

**T.C.  
MANİSA CELAL BAYAR ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI  
MEKANİK BİLİM DALI**

**YENİ BİR ARAZİ TAŞITI JANTI TASARIMI VE GERİLME –  
YORULMA ANALİZLERİ**

**Zeki BAŞAKAR**

**Danışman  
Dr. Öğr. Üyesi Saim KURAL**



**MANİSA-2019**

**Zeki  
BAŞAKAR**

**YENİ BİR ARAZI TAŞITI JANTI TASARIMI VE GERİLME – YORULMA  
ANALİZLERİ**

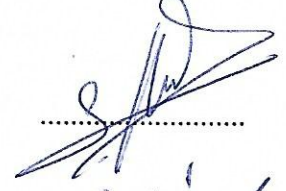
**2019**

**TEZ ONAYI**

**Zeki BAŞAKAR** tarafından hazırlanan " **YENİ BİR ARAZİ TAŞITI JANTI TASARIMI VE GERİLME-YORULMA ANALİZLERİ** "adlı tez çalışması /08/2019 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri önünde Manisa Celal Bayar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü **Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak başarı ile savunulmuştur.

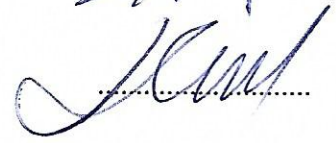
**Danışman**

**Dr. Öğr. Üyesi Saim KURAL**  
Manisa Celal Bayar Üniversitesi



**Jüri Üyesi**

**Prof. Dr. Mehmet ÇEVİK**  
İzmir Kâtip Çelebi Üniversitesi



**Jüri Üyesi**

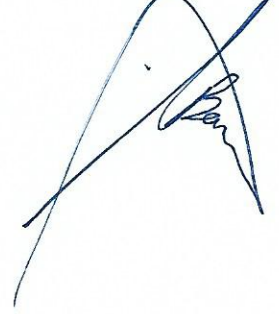
**Dr. Öğr. Üyesi Ali YURDDAŞ**  
Manisa Celal Bayar Üniversitesi



## TAAHHÜTNAME

Bu tezin Manisa Celal Bayar Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde, akademik ve etik kurallara uygun olarak yazıldığını ve kullanılan tüm literatür bilgilerinin referans gösterilerek tezde yer aldığını beyan ederim.

**Zeki BAŞAKAR**

A handwritten signature in blue ink, consisting of a large, stylized 'Z' followed by the name 'Başakar' in a cursive script.

# İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	IV
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	V
TABLO DİZİNİ .....	VII
TEŞEKKÜR.....	VIII
ÖZET .....	IX
ABSTRACT.....	XI
1. GİRİŞ.....	1
2. GENEL BİLGİLER.....	4
2.1. Arazi Araçları .....	4
2.1.1. Buhar Gücü İle Çalışan Araçların İcadı .....	4
2.1.2. Benzin İle Çalışan İçten Yanmalı Motorların İcadı .....	5
2.1.3. Dört Tekerlekten Çekişli (4X4) Taşıtların İcadı .....	5
2.1.4. Askeri Amaçlı Arazi Taşıtlarının Üretilmesi .....	6
2.1.5. Günümüzde Kullanılan Arazi Araçları .....	8
2.2. Taşıtların Jant Yapısı .....	9
2.2.1. Jant Kesiti ve Kısımları .....	9
2.2.1.1. Jant Anma Çapı.....	9
2.2.1.2. Jant Offset.....	10
2.2.1.3. Jant Anma Genişliği .....	10
2.2.1.4. Bijon Eksen Çapı .....	10
2.2.1.5. Bijon – Bijon Somunu .....	10
2.2.1.6. Subap Deliği .....	10
2.2.1.7. Flanş.....	10
2.2.1.8. Göbek Deliği.....	11
2.2.1.9. Bilezik.....	11
2.3. Taşıtlarda Kullanılan Jant Çeşitleri .....	11
2.3.1. Telli Jantlar .....	11
2.3.2. Çelik Jantlar .....	12
2.3.3. Döküm Kollu Parçalı Jantlar .....	12
2.3.4. Alaşımli Jantlar .....	13

2.4.	Alüminyum Alaşımli Jantın İmalat Yöntemleri .....	13
2.4.1.	Alüminyum Alaşımli Jant Döküm Kalıbı .....	15
2.4.2.	Alçak Basınçlı Döküm Sistemi İle Alüminyum Alaşımli Jant İmalı... ..	16
3.	LİTERATÜR ARAŞTIRMASI .....	17
4.	MATERYEL VE METHOD .....	25
4.1.	Alüminyum Alaşımli Jantın Tabi Olduğu Kalite Testleri .....	25
4.1.1.	Mekanik Testler .....	25
4.1.2.	Metalurjik Testler .....	26
4.1.3.	Renk Görsellik Testleri .....	26
4.1.4.	Boya Performans Testleri .....	27
4.1.5.	Boyutsal Testler .....	28
4.2.	Alüminyum Alaşımli Jantın Tabi Olduğu Standart Mekanik Testler .....	29
4.2.1.	Viraj Yorulma Testi .....	30
4.2.1.1.	Kullanılan Ekipman .....	30
4.2.1.2.	Test Prosedürü .....	30
4.2.1.3.	Maksimum Eğme Momentinin Belirlenmesi .....	31
4.2.1.4.	Test Uygulama Kriterleri .....	31
4.2.1.5.	Test Kuvvetinin ve Çevrim Adetinin Seçilmesi .....	32
4.2.2.	Radyal Yorulma Testi .....	33
4.2.2.1.	Kullanılan Ekipman .....	33
4.2.2.2.	Test Prosedürü .....	33
4.2.2.3.	Radyal Yorulma Test Yükün Tanımlanması .....	34
4.2.2.4.	Test Uygulama Kriterleri .....	34
4.2.3.	Darbe Yükleme Testi .....	36
4.2.3.1.	Kullanılan Ekipman .....	36
4.2.3.2.	Test Prosedürü .....	37
4.2.3.3.	Darbe Yükleme Test Ağırlığının Belirlenmesi .....	37
4.2.3.4.	Test Uygulama Kriterleri .....	37
4.3.	Sonlu Elemanlar Metodu .....	38
4.4.	Yorulma .....	42
4.4.1.	Metal Yorulmasının Tanımı .....	42
4.4.2.	Yorulma Tanımlamasında Kullanılan Terimler .....	43
4.4.3.	Wöhler Diyagramı (S – N Eğrisi) .....	44

4.4.4.	Gerilme Ortalamasının Yorulma Performansına Etkileri .....	44
5.	ARAŞTIRMA BULGULARI.....	46
5.1.	Sonlu Elemanlar Analizi Uygulanacak Alüminyum Jant Mekanik Kalite Testinin Belirlenmesi.....	46
5.2.	Üç Boyutlu Jant Modellerinin Sonlu Eleman Modellerinin Oluşturulması	46
5.2.1.	16” Ölçüsündeki Jantın Sonlu Eleman Modeli .....	48
5.2.2.	18” Ölçüsündeki Jantın Sonlu Eleman Modeli .....	50
5.3.	Alüminyum Alaşımılı Jantın Mekanik Özelliklerinin Yazılıma Girilmesi ..	51
5.4.	Test İçin Kullanılacak Değerlerin Belirlenmesi .....	53
5.5.	Test İçin Gerekli Sınır Şartlarının Atanması .....	54
5.6.	Testler İçin Uygulanacak Yorulma Tayini Analizi Prosedürü .....	55
5.7.	Test 1 (0,75 Moment Çarpanıyla 200.000 Çevrim) İçin Analiz Sonuçları .	56
5.8.	Test 2 (0,5 Moment Çarpanıyla 1.800.000 Çevrim) İçin Analiz Sonuçları	57
5.9.	Test 3 (1,5 Moment Çarpanıyla Ömür) İçin Analiz Sonuçları.....	59
5.10.	Test 4 (0,75 Moment Çarpanıyla 200.000 Çevrim) İçin Analiz Sonuçları ..	62
5.11.	Test 5 (0,5 Moment Çarpanıyla 1.800.000 Çevrim) İçin Analiz Sonuçları .	63
5.12.	Test 6 (1,5 Moment Çarpanıyla Ömür) İçin Analiz Sonuçları .....	65
6.	SONUÇLAR.....	68

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

### SEMBOLLER LİSTESİ

<b>d/dk</b>	Devir / Dakika
<b>EUWA</b>	Association of European Wheel Manufacturers
<b>GPa</b>	Giga Paskal
<b>gr/cm<sup>3</sup></b>	Gram / Santimetre Küp
<b>hp</b>	Beygir
<b>ISO</b>	International Organization for Standardization
<b>kg</b>	Kilogram
<b>kPa</b>	Kilo Paskal
<b>mm</b>	Milimetre
<b>MPa</b>	Mega Paskal
<b>ms</b>	Mili Saniye
<b>m/s<sup>2</sup></b>	Metre / Saniye Kare
<b>N</b>	Newton
<b>N.m</b>	Newton - Metre
<b>N/mm</b>	Newton / Milimetre
<b>N/mm<sup>2</sup></b>	Newton / Milimetre Kare
<b>TSE</b>	Türk Standartları Enstitüsü
<b>TÜV</b>	Technischer Überwachungsverein
<b>“</b>	İnç
<b>°</b>	Derece



## ŞEKİLLER DİZİNİ

### Sayfa

Şekil 1.1: Askeri Amaçlı Üretilmiş Arazi Taşıtı .....	2
Şekil 1.2: Yıllara Göre Taşıt Jantlarının Evrimi .....	3
Şekil 2.1: Buhar Lokomotif .....	4
Şekil 2.2: İlk İçten Yanmalı Benzinli Motora Sahip Araç .....	5
Şekil 2.3: İlk Dört Tekerlektan Çekişli Seri Üretim Araç .....	6
Şekil 2.4 : Kegresse Tarafından Fransız Ordusu İçin Geliştirilen Type K1 Adındaki Askeri Amaçlı Arazi Taşıtı .....	7
Şekil 2.5: 2. Dünya Savaşı Esnasında Üretilen Willys Jeep MB Arazi Aracı .....	7
Şekil 2.6: Spor Amaçlı Arazi Taşıtı .....	8
Şekil 2.7: Jant Kesiti .....	9
Şekil 2.8: Telli Jant .....	11
Şekil 2.9: Çelik Jantlar .....	12
Şekil 2.10: Döküm Kollu Parçalı Jant .....	12
Şekil 2.11: Alüminyum Alaşımli Jant .....	13
Şekil 2.12: Alüminyum Alaşımli Jant Fabrikasına Ait İş Akış Şeması .....	14
Şekil 2.13: Alçak Basınçlı İmalat İçin Üretilmiş Alüminyum Alaşımli Jant Döküm Kalıbı .....	15
Şekil 2.14: Alçak Basınçlı Döküm İle Alüminyum Alaşımli Jant İmalatı .....	16
Şekil 3.1: Jantın Yorulma Yükleme Altında Sonlu Elemanlar Analizi [10] .....	17
Şekil 3.2: Çelik Bir Janta Uygulanan Köşeleme Yorulma Simülasyonu [11] .....	18
Şekil 3.3: Geliştirilen Nümerik Model Sonucu [12] .....	19
Şekil 3.4: Test Düzeninde ve Simülasyonda Oluşan Çatlak Başlama Bölgeleri [13] .....	20
Şekil 3.5: Çarpışma Sonucu Jantta Görülen Gerilmeler [14] .....	21
Şekil 3.6: Tahmini Yorulma Ömrüne Göre Kritik Bölge Olan Havalandırma Delikleri [15] .....	21
Şekil 3.7: 34 ms Sonunda Jant Üzerinde Oluşan Eş Değer Gerilme Dağılımı [16] .....	22
Şekil 3.8: Kritik Düğüm İçin Eşdeğer Gerilme Değişimi [17] .....	23
Şekil 3.9: Maksimum Gerilme Bölgelerinin ve Yorulma Hasarı Karşılaştırılması [18] .....	24
Şekil 4.1: Mekanik Testlerinin Uygulandığı Laboratuvar [19] .....	25
Şekil 4.2: Metalurjik Testlerinin Uygulandığı Laboratuvar [19] .....	26
Şekil 4.3: Renk Görsellik Testlerinin Uygulandığı Laboratuvar [19] .....	27
Şekil 4.4: Boya Performans Testlerinin Uygulandığı Laboratuvar [19] .....	28
Şekil 4.5: Boyutsal Testlerinin Uygulandığı Laboratuvar [19] .....	29
Şekil 4.6: Viraj Yorulma Testi Ekipman Düzenineği [20] .....	30
Şekil 4.7: Radyal Yorulma Testi Ekipman Düzenineği [20] .....	33
Şekil 4.8: Darbe Yükleme Testi Ekipman Düzenineği [21] .....	36
Şekil 4.9: Yük Altında Lineer Elastik ve İzotropik Üç Boyutlu Katı Cisim .....	38
Şekil 4.10: Yorulma Tanımlamasında Kullanılan Eğriler .....	43

Şekil 4.11: Wöhler Eğrisinin Deney Sonuçlarına Göre Oluşumu .....	44
Şekil 4.12: Gerber, Goodman ve Soderberg Eğrileri .....	45
Şekil 5.1: 16" Ölçüsündeki Jantın Üç Boyutlu Modeli.....	47
Şekil 5.2: 18" Ölçüsündeki Jantın Üç Boyutlu Modeli.....	47
Şekil 5.3: 10 Düğüm Noktalı Tetrahedral Eleman.....	48
Şekil 5.4: 16" Ölçüsündeki Janta Ait Sonlu Eleman Modeli .....	49
Şekil 5.5: 18" Ölçüsündeki Janta Ait Sonlu Eleman Modeli .....	50
Şekil 5.6: Sabit Mesnet Yüzeylerinin Tanımlanması.....	54
Şekil 5.7: Kuvvetin Etkidiği Yüzeylerin Tanımlanması .....	55
Şekil 5.8: Test 1 Sonucu 16" Jant Üzerinde Oluşan Eşdeğer Gerilme .....	56
Şekil 5.9: Test 1 Sonucu 16" Jant Üzerinde Oluşan Deplasman .....	56
Şekil 5.10: Test 1 Sonucu 16" Jant Üzerinde Oluşan Yorulma Durumu.....	57
Şekil 5.11: Test 2 Sonucu 16" Jant Üzerinde Oluşan Eşdeğer Gerilme .....	58
Şekil 5.12: Test 2 Sonucu 16" Jant Üzerinde Oluşan Deformasyon .....	58
Şekil 5.13: Test 2 Sonucu 16" Jant Üzerinde Oluşan Yorulma Durumu.....	59
Şekil 5.14: Test 3 Sonucu 16" Jant Üzerinde Oluşan Eşdeğer Gerilme .....	60
Şekil 5.15: Test 3 Sonucu 16" Jant Üzerinde Oluşan Deformasyon .....	60
Şekil 5.16: Test 3 Sonucu 16" Jantın Bijon Bölgesinde Oluşan Yorulma Çatlağı ....	61
Şekil 5.17: Test 3 Sonucu 16" Jantın Tambur Bölgesinde Oluşan Yorulma Çatlağı	61
Şekil 5.18: Test 4 Sonucu 18" Jantın Üzerinde Oluşan Eşdeğer Gerilme .....	62
Şekil 5.19: Test 4 Sonucu 18" Jant Üzerinde Oluşan Deformasyon .....	62
Şekil 5.20: Test 4 Sonucu 18" Jant Üzerinde Oluşan Yorulma Durumu.....	63
Şekil 5.21: Test 5 Sonucu 18" Jant Üzerinde Oluşan Eşdeğer Gerilme .....	64
Şekil 5.22: Test 5 Sonucu 18" Jant Üzerinde Oluşan Deformasyon .....	64
Şekil 5.23: Test 5 Sonucu 18" Jant Üzerinde Oluşan Yorulma Durumu.....	65
Şekil 5.24: Test 6 Sonucu 18" Jant Üzerinde Oluşan Eşdeğer Gerilme .....	66
Şekil 5.25: Test 6 Sonucu 18" Jant Üzerinde Oluşan Deformasyon .....	66
Şekil 5.26: Test 6 Sonucu 18" Jantın Bijon Bölgesinde Oluşan Yorulma Çatlağı ....	67
Şekil 5.27: Test 6 Sonucu 18" Jantın Tambur Bölgesinde Oluşan Yorulma Çatlağı	67

## TABLO DİZİNİ

	<b>Sayfa</b>
Tablo 4.1: Viraj Yorulma Testi İçin Sabit Katsayılar [20] .....	32
Tablo 4.2: Test Kuvvetinin ve Çevrim Adedinin Seçilmesi .....	32
Tablo 4.3: Radyal Yorulma Testi İçin Kullanılacak Lastik Basınçları [20] .....	34
Tablo 4.4: Radyal Yorulma Testi İçin Sabit Katsayılar [20] .....	35
Tablo 5.1: 16" ve 18" Ölçüsündeki Jantlara Ait Geometrik Özellikler .....	48
Tablo 5.2: 16" Ölçüsündeki Jantın Sonlu Eleman Modeli Oluşturulurken Kullanılan Kriterler .....	49
Tablo 5.3: 16" Ölçüsündeki Jantın Sonlu Eleman Model Özellikleri.....	50
Tablo 5.4: 18" Ölçüsündeki Jantın Sonlu Eleman Modeli Oluşturulurken Kullanılan Kriterler .....	51
Tablo 5.5: 18" Ölçüsündeki Jantın Sonlu Eleman Model Özellikleri.....	51
Tablo 5.6: A356-T6 Malzemesine Ait Mekanik Özellikler [24] .....	52
Tablo 5.7: A356-T6 Malzemesine Ait S - N Eğrisi Değerleri [25] .....	52
Tablo 5.8: Uygulanacak Testlerde Kullanılacak Veriler.....	53
Tablo 5.9: Yorulma Tayini Analizi Değerleri.....	55

## TEŞEKKÜR

Çalışmamın her aşamasında bana destek veren, bilgi ve tecrübesi ile lisansüstü öğrenim hayatımın tüm zorlu aşamalarında maddi manevi her yönden yardımcı olan danışman hocam Sayın Dr. Öğr. Üyesi Saim KURAL'a, tecrübeleri ile beni aydınlatan ve desteğini hiç eksik etmeyen, kendisini tanımaktan büyük onur duyduğum sevgili hocam Sayın Prof. Dr. Mehmet ÇEVİK'e ve Sayın Dr. Öğr. Üyesi Ali YURDDAŞ'a, öğrenim hayatım boyunca beni maddi ve manevi olarak destekleyen ve hep yanımda olan eşime ve aileme yürekten teşekkür ederim.

Zeki BAŞAKAR  
Manisa, 2019



## ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

### YENİ BİR ARAZİ TAŞITI JANTI TASARIMI VE GERİLME – YORULMA ANALİZLERİ

Zeki BAŞAKAR

Manisa Celal Bayar Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Saim KURAL

Bu çalışmada bir arazi tipi aracın alüminyum alaşımlı jantının tasarımı aşamasında sonlu elemanlar yöntemi algoritmasıyla çalışan bilgisayar destekli analiz programı vasıtasıyla, farklı yükleme koşulları altında jant üzerinde oluşan gerilmelerin incelenmesi ve bu gerilmelere bağlı olarak yorulma tayini yapılması amaçlanmıştır.

Yapılan literatür araştırmalarında gerek teorik gerekse de deneysel düzeyde binek araçlar başta olmak üzere yolcu taşımacılığı ve yük taşımacılığında kullanılan araç jantları üzerine birçok araştırma yapıldığı tespit edilmiştir. Bu çalışmada alüminyum alaşımlı ve arazi taşıtı için üretilen bir jantın, arazi koşullarına özel yükleme koşulları altında yorulma davranışı incelenmiştir.

Binek araç üretim sürecinde en önemli güvenlik ekipmanlarından biri olan ve aracın yüzey ile temasını sağlayan jantlar, seri üretim sürecinden önce tüm araç üreticileri tarafından kabul görmüş standartlara göre performans testlerine tabi tutulurlar. Bu test aşamasına gelene kadar, endüstriyel araç tasarımıyla başlayıp kalıp üretimine ve alüminyum döküme kadar uzanan birçok üretim ve yatırım adımları mevcuttur. Çalışma ile daha önce standart bir binek araçta kullanılan bir jant modeli, üç boyutlu tasarım programıyla belli bir oranda arazi aracına uygun olacak şekilde ölçeklendirilerek, belirtilen üretim ve yatırım süreçlerinden önce sonlu elemanlar yöntemi algoritmasıyla çalışan ANSYS Mechanical programı ile standart performans testlerinden olan viraj yorulma testi simüle edilerek farklı yükleme koşullarında statik gerilmeye tabi tutulmuştur. Elde edilen gerilme değerlerine göre yorulma tayini gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre mevcut üç boyutlu jant tasarımı bir dizi üretim ve yatırım maliyeti gerçekleştirilmeden bilgisayar destekli ortamda değerlendirilmiş ve tasarım sonrası proje adımlarına devam edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Arazi Taşıtı Jantı, Alüminyum Alaşım Jant, Sonlu Elemanlar Analizi, Viraj Yorulma Testi, Jant Darbe Yükleme Testi, ANSYS, LS-DYNA



## **ABSTRACT**

**M.Sc. Thesis**

### **DESIGN OF A NEW OFF ROAD VEHICLE WHEEL AND STRESS - FATIGUE ANALYSIS**

**Zeki BAŞAKAR**

**Manisa Celal Bayar University  
Graduate School of Applied and Natural Sciences  
Department of Mechanical Engineering**

**Supervisor: Asst. Prof. Dr. Saim KURAL**

In this study, it is aimed to investigate the stresses on the rim under different loading conditions and fatigue determination due to these stresses by means of computer aided analysis software working with finite element method algorithm in the design stage of aluminum alloy rim of a sport utility vehicle.

In literature researches, it has been determined that many researches have been made on rims used in passenger transportation and freight transportation, especially in passenger vehicles both theoretical and experimental level. In this study, the fatigue behavior of a rim made of aluminum alloy for off-road vehicles under special loading conditions was investigated.

Rims, which are one of the most important safety equipment in the passenger car manufacturing process and which make contact with the ground of the vehicle, are subjected to performance tests according to the standards accepted by all vehicle manufacturers before the mass production process. Until this stage of testing, there are several production and investment steps, starting with industrial vehicle design, from mold production to aluminum casting. With the study, a rim model, previously used in a standard passenger vehicle, was scaled to a certain extent with the 3D design program and subjected to static stress under different loading conditions by running a bend fatigue test as a standard performance test with ANSYS Mechanical software, running with finite element method algorithm. According to the results obtained, the existing 3D rim design was evaluated in a computer aided environment without performing a serial production and investment costs and the post-design project steps were continued.

**Keywords: SUV Vehicle Rim, Aluminum Alloy Rim, Finite Element Analysis, Cornering Fatigue Test, Rim Impact Test, ANSYS, LS-DYNA**

2019, 72 Page

## 1. GİRİŞ

19. yüzyılın sonuna doğru temel çalışma prensibi bakımından günümüzde kullandığımız araçlarla benzer prensipte, akaryakıt ile çalışan araçların hayatımıza girmesiyle birlikte değişik beklenti ve amaçlara hizmet edecek şekilde tasarlanmış birçok araç tipi de belli dönemlerde hayatımıza giriş sağlamıştır. Bu kullanım amaçları, zaman içerisinde insanlığın farklı ihtiyaçlarının oluşmasına binaen girişimciler, mucitler, mühendisler ve tasarımcılar tarafından peyderpey hayata geçirilerek günümüzdeki çeşitlilik sağlanmıştır.

Günümüzde çok yüksek bir oranda asfalt vb. kalitede kullanılan binek araçların dışında amacına göre, arazide, çölde, değişik hava koşulları altında, yük taşımacılığında, yolcu taşımacılığında, canlı hayvan taşımacılığında kullanılan araç sınıfları bulunduğu gibi, devletlerin güvenliklerini sağlaması amacıyla kullanılan özel araç tipleri de bulunmaktadır. Farklı kullanım amaçları, beraberinde farklı tasarım, üretim, kalite ve bakım proseslerini de beraberinde getirmektedir. Günümüz araç üreticileri, müşteri beklentilerini karşılamak ve aynı zamanda maliyetli mümkün olduğunca minimum seviyeye çekebilmek amacıyla çok çeşitli platformlarda çeşitli tip ve özellikte araçlar üretebilmektedir.

