. Testlerde yorulma alanı olarak daha uzun olan makas gözü – makas merkezi arasındaki bölge parça dayanım testlerine dahil edilir. Kalan bölge kısa ve körük oturma bölgesi itibariyle yüksek kalınlığa sahiptir ve herhangi bir kritik alan teşkil etmez. Şekil 6.1’de görülen test düzeneğinde makas orta eksen civatalar ile sabitlenmiştir. Makasın üzerinde bulunan metal blok aks datasından türetilmiş ve basma yüzeyleri aks ile aynı şekilde üretilmiştir. Makasın alt yüzeyinde ise araçta kullanılan döküm braket monte edilmiş ve çalışma sürecinde parçaların birbirini hasarlatma oranları da incelenmiştir. Bunun yanı sıra alt ve üst plakaların aslına uygun olması ve civata yüklerinin araçtaki şekilde uygulanması makas üzerinde yaratılan yükleme dışındaki gerilmeleri de görmemizi sağlamıştır. Şeklin sağında görülen makas gözü ise dikey şekilde yükleme yapılacak şekilde monte edilmiş ve yük uygulayacak pistonun uçları mafsallı şekilde monte edilip kasılma engellenmiştir. Test kriterleri aşağıda detaylı şekilde belirtilmiştir.

Test parçası : 2 katlı Z-Tipi havalı süspansiyon makası

Test yükü : Min 3000N – Max 38500 N / Sinüsoidal

Test frekansı : 1 Hz

Civata sıkma torku : 700 Nm

Hedef Çevrim : Kırılma olana kadar devam edecek.

Hedeflenen parça testi adedi : 6 adet



**Şekil 6.1** : Z-Tipi makas test düzeneği.

Toplamda 6 adet makas dikey yükü belirtilen şartlarda test edilmiş ve kırılma çevrim sayıları incelenmiştir. Sonuçları şüpheli numuneler malzeme analizinden geçirilmiş ve mikroyapıları incelenmiştir. Rig düzeneği her test sonrası incelenmiş ve herhangi bir hasarlanma olmadığına emin olunmuştur, bu sayede düzeneden kaynaklı değişkenler minimize edilmiştir. Aşağıda test edilen ve değerlendirmeye alınan 5 adet çift katlı ve 6 adet tek katlı makasın rig test sonuçları görülmektedir.

**Çizelge 6.1** : Çift katlı Z-Tipi makas kırılma çevrimleri.

Test Numune	Çevrim Adedi	Lokasyon
1	566,447	Merkezden 92 mm
2	669,463	Merkezden 115 mm
3	764,496	Merkezden 100 mm
4	632,863	Merkezden 94 mm
5	785,512	Merkezden 195 mm

**Çizelge 6.2 :** Tek katlı Z-Tipi makas kırılma çevrimleri.

<b>Test Numune</b>	<b>Çevrim Adedi</b>	<b>Lokasyon</b>
<b>1</b>	216,013	Merkezden 235 mm
<b>2</b>	256,935	Merkezden 122 mm
<b>3</b>	232,432	Merkezden 105 mm
<b>4</b>	222,385	Merkezden 120 mm
<b>5</b>	243,503	Merkezden 105 mm
<b>6</b>	222,604	Merkezden 85 mm

Sonuçlardan da görülebileceği gibi kırılma başlangıç yüzeyleri belli bir bölgede yoğunlaşmaktadır. Çevrim adedleri ise tek katta dar, çift katta ise nispeten geniş bir bantta seyretmektedir. Gerilme-Çevrim grafiğinde kullanılmak üzere çevrimlerin Weibull dağılımı incelenecek 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. Parçaların kırılma lokasyonları ve kırılma yüzey görüntüleri çift kat makaslar için şekil 6.2'de, tek kat makaslar için ise şekil 6.3'de verilmiştir. Yukarıda verilen çevrimler baz alınarak hesaplanan B10 ömrünün grafikleri çift kat için şekil 6.4'de, tek kat için ise şekil 6.5'de verilmiştir. Rig testlerinde kullanılan parçalar ile aynı seride üretilen ve yorulma test aracında kullanılan makaslar, Lommel Test Merkezinde müşteri korelasyonu yapılmış pistte ömrünü tamamladıktan sonra kalan ömür tespiti için makas yorma test düzeneğine bağlandı. Bağlanan parçalar tiplerine göre, yorulma düzeneğinde testleri tamamlanmış diğer parçalar ile aynı yüklerde yorulmaya devam edildi. Yorulma işlemi sonucu ortaya çıkan çevrimleri müşteri ömrünü tamamlamış makasların ne kadar ek ömrü olduğunu göstermiş oldu. Bu noktada ortaya çıkan ömür değerleri tek kat ve çift kat makaslarının yol datası ile hesaplanan ömrünü doğruluğunu hesaplama adına önemli bir bilgi oluşturmuştur. Gelişigüzel dağılımlı yol dataları ile sabit yüklü yorulma test datalarının karşılaştırılmasına ve S-N eğrisinin doğrulamasına olanak sağlamıştır.



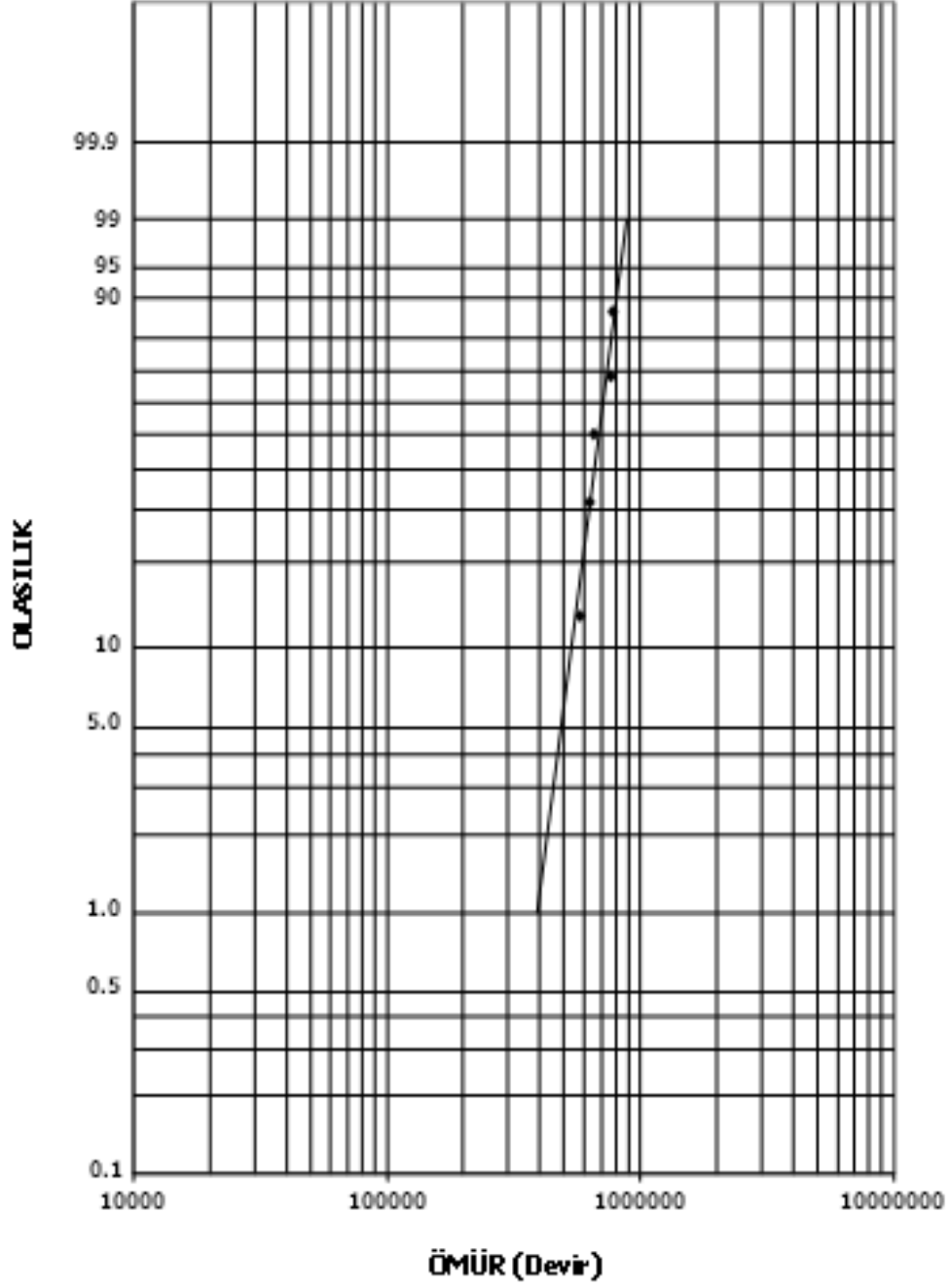
Şekil 6.2 :Çift katlı Z-Tipi makas kırılma örneği.



Şekil 6.3 : Tek katlı Z-Tipi makas kırılma örneği.

## WEIBULL DAĞILIMI

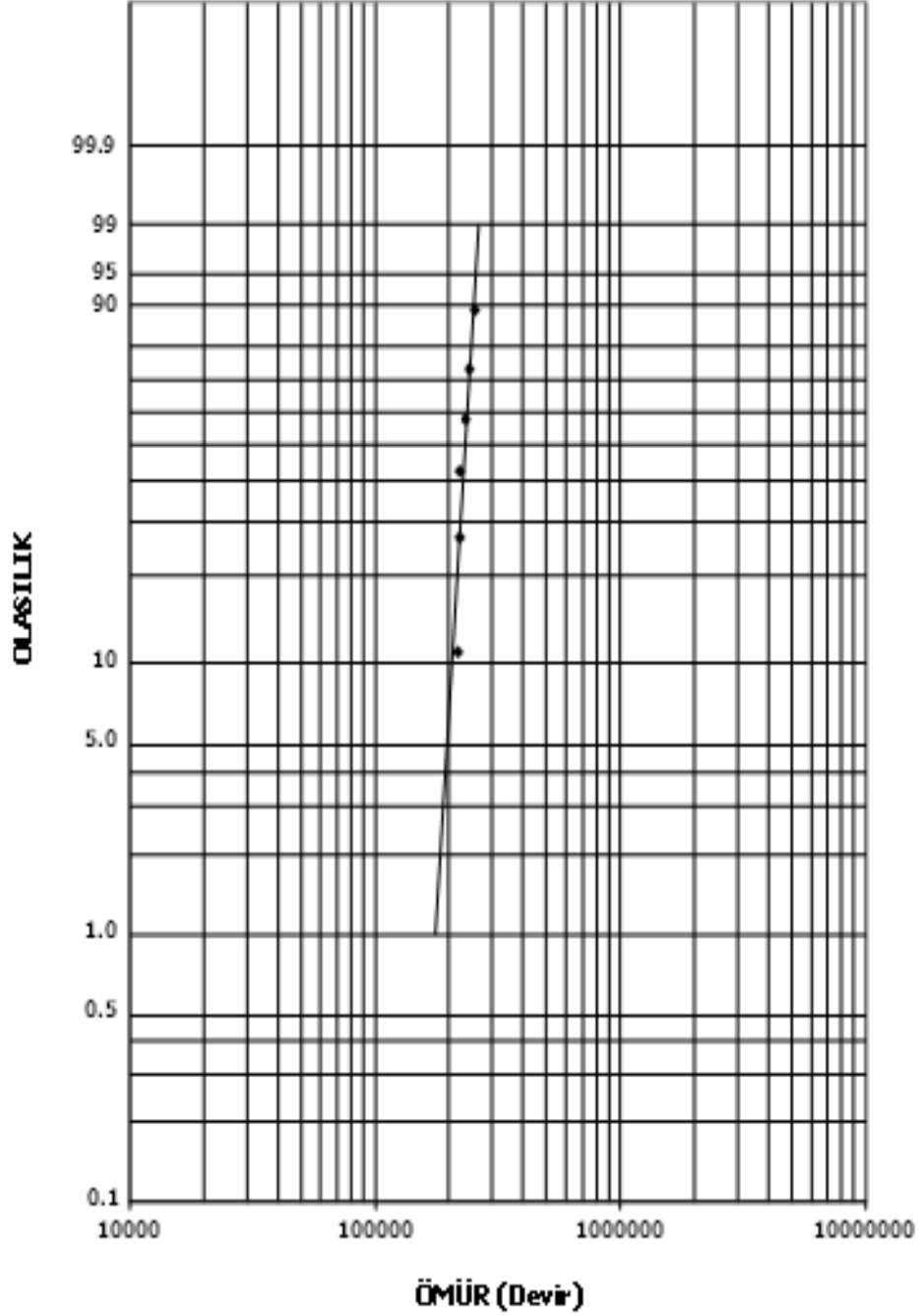
Eğim	Karakt. Ömür	B 1	B 10	B 50	B 99	R
7.531716	724488	393365	537390	690107	887382	0.985445



Şekil 6.4 : Çift katlı Z-Tipi makas kırılma çevrimleri üzerinden B10 hesabı.

## WEIBULL DAĞILIMI

Eğim	Karakt. Ömür	B 1	B 10	B 50	B 99	R
15.054019	239730	176612	206448	233969	265332	0.962495



Şekil 6.5 : Tek katlı Z-Tipi makas kırılma çevrimleri üzerinden B10 hesabı.



**Çizelge 6.3 :** Dayanım testinden çıkan makasların rig test sonuçları.

Test Numune	Çevrim Adedi	Lokasyon
Çift Kat Araç Sol	98,163	Merkezden 220 mm
Çift Kat Araç Sağ	117,232	Merkezden 192 mm

Rig testlerinde ek olarak makas için önemli bir parametre olan yay katsayısı da ölçülmüştür. Yay katsayısının tayini FE analiz korelasyonu ve numerik hesaplama karşılaştırmaları içinde önem arz etmektedir. Yay katsayılarının makasın belirlenen ömürleri içerisinde kayıp yaşamamaları süspansiyon dinamiği için önem arz etmekte ve bu nedenle belirli çevrimlerde ölçülmektedir. Testler sırasında da minimum ve maksimum bir yük belirlenip, testler bu aralıkta yapılmakta ve yay katsayıları bu aralıkta hesaplanmaktadır. Bu sayede sıfırı yükleme koşulunda oluşabilecek histerisler azaltılmaktadır. Tek kat ve çift kat makaslar için sonuçlar Çizelge 6.4’de verilmiştir.

**Çizelge 6.4 :** Çift ve tek katlı Z-Tipi makas yaykatsayıları ve çevrim bazlı değişimi.

Numune	Min Yük F1	Maks Yük F2	F1-F2 Deplasman Test Başlangıcı	F1-F2 Deplasman Çevrim Sonrası	Yay Katsayısı Test Başlangıcı	Yay Katsayısı Çevrim Sonrası
<b>Çift Kat - Prototip 1</b>	3000N	38500N	20.2mm	19.8mm (@200K)	1757.52 N/mm	1793.03N/mm (@200K)
<b>Çift Kat - Prototip 2</b>	3000N	38500N	20.3mm	19.9mm (@200K)	1748.87 N/mm	1784.02N/mm (@200K)
<b>Tek Kat - Prototip 1</b>	3000N	27500N	27.5mm	27.1mm (@100K)	890.73 N/mm	903.87N/mm (@100K)
<b>Tek Kat - Prototip 2</b>	3000N	27500N	27.8mm	27.3mm (@100K)	881.12 N/mm	897.25N/mm (@100K)

## 6.2 Yol Datası Toplama Çalışması

Parça validasyon süreçlerinin en önemli kısımlarından biri araç testleridir. Araç testlerinin dayanım anlamında tüm parçaların dayanım gereksinimlerini test etmesi ve müşteri kullanımını dayanım olarak yansıtması gerekmektedir. Araç dayanım testleri için özel parkurlar bulunmakta ve parkurlar farklı yorulma karakteristiklerini yansıtacak şekilde düzenlenmektedir. Araç üreticileri yorulma etkileri daha yüksek olan bu parkurların müşteri ile aynı hasarı vereceği parkur çevrimleri oluşturmakta ve düzenli olarak yorulma kabiliyetleri kontrol edilen bu parkurlarda testlerini hem hızlı hem de tekrarlanabilirliği yüksek şekilde düzenlemektedir. Araç üreticileri korelasyon sırasında öncelikle müşteri profillerini çıkarır ve profillere göre seçtiği yollarda data toplama çalışması yaparak kilometre olarak öngördüğü hedefe gidecek etkiyi tespit eder. Aynı işlem seçilen parkurlarda da tekrarlanır ve uygun parkurlar ve çevrim sayıları tespit edilir. Ford Otosan yol kamyonları için parkur olarak Lommel'de bulunan test pistini kullanmakta ve her araç için data toplama çalışmaları bu merkezde gerçekleştirilmektedir.



Şekil 6.6 : Lommel test parkuru.

Test aracının hazırlanması sonrası data toplama lokasyonlarına gerekli ölçüm ekipmanlarının bağlanma safhasına geçilmektedir. Süspansiyon sistemine gelen yüklerin tespiti için teker-jant merkezine altı eksenli kuvvet ölçümü yapan yük hücreleri (WFT) yerleştirilir. Yerleştirilen yük hücreleri sayesinde aracın testi sırasında zaman bağlı kuvvet ölçümü yapılmaktadır.



**Şekil 6.7 :** Test aracı ve koordinat sistemi.

Eş zamanlı olarak, istenen diğer yük parametreleri de toplanabilmekte ve teker yükünün diğer noktalara yayılması sürecinde kullanılabilir. Makas ömrünün tespiti için teker merkezinden okunan datalar makas gözüne aktarılmış ve ek olarak makas üzerinden strain-gageler yardımı ile ölçüm almıştır. Bu sayede hem gerilme anlamında hem de yük anlamında anlamlı değerler ölçülebilmektedir. Yük-uzama korelasyonu ile bilgisayar destekli oluşturulan modelinde doğruluğu tespit edilebilmiştir. Aşağıdaki şekillerde teker merkezinden kuvvet okunan ekipmanın ve makas üzerinden uzama okunan ölçüm ekipmanlarının araç üzerindeki konumları gösterilmiştir.



