T.C.
İSTANBUL ÜNİVERSİTESİ-CERRAHPAŞA
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

OTOMOBİL ALUMİNYUM ALAŞIM JANTININ DEFORMASYON ve YORULMA DAVRANIŞLARININ BİLGİSAYAR DESTEKLİ ANALİZ ile İNCELENMESİ

OZAN GÜLER

DANIŞMAN
Prof. Dr. NURKAN YAĞIZ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Makine Mühendisliği Programı

İSTANBUL, 2022

TEZ KABUL VE ONAYI

Bu çalışma 09.06.2022 Tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Makine Mühendisliği Programı Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

TEZ JÜRİSİ

Prof. Dr. Nurkan YAĞIZ
İstanbul Üniversitesi-Cerrahpaşa
Mühendislik Fakültesi

Prof. Dr. Cüneyt FETVACI
İstanbul Üniversitesi-Cerrahpaşa
Mühendislik Fakültesi

Dr.Öğr.Üyesi Cengiz ÖZBEK
Beykent Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi

Merhum Doç.Dr.Özdoğan KARAÇALI'ya ithaf ediyorum…

BÜTÇE DESTEKLERİ

OTOMOBİL ALUMİNYUM ALAŞIM JANTININ DEFORMASYON ve YORULMA DAVRANIŞLARININ BİLGİSAYAR DESTEKLİ ANALİZ ile İNCELENMESİ

Bu tez çalışması için herhangi bir kurumdan bütçe desteği alınmamıştır.

TEŞEKKÜR

Başta, bana değerli bilgeliği ile katkı sağlayan tez hocam Prof.Dr Nurkan YAĞIZ'a,

Tez aşamasında bilgi ve imkan olarak benden desteklerini esirgemeyen İ.T.Ü - Kimya Metalurji Fakültesinin Saygıdeğer Akademisyen Kadrolarına,

Değerli Büyüğüm Dr.Gökhan Başman'a,

Sağlığında, benden desteklerini esirgemeyen Merhum, Doç.Dr Özdoğan KARAÇALI'ya,

Bu süreçte her zaman yanımda olan ve bana inançlarını yitirmeyen aileme,

Teşekkürlerimi Sunarım.

Mayıs 2022 Ozan GÜLER

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

BEYAN ..... **iii**
BÜTÇE DESTEKLERİ ..... **v**
TEŞEKKÜR ..... **vi**
İÇİNDEKİLER ..... **vii**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **ix**
TABLO LİSTESİ ..... **xiv**
SİMGE VE KISALTMA LİSTESİ ..... **xv**
ÖZET ..... **xvi**
ABSTRACT ..... **xviii**
1. GİRİŞ **1**
2. GENEL KISIMLAR **4**
2.1. ARAÇ JANTLARI VE İŞLEVLERİNİN TANITILMASI 4
2.2. ARAÇ JANTLARI İLGİLİ STANDARTLAR VE İLGİLİ DAYANIM TESTLERİ 8
2.2.1. Jant Radyal Yorulma Testi 9
2.2.2. Jant Darbe Testi 10
2.2.3. Jant Virajda Yorulma Testi 11
2.3. JANT TASARIMI VE UYULMASI GEREKEN KRİTERLER 19
2.4. JANTLARDAKİ DAYANIM KOŞULLARI VE MUKAVEMET TESTLERİNİN DEĞERLENDİRİLMESİ 25
2.4.1. Dayanım Testlerindeki Dayanım Koşulları 25
2.5. LİTERATÜR ARAŞTIRMALARI 27
3. YÖNTEM **49**
3.1. ARAÇ JANTI ANALIZI ÇALIŞMALARI 49
3.2. TESTLERDE KULLANILACAK CİHAZ VE YAZILIMLAR 50
3.2.1. Walter Bai – 4 Noktalı Eğilmeli Yorulma Test Cihazı 50
3.2.2. Jant Virajda Yorulma Test Cihazı 51
3.2.3. Ansys Sonlu Elemanlar Test Programı ve Ncode Deign Life Yorulma Analizi Programı 52

3.2.4. Analiz Yazılımında Kullanılacak S-N Değerlerinin Tespiti için Yöntem Belirlenmesi 54
3.2.5. Malzeme Yorulma Ömrünün Testlerle Belirlenmesi 55
3.3. SEÇİLMİŞ MODELLERİN VİRAJDA YORULMA TESTLERİ 61
3.3.1. Jantların Analiz Yazılımı Üzerinde Analizi 64
3.3.2. Analiz Sonuçlarının İrdelenmesi 76
4.1. DURUM DEĞERLENDİRME 86
4.2. SONUÇ 88
KAYNAKLAR 90
İNTİHAL RAPORU İLK SAYFASI 93
ETİK KURUL İZİN YAZISI 94
KURUM İZNİ YAZILARI 95
ÖZGEÇMİŞ 96

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 2.1 Örnek araç lastik kesidi.(Korunovic, Trajanovic, Stojkovic, 2007) 4

Şekil 2.2 Jant ile birlikte montajlanmış bir araç lastiğinin kesidi.(Shutterstock)..... 5

Şekil 2.3 Basit " J " kontur jant lastik oturma yüzeyi.(E.T.R.T.O, 2020) 6

Şekil 2.4 Jant fonksiyonel kısımlarının tanımlamaları. (Dezent Wheels)..... 7

Şekil 2.5 Bir Aracın viraja girme anında katetmiş olduğu dairesel mesafe.(Steemitimages) 8

Şekil 2.6 Radyal yorulma test cihazı.(Speednik) 9

Şekil 2.7 Jant darbe testi düzeneği.(Lmcworkholding)..... 10

Şekil 2.8 Jant darbe test düzeneğinde hesaplanmış yükün uygulaması. 11

Şekil 2.9 Viraj içerisinde ilerleyen araçta oluşan normal kuvvetler.(Rimsdealer)..... 12

Şekil 2.10 Uygulanmış kuvvetlerin lastikli jant üzerindeki durumu.(X-engineer) 13

Şekil 2.11 Jant üzerindeki kuvvet ve neden oldukları momentler. 13

Şekil 2.12 Jantın araç tarafından gelen kuvvet ve momenti..... 14

Şekil 2.13 Janta yoldan etkiyen kuvvet ve momenti(Virajdaki durumda sürtünmeden kaynaklı). 14

Şekil 2.14 Araç Yükü ve Momenti..... 15

Şekil 2.15 Yoldan Kaynaklı Kuvvet ve Momenti. 15

Şekil 2.16 Virajda yorulma test düzeneği temel görünüşü..... 16

Şekil 2.17 Jant viraj yorulma test cihazı - Jant bağlantısı. 17

Şekil 2.18 Jantlardaki gerilme yığılmalarına sebebiyet verecek tasarım figürleri. 19

Şekil 2.19 Bir Jant için Hazırlanmış Örnek Aplikasyonlar. 21

Şekil 2.20 Araç tipine ve kullanılabilecek lastik tipine göre seçilebilecek J kontur den başka kontur tipleri.(E.T.R.T.O El Kitabı) 22

Şekil 2.21 J ve B Kontur Tipindeki Bazı Standart Ölçüler ve Töleransları.(E.T.R.T.O El Kitabı) 22

Şekil 2.22 Örnek bir 2 boyutlu araç kaliper kesidi.(Tuv Caliper Database Programı Veri Arayüzü) 23

Şekil 2.23 Araçların yıl ve teknik özelliklerine göre kullanılan fren kaliperleri örnek gruplaması.(TUV Caliper Database Programı Arayüzü) 24

Şekil 2.24 Araç jantı yan kesit örneği. 25

Şekil 2.25 Darbe testi düzeneği ve test yapılmış bir jant örneği.(Aqtslabs) 26

Şekil 2.26 Radyal yorulma testi düzeneği ve test yapılmış bir jant örneği.(Dressup-Navi) 26

Şekil 2.27 Çelik ve aluminyum jant gerilme farkları ve kontur karşılaştırması. (Fischer ve Grubrisic,1998) 29

Şekil 2.28 Bir aracın düz yolda kullanımı ile viraj anında kullanımı için bulunmuş gerilme spektrumları ve toplam dizayn spektrumu. (Fischer ve Grubrisic,1998) 30

Şekil 2.29 Yarıya bölünmüş ve kısımları tanımlanmış jant kesiti. (Karandikar ve Fuchs, 1990) 31

Şekil 2.30 Çelik jant diski yüzeydeki gerilmeler. (Karandikar ve Fuchs, 1990) 32

Şekil 2.31 Jant ömrü-bilgisayar destekli yazılım ve deneysel olarak elde edilen sonuçlar. (Karandikar ve Fuchs, 1990) 32

Şekil 2.32 Çentikli ve çentikli olmayan 2 ayrı numunenin gerilme-erinim eğrisi farkları. (Kocabicak ve Firat, 2001) 33

Şekil 2.33 Çalışmada kurulan kimülasyon senaryosu. (Guo,Bhandarkar ve Lin, 2004) 35

Şekil 2.34 Yorulma ömrünün analizinde görülen kritik alanlar. (Guo,Bhandarkar ve Lin, 2004) 36

Şekil 2.35 AlSi7 malzeme numunelerinden elde edilmiş yorulma-ömür değerleri. (Raju vd.,2008) 37

Şekil 2.36 Saçılımlı Değerlerin Grafikten Çıkarılması ile oluşan Yorulma-Ömür Eğrisi. (Raju vd.,2008) 37

Şekil 2.37 Simülasyon için Meshleme İşlemi Tamamlanmış Jant ve Virajda Yorulma Test Mili. (Raju vd.,2008) 38

Şekil 2.38 Yorulma-Ömür Analizi Sonuçları. (Raju vd.,2008) 39

Şekil 2.39 HyperWorks Üzerinde Kurulmuş Simülasyon Senaryosu Görseli. (Wang ve Zhang, 2009) 39

Şekil 2.40 Lastik oturma yüzeyindeki analiz modellemesi. (Meghashyam vd.,2013) 40

Şekil 2.41 Dizayn Optimizasyonuna Konu olan Jant ve Optimizasyon Alanı. (Das,2014).....41

Şekil 2.42 Jant Üzerindeki 36° lik Alan ve Uygulanan Radyal Kuvvetlerin Yönleri. (Das,2014) 41

Şekil 2.43 Janta uygulanan radyal dikey ve virajda yorulma halinden ileri gelen kuvvetler. (Das,2014) 42

Şekil 2.44 Kol boşlukları ve kollar üzerindeki Von Misses gerilme dağılımları. (Nallusamy, vd.,2015).....43

Şekil 2.47 Nod ağı örme işlemi tamamlanmış jant modeli(Burande ve Kazi, 2016).....44

Şekil 2.48 Jantın sabitlendiği noktaların analizde sınır koşulu olarak belirlenmesi. (Zakaria, vd.,2018).....45

Şekil 2.49 Analiz sonuclarına göre maksimum gerilmenin görüldüğü alanlar. (Zakaria, vd.,2018).....46

Şekil 2.50 Modellemesi CATIA V5R19 programında tamamlanmış jant. (Zakaria, vd.,2018) 47

Şekil 2.51 Jantın eşdeğer gerilme ve yorulma ömrünün gösterildiği analizler. (Zakaria, vd.,2018).....48

. 48

Şekil 3.1 Walter Bai – 4 noktalı eğilmeli yorulma test cihazı.(Walterbai) 50

Şekil 3.2 Eğilme şiddetinin uygulandığı cihaz üzerindeki ağırlıklar. 50

Şekil 3.3 Cihaz üzerindeki frekans ve çevrim göstergeleri. 51

Şekil 3.4 Jant virajda yorulma test makinası.(Inmess).....52

Şekil 3.5 Ansys yazılımı üzerinde tamamlanan örnek bir analiz çıktısı görseli.(Sanalöğretim) 53

Şekil 3.6 NCode Design Life programı üzerinde yapılmış örnek bir yorulma analizi görseli.(Bias) 54

Şekil 3.7 Alçak basınç döküm yöntemi ile üretilmiş aluminyum parçalar üzerinden alınan yorulma test numuneleri. 55

Şekil 3.8 Nihai halini almış yorulma numunesi. 56

Şekil 3.9 Yorulma değerlerinin çevrim sayılarına göre dağılımları. 58

Şekil 3.10 4 Ana gerilme değeri üzerinden belirlenmiş güvenli aralıklar. 59

Şekil 3.11 Ana lineerizasyon tamamlandıktan sonra elde edilmiş Yorulma-Ömür doğrusu ve denklemi. 59

Şekil 3.12 Test ve analizlerde kullanılmak üzere seçilmiş sırası ile Tip-1, Tip-2 ve Tip-3 olarak adlandırılmış 3 adet jant modeli. 61

Şekil 3.13 Tip-1 jant için, 2418,813 Nm uygulamasında 235000 devirde çatlak görülmüştür. 62

Şekil 3.14 Tip-1 jant için, 3009,062 Nm uygulamasında 45000 devirde çatlak görülmüştür.. 62

Şekil 3.15 Tip-2 jant için, 2992,112 Nm uygulamasında 21000 devirde çatlak görülmüştür.. 63

Şekil 3.16 Tip-2 jant için, 3732,665 Nm uygulamasında 22000 devirde çatlak görülmüştür.. 63

Şekil 3.17 Tip-3 jant için, 2971,480 Nm uygulamasında 1050000 devirde çatlak görülmüştür. 63

Şekil 3.18 Tip-3 jant için, 3711,034 Nm uygulamasında 87000 devirde çatlak görülmüştür.. 64

Şekil 3.19 Analiz programına tanıtılmış olan tasarım tipi örneği-1. 65

Şekil 3.20 Analiz programına tanıtılmış olan tasarım tipi örneği-2. 65

Şekil 3.21 Nod ağı uygulaması yapılmış olan örnek tasarım tipi. 66

Şekil 3.22 "Fix Support" tipi sabitleme uygulanmış jantın arka flanşını gösteren örnek tasarım tipi. 67

Şekil 3.23 X ekseninde 3500 N'luk yükün bileşkesi uygulanmış örnek yüklenme. 68

Şekil 3.24 Y ekseninde 3500 N'luk yükün bileşkesi uygulanmış örnek yüklenme. 68

Şekil 3.25 Tip-1 jant için elde edilmiş 2418,813 Nm lik yükteki çevrim sayısı 100990 olarak bulunmuştur. 69

Şekil 3.26 Tip-1 jant için elde edilmiş 3009,062 Nm lik yükteki çevrim sayısı 7767 olarak bulunmuştur. 69

Şekil 3.27 Tip-2 jant için elde edilmiş 2992,112 Nm lik yükteki çevrim sayısı 177500 olarak bulunmuştur. 69

Şekil 3.28 Tip-2 jant için elde edilmiş 3732,675 Nm lik yükteki çevrim sayısı 12400 olarak bulunmuştur. 70

Şekil 3.29 Tip-3 jant için elde edilmiş 2971,480 Nm lik yükteki çevrim sayısı 9260000 olarak bulunmuştur. 70

Şekil 3.30 Tip-3 jant için elde edilmiş 3711,034 Nm lik yükteki çevrim sayısı 789300 olarak bulunmuştur. 70

Şekil 3.31 Tip-1 jant için fiziksel testlerde uygulanmış 2500 N yük altındaki test sonuçları.. 73

Şekil 3.32 Tip-1 jant için fiziksel testlerde uygulanmış 3500 N yük altındaki test sonuçları.. 74

Şekil 3.33 Tip-1 jant için fiziksel testlerde uygulanmış 4500 N yük altındaki test sonuçları..74

Şekil 3.34 Tip-2 jant için fiziksel testlerde uygulanmış 2500 N yük altındaki test sonuçları..74

Şekil 3.35 Tip-2 jant için fiziksel testlerde uygulanmış 3500 N yük altındaki test sonuçları..75

Şekil 3.36 Tip-2 jant için fiziksel testlerde uygulanmış 4500 N yük altındaki test zonuçları..75

Şekil 3.37 Tip-3 jant için fiziksel testlerde uygulanmış 2500 N yük altındaki test sonuçları..75

Şekil 3.38 Tip-3 jant için fiziksel testlerde uygulanmış 3500 N yük altındaki test sonuçları..76

Şekil 3.39 Tip-3 jant için fiziksel testlerde uygulanmış 4500 N yük altındaki test sonuçları..76

Şekil 3.40 Tip-1 jant üzerinde uygulanmış 2500 N luk yük altındaki en kritik Von Mises gerilme değeri. ..78

Şekil 3.41 Tip-1 jant üzerinde uygulanmış 3500 N luk yük altındaki en kritik Von Mises gerilme değeri. ..79

Şekil 3.42 Tip-1 jant üzerinde uygulanmış 4500 N luk yük altındaki en kritik Von Mises gerilme değeri. ..79

Şekil 3.43 Tip-1 jant çatlak görülen alanın kesit görünüşü. ..80

Şekil 3.44 Kesit üzerindeki kritik gerilmenin gerçekleştiği kesit alanı. ..80

Şekil 3.45 Tip-2 jant üzerinde uygulanmış 2500 N luk yük altındaki en kritik Von Mises gerilme değeri. ..81

Şekil 3.46 Tip-2 jant üzerinde uygulanmış 3500 N luk yük altındaki en kritik Von Mises gerilme değeri. ..82

Şekil 3.47 Tip-2 jant üzerinde uygulanmış 4500 N luk yük altındaki en kritik Von Mises gerilme değeri. ..82

Şekil 3.48 Tip-2 jant çatlak görülen alanın kesit görünüşü. ..83

Şekil 3.49 Tip-3 jant üzerinde uygulanmış 2500 N luk yük altındaki en kritik Von Mises gerilme değeri. ..84

Şekil 3.50: Tip-3 jant üzerinde uygulanmış 3500 N luk yük altındaki en kritik Von Mises gerilme değeri. ..84

Şekil 3.51:Tip-3 jant üzerinde uygulanmış 4500 N luk yük altındaki en kritik Von Mises gerilme değeri. ..84

Şekil 3.52 Tip-3 jant çatlak görülen alanın kesit görünüşü. ..85

Şekil 4.1 Üç tasarım tipinin çatlak ve kırılma Görülme Çevrimleri Arasındaki Yüzdesel Farklar..88

TABLO LİSTESİ

Sayfa No

Tablo 2.1: İlgili ürün standartındaki çevrim sayıları ve toplam momentlerin uygulama cetveli.(ECE R-124 standartı) 18

Tablo 2.2: Jant üretiminde kullanılan başlıca malzemeler ve mekanik özellikleri..... 20

Tablo 2.3: Jantların analizlerinden elde edilmiş sonuçlar. 45

Tablo 3.1: EN AC 44000 - AlSi11 mekanik özellikleri. 56

Tablo 3.2: Çeşitli yük değerlerinde bulunan çevrim sayıları ve gerilme genlikleri. 57

Tablo 3.3: Analizde mühendislik verisi olarak yazılıma girilen Yorulma-Ömür değerleri. ... 60

Tablo 3.4: Hesaplanmış test yükleri. 61

Tablo 3.5: Her bir jant modeli tipi için gerçek testler ve analiz sonuçlarından elde edilmiş çevrim sayıları. 72

Tablo 3.6: 2500 N,3500 N ve 4500 N yükler için testlerden elde edilmiş çevrim sayıları. 77

Tablo 3.7: 2500 N,3500 N ve 4500 N yükler için testlerden elde edilmiş çevrim sayıları ve yüzde farkları. 77

Tablo 3.8: Tip-1 jantlara uygulanan test yükleri ve Çatlak Başlangıcı - Kırılma çevrimleri. . 81

Tablo 3.9: Tip-2 jantlara uygulanan test yükleri ve Çatlak Başlangıcı - Kırılma çevrimleri. . 83

Tablo 3.10: Tip-3 jantlara uygulanan test yükleri ve Çatlak Başlangıcı - Kırılma Çevrimleri. 85

SİMGE VE KISALTMA LİSTESİ

Simgeler	**Açıklama**
F_p	: Radyal Yorulma Uygulama Yükü [N]
F_v	: Araç Maksimum Dingil Yükü[N]
S	: Güvenlik Katsayısı
Mo	: Virajda Yorulma Testi Uygulama Momenti[Nm]
F_v	: Yoldan Gelen Sürtünme Kaynaklı Kuvvet [N]
F_y, F_o	: Araç Maksimum Dingil Yükü[N]
μ	: Sürtünme Katsayısı.
L_o	: Jant Offset Boşluğu Ölçüsü[mm]
L_c	: Jant Maksimum Lastikli Yuvarlanma Çapı Ölçüsü[mm]
σ_{yield}	: Akma Dayanımı[Mpa]
σ_u	: Kopma Dayanımı[Mpa]
E	: Elastisite Modülü[GPa]
ρ	: Yoğunluk [g/cm³]
S_a	: Gerilme Genliği[Mpa]
N_a	: Çevrim Sayısı
ε	: Gerinim.
K	: Çatlak Boyu[mm]
K_{min}	: Minimum Çatlak Boyu[mm]
K_{max}	: Maksimum Çatlak Boyu[mm]
C	: Deneysel Sabit.
m	: Deneysel Sabit.