Arazi şartlarının kullanımına uygun olarak özelleştirilmiş arazi araçlarının bir alt sınıfı olan, İngilizce Sport Utility Vehicle olarak tanımlanmış olup ülkemizde de sıkça kullanılan SUV kısaltmasıyla kullanılan, Türkçesi Sportif Arazi Taşıtı tipi araçlar da 20. Yüzyılın son döneminde, öncelikle temel modelleri Şekil 1.1’de de gösterildiği gibi, özellikle 2. Dünya Savaşı’nda insan ve ekipman taşımacılığında kullanıldıktan sonra, yüksek konfor standartlarıyla aile kullanımına da hitap ederek, ayrıca günlük şehir içi ve şehirler arası kullanımına da hitap edecek şekilde üretilerek, global pazarda yerini almış durumdadır [1].



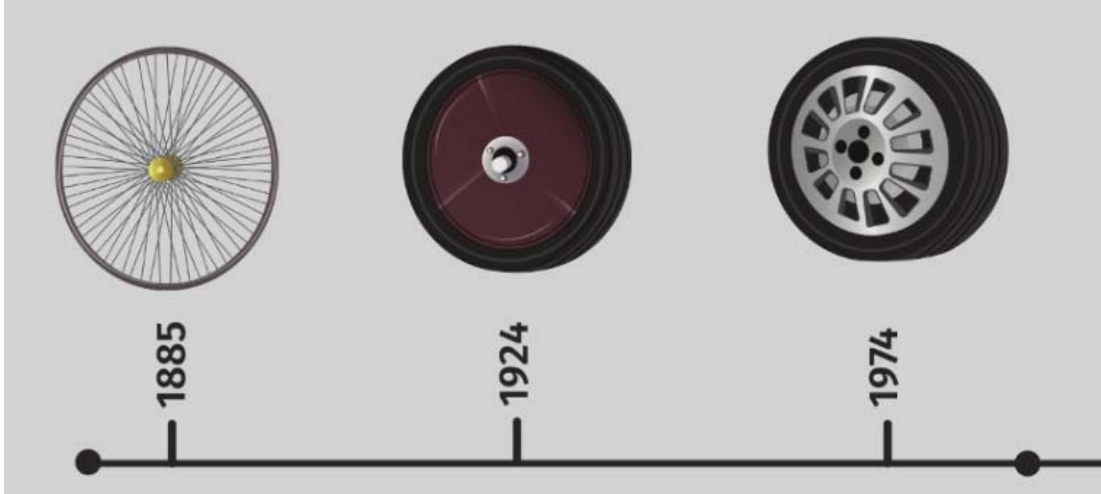


**Şekil 1.1:** Askeri Amaçlı Üretilmiş Arazi Taşıtı

Temelleri ilk tekerleğin üretildiği taş devrine kadar dayanan jantlar, araç üretimi prosesinde, aracın yer ile temas etmesinde lastik ile birlikte görev üstlenen, en önemli standart araç ekipmanları arasında yer almaktadır. Birçok farklı üretim yöntemiyle, birçok farklı hammadde ve farklı tasarımlarla üretilen araç jantları, aynı zamanda araç ve yolcu güvenliği konusunda da genel güvenlik donanımlarının en önemlileri arasında yer almaktadır.

Çağımızdaki binek taşıtlarda kullanılan jantların tarihi ise Karl Benz tarafından icat edilen içten yanmalı motora sahip taşıtta kullanılan jant tasarımına dayanmaktadır. Ahşap malzemeden üretilmeye başlayan jant yapısal olarak günümüzdeki bisiklet jantlarını andırmaktadır. Daha sonrasında 20. Yüzyılın başlarında kullanılmaya başlanılan sac şekillendirmeye üretilen metal jantlar, 20. Yüzyılın ortasına kadar yaygın olarak kullanılarak taşıt üretimi camiasında kendi standartlarını oluşturmaya başlamıştır [2].

1960'lı yıllara gelindiğinde, metal jantlara alternatif olarak hafifliği, ısı transfer kabiliyeti, ömrü ve kırılma dayanımı ile daha gelişmiş özellikler sunan alüminyum alaşım jantlar, kısa sürede taşıt üretim pazarında payını arttırmaya başlamıştır. Şekil 1.2'de de gösterildiği üzere, ilerleyen yıllarda, gelişen sürücü, yolcu ve yaya güvenlik prosedürlerine göre bir dizi geliştirme ve adaptasyon proseslerine tabi tutulan alüminyum alaşım jantlar, günümüzde kullanılan standartlara erişmiş durumdadır [2].



**Şekil 1.2:** Yıllara Göre Taşıt Jantlarının Evrimi

Dünya nüfusunun sürekli artışı, teknolojinin ilerlemesine bağlı olarak ürünlerin ucuzlaması ve bu ucuzlamaya arz – talep dengesinin sürekli talebin artışıyla ilerlemesinden ötürü kıt kaynakların kullanımının artmasına bağlı olarak fiyat artışlarından ötürü taşıt üreticili firmalar maliyetlerini optimize etmek maksadıyla ortaklaştırma ve standartlaştırma çalışmalarına büyük önem vermektedir. Bunun sonucunda marka ortaklıklarıyla tamamen aynı mekanik, motor ve karoser aksamına sahip araçların farklı markalarla piyasaya sürülebildiği gibi, bunların bir veya bir kaçını ortaklaştırarak da benzer çalışmalar yürütülmektedir. Bu da jant üretim prosesinde aynı modellerin belli ölçeklerde kopyalanmasını beraberinde getirmektedir. Bir taşıt üreticisi kompakt sınıf aracında kullandığı jantı aynı zamanda farklı ölçülerde sedan ve SUV sınıfı araçlarında da tercih etmektedir. Bu sayede tasarım, analiz ve üretim maliyetleri optimize edilmektedir.

Bu çalışmada da daha önce sedan bir araçta kullanılan jant, belli oranda ölçeklendirilerek spor arazi aracına entegre edilecektir. Hali hazırda sedan araç jantının üretim proseslerinden elde edilen tecrübe, yeni modelin daha az maliyet ile üretilmesinde kullanılmıştır. Laboratuvar ortamında yapılan güvenlik testleri bilgisayar ortamında simüle edilerek, elde edilen çıktılar önceki modelin bilgisayar ortamı sonuçlarıyla karşılaştırılıp yorumlanacaktır.

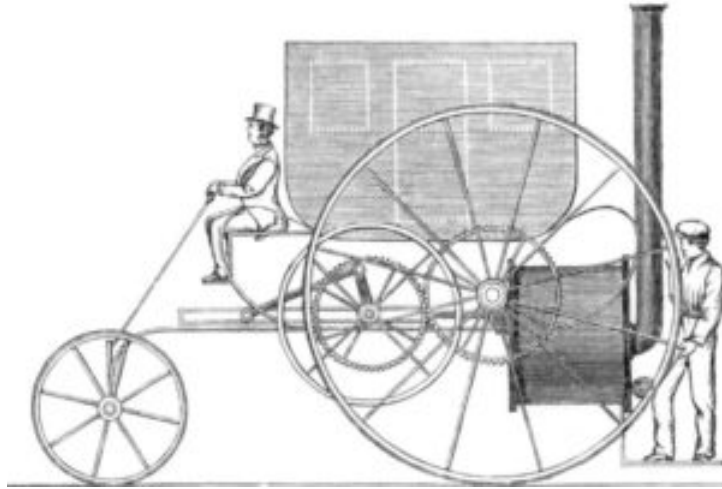
## 2. GENEL BİLGİLER

### 2.1. Arazi Araçları

Arazi araçlarının bilimsel tarihini incelerken, taşıt gelişim tarihini incelemek de bu gelişimin nasıl gerçekleştiğini anlamak maksadıyla etkili olacaktır. Milattan önce insanoğlunun avlarını taşımak maksadıyla önce kızak sistemleri, daha sonra tekerleği geliştirmelerine binaen, buhar gücünün keşfine kadar bu taşıma ve ulaşım ihtiyaçları hayvanların ehlileştirilerek kullanılmasıyla giderilmiştir. Buhar gücünün keşfedilip, buharlı trenlerin kullanılmaya başlanmasından sonra dönemin mucitleri tarafından demir yoluna ihtiyaç duymadan arazide gidebilen ve buhar gücüyle çalışan araçlar geliştirilmeye başlanmıştır.

#### 2.1.1. Buhar Gücü İle Çalışan Araçların İcadı

1803 yılında bir maden mühendisi olan Richard Trevithick tarafından yapılan, tasarımını Şekil 2.1'de gösterilen, buhar gücüyle çalışan ve buhar lokomotifi olarak adlandırılan ve saatte 13 km hıza ulaşabilen ilkel bir araçla Cornwall Camborne tepesine tırmanmayı başararak başlayan taşıt evrimi, akabinde Karl Benz'in içten yanmalı motor icadıyla devam etmiştir [3].



**Şekil 2.1:** Buhar Lokomotifi

### 2.1.2. Benzin İle Çalışan İçten Yanmalı Motorların İcadı

Bir Alman makine mühendisi olan ve benzinle çalışan içten yanmalı motorun mucidi olarak bilinen Karl Benz, 1879 yılında patentini aldığı ilk içten yanmalı benzinli motorunu, ilerleyen yıllarda bir otomobilin temel bileşenlerini oluşturan yakıt sistemi, hızlanma ve frenleme sistemi, vites değiştirme sistemi, motora ilk hareketi verebilmek amacıyla güç üreten ateşleme sistemi, harareti önleyen radyatör sistemi gibi icat ve patentleriyle destekleyerek 1885 yılında günümüz araçlarında da halen benzer alt yapıyla çalışan ilk içten yanmalı aracı üretmiştir. Şekil 2.2’de bir replikası gösterilen ve Motorwagen olarak adlandırılan bu araç, sadece 100 kg ağırlığına, 400 d/dk krank mili dönüşünde 1 hp altında bir güç üreten bir motora sahip ve sadece sürücü taşıma kapasiteli bir araçtır [4].



Şekil 2.2: İlk İçten Yanmalı Benzinli Motora Sahip Araç

### 2.1.3. Dört Tekerlekten Çekişli (4X4) Taşıtların İcadı

İlk dört tekerlekten çekiş sistemine sahip araç, 1903 yılında karoser üreticisi olan Jacobus ve Hendrik-Jan Spijker tarafından 1903 Paris – Madrid yarışında kullanılmak üzere üretilmiştir. Dört tekerlekten çekiş sistemi dışında, kaputu altında ilk sıralı altı silindirik içten yanmalı motor barındıran bu araç 60 beygir güç üretebilmektedir. Yarış kazanma amacıyla üretilen bu araç, özel bir amaca hizmet ettiğinden seri üretime girememiş ve bir proje olarak kalmıştır [5].

1908 yılında Amerikan Jeffery / Bash Quad firması tarafından insan ve yük taşımada kullanılmak üzere hayata geçirilen ilk seri üretim dört tekerlekten çekişli araç, toplum ihtiyaçlarına çözüm oluşturan özelliklerinden dolayı 15 yıl gibi kısa bir sürede kırk bin adetten fazla satış rakamı yakalayarak 1913 – 1928 yılları arasında en çok tercih edilen taşıtlardan biri olmuştur. Günümüz güvenlik standartlarının çok uzağında olan, Şekil 2.3’de gösterilen bu araç, motorundan aldığı gücü sürekli ve eşit olarak dört tekerleğe dağıtmıştır.



**Şekil 2.3:** İlk Dört Tekerlekten Çekişli Seri Üretim Araç

#### **2.1.4. Askeri Amaçlı Arazi Taşıtlarının Üretilmesi**

1. Dünya Savaşı'nın tamamlanmasının ardından, Fransız askeri mühendis Adolphe Kégresse, 1919 yılından itibaren Fransız Citroen markası için Makine Mühendisi Jacques Hinstin ile birlikte Fransız Ordusuna arazi taşıtı oluşturmaya başlamıştır. Bu araçlar, günümüz arazi araçlarının tarihi temelini oluşturmaktadır. Şekil 2.4’de gösterilen aracın tecrübesinin tamamlanmasıyla birlikte, 1921 yılından itibaren ilk modellerinin seri üretimine başlanan araçlar, başta Fransa olmak üzere diğer Avrupa ülkelerinde de öncelikle askeri amaçlarla, akabinde de turistik ve tarımsal faaliyetlerde de kullanılmıştır [6].



**Şekil 2.4 :** Kegresse Tarafından Fransız Ordusu İçin Geliştirilen Type K1 Adındaki Askeri Amaçlı Arazi Taşıtı

2. Dünya Savaşı'nın yaklaşması, ülkelerin sanayi yatırımlarında en önemli savaş ekipmanlarından biri olan arazi araçlarına olan yatırımları hızlandırdı. Bu yatırımlardan biri olan Amerikan menşei Jeep markası, günümüzde halen ülkemizde halk arasında aynı sınıfta araçlara ismini veren ve döneminde üç yüz bin adet satış rakamlarına ulaşmış, 1940 yılında savaş öncesi MB modeliyle Amerikan donanmasının beğenisini kazanmış ve 1941 – 1945 yılları arasında donanma için üretilmiştir. Şekil 2.5'de gösterilen Jeep MB modeli, İngilizce “Go-anywhere, do-anything” yani “İstediyin yere git, dilediğini yap” sloganıyla kimi donanma komutanlarına göre savaşın seyrinin değişmesinde büyük bir etki sağlamıştır [7].



**Şekil 2.5:** 2. Dünya Savaşı Esnasında Üretilen Willys Jeep MB Arazi Aracı

### 2.1.5. Günümüzde Kullanılan Arazi Araçları

Savaş döneminin bitmesinin ardından ülkelerin endüstriyel atılımlarının çoğalması, insanların taşıtlara daha kolay ulaşabilmesi ve konfor taleplerinin artmasına binaen 1960'lı yıllardan itibaren otomotiv endüstrisi, müşteri taleplerini karşılayabilmek adına, karoserde steysin tipte, yürüyen aksamda da askeri 4 tekerlekten çeker tipte araçları üretmeye başladı. Özellikle büyük, yüksek ve geniş araçları tercih eden Amerikan halkı, bagaj kapasitesinin yüksek olması, tüm ailenin rahat bir şekilde seyahat edebilmesi, gerekli durumlarda basit arazi ortamlarında da ilerleyebilen bu araçlara talep artışı oluşturdu.

1990'lı yıllardan itibaren lüks algısının daha da artması, aile amaçlı kullanılan arazi araçlarında kendi sınıfını oluşturmaya başladı. Endüstri tarafından "SUV" yani Şekil 2.6'da gösterilen, İngilizcesi "Sport Utility Car" olarak adlandırılan bir spor arazi taşıtı sınıfı oluşturularak, konfor manasında makam aracı olarak tabir edilen sedan taşıtlar gibi konfor standartlarına sahip, aynı zamanda yerden yüksekliğiyle arazi araçlarını andıran, bununla birlikte sportif karoser hatlarına da sahip SUV araçlar, halen günümüzde müşteri taleplerinin büyük bir kısmını oluşturmaktadır.

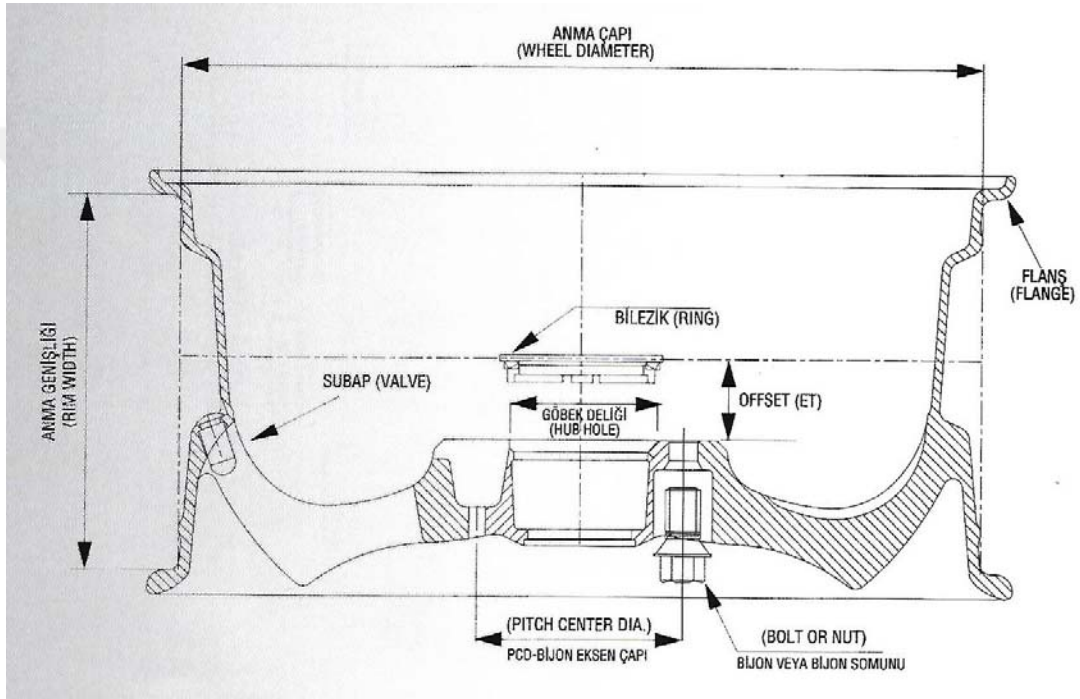


Şekil 2.6: Spor Amaçlı Arazi Taşıtı

Bu tez çalışmasında daha önceden üretici ve alıcı tarafından gerek endüstriyel gerekse özel güvenlik testlerini başarıyla tamamlayıp seri üretime geçmiş bir alüminyum alaşımlı araç jantının belli oranlarda büyütülmüş modelinin bilgisayar ortamında sonlu elemanlar metoduyla çalışan bir yazılım vasıtasıyla güvenlik testleri sümile edilerek, seri üretime uyarlanabilirliği tartışılacaktır.

## 2.2. Taşıt Jant Yapısı

### 2.2.1. Jant Kesiti ve Kısımları



Şekil 2.7: Jant Kesiti

#### 2.2.1.1. Jant Anma Çapı

Şekil 2.7’de de gösterilen jant anma çapı, jantın otomotiv endüstrisinde temel sınıflandırılma ölçüsü olan ve tarifinde kullanılan, lastik tanımlamasında da kullanılan, genellikle inç ölçü birimiyle isimlendirilen çap ölçüsüdür.



#### **2.2.1.2. Jant Offset**

Tam olarak jantın yatay orta noktasından geçen ve bijon deliklerinin bulunduğu yatay eksenle olan mesafesini tasvir eden ölçüdür.

#### **2.2.1.3. Jant Anma Genişliği**

Alt ve üst flanşın iç kısımlarının arasında kalan ve jantın genişliğini milimetre cinsinden ifade eden ölçüdür.

#### **2.2.1.4. Bijon Eksen Çapı**

Jantın merkezinden bijon deliğinin merkezine olan yarıçap ölçüsünün iki katına tekabül eden çap ölçüsüne verilen isimdir.

#### **2.2.1.5. Bijon – Bijon Somunu**

Jantın araca sabitlenmesi amacıyla kullanılan, minimum üç, maksimum altı adette bulunan, jant ölçüsüne ve araç üreticisine göre adeti değişiklik gösterebilen bağlantı elemanıdır.

#### **2.2.1.6. Subap Deliği**

Jant üzerine takılan lastiğin havasının şişirilmesi ve kontrol edilmesi amacıyla konulan subapın geçirilmesi amacıyla sonradan talaşlı imalatla açılan deliktir.

#### **2.2.1.7. Flanş**

Jantın alt ve üst kısmında bulunan ve yanak diye tabir edilen lastik topuğunun verilen hava ile birlikte jantla kontak kurmasını sağlayan kısımdır.

### 2.2.1.8. Göbek Deliği

Jant araca monte edildiğinde, araç yükünün jant vasıtasıyla lastiklere ve oradan da yola aktarılmasını sağlayan ve aracın aksına bağlanan kısımdır.

### 2.2.1.9. Bilezik

Jant montajı tamamlandıktan sonra bijonların bulunduğu eksen çapını iini alacak şekilde takılan, genellikle araç markalarının logosunun bulunduğu, bazı üreticilerde ise üzerinde her araca özel bir anahtar ve kilidi bulunarak bijonların sökülmesini engelleyen aksesuardır.

## 2.3. Taşıtlarda Kullanılan Jant eşitleri

### 2.3.1. Telli Jantlar

Porya ve jant, eşit uzunluktaki teller vasıtasıyla birbirine bağlanır. Kafes sistemi yapısından dolayı birbirleriyle simetrik olarak yerleştirilmiş teller, jant üzerinde istenilen dayanımı oluşturur. Ağırlığın az olması ve soğuma performansının yüksek olması tercih sebeplerindedir. şekil 2.8’de gösterilen, genellikle Retro görünüm yaratmak amacıyla, ya da bir takım ralli araçlarında kullanılmaktadır [8].



şekil 2.8: Telli Jant

### 2.3.2. Çelik Jantlar

Genellikle çelik sacdan üretilmiş jant tipidir. Bijon delikleri, havalandırma delikleri ve poryayı içeren disk kısmı, ayrı bir sac şekillendirme kalıbında şekillendirilerek lastiğin monte edildiği kasnak kısmıyla kaynaklı bağlantı vasıtasıyla birleştirilir. Şekil 2.9’da montajlı ve boyalı hali gösterilen, maliyet olarak en ekonomik üretim şeklini içermekle birlikte ağır yapıları ve ısı iletim kapasitelerinin düşük olması nedeniyle lüks sınıf araçlarda tercih edilmemektedirler.



Şekil 2.9: Çelik Jantlar

### 2.3.3. Döküm Kollu Parçalı Jantlar

Jant göbeğinin ve kollarının bulunduğu kısım çelik döküm ya da hafif metallerin ergitilip kalıba dökülmesiyle üretilir. Daha sonra talaşlı imalat yöntemiyle jant göbeğine nihai formu verilir. Şekil 2.10’da ayrı olarak gösterilen parçalı jantlar, göbeğin, lastik geçen kasnak kısmıyla montajı cıvatalarla yapılır.



Şekil 2.10: Döküm Kollu Parçalı Jant

### 2.3.4. Alaşımlı Jantlar

Çok yüksek oranda alüminyum olmak üzere, titanyum ve magnezyum alaşımlarının ergitilip kalıplara dökülmesi yöntemiyle üretilen jantlardır. Kullanılan alaşıma göre jantın belirli yapısal, fiziksel ve mekanik özellikleri ön plana çıkmaktadır.