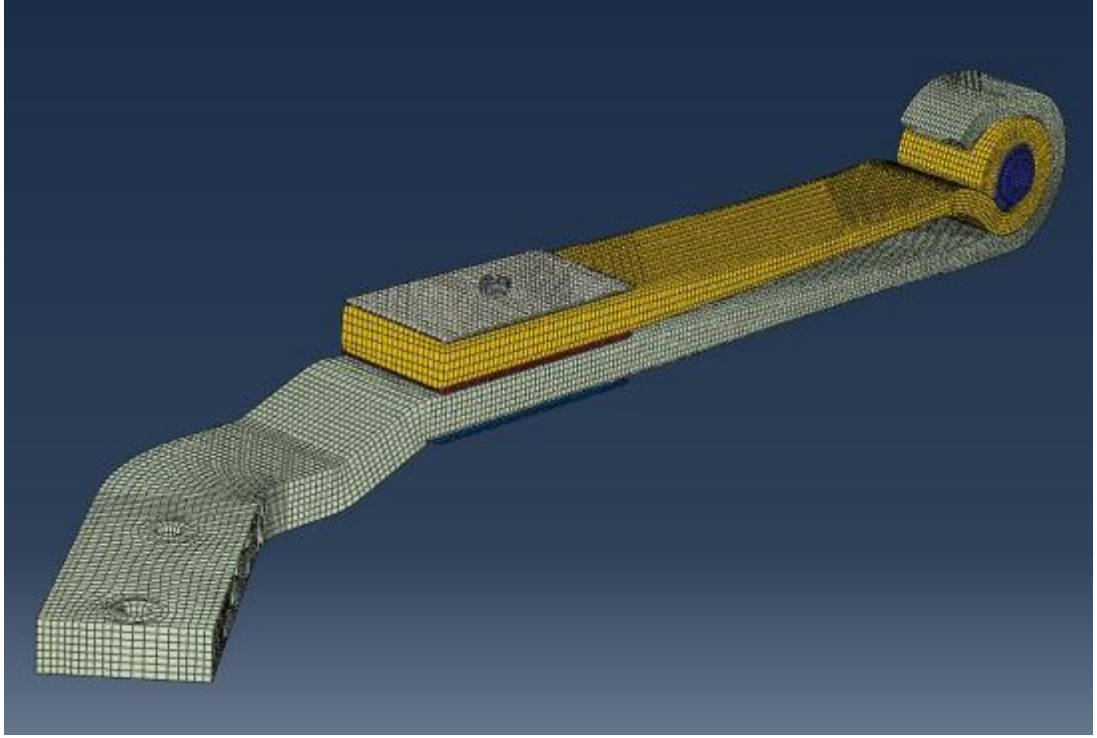
Şekil 6.8 : WFT takılmış aks.



Şekil 6.9 : Strain gauge bağlanmış makas ve bağlantı lokasyonu.

### 6.3 Bilgisayar Destekli Analiz Sonuçları

Doğrulama yöntemlerinin bir diğeri sonlu elemanlar yöntemi ile model oluşturmak ve modelin toplanan yol dataları ile korelasyonunu yapmaktır. Model kurulumunda Hypermesh ve Abaqus 6.12 kullanılmıştır. Ana parça olan makasın katları, ara şimler ve merkez civatası ayrı ayrı modellenmiş makas kompleksi tamamlanmıştır. Şekil 6.10’da makas kompleksinin FE modeli görülmektedir.

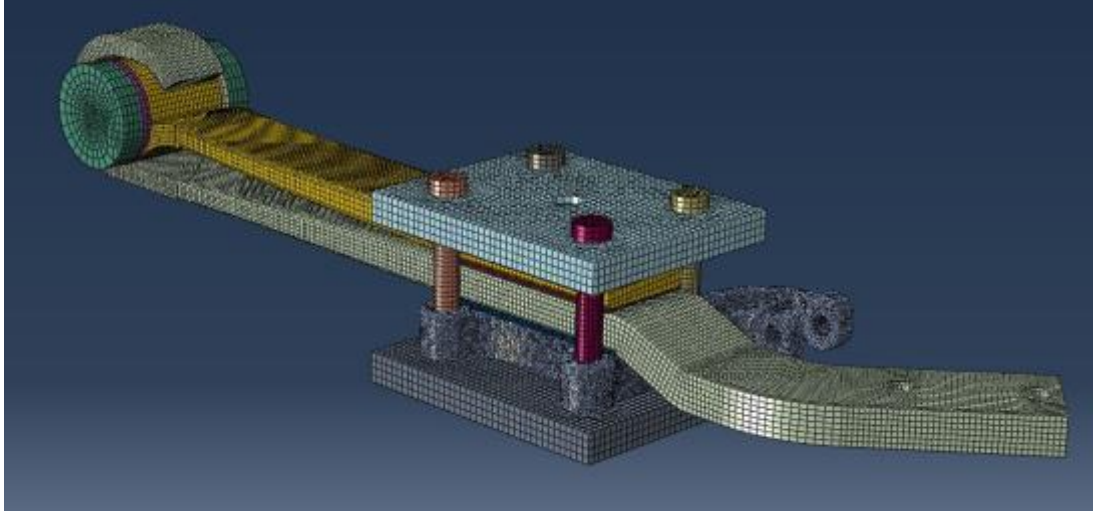


**Şekil 6.10 :** Çift kat makas FE modeli detay görüntü.

Test düzeneğinin etkilerini FE’ye doğru yansıtmak için rig de kullanılan parçalarda modellenmiş ve makasla bağlantıları tanımlanmıştır (Şekil 6.11). Kompleks geometrili döküm braket dışındaki parçalar, civatalar dahil, hexahedral elemanlar ile katı olarak modellenmiştir. Test düzeneğinde olduğu gibi civatalardan sıkma kuvveti uygulanmış ve bu sayede makasda oluşan öngerilme analiz sonuçlarına yansıtılmıştır. Tüm temas yüzeyleri arasında kontak elemanlar atanmıştır. Kontak eleman detayları Ek-A’da gösterilmektedir. Makas gözünde burç modellenmiş ve kontak elemanlar ile gözle ilişkilendirilmiştir. Makas göz kısmında birbiri üzerine kıvrılan makaslar, birbiri üzerine temas etmekte ve yük paylaşımı yapmaktadırlar. Yüklerin doğru akması için yüzeyler arası kontak elemanlar tanımlanmış ve yük paylaşımı hem de yüzeyler üzeri kayma durumu modele yansıtılmıştır. Makas



gözünde sağlı-sollu kullanılan pullar araçta kullanılan pullarında etkisini görmek adına eklenmiştir. Pullarında dış yüzeyinde makas gözünün bağlandığı askı braketi temsili olarak modellenmiş ve pullar ile arasında kontak yüzeyler tanımlanmıştır.



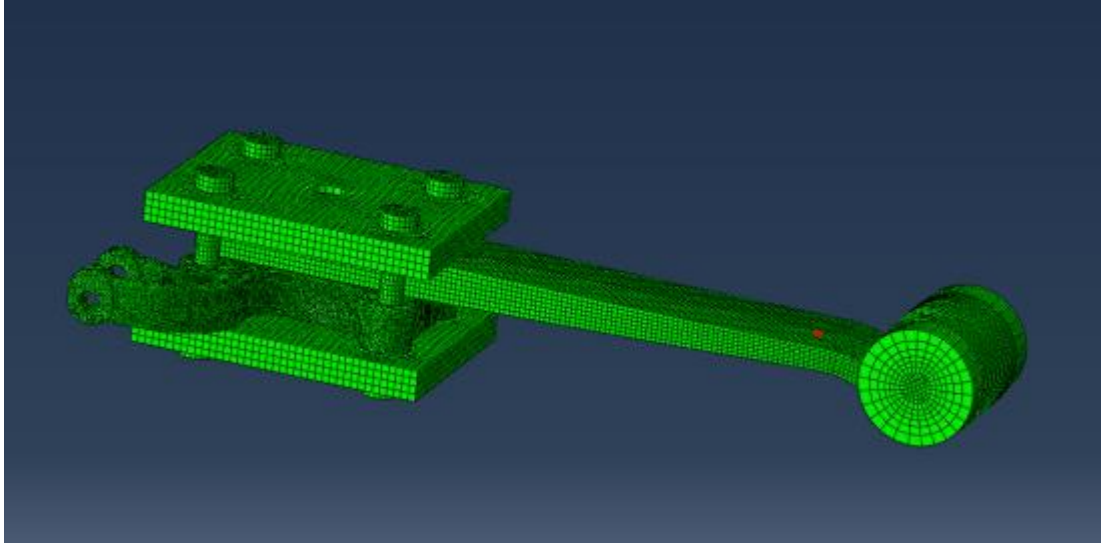
**Şekil 6.11** :Çift kat makas rig testFE modeli.

Çizelge 6.3’de FE model detayları parça bazlı olarak görülmektedir.

**Çizelge 6.5** :Çift kat makas FE model detayları.

Parça Adı	Element Tipi	Malzeme
Makas Ana Kat	Hexahedron-C3D8R	52CrMoV4
Makas 2. Kat	Hexahedron-C3D8R	52CrMoV4
Makas Şim	Hexahedron-C3D8R	ST52-3
Makas Merkez Civatası	Hexahedron-C3D8R	DIN980 G10.9
Makas Burcu	Hexahedron-C3D8R	NR 75 Shore A
Test Üst Plaka	Hexahedron-C3D8R	ST52-3
Test Alt Plaka	Hexahedron-C3D8R	ST52-3
Oturma Braketi	Tetrahedron	GGG-50
Test Civatası	Hexahedron-C3D8R	DIN980 G10.9
Yanal Pullar	Hexahedron-C3D8R	ST52-3

Araçta farklı akslarda aynı görevde kullanılan bir diğer makasda tek katlı Z-tipi makasdır. Aynı test düzeneğinde test edilen ve araçta bağlantı yüzeyleri çift katlı makas ile aynı olan tek katlı makasında modelleme süreci ve bağlantı şekilleri aynı şekilde uygulanmıştır. Şekil 6.12’de tek kat makasın test modeli görülmektedir.



**Şekil 6.12 :** Tek kat makas rig test FE modeli.

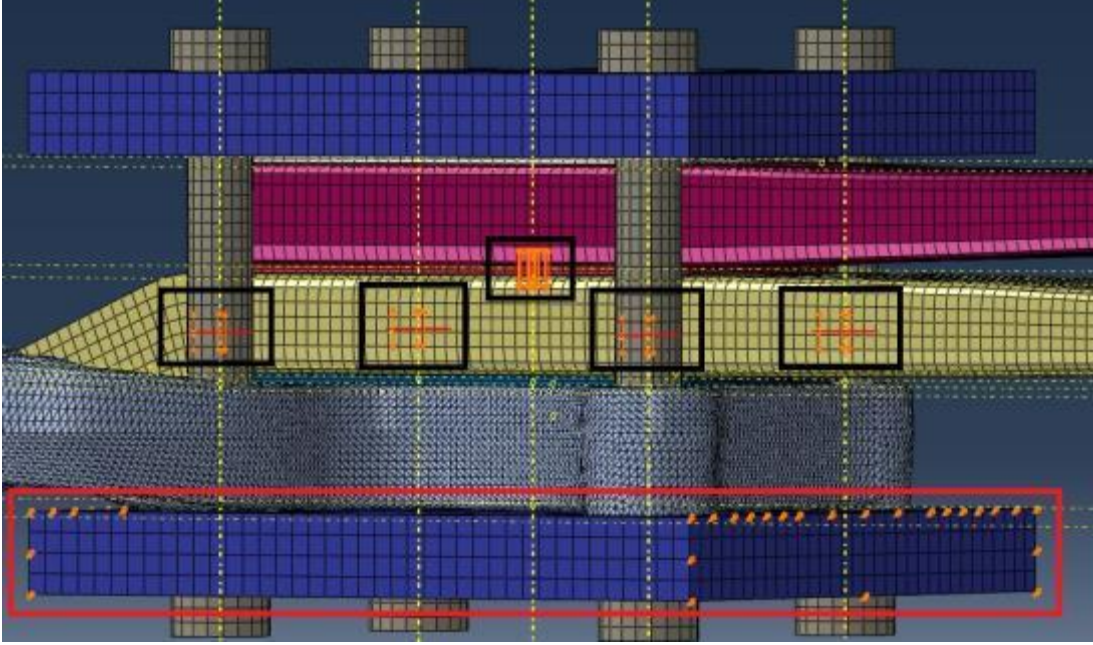
Test düzeneği FE modelinin çevre koşullarında test düzeneği ile paralellik oluşturması gerekmektedir. Test düzeneğinde makas merkez bölgesinden bağlanmış bir yapı bulunmakta ve FE modelinde makasa bağlanan braketten uzaya altı eksenli rijitleme yapılarak bu etki sağlanmıştır. Makasa belirlenen yüklerin uygulanması öncesinde dört adet civata ile aynı araçta olduğu gibi braketlere bağlanması sağlanmıştır. Burada test düzeneğinde verilen sıkma yükü araçtaki ile aynı olup, aynı sıkma yükü FE modelinde de civatalar üzerinden uygulanmış ve civataların bu yükü sürekli vermesi adına ikinci adımda ‘boundary fix’ adımı uygulanmıştır. Bu sayede makasın yük almadığı koşullar modele de yansıtılmıştır. Üçüncü adım olarak test düzeneğinde olduğu gibi dikey eksenli yorulma yükleri verilmiştir. Makas gözünden verilen yük aynı zamanda araçta makasın kritik yük aktarım lokasyonu olarak önemli bir noktadır. Araçta da dikey eksenli yüklerin olması test düzeneğini tekil yüklü yaparak yaklaşım geliştirmemize olanak sağlamıştır. Şekil 6.13’de ilk iki adımda uygulanan uzayda rijitleme (kırmızı bölge) ve civata sıkma yüklerinin (siyah bölge) modeldeki hali görülmektedir.

Uygulanan adımlar;

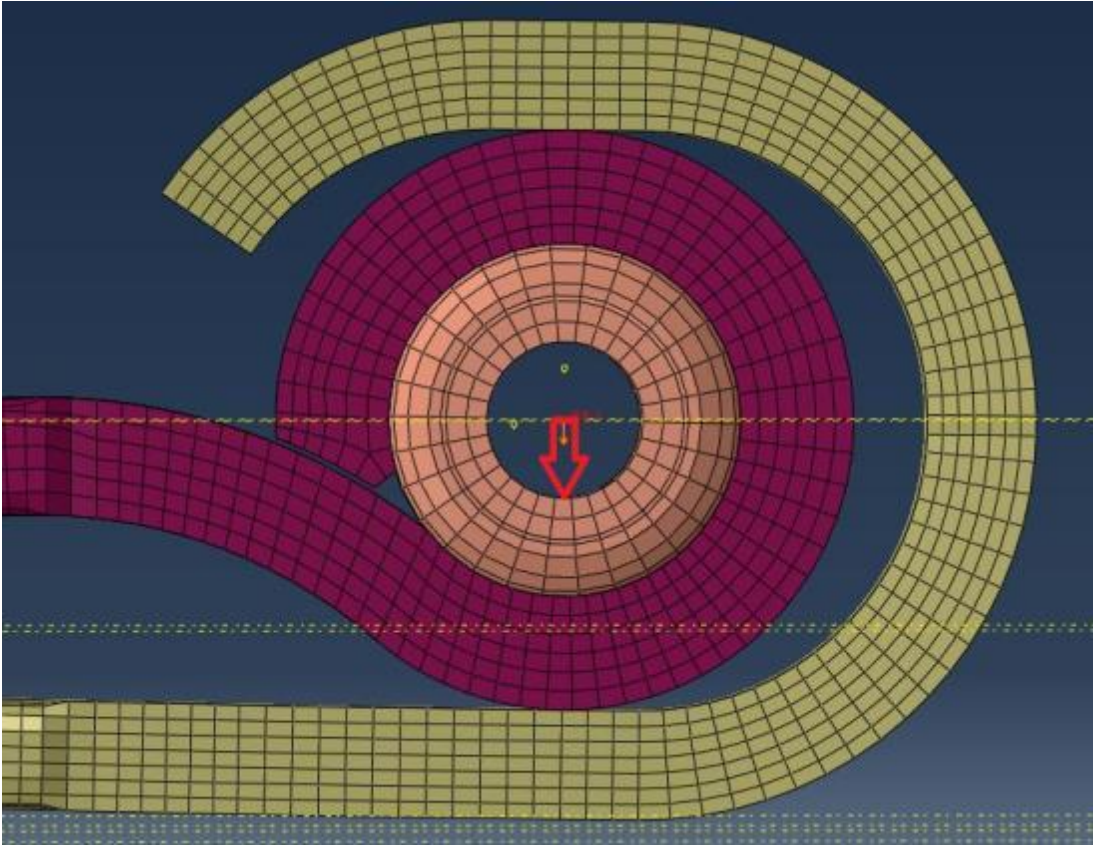
Ön yükleme (Adım 1) – Civata sıkma yükleri verilmiştir.

Sınır şartlarını sabitleme (Adım 2) – Civata sıkma yüklerinin etkisi muhafaza edilmiştir.

Yükleme (Adım 3) – Makas gözünden yük verilmiştir.



Şekil 6.13 :FE modeli sınır şartları.



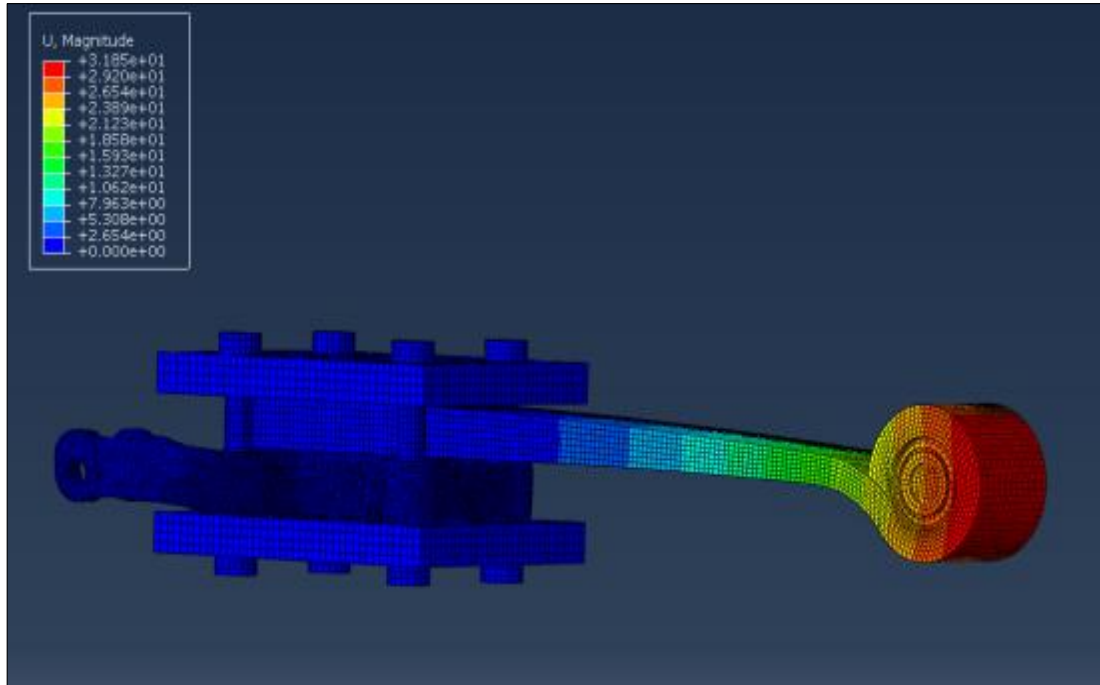
Şekil 6.14 :FE modeli yük uygulama noktası.