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

OTOMOBİL ALUMİNYUM ALAŞIM JANTININ DEFORMASYON ve YORULMA DAVRANIŞLARININ BİLGİSAYAR DESTEKLİ ANALİZ ile İNCELENMESİ

OZAN GÜLER

İstanbul Üniversitesi-Cerrahpaşa

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü

Anabilim Dalı Adı

Makine Mühendisliği Programı

Danışman : Prof. Dr. NURKAN YAĞIZ

Tez kapsamında, Otomobil Alaşım Jantlarının standartlar kapsamında yapılan hızlandırılmış Virajda Yorulma Dayanım testinin Bilgisayar Destekli Analizi için yeni ve daha hassas tahmin imkanı yaratabilecek bir yöntem için çalışılmıştır. Tez içerisinde, giriş kısımında Araç Jantlarının fonksiyonelliği ve amacı ile tasarımı hakkında bilgiler verilmiştir. Sonraki bölümde, Jant Dayanım Testleri tanıtılarak, testler kapsamında hangi testin ne tür bir dayanımı test ettiği ve tasarım aşamasında jant için uyulması gereken tasarım kriterlerinden bahsedilmiştir. Genel kısımlarda, günümüze kadar yapılan çalışmalar ve bu çalışmalardan elde edilmiş sonuçlar irdelenmiştir. İrdelenen çalışmalardan, bilgisayar destekli analiz konusundaki yöntemlerden ömür tespiti için güçlü olan çalışmalardan alınan bilgilerle jant analizi için uygulanacak yöntem belirlenmiş ve analizler esnasında kullanılan cihazlar tanıtılmıştır. Literatür bilgilerinden elde edinilen verilerle, analizlerde kullanılmak üzere

yorulma ömrünün nasıl elde edileceği bilgisi verilmiş ve yorulma-ömür grafiği oluşturulmuştur. Bu aşamadan sonra, çeşitli tasarım tipleri ile hem yorulma analizleri hem de gerilme analizleri tamamlanmıştır.

Mayıs 2022 , .115 sayfa.

Anahtar kelimeler: Alaşım Jant, Yorulma Analizi, Gerilme

ABSTRACT

M.Sc. THESIS

EXAMINATION OF DEFORMATION AND FATIGUE BEHAVIOR OF AUTOMOBILE ALUMINUM ALLOY WHEEL RIM BY COMPUTER AIDED ANALYSIS

OZAN GÜLER

İstanbul University-Cerrahpaşa

Institute of Graduate Studies

Department of Mechanical Engineering

Mechanical Engineering

Supervisor : Prof. Dr. NURKAN YAĞIZ

Thoughout the thesis, A new and more precise estimation method has been studied for the Computer Aided Analysis of the accelerated Cornering Fatigue Strength test of Automobile Alloy Wheels within the scope of the standards. In the thesis, in the introduction part, information about the functionality, purpose and design of Vehicle Wheels is given. In the next section, the Wheel Strength Tests were introduced, and which test tested what kind of resistance within the scope of the tests and the design criteria that should be followed for the rim during the design phase were mentioned. The studies carried out to date and the results obtained from these studies have been examined in the general sections. The method to be applied for the Alloy Wheel Analysis has been determined with the information obtained from the past studies, which are powerful for the determination of life, among the methods on computer aided analysis, and the devices used during the analyzes are introduced. With the data obtained from the literature, information on how to obtain the fatigue life to be used in

the analysis was given and the fatigue-life graph was created. Fatigue Analyzes and Stress Analyzes were completed with various design types after this stage.

May 2022, .115 pages.

Keywords: Alloy Wheel, Fatigue, Stress

1. GİRİŞ

Modern ekonomi düzeninde sürdürebilirlik ve ulaşılabilirlik birbirine bağlantılı olgular, olup bunun getirdiği optimum tasarım kavramı oldukça önem arz etmektedir.

Araçlar üzerindeki belirli ömre sahip olan komponentlerin bu kapsamda dikkatle ve hassasiyet ile incelenmesi gerekmektedir.

19. Yüzyıl ortalarında bu yana araçlardaki ana bileşenlerinden olan, araç jantlarının tasarımında ve dayanım koşullarının değerlendirilmesinde günümüze değin birçok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmalardan elde edilen veriler, ortaya çıkmış ve çıkması muhtemel problemlerin değerlendirilmesinde yol gösterici konumda bulunmaktadırlar.

Çalışmamız içerisindeki, mevcut literatürden elde edilmiş kaynaklarda, araç jantlarının dayanım koşulları çeşitli yaklaşımlarla değerlendirilmiştir.

Malzeme teknolojisinin gelişmesi ile araçlarda kullanılan araç jantlarının günümüze değin alternatif malzemeleri keşfedilmiş buna karşılık maliyet ve performans açısından en uygun malzemeler seri imalat alanlarında kullanılmak üzere bir seçilime uğramıştır.

Aluminium alaşımları bilindiği üzere hafif ve istenilen dayanıklılıkta üretilebilmekte ve araç yakıt ekonomisi, görsel estetik gibi beklentiler için elverişli bir malzeme olarak öne çıkmaktadır.

Ürün ulaşılabilirliği ve proses maliyetleri aynı zamanda uygulanabilirliği ve üretilebilirliği göz önünde bulunduğunda en uygun alüminyum alaşım üretim yöntemi olarak, döküm yöntemi ile üretilebilen alüminyum alaşım jantları olarak göze çarpmaktadır.

Alüminyum alaşımlar, yapı itibariyle eriyik durumunda iken, alaşımlanabilme kabiliyetine sahiplerdir. Bu, alaşımın eriyik vaziyette iken, dökülebilirlik, işlenebilirlik, korozyon dayanımının artırılması, akışkanlığın sağlanması için çeşitli özelliklerdeki alaşım elementleri uygulanarak aluminyum alaşımın istenilen özellikleri değişikliğe uğrayabilmesine olanak sağlamaktadır. Döküm prosesi sonrasında, elde edilmesi istenen üründeki güçlü olması beklenen özellikler, bu yolla üründen elde edilebilmektedir.

Günümüz teknolojik ilerlemeleri sayesinde, alaşımlama daha boksit cevherinin aluminyum külçelere dönüşmesi aşamasında yapılarak, proses başlangıcında kullanılacak seçili aluminyum alaşımların özelleşmesi imkanı yaratmaktadır. Buna bağlı olarak alaşımlama sadece prosesin kendi iç dinamiklerini etkileyecek alanlarda yapılarak ilgili proses yürütülebilmektedir. Kullanım amacına göre üretilmesi döküm yöntemi ile planlanan ürünler için, üretim yöntemi ve kabiliyeti bakımından ince cidarlı bir ürünün üretilmesi sırasında basınç altında üretilmesi daha uygun olan aluminyum alaşım için silisyum oranı yüksek olan ve sertlik bakımından güçlü olacağı önceden deneysel olarak da kanıtlanmış bakır ile alaşımlandırması ile elde edilmiş, özelleşmiş bir aluminyum alaşım kullanılabilir.

Benzer şekilde,daha kalın kesitlere sahip bir ürün için döküm yöntemi olarak düşük basınç altında bir üretimde, yüksek silisyum alaşım elementi bulunduran ve akma mukavemetini yükseltici etkisi bulunan magnezyum alaşım elementi ihtiva eden bir alaşımın kullanılmasının daha uygun olacağı pratik çalışmalardan elde edilmiştir.

Araç Jantları, ulaşım amaçlı kullanılan kara araçları ilk geliştirildiği günden beri üzerinde çalışılan, aracın doğrudan emniyet parçası kabul edilen bir komponenti olarak görülmektedir. Araçlardaki yola temas etme noktasında, lastik ile beraber gücün aktarılmasını sağlamaktadır. Bu bakımdan yük altındaki dayanım noktalarının tespiti, dizaynının estetik görüntüsünün dayanım ile uygunluğu göz önüne alınarak iyileştirme ve fonksiyonellik değerlendirmelerinin yapılması önemli bir mühendislik çalışlması olarak karışımıza çıkmaktadır.

Jantların, aracın fren tertibatı üzerindeki soğutma ve bununla dolaylı diğer parçaların ömürlerinin değişkenliği gibi konularda da tasarım kapsamı günümüzde gelişmektedir. Bundan başka, araç jantlarının hafifliğinin yakıt tüketimine etkisi olduğu, alaşım jantların çevreye etkileri de dolaylı olarak günümüzde pozitif bir kullanım amacı yaratmaktadır.

Günümüzde üretilen bir araçta ortalama 30,000 adet parça bulunduğunu varsayarsak, araçların güvenliğini, seyir dinamiğini ve performansını etkileyen komponentlerinin tümü kritik parçalar olarak kabul edilebilir. Bu bakımdan, komponentlerin tümü tekil olarak pratik edinilmiş tecrübelerden oluşan ve artık genel kural ve standartları oluşturan başlıca dizayn ve doğrulama şartlarına uyum sağlamak zorundadır.

Öteki taraftan, günümüz dünyasının en önemli konusu olan bilinçli tüketim, enerji ve kaynak tasarrufu gibi her geçen gün azalan dünya kaynaklarının korunması ve yaşanılabilir bir çevrenin yarınlara bırakılabilmesi için yapılan çalışmalar da göz önüne alınırsa, motorlu

araçlar gibi günlük hayatın bir parçası olan ve servis ömrü açısından önemli olan araç komponentlerinin doğru tasarımı son derece önem kazanmaktadır.

1.1 AMAÇ

Tez içerisinde, Araç Jantlarının işlevi, kullanım amacı ve gerekli bağlayıcı dayanım standartları ile yapılan testler ve cihazların tanıtılması ve sonrasında tasarımı tamamlanmış olan farklı tasarım tiplerinin standartlar kapsamında yapılan virajda yorulma testinin analiz yazılımı üzerinde bir senaryo belirlenerek jantların test edilmesi, gerçek test sonuçları ile karşılaştırmalarının yapılması ve bunun sonuçlarının gerçek sonuçlarla ne kadar yakınsadığının irdelenmesi yapılmıştır.

Jantlarda, hızlandırılmış olarak uygulanmış bu zaman kadar gelen örnekler değerlendirilmiş, uygun uygulama örnekleri bir sonraki aşamaya ilerletilerek farklı dizaynlarda kulanılabilecek bir yöntem belirlenmeye çalışılmıştır.

Çalışma içerisinde, jant üretim malzemesi aluminyum alaşımın laboratuar testleri ile S-N Yorulma-Ömür grafiği çıkarılmış, bunun yanında tasarım tipleri farklı ve aynı yüklerde testlere tabi tutulmuştur. Amaç, tasarım optimizasyonunu mümkün olabildiğinde etkin kılacak bir yöntem yakalamak, üründe oluşacak yorulma çatlaklarının tahminini kolaylaştıracak yöntemler keşfetmektir.

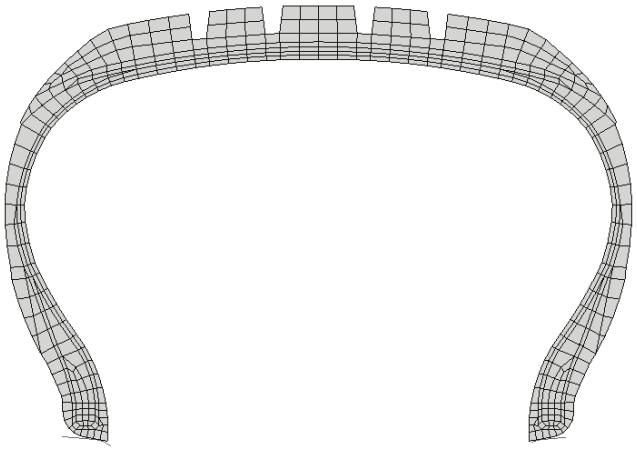
2. GENEL KISIMLAR

2.1. ARAÇ JANTLARI VE İŞLEVLERİNİN TANITILMASI

Araç jantları perspektifinden bakıldığında, motorlu bir aracın üzerindeki kullanımı esnasında yol ve araç şartları dikkate alınarak, araç jantları için de tasarım ve güvenli kullanım açısından belli kuralların oluşturulması için gerekli çalışmalar yapılması geçmişte zorunluluk yaratmıştır.

Öncelikle, araçların yola güç aktarmasında önemli bir rolü olan araç lastikleri geliştirilmiştir. Yol şartlarının araca uyguladığı ani yükler ve vibrasyonun önlenebilmesi ve üretilebilirlik metodolojileri düşünüldüğünde, araç lastikleri bu görevi yerine getirme kapasitesine sahip işlenmiş kauçuk malzemenin uygun olduğu kanıtlanmış ve bu gelişme ile beraber içerisindeki hava dağılımı ve darbe emiş özelliklerine göre olması gereken geometrisi belirlenmiştir. Benzer yaklaşımlardan yola çıkılarak, araç yük sınıflarına göre, kauçuk içerisinde kullanılan ve kord ismi ile adlandırılan bez kalınlığı ve buna bağlı olarak geometrisi kimi tiplerde değişmektedir.

Bu ürünün üretim prosesi için gerekli yol tecrübeleri ve araca etkiyen kuvvetler göz önüne alındığında bir araç lastiğinin, pnömatik olarak basınç dağılımını optimize edecek ve geometrik olarak da, bunun bir yapıya dağılımı gerçekleştirilmiştir.



Şekil 2.1 Örnek araç lastik kesidi.(Korunovic, Trajanovic, Stojkovic, 2007)

Bu yapı, direkt olarak araçtan tahriği alarak doğrudan lastiğe ve dolaylı olarak yola iletebilecek potansiyele sahip bir eleman vasıtası ile gerçekleşmesi gerekmektedir. Bu bakımdan, araç kampanasından alacağı tahrik için yeterli dayanımda ve rijitlikte dönel bir parça geometrisi, pnömatik basıncı mutlak suretle taşıyarak araçtan aldığı tahriği iletirken diğer taraftan araç lastiğinin görevini yapmasını sağlamalıdır.



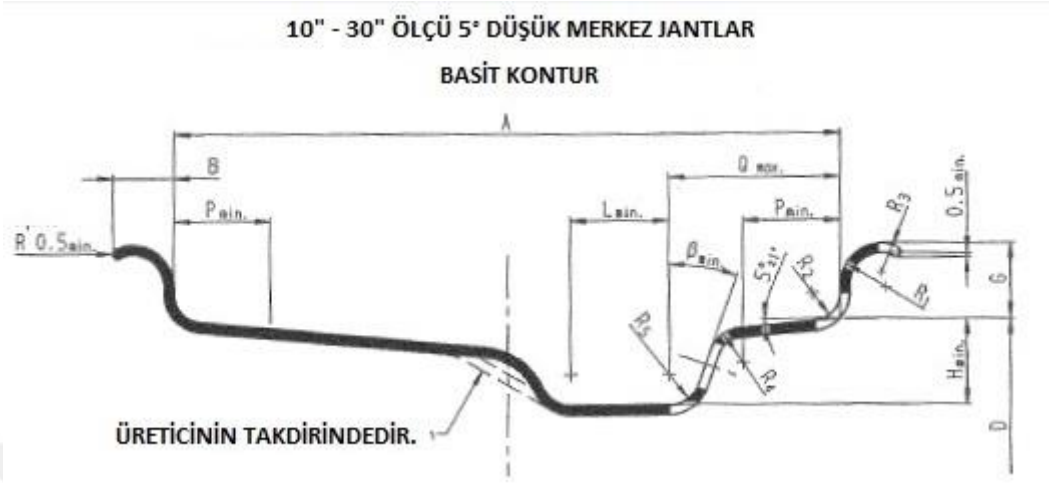
Şekil 2.2 Jant ile birlikte montajlanmış bir araç lastiğinin kesidi.(Shutterstock)

Araç lastiği ve jantının bu uyumunun sağlanması mutlak surette olduğu için, ilgili kauçuk lastik prosesinin gerçekleştirlmesi ve buna montaj uygunluğu sağlayacak araç jantlarının üretim zorunluluğu buradan doğmaktadır.

Jant ve lastik uyumu için proseslerden, teknolojik zorlukları daha fazla olan araç lastiklerinin yapıları için belirli standartlar oluşturulmuş, pnömatik olarak havanın sabit kalabilmesi adına sabitlenen jant tarafında denk gelen karşılık geometrisinin nasıl olması gerektiği sorusunun cevabı tüm üreticiler tarafından aranmıştır. Bu sayede en optimum geometride olabileceği kabul edilen lastik çemberinin karşı geometrisi ölçüsel olarak bulunmuştur.

European Tyre and Rim Technical Organisation (E.T.R.T.O) tarafından belirlenmiş olan bu standart dahilinde, teknolojik olarak yapılan iyileştirmeler neticesinde oluşabilecek yeni geometri ve komponentlerin teknik olarak tanıtılması açısından yayınlar belirli frekanslar ile gerçekleşmektedir. Araçların yük sınıfları ve dingil başına yüklerin aralıklarına göre

oluşturulan lastik aralıkları ve bu lastikler için kullanıma uygun jantların lastik oturma kesit formu oluşturulmuştur.



Şekil 2.3 Basit " J " kontur jant lastik oturma yüzeyi.(E.T.R.T.O, 2020)

Ölçülerin bu şekilde ilgili üreticiler tarafından belirlenmiş olması, hem üründe üniversalliği hem de bilgi birikimi birbirinden farklı seviyelerdeki üreticilerin aynı tasarımı kullanmasını sağlayarak toplamdaki kalite beklentisini belirli bir seviyeye çıkarmıştır.

Kalite olarak beklenti, üründe sadece bu tasarım zorunluluklarının bu şekilde açıklığa kavuşturulmasının dışında, diğer ürün kısımları için de gereklilikler ortaya çıkarmıştır. Araç jantlarında kullanılan malzemelerin seçimi, proses yöntemlerinin farklılaşması ve bunların sonucunda farklı nitelikte ürünlerin ortaya çıkmasına yol açmış, buna bağlı olarak da üreticiler arasında farklar meydana gelmiştir.

Bu farkların, öncelikli olarak tasarım tarafındaki uyumu da Lastik tarafına karşılık gelen jant parçasının yanı sıra montaj ölçülerinin, montajın yapıldığı araç tarafındaki;

Bijon Montaj Taksimat Çapı-Pitch Circle Diameter (PCD),

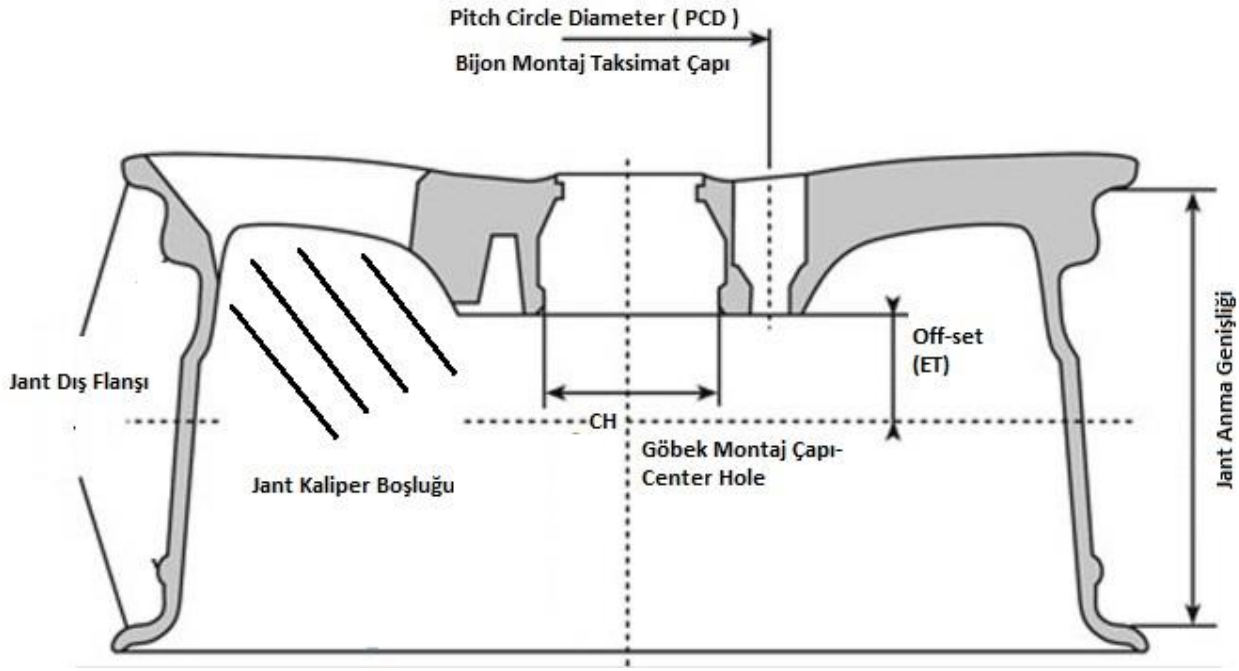
Göbek Montaj Çapı-Center Hole (CH),

Off-Set – (ET),

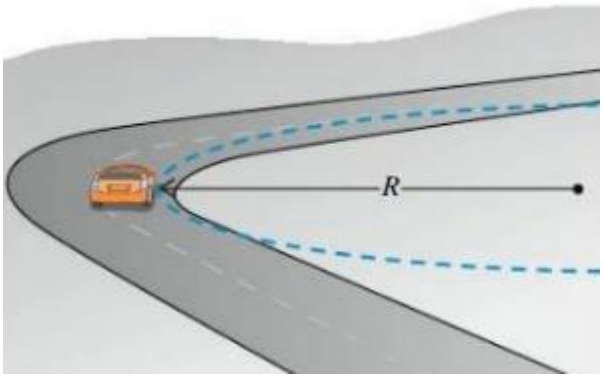
Ölçüleri kavramları ortaya çıkmıştır. Bunlar belirlenen, aracın yük ve sınıfına bağlı olarak değişkenlik gösteren anma ölçüsünün dışında araç tarafı kaliper üzerine montajda, araç sınıfına göre araç üreticileri tarafından belirlenen montaj ölçüleri şeklindedir.

Araç jantlarının, araç üzerine montajındaki ana elemanlar olarak karşımıza çıkan bijonların kampana üzerindeki karşılıklarına jantların içerisinden geçirilerek, belli bir tork altında tutturulması ve jantların bir bütün olarak merkezlenebilmesi için, kampana kısmındaki yuvaya oturan göbek montaj boşluğu, iki ana montaj unsurudur. Burada, jantın kendi içerisinde herhangi bir salgı ve dönüş bozukluğu yaratmadan dönebilmesi için gerekli olan geçme töleransı hassasiyetle uygulanmadığı durumlarda, jant üzerine yol tarafından gelen kuvvetler, tahmin edilemeyen yükler oluşturabilir. Bu da sürüş güvenliği ve araç yol konforu açısından problemlerin oluşmasına neden olabilmektedir. Bu amaçla, araç jantının hem kendi içindeki montajın stabilizasyonunu sağlamak hem de güç aktarımı esnasında tam olarak dağılımın sağlanabilmesi açısından Bijon montajı için belirli Tork değerleri ile, eşit vida adımının sağlanması önem arz ermektedir.