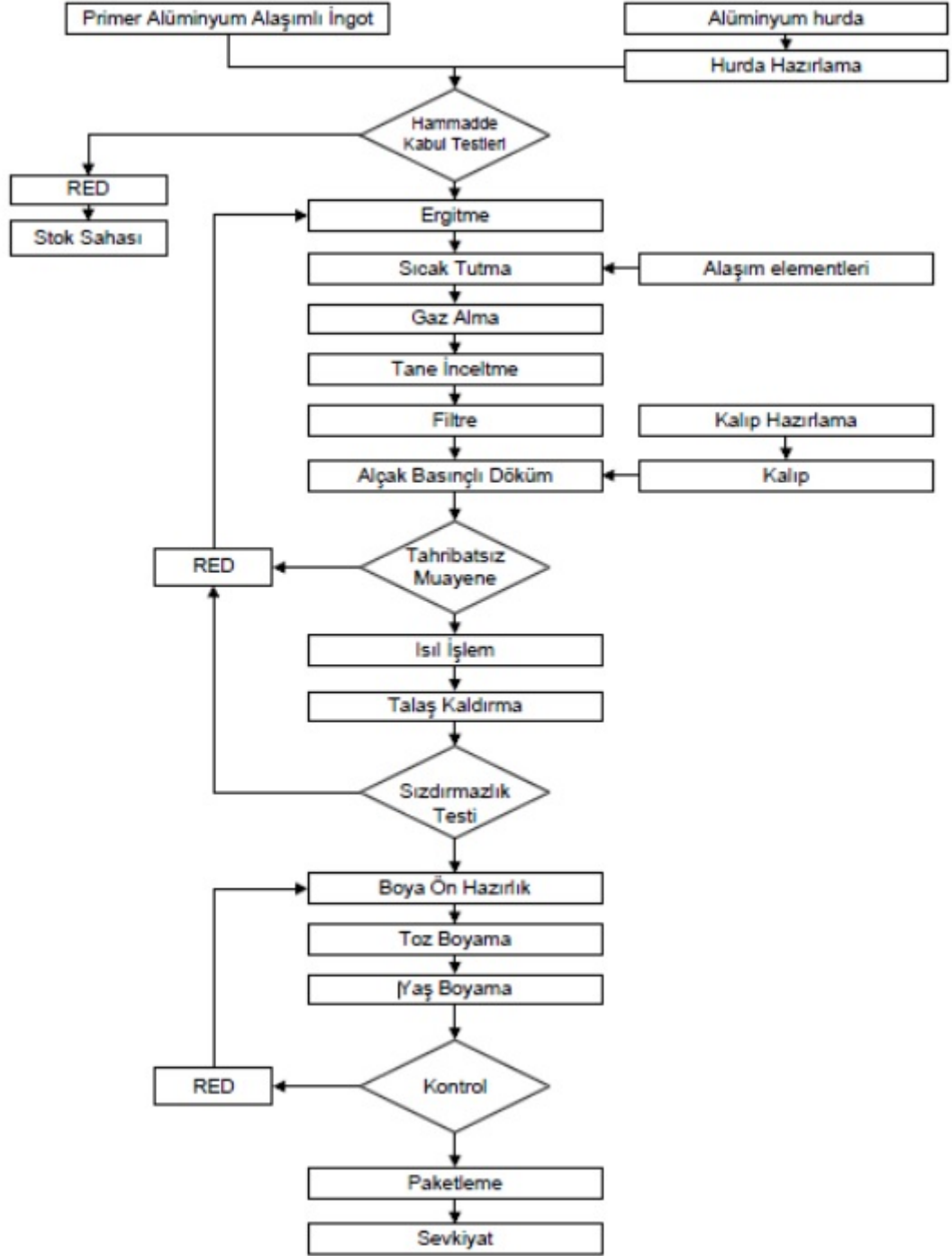
Otomotiv endüstrisinde çok yoğun oranda Şekil 2.11’de gösterilen alüminyum alaşımlı jantlar tercih edilmektedir. Alüminyum, ısı iletkenliğinin yüksek olması, ergime sıcaklığının düşük olması, döküm prosesinin kontrol edilebilir olması, hafif olması, spesifik mukavemetinin yüksek olması ve diğer alaşımlara nazaran daha ekonomik olması sebebiyle alaşımlı jant üretiminde yüksek oranda tercih edilir.



Şekil 2.11: Alüminyum Alaşımlı Jant

### 2.4. Alüminyum Alaşımlı Jantın İmalat Yöntemleri

Seri üretim bir alüminyum alaşımlı jantın imalatının gerçekteştiği bir fabrikada iş akış Şeması Şekil 2.12’de verilmiştir [9].



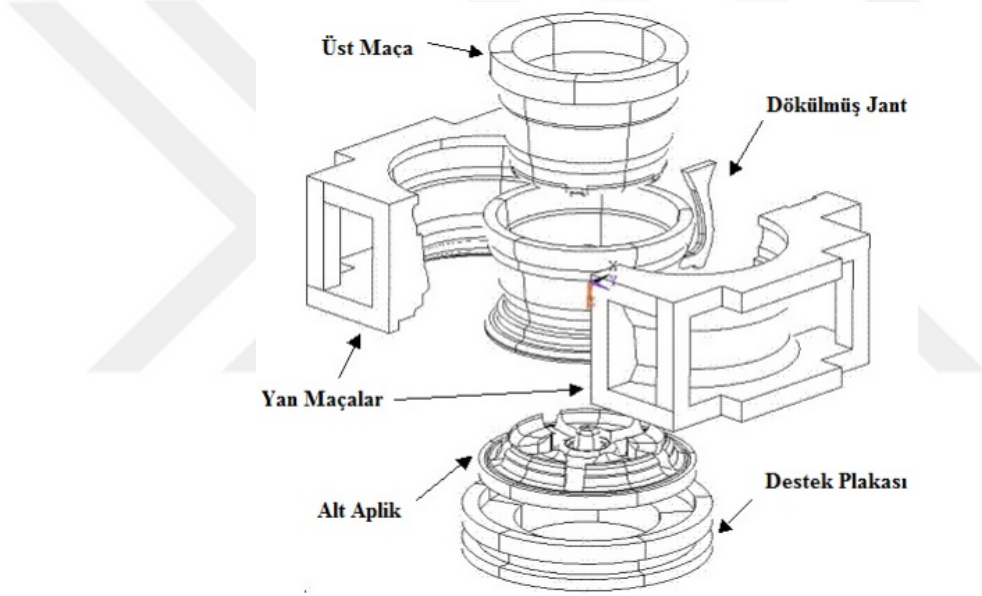
**Şekil 2.12:** Alüminyum Alaşımli Jant Fabrikasına Ait İş Akış Şeması

Alüminyum alaşımli jant imalatında en hızlı, kaliteli ve seri üretime uygun üretim yöntemi, döküm ile kalıplamadır. Temel olarak ergitilmiş alüminyumun kalıp içerisine belli basınçta doldurulup soğutularak nihai şekillendirme prosesi, akabinde ısıl işlem ve talaşlı imalat sürecine girmeden kalite ve güvenlik muayenesine tabi

tutulur. Talaşlı imalat prosesinden sonra da bir takım güvenlik testlerine tabi tutulan alüminyum alaşımli jantlar, müşteri talebine göre gerekli boyama prosesi gerçekleştirildikten sonra sevkiyata hazır hale getirilir.

#### 2.4.1. Alüminyum Alaşımli Jant Döküm Kalıbı

Taşıt firmaları tarafından farklı ölçü, kullanım amacı ve görsel özelliklere sahip alüminyum alaşımli jantların alçak basınçlı seri üretiminde kalıplar kullanılır. Kalıp malzemeleri genellikle yüksek sıcaklık ve basınca dayanım sağlayan kalıp çeliklerinden imal edilmektedir.

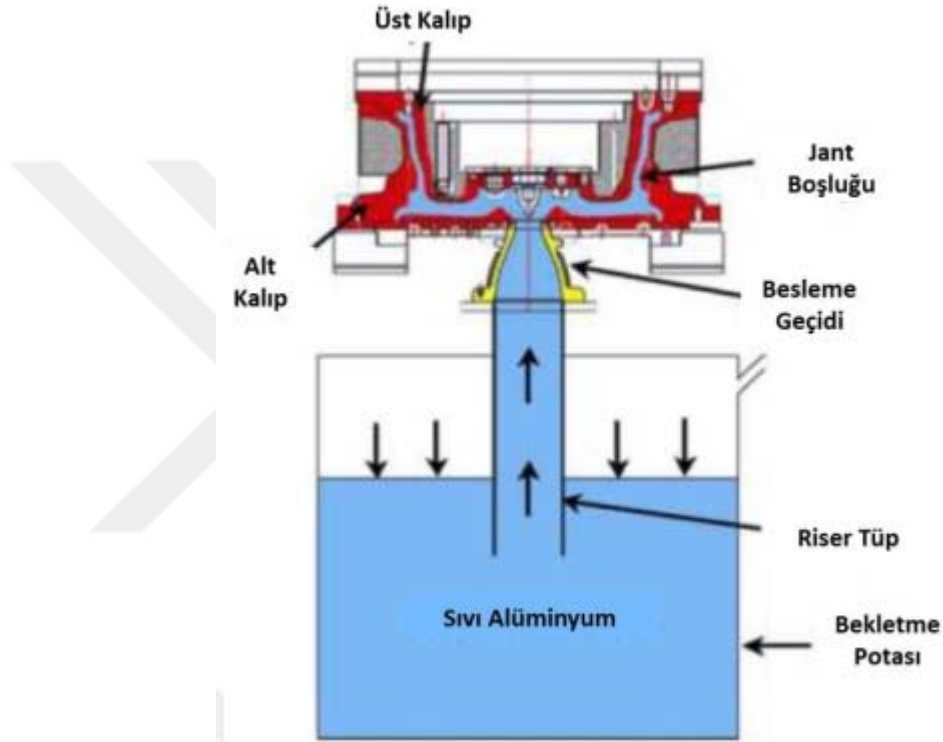


**Şekil 2.13:** Alçak Basınçlı İmalat İçin Üretilmiş Alüminyum Alaşımli Jant Döküm Kalıbı

Alçak basınçlı imalat için üretilmiş alüminyum alaşımli jant döküm kalıbı temel olarak üç ana parçadan oluşmaktadır. Üst maça jantın rot içine giren kısmını ve kasnak kısmının figürünü oluştururken, alt maça jantın kozmetik özellik gösteren göbek ve kollarını oluşturur. Yan maçalar ise lastiğin yerleştirildiği ve havanın basınçlandırıldığı anma genişliği bölgesini oluşturur. Şekil 2.13'de jantın ve kalıbın birbirlerine göre konumlarının görünüşleri verilmiştir [9].

## 2.4.2. Alçak Basıncılı Döküm Sistemi İle Alüminyum Alaşımli Jant İmalı

Alçak basıncılı döküm seri üretim alüminyum alaşımli jant imalinde en çok tercih edilen yöntemdir. Kalıp değişim hızının yüksek olması, hat kurulumu sonrasında farklı ürünlerin aynı anda dökülebilmesi, fabrika iş güvenliğinin kontrol altında tutulması gibi avantajları, jant üretici firmalar tarafından bu üretim yöntemini tercih sebebi kılmaktadır.



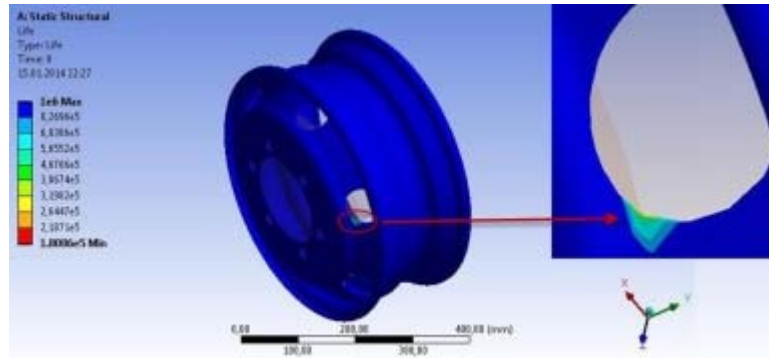
**Şekil 2.14:** Alçak Basıncılı Döküm İle Alüminyum Alaşımli Jant İmalatı

Şekil 2.14’de gösterildiği gibi bekletme potasındaki eriyik alüminyum, yaklaşık 1 bar basınç ile kalıp yolluğu üzerinden kalıp boşluğuna dolum yaparak alüminyum alaşımli jantın döküm prosesi gerçekleştirilir. Gerekli soğuma süresi jant özelliklerine göre tayin edilir ve bu süre sonunda kalıp parçaları açılarak jant, kalıptan dışarı transfer edilir. Kalıp bağlama şekli üreticiye ve kalıp özelliklerine göre değişiklik gösterebilmektedir.

### 3. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Otomotiv sektörü, dünya genelinde endüstriyel üretimin en büyük ve önde gelen lokomotiflerinden biridir. Bir standart ekipman olan jantlar ise, bu endüstri içerisinde önemli ölçüde gelişim gösteren bir daldır. Böylesine önem arz eden bir dalda yıllar içerisinde gerek deneysel, gerekse de bilgisayar destekli yazılımların gelişen teknolojiyle birlikte ilerlemesinden ötürü bir çok teorik çalışma yapılmıştır. Bu çalışmalardan tez konusu ile alakalı olan çalışmaların birkaçı sırası ile verilmiştir.

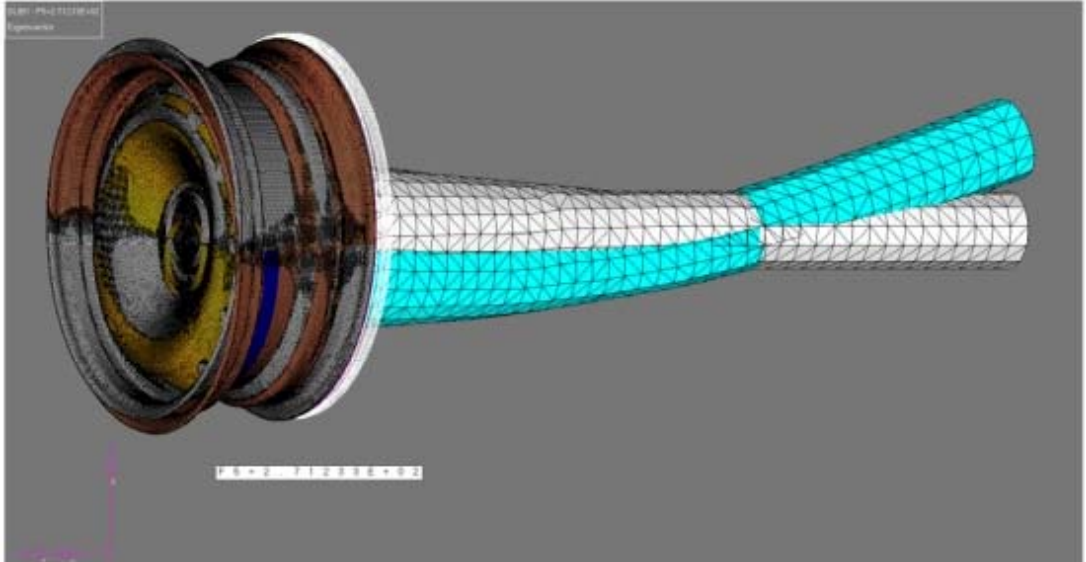
Akdoğan vd. [10], disk tipi bir jantın köşeleme yorulma davranışını, sonlu elemanlar yöntemiyle incelemiştir. Disk tipi jant 17.5 inç ölçüsünde ve tubeless diye tabir edilen iç lastiksiz bir lastikle kombine edilen yapıda bir janttır. Jantın kasnak kısmı 6 mm et kalınlığındaki EN-S275JR kodlu çelik sacdan, göbek kısmı ise 10 mm kalınlığındaki aynı tip sacdan üretilmiştir. Bu iki parça, birbirine gaz altı kaynağı ile kaynaklanarak monte edilmiştir. Avrupa Jant Üreticileri Birliği'nin ES-3.11 numaralı testine ait kriterler referans alınarak simüle edilen deneyde, daha öncede üç boyutlu bir tasarım programıyla tasarlanan jant, otomatik sonlu elemanlar geometrisi oluşturan modül ile 65.834 eleman ve 126.139 düğüm noktası ile sonlu bir elemana dönüştürülmüştür. Araç ağırlığının jant üzerine uyguladığı yüke göre belirlenen bükme momenti, 1800 kg ağırlığı referans alınarak 36.210 N uygulanacak şekilde hesaplanmıştır. Elde edilen gerilme ve şekil değiştirme sonuçlarına göre yapılan yorulma analizinde, jantın 180.000 çevrime dayandığı tespit edilmiştir. Gerçek deneylerde %71'lik bükme momentinde ise dayanım, 350.000 çevrim olarak çıkmıştır. Şekil 3.1'de analiz sonuçlarından bir görüntü verilmiştir.



**Şekil 3.1:** Jantın Yorulma Yüklemesi Altında Sonlu Elemanlar Analizi [10]



Wang vd. [11], çelik tipteki bir yolcu aracı jantının dinamik köşeleme yorulma davranışını simüle etmişlerdir. St37 çeliği mekanik özelliklerine sahip bir sacdan üretilen bir jantla yapılan deneyde, jant bijon deliği merkezinden 938 mm uzayacak şekilde sabitlenen bir rotun ucuna 1562,4 N kuvvet uygulanarak yorulma simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Uygulanan bu kuvvet, çeşitli frekanslarda jant üzerinde salınım etkisi yaratarak, farklı çevrim sayısı ve kuvvetlerde jant üzerinde oluşan çatlak etkisi gözlemlenmiştir. 2199 N.m moment altında, 430.000 , 480.000 , 560.000 kez tekrarlanan çevrimlerde havalandırma deliklerinin etrafındaki çemberde, 420.000 kez tekrarlanan çevrimde ise bijon delikleri etrafında çatlaklar tespit edilmiştir. 400.000 kez tekrarlanan çevrimlerde ise çatlak oluşmamıştır. Şekil 3.2’de simülasyona dair bir görüntü verilmiştir.



**Şekil 3.2:** Çelik Bir Janta Uygulanan Köşeleme Yorulma Simülasyonu [11]

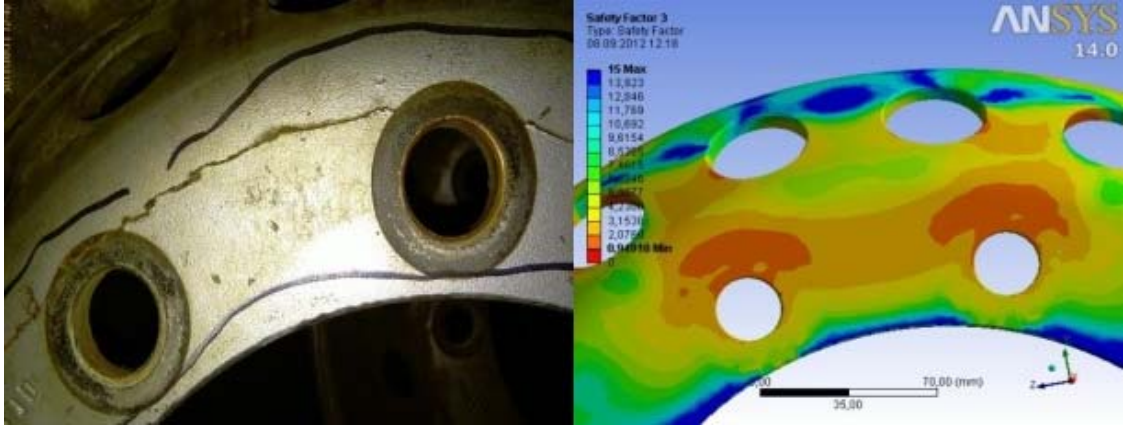
Kocacıbağ vd. [12], yaptıkları çalışmada standart jant test adımlarından biri olan köşeleme yorulma testi için nümerik bir model oluşturmuşlardır. Şekil 3.3’de gösterilen disk tipi bir jant için yapılan çalışmada, elastik ve yarı plastik sonlu elemanlar metodu kullanılmıştır. Disk tipi jant klasik yöntemlerle 3070 N.m moment ile test edildiğinde ortalama ömür 501.115 çevrim olarak çıkmıştır. Bu çevrim sonucunda çember bölgesinde çatlaklar meydana gelmiştir. Geliştirilen nümerik model ile yapılan hesaplamalar sonucunda da ortalama ömür 454.768 çevrim olarak belirlenmiştir. Aradaki fark %11 kadar bir sapmaya işaret etmektedir.



**Şekil 3.3:** Geliştirilen Nümerik Model Sonucu [12]

Şık vd. [13], taşıt jantlarının yapısal analiz ile yorulma dayanımının belirlenmesi üzerine çalışmıştır. Bu çalışmada yorulma ömür test cihazı ile yapılan yorulma dayanımı testleri, mühendislik yazılımı ile yapılan analizle karşılaştırılmıştır. 3949 kodlu çelikten üretilen disk tipi jant, 22.5” ölçüsüne, 330 – 410 N/mm<sup>2</sup> akma, 480 – 570 N/mm<sup>2</sup> çekme mukavemetine sahiptir. Dayanım kriteri olarak 500.000 çevrim yapılacak yorulma analizi tercih edilmiştir. Deney düzeneğinde 610 N.m tork değeri altında çevrime başlayan jantın, 567.500 çevrim sonucunda çember üzerindeki havalandırma deliklerinde oluşan çatlaktan ötürü testi tamamlanmıştır.

Mühendislik yazılımı ile yapılan analizde öncelikle statik yük altında oluşan gerilme değerleri incelenmiştir. En yüksek gerilme değeri 178,2 MPa ile bijon deliği gölgesinde saptanmıştır. Elde edilen bu sonuçlar ışığında gerçekleştirilen yorulma analizinde ise jantın, 424.420 çevrim sonucunda benzer disk bölgesinde oluşan çatlaktan ötürü kırılmaya başladığı tespit edilmiştir. Şekil 3.4’de test düzeneği ve simülasyonda elde edilen sonuçların karşılaştırılması gösterilmiştir.

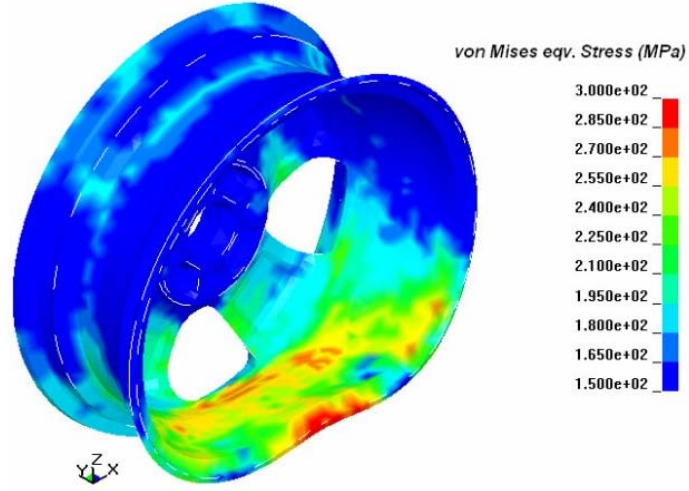


**Şekil 3.4:** Test Düzeneginde ve Simülasyonda Oluşan Çatlak Başlama Bölgeleri [13]

Demir vd. [14], Ls-Dyna ile jant darbe testi simülasyonu isimli çalışmalarında hali hazırda seri olarak üretilen bir jantın, üzerindeki lastik ile birlikte dinamik olarak sabit bir cisme çarpmasının oluşturduğu plastik etkiyi gözlemlemek adına eksplisit yöntemle çözümlene yapan mühendislik programı vasıtasıyla gerçekleştirmişlerdir. Üç boyutlu olarak oluşturulan tasarım toplamda 25.494 düzgün dörtyüzlü eleman ile sonlu eleman modeline çevrilmiştir.

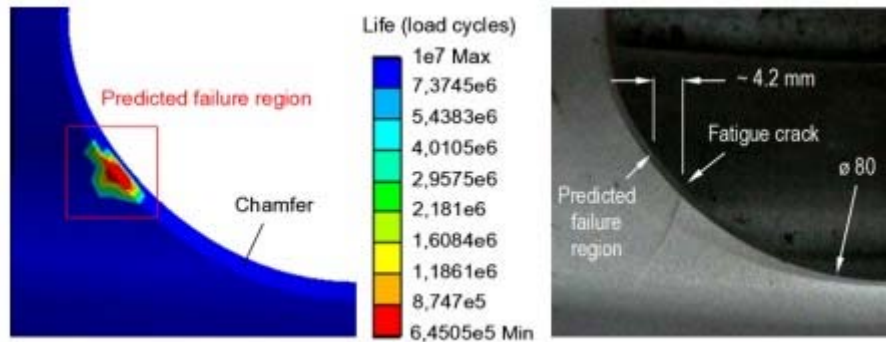
Ls-Dyna, özellikle otomotiv sanayinde çokça kullanılan, dinamik analiz, darbe, çarpışma vb. analizlerin gerçekleştirilmesinde değişik çözücülere sahip, bunun dışında şişirme, hava yastığı vb. başka parametrelere bağlı analizleri de komplike şekilde gerçekleştirebilecek bir mühendislik yazılımıdır.