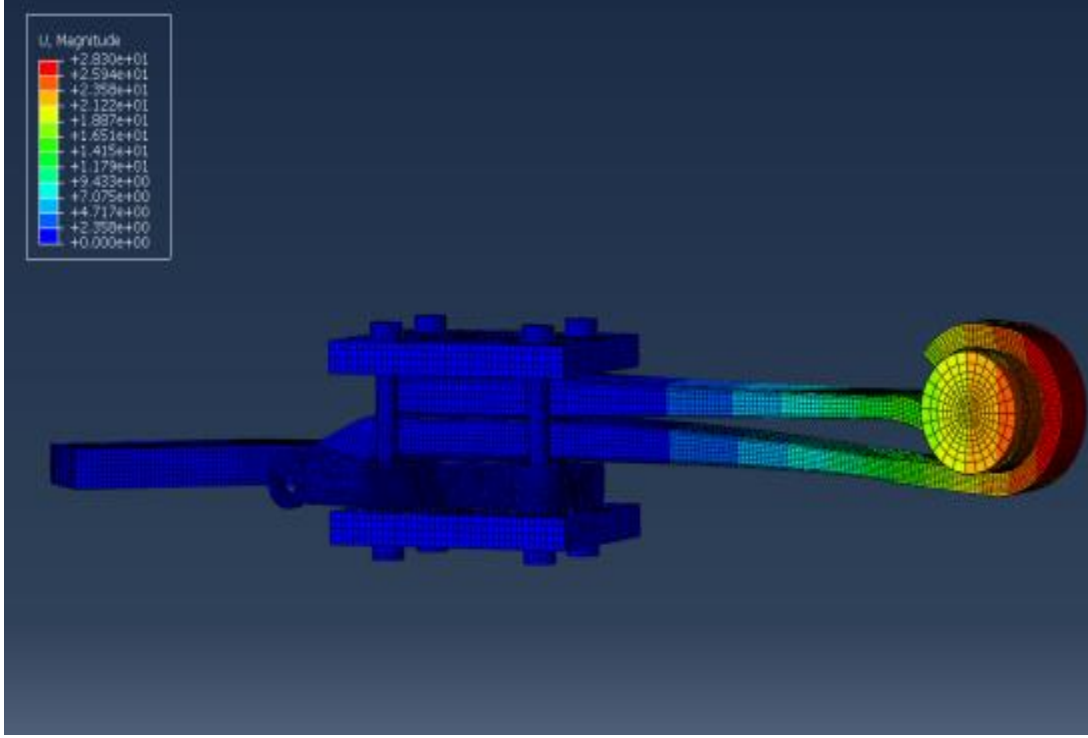
Makas modellerinin hazırlanması sonrasında ilk FE korelasyonu makas yaykatsayılarının tespiti ve doğruluğu ile yapılmaktadır. Bu süreçte doğru deplasmana ulaştıracak elastik modülüsün malzemenin gerçek elastik modülüsü ile yakınsaması modelin doğruluğu açısından önemlidir. Analizde malzeme girdisi olarak öncelikle parçaların mevcut elastik modülüsleri girilmiş ve test sonuçları ile karşılaştırılarak FE korelasyonu sağlanmıştır. Çizelge 6.4’de tek kat ve çift kat makasların elastik modülüsü ve doğru deplasmanı elde etmek için uygulanması gereken ikincil elastik modülüsleri verilmiştir.

**Çizelge 6.6 :** Tek kat ve çift kat makas yaykatsayılarının FE ve test sonuç karşılaştırması.

Tip	Test Deplasman	FE Deplasman	FE Elastik Modülüs (GPa)	Değişim %
Çift Kat	20.3mm	21.1	210000	3.94
Tek Kat	27.5mm	26.7	210000	2.9

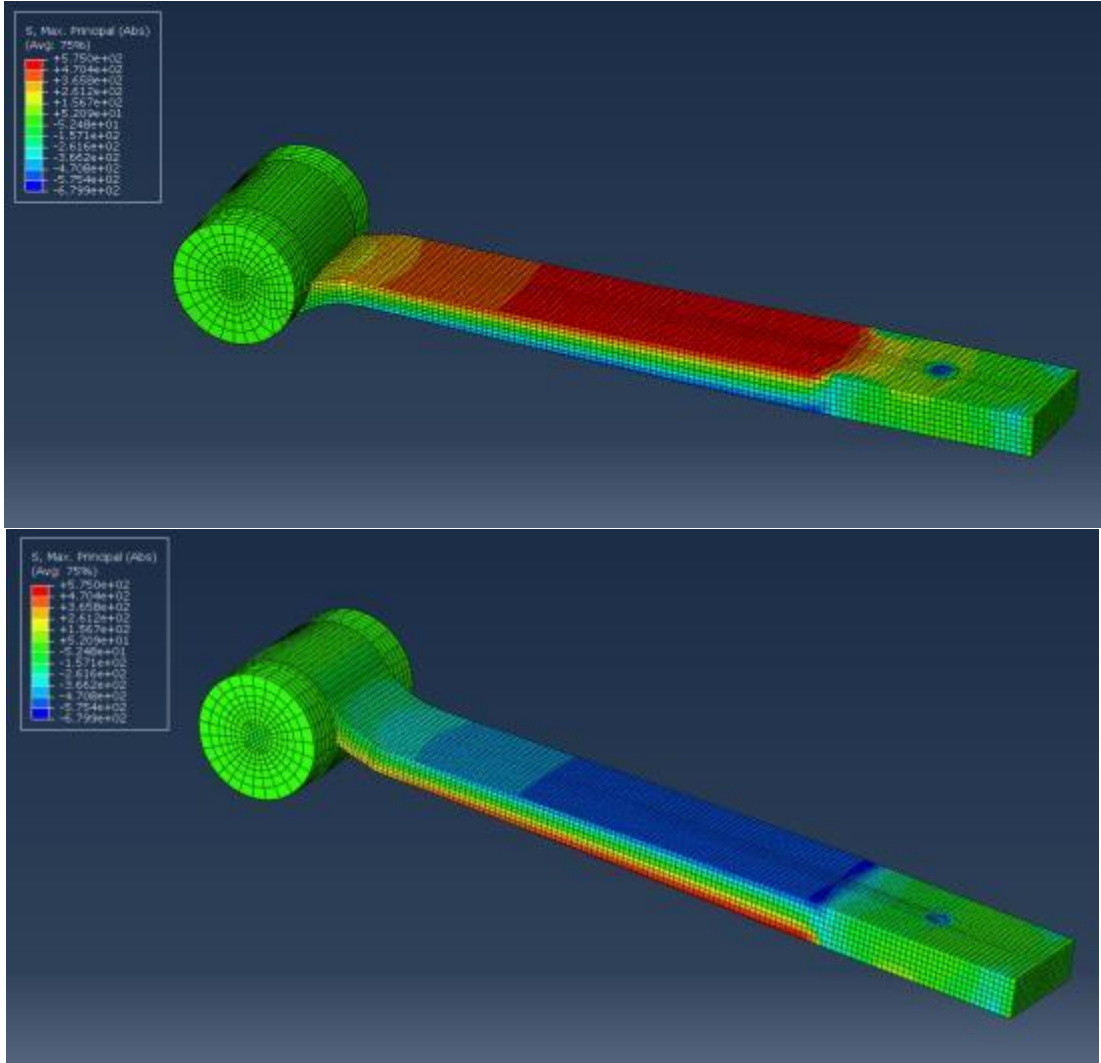


**Şekil 6.15 :** Tek kat makas deplasman sonuçları.

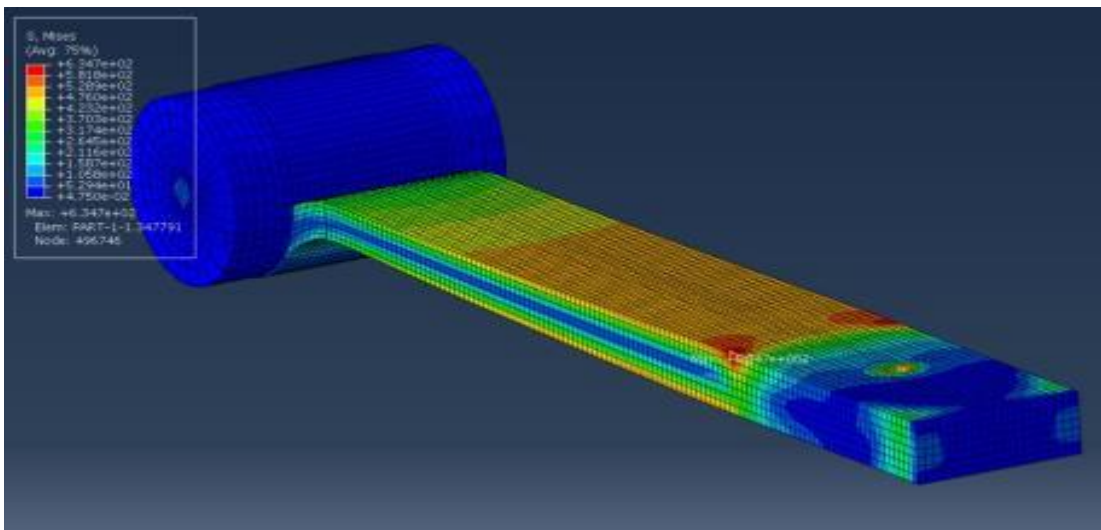


**Şekil 6.16 :** Çift kat makas deplasman sonuçları.

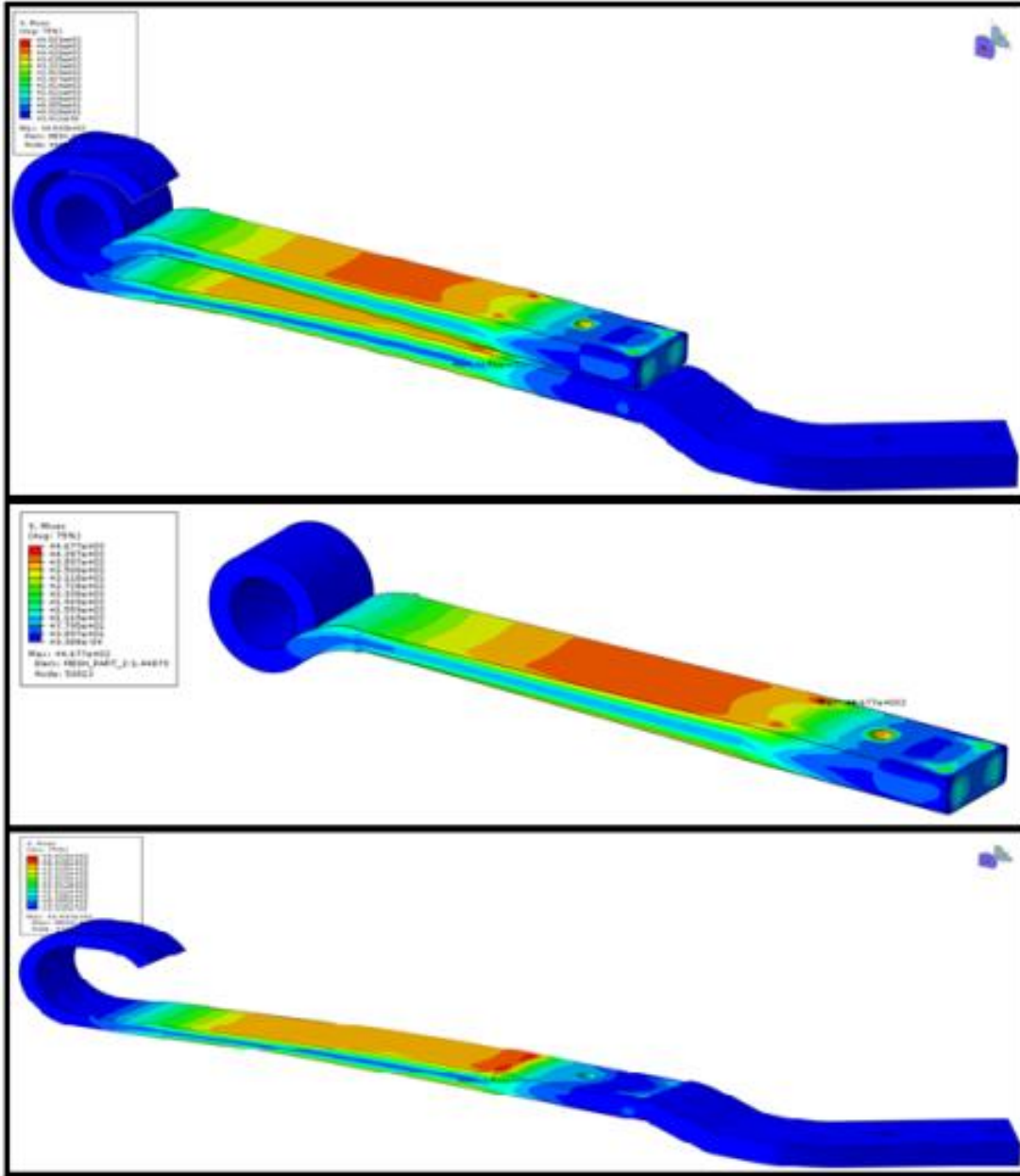
Makas yay katsayılarının modellerde korelasyonunun tamamlanması sonrası temel hedef makasların test düzeneğindeki kırılma lokasyonu ile FE modelindeki maksimum gerilme birikim lokasyonu ve maksimum gerilme değişim lokasyonlarının aynı noktalar olmasını sağlamaktır. Makasdaki gerilim birikimine neden olan civata ön yükleme ve makas gözü yüklerinin modele yansıtılma doğruluğu sonuca yaklaşmamızı sağlayacaktır. Testte koşturulan makaslar genel olarak aynı lokasyonlardan kırılrsa da bazı sapmalarda olmuştur. Sapma olan makasların malzeme analizleri yapılmış ve maksimum lokasyona göre gerilme oranlarına bakılmıştır. Tüm bu dataların karşılaştırılması sonrası FE modelinin kırılmayı bölgesel olarak simüle etme durumu analiz edilebilmiştir. 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. Şekil 6.17, 6.18 ve 6.19’de tek kat ve çift kat makasların analiz sonuçları görülmektedir.



Şekil 6.17 : Tek kat makas FE sonuçları (Absolute Maximum).



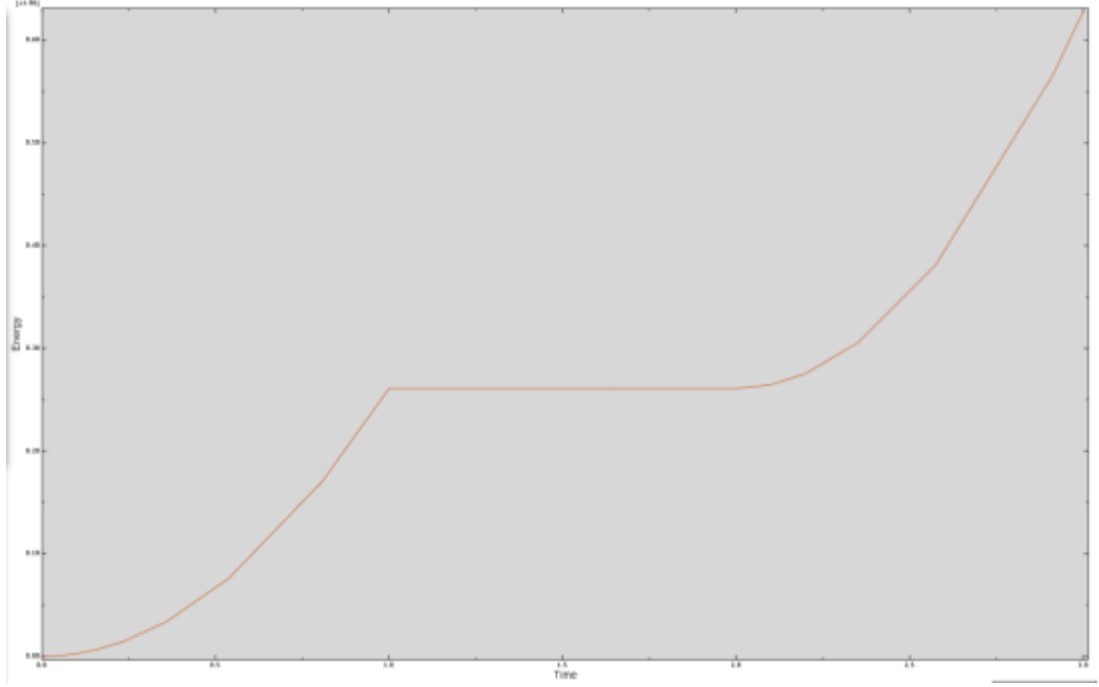
Şekil 6.18 : Tek kat makas FE sonuçları (Von Mises).