Araç Jantlarındaki Offset kavramı ise, jantın dikey ekseninde tam ortasından geçen bir düzleme jantın montaj yüzeyi olarak adlandırılan " Porya " düzleminin uzaklığı olarak tanımlanabilir. Bu uzaklık, aracın lastik montajının yapıldığı davlumbaz boşluğu içerisindeki doğru pozisyonu, buna bağlı olarak araçtan beklenen dönme çapı ve araç için uygulanacak olan fren kaliperinin pozisyonu için gereklidir.



Şekil 2.4 Jant fonksiyonel kısımlarının tanımlamaları. (Dezent Wheels)



Şekil 2.5 Bir Aracın viraja girme anında katetmiş olduğu dairesel mesafe.(Steemitimages)

Fren kaliper boşluğu için gerekli olan fren tertibatının yeterliliği ve konstrüktif olarak kaplayacağı alan araç üreticileri tarafından, uygulama yapılacak araca özel olarak seçilip dizayn edilmektedir. Günümüzde araçların sınıfları dahilinde benzer fren yükleri olduğu düşünülerek bazı araçlar için ortak fren kaliper ve tertibatı olacağı ilk başta düşülse de, üretici dizayn ve performans beklentisi farklılıkları nedeni ile jant tarafında çeşitli dizayn farklılıklarının zorunlu olarak göz önüne alınması gerekliliği bulunmaktadır.

2.2. ARAÇ JANTLARI İLGİLİ STANDARTLAR VE İLGİLİ DAYANIM TESTLERİ

Araçların tümünde kullanılan kritik parçalarda kalitenin sürekliliği, parçanın emniyeti ve sağlamlığı açısından işlevsellik durumuna ve kullanım amacına göre zaman içerisinde bazı kurallar oluşturulmuştur. Araç jantlarında öncelikli olarak her ülke, jantın lastik oturma kontürü tipini belirlerken, daha sonra E.T.R.T.O kuruluşu tüm kontürleri birleştirerek ortaya tek bir standart koymuştur.

Bu standartın dışında, jantın bir diğer kontrol gerektiren kısmı ise yol şartlarındaki durumuna göre dayanımının değerlendirilmesidir. Bu açıdan jantlarda, araçtan gelen kuvvetlerin yola aktarılması aşamasında, kritik koşullar öncelikle belirlenmiştir.

Yük altında, jantın yol koşullarında dayaınımının ölçülmesi için, araç aks ağırlığının radyal bir kuvvet olarak dik şekilde etkidiği durum için bir değerlendirme ölçütüdür.

2.2.1. Jant Radyal Yorulma Testi



Şekil 2.6 Radyal yorulma test cihazı.(Speednik)

Burada araç jantının, basınç altındaki lastik ile dik olarak araçtan gelen yükün düz yol koşullarındaki durumu değerlendirilmektedir. Test için, pilot olarak seçilen standart yol uzunluğu 2000 km olarak kabul edilmiştir. Janta test düzeneği tarafından etkiyecek kuvvet ise

$$F_p = S \; x \; Fv \qquad (1)$$

Şeklinde hesaplanır. Burada " S " , güvenlik katsayısı olarak kullanılacak olup,

Aluminyum Alaşım Jantlar için; 2,5

Çelik Jantlar için ; 2,25

Kabul edilmiştir. Aks yükü ile birlikte güvenlik katsayısı çarpanı ile hesaplanan radyal yük test makinası tarafından janta uygulanırken, jantın üzerindeki lastik basıncı,

160 kPa'dan daha yüksek nominal basınç değerine sahip lastikler için minimum 400 kPa olmalıdır.

Jantın, 2000 kilometrede dönüşünde kullanılan 60-100 kilometre/saat aralığındaki hızı, düz yol koşulları göz önünde bulundurulduğundan sürekli olarak sabit kalmalı, bununla beraber lastik basıncı da belirli sensörler vasıtası ile izlenmeli ve aynı şekilde test süresince sabit kaldığından emin olunmalıdır.

2.2.2. Jant Darbe Testi

Araç jantlarının, sürüş esnasında oluşabilecek ani darbelere karşı verdiği tepkinin ölçülmesi, araç jantlarının yolcu güvenliği için olası bir kaza anındaki davranışının bilinmesi adına önemlidir.

Bunun simüle edilebilmesi adına, aracın bir kaldırım benzeri statik pozisyondaki bir cisime çarpması durumunun en kritik çarpma koşulu olduğu kabul edilerek bir düzenek geliştirilmiştir.



Şekil 2.7 Jant darbe testi düzeneği.(Lmcworkholding)

Gerekli standart çerçevesinde, serbest düşme esnasında, düşüş mesafesi, lastiklenmiş jantın pozisyonu ve açısı belirlenmiştir.

Bu düzenekte, aks maksimum ağırlığı, 0,6 güvenlik katsayısı ve yerçekimi ivmesine bölünerek 180 kg ağırlık eklenmiş şekilde bulunan test yükü belli bir yükseklikten araç jantında serbest düşme uygulanarak lastiklenmiş jantta yırtılma oluşup oluşmadığı tespit edilmektedir. Bu esnada, lastiklenmiş jantın en kritik flanş bölgesi olan subap deliği kısmına ağırlık uygulaması yapılmaktadır.



Şekil 2.8 Jant darbe test düzeneğinde hesaplanmış yükün uygulaması.

Testte, darbe sonrası yırtılma oluşsa bile lastiğin güvenli fren mesafesi için basınç kaybetmemesi beklenir. Bu koşuları sağlayan jantlar darbe dmniyeti açısından güvenilir kabul edilir.

2.2.3. Jant Virajda Yorulma Testi

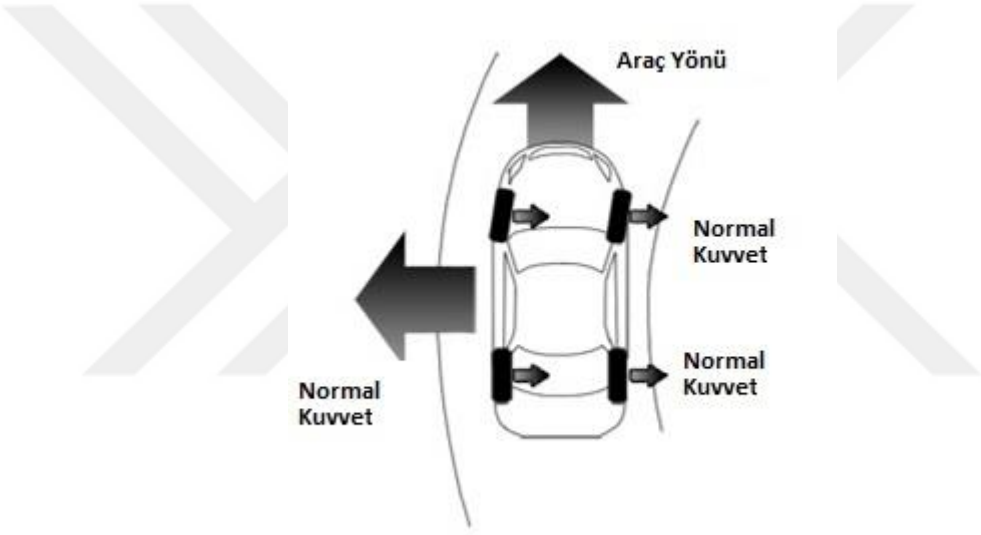
Jantlarda, emniyet açısından bir diğer kontrol edilmesi gereken kısım, her jantta değişiklik gösterebilecek olan, estetik görünüşün ön planda olduğu figür bölgesidir. Bu bölgede, jantın montaj göbeği ile çember bağlantısını sağlayan figür kısmının olduğu geometrik kısımlar "kol" ismi ile tabir edilmekte olup, standartların oluşturulması aşamasında üzerine etki eden kritik kuvvetler analiz edilmiştir.

Burada, jantın kol bölgesine etkiyen kuvvetlerin dönmeden kaynaklı olarak tam değişken bir yüklenme aldında olduğu aracın hareket halindeki durumu değerlendirildiğinde gözlemlenebilmektedir.

Yuvarlanma hareketi yapan her cisim yük altında olmasa dahi, kendi ataleti ile tam değişken bir yüklenme altında olacağı düşünülebilir. Ancak, yuvarlanan cismin üzerine etkiyen

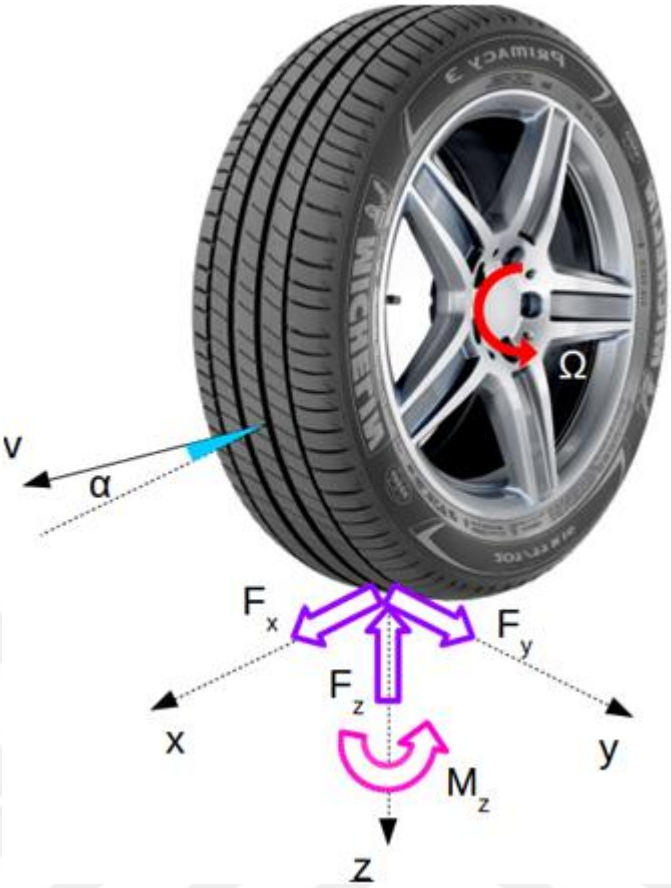
kuvvetler ve kuvvetler etkisi altında olduğu zamanki pozisyonu da kuvvetlerin yaratacağı etkileri değiştirebilmektedir.

Jant üzerine araç tarafından etkiyen kuvvetlerin düz yol koşullarındaki durumu ve yol şartlarından kaynaklı olarak etkiyen diğer kuvvetler bu nedenle birlikte değerlendirilmesi gerekmektedir. Öncelikli olarak aracın aldığı yol üzerindeki herhangi bir anda, jantın üzerine etkiyen kuvvetlerin en kritik hangi durumda yaratıldığının tespiti gerekmektedir. Araç yükünden dolayı aracın düz ilerlemesinin yanı sıra aynı anda yol şartlarından gelen başka kuvvetler de olabilir.



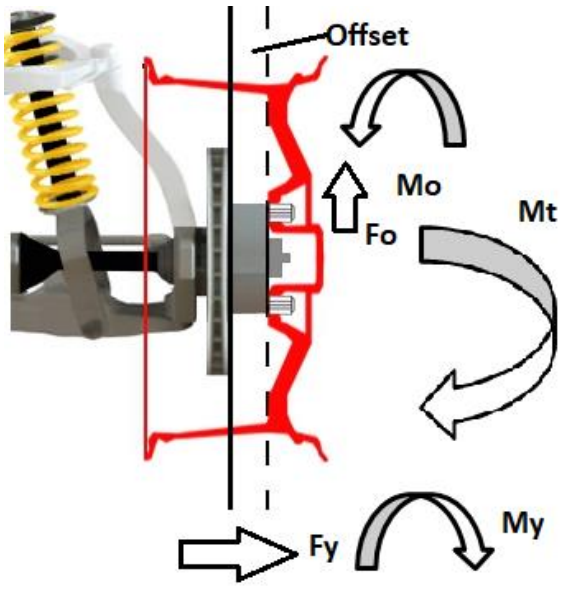
Şekil 2.9 Viraj içerisinde ilerleyen araçta oluşan normal kuvvetler.(Rimsdealer)

Bu açıdan araç sürüşü anında, oluşabilecek en kritik pozisyon için aracın bir dönüş anındaki yüklenmesi seçilmiş ve kuvvetlerin maksimum durumda olduğu bu yüklenme için bir güvenlik koşulu oluşturulmuştur. Kuvvetlerin parça üzerine yarattığı bu eğilme durumu için "viraj"da yorulma tanımı uygun görülmüştür. Araç jantındaki, yol ve araçtan kaynaklı kuvvetler bu hareketten kaynaklanmakadır.



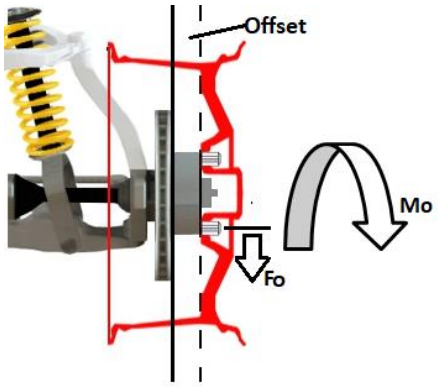
Şekil 2.10 Uygulanmış kuvvetlerin lastikli jant üzerindeki durumu.(X-engineer)

Bu kısımda, jantın montaj durumu göz önüne alınarak etkiyen kuvvetlerden oluşacak momentler değerlendirilmiştir.



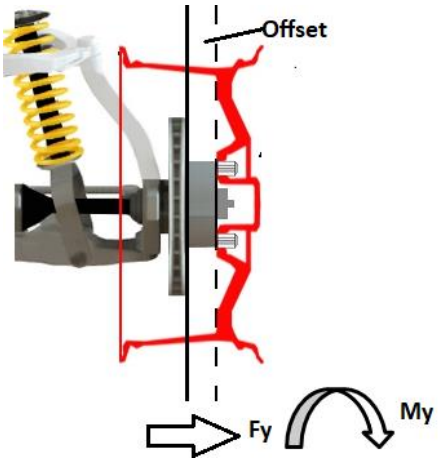
Şekil 2.11 Jant üzerindeki kuvvet ve neden oldukları momentler.

Resimde görülen, jantın montaj yüzeyi Porya dönme merkezi kabul edildiği anda, offset mesafesi ve dikey F kuvveti kollar üzerinde bir moment oluşturmaktadır. Bu moment aracın ağırlığından kaynaklı olarak gelen F kuvvetinin oluşturduğu bir moment değeridir.



Şekil 2.12 Jantın araç tarafından gelen kuvvet ve momenti.

Bu momentten başka, dönüş anında araç lastiğine yol tarafınan uygulanan bir yatay kuvvet oluşmaktadır. Bu kuvvet, yoldan kaynaklı sürtünme ile oluşmakta ve lastikten dışa doğru bir şekilde gerçekleşmektedir. Kuvvetin araç üzerine oluşturacağı moment değeri, lastik temas noktasından, jantın tam merkezine kadar olan uzaklık olarak değeri, kuvvet kolu kabul edilerek hesaplanabilir.

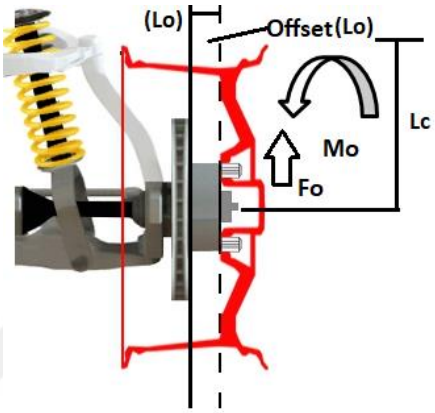


Şekil 2.13 Janta yoldan etkiyen kuvvet ve momenti(Virajdaki durumda sürtünmeden kaynaklı).

Bu durum için janta etkiyen 2 adet aynı yönlü moment değeri bulunmaktadır. Bu momentlerin her ikisininde döndürme yönü aynı olduğundan, her ikisi de bileşke olarak kabul edilerek,

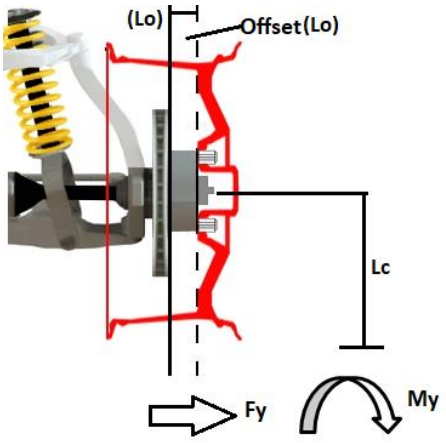
bileşke olarak hesaplanacak moment testlerde uygulanacak dayanım yükü şeklinde kullanılabilir.

Dikey olarak gelen kuvvetleri ilk olarak karşılayan bölüm lastik olacağından, herhangi bir hesap gerektirmeden normal kuvvet nedeni ile araç dingil ağırlığının janta uyguladığı yük, dışarı yönlenmiş bir kuvvet oluşturacaktır. Bu kuvvetin, jantın orta merkezi dönme noktası olarak kabul edilirse, bu noktada bir moment oluşturacağı tahmin edilebilir.



Şekil 2.14 Araç Yükü ve Momenti.

Diğer taraftan, lastiğin zemin tarafından gördüğü kuıvvetler nedeni ile aynı yönde başka bir kuvvet etkimekte olup, bu kuvvet de offset değeri kadar uzaklıktan bir ikinci moment değerinin oluşmasına neden olur.



Şekil 2.15 Yoldan Kaynaklı Kuvvet ve Momenti.

Dayanım testlerinde, yoldan gelen sürtünme kaynaklı kuvvet için, Fv kuvveti için bir sürtünme katsayısı uygulanması gerekmektedir. Bu değer $\mu = 0{,}9$ olarak alınmaktadır.

Her iki kuvvet için, oluşturabilecek maksimum moment değerinin güvenlik katsayısı 2 olarak seçildiği takdirde hesaplanan moment değerleri için bir güvenilirlik elde edilecektir.

Buna göre formul;

$$Mo = Fy \times \mu \times Lc + Fo \times Lo \qquad (1)$$

Denkleme her iki moment kaynağı için " 2 " güvenlik katsayısı eklendikten sonra düzenlenir.

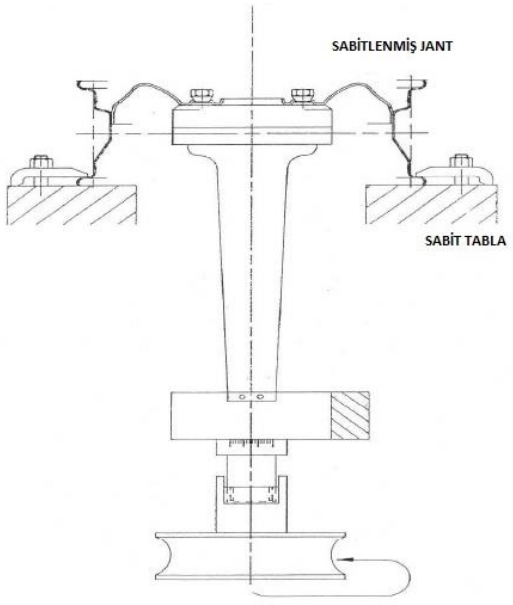
$$Mo = 2 \times Fy \times \mu \times Lc + 2 \times Fo \times Lo \qquad (2)$$

Burada Fy ve Fo üzerindeki kuvvetlerin her biri, araç dingil maksimum ağırlığının yerçekimi ivmesi ile çarpılarak bulunmasıdan elde edilen esas olarak araç maksimum dingil ağırlığından gelen kuvvet değeridir. Bu durumda her ikisi de güvenlik katsayısı, dingil ağırlığı ve yerçekimi ivmesi ile düzenlenirse;

$$Mo = 2 \times Fv \times g(\mu \times Lc + Lo) \qquad (3)$$

Şeklinde yazılıp, pratik dayanım testlerinde kullanılacak formuna getirilmiştir.

Bu yaklaşım ile oluşturulmuş formül ile virajda yorulma fiziki testlerinin yapılabilmesi için, kol bölgelerinde formülden gelen tüm momentin test esnasında uygulanabilmesi gerekmektedir. Kritik olarak düşünülen pozisyonda, jant figürü ve kollarının üzerine taşıt ağırlığı ve yoldan gelen sürtünmenin tümü ile etki edebilmesi adına kurgulanan test metodolojisinin, jantın bazı kısımları için sınır koşulları yaratması gerekmektedir.



Şekil 2.16 Virajda yorulma test düzeneği temel görünüşü.

Jantta kol ve figür bölgesine etkiyecek kuvvetler için, şekilde görülen, jantın araca montaj edildiği kısımda kalan flanş bölgesinden sabitlenmesi, janta uygulanacak kuvvetler için bir sabitleme noktası olarak kabul edilmektedir. Araçtan gelecek yükün simüle edilmesi için ise, kuvvetin uygulanacağı şekilde görülen mil, janta kampana bağlantısı ile bağlanmaktadır.



Şekil 2.17 Jant viraj yorulma test cihazı - Jant bağlantısı.

Mil uzunluğunun, janta etkiyen kuvvetlerin tam olarak uygulanabilmesi, yüklerin oluşturduğu kuvvetlerden kaynaklanan moment değerinin tam olarak yansıtılabilmesi için 1000 mm olarak seçilmesi uygun olacaktır. Pratik ticari kullanımdaki cihazların çoğunda bu şekilde bir boyutlandırma mevcuttur.