Lastik etkisini hesaba katabilmek adına yazılım üzerinden lastik içerisine 260 kPa iç basınç uygulanmıştır. Lastik şişirme simülasyonu sonucunda lastik üzerinde 49 MPa gerilme görülmüştür. 4 adet bijon deliğinden sabitlenen janta, aralarında 1140 N/mm yay sabiti bulunan, biri 100 kg, diğeri ise 900 kg ağırlığındaki iki kütle, 1727 m/s ilk hız ile çarpıtılmıştır. Şekil 3.5’de analiz sonucu elde edilen gerilmeler gösterilmiştir. Elde edilen sonuçlar ışında, Ls-Dyna isimli dinamik bilgisayar simülasyonu, bu tür bir simülasyonu yapıp sonuç karşılaştırmak açısından uygun bir kod olduğu sonucuna varılmıştır.



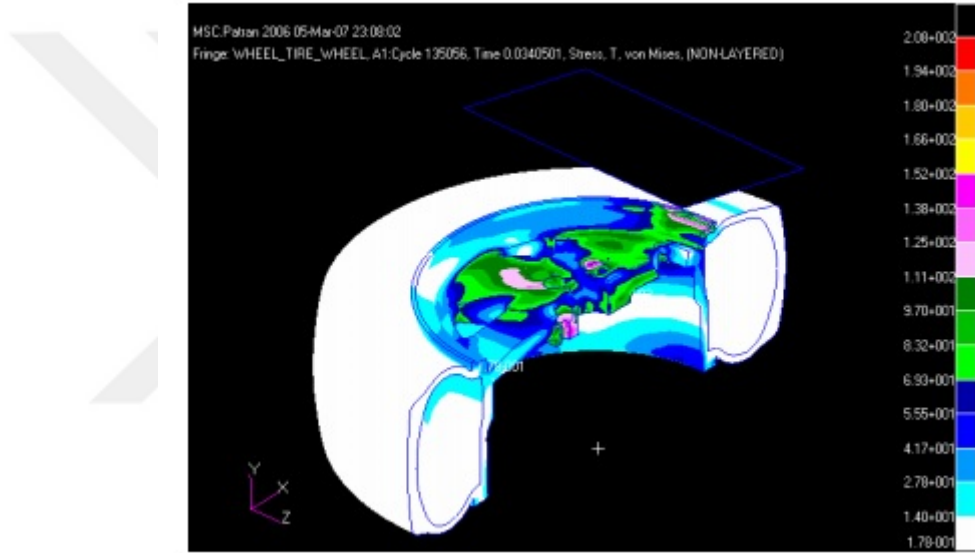
**Şekil 3.5:** Çarpışma Sonucu Jantta Görülen Gerilmeler [14]

Topaç vd. [15], bir çekici için geliştirilen disk tipi çelik jantın dinamik radyal yorulma testini bilgisayar ortamında ticari bir bilgisayar destekli sonlu elemanlar yöntemiyle çalışan yazılımda analiz etmişlerdir. Kullanılan çeliğin mekanik özelliklerini elde edebilmek adına, malzemeye çekme deneyi uygulanmıştır. Aynı zamanda gerekli literatür araştırması yapılmış ve Vickers sertlik ölçüm deneyi gerçekleştirilmiştir. Akabinde elde edilen verilerle yorulma analizinde kullanılmak üzere S – N eğrisi oluşturulmuştur. Simülasyonda Marin faktörü kullanılarak, yorulma gerilmesi için kullanılacak gerilme 140,46 – 153,54 MPa aralığı seçilmiştir. Elde edilen simülasyon sonuçlarında gerçek durumla benzeşen ve havalandırma delikleri etrafında oluşan bir yorulma çatlak elde edilmiştir.



**Şekil 3.6:** Tahmini Yorulma Ömrüne Göre Kritik Bölge Olan Havalandırma Delikleri [15]

Alpan [16], çalışmasında alüminyum alaşımlı bir jantı üzerindeki lastikle birlikte üç boyutlu tasarım programında oluşturarak, üzerine 1000 kg kütle düşürmek suretiyle jantın üzerinde dinamik yüklere bağlı olarak oluşan gerilmeleri incelemiştir. ISO 7141 testini simüle eden Alpan, 13° açıyla sabitlenmiş jantın üzerine belirtilen kütleyle 230 mm yükseklikten bırakarak simülasyonu gerçekleştirmiştir. Üç boyutlu tasarım, 18.325 eleman sayısı ve 23.874 düğüm sayısı ile bir sonlu eleman parçaya dönüştürülmüştür. Analiz sonucunda 34 ms sonunda jantın bijon bölgesi üzerinde 208 MPa değerinde bir gerilme değeri elde edilmiştir. Elde edilen bu değer ile jant üzerinde plastik deformasyona bağlı olarak kalıcı hasar oluştuğu gözlemlenmiştir.

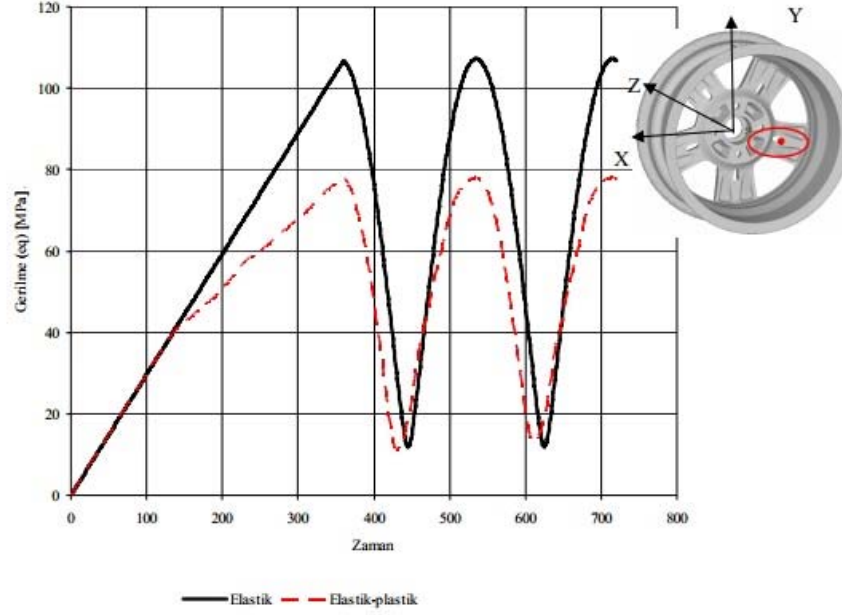


**Şekil 3.7:** 34 ms Sonunda Jant Üzerinde Oluşan Eş Değer Gerilme Dağılımı [16]

Şahin [17], yaptığı çalışmada hafif alaşımlı bir jantın köşeleme dayanımının tahminini incelemiştir. Köşeleme dayanım testinin sayısal modeli üzerinden, sonlu elemanlar yöntemiyle jant üzerinde oluşan bölgesel gerilme ve gerinim değerleri belirlenmiştir. Gerinim – ömür yaklaşımı ve kritik düzlem hasar modeli kullanılarak jant üzerindeki kritik bölgeler adına çatlak oluşumunun yaşanacağı çevrim sayısı tahmin edilmiştir.

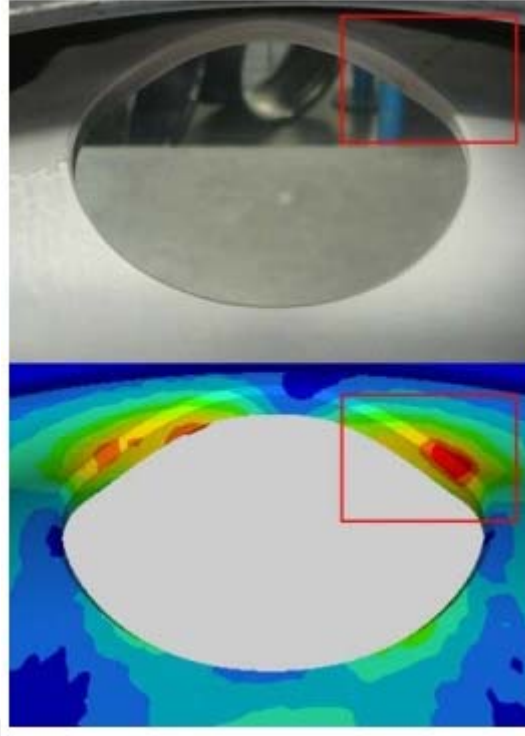
Yapılan çalışma neticesinde sayısal model ile elde edilen çevrim sayıları, gerçek çevrim sayılarına nazaran düşük çıkmıştır. Buna neden olacak temel iki sebep olarak, alüminyum alaşımlı jantın üretilmesi sırasında döküm prosesi esnasında

yapılan dökümün her zaman homojen olamamasının ve oluşturulan sonlu eleman modelinin gerçek modelle birebir uyuşmamasının sebep olacağı düşüncesine varılmıştır.



Şekil 3.8: Kritik Düğüm İçin Eşdeğer Gerilme Değişimi [17]

Ercan [18], ticari araçlarda kullanılan jantlarda dinamik yük altında oluşan yorulma ömrünün bilgisayar destekli belirlenmesi üzerine yaptığı çalışmada, disk tipi çelik jant üzerindeki yüklerin yorulma ömrüne etkisini incelemiştir. 22,5 x 7,50 ebadındaki tubeless jant, 4 düğüm noktasına sahip tetra elemanlar kullanılarak 1.441.890 eleman ve 350.711 düğüm noktasından oluşan bir sonlu eleman modeli haline getirilmiştir. Yapılan analiz neticesinde maksimum eş değer gerilme 309 MPa olarak belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre yapılan yorulma testi sonucunda elde edilen sonuçlar ile, deneysel ortamda gerçekleştirilen gerçek test sonuçları birbirine paralel sonuçlar göstererek tutarlılık sağlanmıştır.



**Şekil 3.9:** Maksimum Gerilme Bölgelerinin ve Yorulma Hasarı Karşılaştırılması [18]

## 4. MATERYEL VE METHOD

### 4.1. Alüminyum Alaşım Jantın Tabi Olduğu Kalite Testleri

Jantlarda uygulanan kalite testleri ana hatlarıyla beş başlıkta incelenir. Bunlar mekanik testler, metalürjik testler, renk görsellik testleri, boya performans testleri ve boyutsal testler şeklindedir. Bu testlerin konularına göre alt uygulamaları alt başlıklarda paylaşıldığı gibidir.

#### 4.1.1. Mekanik Testler

Olası bir kazada jant üzerinde meydana gelebilecek ve taşıt ve yolcu güvenliğini tehdit edebilecek durumlar, mekanik testler ile kontrol edilmektedir [19]. Testin uygulandığı laboratuvara ait görsel Şekil 4.1'de verilmiştir.

- ZWARP Yorulma Testi
- 13° Darbe Testi
- 90° Darbe Testi
- Radyal Yorulma Testi
- Dinamik Yorulma Testi
- Çift Eksenli Dinamik Yorulma Testi
- Flanş Dik Deformasyon Testi



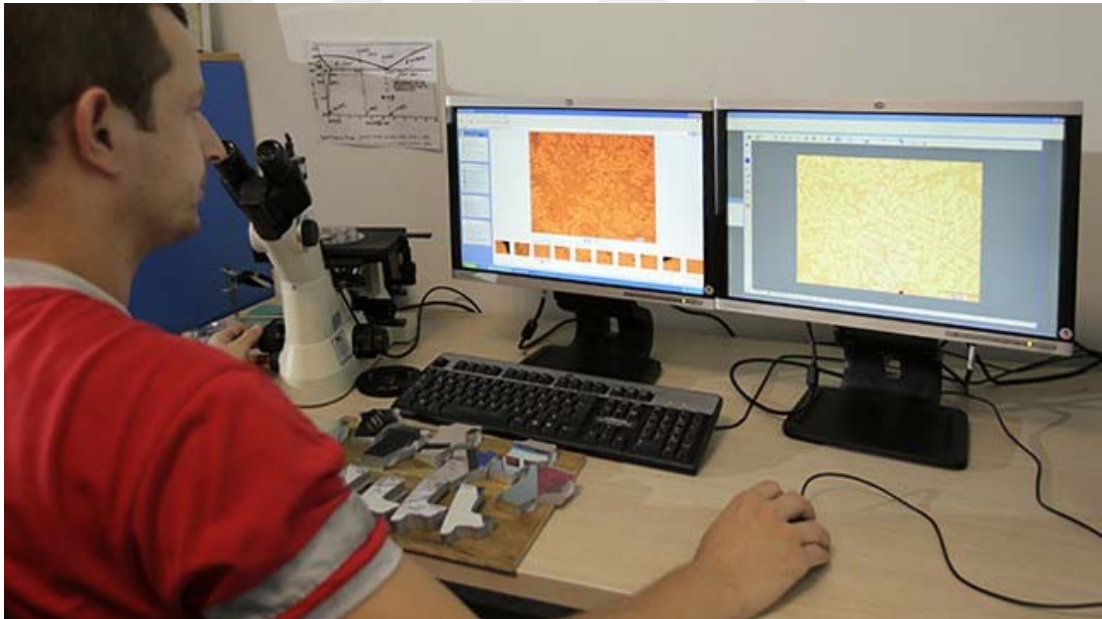
Şekil 4.1: Mekanik Testlerinin Uygulandığı Laboratuvar [19]



#### 4.1.2. Metalurjik Testler

Çelik ve alüminyum alaşımlı jantlarda, bileşen önemleri jant kalitesini belirlemek adına büyük önem arz etmektedir. Ayrıca döküm, sac şekillendirme, talaşlı imalat gibi üretim aşamaları da jantın üzerinde oluşacak mikro yapılara etkiyerek jant kalitesine etki etmektedir. Metalurjik testler aşağıdaki gibi sıralanmıştır [19]. Testin uygulandığı laboratuvara ait görsel Şekil4.2’de verilmiştir.

- Optik Emisyon Kimyasal Kompozisyon Analizi
- Mikroyapı Analizi
- Makroyapı Analizi
- Çekme Testi
- Sertlik Testi
- Charpy Darbe Testi



Şekil 4.2: Metalurjik Testlerinin Uygulandığı Laboratuvar [19]

#### 4.1.3. Renk Görsellik Testleri

Müşteri talepleri ve sektör standartları doğrultusunda, üretilen jantlar, araç pazar yapını iyileştirmek ve farklı görsel beğenilere hitap etmek üzere boyanır. Ayrıca

bu boyanın korozyon direnci etkisi de bulunmaktadır. Renk görsellik testleri de boyanın müşteri talepleri doğrultusunda gerekli kalite kontrollerini gerçekleştirmek adına yapılmaktadır [19]. Testin uygulandığı laboratuvara ait görsel Şekil4.3’de verilmiştir.

- Boya Renk Ölçümü (Spektrofotometre)
- Boya Parlaklık Ölçümü (Glossmetre)
- Boya Renk Görsel Kontrol Analizi



**Şekil 4.3:** Renk Görsellik Testlerinin Uygulandığı Laboratuvar [19]

#### **4.1.4. Boya Performans Testleri**

Jant üzerine uygulanan boya, müşteriye sevk edilmeden önce müşteri kalite kriterlerine göre testlere tabi tutulur. Bu testler aşağıdaki gibi listelenmiştir [19]. Testin uygulandığı laboratuvara ait görsel Şekil4.4’de verilmiştir.

- Boya Yapışma Testi
- Boya Kalınlık Ölçümü
- Boya Sertlik Ölçümü
- Taş Darbelerine Dayanım Testi

- Düşük Sıcaklığa Dayanım Testi
- Tulu Sis Testi
- CASS Testi
- İklimlendirme Testi
- Suyu Daldırma Testi
- Buhar Püskürtme Testi
- Boyaların Kimyasal Dayanım Testleri

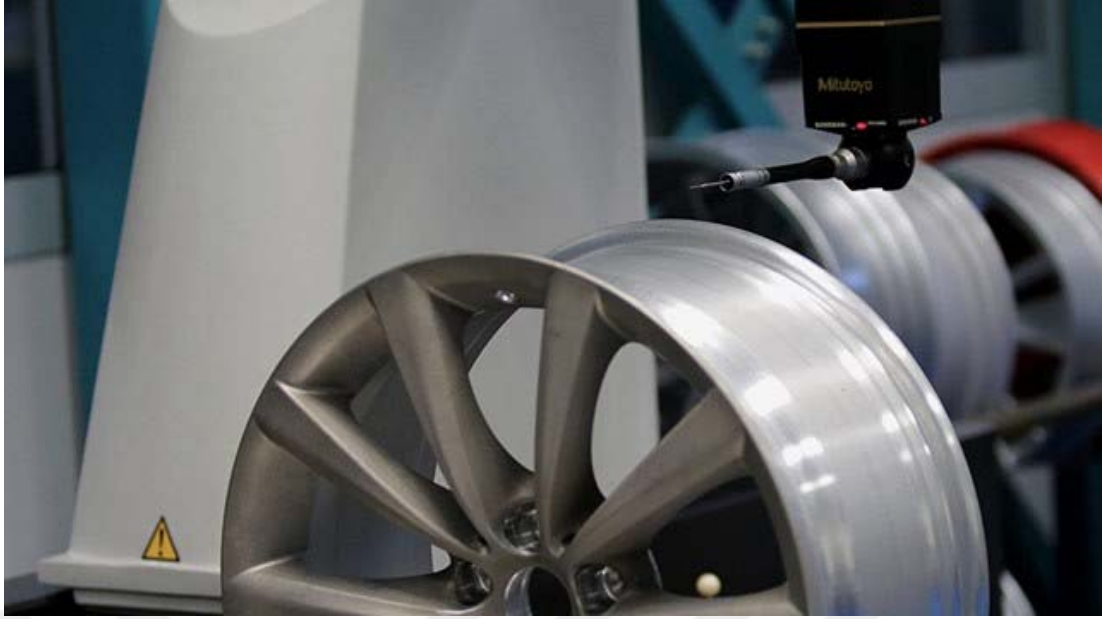


**Şekil 4.4:** Boya Performans Testlerinin Uygulandığı Laboratuvar [19]

#### **4.1.5. Boyutsal Testler**

Tasarım aşamasından imalat aşamasına bir çok prosten geçerek üretilen jantlar, tüm üretim işlemleri bittikten sonra boyutsal ölçümlere tabi tutularak araç montaj hattında oluşabilecek montaj uyumsuzluğu problemlerinin önüne geçilir [19]. Testin uygulandığı laboratuvara ait görsel Şekil4.5’de verilmiştir.

- Boyutsal Ölçüm
- Yüzey Pürüzlülük Ölçümü



**Şekil 4.5:** Boyutsal Testlerinin Uygulandığı Laboratuvar [19]

#### **4.2. Alüminyum Alaşımli Jantın Tabi Olduğu Standart Mekanik Testler**

Dünya genelindeki jantların belirli kalite kriterleri kapsamında birçok taşıt üreticileri tarafından birliklerce oluşturulmuş, kabul görmüş ve yıllar içerisinde teknolojik gelişmeler sonucunda çeşitli revizyonlara uğramış birçok standart mekanik kalite testi bulunmaktadır.

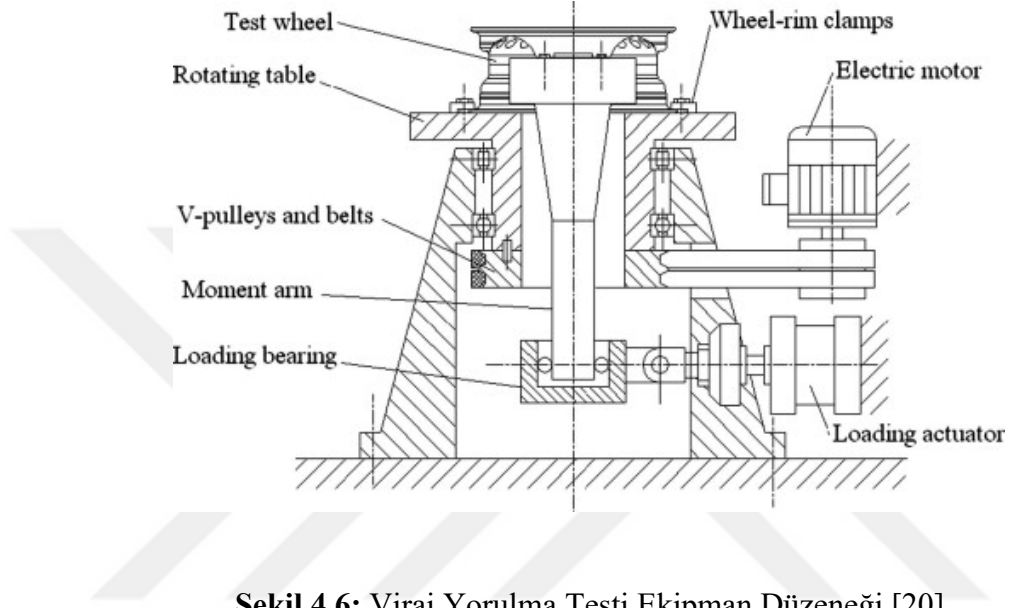
ISO, TÜV, EUWA, ECER gibi belirli taşıt standart üreticileri tarafından standartlaştırılmış mekanik kalite testleri olduğu gibi, taşıt üreticilerinin zaman içerisinde edindikleri problemlere ve tecrübelerine binaen oluşturulmuş özel kriterlerde testler de bulunmaktadır. Bu test kriterleri, taşıt üreticilerinin kendi laboratuvarlarında uygulanabildiği gibi, direk jant üreticisi firmalar tarafından prototip üretimi sonrası, seri üretim öncesi ve seri üretim esnasında belli oranlardaki jantlara uygulanarak taşıt güvenliği kontrol altına alınmaktadır.

Türkiye’de Türk Standartları Enstitüsü tarafından kullanılan ve TSE ISO 3006 kodlu test kriterlerini içeren “Karayolu Taşıtları – Karayolunda Kullanım İçin Otomobil Tekerlekleri – Deney Metotları” standardı taşıt ve jant üreticileri tarafından referans olarak alınan ve kullanılan standarttır. Alüminyum alaşımli jantlar için üç adet

test içeren bu standartta ilgili testler alt maddelerce açıklanacaktır. Ayrıca, bu çalışma için yapılacak analizde de bu testlerden biri, sınır şartlarının belirlenmesi ve analizlerin gerçekleştirilmesi için kullanılacaktır.

#### 4.2.1. Viraj Yorulma Testi

##### 4.2.1.1. Kullanılan Ekipman



Şekil 4.6’da gösterilen test ekipmanıyla gerçekleştirilen testte amaç, üst döner tablaya yerleştirilen ve flanş bölgesinde sabitlenen jantın bijon bölgesinden sabitlenin döner moment kolu ile tekrarlı bir kuvvet uygulanarak, test kriterlerine göre belli bir dönme sayısı sonucu hasar tespiti üzerine ya da belli bir dönme sayısı belirlemeksizin hasar oluşuncaya kadar testin devam edilmesiyle gerçekleştirip, jantın mekanik kalitesini değerlendirmektir.

##### 4.2.1.2. Test Prosedürü

Jant test düzeneğine oturtulduktan sonra, normalde jant taşıta monte edilirken kullanılan sıkma tork değerinin aynıysa flanşlar üzerine yerleştirilen lamalarla test düzeneğine sabitlenir. Sabitlenen yüzeylerde herhangi bir kir, deformasyon, yüzey pürüzlülüğü veya boya kalınlığı farkı bulunmamalıdır.

#### 4.2.1.3. Maksimum Eğme Momentinin Belirlenmesi

Maksimum eğme momenti, deney düzeneğinde bulunan 0,5 – 1,4 metre boyunda olan moment kolu üzerine yüzeye paralel olacak şekilde uygulanan kuvvete bağlı jant üzerinde oluşan maksimum momente verilen tanımlamadır. Bu momentin hesaplanması;

$$M = (\mu R + d)F_v S \quad 4.1$$

Denklemlerle gerçekleştirilir. Burada,

$M$  : maksimum eğme momenti (Nm) (Tablo 4.1)

$\mu$  : Asfalt ile lastik arasındaki sürtünme katsayısı

$R$  : Jant için kullanılan en büyük lastiği dinamik yarıçapı (m)

$d$  : Offset (m)

$F_v$  : Moment kolu üzerine dik uygulanan maksimum kuvvet (N)

$S$  : Güvenlik faktörü (Tablo 4.1)

#### 4.2.1.4. Test Uygulama Kriterleri

Test aşağıdaki iki koşuldaki birinin meydana gelmesi durumunda sona erecektir:

- Jantın yük altında kalıcı hasar alması
- Test başında belirlenen kuvvet tekrar sayısına ulaşılması

Test için kullanılması gereken sabitlerin değerleri tablo 4.1’de verilmiştir. Çelik ve alüminyum jantlar için geçerli bu katsayılar, tüm ölçülerdeki jantlar için aynı değerlere sahiptir. Buradaki güvenlik faktörü, jant üretici ya da taşıt üretici firmaların seçimini yapabilmesi adına birden çok değer ile çeşitlendirilmiştir.