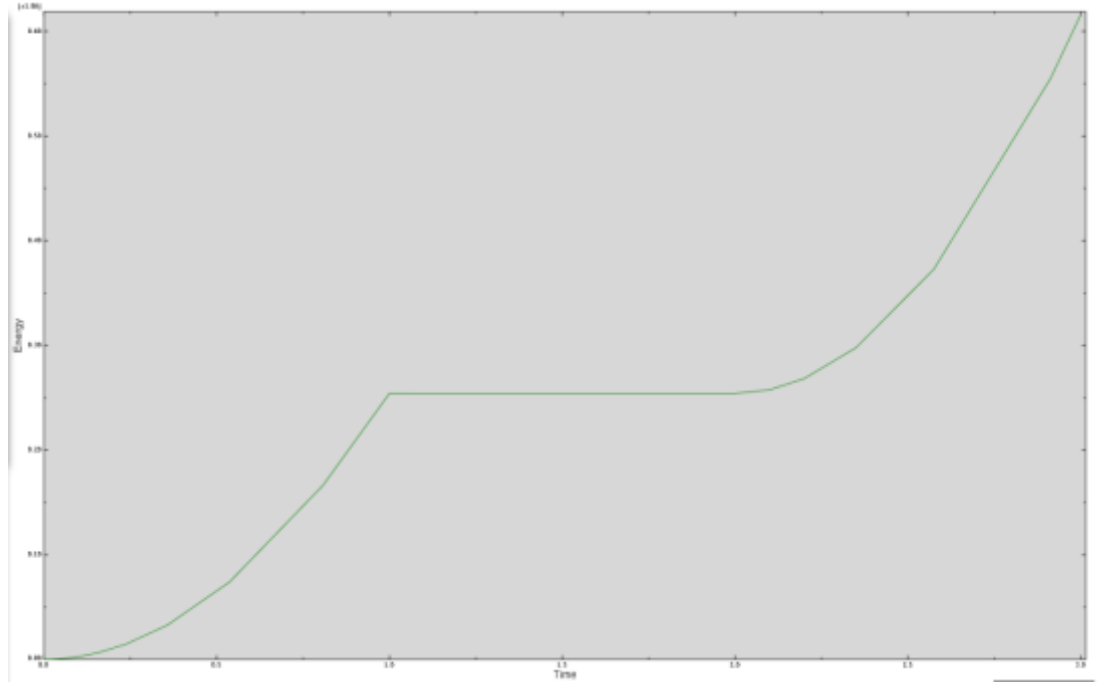
**Şekil 6.19** : Çift kat makas FE sonuçları.

Çalışma sisteminin yapısı gereği yüzeyler arası sürtünme ve önyükleme ile bağlanan bir yapı bulunmaktadır. Araç modeli ile FE modelinin birbirine yakınsaması adına bu bağların yükleme koşullarında doğru girilmesi şarttır. Yüzeyler arası sıkma kevveti ve önyüklemeyi modele yansıtmak adına yüzeyler arası kontak elemanlar kullanılmıştır. Kontak elemanların kullanımı sırasında oluşabilecek yapay gerilmelerin toplam yapılan işe ve modele yansıyan uzama enerjisine göre belli bir oranın altında olmalıdır. Genel kabul yapay gerinimlerin modele yansıyan gerinime oranının yüzde birin altında olması gerekliliğidir. Oluşturulan modelde bu oran binde üçün altında olup istenen kontak eleman sonuçları modele yansıtılabildiği görülmüştür.

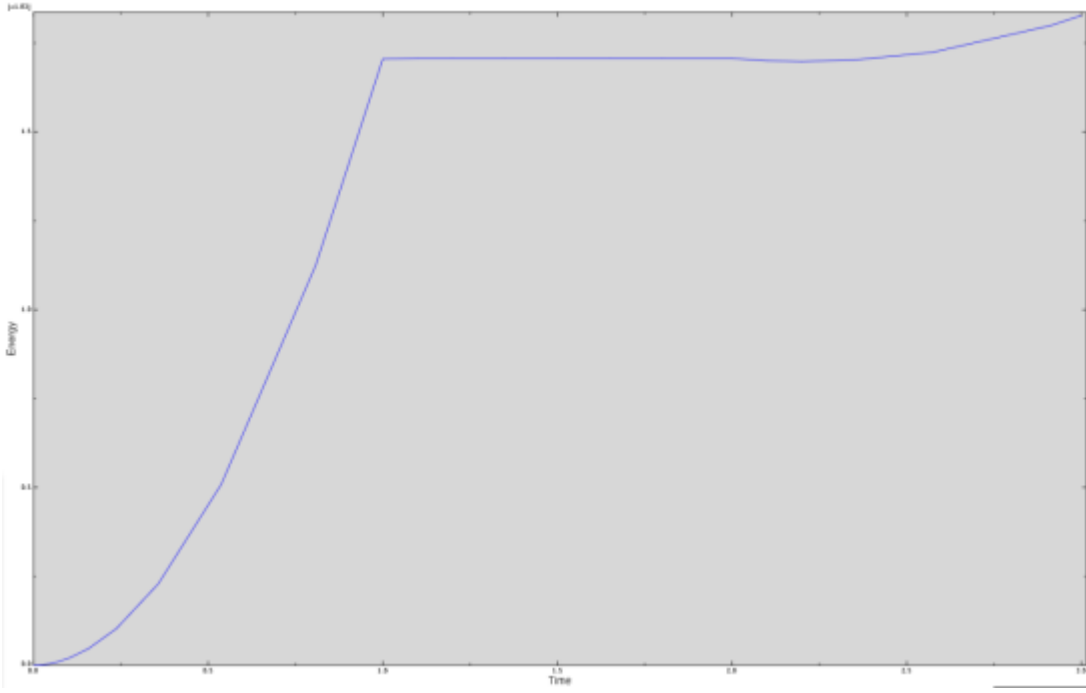
Aşağıdaki şekiller sırasıyla toplam yapılan iş, modele yansıyan gerilme ve yapay gerilme oranları gösterilmiştir. Ek kısmında ise çift kat makas analiz çıktılarının sonuçları gösterilmektedir.



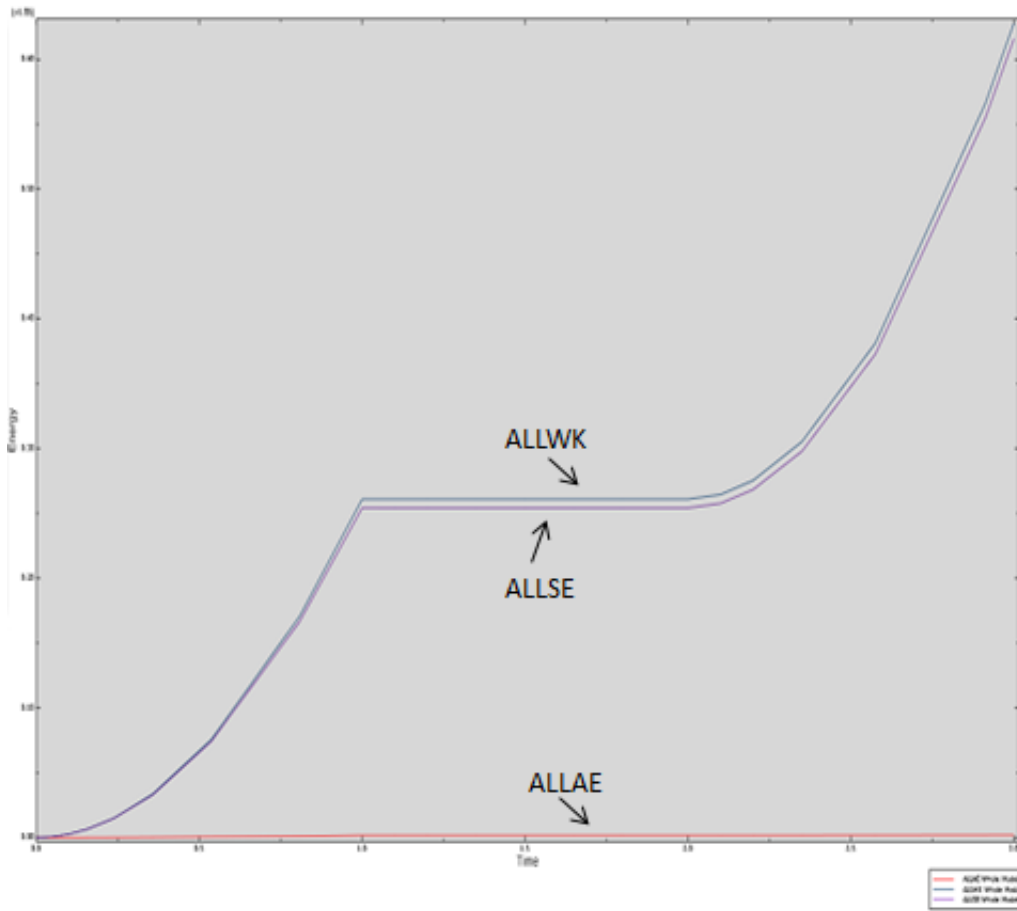
Şekil 6.20 : Tek kat makas FE çıktıları, ALLWK.



Şekil 6.21 : Tek kat makas FE çıktıları, ALLSE.



Şekil 6.22 : Tek kat makas FE çıktıları, ALLAE.



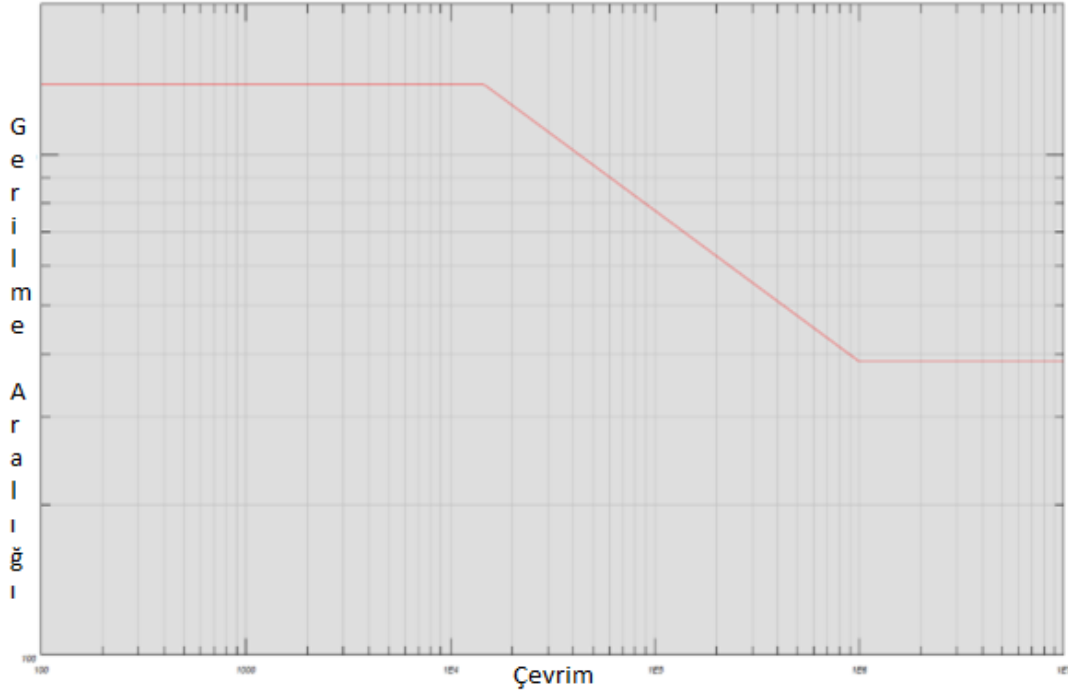
Şekil 6.23 : Tek kat makas FE çıktıları, ALLWK, ALLSE, ALLAE.

## 7. YORULMA HESABI

### 7.1 Malzeme Datasının Çıkarımı

Makas tasarımları belirli numerik hesaplar ve yük kabulleri ile istenilen tasarım hedeflerine belli oranlarda sağlayabilmektedir. Özellikle makas gibi hem güvenlik açısından önemli hem de sürekli farklı yüklerin etkisinde kalan tasarımların yorulma ömür hesaplarının daha detaylı şekilde 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, doğru ömür hesabının yapılabilmesi adına malzeme davranışının doğru tanımlanması önem arz etmektedir. Malzeme datası olarak gerilme-çevrim grafikleri kullanılmakta ve malzemenin çevrimsel davranışların doğru tespiti gerekmektedir. Gerilme-çevrim grafiklerinde makasa uygulanan gerilmeye karşılık hangi çevrime dayandığı belirlenip buna göre grafik tamamlanmaktadır. Makas gibi proses olarak hem ısıl işleme 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. Makas test düzeneğinde iki farklı yükleme koşulunda, makasın yükleme koşulunda maruz kaldığı yüksek çevrimli yorulma aralığında kalan, altışar adet makasda 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 : Makas SN Grafiği, 52CrMoV4.

SN Eğrisi detayları;

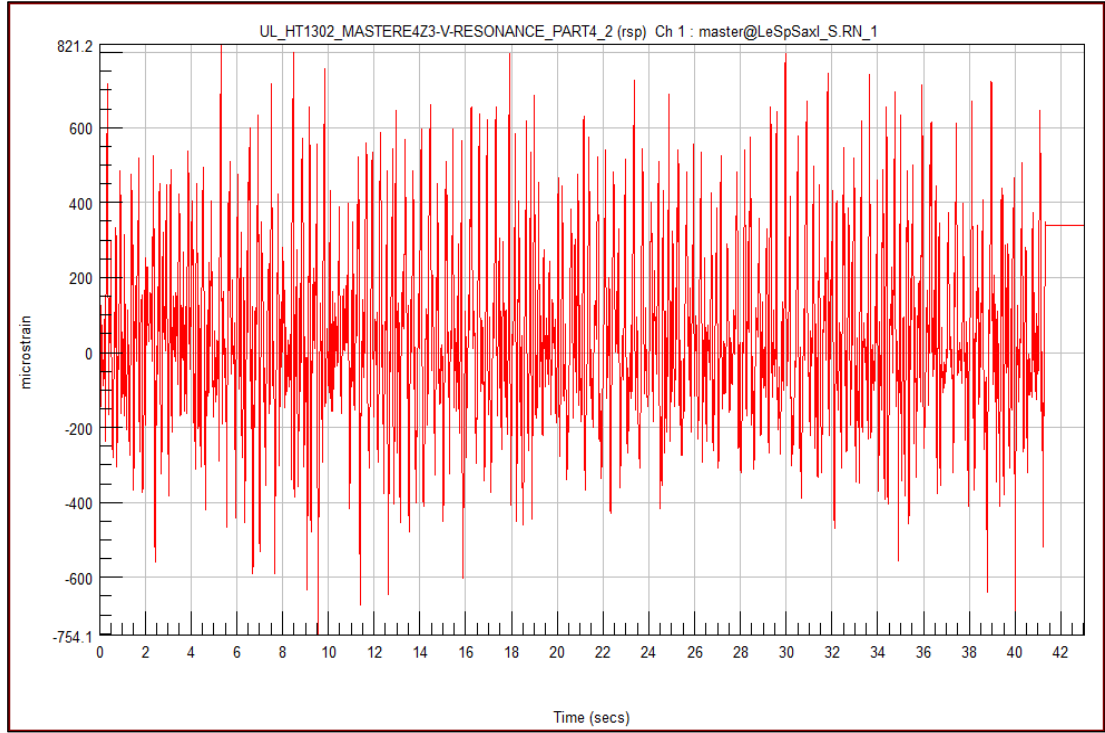
- Eğim: -0.3018
- RR: -0.152
- Sonsuz ömür eksenini : 1,000,000 çevrim
- Test ile elde edilen çevrim değerleri; 537,390 ve 206,448 çevrim
- Maksimum çekme dayanımı : 1200MPa

## 7.2 Malzeme Datasının Çıkarımı

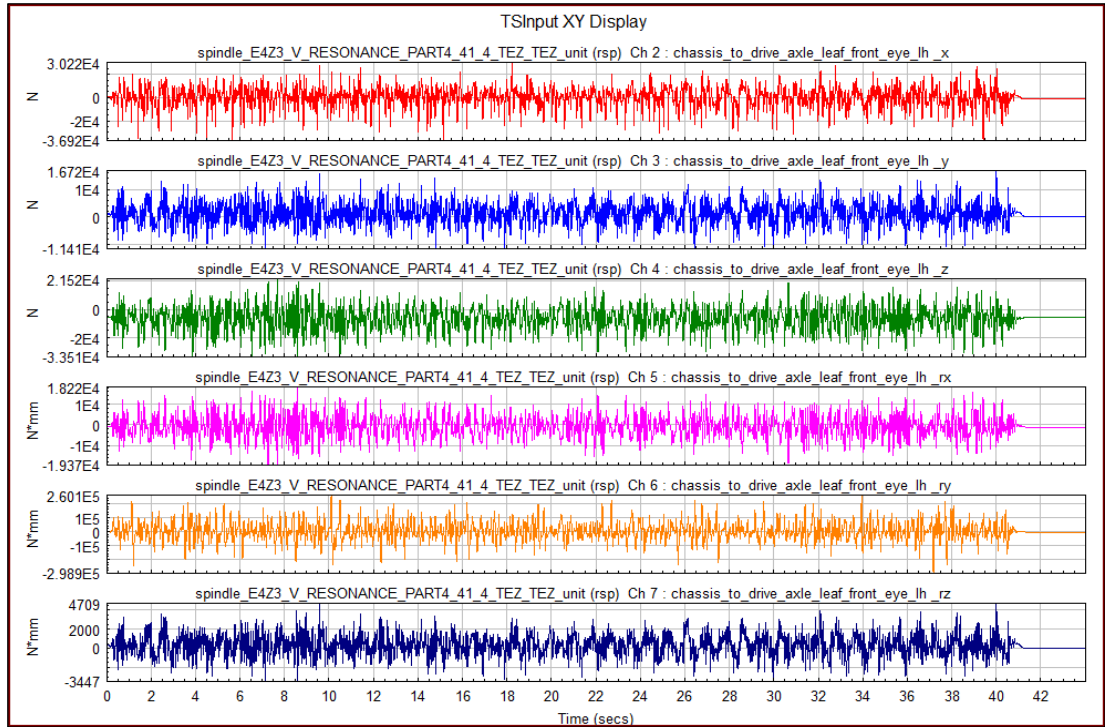
Taşılardan data toplama sürecinde bilgisayar destekli analizlerin korelasyonu için gerçel sonuçları görebileceğimiz datalarından toplanması gerekmektedir. Bu nedenle makas üzerinden gerilme değerleri toplanmış ve ömür hesabı yapılmıştır. Aynı lokasyonun FE modelden çekilen değerleri de eş zamanlı toplanan yük dataları



kullanılarak analiz edilmiş ve ömür karşılaştırması yapılarak modelin doğruluğu belirlenmiştir. Bu işlem analizin doğrulanması açısından çok önemlidir.