Jantlara, dinamik olarak etkiyen bu yüklerin uygulandığı durumdaki hızlandırılmış simülasyonun diğer bir parametresi ise çevrim sayısıdır. Çevrim sayısı, yükün değişken olarak uygulandığı durum için jantın kaç devir sonrasına kadar bu testin devam edeceğini ve güvenilir kabul edileceğini doğrudan belirlemektedir.

Bu çevrim sayısı, ve uygulanacak yük arasında, ilgili standart üzerinde güvenilirlik katsayısı değişimi sözkonusu olmaktadır. Bu güvenlik katsayısı ve yükün değişimi arasındaki bu korelasyon, uygulanan çevrim sayısının ürünün malzeme cinsine göre değişkenlik göstermektedir. Bunun nedeni, metalik ve metalik olmayan malzemelerin yorulma eğrilerinin birbirlerinden farklı Gerilme-Ömür aralıklarında olmasıdır. Aynı gerilme değerlerinde malzemelerin farklı tepkiler veriyor olması, jant testlerindeki güvenli ömür tespitinde önemli bir faktördür. Yüksek yükler altında nispeten uzun sayılabilecek bir çevrim sayısının, jantın ömür tespitinde gerçekçi sonuçlar vermeyeceği, malzemenin cinsine bağlı olarak tahmin edilebilir.

Tablo 2.1: İlgili ürün standartındaki çevrim sayıları ve toplam momentlerin uygulama cetveli.(ECE R-124 standartı)

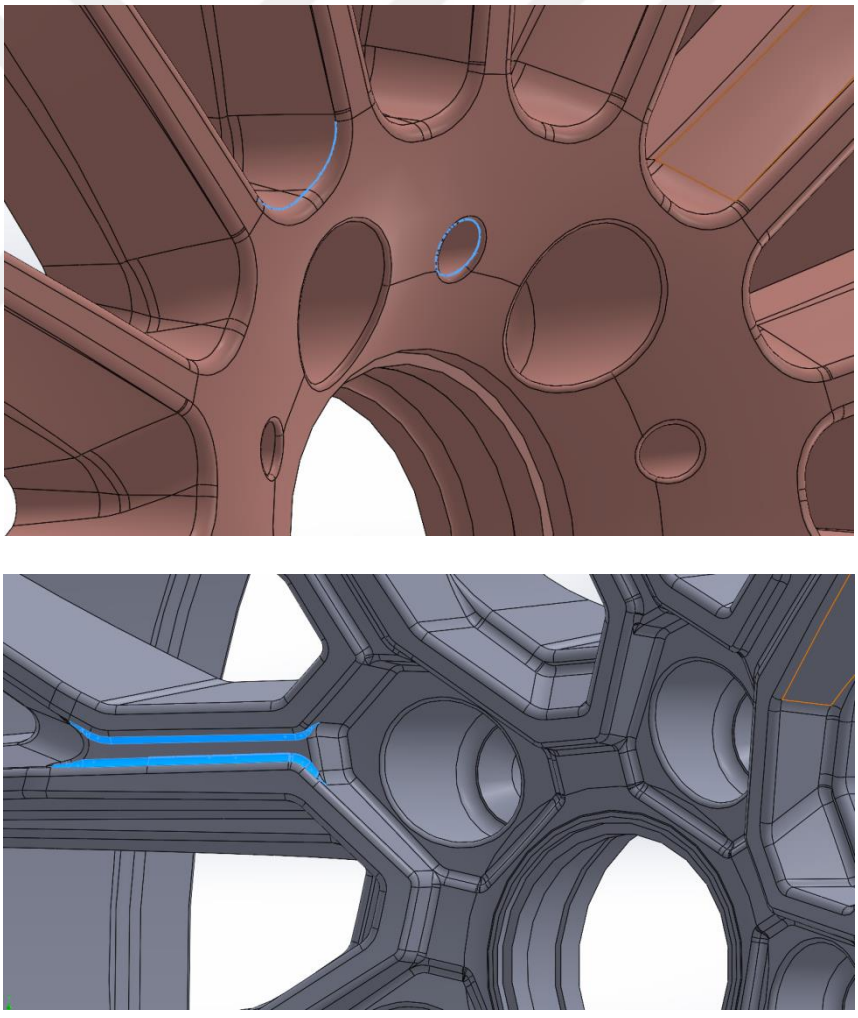
	Alüminyum / Magnezyum		**Çelik (Disk)**	
Taşıt Sınıfı	M_1 ve M_1G	O_1 ve O_2	M_1 ve M_1G	O_1 ve O_2
Güvenlik faktörü - S	2,5	2,0	2,25	2,0
Lastikler	Jant için önerilen azami anma kesitine sahip olacak şekilde normal (seri) imalattan alınır			
km/h biriminde deney hızı	Lastiğin izin verdiği ve hız endeksinde gösterilen azami hız (60 km/h -100 km/h)			
Eşdeğer yuvarlama mesafesi	1000 km		2000 km	
Deney başlangıcındaki lastik basıncı	Normal kullanım: 160kPa'a kadar 160kPa'dan çok		Dinamik radyal deneyi basıncı 280kPa 'a kadar asgari 400kPa'dan çok	

Sürtünme Katsayısı	0,9
Güvenlik Katsayısı	2
Dakikadaki Çevrim Sayısı	Dakikadaki çevrim sayısı, Test Cihazının müsade ettiği ölçüde maksimum olabilir.

Bu sebepten, uygulanacak çevrime göre güvenlik katsayıları düzenlenmiştir ve test uygulamasındaki çevrim sayıları ve yük değerleri bu katsayılar ile bulunmaktadır.

2.3. JANT TASARIMI VE UYULMASI GEREKEN KRİTERLER

Araç jantının üretiminde ilk basamak olan araç dizaynında, görsel estetik duruş ve araçtaki bazı performans, fonksiyonellik ve optimum dizayn beklentileri önem taşımaktadır. Öncelikli olarak araç jantının fonksiyonellik kriterleri karşılanmalı, buna bağlı olarak tasarım unsurları oluşturulmalıdır. Araçtaki jantın kullanımı için bu gereklilikler jantlarda uygulama ölçülerinin ortaya çıkmasına sebebiyet vermişlerdir. Önceki bölümlerde anlatılan pitch circle diameter, off-set ve center hole kavramları, estetik tasarım ile mutlak suretle bir uyum içerisinde olmalı ve aynı zamanda jantlarda tasarım olarak uygun yorulma ömrünü ilgili standartların koşullarını karşılayacak şekilde tasarlanmalıdır. Tasarım aşamasında, estetik figür içerisinde gerilme yığılmalarının oluşmayacağı eskizler seçilmeli, buna göre modeller yük altındaki gerilme yığılmalarını en aza indirecek geometriler kullanılarak oluşturulmalıdır.



Şekil 2.18 Jantlardaki gerilme yığılmalarına sebebiyet verecek tasarım figürleri.

Araç jantlarında, tasarım aşamalarında jantın hangi ana malzemeden üretileceği ile alakalı üretim prosesi tercihine göre seçilim yapılmaktadır. Malzeme cinsi ve malzemelerin mekanik özelliklerine göre tasarımdaki estetik figürlerdeki kısıtlar esnetilip sıklaştırılabilir. Genel anlamda kullanılan bir kaç üretim malzemesinin mekanik özellikleri aşağıdaki gibi verilmiştir.

Tablo 2.2: Jant üretiminde kullanılan başlıca malzemeler ve mekanik özellikleri.

	EN AC 44000 AlSi11	EN AC 42100 AlSi7	EN AW 6061 AlMg1SiCu
Akma Gerilmesi, σ_{yield},MPa	86	210	270
Kopma Gerilmesi, σ_u, MPa	186	280	310
Elastisite modülü, E, Gpa	71	70	69
Yoğunluk, $\rho, g/cm^3$	2,5	2,6	2,7

Jantların diğer bölümde anlatıldığı gibi bir dayanaklılık testine tabi tutulması, seri üretim şartları öncesinde bazı tasarım parametrelerinin oluşmasına sebebiyet vermiştir. Bu açıdan, jantlarda "aplikasyon" kavramı ortaya çıkmış, araçla uyumdaki fonkisyonellik kriterleri belirlenmiştir. Bir önceki bölümde bahsedilen,

Pitch Circle Diameter-(PCD)

Center Hole-(CH)

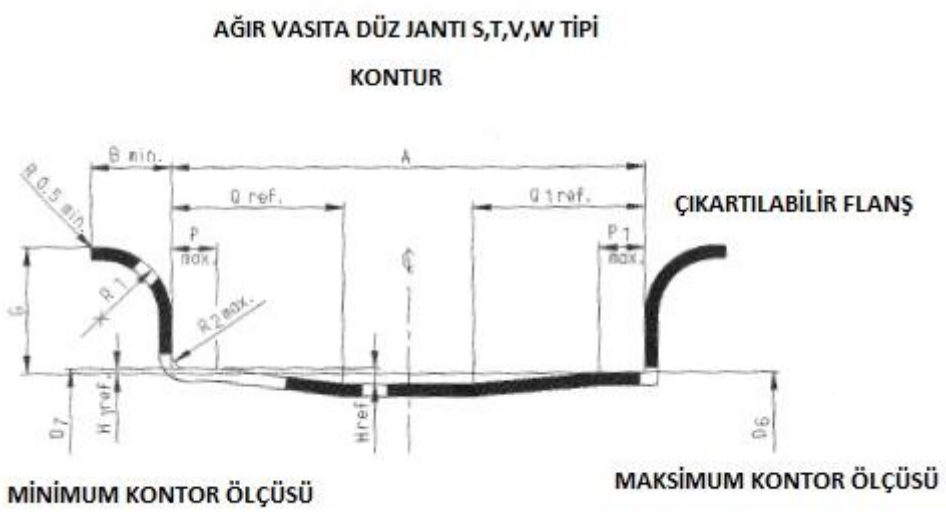
Off-Set-(ET)

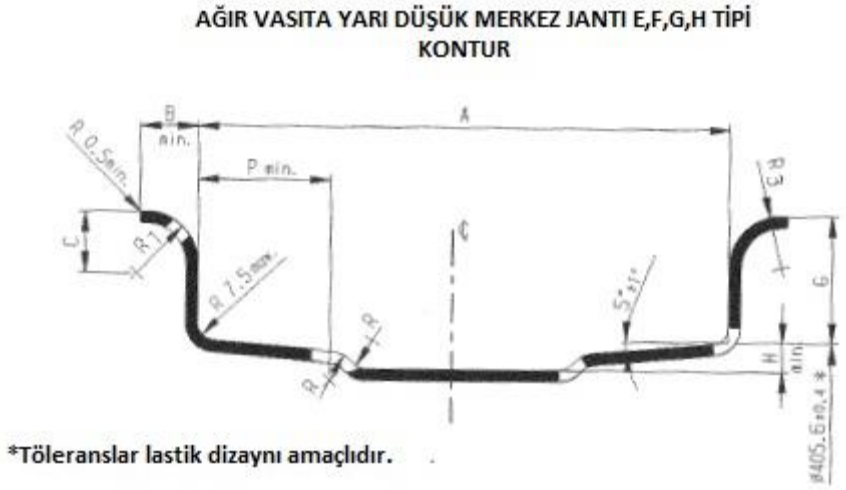
Değerleri, ve aracın büyüklüğüne göre aks başına düşen azami ağırlık, her bir jantın ön tasarım parametrelerini zamanla oluşturmuştur. Araçların boş ve azami yüklü ağırlıkları ile birlikte belirlenen lastik maksimum yük verisi, araç jantları için bir tasarım kısıtı olarak kabul edilebilir.

	Aplikasyon No - Application No	ET	PCD	CH Ø	Lastik Çevrim Çapı - Tyre Circumference	Maksimum Yük - Max Load	Test Yükü - Test Load
8,0Jx18H2	1	30	5x112	66.7	2250 mm	690 Kgs	3,579 Nm
	2	34	5x120	72.6		690 Kgs	3,620 Nm
	3	35	5x112	66.6		690 Kgs	3,630 Nm
	4	35	5x114.3	72.6			
	5	39	5x112	66.6		690 Kgs	3,670 Nm
	6	40	5x115	70.1		690 Kgs	3,681 Nm
	7	43	5x112	66.6		690 Kgs	3,711 Nm

Şekil 2.19 Bir Jant için Hazırlanmış Örnek Aplikasyonlar.

Bu kısımda, jantın uygulanacağı aracın uygun lastik ebatına göre jant anma çapları belirlenmeli, tasarım başlangıçta bu lastik büyüklüğüne uygun anma çapındaki jant tasarımı ile başlamalıdır. E.T.R.T.O standartına göre, üreticilerin standartlaştırdığı lastik oturma yüzey genişliğine ve kullanım amacına uygun lastik oturma kontör tipleri bulunmaktadır. Burada amaca en uygun olan kontör tipi seçilerek, jant ve lastiğin tam uyumundan emin olunmalıdır.





Şekil 2.20 Araç tipine ve kullanılabilecek lastik tipine göre seçilebilecek J kontur den başka kontur tipleri.(E.T.R.T.O El Kitabı)

Eldeki üretici standartlarına göre belirlenen kontür tipi, ilgili standart üzerinden tölerans aralıkları dikkate alınarak tasarım için kullanılabilir. Bu kısımda, ürün üretilebilirliği, ölçüm yöntemi ve ölçüm cihazlarının kapasiteleri gibi kriterler de dikkate alınmalıdır.

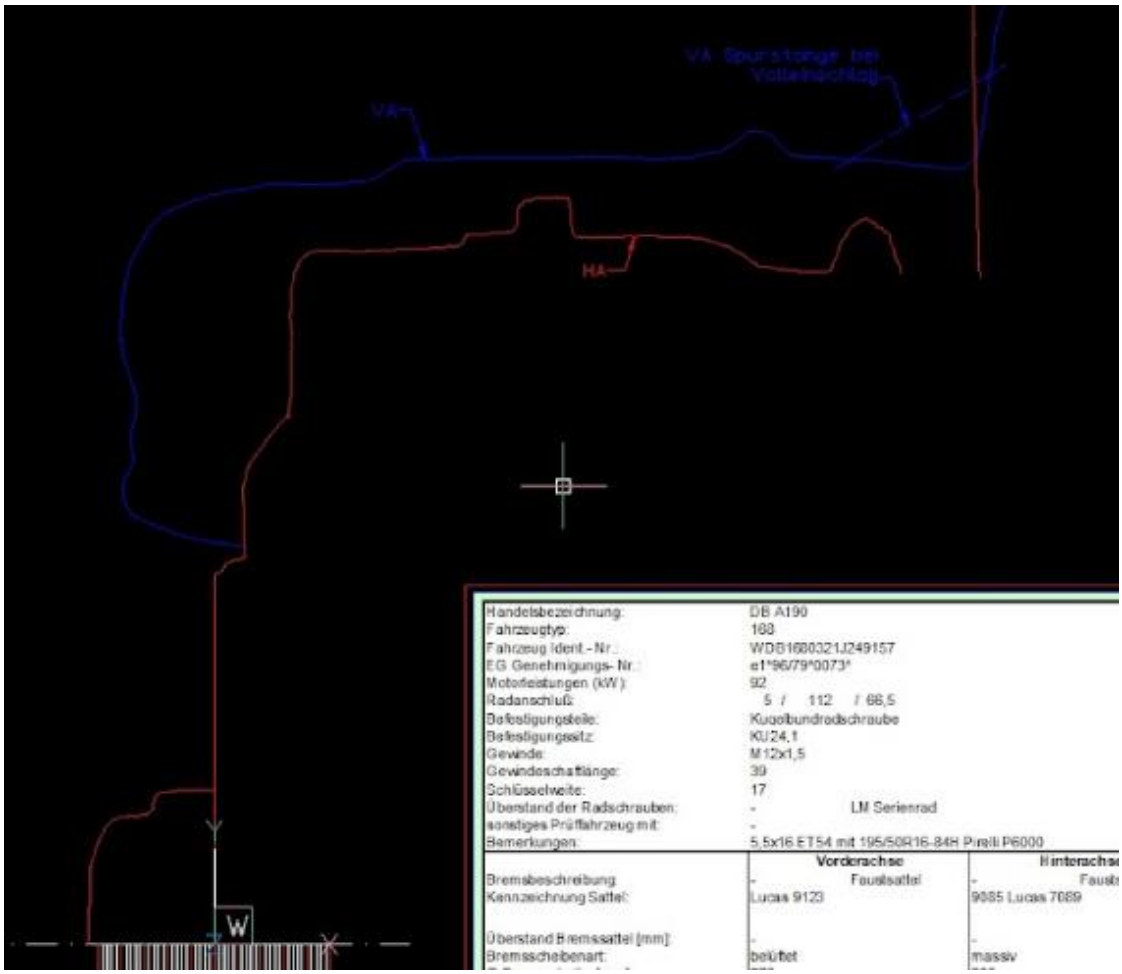
KONTUR ÖLÇÜLERİ -10" - 30" 5° DÜŞÜK MERKEZ JANTLAR

JANT KONTUR TİPİ	ÖLÇÜLER(mm)											
	A		B		G	P	H	L	Q	R_1	R_2	β
			min.	max. (1)	± 0.6	min.	min. (2)	min.	max.	min.	max.	min.
5.00B	76	± 1	10	13	14.1	13	15	16	28	7.5	4.5	10°
5.50B	89	± 1	10	13	14.1	15	15	19	34	7.5	4.5	13°
4.00B	101.5	± 1	10 *	13	14.1	15	15	19	45	7.5	4.5	13°
4.50B	114.5	± 1	10	13	14.1	19.5	15	22	45	7.5	4.5	13°
5.00B	127	± 1	10	13	14.1	19.5	15	22	45	7.5	4.5	13°
5.50B	139.5	± 1	10	13	14.1	19.5	15	22	45	7.5	4.5	13°
6.00B	152.5	± 1	10	13	14.1	19.5	15	22	45	7.5	4.5	13°
3J	76	± 1	11	15	17.3	13	17.3	16	28	9.5	6.5	10°
3½ J	89	± 1	11	15	17.3	15	17.3	19	34	9.5	6.5	20°
4J	101.5	± 1	11 *	15	17.3	15	17.3	19	45	9.5	6.5	20°
4½ J	114.5	± 1	11	15	17.3	19.5	17.3	22	45	9.5	6.5	20°
5J	127	± 1	11	15	17.3	19.5	17.3	22	45	9.5	6.5	20°
5½ J	139.5	± 1	11	15	17.3	19.5	17.3	22	45	9.5	6.5	20°
6J	152.5	± 1	11	15	17.3	19.5	17.3	22	45	9.5	6.5	20°
6½ J	165	± 1.5	11	15	17.3	19.5	17.3	22	45	9.5	6.5	20°
7J	178	± 1.5	11	15	17.3	19.5	17.3	22	45	9.5	6.5	20°
7½ J	190.5	± 1.5	11	15	17.3	19.5	17.3	22	45	9.5	6.5	20°

Şekil 2.21 J ve B Kontur Tipindeki Bazı Standart Ölçüler ve Töleransları.(E.T.R.T.O El Kitabı)

Ürün üretilibilirliği göz önüne alındığında, ürünün minimum maliyetli seri imalat koşulları ve en pratik işleme yöntemleri kullanılarak üretimi gözetilmelidir. Bu bakımdan, araç jantlarında

kullanılan bir kaç yöntem; Dövme aluminyun, döküm alumiyum ve sac şekillendirme gibi yöntemler alışılageldik şekilde kullanılabilmektedir. Döküm veya dövme aluminyum ile yarı mamul şeklinde üretilmiş jantın 2.proses olarak talaşlı imalat ile nihai şeklinin ve ölçülerinin verilmesi bir gerekliliktir. Bu aşamada, ürünün araç montajında fonkisyonelliğini etkileyecek PCD, ET ve CH ölçülerinden başka, araç üzerindeki kaliper büyüklüğü ve fren tertibatının da önemi bulunmaktadır.