**Tablo 4.1:** Viraj Yorulma Testi İçin Sabit Katsayılar [20]

Jant Tipi	Jant Ölçüsü ve Offset	Güvenlik Faktörü	Sürtünme Katsayısı
Çelik / Alüminyum	Tüm Ölçüler	2,13	0,7
		2	
		1,7	
		1,6	
		1,5	
		1,35	
		1,33	
		1,26	
		1,1	

#### 4.2.1.5. Test Kuvvetinin ve Çevrim Adetinin Seçilmesi

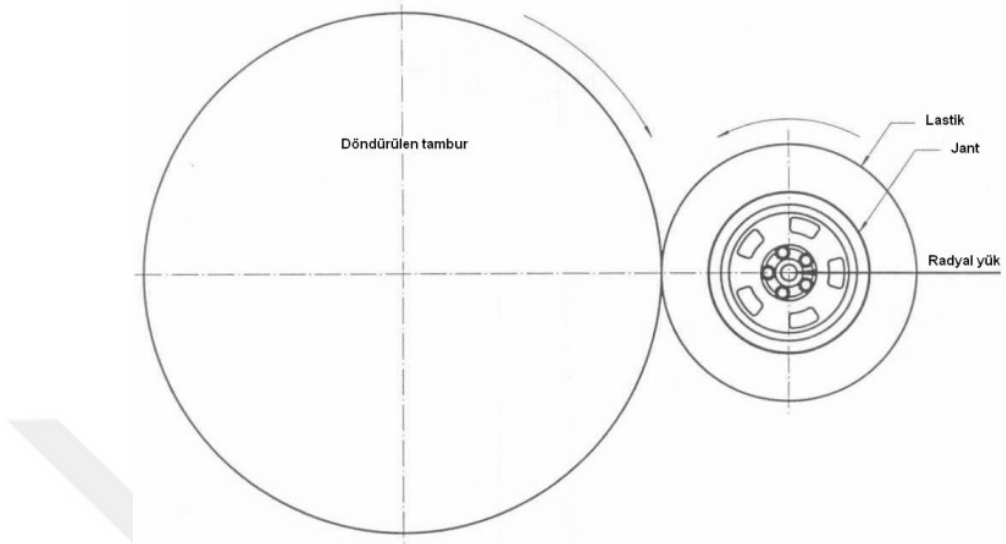
Viraj yorulma testinin iki temel uygulama prosedürü dahilinde kullanılan kuvvetler ve çevrim adetleri jant malzemesine göre Tablo 4.2’de listelenmiştir.

**Tablo 4.2:** Test Kuvvetinin ve Çevrim Adedinin Seçilmesi

Kuvvet Miktarı	Çevrim Adedi (Alüminyum / Magnezyum)		Çevrim Adedi (Çelik)	
	M <sub>1</sub> / M <sub>1G</sub>	O <sub>1</sub> / O <sub>2</sub>	M <sub>1</sub> / M <sub>1G</sub>	O <sub>1</sub> / O <sub>2</sub>
0,75 Maksimum Moment Çarpanıyla	200.000	66.000	60.000	20.000
0,5 Maksimum Moment Çarpanıyla	1.800.000	690.000	600.000	230.000

## 4.2.2. Radyal Yorulma Testi

### 4.2.2.1. Kullanılan Ekipman



**Şekil 4.7:** Radyal Yorulma Testi Ekipman Düzenegi [20]

Minimum dış çapı 1700 mm olarak önerilen, test makinesi tarafından bir tahrikle dönme momenti üreten bir ekipmana bağlı tambur, lastik takılı bir jantın da dinamik teker yarıçapı ve tambur yarıçapı kadar uzaklığa sabitlenerek oluşturulan düzenedir. Düzeneğin tarafından jant ve tambur arasında bir gerilim oluşması amacıyla bir tahrik, ve düşey eksenli bir kuvvet verilmektedir.

### 4.2.2.2. Test Prosedürü

Bu güvenlik testi için seçilen lastiklere uygulanacak düşey kuvvet, taşıtın maksimum yükünün lastik başına düşen kuvveti temsil etmektedir. Bu kuvvetin değeri, jant üreticisi tarafında ya da üretimden önce taşıt üreticisi tarafından belirlenebilir. Ayrıca, farklı testler farklı kuvvet değerleriyle de tekrarlanabilir.

Test esnasında kullanılacak jant, lastik montajlı şekilde düzeneğe yerleştirilmektedir. Bu sayede, lastik tarafından karşılanan kuvvet, tamamen analiz



edilebilmektedir. Test için kullanılması gereken basınç değerleri Tablo 4.3'de verilmiştir.

**Tablo 4.3:** Radyal Yorulma Testi İçin Kullanılacak Lastik Basınçları [20]

Normal Lastik Basıncı (kPa)	Test Lastik Basıncı (kPa)
160 ve altı	280
161 - 280	450
281 - 450	550

#### 4.2.2.3. Radyal Yorulma Test Yükün Tanımlanması

Test Yüğü, taşıtın lastik başına düşen azami yükünün güvenlik katsayısıyla çarpılmasıyla elde edilmektedir. Kullanılan denklem,

$$F_r = F_v K \quad 4.2$$

Şeklinde verilir. Burada,

$F_r$  : Test Yüğü (N)

$F_v$  : Lastik başına düşen azami kuvvet (N)

$K$  : Güvenlik katsayısı

#### 4.2.2.4. Test Uygulama Kriterleri

Test aşağıdaki üç koşuldaki birinin meydana gelmesi durumunda sona erecektir:

- Jantın yük altında kalıcı hasar alması
- Test başında belirlenen kuvvet tekrar sayısına ulaşılması
- Lastiğin hava kaybına bağlı basınç düşümü yaşamaması

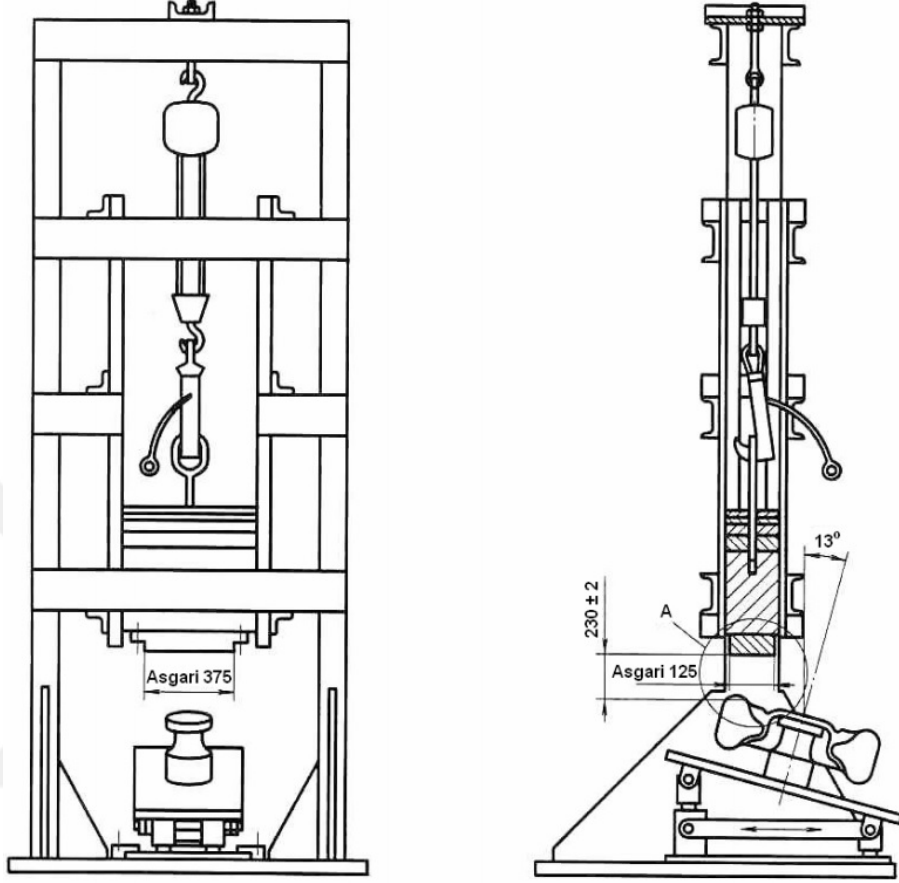
Test için kullanılması gereken sabitlerin değerleri tablo 4.4'de verilmiştir. elik ve alüminyum jantlar için geçerli bu katsayılar, tüm ölçülerdeki jantlar için aynı değerlere sahiptir. Buradaki güvenlik faktörü, jant üretici ya da taşıt üretici firmaların seçimini yapabilmesi adına birden çok değer ile çeşitlendirilmiştir.

**Tablo 4.4:** Radyal Yorulma Testi İçin Sabit Katsayılar [20]

Jant Tipi	Jant Ölçüsü ve Offset	Güvenlik Faktörü
elik / Alüminyum	Tüm Ölçüler	2,8
		2,5
		2,25
		2,2
		2
		1,9
		1,8
		1,7
		1,6
1,4		

### 4.2.3. Darbe Yükleme Testi

#### 4.2.3.1. Kullanılan Ekipman



Şekil 4.8: Darbe Yükleme Testi Ekipman Düzenegi [21]

Şekil 4,8’de bir şeması gösterilen darbe yükleme testi, tamamen taşıta takılmaya hazır, üzerine standart hava ile şişirilmiş lastik takılmış bir jantın, deney tertibatına düşey düzleme göre  $13^\circ$  açıda sabitlenmesiyle ve jantın üzerine minimum 230 mm yükseklikten, en az 125 mm genişliğinde ve 375 mm uzunluğunda kütlesi daha önceden belirlenmiş, kenarları küt veya yuvarlatılmış bir çekicinin serbest bırakılmasıyla jantın üzerinde oluşacak deformasyonu test etmek amacıyla kullanılan, standart bir mekanik kalite testidir.

#### 4.2.3.2. Test Prosedürü

Deney jantı, üzerinde lastikle birlikte darbe yükü jant çemberinin üzerinde flanşa gelecek şekilde bijonlar ile daha önceden taşıt üreticisi tarafından belirlenen bir sıkma torku ile bağlanır. Burada jant, düşey eksen ile  $13^{\circ} \pm 1^{\circ}$ 'lik açı ile bağlanmalıdır.

Deney jantı üzerindeki lastik, bu ebattaki jant için tercih edilebilecek en küçük yanak genişliğine sahip, daha önceden taşıt üreticisi tarafından belirlenmemişse 200 kPa şişirme basıncıyla şişirilmiş bir lastik olmalıdır.

Çekiç, jantın en yüksek kısmının  $230 \text{ mm} \pm 1 \text{ mm}$ 'lik yüksekliğine kaldırılarak sabitlenir. Gerekli güvenlik şartları sağlandıktan sonra, çekiç uzaktan tetiklenecek bir mekanizmayla serbest bırakılarak jantın üzerine düşürülür. Test sonuçlarından maksimum sonucun alınabilmesi adına çekicinin, lastiğe düşene kadar düşey bir şekilde serbest düşüş yapması büyük önem arz etmektedir.

#### 4.2.3.3. Darbe Yükleme Test Ağırlığının Belirlenmesi

TSE ISO 3006 standartlarına göre, darbe yükü ağırlığı, jant başına gelen statik yükün belirli bir katsayıyla çarpılıp, yer çekimi ivmesine bölündükten sonra sabit bir sayıyla toplanması sonucunda bulunur.

$$D = \frac{0,6F_v}{g} + 180 \quad 4.3$$

D : Darbe kütlesi (kg)

$F_v$  : Jant başına düşen azami statik kuvvet (N)

g : Yer çekimi ivmesi ( $\text{m/s}^2$ )

#### 4.2.3.4. Test Uygulama Kriterleri

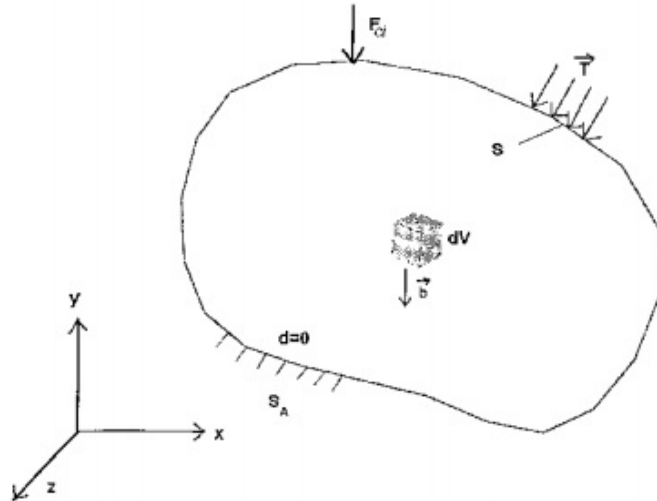
Jant üzerinde aşağıdaki üç durumdan herhangi birinin gelmesiyle test sonuçlandırılır:

- Jant üzerinde görünür kırılma meydana gelmesi
- Merkezleme elemanlarının jant üzerinden ayrılması
- Test sonrası lastiğin basıncının 1 dakikadan az bir sürede düşmesi

### 4.3. Sonlu Elemanlar Metodu

El ile çözülmesi mümkün olmayan veya çok zaman alan özellikle katı cisimlerin belirli sınır koşulları altında deplasman ve gerilme durumunu incelemek adına, belirli parçalara bölünmüş katı cisim parçalarının birbirlerine olan etkisini hesaplayarak deplasman ve gerilme elde edilen yöntem sonlu elemanlar metodu olarak adlandırılır.

Günümüzde gelişmiş bilgisayarlar, belirli bir üç boyutlu geometriyi çok hızlı bir şekilde sonlu elemanlara ayırarak verilen sınır şartları altında oluşan gerilme ve birim şekil değiştirmeleri bilgisayar ortamında görsel olarak verebilir. Bu sonuçlar, tasarım veya konstrüksiyon güvenilirliği hakkında önemli bilgileri çok kısa sürede sağlayarak üretim birim maliyetlerini düşürmede yardımcı olur. Temel olarak sonlu elemanlar metodu için kullanılan matematiksel modeli anlamak adına bir takım temel eşitlikler verilmiştir [22].



**Şekil 4.9:** Yük Altında Lineer Elastik ve İzotropik Üç Boyutlu Katı Cisim

Şekil 4.9'da yük altında lineer elastik ve izotropik üç boyutlu katı cisim gösterilmektedir. Burada,

$\vec{b}$  : Birim hacme etkiyen kuvvet

$\vec{T}$  : Birim alana etkiyen kuvvet

$\vec{F}_{Cl}$  : Yoğunlaştırılmış kuvveti ifade eder.

Yukarıdaki kuvvet etkileri sonucunda cisim üzerinde meydana gelen birim şekil değiştirme ve deplasman ilişkisi;

$$\{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \varepsilon_{zz} \\ \varepsilon_{xy} \\ \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{zx} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial z} & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u(x, y, z) \\ v(x, y, z) \\ w(x, y, z) \end{Bmatrix} = [\partial]\{d\} \quad 4.4$$

Şeklinde verilebilir.  $\{\varepsilon\}$  birim şekil değiştirme vektörü,  $[\partial]$  türev matrisi ve  $\{d\}$  deplasman vektörüdür. Aynı cisim için gerilme – birim şekil değiştirme ilişkisi;

$$\{\sigma\} = \begin{Bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{zz} \\ \sigma_{xy} \\ \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} \end{Bmatrix} = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{2}(1-2\nu) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2}(1-2\nu) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2}(1-2\nu) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \varepsilon_{zz} \\ \varepsilon_{xy} \\ \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{zx} \end{Bmatrix} = [D]\{\varepsilon\} \quad 4.5$$

Şeklinde verilebilir. [D] elastik katsayılar matrisini,  $\{\sigma\}$  gerilme vektörünü temsil eder. Düğüm deplasmanları,

$$\{d\} = \begin{Bmatrix} u(x, y, z) \\ v(x, y, z) \\ w(x, y, z) \end{Bmatrix} = [N]\{q\} \quad 4.6$$

Şeklinde ifade edilir. [N] şekil fonksiyon matrisini,  $\{q\}$  düğüm deplasman vektörünü temsil eder. Birim şekil değiştirme ve gerilme vektörlerini 4.7 ve 4.8 denklemlerindeki gibi düzenlersek;

$$\{\varepsilon\} = [\partial]d = [\partial][N]q = [B]q \quad 4.7$$

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\} = [D][B]\{q\} \quad 4.8$$

Elde edilir. [B], deplasmanı birim şekil değiştirmeye dönüştüren transformasyon matrisidir. Minimum potansiyel enerji prensibinden faydalanarak birim şekil değiştirme enerjisi  $U_e$ , bir eleman için 4.9 numaralı denklemdeki gibi geliştirilecektir.

$$U_e = \frac{1}{2} \int_{V_e} \varepsilon^T [D]\{\varepsilon\} dV \quad 4.9$$

$$U_e = \frac{1}{2} \int_{V_e} \{q\}^T [B]^T [D][B]\{q\} dV \quad 4.10$$

$$U_e = \frac{1}{2} \{q\}^T \int_{V_e} [B]^T [D][B] dV \{q\} \quad 4.11$$

$$U_e = \frac{1}{2} \{q\}^T [k]\{q\} \quad 4.12$$

Denklem 4.12'de  $[k]$  tanımlanan rijitlik matrisidir.

$$[k] = \int_{V_e} [B]^T [D] [B] dV \quad 4.13$$

$W_e$  olarak ifade edilecek dış kuvvetin yaptığı iş, denklem 4.14'deki gibi ifade edilecektir.

$$W_e = - \int_{V_e} \{d\}^T \{b\} dV - \int_S \{d\}^T \{T\} dS \quad 4.14$$

$$W_e = - \int_{V_e} \{q\}^T [N]^T \{b\} dV - \int_S \{q\}^T [N]^T \{T\} dS \quad 4.15$$

$$W_e = - \{q\}^T \int_{V_e} [N]^T \{b\} dV - \{q\}^T \int_S [N]^T \{T\} dS \quad 4.16$$

$$W_e = - \{q\}^T \{f_B\} - \{q\}^T \{f_S\} \quad 4.17$$

Yapılan ifade sadeleştirilmesi ile  $\{f_B\}$  eleman kuvvet vektörünü ve  $\{f_S\}$  eleman yüzey yükü vektörünü temsil eder.  $\Pi_e$  bir elemanın potansiyel enerjisidir ve 4.18 numaralı denklemdeki gibi ifade edilebilir;

$$\Pi_e = U_e + W_e = \frac{1}{2} \{q\}^T [k] \{q\} - \{q\}^T \{f_B\} - \{q\}^T \{f_S\} \quad 4.18$$

Buradan yukarıdaki formül toplam sembolü ile ifade edilerek tüm elemanların potansiyel enerjisinin eşitliği yazılır ise;

$$\Pi = \sum_{e=1}^E \Pi_e - \{Q\}^T \{F_C\} \quad 4.19$$

4.19 numaralı denklemde  $\{Q\}$  tüm modelin düğüm deplasmanları vektörüdür.  $\Pi$  ise tüm modelin potansiyel enerjisidir. Böylece tüm model potansiyel enerjisi;



$$\Pi = \frac{1}{2} \sum_{e=1}^E \{q\}^T [k] \{q\} - \sum_{e=1}^E \{q\}^T \{f_B\} - \sum_{e=1}^E \{q\}^T \{f_S\} - \{Q\}^T \{F_C\} \quad 4.20$$

$$\Pi = \frac{1}{2} \{Q\}^T [K] \{Q\} - \{Q\}^T (\{F_B\} + \{F_S\} + \{F_C\}) \quad 4.21$$

$$\Pi = \frac{1}{2} \{Q\}^T [K] \{Q\} - \{Q\}^T \{F\} \quad 4.22$$

Denklem 4.21’de tanımlanan [K], global rijitlik matrisini, {F} de global yük vektörünü temsil eder. Bu ifadeler, yapı içerisindeki küçük katı parçalarından hareketle denklem 4.23 ve 4.24’deki gibi tanımlanabilir.

$$[K] = \sum_{e=1}^E k_e \quad 4.23$$

$$\{F\} = \sum_{e=1}^E (\{f_B\} + \{f_S\} + \{f_C\}) \quad 4.24$$

Toplam sembolü, montaj sırasını temsil etmektedir. Minimum potansiyel enerji prensibiyle tüm modelin statik denge denklemi 4.25 numaralı denklemdeki gibi yazılabilir.

$$\frac{\partial \Pi}{\partial Q_i} = 0 \quad i = 1, 2, 3, \dots, N \quad 4.25$$

Tanımlama 4.23 ve 4.24’de yerine konulduğunda toplam modelin statik denklemi elde edilir. Statik çözüm 4.26 numaralı denklemde ifade edilmiştir.

$$\{Q\} = [K]^{-1} \{F\} \quad 4.26$$

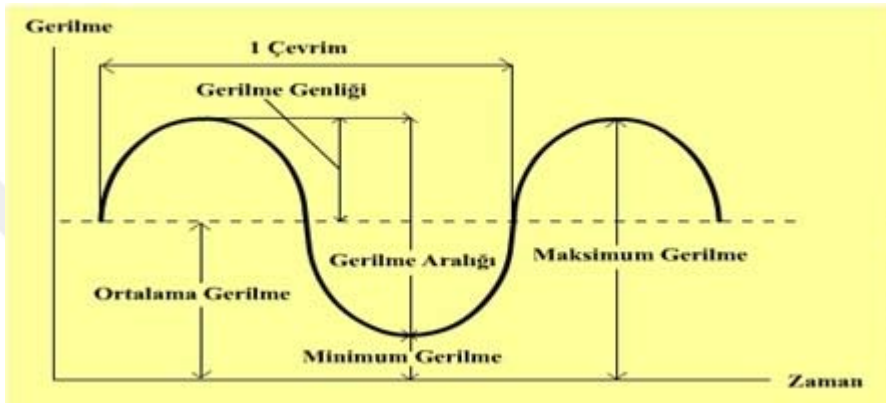
#### 4.4. Yorulma

##### 4.4.1. Metal Yorulmasının Tanımı

Belirli bir izafi harekete maruz kalan makine, taşıt ya da yapılarda oluşan sürekli kuvvetten dolayı meydana gelen yinelenen gerilimlerden dolayı giderek mukavemetini yitirmesi ve aslında dayanabileceğinden çok daha düşük gerilimlerde plastik deformasyona uğraması durumuna yorulma denir.

19. yüzyılda daha çok demir yolu araçlarının aksamalarında meydana gelen akma gerilmesinin altındaki anlam verilemeyen metal çatlaklarına ilk sistematik yaklaşım August Wöhler tarafından yapılmıştır. Farklı malzemelerden yaptığı farklı eğilme, burulma ve radyal yüklerle gerçekleştirdiği sürekli tekrarlar sonucu malzemelerin çatlak oluşumunu gözlemleyen Wöhler, bugün yorulma için sıkça kullandığımız S-N eğrilerinin temellerini oluşturmuştur [23].