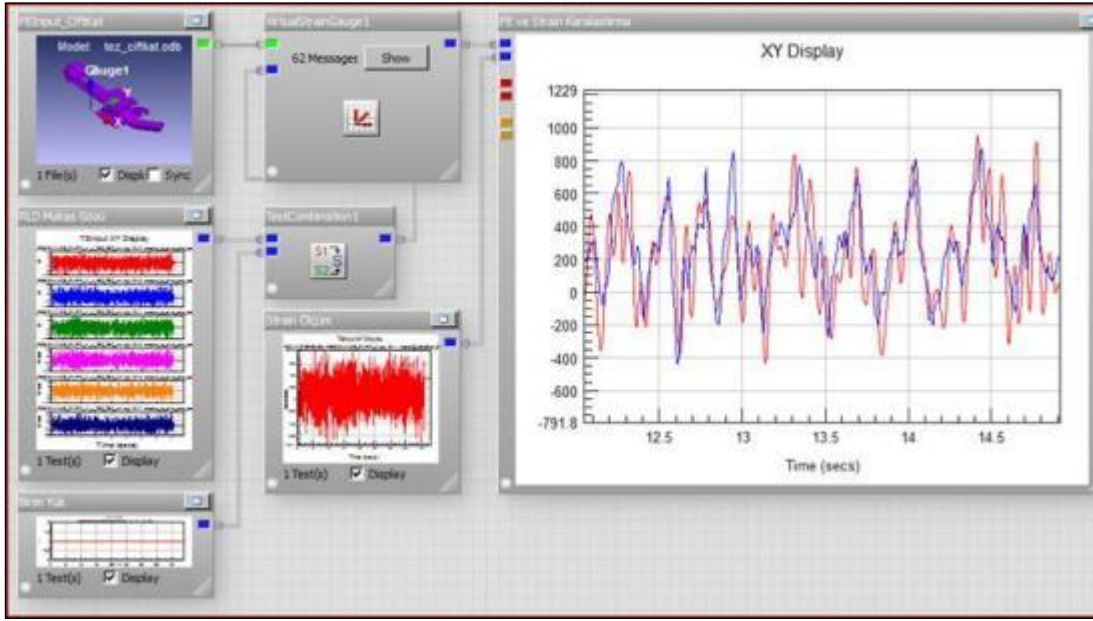


Şekil 7.2 : Makas üzerinden toplanan gerinim değerleri, rezonans parkuru.

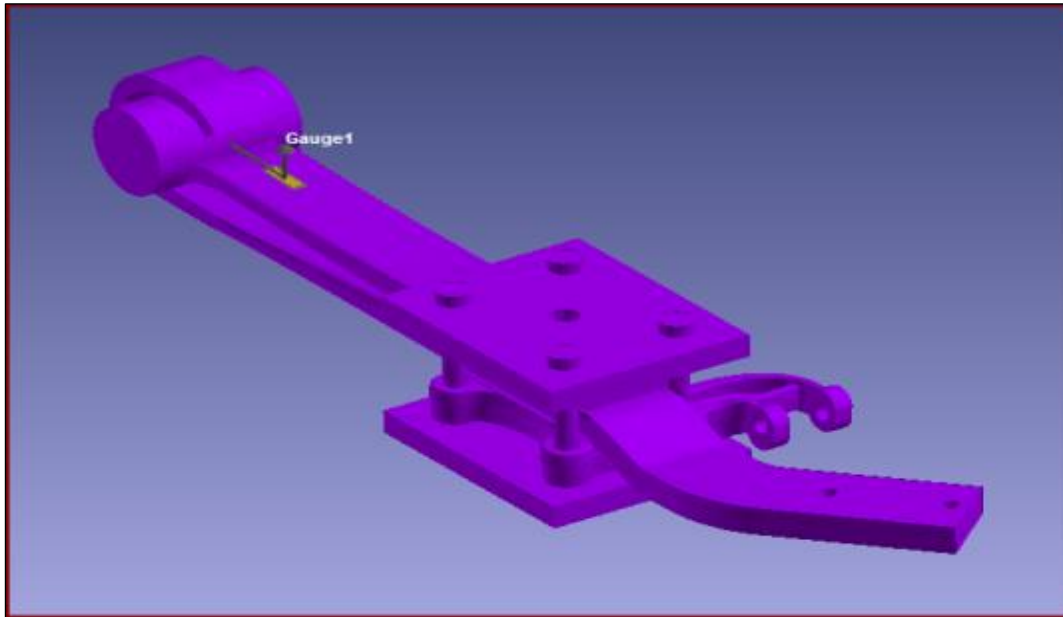


Şekil 7.3 : Makas gözü üzerine gelen 6 eksenli yük değerleri, rezonans parkuru.

Şekil 7.2’de görülen gerinim değerleri makasın göz bölgesine yakın kritik bir bölümden ölçülmüştür. 23 ayrı parkurdan toplanan değerler, test aracının o bölgede koşacağı adetler ile büyütülmüş ve parkurlar birleştirilmiştir. Şekil 7.3’de analiz girdisi olarak kullanılacak, makas gözü yükleri görülmektedir. Altı eksenenden toplanan yükler N\_Code programı kullanılarak zaman bağılı olarak makas gözüne uygulanıp, strain gauge lokasyonu üzerine gelen gerinimlerin zamana bağılı çıktıları alınabilmektedir.

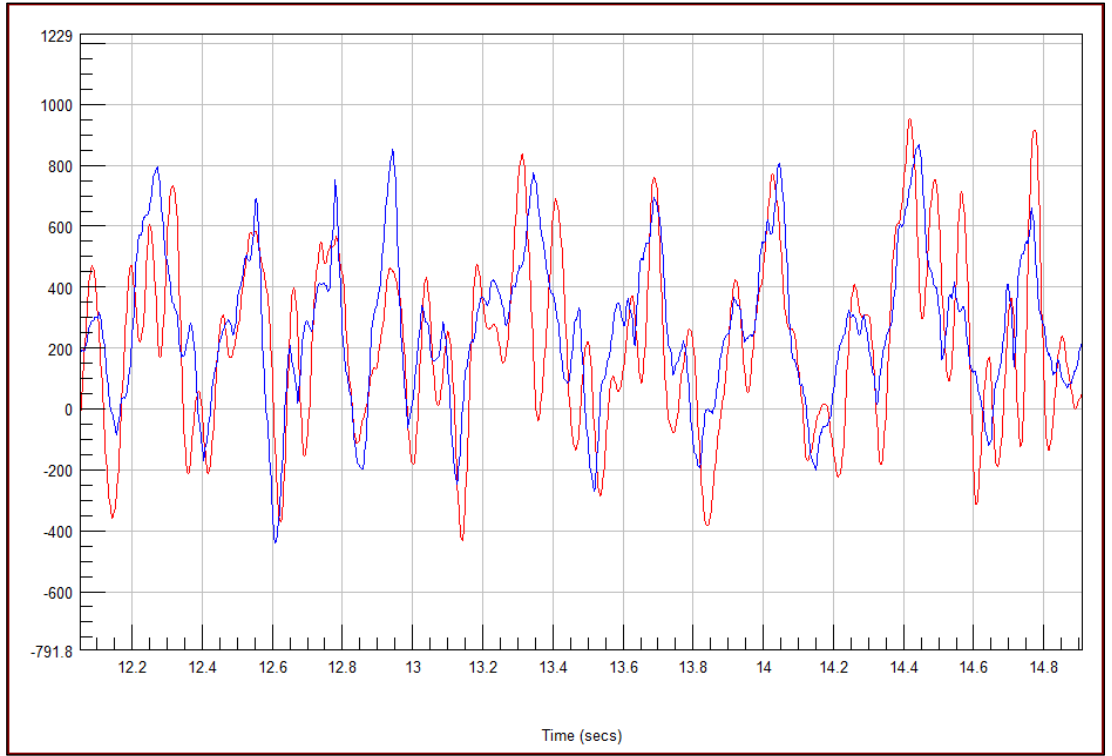


Şekil 7.4 : SG lokasyonundan toplanan gerinim ve FE sonuç karşılaştırması.



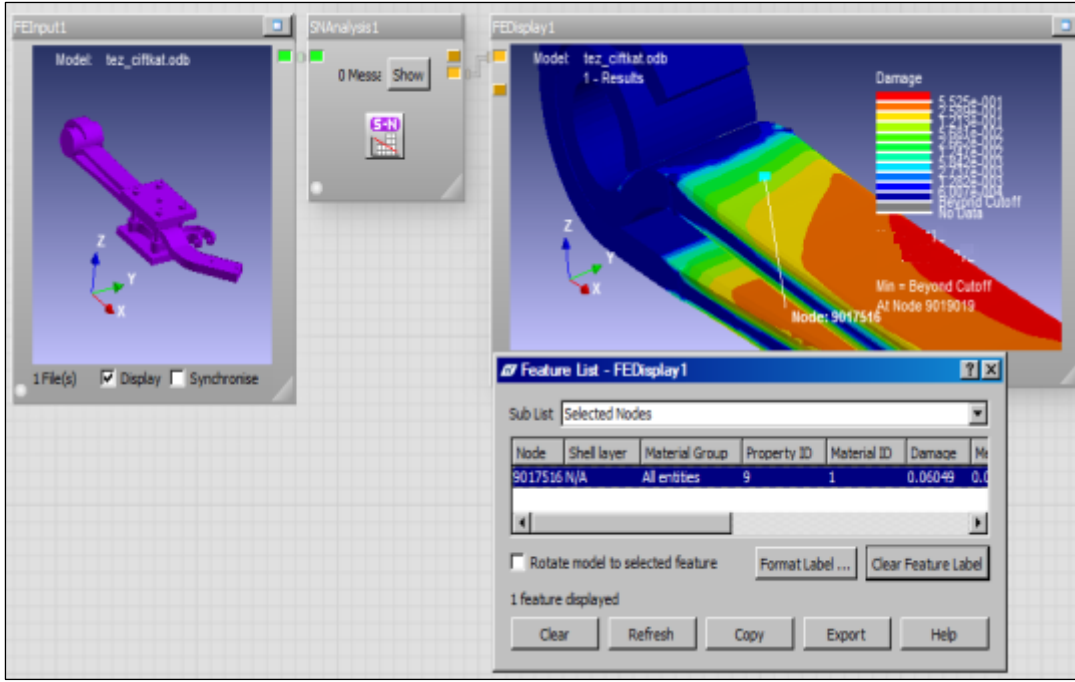
Şekil 7.5 : FE model SG lokasyonu.

Şekil 7.4’de kullanılan döngüde öncelikle Abaqus’de oluşturulan model FE girdisi olarak döngüye sokulmuştur. FE girdisindeki yüklemeler her eksen için birim yüklü analizi koşturulan modelin ODB çıktısıdır. Toplanmış altı eksenli yükleme datası ise programın SN döngüsünde FE girdisi ile birleştirilmiştir. Döngü içinde yükleme senaryosu, malzeme kartı ve çözme denklemleri ile ilgili işlemler birleştirilmekte, istenen gerinim çıktıları elde edilmektedir. Sonuç grafiklerinde ise zamana bağlı karşılaştırma yapabilmek için hem toplanan reel gerinim dataları hem de FE modelden çıkan gerinim dataları grafiğe dökülmüştür.



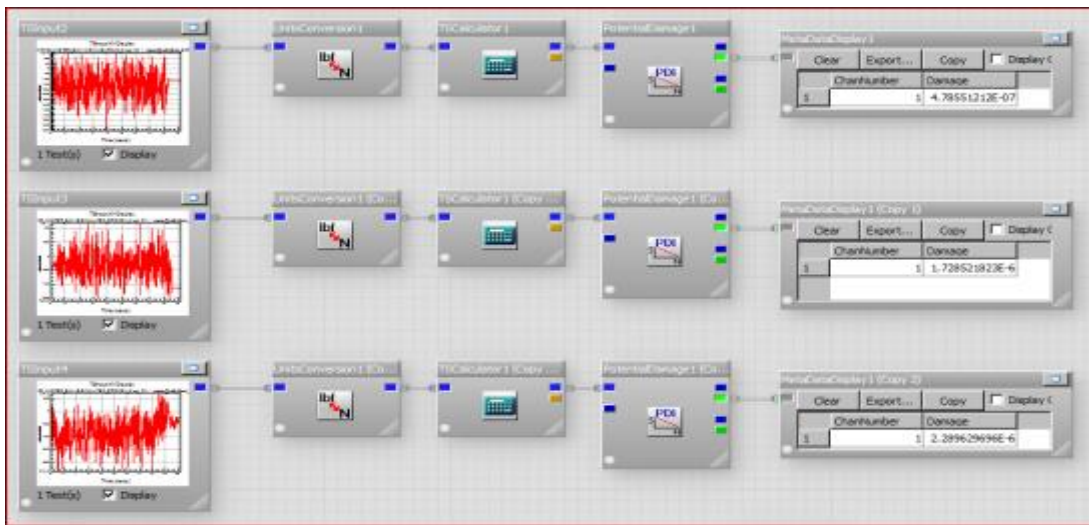
**Şekil 7.6:** Ölçülen gerinim ve FE gerinim datalarının karşılaştırılması.

Şekil 7.6’da görülen model ve reel data karşılaştırması genel seyrin doğru yönde olduğunu ve mertebe olarak kabul edilebilir farkların olduğunu göstermektedir. Sonuçların zamana bağlı olması itibariyle doğrulama anlamında nerede olduğumuzu görmek için bir ömür hesabı yapmak gerekmektedir. Oluşturulan malzeme kartı kullanılarak SN analiz yöntemi ile toplanan reel gerinim dataları üzerinden ömür hesabı yapmak mümkündür. Öncelikle tüm yükleme senaryolarının uygulandığı ve malzeme kartı atanmış olan SN döngüsüne FE model sokulur. Gerinim ölçüm lokasyonu nodal olarak tespit edilip sonuç ekranından bölgenin hasar oranı çıkarılır.



**Şekil 7.7:** FE Model üzerinden SG lokasyonunda oluşan hasarlanma döngüsü.

FE model üzerinden yapılan hesabın doğruluğunu karşılaştırabileceğimiz reel gerinim ölçümü de ömür hesabına tabi tutulur. Öncelikle gerinim dataları döngü yardımı ile gerilmeye çevrilir. Sonrasında yine tasarıma ait malzeme datası üzerinden ömür hesabı her yükleme senaryosu için ayrı ayrı yapıp çevrimlerin uygulanma adedi ile çarpılır.



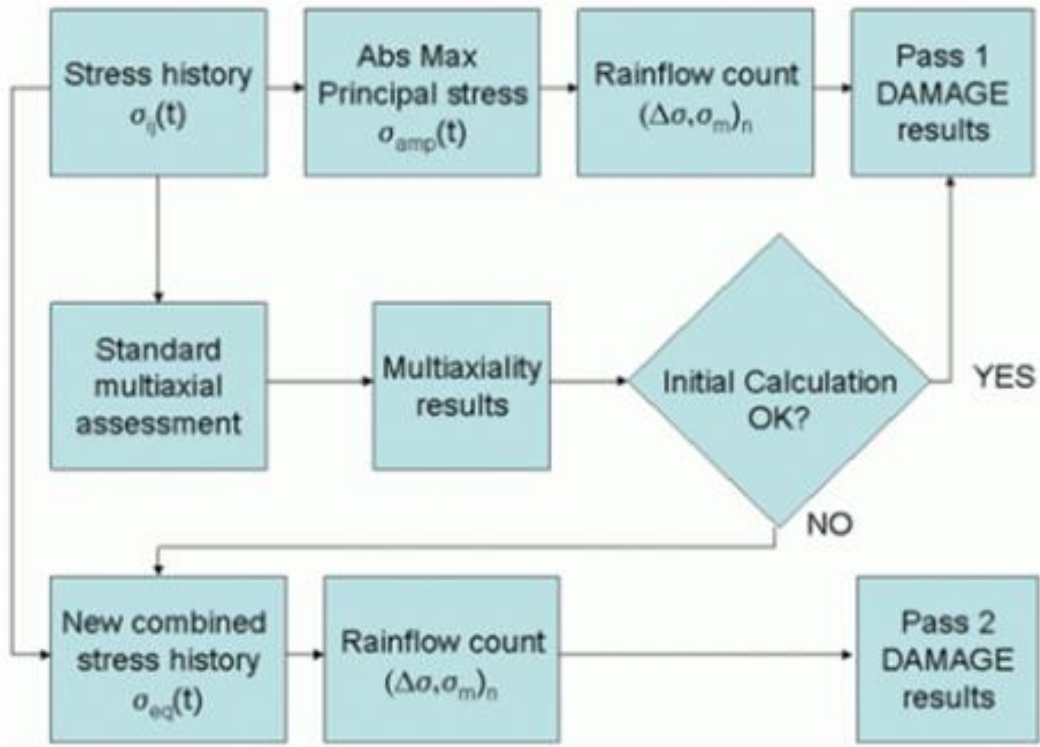
**Şekil 7.8:** SG'de ölçülen gerinimler üzerinden hasarlanma döngüsü.

**Çizelge 7.1:** FE Model ve SG lokasyonunda oluşan hasarlanma sonuçları.

<b>Hasar Analizi - Strain Gauge Ölçümü</b>			
<b>Parkur Kodu</b>	<b>Hasar</b>	<b>Parkur Kodu</b>	<b>Hasar</b>
Parkur 1	0.000287	Parkur 13	0.000245
Parkur 2	0.001037	Parkur 14	0.000415
Parkur 3	0.001374	Parkur 15	0.004876
Parkur 4	0.001267	Parkur 16	0.005336
Parkur 5	0.001896	Parkur 17	0.013692
Parkur 6	0.000045	Parkur 18	0.011557
Parkur 7	0.004091	Parkur 19	0.000197
Parkur 8	0.000045	Parkur 20	0.000029
Parkur 9	0.000067	Parkur 21	0.000105
Parkur 10	0.000901	Parkur 22	0.000060
Parkur 11	0.002280	Parkur 23	0.001382
Parkur 12	0.000245	Parkur 24	0.000342
<b>Toplam Hasar</b>		<b>0.051771</b>	
<b>Hasar Analizi - FE Model</b>			
<b>Toplam Hasar</b>		<b>0.060490</b>	
<b>Sapma Yüzdesi</b>		<b>% 16.84</b>	

Çizelge 7.1’de görüldüğü üzere ölçülen ve hesaplanan gerinimler üzerinden yapılan hesapta %16.84’lük bir sapma görülmüştür. Yük datalarının çevrimi, SN eğimindeki varsayımlar düşünüldüğünde yaklaşımın ve modelin yüksek hassasiyette çalıştığı söylenebilir. Korelasyon hassasiyetinin tespiti sonrası tüm makas üzerindeki lokasyonlar için ömür tespitinin yapılması gerekmektedir. Metodoloji parçanın hasarlanması en yüksek noktasına gerinim ölçer koyup parçanın ömrünü hesaplamak şeklinde olabilir fakat yükleme senaryosu tam bilinmeyen ve birçok farklı noktaya kayma ihtimali olan durumlarda FE korelasyonu ile tüm makasın hasarlanma haritası çıkarılmalıdır. Makasa gelen yükler bu sistemin yapısı ve dinamiği gereği birçok eksenle baskın hale gelebilmektedir. Bu nedenle bu tip makasların analizlerinde çok eksenli yük uygulanmalıdır. Toplanan data zamana bağlı olduğundan ve çok eksenli dataların işlenmesi sonucu birbirleri ile zamansal bağlarının kopması sonucu

sonuçlar istenen düzeye gelemeyebilir. Bunun önüne geçmek için altı eksenli datayı, 3 adımlı modelimizde uygulayabilmek için bir metod seçilmelidir.