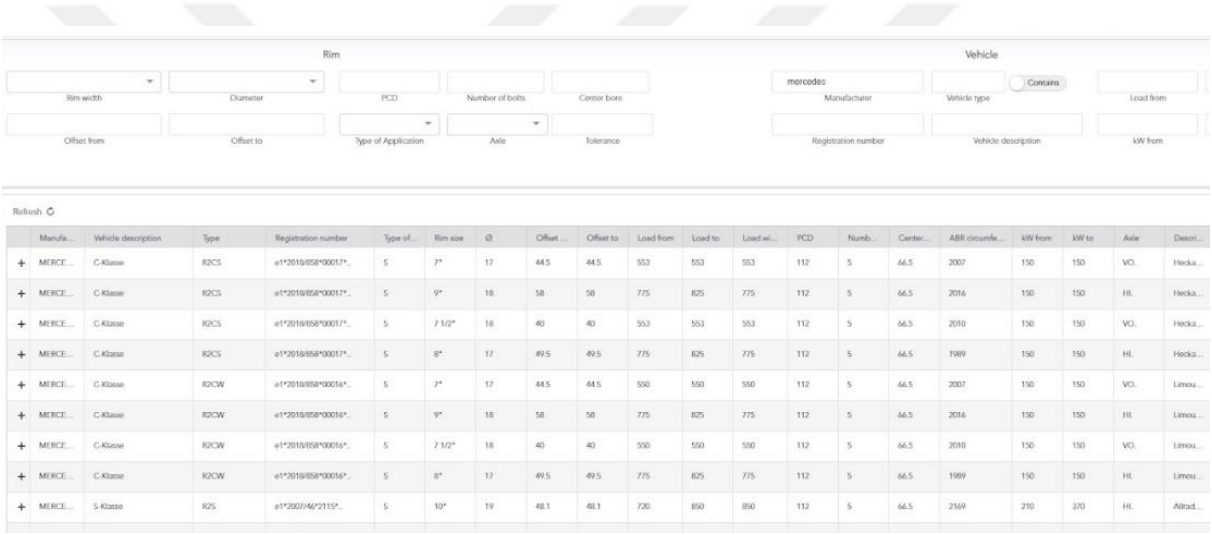


Şekil 2.22 Örnek bir 2 boyutlu araç kaliper kesidi.(Tuv Caliper Database Programı Veri Arayüzü)

Tasarım aşamasının başında, ürün için bir limit sağlayacak olan kaliper büyüküğü, araç tipi ve aks ağırlığı ile aracın kullanım amacı; sportif kullanım veya ağır yük altında kullanım durumuna göre araç üreticileri tarafından belirlenmektedir. Bu noktada, araç üreticileri, aynı araç modelindeki farklı kullanım amaçlı aynı araç için dahi farklı fren kaliperleri kullanabilmektedir. Bu nedenle, üreticiden kasa ve paket bilgileri alınmış olan araca uygun

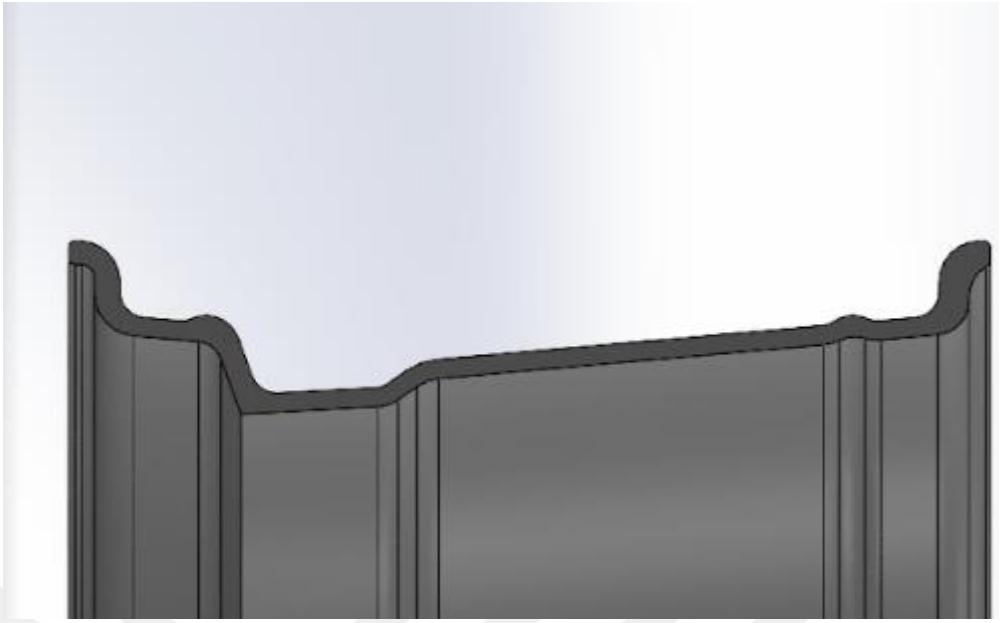
jantın tasarımında, fonksiyonel montaj unsurları olan PCD, ET ve CH bilgilerinin dışında kaliper geometrisi de önemli ve belirleyici olmaktadır.

Ticari olarak değerlendirildiğinde, üretimi yapılması planlanan bir jantın sadece tek bir uygulama kriterine uygunluğunun değerlendirilerek tasarım parametlerinin oluşturulması oldukça maliyetli görünecektir. Bundan başka aynı tasarımın farklı araçlarda kullanımı da talep olacağından belli bir araç segmenti için tasarım parametrelerinin oluşturulması ve birden fazla araca uygulanabilme için kontolü de gerekmektedir. Bu nedenle farklılaştırılan araç uygulama listesindeki, en ağır araç maksimum aks ağırlığı referans alınmış olması, araç jantlarının tasarımı ve dayanım koşullarının değelerlendirilmesinde önemli bir tasarım kriteridir.



Şekil 2.23 Araçların yıl ve teknik özelliklerine göre kullanılan fren kaliperleri örnek gruplaması.(TUV Caliper Database Programı Arayüzü)

Tasarım koşulları belirlenen araç jantının tasarımı, lastik oturma yüzeyi tarafına bağlanacak olan ana figürün bulunduğu orta göbek kısmı tasarımı, kullanılmak istenen figür ile modellenmeye başlanmalıdır. Bu kısımda, modellemenin sınırları, tasarım kriterleri olarak kabul edilen diğer fonksiyonel ölçüler ve kaliper büyüklüğü esas alınarak tasarımın son bulması gereken kısımlar göz önüne alınarak yapılmalıdır.



Şekil 2.24 Araç jantı yan kesit örneği.

Ön yüzde, araç jantının araca montajı için gerekli olan bijon delikleri tam boydan jantı göbek kısmında delik vaziyette bulunmalıdır. Burada, bijon deliklerinin taksimat dairesi çapı, araçlarda uygulama için önemli bir fonksiyonel ölçüdür.

Modelleme esnasında jant üzerinde standart olarak bulunması gereken bir diğer kısım ise subap valfi yeridir. Bu kısım, lastiğe havanın kolaylıkla girmesine yarayacak şekilde bir alan seçilmeli, gerekli subap düzlüğü jantta subap valfinin hava kaçırmayacak şekilde montajını sağlayabilecek şekilde olmalıdır.

2.4. JANTLARDAKİ DAYANIM KOŞULLARI VE MUKAVEMET TESTLERİNİN DEĞERLENDİRİLMESİ

2.4.1. Dayanım Testlerindeki Dayanım Koşulları

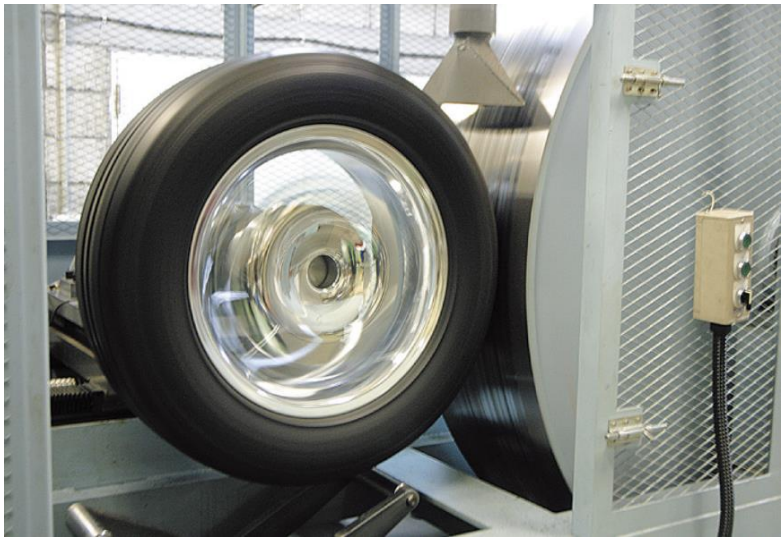
Jantlar için fiziksel koşullardaki dayanımının ölçülmesi ile alakalı testler önceki kısımlarda tanıtılmıştı. Bu testlerde aluminyum alaşım araç jantında gözlemlenen herhangi bir çatlak jantı uygun olmayan ürün sınıfına sokmaktadır. Alaşımın karakteristiği, ısıl gerilmeler altındaki davranışı, uygulamadaki yük ve moment değerleri, tokluk enerjisi, geometri gibi konular bu noktada önem taşımakta ve her biri kendi içerisinde ayrı bir araştırma gerektirmektedir. Tokluk enerjisi ve ani darbe yükü altında jantın durum değerlendirmesi yapıldığında, standartlar dahilinde yapılan testlerde, sürekli aynı bölgelerde uygulama yapıldığı görülmektedir. Bu açıdan, malzemenin cinsi ve içerik bakımından literatürden elde

edilen veriler, bu alandaki değerlendirmelerin temelini kolaylıkla oluşturabilir. Geometrik farklılıklar, darbe testi için farklılaşmış sonuçlar vermeyecek, malzemenin kırılma tokluğu değeri, bu tip bir testte daha fazla önem taşıyacaktır.



Şekil 2.25 Darbe testi düzeneği ve test yapılmış bir jant örneği.(Aqtslabs)

Standartlar dahilinde tanıtılan radyal yorulma testinde, jantın hızlandırılmış şekilde radyal yük altında test edildiği anlatılmıştı. Bu testte, jant figürünün jant çemberine bağlı olduğu noktalardan, lastik oturma yüzeyine aktarılan yük ile, lastik oturma tarafındaki çember kısım test edilmektedir.



Şekil 2.26 Radyal yorulma testi düzeneği ve test yapılmış bir jant örneği.(Dressup-Navi)

Bu testin sonucunda, ilgili standart maddesindeki mesafe (2000Km) katedildikten sonra jant üzerine sıvı penetran uyglaması ve çatlak geliştirici uygulanarak çatlak tespiti yapılmaktadır. Burada jantın üzerindeki tam değişken gerilmelerden kaynaklı olarak ürün üzerinde bir yorulma gerçekleşeceği tahmin edilebilir. Yorulmanın sonucu olarak elde edilecek çatlak boyutu ve bölgesi jant topolojisinin durumu hakkında bilgi verecektir.

Tüm jantlarda uygulanan bir diğer test, virajda yorulma testi olarak geçmektedir. Bu testin ana prensibi, janta hızlandırılmış olarak yoldan gelecek bileşke momentin simülasyonu şeklinde daha önceki bölümlerde tanıtılmıştı. Jantların yapısı ve üretim malzemeleri göz önüne alındığında sonlu ömürlü olacakları bildiğindiğinden ve bu test jantın ana göbek-figür kısmını kapsadığından ürünün tasarım ağırlığı için büyük önem taşımaktadır. Özellikle görsel estetik taşıyan ve parça ağırlığı olarak hafif olması beklentisi bulunan alüminyum jantlarda, bu test yalnızca dayanım durumunu değil aynı zamanda maliyet ve tasarımının uygun olup olmadığının sonuçlarını vermektedir. Üreticilerin bir ürünün üretiminden bekledikleri maksimum verim, minimum maliyet düşüncesi en optimum dizaynın türetilmesi ve aynı zamanda güvenilirlik sağlamasıdır. Bu strateji göz önüne alındığına, araç jantının sonlu ömrünün tayini, üretim öncesi tasarım aşamsında yüksek önem kazanmış ve bu problemin çözümü ve tasarım en-iyileştirmesi için en uygun yöntem bulunmaya çalışılmıştır.

2.5. LİTERATÜR ARAŞTIRMALARI

Akademik olarak jantın optimum dizaynı hakkında çalışmalar LBF Darmstat Enstitüsü tarafından 1980 li yıllarda yapılmaya başlanmıştır. Grubrisic ve arkadaşları(Grubrisic ve Fischer,1983), gelişigüzel yükler altında bir hafifletilmiş alaşım kullanılan bir parçanın tasarım metodolojisin incelemişlerdir. Burada, araç komponentlerine uygulanan yükler tipleri ve sürekliliği ile malzemenin kullanıldığı alan karşılıklı değerlendirilmiştir. Ürünlerdeki ortalama servis ömrü ile kullanışlı ömür arasındaki oranın tespiti yapılmıştır.

Servis ömrü kaynaklı olarak bir güvenlik parçası sayılabilecek parçanın ortalama çatlak veya kırılma gösterdiği teorik yorulma çevrimi değerinin 10^3 ile 10^5 çevrim aralğında gerçekleştiğinden yola çıkılarak, teknik çatlak ve kritik çatlak arasındaki aşırı yüklenme kaynaklı ilerlemenin durumunu değerlendirmişlerdir. Malzemenin cinsi ve içeriğinin kendi içinde yorulma mukavemetine yaptığı etkileri açıklamışlar, laboratuardan elde edilmiş sonuçlardan teknik yorulma çatlağı başlangıcının ne kadar değiştiğinden bahsetmişlerdir. Bir ürünün genel olarak sabit veya değişken genlikte yüklenmesinde, servis ömrünün durum

değerlendirilmesinde önemli etkileri olan faktörler olan; Yükleme, Geometri, Malzeme cinsi üründeki yerel gerilmeleri ve bunların da yorulma davranışlarını etkilediklerini söylemişlerdir.

Bütün bu bilgiler ışığında, jantın gerilme spektrumunun değerlendirilmesi amacı ile yol şartlarının ölçümü, uzun ve kısa yol sürüşlerinde yoldaki bilinmeyen engellerin araç jantı üzerinde oluşturacağı gerilme etkileri ve yanal yükler uzun süreli ölçümlerle belirlenerek bir tasarım verisi olarak kullanılabileceği anlatılmıştır. Uzun ve çok sayıda gerilme dağılımı verisi içeren bilgiler ile araç jantı gibi tam değişken yüklenmeye maruz kalan araç bileşenlerinin servis ömürnün analizi için bir gereklilik olduğu fikrine ulaşılmıştır.

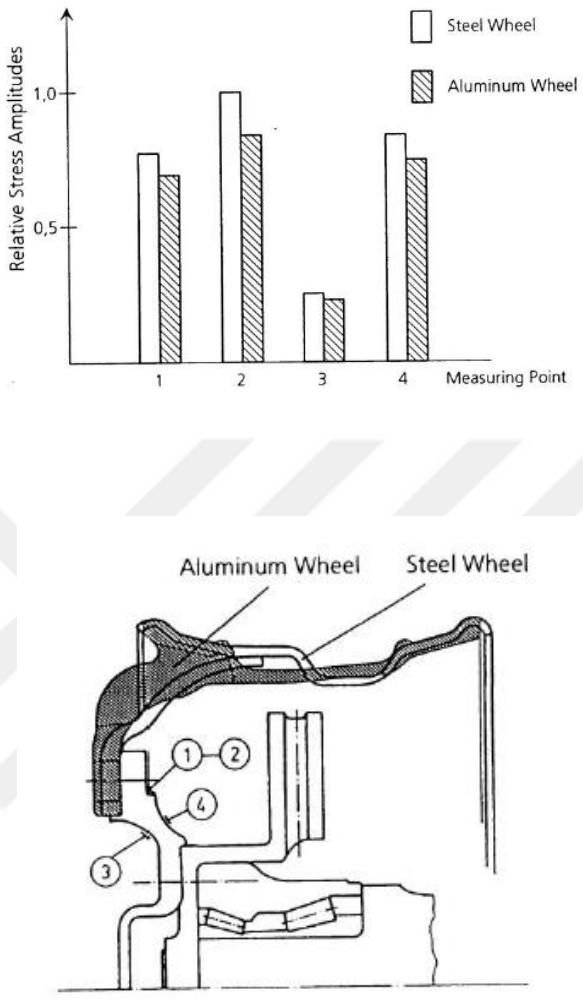
Grubrisic(Grubrisic, 1985),başka bir çalışmasında, mevcutta kullanılan ve ömür tayininden önce araç jantının dayanım sınırını tespit etmekte kullanılan geleneksel test yöntemlerden anlaşılan, jantta kullanım koşullarında izin verilen gerilmenin tespitinden bahsetmişlerdir. Bunu için, lokal olarak izin verilen gerilmelerin bulunmasında, her bölgede aynı tip veya farklı tip gerilmelerde farklı sonuçlar alınacağından, jantlardan alınacak uygun bölgedeki uygun yorulma test numunelerden yararlanılabileceği görüşü ortaya çıkmıştır.

LBF Darmstat Laboratuarları'nda, yol bilgilerini de iletilebileceği bir radyal yorulma Test cihazı üzerinde gerilme spectrumları belirlenmiştir. Çalışmalarda seçilmiş olan ticari araç jantının üzerine etkiyen kuvvetler ve yoldan gelen yükler ve bunların jant üzerine etkileri belirlenmeye çalışılmıştır.

O Dönemde, virajda yorulma testleri bir zorunluluktan çok tavsiye niteliğinde yapılan ve standart hale getirilmemiş testler olarak görülmekteydi. Bu çalışmaların yapıldığı zamanlarda, Grubrisic ve arkadaşları bu yaklaşımı radyal yorulma testlerindeki optimizasyonlar için uygun görmüş olsalar da, yaptıkları çalışmalarda Virajda Yorulma için daha fazla servis ömrü verisi ile test düzeneğinden elde edilmiş veririnin birleştirilmesi gerektiğini düşünmüşlerdir. Sonraları, teknolojinin gelişmesi ve kozmetik bölümlerin daha fazla önem arz etmeye başlaması ile bu yaklaşım virajda yorulma testlerinde de kullanılmaya başlanacaktır.

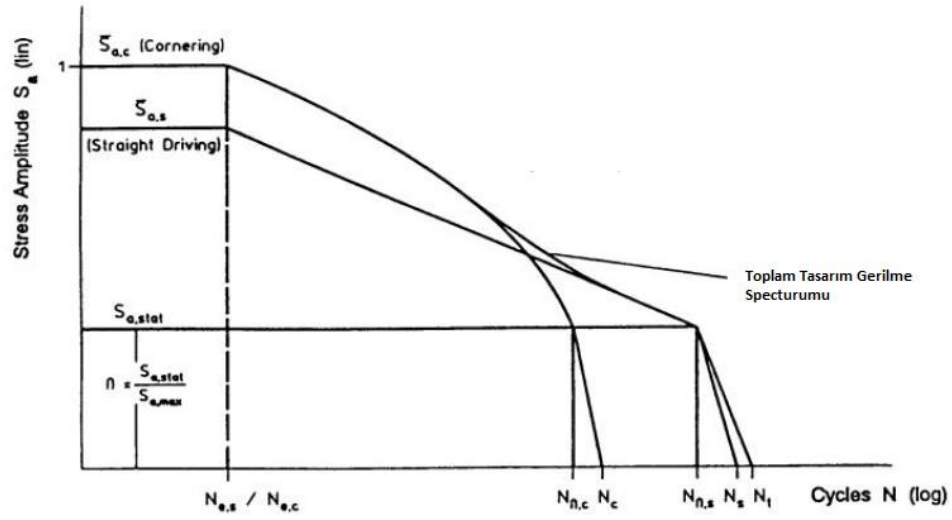
Bu çalışmaların ardından, ilerleyen teknoloji ile alınan verilerin işlenmesi sürmüş, 1998 yılında yine Grubrisic ve Fischer'in yayınladığı(Fischer ve Grubrisic,1998) Jantların Dayanım Doğrulaması ve Tasarım Kriterleri SAE yayınında geçtiği şekilde, yüklenmeler bir simülasyon programı vasıtası ile işlenmeye başlamıştır. Bu çalışmalarda, aynı kontur tipindeki

çelik ve aluminyum alaşımlı jantlarda, aynı noktalardaki gerilme büyüklükleri ve karşılaştırmaları tespit edilmiştir.



Şekil 2.27 Çelik ve aluminyum jant gerilme farkları ve kontur karşılaştırması. (Fischer ve Grubrisic,1998)

Toplam tasarım gerilme specturumunun tespitinde, aracın yol şartlarının tümü değerlendirilerek, virajdaki yanal kuvvetler de dahil olarak hesaplanan viraj durumundaki stres genliğinin düz bir kullanımdaki durumu göz önüne alınarak Tasarımdaki Gerilme spectrumunun daha yüksek bir gerilme değerinde olması gerektiği tespiti yapılmıştır. Tasarımın bu kriter dikkate alınarak planlanması gerektiği ortaya konulmuştur.



Şekil 2.28 Bir aracın düz yolda kullanımı ile viraj anında kullanımı için bulunmuş gerilme spektrumları ve toplam dizayn spektrumu. (Fischer ve Grubrisic,1998)

Bu tip bir analizin yapımı için, araştırmacılar bu tarihlerde özelleşmiş bir yazılımın kullanılması gerektiğini düşünmüşler ve çeşitli teorilerle desteklenen yazılımlar ile birlikte bazı denemeler ve fiziksel testlerle karşılaştırmalar yapmak istemişlerdir.

1990 yılında, Karandikar ve Fuchs(Karandikar ve Fuchs, 1990) bir prototip yazılım üzerinden çalışmalar yapmışlardır. Bu yazılımdan faydalanmadan önce, jantların kritik alan ve kesitlerinin tayini yapılmış, ön gerilmelerin kaynakları tespit edilmiş, kritik bölgelerin tanımlamaları yapılmıştır.

Virajda yorulma testinde uygulanan yük tipi tanıtılmış, viraj esnasında janta uygulanan radyal ve eksenel yüklerin uygulandığı bir test olarak tanıtılmıştır. Metal olan veya olmayan malzemelerdeki yorulmanın geleneksel olarak stresle ilişkilendirildiğinden bahsetmişler, yorulma ömrünün tahmini için iki temel yaklaşıma dayandığına yer vermişlerdir. Lokal Gerilme Konsepti yaklaşımında, sözkonusu ürün veya numuneler için Yorulma-Ömür çevirimine dayanmaktadır. Tekrar etmeyen geometrik farklılıklar ve karmaşık bileşenler için kullanılabilir. Bir diğer yaklaşım ise Lokal Gerinim Konseptidir. Bu konseptte, Gerinim-Ömür çevrimleri kullanılarak, ürün veya numunedeki hasarın kırılma mekaniğine göre elde edilmesi yolu izlenmektedir.