#### 4.4.2. Yorulma Tanımlamasında Kullanılan Terimler



Şekil 4.10: Yorulma Tanımlamasında Kullanılan Eğriler

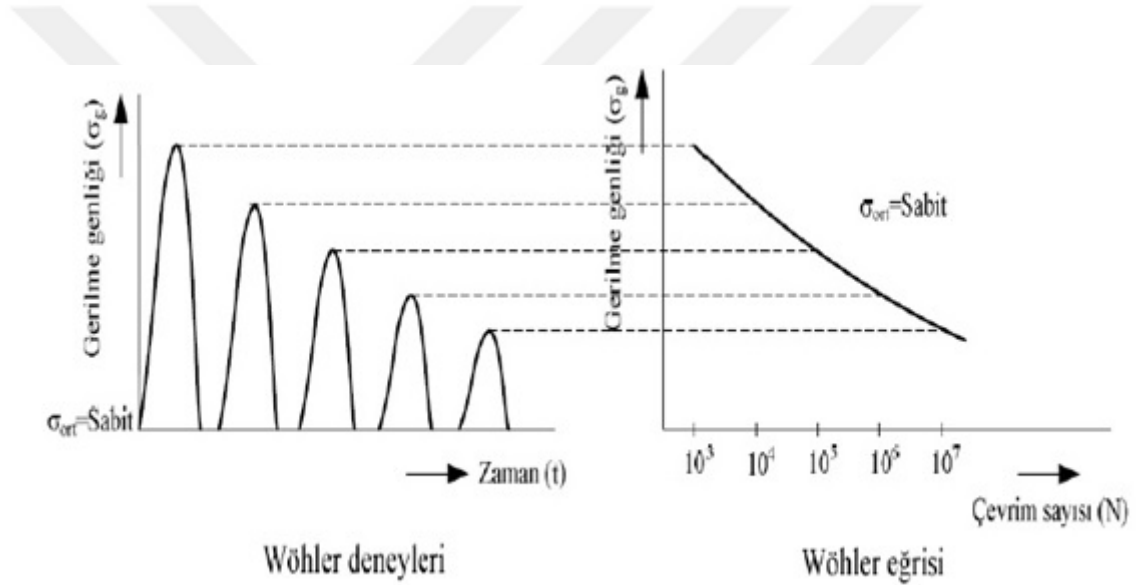
Şekil 4.10'da eğriler üzerinde gösterilerek tanımlanan terimler sırası ile aşağıdaki gibi açıklanmıştır;

- Çevrim: Belirli bir zamanda tekrarlanan gerilmenin her bir parçasına verilen isimdir.
- Maksimum Gerilme: Uygulanan gerilmeler arasında en büyük mutlak değere sahip olan gerilmedir.
- Minimum Gerilme: Uygulanan gerilmeler arasında en küçük mutlak değere sahip olan gerilmedir.
- Ortalama Gerilme: Maksimum gerilme ile minimum gerilmenin ortalama değeridir.
- Gerilme Aralığı: Maksimum gerilme ile minimum gerilme arasındaki mutlak farktır.

- Gerilme Genliği: Maksimum gerilme ile minimum gerilmenin arasındaki farktır.

#### 4.4.3. Wöhler Diyagramı (S – N Eğrisi)

Birbirinden farklı ama sürekli olarak uygulanan gerilmeler altında malzemenin kaç çevrim sonunda akma gerilmesi üzerinde gerilmeye maruz kalarak kalıcı hasar alacağını gösteren bağıntıyı veren diyagrama Wöhler diyagramı denir. Minimum 8 adet numune kullanarak yapılan deneylerde ortalama gerilme sabit kalacak şekilde farklı periyodik gerilmeler uygulanarak çatlak oluşumuna kadar geçen çevrim sayısı N saptanır. Farklı gerilmeler sonucu oluşan eğri şekil 4.11’de verilmiştir.

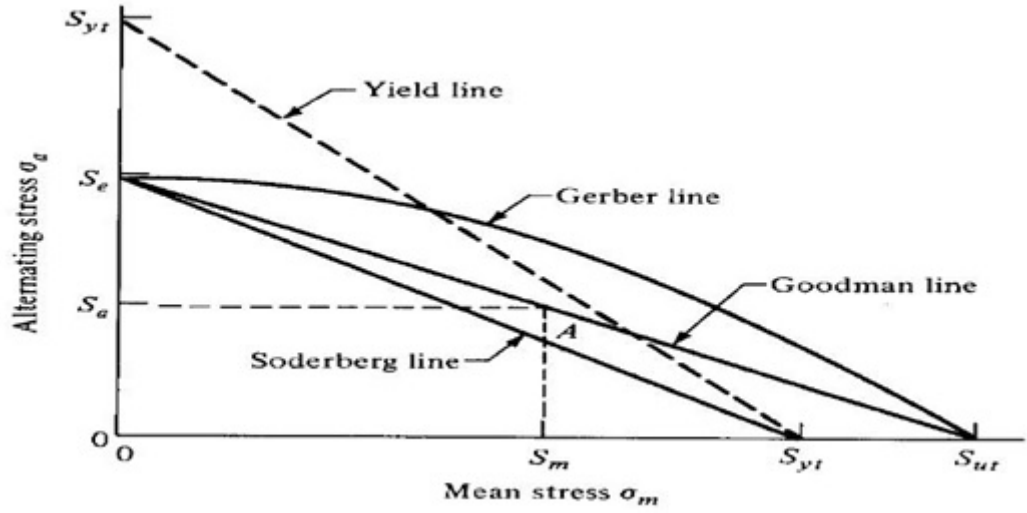


Şekil 4.11: Wöhler Eğrisinin Deney Sonuçlarına Göre Oluşumu

#### 4.4.4. Gerilme Ortalamasının Yorulma Performansına Etkileri

Gerber, Goodman ve Soderberg kriterleri bir malzemeye herhangi bir gerilme uygulandığında, genliği hesaplamak için kullanılır. Ortalama gerilme artırıldığında, malzemenin taşıyabileceği gerilme genliği değeri tersi yönde azalış eğilimindedir. Gerber dayanım sınırını parabol olarak almıştır. Goodman kriterlerine göre, tam değişken dayanım değeri ile çekme dayanımı değeri düz birleştirilmiş ve dayanım bölgesinin bir kısmı atılmıştır. Sünek malzemeler akma ile hasara uğradığı kabul

edildiği için, Soderberg statik dayanım değerini akma sınırı ile sınırlandırmış ve tam değişken dayanım değeri ile akma sınırı düz çizgi ile birleştirilmiştir. Malzemenin maksimum gerilme genliği, şekil 4.12’de gösterilen Gerber, Goodman ve Soderberg kriterlerine göre farklılık göstermektedir.



Şekil 4.12: Gerber, Goodman ve Soderberg Eğrileri

## **5. ARAŞTIRMA BULGULARI**

### **5.1. Sonlu Elemanlar Analizi Uygulanacak Alüminyum Jant Mekanik Kalite Testinin Belirlenmesi**

Çalışma kapsamında daha önceden tasarım ve seri üretim aşamaları gerçekleştirilmiş ve mekanik kalite testlerinden başarılı sonuç almış 16” ebadındaki bir jantın, araç montaj prosedürlerine uygun olacak şekilde 18” ebadına büyütülmüş benzer bir modelinin kalıp imalatı ve seri üretim öncesinde ANSYS sonlu eleman paket programı vasıtasıyla, üç boyutlu tasarım üzerinden bir sonlu eleman modeli oluşturularak mekanik kalite testi kapsamına göre verilecek sınır şartları altında gerilme durumu ve yorulma ömrü incelenecektir.

Çalışmanın doğruluğunu sağlamak adına, tasarım, kalıp imalatı, seri üretim aşamaları gerçekleşmiş ve mekanik kalite testlerinden başarıyla geçmiş 16” ebadındaki jantın da sonlu eleman modeli oluşturularak, uygulanan mekanik kalite testi sonuçları ile analiz sonuçları karşılaştırılacaktır.

Jantlara uygulanan mekanik kalite testleri kısmında da ayrıntılı olacak açıklandığı üzere, temel olarak üç mekanik test jant kalitesinin tespiti için kullanılmaktadır. Bu testlerden radyal yorulma testiyle darbe yükleme testi janta üzerinde lastik varken uygulanırken viraj yorulma testi sadece jant ile gerçekleştirilir. Bu çalışmada da jant üzerinde oluşacak gerilmeler ve buna bağlı yorulma tayini incelenecek olduğundan yapılacak nümerik analizler viraj yorulma testini simüle edecektir.

### **5.2. Üç Boyutlu Jant Modellerinin Sonlu Eleman Modellerinin Oluşturulması**

Analizde kullanılacak sonlu eleman modelleri üç boyutlu modele göre oluşturulduğundan üç boyutlu modellerin sonlu eleman modelinin oluşmasına engel teşkil edecek geometrilere sahip olmaması gerekmektedir. Analiz sonucu optimize etmek ve gereğinden fazla sonlu eleman sayısının oluşmasını engellemek adına, modelde sonuca etkimeyecek, sadece görsel amaçlı oluşturulmuş figürlerin

kaldırılması çalışma başarısı açısından faydalı olacaktır. Bu prensibe göre oluşturulmuş 16" ölçüsündeki jantın üç boyutlu modeli şekil 5.2'de, 18" ölçüsündeki jantın üç boyutlu modeli şekil 5.1'de verilmiştir. Ayrıca 16" ve 18" ölçüsündeki jantlara ait geometrik özellikler Tablo 5.1'de verilmiştir.



**Şekil 5.1:** 16" Ölçüsündeki Jantın Üç Boyutlu Modeli

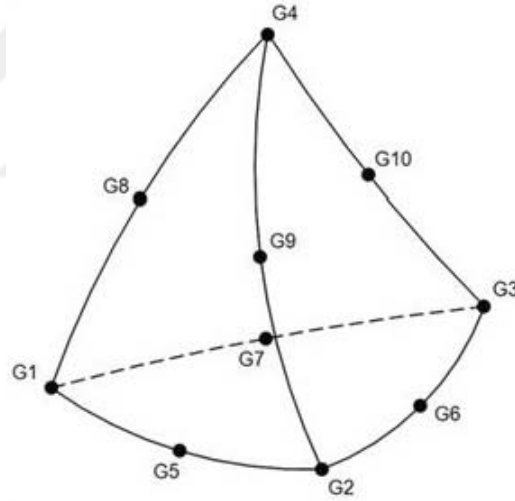


**Şekil 5.2:** 18" Ölçüsündeki Jantın Üç Boyutlu Modeli

**Tablo 5.1:** 16" ve 18" Ölçüsündeki Jantlara Ait Geometrik Özellikler

	16"	18"
<b>Hacim</b>	4.194 cm <sup>3</sup>	5.677 cm <sup>3</sup>
<b>Yüzey Alanı</b>	7.595 cm <sup>2</sup>	9.294 cm <sup>2</sup>
<b>Kütle</b>	11,2 kg	15,1 kg

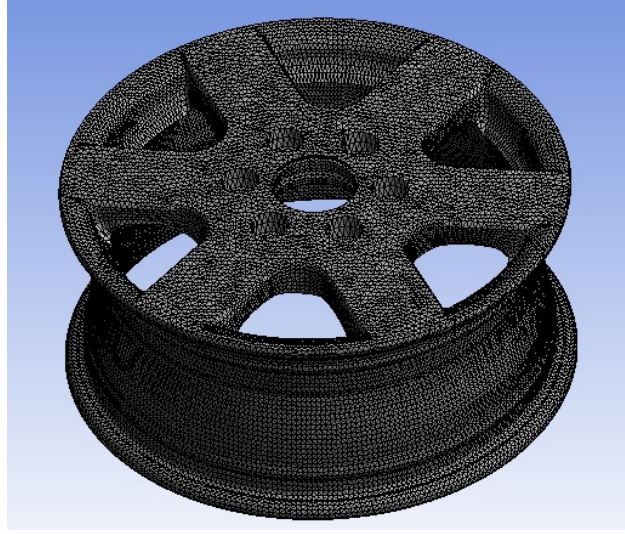
Üç boyutlu model sonlu eleman modeline dönüştürülürken şekil 5.3'de gösterilen her biri on adet düğüm noktasına sahip tetrahedral eleman yapısı tercih edilmiştir. ANSYS programındaki ismi SOLID 87 şeklindedir. Bu eleman yapısı, genellikle bol yüzey içeren geometrilerin sonlu eleman modeli oluştururken paket programlar tarafından kullanılan bir elemandır. Düğüm noktalarının fazla olması veri doğrulaması açısından önem arz etmektedir.



**Şekil 5.3:** 10 Düğüm Noktalı Tetrahedral Eleman

### 5.2.1. 16" Ölçüsündeki Jantın Sonlu Eleman Modeli

ANSYS paket programı içerisinde gömülü olarak gelen ve sonlu eleman ağ yapısı oluşturmak için kullanılan modül sayesinde oluşturulan modelin görseli şekil 5.4'de verilmiştir.



**Şekil 5.4:** 16" Ölçüsündeki Janta Ait Sonlu Eleman Modeli

Sonlu eleman modeli oluşturulurken kullanılan kriterler tablo 5.2'de verilmiştir.

**Tablo 5.2:** 16" Ölçüsündeki Jantın Sonlu Eleman Modeli Oluşturulurken Kullanılan Kriterler

Kriter	Değer
Şekle Göre Adaptif Ölçeklendirme	Açık
Geçiş	Hızlı
Bağlama Açısı Merkezi	Kaba
Ortalama Yüzey Alanı	1695,9 mm <sup>2</sup>
Minimum Kenar Uzunluğu	1,0152 mm
Ortalama Eleman Kenar Ölçüsü	5 mm
Eşlenmiş Düzgün Yüzey Ağ Örgüsü	Açık

Verilen kriterlere göre oluşturulan sonlu eleman modelin özellikleri tablo 5.3'de verilmiştir. Burada belirtilen ortalama eleman kalitesi değeri analizin gerçek sonucu yakınsayabilmesi adına büyük önem arz etmektedir. Tablo 5.2'deki özellikler taşıt üreticisi firma tarafından verilen sonlu eleman kalite kriterleri göz önüne alınarak



birçok kombinasyonla denenerek oluşan en optimum ortalama eleman kalite değeri elde edilmiştir.

**Tablo 5.3:** 16" Ölçüsündeki Jantın Sonlu Eleman Model Özellikleri

Kriter	Değer
Minimum Eleman Kalitesi	0,016
Maksimum Eleman Kalitesi	1
Ortalama Eleman Kalitesi	0,779
Eleman Sayısı	354966
Düğüm Noktası Sayısı	557635

### 5.2.2. 18" Ölçüsündeki Jantın Sonlu Eleman Modeli

18" ölçüsündeki jantın sonlu eleman modelinin görüntüsü şekil 5.5'de verilmiştir.



**Şekil 5.5:** 18" Ölçüsündeki Janta Ait Sonlu Eleman Modeli

Sonlu eleman modeli oluşturulurken kullanılan kriterler tablo 5.4'de verilmiştir.

**Tablo 5.4:** 18" Ölçüsündeki Jantın Sonlu Eleman Modeli Oluşturulurken Kullanılan Kriterler

<b>Kriter</b>	<b>Değer</b>
Şekle Göre Adaptif Ölçeklendirme	Açık
Geçiş	Hızlı
Bağlama Açısı Merkezi	Kaba
Ortalama Yüzey Alanı	1695,9 mm <sup>2</sup>
Minimum Kenar Uzunluğu	1,0152 mm
Ortalama Eleman Kenar Ölçüsü	5 mm
Eşlenmiş Düzgün Yüzey Ağ Örgüsü	Açık

Verilen kriterlere göre oluşturulan sonlu eleman modelin özellikleri tablo 5.5’de verilmiştir. Burada belirtilen ortalama eleman kalitesi değeri analizin gerçek sonucu yakınsayabilmesi adına büyük önem arz etmektedir. Tablo 5.4’deki özellikler taşıt üreticisi firma tarafından verilen sonlu eleman kalite kriterleri göz önüne alınarak birçok kombinasyonla denenerek oluşan en optimum ortalama eleman kalite değeri elde edilmiştir.

**Tablo 5.5:** 18" Ölçüsündeki Jantın Sonlu Eleman Model Özellikleri

<b>Kriter</b>	<b>Değer</b>
Minimum Eleman Kalitesi	0,0073745
Maksimum Eleman Kalitesi	0,99996
Ortalama Eleman Kalitesi	0,741
Eleman Sayısı	178212
Düğüm Noktası Sayısı	290135

### **5.3. Alüminyum Alaşımli Jantın Mekanik Özelliklerinin Yazılıma Girilmesi**

Alüminyum alaşımli jant üretiminde sıklıkla kullanılan ve ticari adı A356 olan malzeme, bu çalışmada da referans malzeme olarak kullanılacaktır. T6 ısıl işleme tabi tutulmuş malzemeye ait mekanik özellikler tablo 5.6’da detaylı olarak verilmiştir.

**Tablo 5.6:** A356-T6 Malzemesine Ait Mekanik Özellikler [24]

<b>Mekanik Özellik</b>	<b>Değer</b>
Yoğunluk	2,77 gr/cm <sup>3</sup>
Brinell Sertliği	65 – 95
Rockwell B Sertliği	49
Kopma Mukavemeti	228 MPa
Akma Mukavemeti	152 MPa
Elastisite Modülü	72,4 GPa
Poison Oranı	0,33
Kesme Modülü	27,2 GPa
Kesme Mukavemeti	205 MPa

Çalışmanın devamında, jant üzerinde oluşacak gerilme değerlerine göre yorulma analizi de yapılacak olduğundan, yazılıma tablo 5.6'daki değerlere ek olarak S – N eğrisinin de girilmesi gerekmektedir. Bu eğrinin oluşturulması için gerekli deneysel veriler tablo 5.7'de verilmiştir.

**Tablo 5.7:** A356-T6 Malzemesine Ait S - N Eğrisi Değerleri [25]

<b>Çevrim</b>	<b>Alternatif Stres (MPa)</b>
24076	234,12
34527	220
51601	204
77110	190
118860	175,59
185090	160
294250	146,32
513190	130
877740	117,06
1766700	100
3200000	87,76
55000000	85,63
100000000	82,74

#### 5.4. Test İçin Kullanılacak Değerlerin Belirlenmesi

Alüminyum alaşımlı jantların viraj yorulma testlerin kullanılması gereken kriterler tablo 4.2’de detaylı olarak verilmiştir. Bu kriterlere ek olarak bu çalışmada taşıt üreticisi müşterinin talebine binaen bükme momentinin 1,5 katında bir yorulma testi de ekstradan talep edilmiştir. Burada amaç, ilk iki testte yorulma hasarı tespit edilmemesi durumunda son test ile jant alacağının çok üzerinde bir kuvvetle zorlanarak oluşabilecek çatlağın nereden başlayacağını kestirebilmektir. Denklem 4.1’deki eşitliğe göre ve tablo 4.2’deki kriterlere göre jant başına uygulanacak üç, toplamda altı adet analiz için kullanılacak veri ve sınır şartları tablo 5.8’de verilmiştir.

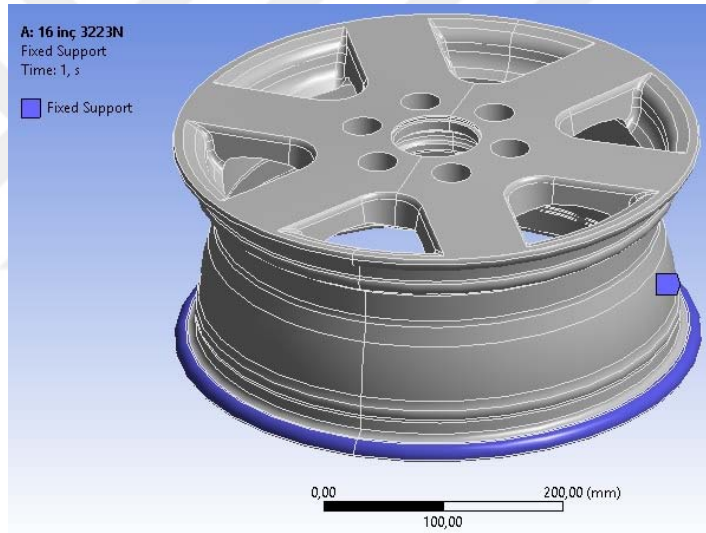
**Tablo 5.8:** Uygulanacak Testlerde Kullanılacak Veriler

	16" Ölçüsündeki Jant			18" Ölçüsündeki Jant		
	Test 1	Test 2	Test 3	Test 4	Test 5	Test 6
	(0,75 Moment Çarpanıyla 200.000 Çevrim)	(0,5 Moment Çarpanıyla 1.800.000 Çevrim)	(1,5 Moment Çarpanıyla Ömür)	(0,75 Moment Çarpanıyla 200.000 Çevrim)	(0,5 Moment Çarpanıyla 1.800.000 Çevrim)	(1,5 Moment Çarpanıyla Ömür)
<b>Offset (mm)</b>	56	56	56	65	65	65
<b>Dinamik Yarıçap (mm)</b>	280	280	280	300	300	300
<b>Sürtünme Katsayısı</b>	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
<b>Güvenlik Faktörü</b>	2	2	2	2	2	2
<b>Test Yüğü (kg)</b>	650	650	650	900	900	900
<b>Moment (Nm)</b>	3223	3223	3223	4870	4870	4870
<b>Deney Momenti (Nm)</b>	2417,5	1611,5	4835	3653	2435	7305
<b>Moment Koluna Etkiyen Deney Kuvveti (N)</b>	3223	2148	6448	4870	3247	10958
<b>Minimum Çevrim Sayısı Kriteri</b>	200.000	1.800.000	-	200.000	1.800.000	-

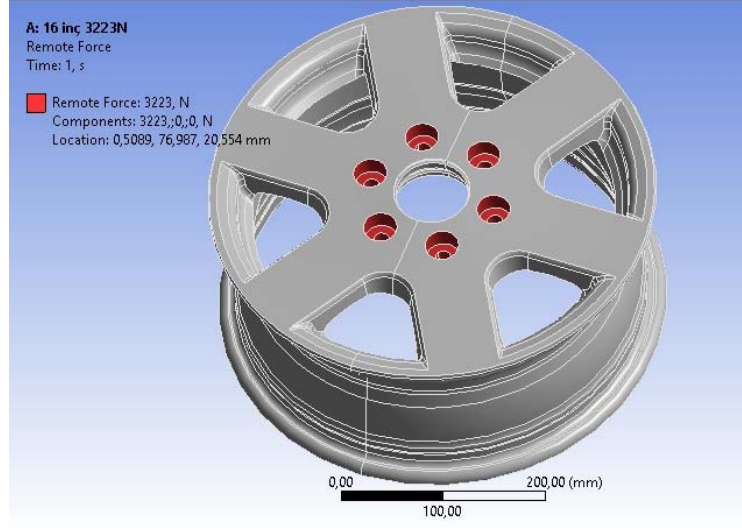
## 5.5. Test İçin Gerekli Sınır Şartlarının Atanması

Sonlu eleman modelini uygulanan sınır şartlarına göre çözümleyebilmek adına bu sınır şartları geometrinin belli noktalarına uygulanmalıdır. Bu verilere göre yazılım tarafından oluşturulan nümerik formülasyon, problemi çözüme ulaştırmak adına hesaplamaları gerçekleştirir.

Bu çalışmada test cihazını analiz ortamında canlandırmak adına jantın flanş yüzeyinden sabitlenmesi yazılımda sabit mesnet olarak tanımlanacak, moment kolunun uyguladığı kuvvetin etkideği bijon delikleri de uzaktan etkiyen kuvvet olarak tanımlanacaktır. Sabit mesnetin uygulandığı yüzeyler şekil 5.6'da, uzaktan etkiyen kuvvetin uygulandığı yüzeyler de şekil 5.7'de gösterilmiştir.