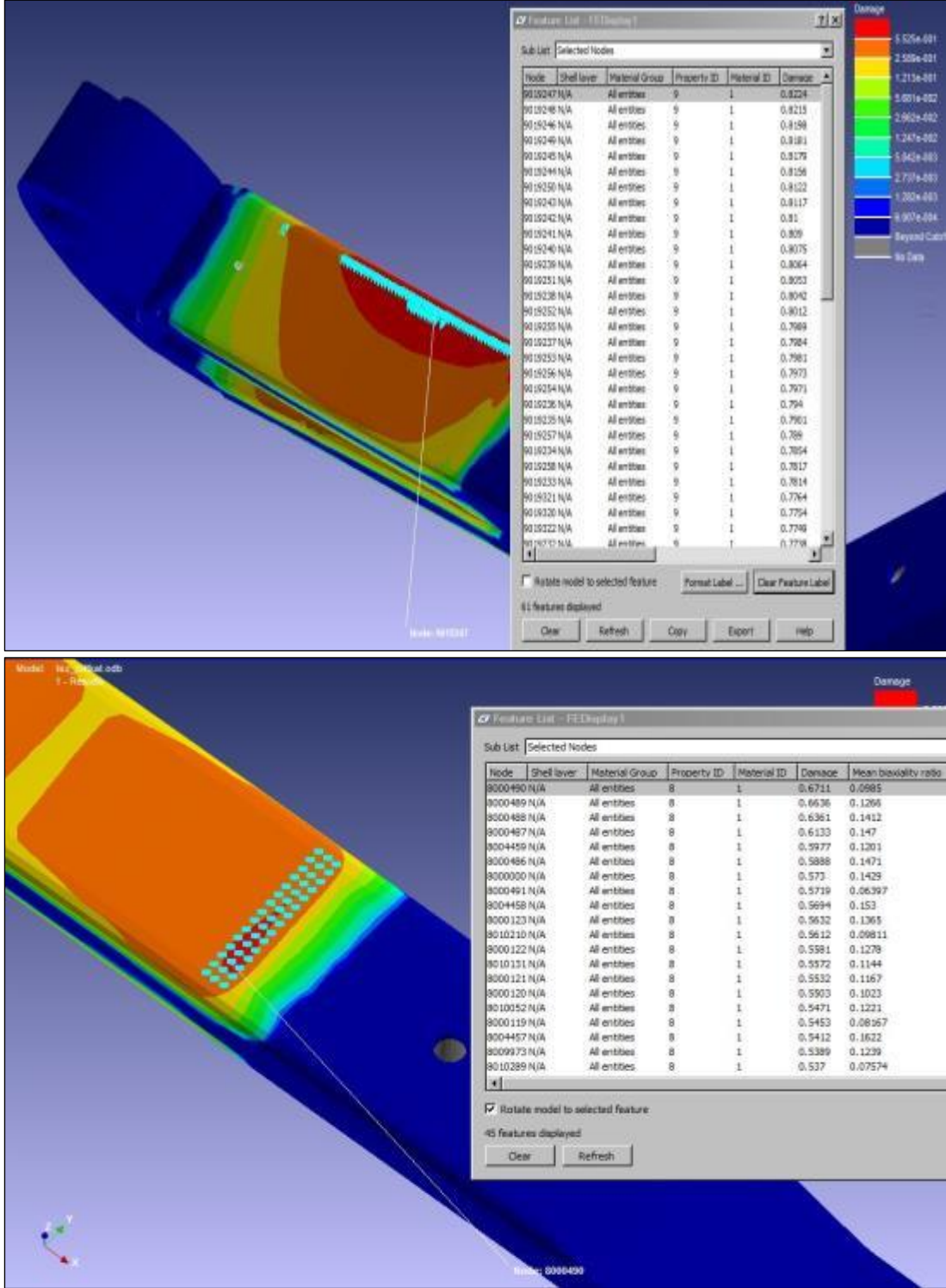
Şekil 7.9:Çok eksenli yükleme gerilme hesap döngüsü [20].

Öncelikle üç adımlı yükleme durumunu sisteme doğru tanıtmak gerekmektedir. İlk adım olan civata sıkma yükleri ve sonrası adımda bu durumu korumamızı sağlayacak olan ‘sınır kilitleme’ adımının zamana bağlı yükleme değişken yükleme durumundan etkilenmemesi için üçüncü adımda uygulanacak olan değişken yükleme yükleri ile aynı örnekleme adedine sahip olan birim yüklü analiz oluşturulur. Oluşturulan birim yüklü analiz sınır kilitleme adımına uygulanır. Eş zamanlı olarak makas gözüne gelen değişken yükler ve aynı yüklerin tam tersiniri sınır kilitleme koşuluna uygulanır. Sınır kilitleme koşuluna tam tersinir yükleme yapılmasının nedeni ise aynı adımdan etkilenen ikinci ve üçüncü adımlarda sınır kilitleme aşamasının normalde sabit yüklemeye sahip olması gerekirken değişken yükü de hesaba çarpan olarak katması durumudur. N-Code analiz girdilerini şekil 7.10’da olduğu şekilde bir döngüye sokmaktadır. Yükleme sonrası çıkarılan gerilmenin zamana bağlı değişimi üzerinden mutlak maksimum asal gerilmeler hesaplanıp, rainflow analizi yapıp hasarlanma hesaplanmaktadır.





Şekil 7.10 ve 7.11’de görülen hasarlanma sonuçları incelendiğinde yorulma test parkurunda oluşan hasarlanma 0.82 çıkmıştır. Aynı zamanda araçta koşan parçalar kırılmadan parkuru tamamlamış ve hasarlanmanın birin altında olduğu gösterilmiştir.



Şekil 7.12: Çift kat makas hasarlanma sonuçları, detay.



Sonuçlar incelendiğinde maksimum hasarlanma lokasyonun parçanın sıkma bölgesinden göbek bölgesine kaydığı görülmektedir. Araç ömür testini tamamlayan makaslar söküldükten sonra malzeme SN'i çıkarılan test düzeneğine bağlanıp kalan ömrü tespit edilmiştir. Araçtan sökülen makasların kalan ömürleri B10 ömür hesabı ile hesaplanıp bilgisayar destekli hasarlanma analizi sonuçları ile sapma değerleri hesaplanmıştır. Sonuçta yüzde 14.7'lik bir sapma ile sonlu elemanlar modeli ve malzeme SN'inin doğruluğu tespit edilmiştir.



## 8. SONUÇLAR

Makasların süspansiyon sisteminde görevleri farklılık gösterebilmektedir, bu nedenle kullanım alanına göre yorulma ve tasarım yaklaşımları değişkenlik göstermektedir. Standart makas kullanımında temel yaklaşım, makasın deplasman çalışma aralığında makası test etmek olurken, Z-tipi makaslarda makasa entegre bir körük olduğundan aks deplasman değerlerinden bir varsayım yapmak mümkün değildir. Z-tipi makaslar havalı süspansiyon sistemlerinde konfor unsuru olmaktan ziyade rijit eleman varsayımıyla sisteme dahil edilmektedirler. Bu nedenle yay katsayılarının seçimi de farklı olmakta ve tek taraftan mesnetli olmaları itibariyle yanal yüklere daha çok maruz kalmaktadırlar. Tüm bu nedenlerle yorulma yaklaşımlarında makas gözüne gelen yüklerin tespiti ve korelasyonu büyük önem taşımaktadır. Malzeme tayini yorulma ömrü için bir diğer önemli parametredir. Makas imalatında kullanılan süreçlerde ısı işlem, gerilmeli kumlama ve ezerek şekil verme gibi prosesler bulunmaktadır. Bu proseslerin her biri ham malzemenin özelliklerinin değişimine ve yorulma olarak iyileşmesine katkıda bulunmaktadır. İyileşme etkilerini de malzeme kartına tanıtabilmek adına malzeme SN'i yerine parça SN'i kullanılarak parametrelerin tespiti sırasında yapılacak kabul hatalarının önüne geçilmiştir. Yükleme kolektifleri çıkarımında da kabuller yerine araçtan yük datası toplanmış ve datalar yük uygulanma noktası olan makas gözüne ötelenmiştir. Eş zamanlı olarak toplanan makas gerilme dataları da bilgisayar destekli analiz sonuçlarının korelasyonunda kullanılmış ve yaklaşım sorgulanabilmiştir. Toplanan altı eksenli yol datası ve tasarım gerinim-çevrim eğrisi kullanılarak yorulma analizi gerçekleştirilmiştir. Kurulan yorulma döngüsü ile bilgisayar destekli analiz yöntemleri kullanılarak yorulma parkuru boyunca makasa gelecek hasarlanma miktarı tespit edilmiş olur. Makasların araçtan kırılmadan çıkması durumunda kalan ömrün tespiti için test düzeneğinde parçalar yorulmaya devam edilir ve yorulma parkurunda oluşan net hasarlanma tespit edilebilir. Çizelge 8.1'de yapılan üç farklı korelasyon kontrolünün ve reel ortamda yapılan testlerin karşılaştırmalı tabloları

görülmektedir. Korelasyon kontrolünün ve reel ortamda yapılan testlerin karşılaştırmalı tabloları görülmektedir.

**Çizelge 8.1 : Çift kat makas korelasyon sonuçları.**

**Z Tipi Çift Kat Makas Korelasyon Sonuçları**

<b>Analiz Parametresi</b>	<b>FE Sonucu</b>	<b>Test Sonucu</b>	<b>Sapma Yüzdesi</b>
<b><i>Makas Gözü Deplasmanı</i></b>	21.1mm	20.3mm	<b>3.94</b>
<b><i>Hasar Analizi SG Korelasyonu</i></b>	0.06049	0.051771	<b>16.84</b>
-	<b>FE Sonucu</b>	<b>Test Sonucu (B10)</b>	<b>Sapma Yüzdesi</b>
	0.8224	-	-
<b><i>Yorulma Testi</i></b>	95440 çevrim	83207 çevrim	<b>14.70</b>

Sonuç olarak Z-tipi makasların yorulma ömür hesap metodolojisi tespit edilmiş ve parçanın dayanım kriterleri ortaya konulmuştur. Test sürecinde uygulanması yükler ve geçerli çevrim adedi belirlenebilmiştir.

## KAYNAKLAR

- [1] **Society of Automotive Engineers, IN. (SAE)**, (1990). *Spring Design Manual*
- [2] **Kuralay, N. S.** (2008). Motorlu Taşıtlar: Temel ve Tasarım Esasları, Yapı Elemanları Cilt 1 tahrik ve Sürüş Sistemeleril. TMMOB, İzmir.
- [3] **Url-1** <<http://mgaguru.com/mgtech/suspensn/rs107.htm>>, alındığı tarih 16.03.2014
- [4] **Url-2** <[http://www.plazafleetparts.com/uploads/2/1/9/0/2190100/taper\\_spring\\_maintenance.pdf](http://www.plazafleetparts.com/uploads/2/1/9/0/2190100/taper_spring_maintenance.pdf)>, alındığı tarih 16.03.2014
- [5] **Berhanu, G.**(2011).Vibration Durability Testing and Design Validation Based on Narrow Frequency Band. Blekinge Institue of Technology, Sweden.
- [6] **Yay, K.**(2003). Hızlandırılmış Taşıt Ömür Testlerinde Yol Verisi Kullanımına Yeni Bir Yaklaşım. (Doktora tezi), İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- [7] **Halfpenny, A.**(2006). Methods for Accelerating Dynamic Durability Tests. 9th International Conference on Recent Advances in Structural Dynamics, Southampton, UK.
- [8] **Ereke, M.** (2013). Taşıtlarda ömür testleri ders notları, İstanbul Teknik Üniversitesi, Ders Sunum 1-8.
- [9] **Arıduru, S.**(2004). Rainflow Calculation by Rainflow Counting Method (Yüksek Lisans Tezi). Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Ankara.
- [10] **Yolaç, D.**(2012). Bir Yolcu Otobüsünün Farklı Yol Kategorilerine Göre Ömrünün Hesaplanması (Yüksek Lisans Tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- [11] **GlyphWorks Fatigue Theory Guide**,HBM United Kingdom Limited, UK.
- [12] **Url-3** <<http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.366.1680&rep=rep1&type=pdf>>, alındığı tarih 23.03.2014
- [13] **Url-4** <<http://academic.uprm.edu/pcaceres/Courses/INME4011/MD-6A.pdf>>, alındığı tarih 31.03.2014
- [14] **Lee, Y., Pan, J., Hathaway, R., Mark, B.**(2005). Fatigue Testing and Analysis. Elsevier Buuerworth-Heinemann, Burlington.
- [15] **McKeighan, P.C., Ranganathan, N.**(2005). Fatigue Testing and Analysis under Variable Amplitude Loading Conditions. ASTM International, USA.
- [16] **Shigley's Mechanical Engineering Design, 9th Edition**,McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering, New York.

- [17] **Wagle, S.G., Desai, S.S., Wadkar, S.B.**(2005). Optimized Design & Analysis of Parabolic Leaf Spring Considering Braking, Cornering & Bump Loads. Bharati Vidyapeeth Deemed University, India.
- [18] **Li, Q., Li, W.**(2004). A Contact Finite Element Algorithm for the Multi-leaf Spring of Vehicle Suspension Systems. Journal of Automobile Engineering. Vol 218. ImechE.
- [19] **Hoyle, J. B.**(2003). Modelling the Static Stiffness & Frequency Response Characteristics of a Leaf Spring truck Suspension. Proceedings of ImechE. Vol 218, Journal of Automobile Engineering.
- [20] **DesignLife Fatigue Theory Guide**, HBM United Kingdom Limited, UK.

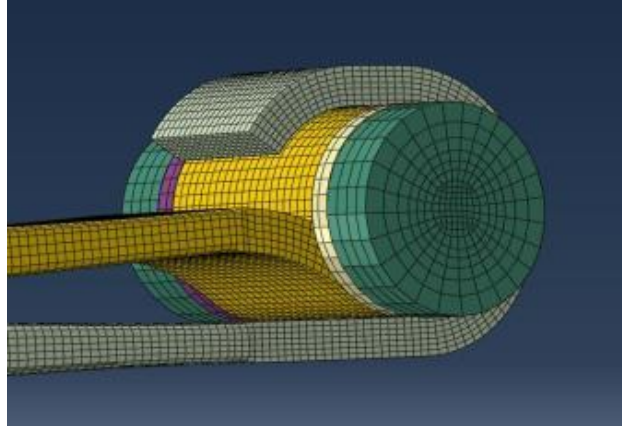
## **EKLER**

**EK A:** MakasSonluElemanlar Model Detayı

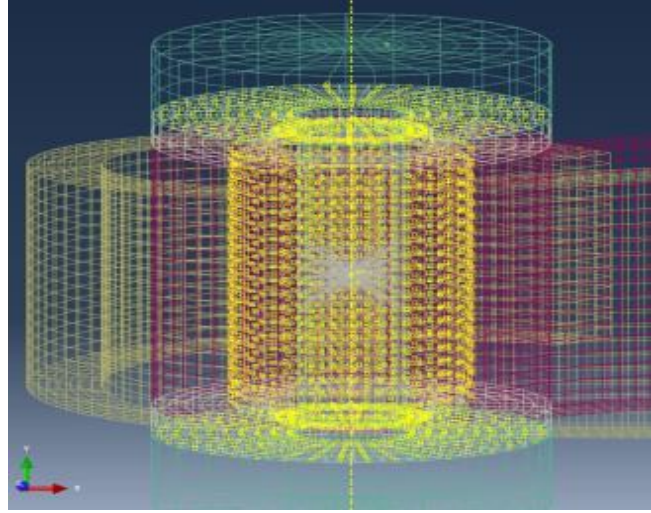
**EK B:** MakasSonluElemanlarSonuçları

**EK C:** Makas Test Sonucunun Weibull Dağılımı

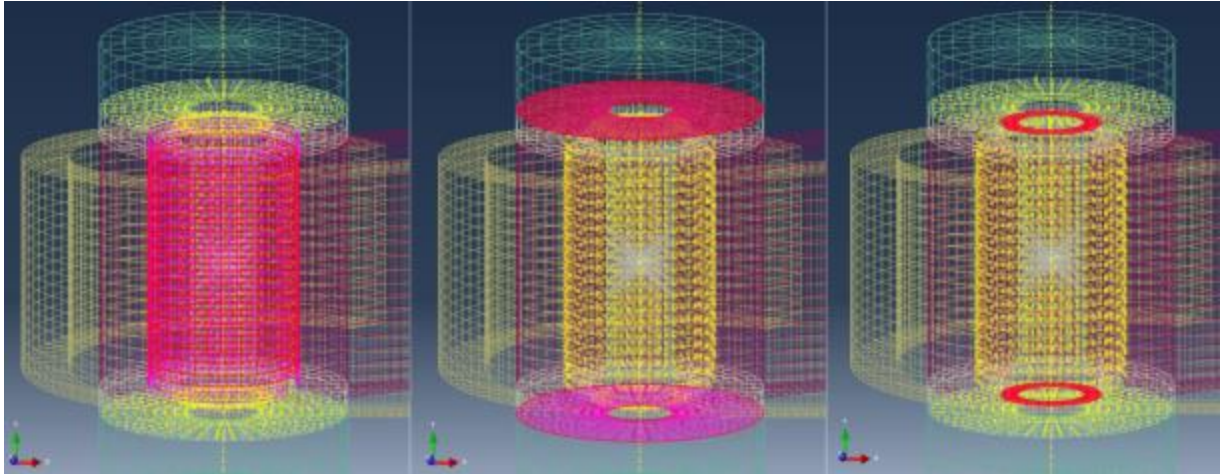
EKA



Şekil A.1 :Çift kat makas gözü FE modeli detay görüntü.