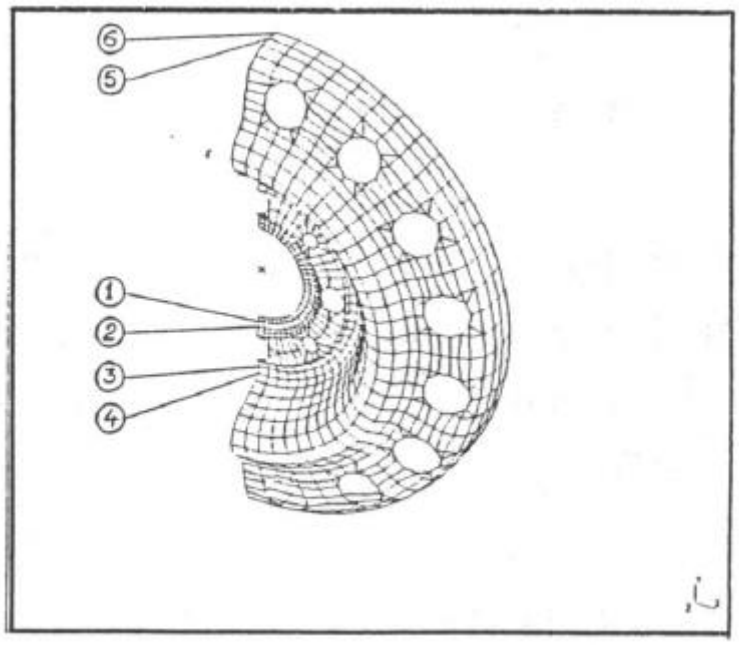
Her iki durumda da Palmgren-Miner Kuralına göre çalışma yapılabileceği söylenmiş, buna göre Lokal Gerilme Konseptinde bazı durumlarda jantın yerel bölgelerinin Yorulma-Ömür

çevrimlerine ihtiyaç olabileceği anlatılmıştır. Buna karışık, 2.Yaklaşım olan Lokal Gerinme Konseptinde, jantın bir noktasındaki yerel gerilmeden yola çıkılabildiği anlatılmıştır. Buradan döngüsel yük altındaki gerilim genliği ve ortalama gerilme belirlenerek buradan gerinim genliğine hesaplamasına geçilebileceği ve izelenecek yol gösterilmiştir.

Bu kısımda Gerinim-Ömür çevrimi değerleri tüm analizde kullanılabileceği söylenmiş ancak ortalama gerilmenin etkisinin bu kısımda ihmal edildiği, bunun için hasar parametre hesaplarının dikkate alınması gerektiği anlatılmıştır.

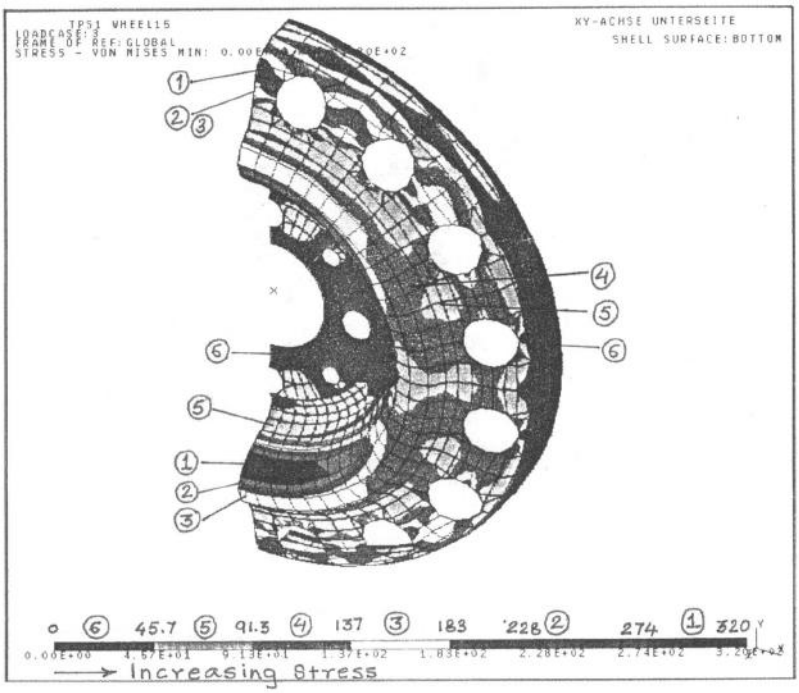
Plastik bölgeye kadar olan kısımda Neuber Kuralının uygulanarak malzeme davranışının tahmin edilmesi için çalışmada kullanılmıştır.

Çalışmada, bir çelik jantın yarısı mesh yapısı şeklinde örülerek, 6 düğüm noktasında yük altındaki davranışları incelenmiştir. Jant üzerinde hem gerilme hem de yorulma analizleri, Gerilme-Ömür üzerinden tahmin edilmiştir.



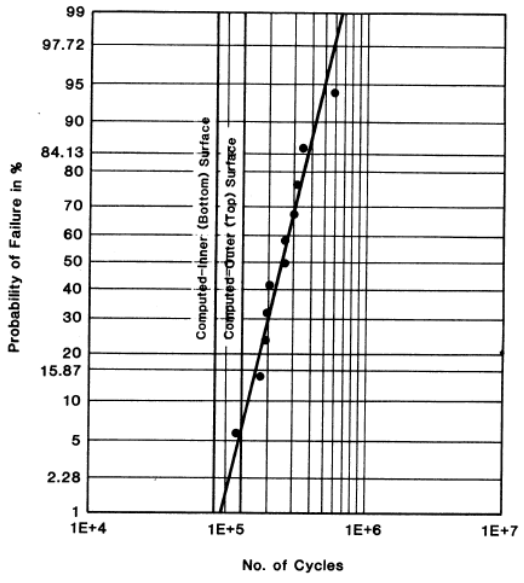
Şekil 2.29 Yarıya bölünmüş ve kısımları tanımlanmış jant kesiti. (Karandikar ve Fuchs, 1990)

Çalışmada genel olarak gerilme yığılmalarının oluştuğu yerlerin çelik jantın soğutma bölgelerinde olduğu görülmüştür. Çelik jant diskinin iç kısmındaki gerilmelerin dış kısmındaki gerilmelerden %5 - 12 kadar daha fazla olduğu fark edilmiş, radyal kuvvetlerle yapılan çalışmalarda, bu kuvvetlerin etkisinin %7-10 aralığında gerilme değerlerini artırdığı sonucuna varılmıştır.



Şekil 2.30 Çelik jant diski yüzeydeki gerilmeler. (Karandikar ve Fuchs, 1990)

Yorulma çatlak başlangıcı tayininde elde edilen sonuçlar, genel olarak deneysel olarak bulunan sonuçlardan daha düşük elde edilmiştir.



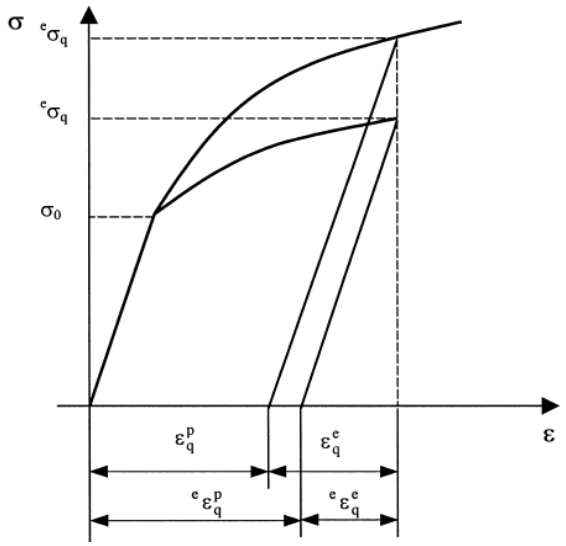
Şekil 2.31 Jant ömrü-bilgisayar destekli yazılım ve deneysel olarak elde edilen sonuçlar. (Karandikar ve Fuchs, 1990)

Analizin ilk aşamalarında, plastik bölgede elde edilen çatlak başlangıcına kadar olan kısımda tahminlerden sonra elde edilen sonuçlar, deneysel sonuçlardan elde veriler çatlak başlangıcı

ile değişime başlamıştır. Bunun nedeninin plastik bölgedeki çatlak yayılımının da hesaba girmesi ile olmaktadır. Burada ortaya çıkan en önemli sonuç, sonlu elemanlar programına tüm geometrinin mümkün olduğu kadar yakın olarak girilmesi ile elde edilebilecek sonucun daha hassas olabileceğidir.

Bu çalışmadan sonra, benzer özelleşmiş Analiz Programlarının denenmesi ile alakalı çalışmalar başka araştırmacılar tarafından devam ettirilmiştir.

Kocabıçak ve Fırat (Kocabicak ve Firat, 2001) yaptığı çalışmada bir gerilme-gerinim yaklaşımı ile hareket ederek, MFPA- Malzeme Yorulma Tahmini Analizi isimli bir programda yorulma çevriminin tespitine çalışmışlardır. Burada klasik gerilme analizi yöntemlerinin haricinde, gerçek hayatta her parçanın üzerinde bulunan çentik etkisinin de hesaba katılarak gerilmenin analiz edilmesinin gerçeğe daha yakın bir sonuç çıkaracağından bahsetmişlerdir. Döngüsel yükleme altındaki malzeme deformasyonu Plastisite teorisine eşdeğer başka bir hipotez ile açıklanabileceğini ancak bunun çentiksiz bir numune üzerinde kabul göreceğinden bahsetmişlerdir. Çentikli olan numune ile olmayan bir numunenin gerilme-gerinim analizi arasındaki farkta, çentik kaynaklı deviatorik gerilme-gerinim eğrisi ile çentik olmayan ve dolayısı ile gerilme-gerinim eğrisi arasındaki farkı şu şekildedir;



Şekil 2.32 Çentikli ve çentikli olmayan 2 ayrı numunenin gerilme-erinim eğrisi farkları. (Kocabicak ve Firat, 2001)

Jant üzerindeki bijonların sabitlenmesinden kaynaklı gerilmelerle, aracın kendi ağırlığından kaynaklı olan düşey olarak uygulanan kuvvetlerin oluşturduğu gerilmelerden elde edilen

yorulma tahminleri için, çentik durumu da değerlendirilerek yorulma tahmini oluşturulmaya çalışılmıştır. .

Bir jantın virajda yorulma ömür testindeki çevrim sayısını tahmin etmede çatlak başlangıcı için ömür tespiti için iki kritik olgunun değerlendirilmesi gerektiğini söylemişlerdir. Bunlar;

1- Çatlağın Başladığı Yerin tayini

2- Bu kritik alan için lokal gerilme ve şekil değiştirmelerin geçmişinin değerlendirilmesi

şeklindedir. Esas olarak Von Mises eşdeğer gerilme ile Elasto-Plastik şekil değiştirme analizi ile sonuca ulaşılabileceği düşünülmüş ancak böyle bir sonlu eleman analizinin teknolojik kısıtlardan dolayı çok uzun bir sürede sonucunun alınacağı düşünülmüştür.

MFPA program şemasına göre, hesaplama sıralaması oluşturan araştırmacılar, buna göre bir adet çelik jant simülasyonu yapmışlardır. Çelik jant ile yapılan denemelerde hesaplanan, lineer ve elasto-plastik gerilme analizlerinden elde edilen sonuçlar efektif gerinme hesaplamasında birleştirilmişler, buradan da düzlem gerilme ve malzeme çevrimsel gerilme-gerinim eğrisi ile değerlendirme yapmışlardır. Elde edilen sonuçlardan, hasar fonksiyonunu güncelleyerek, tüm bu programdan çıktı olarak janta ait bir çevrim elde etmişlerdir.

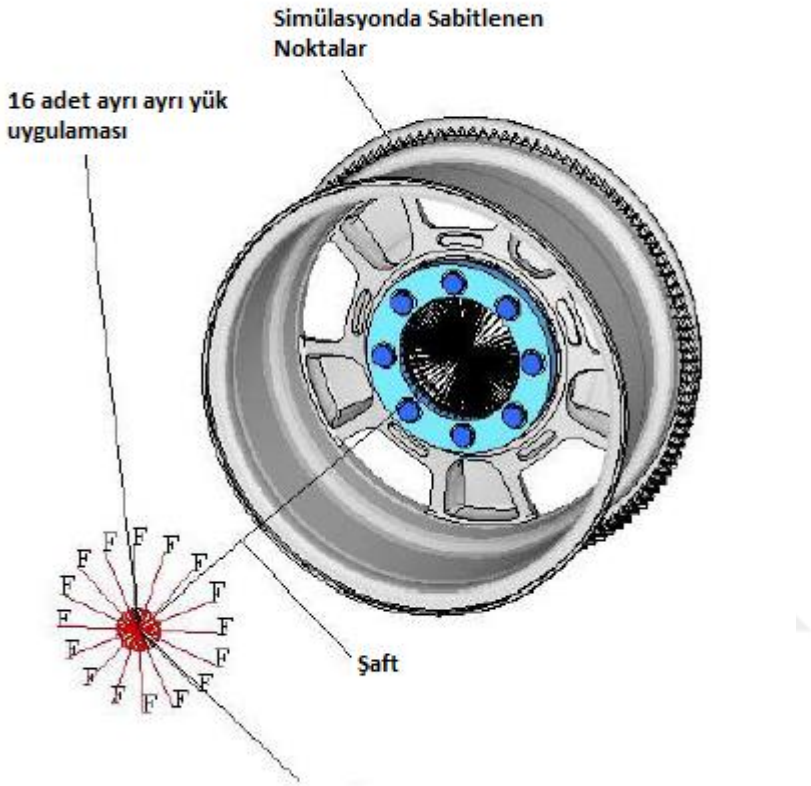
Çıkan sonuçlarda, programdaki hatanın %11 olarak çıktığını belirtmiş ve uygulamanın başarılı olduğunu söylemişlerdir.

Çelik jantlarda, malzemenin doğal yorulma eğrisi değerlendirildiğinde ve figür olarak belirlenen ve çentik etkisi içermesi düşünülen bölgelerin geometrilerinin fazlası ile sabit olması, elde ettikleri sonucun sınırlı sayıda tasarım için geçerli olacağı tahmin edilebilir.

Geçen yıllar içerisinde ilerleyen zamanla birlikte teknolojik gelişmeler, bu tip analizlerde kullanılabilecek daha yetenekli programların ortaya çıkmasına sebep olmuş ve araştırmacılar bu programlarla bazı tahminler yapmaya çalışmışlardır.

2004 yılında Daimler Chrysler firmasından Guo ve arkadaşları (Guo, Bhandarkar ve Lin, 2004), virajda yorulma testi için gelinen teknolojik birikimle piyasaya ticari olarak sunulan ANSYS simülasyon yazılımı ile aluminyum bir jantın gerilme analizi yapmaya çalışmışlardır. virajda yorulma test cihazının yapısı gereği, cihazın jant üzerine yaptığı yüklenme incelenmiş ve virajda yorulmadaki yüklenme tipi simülasyona aktarılmıştır. Sürekli dönen bir milin yüklendiği janttaki gerilmenin tam olarak aktarılması için simülasyonda aynı yük 22,5° ile

tüm 360° ile yükleme senaryosu oluşturulmuştur. Burada, virajda yorulma test düzeneğinin jant üzerinde yaptığı tüm etkileri mümkün olan en yakın şekilde simülasyon ortamında janta uygulanmasının sağlanması amaçlanmıştır.

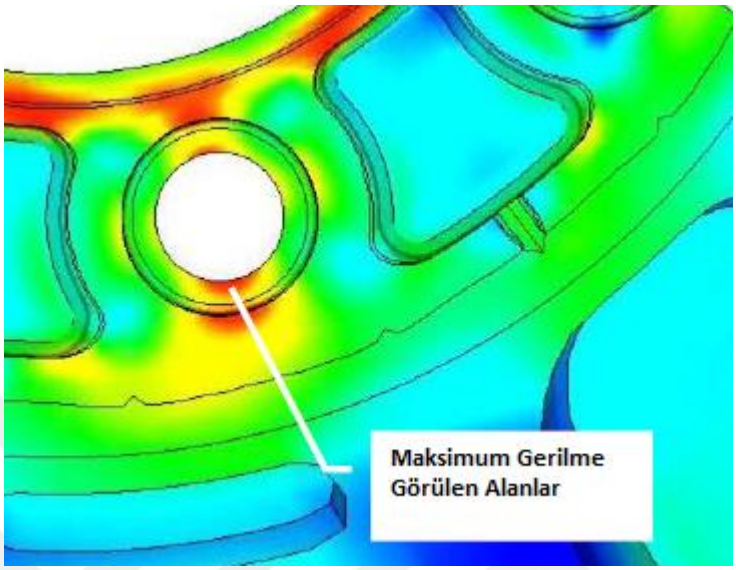


Şekil 2.33 Çalışmada kurulan kimülasyon senaryosu. (Guo,Bhandarkar ve Lin, 2004)

Ürünün üzerinde uygulanmış olan 16 adetlik yük uygulaması tek tek gerilme analizi düşünülerek değerlendirilmiştir. Jantın dış flanşından jant sabitlenmiş, 8 noktadan ise bijonlara gerekli yüklenme uygulanmıştır.

Burada çıkan en kritik gerilme 135° de oluşan gerilme olduğu gözlemlenmiştir. Yüklenme esnasında, temas noktalarındaki özel durumlar, çok kısa hareketler ihmal edilmiş şekilde sonuçlar alınmıştır. Bu aşamalardan sonra, aynı jantın fiziksel tst sonuçları ve simülasyondan elde edilmiş Von Mises eşdeğer gerilmesi karşılaştırılmış ve aralarında bir oran elde edilmeye çalışılmıştır. Bu değerlere, 1,5mm kadar kalınlık artırılmış revize edilmiş model simülasyon sonuçları da eklenmiştir ve sonuçlar değerlendirilmiştir.

Makale sonucu olarak, bijon kenarlarında yüksek gerilme elde edilmiş sonuçlar bulunmuş, bunun yanında yorulma test cihazından alınmış gerilme değerlerinin daha yüksek olduğu tespiti yapılmıştır.



Şekil 2.34 Yorulma ömrünün analizinde görülen kritik alanlar. (Guo,Bhandarkar ve Lin, 2004)

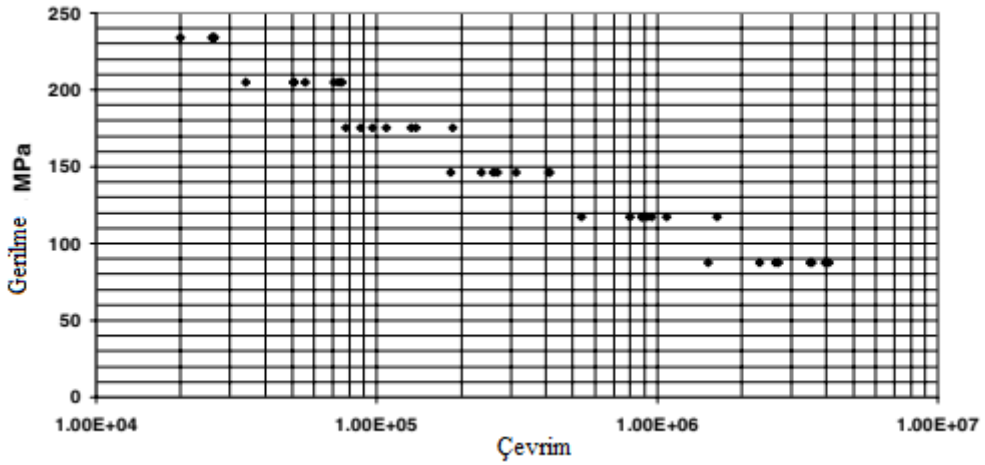
Yapılan çalışmalarda Yorulma-Ömür çevriminin bulunması, malzemenin yorulma dayanımının tespiti açısınından önemli olduğu hissedilmektedir. Sanayide kullanılan mühendislik malzemelerinden doğru şekilde elde edilen bir Yorulma-Ömür diyagramının analizlerde kullanılabileceği fark edilmiştir.

Bu alanda, 2008 yılında Raju ve arkadaşları (Raju, Satyanarayana, Ramji ve Suresh Babu ,2008) tarafından yapılan, eğilmeli yükler altında alaşım bir jantın yorulma ömürünün değerlendirilmesinde, ürüne ait bir S-N eğrisi çalışması yapılmıştır.

Prakash Chandra Gope'un 2002 yılında yayınladığı yazıda (Gope,2002), aluminyum malzemelerdeki her bir gerilme genliğini temsilen en az 3 adet numune üzerinden eğilmeli yorulma testleri gerçekleştirilebileceği anlaşılmaktadır. Numune üretiminde ise dikkat edilmesi gereken en önemli nokta, yüzey pürüzlülüğünün her bir numunede benzer ve maksimum seviyede düşük olması gerektiğidir.

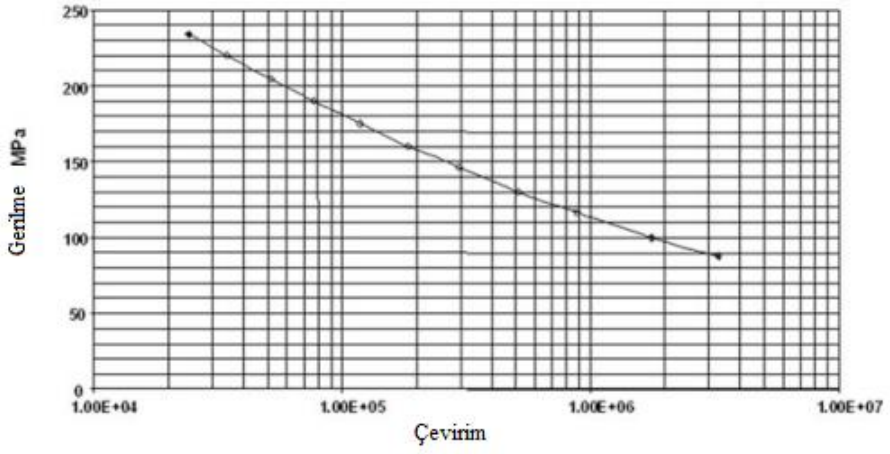
Raju ve arkadaşlarıın yaptığı çalışmada (Raju vd.,2008), AlSi7Mg - A356 bir malzeme kullanılarak döküm aluminyum bir jantın yorulma ömrü simülasyon yardımı ile simüle edilmeye çalışılmıştır. Simülasyon öncesinde, mekanik özellikleri belli olan AlSi7Mg jantlar

üzerinden yorulma numuneleri alınmış ve eğilmeli yorulma testleri tamamlanmıştır. Numunelerden kaynaklı olarak gelen malzeme süreksizlikleri, yerel döküm boşlukları ve malzeme numunelerinin içerisindeki alçak basınç döküm kaynaklı kimyasal süreksizliklerden dolayı, numunelerin her bir genlikteki yorulma ömrü sonuçları farklı çıkabilmektedir. Bu da verilerde saçılmaya neden olmaktadır. Elde edilen saçılımlı veriler, ortalama değerlerle tek bir doğru şeklinde düzenlenerek yeni bir yorulma diyagramı elde edilebilir.