**Şekil 5.6:** Sabit Mesnet Yüzeylerinin Tanımlanması



**Şekil 5.7:** Kuvvetin Etkidiği Yüzeylerin Tanımlanması

## 5.6. Testler İçin Uygulanacak Yorulma Tayini Analizi Prosedürü

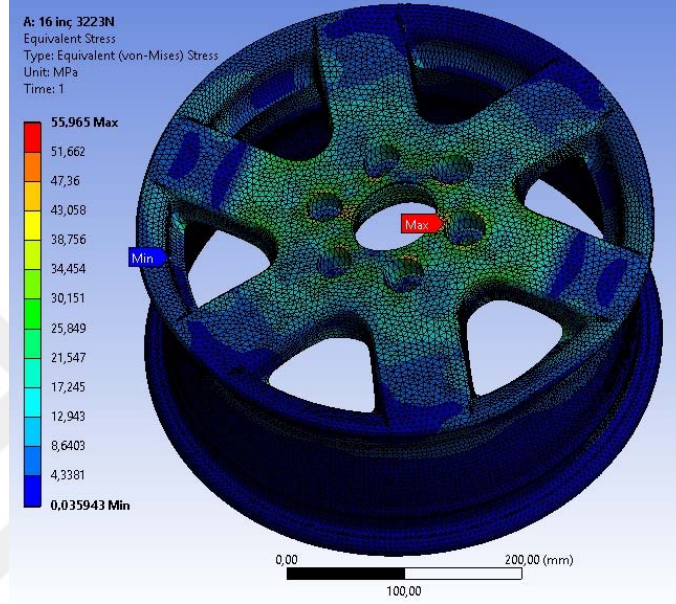
Yapılacak 6 adet test için statik analizler tamamlandıktan sonra oluşan eş değer gerilmeye göre yorulma tayini analizi yapılacaktır. Bu analizler için kullanılacak prosedür tablo 5.9’da verilmiştir.

**Tablo 5.9:** Yorulma Tayini Analizi Değerleri

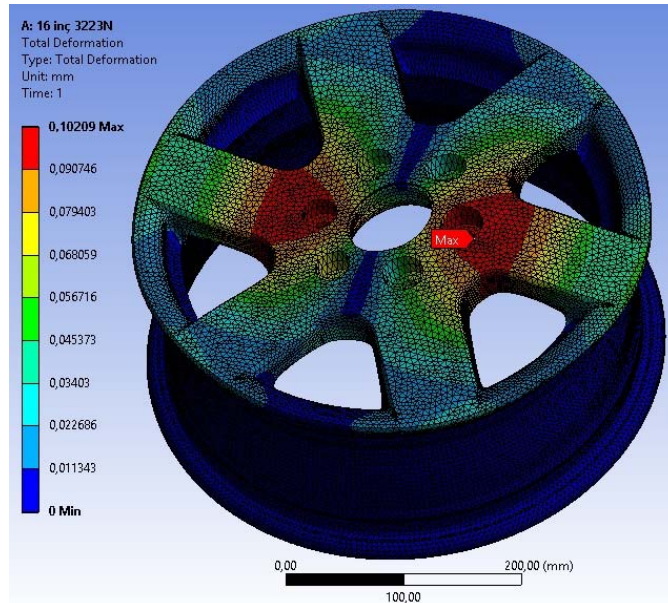
Kriter	Değer
Yorulma Tipi	Fully Reversed
Skala	1
Analiz Tipi	Stres Ömrü
Ana Stres Teorisi	Goodman
Stres Girdisi	Eşdeğer Gerilme

## 5.7. Test 1 (0,75 Moment Çarpanıyla 200.000 Çevrim) İçin Analiz Sonuçları

Yapılan analiz sonucunda eşdeğer gerilmenin maksimum değeri 56 MPa olarak bijon kafasının merkezlendiği delik etrafında çıkmıştır. Jant üzerindeki gerilme dağılımı şekil 5,8’de gösterilmiştir. Jant üzerinde oluşan deformasyon bijon bölgesinde gerçekleşmiştir. Deformasyon dağılımı şekil 5,9’da gösterilmiştir.

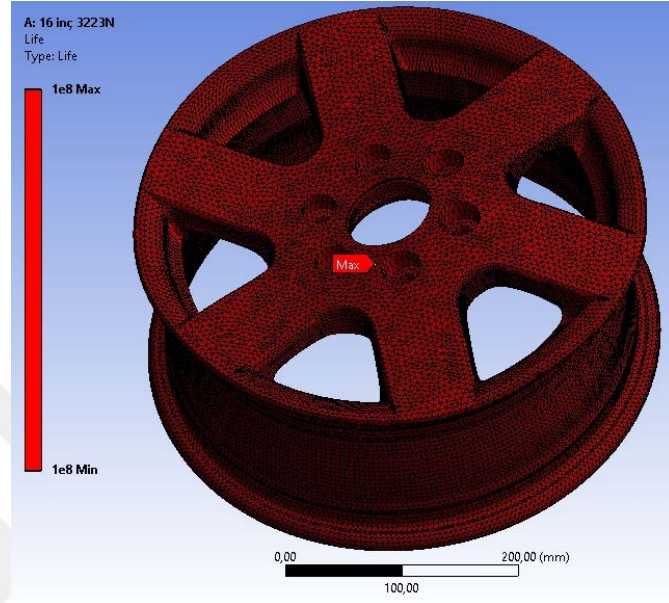


Şekil 5.8: Test 1 Sonucu 16” Jant Üzerinde Oluşan Eşdeğer Gerilme



Şekil 5.9: Test 1 Sonucu 16” Jant Üzerinde Oluşan Deplasman

Maksimum eşdeğer gerilme üzerinden yapılan yorulma analizi sonucunda test kriteri olan 200.000 çevrimde herhangi bir yorulma hasarı gözlemlenmemiştir. Girilen S – N eğrisinin en üst limitinde dahi bir yorulma oluşmadığından şekil 5.10’da tüm parça kırmızı olarak gösterilmiştir.

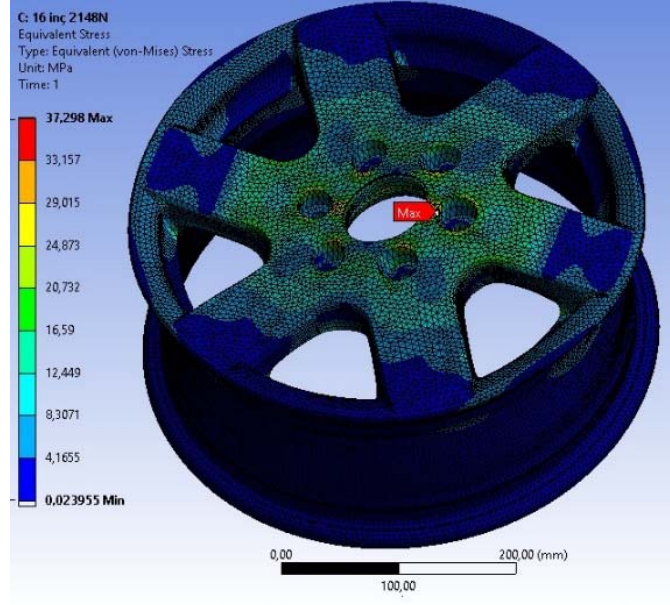


**Şekil 5.10:** Test 1 Sonucu 16” Jant Üzerinde Oluşan Yorulma Durumu

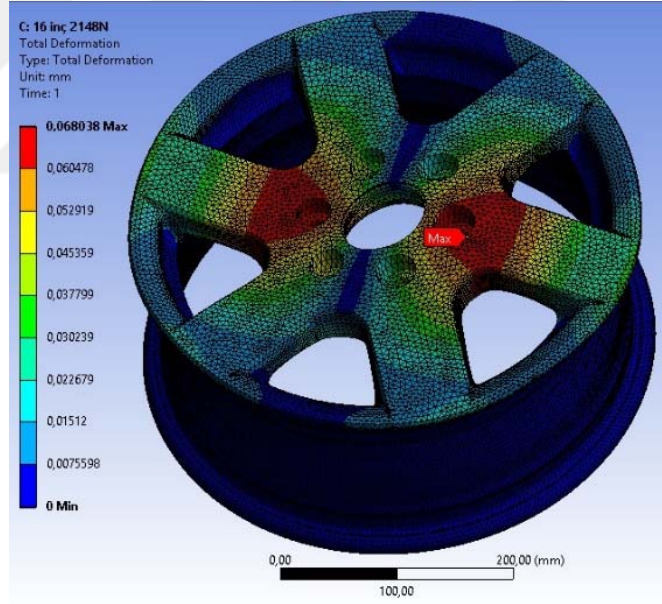
### **5.8. Test 2 (0,5 Moment Çarpanıyla 1.800.000 Çevrim) İçin Analiz Sonuçları**

Moment çarpanının uygulanan kuvveti düşürmesinden dolayı oluşan eşdeğer gerilme test 1’e nazaran daha düşük değerlerde oluşmuştur. Maksimum değeri 37 MPa olacak şekilde jantın bijon kafasının yerleştiği bölgede oluşan eşdeğer gerilmenin jant üzerindeki dağılımı şekil 5.11’de gösterilmiştir. Aynı şekilde şekil 5.12’de verilen deformasyon değerleri de düşüş göstererek maksimum 0,06 mm seviyesinde kalmıştır.



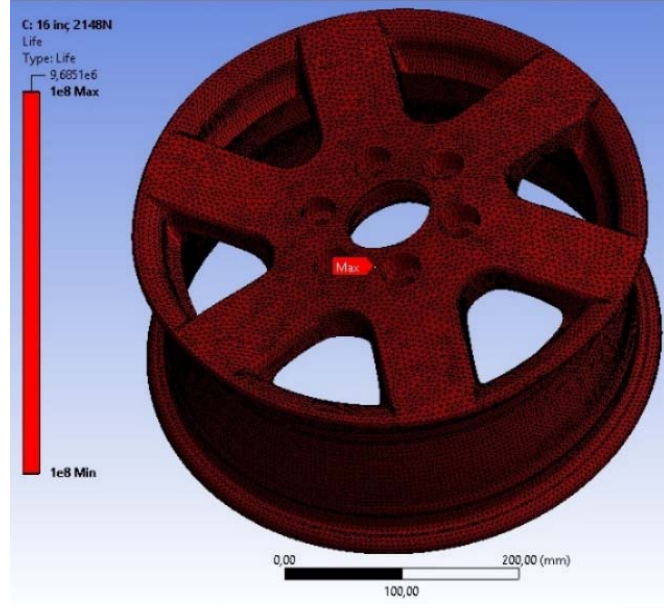


Şekil 5.11: Test 2 Sonucu 16” Jant Üzerinde Oluşan Eşdeğer Gerilme



Şekil 5.12: Test 2 Sonucu 16” Jant Üzerinde Oluşan Deformasyon

Bu test için çevrim kriteri olan 1.800.000 sayısı içerisinde jant üzerinde herhangi bir yorulma çatlakı gözlemlenmemiştir. Bu sonuç da şekil 5.13’de verilmiştir.

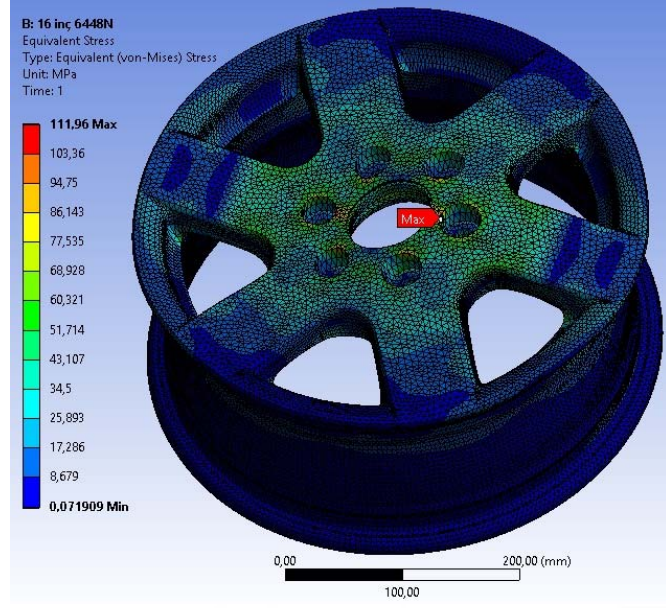


**Şekil 5.13:** Test 2 Sonucu 16” Jant Üzerinde Oluşan Yorulma Durumu

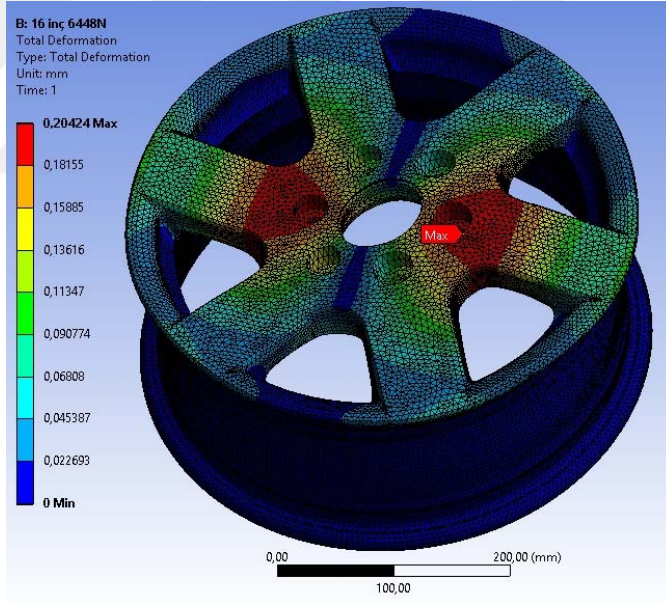
### 5.9. Test 3 (1,5 Moment Çarpanıyla Ömür) İçin Analiz Sonuçları

İlk iki test sonucunda özellikle yorulma bakımından bir hasar tespiti yapılamadığından, test 3 ile jantın üzerine gelmesi planlanandan bir buçuk kat fazla bir yük altında oluşan momentin meydana getirdiği gerilmeler ve yorulma durumunu incelemek amacıyla yapılan analizde, eşdeğer gerilme diğer iki testte çıkan değerlerin üzerinde çıkmıştır. Maksimum gerilme 111MPa olarak kaydedilmiştir. Jant üzerindeki gerilme dağılımı şekil 5.14’de detaylı olarak gösterilmiştir.

Analiz sonucunca çıkan deformasyon değeri de maksimum 0,20 mm olarak kaydedilmiştir. Bu deformasyon, kuvvetin uygulandığı eksene paralel olacak şekilde ters yönlü olarak iki bijon deliği etrafında oluşmaktadır. Deformasyonun parça üzerinde dağılımı şekil 5.15’de gösterilmiştir.



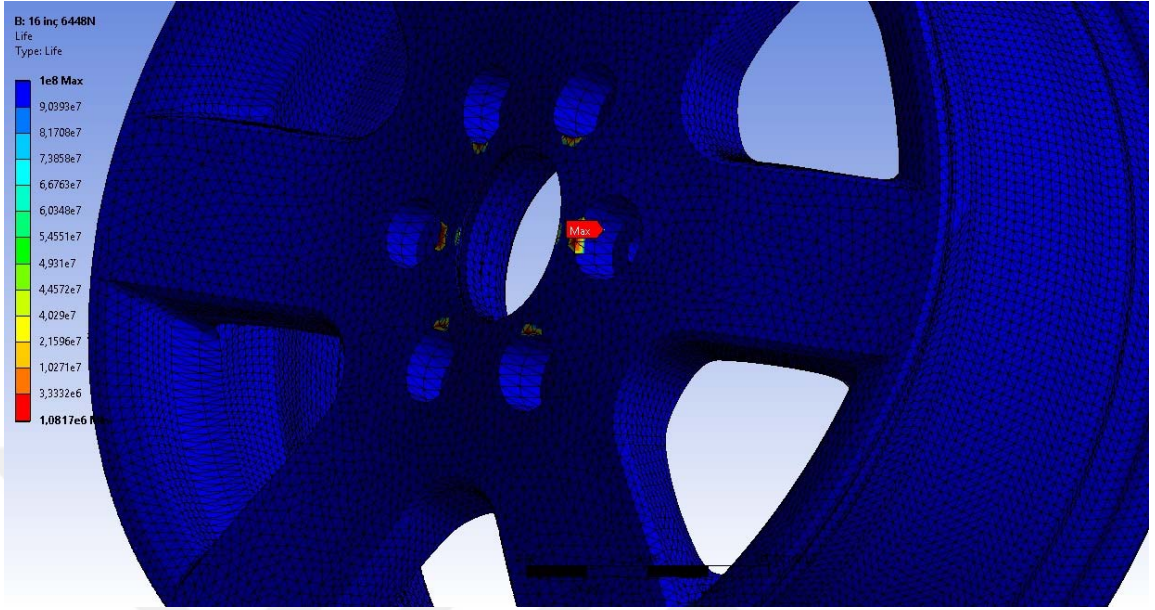
**Şekil 5.14:** Test 3 Sonucu 16” Jant Üzerinde Oluşan Eşdeğer Gerilme



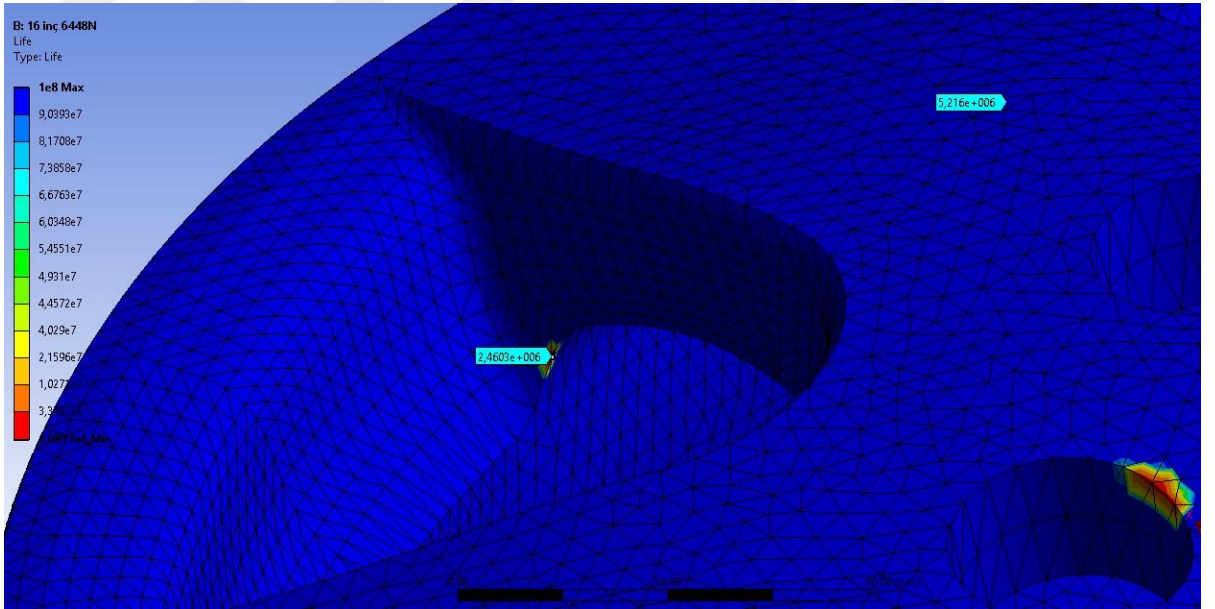
**Şekil 5.15:** Test 3 Sonucu 16” Jant Üzerinde Oluşan Deformasyon

Eşdeğer gerilmenin yüksek olması, bu yükleme altında yaklaşık şekil 5.16’da gösterildiği gibi 1.081.700’inci çevrimden itibaren bijon bölgesi ve etrafında bir yorulma çatlak oluşmasına sebep olmuştur. Ayrıca bu çatlak jant konunun tamburla

birleştigi yüzeyde de 2.460.000'inci çevrimden sonra yorulma çatlakları oluşmaya başlamıştır. Şekil 5.17'de bu yorulma çatlakları gösterilmiştir.



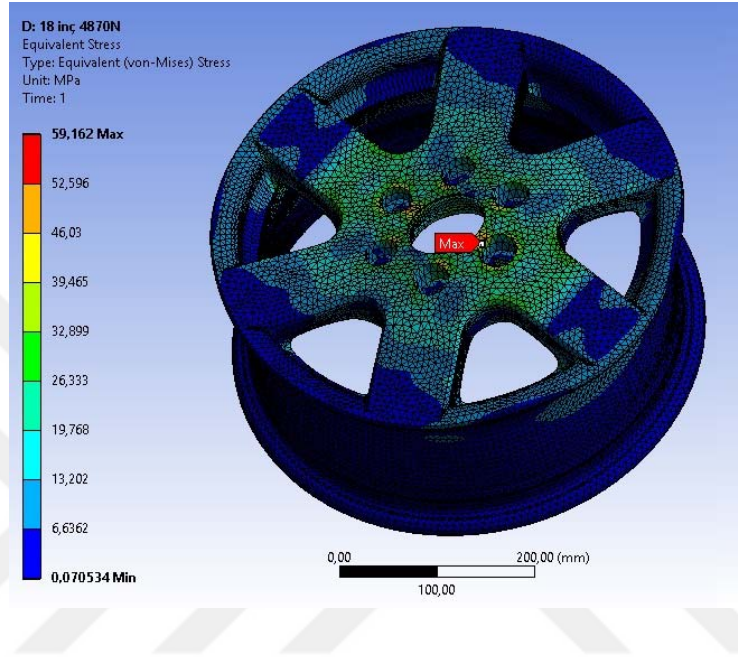
Şekil 5.16: Test 3 Sonucu 16'' Jantın Bijon Bölgesinde Oluşan Yorulma Çatlakları



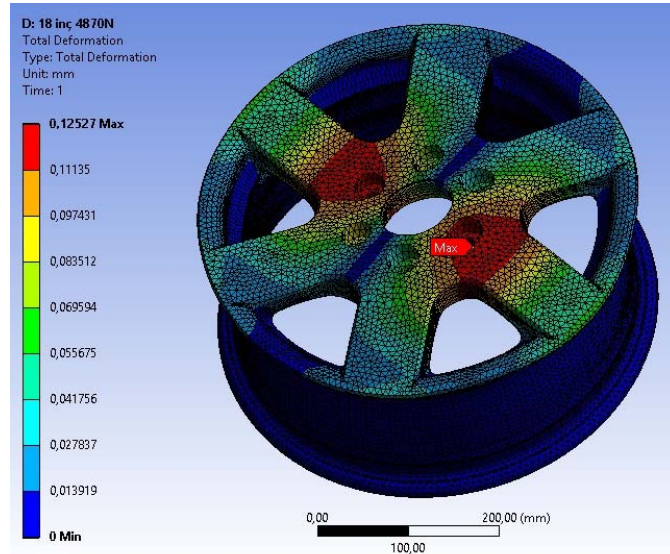
Şekil 5.17: Test 3 Sonucu 16'' Jantın Tambur Bölgesinde Oluşan Yorulma Çatlakları

## 5.10. Test 4 (0,75 Moment Çarpanıyla 200.000 Çevrim) İçin Analiz Sonuçları

18” ölçüsündeki jant için yapılan ilk analiz sonucunda maksimum gerilme 59 MPa olarak ölçülmüştür. Jant üzerindeki gerilme dağılımı şekil 5.18’de verilmiştir. Ayrıca jant üzerinde oluşan deformasyon da şekil 5.19’da verilmiştir.

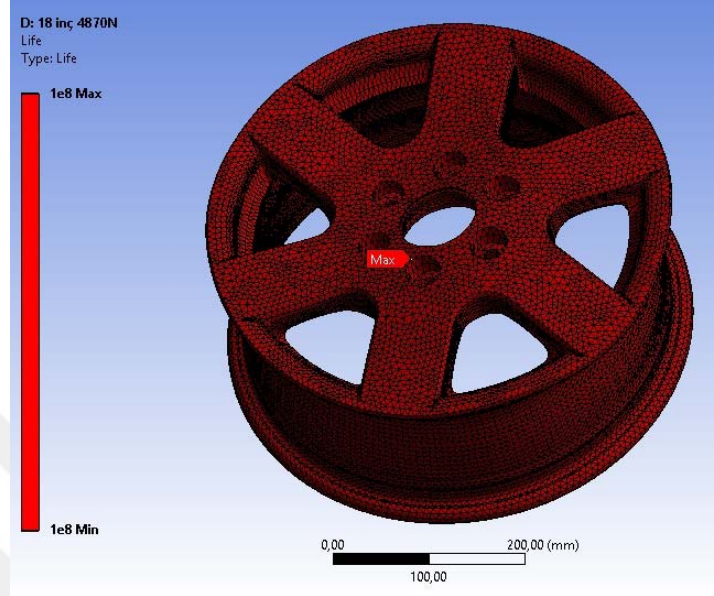


Şekil 5.18: Test 4 Sonucu 18” Jantın Üzerinde Oluşan Eşdeğer Gerilme



Şekil 5.19: Test 4 Sonucu 18” Jant Üzerinde Oluşan Deformasyon

Uygulanan 4870 N değerine karşılık oluşan 59 MPa eşdeğer gerilmesine bağlı herhangi bir yorulma çatlak meydana gelmemiştir. Sonuç görseli şekil 5.20’de verilmiştir.