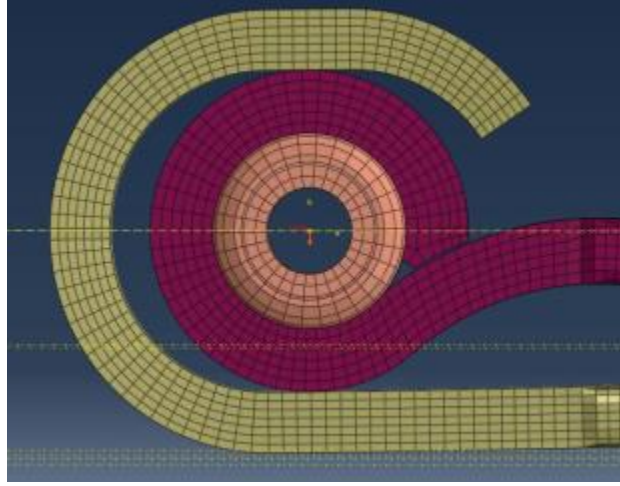


Şekil A.2 : Makas gözü kontak yüzey detay görüntü.

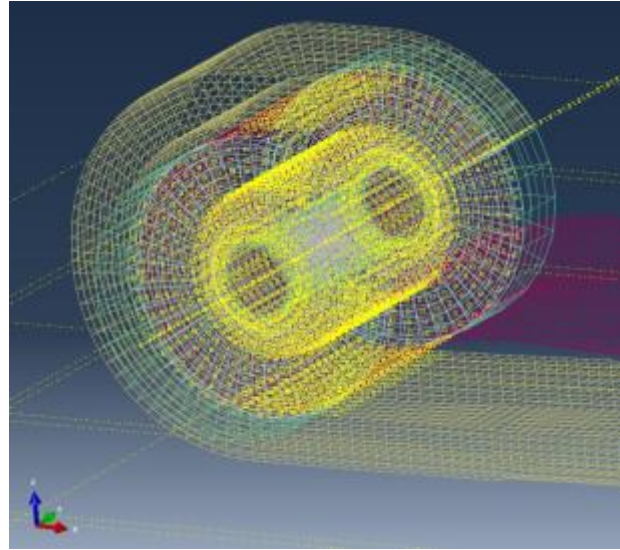


Şekil A.3 : Makas gözü kontak yüzeyleri; burç, yanal pullar, tüp.

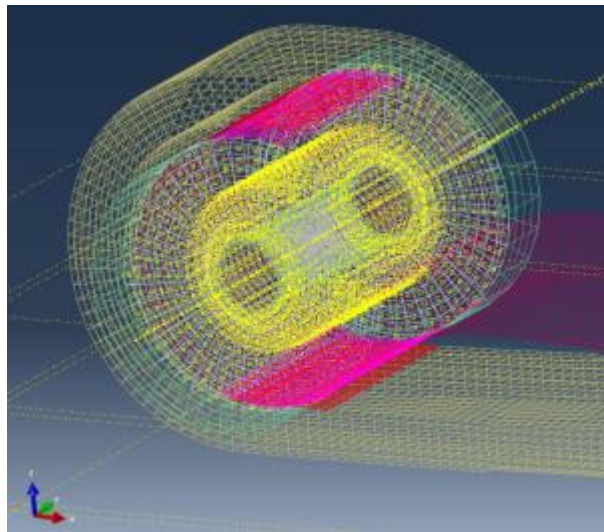




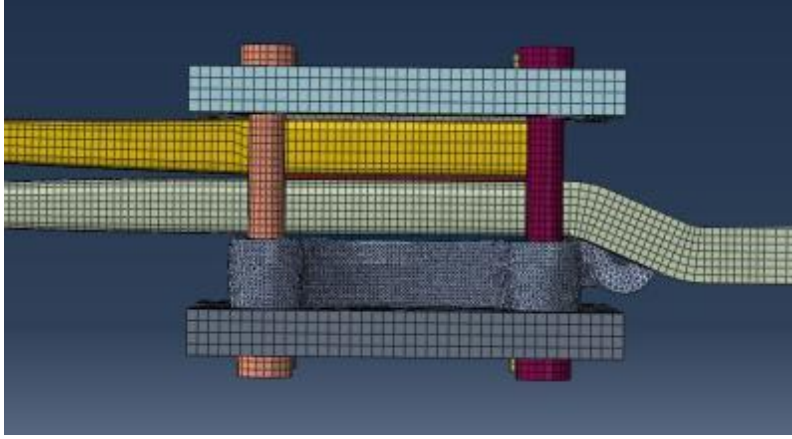
**Şekil A.4 :** Çift kat makas katları temas detay görüntü.



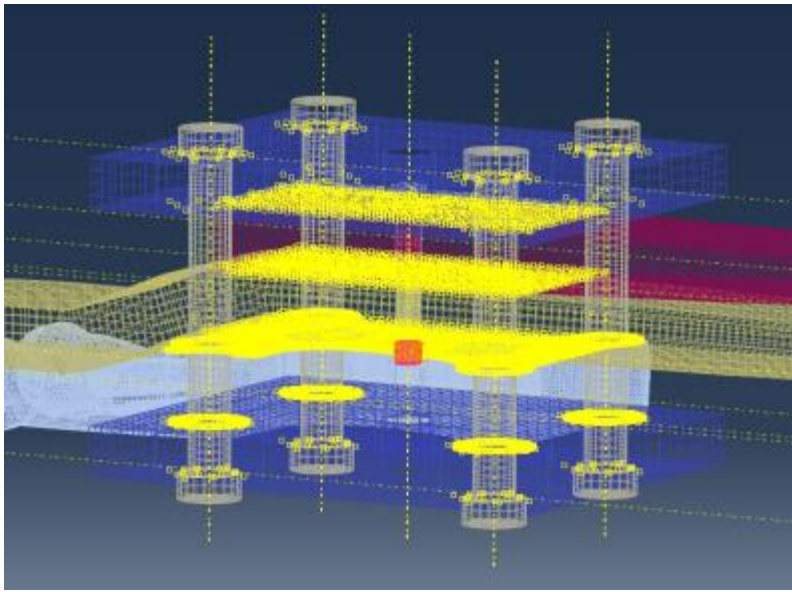
**Şekil A.5 :** Makas katları kontak yüzey detay görüntü.



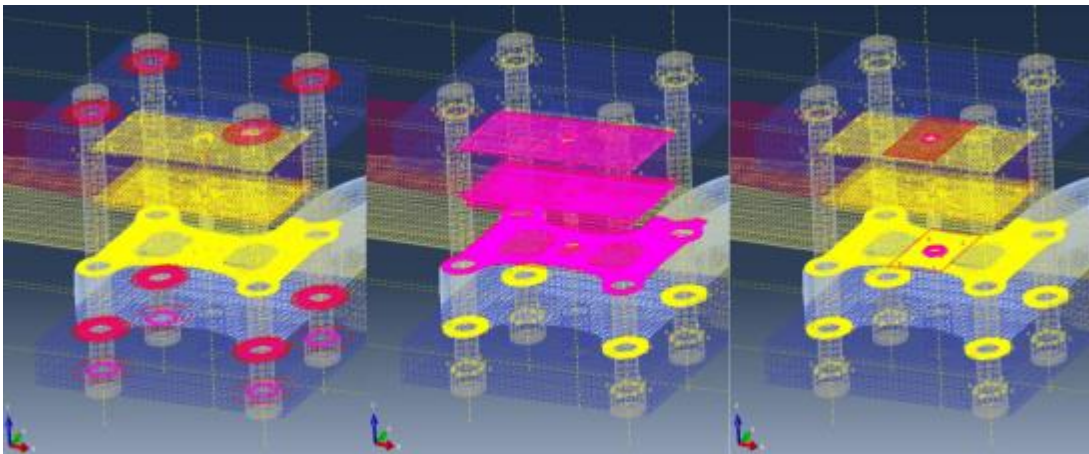
**Şekil A.6 :** Makas katları kontak yüzeyleri; makas gözü alt ve üst yüzey.



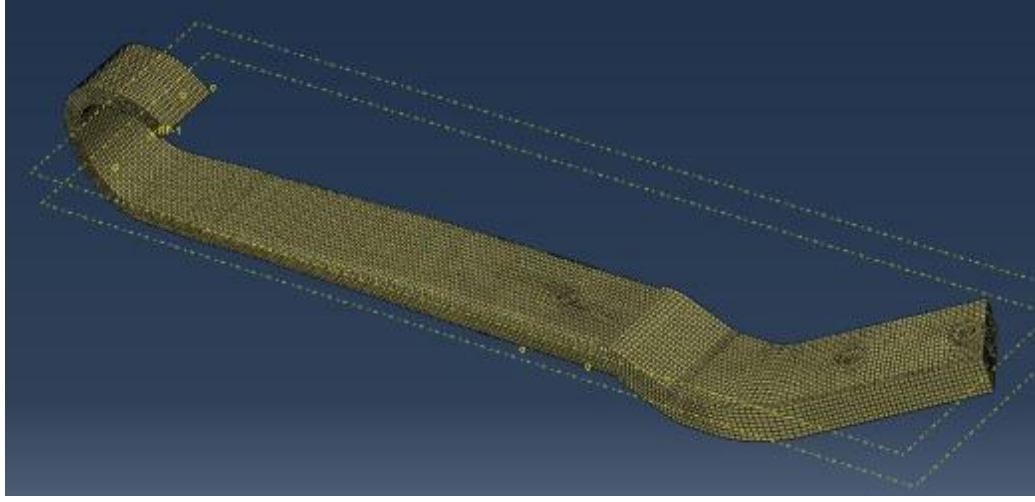
Şekil A.7 :Çift kat makas merkez bağlantısıFE modeli detay görüntü.



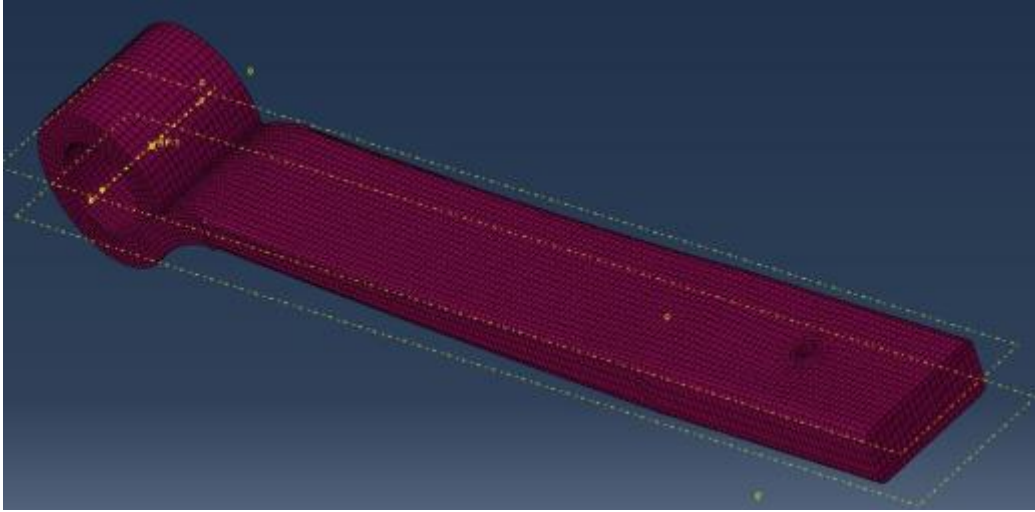
Şekil A.8 : Çift kat makas merkez bağlantısı kontak yüzeyler detay görüntü.



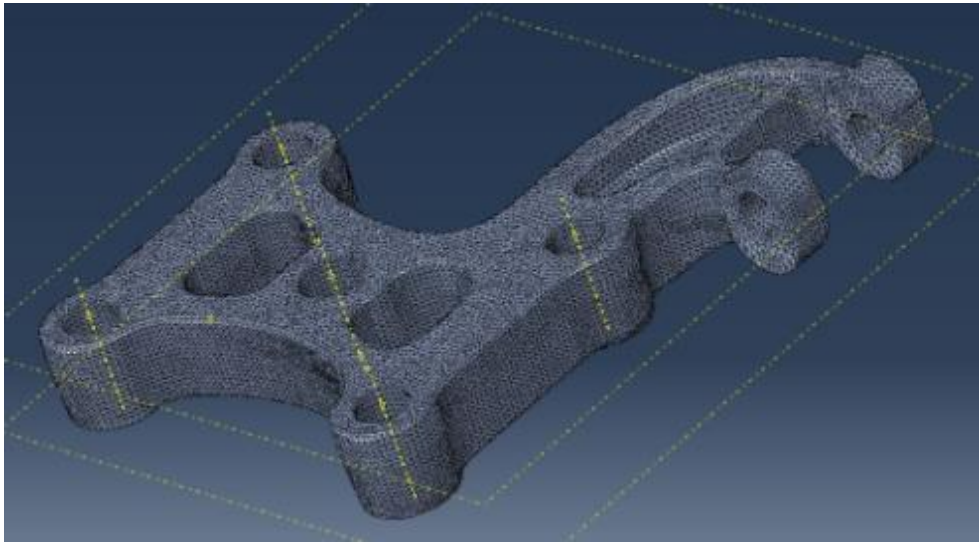
Şekil A.9 : Merkez bağlantısı kontak yüzeyleri; civata basma yüzeyleri, makas katlar arası ve braketlere basma yüzeyleri, makas merkez civatası-makas yüzeyi.



**Şekil A.10** : Çift kat makas alt kat FE modeli detay görüntü.

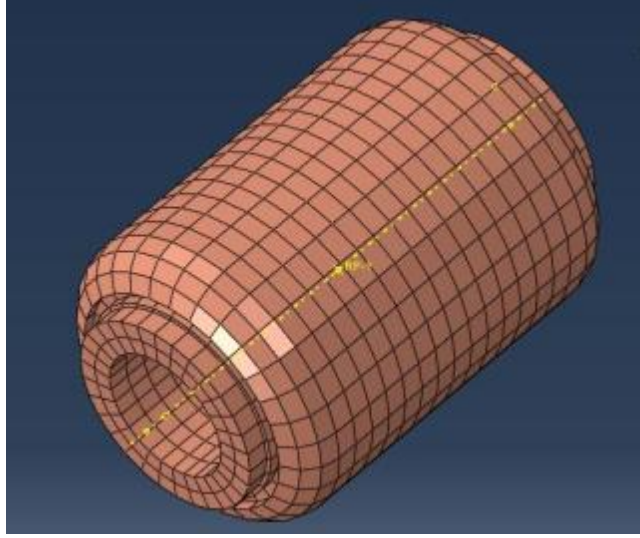


**Şekil A.11** : Çift kat makas ana kat FE modeli detay görüntü.

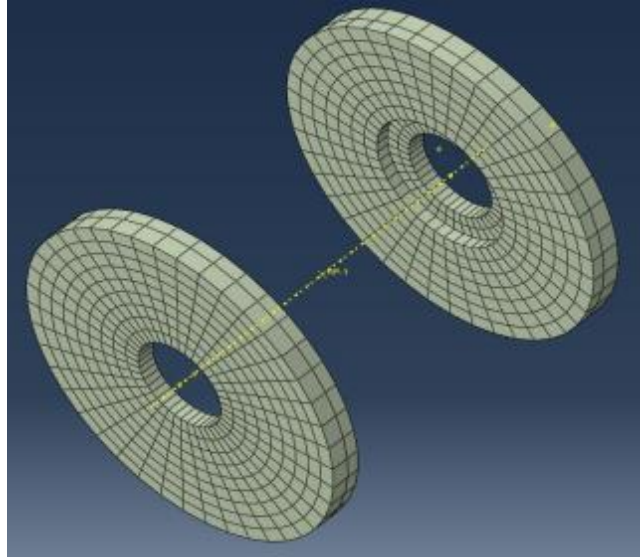


**Şekil A.12** : Oturma braket FE modeli detay görüntü.

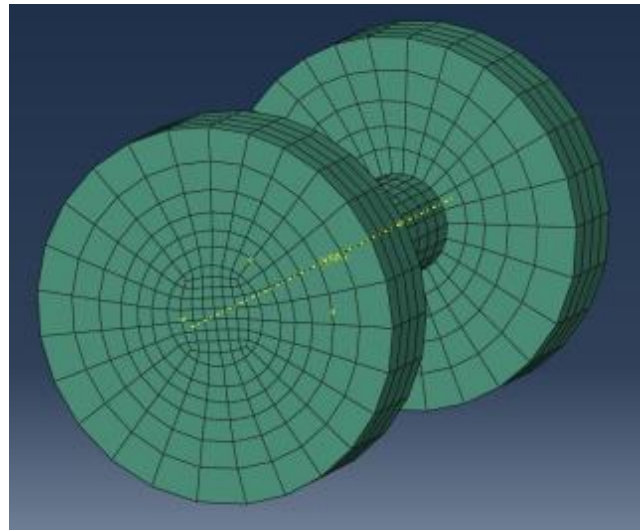




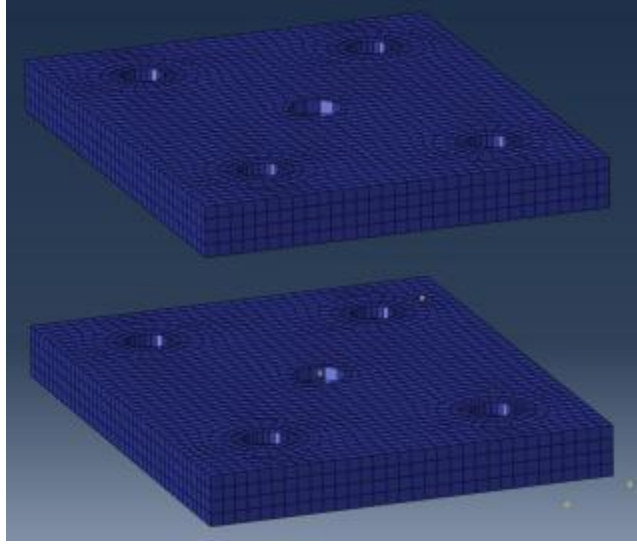
Şekil A.13 : Makas gözü burcu FE modeli detay görüntü.