Şekil 2.35 AlSi7 malzeme numunelerinden elde edilmiş yorulma-ömür değerleri. (Raju vd.,2008)

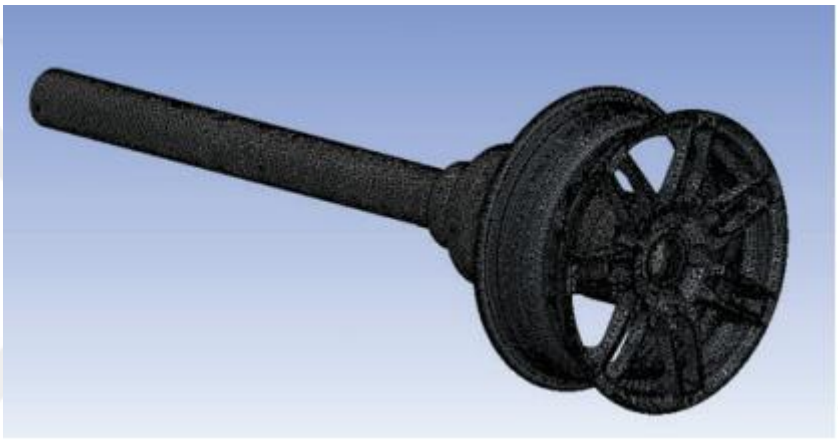
Saçılımlı noktaların göründüğü ve düzenlenmemiş olan yorulma-ömür noktalarının saçılım yapan noktalardaki değişimleri düzenlenirse ortaya çıkacak AlSi7Mg malzemenin eğilmeli yorulma ömür grafiği elde edilir.



Şekil 2.36 Saçılımlı Değerlerin Grafikten Çıkarılması ile oluşan Yorulma-Ömür Eğrisi. (Raju vd.,2008)

Bu değerlerin simülasyon üzerinde kullanılmasından önce, test cihazında 10 adet jant denemesi yapılmış ve elde edilen yorulma çatlağı çevrim sayıları tespit edilmiştir. Burada elde edilen verilerden, çevrim sayılarının 943,000 ile 1000,000 arasında değiştiği tespit edilmiştir.

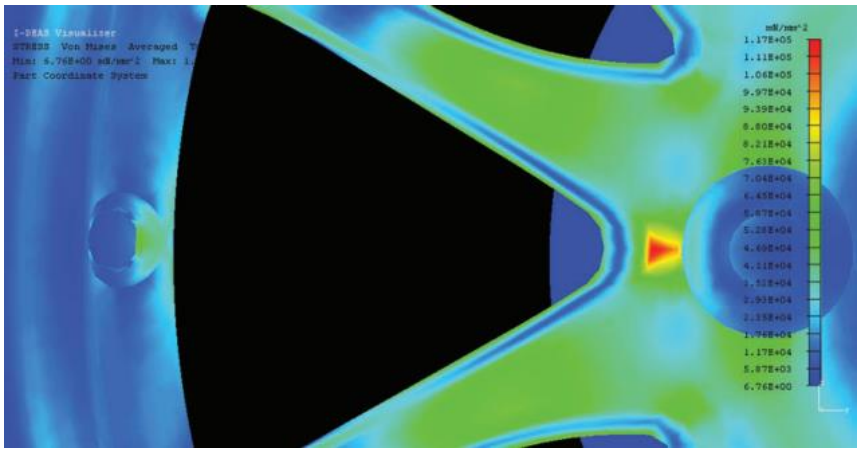
Bu aşamadan sonra, ANSYS yazılımı üzerinden, fiziksel testlerde kullanılmış olan jantın modellemesi yapılmıştır. Modellemesi yapılan jant için, 3 boyutlu mesh modeli kullanılmış ve yaklaşık tüm modelde 125900 eleman ve 213041 nod elde edilmiştir. Mesh modeli tamamlanan modele, jantın fiziksel olarak testlerinde kullanılan test makinası modellemesi yapılmıştır. Düzenekteki, yükün aktarıldığı mil 1m uzunlukta modellenerek, jant ile aynı mesh büyüklüğünde modellenmiş ve sisteme yerleştirilmiştir.



Şekil 2.37 Simülasyon için Meshleme İşlemi Tamamlanmış Jant ve Virajda Yorulma Test Mili. (Raju vd.,2008)

Burada ağ büyüklüğü bilgisi ve jantın mil ile yaptığı bağlantı ve kontaklar belirtilmemiştir. İlgili test standartından gelen bilgilerle hesaplanmış olan moment değerinin yük bileşeni, mile 10° farklarla uygulanması ile analiz yapılmıştır.

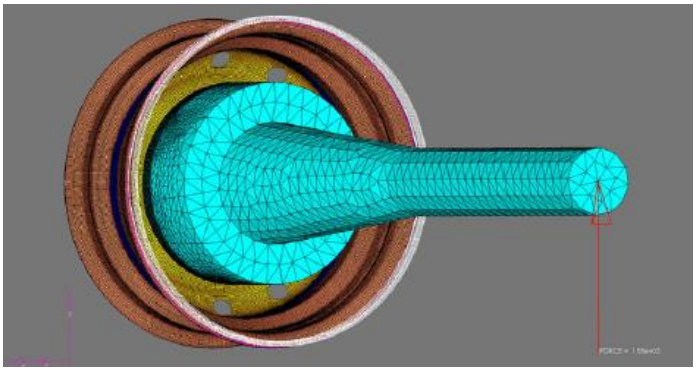
Bulunan gerilme büyüklüklerinden en büyüğünün jantın porya düzlemindeki montaj delikleri ile kule boşaltması arasında kalan bölgesinde olduğu analiz sonuçlarından görülebilmektedir.



Şekil 2.38 Yorulma-Ömür Analizi Sonuçları. (Raju vd.,2008)

Bu kısımdaki gerilme değeri, yorulma çatlağının başlayacağı muhtemel alan olarak belirlenebilir. Fiziksel testlerde de aynı alanda çatlağın gerçekleştiği görülmüştür. Verilen Sonuçlardan jantın tam ömrünün kaç çevrimde kırılacağı ve fiziki sonuçlar arasındaki farklar irdelenmemiştir. Yapılan çalışma sadece bir modeli kapsamakta olup, çalışmanın bu durumunda genelgeçer bir yaklaşım elde edilmesi mümkün görünmemektedir.

2009 da Donfeng Automotive Wheels Co. çalışanları ve Wang tarafından ST37 malzeme çelik jant ile bazı analiz çalışmaları yapılmıştır (Wang ve Zhang, 2009). Çalışmada, HyperWorks yazılımı kullanılmış olup, virajda yorulma testi üzerinde sadece tek bir hareket üzerinden yapılan analiz değerlendirmeye alınmıştır. ECE R124 Standartı üzerinden, uygun yarıçap ve offset değeri ile yapılan virajda yorulma Momenti hesapları ile elde edilmiş moment değeri, 1000 mm lik mil üzerinden janta uygulanmıştır. Çalışmada tetraheksagonal ağı kullanılmış, ancak hesaplamalarda kolaylık ve zaman avantajı yaratması açısından, mil ve bağlantı noktalarındaki ağ büyüklüğü, jantta seçilen büyüklükten daha fazla seçilmiştir.

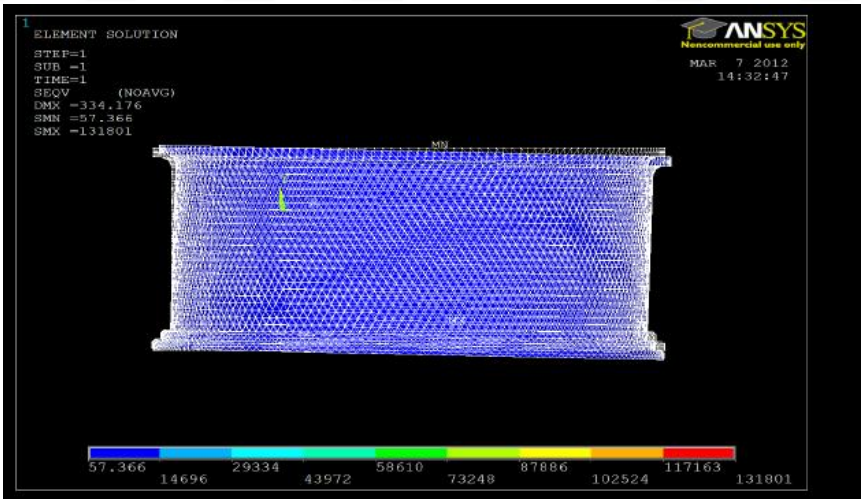


Şekil 2.39 HyperWorks Üzerinde Kurulmuş Simülasyon Senaryosu Görseli. (Wang ve Zhang, 2009)

Bu çalışma içerisinde çelik jantın belirli alanlarına gerinim ölçer uygulanmış, gerilme ve gerinimler ölçülmüştür. Bu gerilmeler ve gerinimlerin yönleri, analiz üzerinde de aynı şekilde, 0°-45°-90°-180°-270° lerde değerlendirilmiştir. Jantın 10000 çevrimi üzerindeki çatlak durumu, 2x katlı moment değeri üzerinden analiz edilmiştir.

Lokal gerinme yaklaşımı ile yapılan analizde ortalam olarak 49,000 çevrim ömür sonucu bulunmaktadır. Bu çevrim sayısı çelik bir jant için elde edilmiş uygun bir sonuç gibi görülmekle beraber, straingage uygulanan alanalarda başka gerilme ve ömür çevrimleri gözlemlenmektedir.

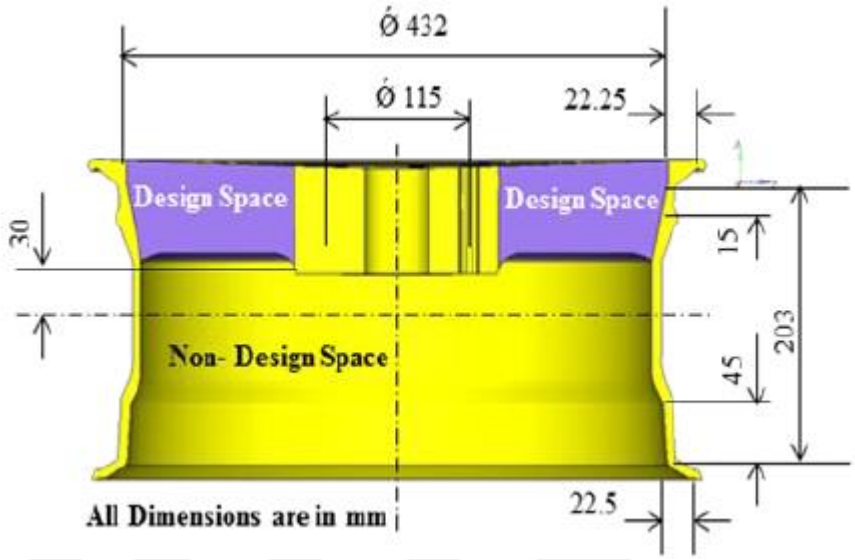
2013 Yılında, Meghashyam ve arkadaşları tarafından (Meghashyam, Naidu ve Sayed Baba, 2013), CATIA üzerinde yapılan bir jant modellemesi, farklı üretim malzemeleri seçilerek ANSYS üzerinde analiz edilmiştir. Analizde, dövme çelik ve aluminyum üzerine yapılmış çalışmalarda jant üzerindeki devplasmanlar, Von-misses gerilmeleri ve kopma gerilmesi değerleri elde edilmiştir. Tetraheksagonal ağ modeli yapılan jant analizi üzerindeki jant simülasyonu prosedürü için bir detay verilmemiş olup, Von-Misses gerilmelerinin kopma gerilmesinden küçük olduğu tespiti yapılmıştır. Makalede jantın yalnızca lastik oturma tarafının değerlendirildiği bilgisi verilmiştir.



Şekil 2.40 Lastik oturma yüzeyindeki analiz modellemesi. (Meghashyam vd.,2013)

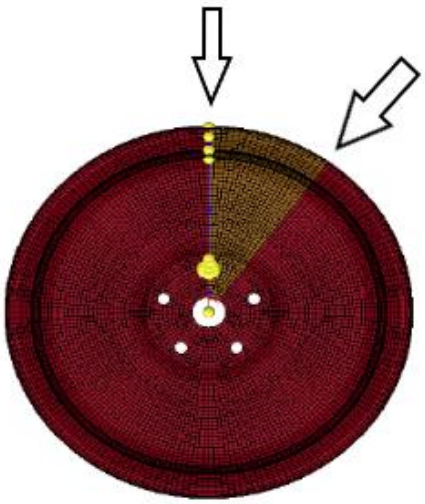
2014 Yılında Sonlu Elemanlar Uzmanı Sourav Das (Das,2014) yazdığı makalesinde, optimize edilmiş Jant modelinin ağırlığının %50 ye kadar düşürülebileceğini anlattığı bir makale yayınlamıştır. Makale içeriğinde,modellemesi yapılmış bir jantın üzerindeki gerilmenin Akma noktasının çok altında olduğu,hatta 10^20 çevrimde dahi janttaki hasarın çok düşük olduğunu anlatmıştır.Buna göre ürün üzerinde gerekli dizayn optimizasyonlarının mümkün olabileceği

seviyede yapılabileceğini açıklamaya çalışmıştır. Yazısında, analizin Çember ve Göbek birleşimi arasında kalan alan için optimizasyonu için her 72° de aynı yüklerle 5 durum için analizine yer vermiştir.



Şekil 2.41 Dizayn Optimizasyonuna Konu olan Jant ve Optimizasyon Alanı. (Das,2014)

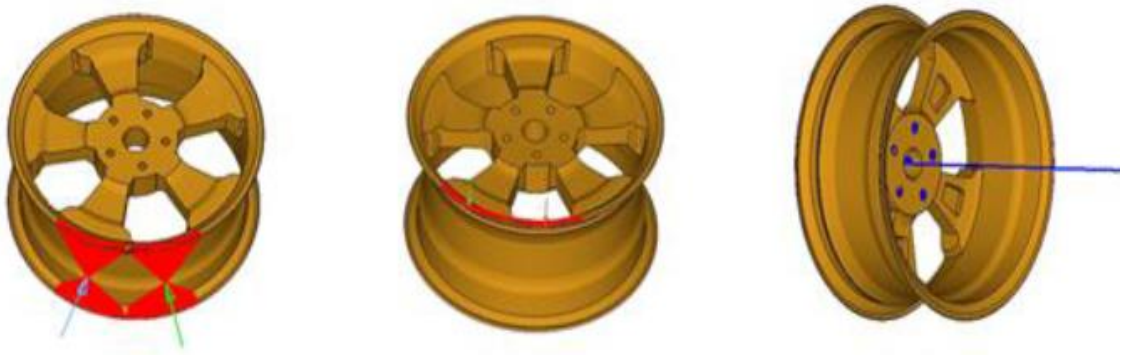
Örnek modelin 36° lik bir kısmına gerekli tetraheksagonal ağı 5 mm büyüklükle örülmüş ve yaklaşık bu modelde 10000 adetlik nod elemanı elde edilmiştir.



Şekil 2.42 Jant Üzerindeki 36° lik Alan ve Uygulanan Radyal Kuvvetlerin Yönleri. (Das,2014)

Jant üzerindeki radyal kuvvetlerin 0° de 36° de uygulanmasında jantların montaj yeri olan bijonlardan yükün dağıldığı varsayılmıştır.

Makalede, tasarım boşluğu olduğu kabul edilen alanın tamamen dolu olduğu ve modelleme uygulandığı durumdaki ağırlık farkının yaklaşık 13,00 Kg olduğu, bunun da %52 lik bir değer verdiği söylenmiştir. Analizler, modelleme yapılmış jantta her üç yüklenme tipi için birlikte değerlendirilmiş ve sonuç alınmaya çalışılmıştır.



Şekil 2.43 Janta uygulanan radyal dikey ve virajda yorulma halinden ileri gelen kuvvetler. (Das,2014)

Yapılan çalışma neticesinde, radyal olarak gelen kuvvetler ve Virajda Yorulma momenti sırasında ölçülen yorulma ömrü güvenilir bulunmuştur. Yazarın verdiği değerlere göre jantın daha fazla optimizasyon yapılmasında bir sakınca görülmemesine rağmen eldeki değerler yeterli bulunmuştur.

2015 Yılında Dr. S. Nallusamy ve arkadaşları tarafından yazılan bir başka makalede (Nallusamy, Prabu, Balakannan ve Majumdar, 2015), üretimde kullanılan alaşım malzemeler arasından AlSi7 alaşım ile yapılan analizlerle elde edilen sonuçlar değerlendirilmiştir.

Analizlerde, aracın düz yol koşullarındaki durumu radyal kuvvetlerle değerlendirilmiş, öncelikli olarak aracın aks ağırlığından gelen dikey kuvvet bileşeni hesaplanmıştır. Bu aşamadan sonra 40 km/h, 80 km/h, 120 km/h ve 160 km/h daki dönüş hızına göre, jantın üzerine etkiyen radyal kuvvetin açısal hız ile değişimi tespit edilmeye çalışılmıştır. Bunun yanında lastikten gelen hava basıncının da etkileri göz önüne alınmıştır.

Jantın analizinde, çeşitli saatlik kilometre hızlardaki kol boşlukları ve jant kolları üzerinde bulunan Von-Misses gerilmeleri değerlendirilmiştir.

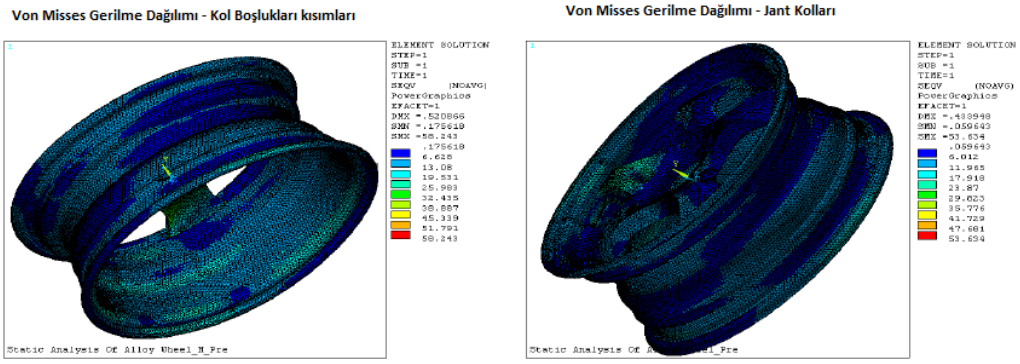


Table 2

Speed	Spoke Side	Hole Side
40	53.634	58.243
80	53.511	58.069
120	53.307	57.779
160	53.02	57.373

Von-Mises Stresses in Mpa (With Pressure Load)

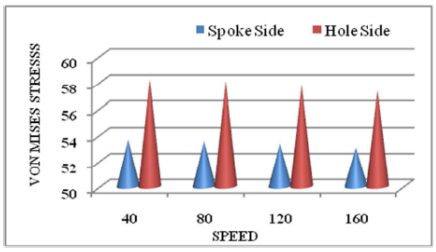


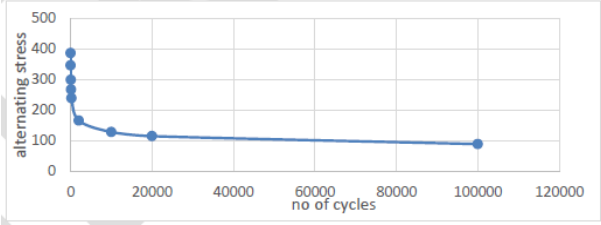
Fig 6

Şekil 2.44 Kol boşlukları ve kollar üzerindeki Von Misses gerilme dağılımları. (Nallusamy, vd.,2015)

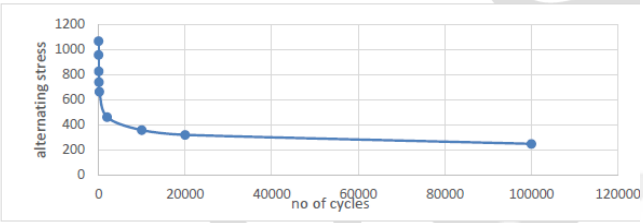
Çalışmada, radyal olarak uygulanan kuvvetlerin lastikoOturma tarafında maksimum yer değiştirmeye neden olduğu görülmüştür. Bulunan sonuçlarla jantın yorulma ömür bilgisi hakkında bir yorumda bulunulmamış, jantın optimizasyonunun buna göre geliştirilebileceği söylenmiştir.

2016 Yılında, Burande, yaptığı çalışmada sonlu elemanlar analizi kullanarak alaşımlı bir jantın gerilme dağılımını radyal yorulma testi üzerinden değerlendirmişlerdir. (Burande ve Kazi, 2016).

Çalışma içerisinde 7075-T6 ve AlSi7 malzemeler üzerinden yorulma analizleri çıkarılmak istenmiş, her iki malzeme için S-N Yorulma-Ömür çevrimlerinden yararlanılmıştır.



Şekil 2.45 AlSi7 malzeme ile üretimi yapıldığı varsayılan jantın Yorulma-Ömür değerleri. (Burande ve Kazi, 2016).