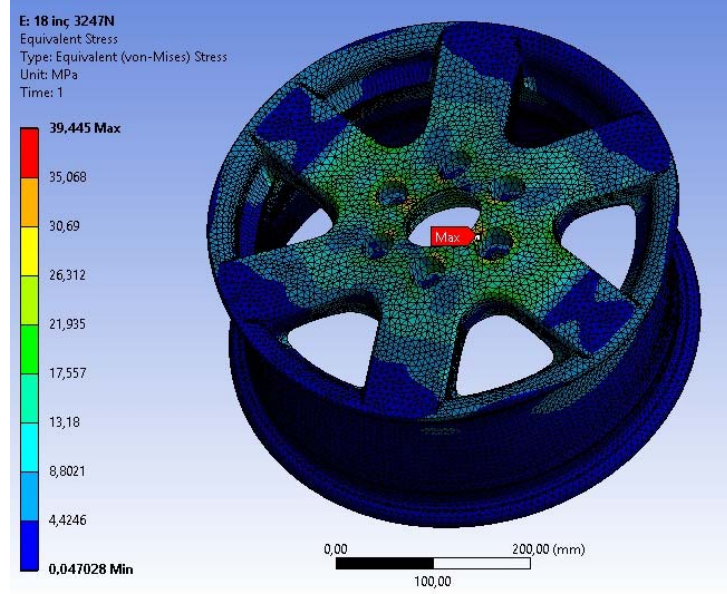


**Şekil 5.20:** Test 4 Sonucu 18” Jant Üzerinde Oluşan Yorulma Durumu

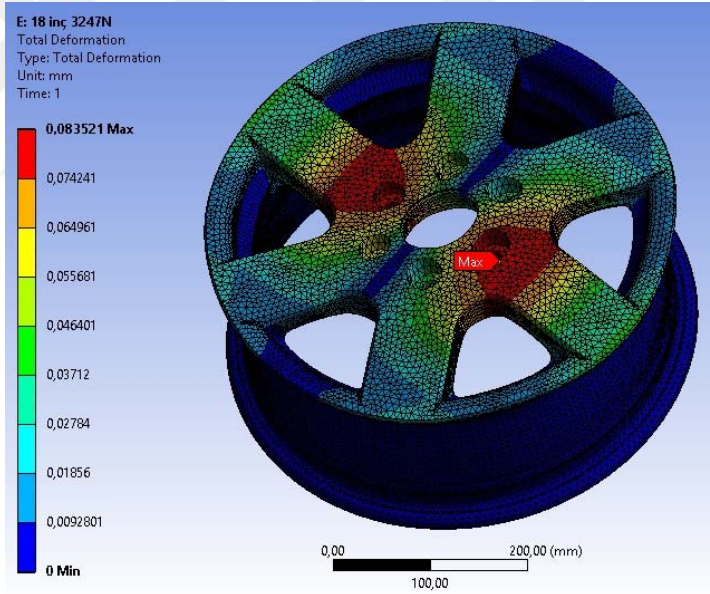
### **5.11. Test 5 (0,5 Moment Çarpanıyla 1.800.000 Çevrim) İçin Analiz Sonuçları**

Uzun çevrimli moment koluna uygulanan moment değerinin yarı çarpanıyla yapılan test 5 analizinin sonucunda 18” ölçüsündeki jant üzerinde oluşan maksimum eşdeğer gerilme 39 MPa düzeyindedir. Bijon kafasının monte edildiği bölgede oluşan maksimum eşdeğer gerilme ve jant üzerinde oluşan gerilme dağılımı şekil 5.21’de detaylı olarak gösterilmiştir.

Jant üzerinde oluşan deformasyonda milimetrenin çok altında bir seviyede olup şekil 5.22’de detaylı olarak verilmiştir.

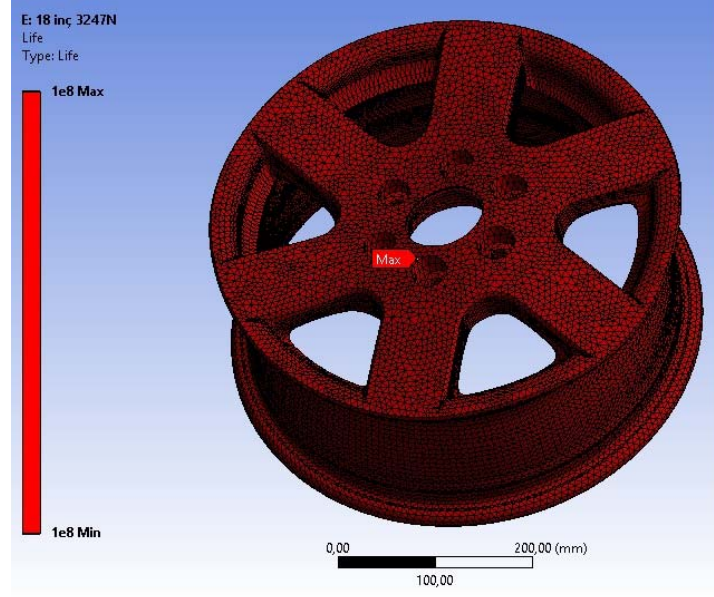


Şekil 5.21: Test 5 Sonucu 18” Jant Üzerinde Oluşan Eşdeğer Gerilme



Şekil 5.22: Test 5 Sonucu 18” Jant Üzerinde Oluşan Deformasyon

Test 5 koşullarında uygulanan sınır şartları sonucunda jant üzerinde 1.800.000 çevrim içerisinde herhangi bir kalıcı hasar oluşmamıştır. Bu durumu açıklayan görsel şekil 5.23’de paylaşılmıştır.



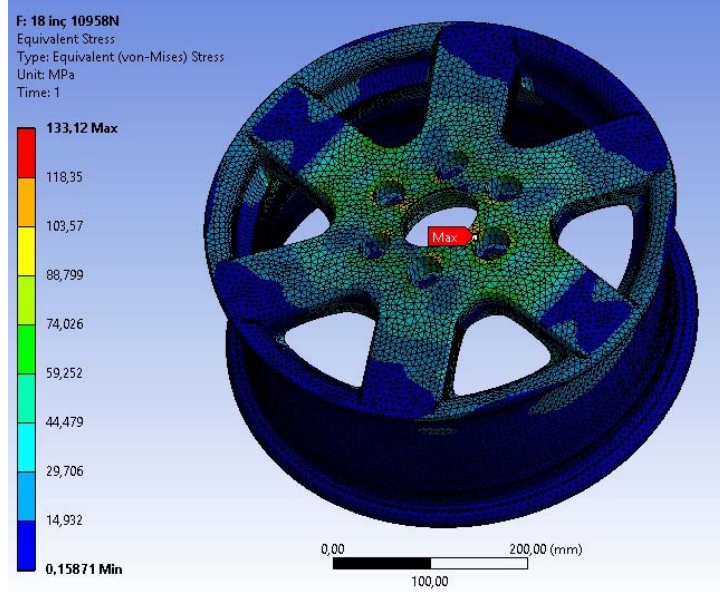
**Şekil 5.23:** Test 5 Sonucu 18” Jant Üzerinde Oluşan Yorulma Durumu

### **5.12. Test 6 (1,5 Moment Çarpanıyla Ömür) İçin Analiz Sonuçları**

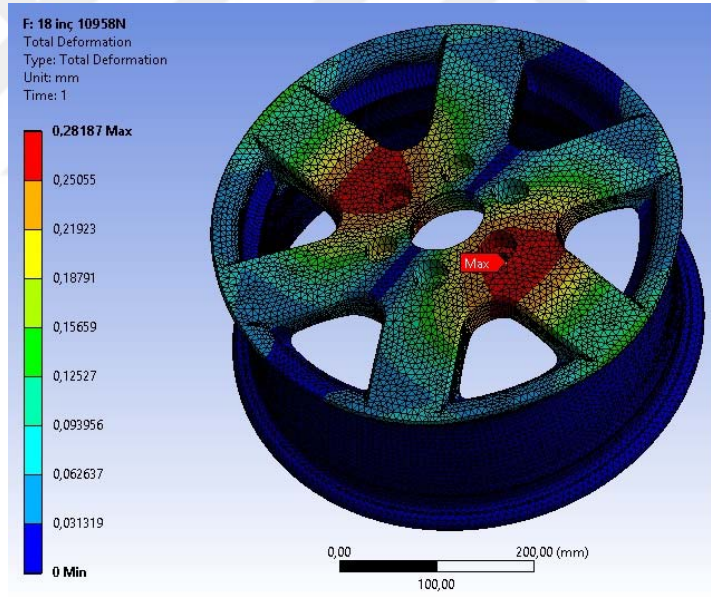
16” ölçüsündeki jantın analizlerinde de olduğu gibi, ilk iki test sonucunda özellikle yorulma bakımından bir hasar tespiti yapılamadığından, test 6 ile jantın üzerine gelmesi planlanandan bir buçuk kat fazla bir yük altında oluşan momentin meydana getirdiği gerilmeler ve yorulma durumunu incelemek amacıyla yapılan analizde, eşdeğer gerilme diğer iki testte çıkan değerlerin üzerinde çıkmıştır. Maksimum gerilme, malzemenin akma gerilme değerine çok yakın olacak şekilde 133 MPa olarak kaydedilmiştir. Jant üzerindeki gerilme dağılımı şekil 5.24’de detaylı olarak gösterilmiştir.

Analiz sonucu jant üzerinde oluşan deformasyon şekil 5.25’de detaylı olarak gösterilmiştir. Oluşan deformasyon, gerçekleştirilen analizler içindeki en yüksek değer olan 0,28 cm değerine sahiptir.





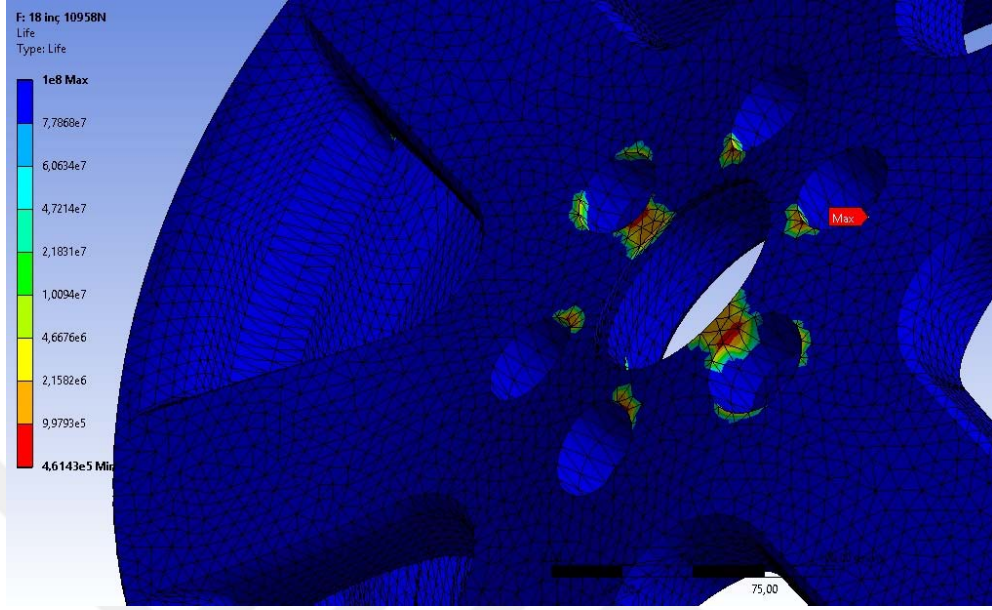
**Şekil 5.24:** Test 6 Sonucu 18” Jant Üzerinde Oluşan Eşdeğer Gerilme



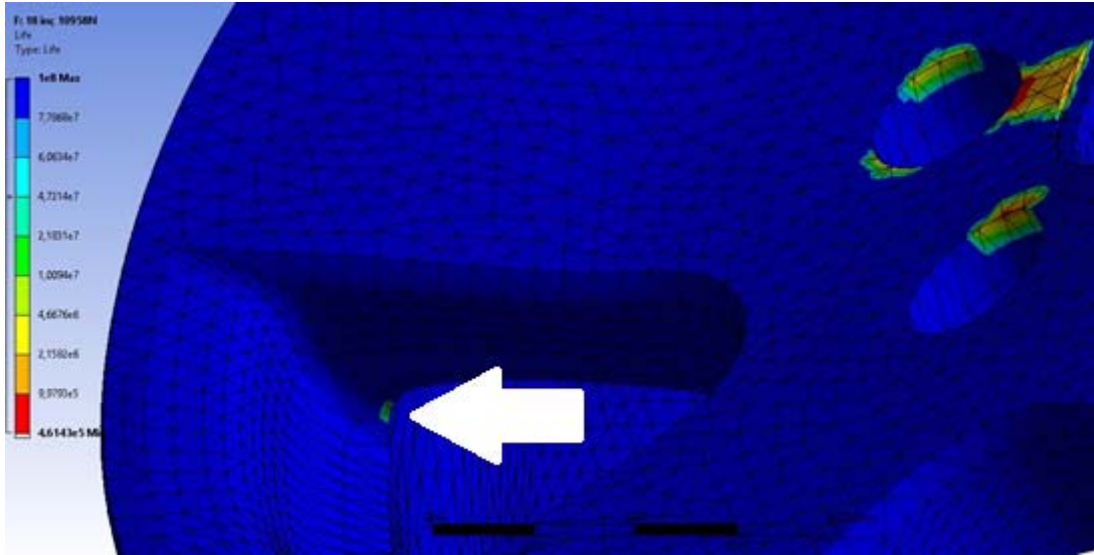
**Şekil 5.25:** Test 6 Sonucu 18” Jant Üzerinde Oluşan Deformasyon

Eşdeğer gerilmenin akma gerilmesine çok yakın olması, bu yükleme altında şekil 5.26’da gösterildiği gibi yaklaşık 461.430’inci çevrimden itibaren bijon bölgesi ve etrafında bir yorulma çatlak oluşmasına sebep olmuştur. Ayrıca benzer bir çatlak

jant kolunun tamburla birleştii yüzeyde de 2.460.000'inci çevrimden sonra yorulma çatlağı oluşmaya başlamıştır. Şekil 5.17'de bu yorulma çatlağı gösterilmiştir.



Şekil 5.26: Test 6 Sonucu 18" Jantın Bijon Bölgesinde Oluşan Yorulma Çatlağı



Şekil 5.27: Test 6 Sonucu 18" Jantın Tambur Bölgesinde Oluşan Yorulma Çatlağı

## 6. SONUÇLAR

Bu çalışma ile, normalde laboratuvar ortamında deneysel şartlar altında gerçekleştirilen bir jant mekanik kalite testi yerine alternatif olarak, sonlu elemanlar metodu ile çok daha ekonomik ve hızlı yöntemlerde analiz edilmiştir.

A356-T6 ticari kodlu alüminyum alaşımının alçak basınç metoduyla üretilmesi sonucu elde edilmiş ve tasarım, kalıplama, prototip, seri üretim ve kalite kontrol prosesleri başarıyla tamamlanmış 16” ölçüsündeki bir binek araç jantının ve bu jant üzerinden araç montaj sınırlarına göre ölçeklendirilerek tasarımı oluşturulan 18” ölçüsündeki jant üzerine uygulanan analizlerde elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibidir:

- Test 1 ile 16” ölçüsündeki jant için gerçekleştirilen analizde oluşan eşdeğer gerilme, malzeme akma sınırının altında bir değerde olduğu için kalıcı bir deformasyon gözlemlenmemiştir. Maksimum eşdeğer gerilme referans alınarak yapılan yorulma analizinde, standart test kriteri olan 200.000 çevrimde herhangi bir yorulma çatlaklarının oluşmadığı gözlemlenmiştir.
- Test 2 ile 16” ölçüsündeki jant için gerçekleştirilen analizde yorulma odaklı 1.800.000 çevrim kriteriyle uygulanan kuvvetle gerçekleştirilen analizde, belirtilen çevrim sayısı için herhangi bir yorulma çatlakları gözlemlenmemiştir.
- Test 3 ile 16” ölçüsündeki jant için gerçekleştirilen analizde ilk iki analizde bir yorulma çatlakları elde edilmediğinden, jant üzerine gelebilecek yüklerin bir buçuk katı üzerinde bir yük uygulanmış ve yapılan yorulma analizi sonucunda jantın bijon kafasının yerleştirildiği bölgesinde 1.081.000’üncü çevrimde başlayacak şekilde ve yine aynı şekilde tambur ile jant kolunun birleştiği bölgede 2.460.000’inci çevrimden sonra başlayacak şekilde yorulma çatlakları tespit edilmiştir.
- Test 4 ile 18” ölçüsündeki jant için gerçekleştirilen analizde oluşan eşdeğer gerilme, malzeme akma sınırının altında bir değerde olduğu için kalıcı bir deformasyon gözlemlenmemiş; ayrıca standart test kriteri olan 200.000 çevrimde herhangi bir yorulma çatlaklarının oluşmadığı gözlemlenmiştir.

- Test 5 ile 18” ölçüsündeki jant için gerçekleştirilen analizde, belirtilen çevrim sayısı için herhangi bir yorulma çatlak gözlemlenmemiştir.
- Test 6 ile 18” ölçüsündeki jant için gerçekleştirilen analizde 461.430’inci çevrimden itibaren bijon bölgesi ve etrafında, 2.460.000’inci çevrimden sonra da tambur ve jant konunun birleştiği noktada bir yorulma çatlak oluşmuştur.

Test 6 sınır şartlarında 18” ölçüsündeki jant için uygulanan analizde eşdeğer gerilmeler test 3 sınır şartlarında 16” ölçüsündeki janta uygulanan analize göre daha yüksek değerler vermiştir. Bu eşdeğer gerilmelere bağlı yapılan yorulma analizlerinde ise test 6 sonucunda çıkan yorulma çatlak başlangıç çevrimi, test 3’e göre önemli miktarda düşüş göstermiştir. Arazi araçlarının binek araçlara nazaran daha yüksek yüklemelere maruz kalması, bu değerler arasındaki farklılığın esas nedenidir.

Genel olarak değerlendirildiğinde yapılan analizler, mevcutta kullanılan 16” ölçüsündeki jantın gerçek test sonuçlarıyla benzerlik gösterdiğinden, 18” ölçüsündeki jantın analizleri, model tasarımının optimize edilmesi, kalıp imalatının gerçekleşmesi, prototip üretilip mekanik kalite testlerin uygulanabilmesi adına önemli ölçüde referans bilgileri vermiştir.

## KAYNAKLAR

- [1] A short history of the SUV; <https://www.lookers.co.uk/blog/a-short-history-of-the-suv>
- [2] The History of the Automobile Wheel; <https://www.rimbladesusa.com/history-automobile-wheel/>
- [3] Augustus, G. The Evolution of the Steam Locomotive (1803 to 1898), 2016, 344 s.
- [4] Curriculum Vitae of Carl Benz; <http://www.automuseum-dr-carl-benz.de/>
- [5] 1903 Spyker 60 HP; <https://www.supercars.net/blog/1903-spyker-60hp/>
- [6] Nicolaisen, J.M. Kegresse Model, French, 2011, 27 s.
- [7] About Willys Jeeps - Military And Civilian Models - A Brief Overview; [https://www.kaiserwillys.com/about\\_willys\\_jeep\\_vehicles\\_history\\_specs](https://www.kaiserwillys.com/about_willys_jeep_vehicles_history_specs)
- [8] Ön Düzen ve Tekerlekler, 525MT0028, Megep, 2012, 122 s.
- [9] Şirin, U. Alüminyum Alaşımli Otomobil Jantının Dinamik Testinin Modellenmesi ve Doğrulama Yaklaşımı, Ege Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İzmir, 2017, 59 s., Yüksek Lisans Tezi
- [10] Akdoğan, M. Y., Esener, E., Ercan, S., Fırat, M. Disk Tipi Bir Jantın Köşeleme Yorulma Davranışının Sonlu Elemanlar Analizi İle İncelenmesi, 7. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, 26 – 27 Mayıs, 2014, Bursa, 236 s.
- [11] Wang, X., Zhang, X. Simulation of dynamic cornering fatigue test of a steel passenger car wheel, International Journal of Fatigue, 2010, 32, 434 – 442.
- [12] Kocabağ, U., Fırat, M. Numerical Analysis Of Wheel Cornering Fatigue Test, Engineering Failure Analysis, 2001, 8, 339 – 354.
- [13] Şık, A., Önder, M., Korkmaz, S. Taşıt Jantlarının Yapısal Analiz İle Yorulma Dayanımının Belirlenmesi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi, 2015, 3, 565 – 574.
- [14] Demir, O.K., Aktay, E. Ls-Dyna İle Jant Darbe Testi Simülasyonu, Ankara, 10 s.
- [15] Topaç, M.M., Ercan, S., Kuralay, N.S. Fatigue life prediction of a heavy vehicle steel wheel under radial loads by using finite element analysis, Engineering Failure Analysis, 2012, 20, 67-79
- [16] Alpan, Ö. Alüminyum Alaşımli Otomobil Jantının Dinamik Darbe Testinin Modellenmesi, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Sakarya, 2007, 98 S., Yüksek Lisans Tezi
- [17] Şahin, Ş. Hafif Alaşımli Jantların Köşeleme Dayanımının Tahmini, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Sakarya, 2007, 65 S., Yüksek Lisans Tezi
- [18] Ercan, S. Ticari Taşıtlarda Kullanılan Jantlarda Dinamik İşletim Yüğü Altında Oluşan Yorulma Ömrünün Bilgisayar Destekli Belirlenmesi, Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İzmir, 2011, 58 S., Yüksek Lisans Tezi
- [19] Kalite Testleri; <https://www.cms.com.tr/tr/kalite/kalite-testleri>
- [20] TSE ISO 3006, Karayolu Taşıtları – Karayolunda Kullanım İçin Otomobil Tekerlekleri – Deney Metotları, Ankara, 2006, 12 s.

- [21] ECE R 124, Motorlu Taşıtlar – Otomobillerin ve Römorklarının Jantlarının Onayı, 16 – 23.
- [22] Arıkan, A.S. Sonlu Elemanlar Yönteminin Mühendislikte Uygulamaları, Ortadoğu Teknik Üniversitesi Yayınları, Ankara, 1994
- [23] ÇAĞLAROĞLU, A. AISI 1045 Çeliğinin Fretting Yorulmasına ve Korozyon Davranışına Fosfat Kaplamanın Etkisi, Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Erzurum, 2006, Yüksek Lisans Tezi
- [24] Aluminum A356.0-T6, Sand Cast;  
[http://www.matweb.com/search/datasheet\\_print.aspx?matguid=d524d6bf305c4ce99414cabd1c7ed070](http://www.matweb.com/search/datasheet_print.aspx?matguid=d524d6bf305c4ce99414cabd1c7ed070)
- [25] Satyanarayana, N., Sambaiah, Ch. Fatigue Analysis of Aluminum Alloy Wheel Under Radial Load, International Journal of Mechanical and Industrial Engineering (IJMIE), 2012, 2, 1 - 6



## ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Zeki BAŞAKAR  
Doğum Yeri ve Yılı : İzmir, 1991  
Medeni Hali : Evli  
Yabancı Dili : İngilizce  
E-posta : zekibasakar@gmail.com

### Eğitim Durumu

Lise : Cem Bakioğlu Anadolu Lisesi, 2009  
Lisans : Celal Bayar Üniversitesi, Makine Mühendisliği, 2013

### Mesleki Deneyim

Özaktif Kalıp Dizayn San. Ltd. Şti. , 2011 – 2013  
Türk Silahlı Kuvvetleri , 2013 – 2014  
BHRT Sıcak Yolluk Sistemleri San. Tic. Ltd. Şti. , 2014 – Halen  
BNC Teknoloji San. Tic. A.Ş. , 2017 – Halen