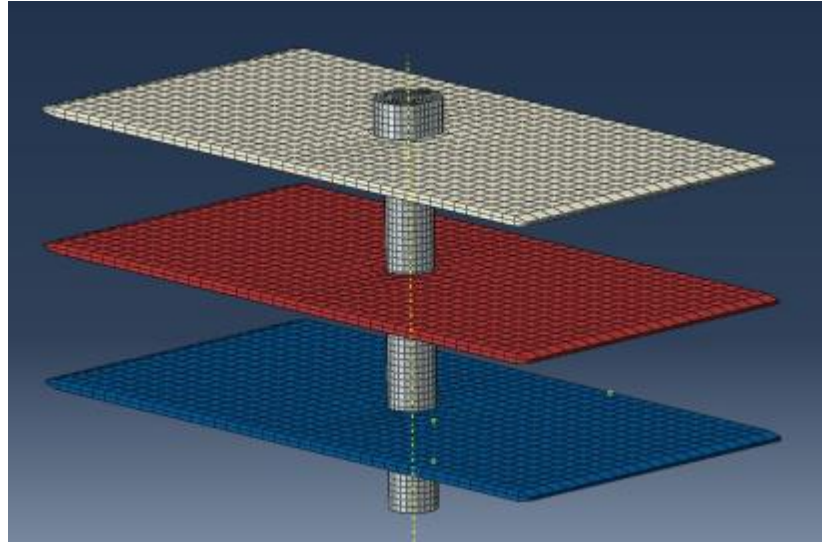
Şekil A.14 : Makas yan destek pulları FE modeli detay görüntü.



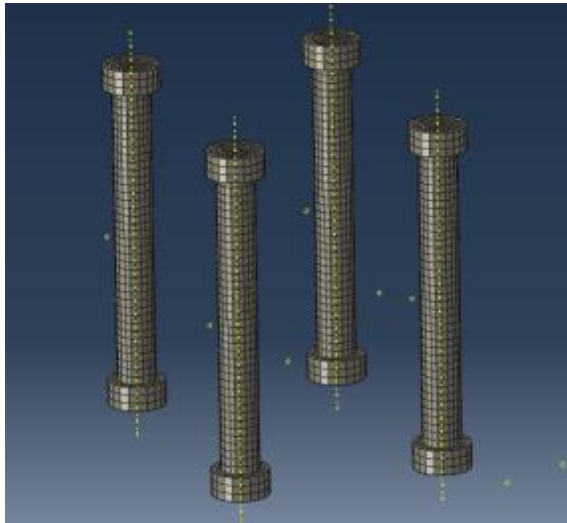
Şekil A.15 : Makas gözü bağlantısı – askı braketleri FE modeli detay görüntü.



**Şekil A.16** : Test düzeneği bağlantı braketleri FE modeli detay görüntü.

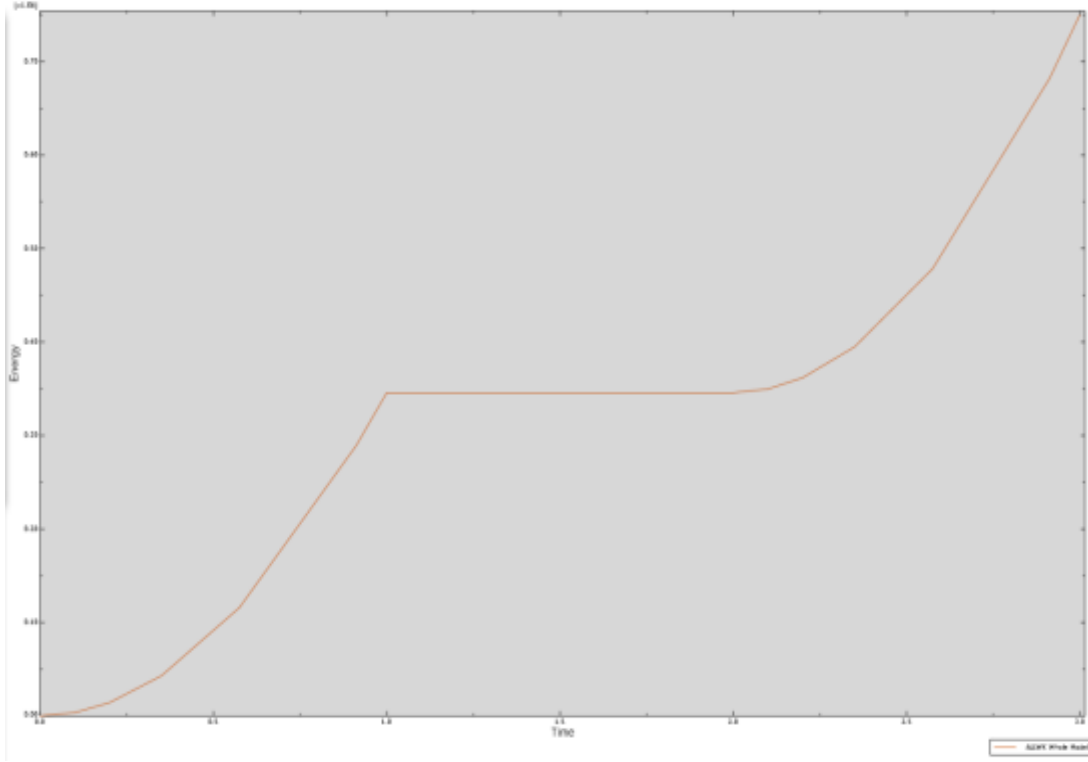


**Şekil A.17** : Makas şimleri ve merkez civatası FE modeli detay görüntü.

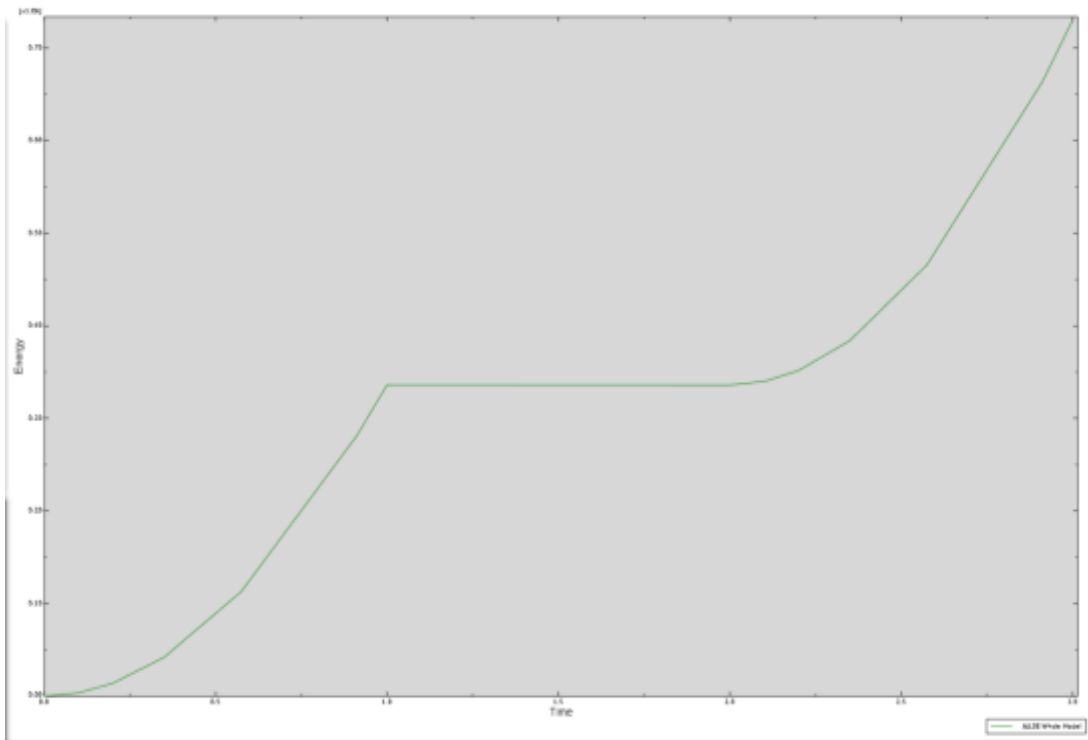


**Şekil A.18** : Test düzeneği bağlantı civataları FE modeli detay görüntü.

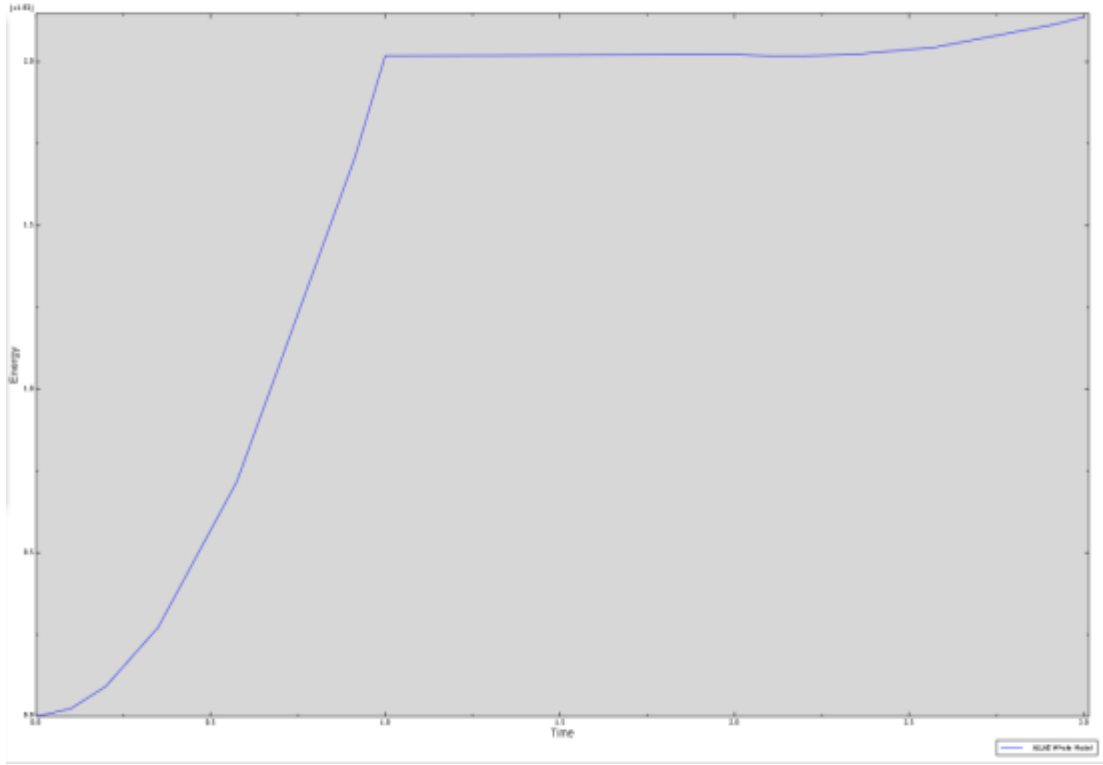
## EK B



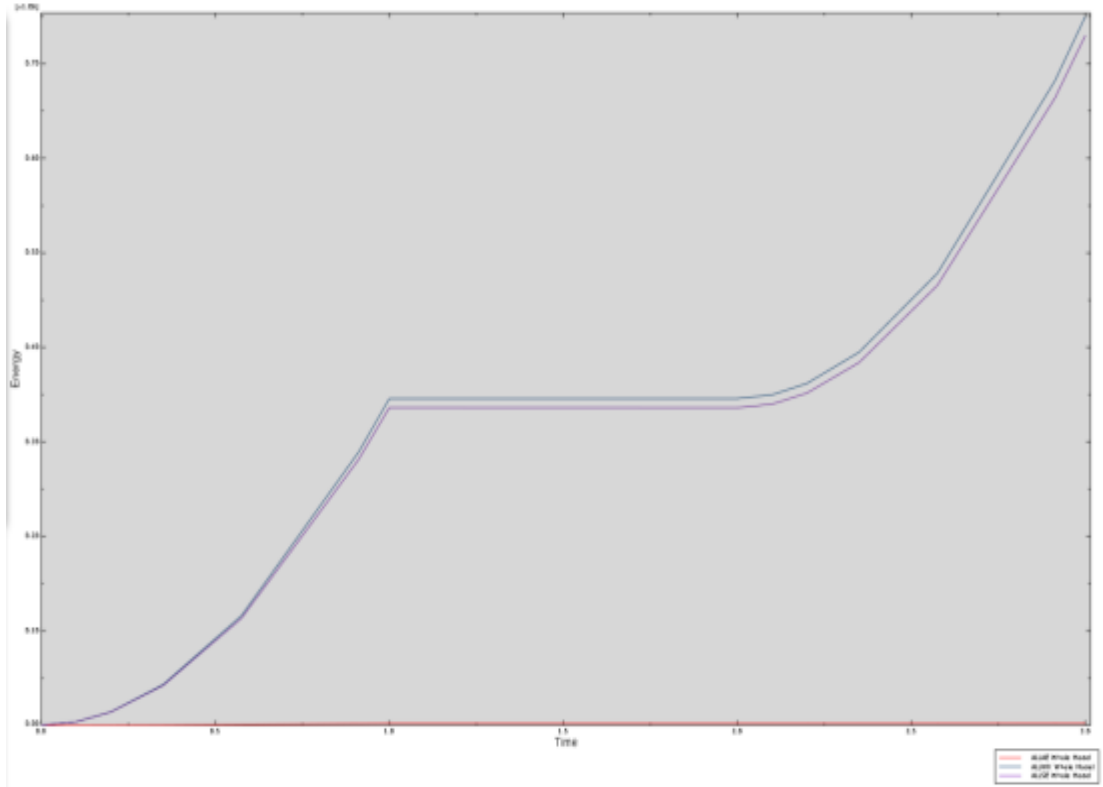
Şekil B.1: Çift kat makas FE çıktıları, ALLWK.



Şekil B.2: Çift kat makas FE çıktıları, ALLSE.



Şekil B.3: Çift kat makas FE çıktıları, ALLAE.

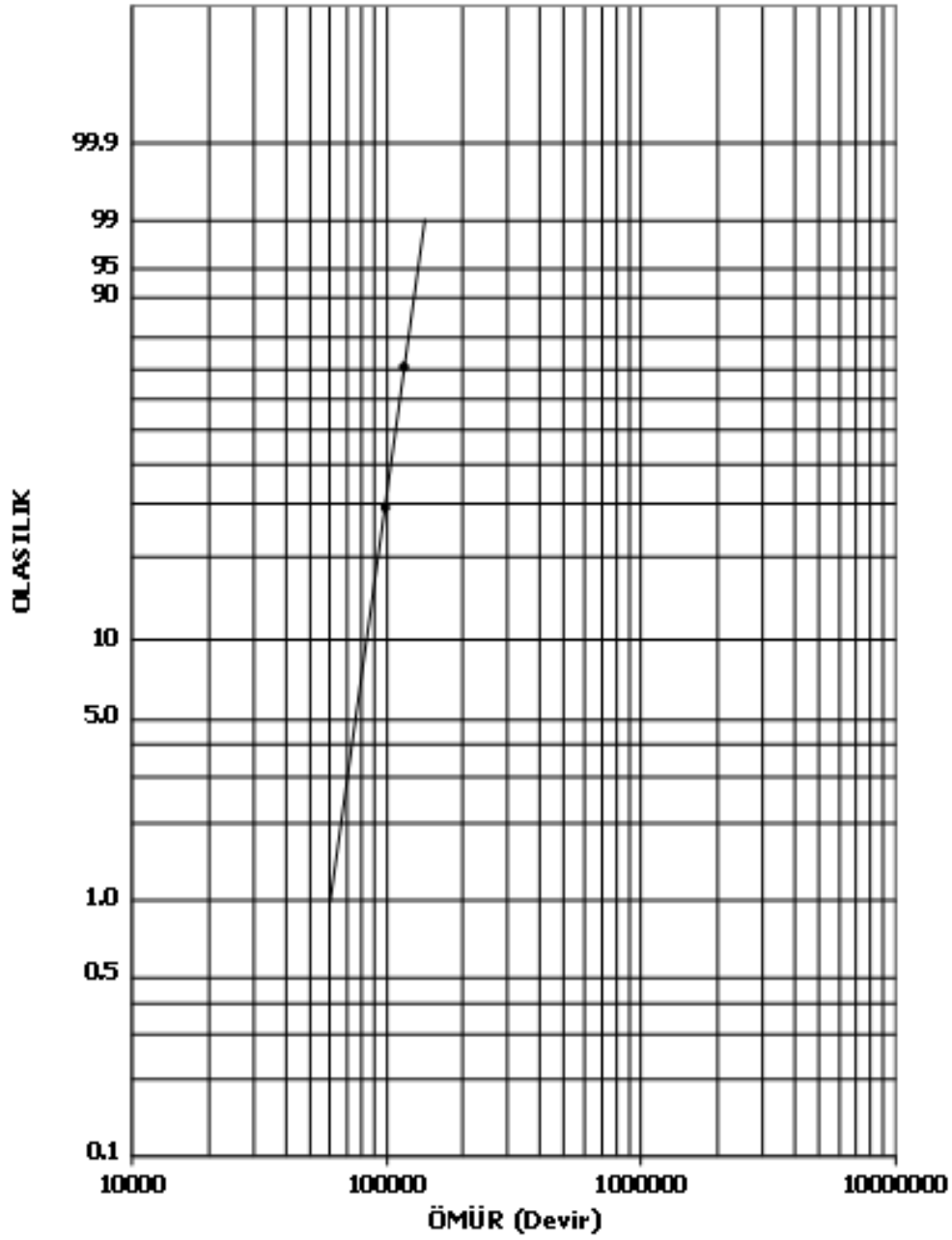


Şekil B.4: Çift kat makas FE çıktıları, ALLWK, ALLSE, ALLAE.

## EK C

### WEIBULL DAĞILIMI

Eğim	Karak. Ömür	B 1	B 10	B 50	B 99	R
7.173216	113864	59965	83207	108197	140886	1



Şekil C.1: Çift kat makas ömür testi tamamlanmış B10 hesabı.



## ÖZGEÇMİŞ

**Ad Soyad:** Mahmut Duruş  
**Doğum Yeri ve Tarihi:** Muğla , 21/05/1986  
**Adres:** İstanbul  
**E-Posta:** mahmutdurus@yahoo.com  
**Lisans:** ODTÜ Makina Mühendisliği  
**Mesleki Deneyim ve Ödüller:** Ford Otosan Şasi Mühendisliği -  
Süspansiyon Sistemleri (2010 - .... )