Şekil 2.46 7075-T6 malzeme ile üretimi yapıldığı varsayılan jantın Yorulma-Ömür değerleri. (Burande ve Kazi, 2016).

Modellemesi CATIA 3D tasarım programında tamamlanan jantın sonlu elemanlar modelinin kurulmasında, tetrahedral ağ modeli uygulanmış olup, toplamda 62768 eleman elde edilmiştir. Ağ örme işlemi esnasında ANSYS programının kendi ağ örme kapasitesinden yararlanılmıştır.



Şekil 2.47 Nod ağı örme işlemi tamamlanmış jant modeli(Burande ve Kazi, 2016)

Radyal olarak etkileyn kuvvetler, prensip olarak Nallusamy ve arkadaşları (Nallusamy vd., 2015) tarafından yayınlanmış makaledeki ile aynı olduğu gözlemlenmiştir. Analiz sonucunda elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi gerçekleşmiştir;

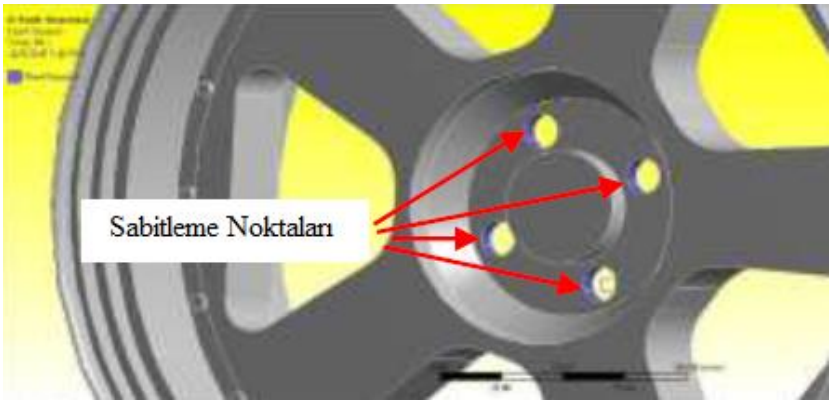
Tablo 2.3: Jantların analizlerinden elde edilmiş sonuçlar.

Parametreler	Aluminyum AlSi7	Aluminyum 7075-T6
Von Misses Gerilmeleri	43,95 Mpa	35,75 Mpa
Deplasman	32,33 mm	23,81 mm
Güvenlik Faktörü	2,1528	3,085
Aluminyum Jant Ömrü	7,995X10^5	1x10^6

Bu sonuçlar ile yazarın vardığı yorumlar, 7075-T6 Aluminyum malzemenin dayanım sınırının AlSi7 nin dayanım sınırının üzerinde olduğu şeklindedir.

2018 de yapılan bir başka çalışmada, Zakaria ve arkadaşları (Zakaria, Kamarudin, Yusuff, Ali ve Dharmalingam,2018), 3 adet farklı alaşım malzeme ile bazı radyal yorulma analizleri gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada, 1200 cc motorlu bir araçta kullanılan aluminyum jantın dış lastik oturma yüzeyi, itici tarafı flanşındaki bir çatlaktan dolayı analizine kadar verilmiştir. Ölçüleri ve çatlak noktası belirlenmiş jantın analiz ortamına aktarılmasından sonra, nod ağı için tetrahedral tip seçilmiştir. Eleman büyüklüğü için ilk önce 5 farklı eleman boyutu, 14 mm-12 mm-10 mm-8 mm ve 6 mm şeklinde belirlense de genelgeçer kurallar gereği en düşük mesh boyutunda daha hassas sonuçlar elde edileceği düşünülmüş ve 6 mm nod ağı büyüklüğü uygulamaya alınmıştır.

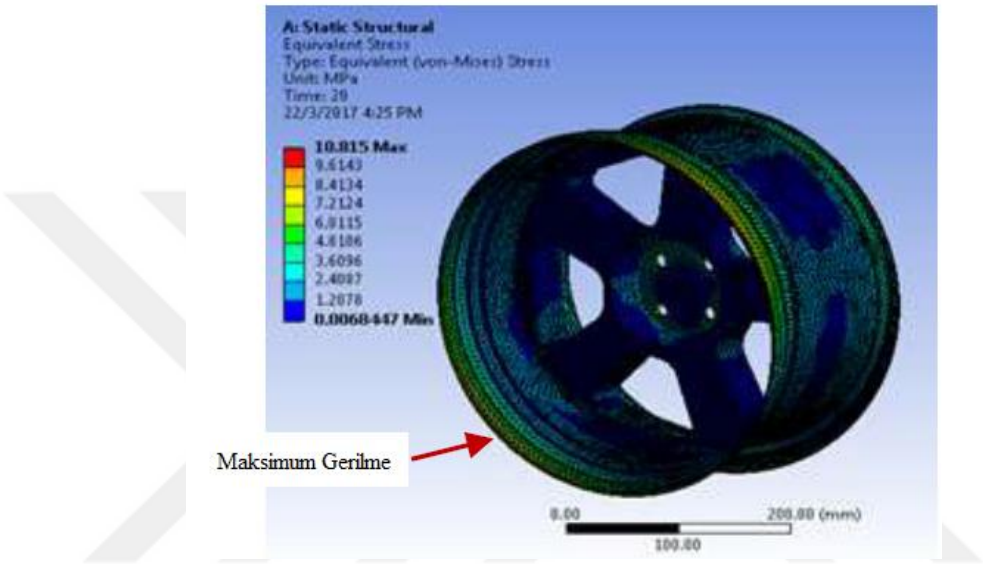
Sınır Koşulları olarak, jantın bijon deliklerinden sabitlendiği bilgisi analize girilmiş ve ayrıca jant üretiminde kullanılan üç adet farklı alaşım; aluminyum, magnezyum ve titanyum alaşımları üzerinden analizler gerçekleştirilmiştir. Maksimum aks ağırlığı olarak, 1200 cc motorlu aracın aks ağırlığı ile radyal yük hesaplaması yapılmıştır.



Şekil 2.48 Jantın sabitlendiği noktaların analizde sınır koşulu olarak belirlenmesi. (Zakaria, vd.,2018)

Bu kısımdan sonra Coffin-Basquin(O.H.Basquin,1910) denklemi doğrultusunda malzeme, gerilme genliği ve malzeme sabitlerinin kullanıldığı bir Yorulma-Ömür yaklaşımı değerlendirilmiştir. Malzeme olarak, makalede verilmiş olan aluminyum, magnezyum ve titanyum alaşımlarının değerleri katalog değerleri kabul edilerek analiz yapılmıştır.

Çalışma sonucunda maksimum gerilmenin, jantın çatlak gösterdiği alanda olduğu sonucuna varılmıştır.

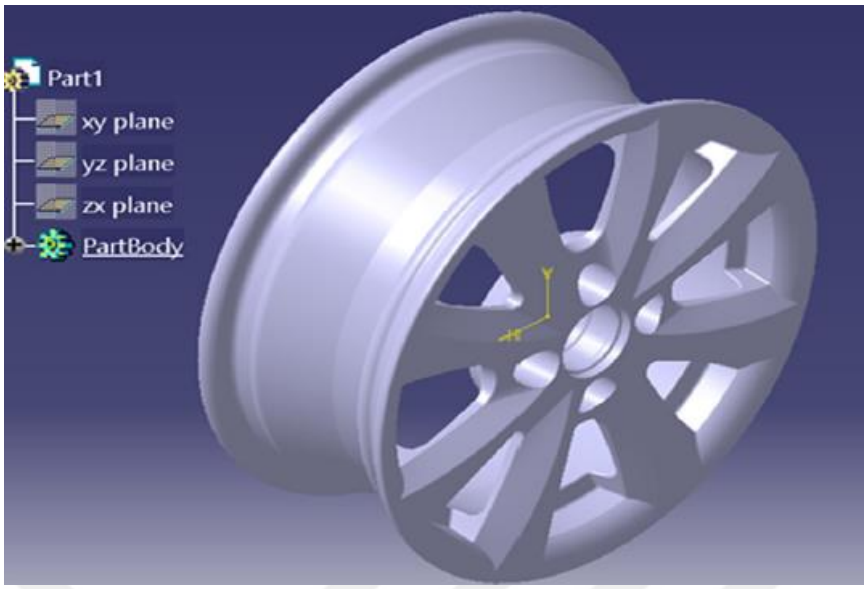


Şekil 2.49 Analiz sonuclarına göre maksimum gerilmenin görüldüğü alanlar. (Zakaria, vd.,2018)

Analiz sonucunda, aluminyum, magnezyum ve titanyum malzemelerin yorulma ömürleri karşılaştırılmıştır. aluminyum malzemenin yorulma ömrü, magnezyuma göre 10 kat daha düşük çıkmış, titanyum malzemenin ömrü ise sonsuz ömürlü olarak bulunmuştur.

2022 de, Shinde ve arkadaşları, aluminyum AlSi7 alaşım ile üretilmiş bir jantta analizler gerçekleştirmiş ve yapılan analizlerle bazı tasarım en iyileştirmeleri gerçekleştirmeye çalışmışlardır. Bu analizlerde jantta hafifleme olarak 200 gr lık bir ağırlıkta iyileşme kaydettiklerini söylemişlerdir.

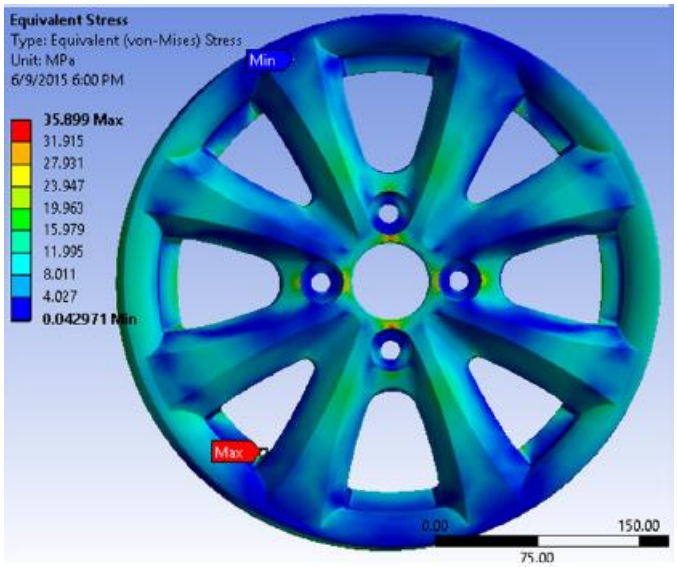
Jant için öncelikle CATIA V5R19 da üç boyutlu modellemesi tamamlanmış bir Jantın malzeme karakteristikleri ile birlikte ANSYS programına gerekli bilgilerinin ve uygulama yüklerinin tanıtılması yapılmıştır. Uygulanan mesh büyüklüğü ve tipine makalede yer verilmemiş olup, uygulanacak viraj yorulma yükü ilgili standartta geçen moment formülünden elde edilmiştir.

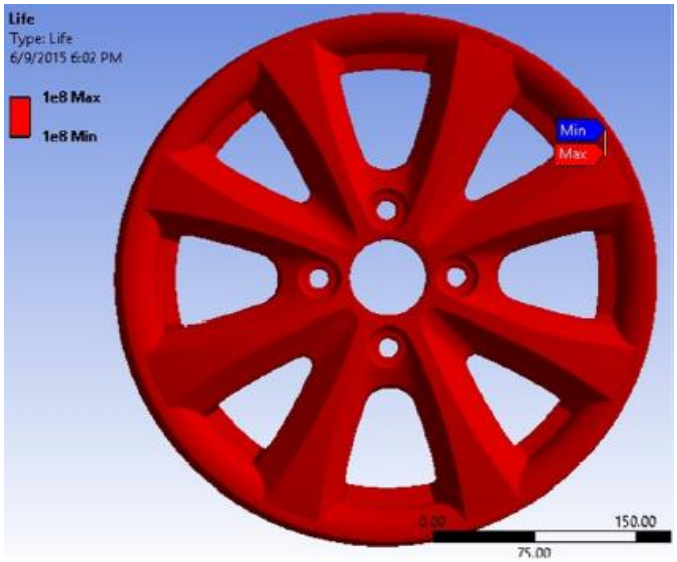


Şekil 2.50 Modellemesi CATIA V5R19 programında tamamlanmış jant. (Zakaria, vd.,2018)

Yapılan analizlerde, eşderğer gerilme değerleri ve yorulma ömrü tahminleri analiz programı üzerinden görüşmüş ve eşdeğer gerilme değerinin çok düşük olduğu yorumu yapılmıştır.

Jantın üzerinde, göbek kısmında bu sonuçlara göre bazı optimizasyonlar yapıldığı anlatılmıştır.





Şekil 2.51 Jantın eşdeğer gerilme ve yorulma ömrünün gösterildiği analizler. (Zakaria, vd.,2018)

.

3. YÖNTEM

3.1. ARAÇ JANTI ANALIZI ÇALIŞMALARI

1980'li yılların başından günümüze değin süren çalışmalarda ilk başlarda belli yaklaşım metodları ile yorulma ve dayanım durumları değerlendirilmeye başlanan jantlarda, daha sonraları bu analizler için özelleşmiş yazılımlara ihtiyaç duyulmuş ve benzer prensiplerle çalışan prototip programlardan yararlanılmaya çalışılmıştır.

Bu aşamadan sonra, 1990 lı yıllarda geliştirilen ticari Sonlu Elemanlar Yazılımları ANSYS ve ABAQUS gibi programlarla bazı denemeler gerçekleştirilmiş ve Laboratuar testlerindeki sonuçlarla karşılaştırmalar yapılmıştır.

Bazı araştırmacılar, sadece tek bir model üzerinden testip yaparken bazıları analizler sonucu tasarım en iyileştirmelerinin yapılması için de çalışmalar yapmışlar ve sonuçları yazılarından paylaşmışlardır.

Gerçek dünyadaki üretimlerde, genel olarak seçiminin üretim ve ticari strateji çerçevesinde, genel olarak ürünlerin üretici bazında tek bir malzeme ile üretildiği görülebilir. Bu bakımdan, ürünün dayanım analizleri için tasarım durumunun değerlendirilmesi daha ön plana çıkmaktadır. Bazı araştırmacıların son yıllarda yapılan analizden model optimizasyonu yapma eğilimi göstermesinin de başlıca nedeninin bu olduğu kolaylıkla anlaşılmaktadır. Ağırlık azaltma ve bunla bağlantılı olarak parça maliyetinin düşürülmesi açısından analiz çıktılarının değerlendirilmesinden sonra ikinci adımda yaratacağı katkının öneminin arttığını görmekteyiz.

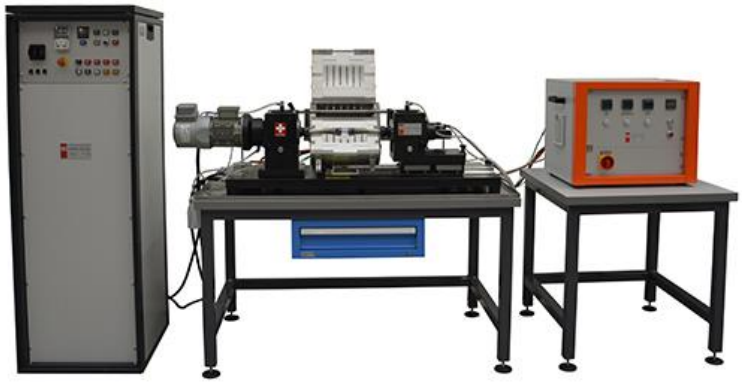
Yapılan analizlerde, yorulma çatlağının ne aşamada başlayarak ne aşamada tahribatsız muayenelerde gözlemlenecek büyüklüğe ulaşacağı ile alakalı farklı ürün modelleri ve geometriler üzerinden değerlendirmenin yapılması ve elde edilecek bulgular tasarım ve sonlu elemanlar yöntemleri ile alakalı fikirler verecektir.

İlk aşamada, üretim malzemesi olarak kullanılan aluminyum alaşım malzemenin yorulma ömür değerleri bulunacaktır. Bu değerlerle gerekli düzenlemeler yapılarak sonlu elemanlar analiz programına mühendislik verisi sağlanacak ve farklı geometri ve figür yapısına sahip

jantlarda analizler gerçekleştirilecektir. Gerçekleştirilen analizlerle, gerçek testlerde bulunan sonuçlar karşılaştırılacak ve yorumlanacaktır.

3.2. TESTLERDE KULLANILACAK CİHAZ VE YAZILIMLAR

3.2.1. Walter Bai – 4 Noktalı Eğilmeli Yorulma Test Cihazı



Şekil 3.1 Walter Bai – 4 noktalı eğilmeli yorulma test cihazı.(Walterbai)

Bir malzemenin belli koşullar altında yorulma ömrünün tespiti için belirli frekansta çalışan eğilmeli yorulma testleri yapan test cihazıdır. Ömür çevrim sayısı belirlenecek numunenin her iki ucundan sabitlenerek, parça döndürülürken cihaz üzerinde belirli noktalardan gerilmeye maruz bırakılması prensibine bağlı olarak çalışmaktadır.



Şekil 3.2 Eğilme şiddetinin uygulandığı cihaz üzerindeki ağırlıklar.

Cihazın frekansı 25 Hz olarak tanımlanmış ancak deneyi yapılacak malzeme ve koşullara göre bu değer değiştirilebilmektedir. Cihazdaki bir gösterge ile çevrim sayısı kontrol edilebilmekte, kırılmanın gerçekleştiği yerde çevrim sayısı tespit edilebilmektedir.



Şekil 3.3 Cihaz üzerindeki frekans ve çevrim göstergeleri.

3.2.2. Jant Virajda Yorulma Test Cihazı

Araç jantlarının virajda yorulma testinin yapılabilmesi için özel olarak üretilmiş test cihazıdır. Cihaz, bir mil ucuna takılmış olan ağırlığın döndürülmesi ile yapılan merkezkaç kuvvetinin tüm jant üzerinde tam değişken olarak uygulanmasını sağlamakta, aynı zamanda üzerindeki sensörlerle de salınım frekansını ölçmektedir. Belirli bir devir altındaki döndürmeden kaynaklı olarak mil üzerindeki deplasmanlar, mil üzerindeki mevcut gerinim ölçer vasıtası ile ölçülerek makinada anlık kontrol sağlanmaktadır. Buradaki sapma değeri çok üst seviyede olduğu takdirde, jantın üzerinde bir kırık veya çatlak olduğu tahmin edilerek proses otomatik olarak makine tarafından sonlandırılır. Araç Jantı, mil üzerine ilgili uygun PCD değeri üzerinden sabitlenir.

Ayrıca Jant, itici tarafındaki flanştan da pabuçlarla sabitlenerek yükün stabil olarak form tarafına uygulanması sağlanır. Standartlar gereği, ürün her bir 10000 çevrimde bijon deliklerinden torklama vasıtası ile sabitleme kontrolü yapılır. Bijon sabitlemelerinde bir gevşeme olmaması için 13 kgm değerinde tork ile sıkılması gerekmektedir.



Şekil 3.4 Jant virajda yorulma test makinası.(Inmess)

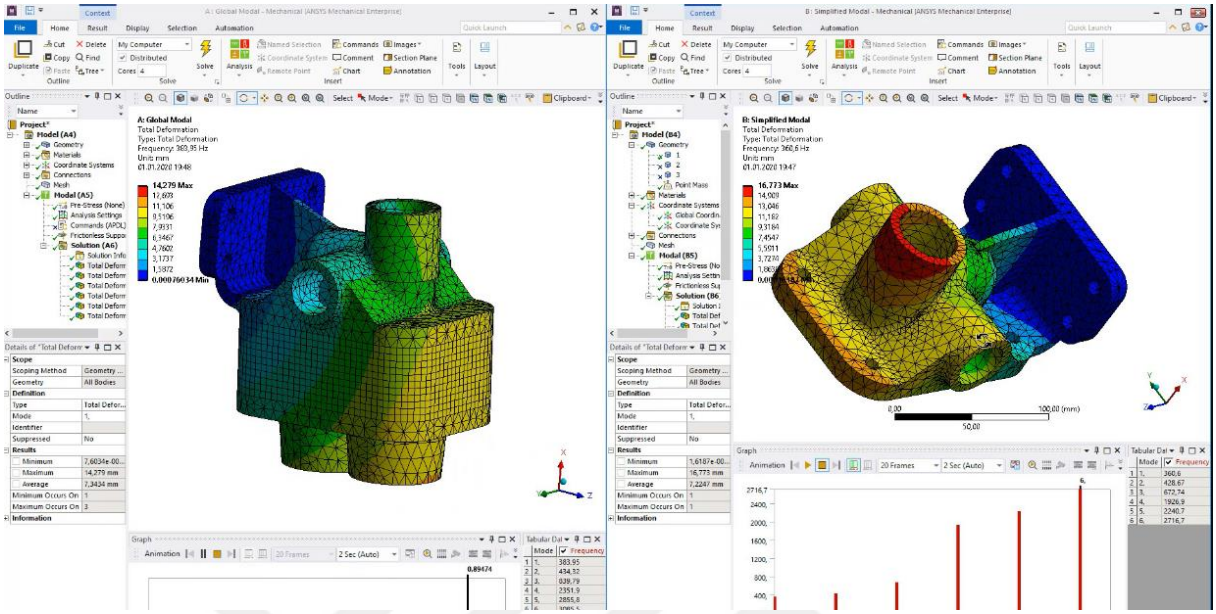
3.2.3. Ansys Sonlu Elemanlar Test Programı ve Ncode Deign Life Yorulma Analizi Programı

Elde edilmiş Yorulma-Ömür verileri ve diğer malzeme verilerinin kullanılarak, uygulanan yüklerin ve sınır koşullarının tanımlandığı üç boyutlu arayüze sahip, Sonlu Elemanlar ticari analiz programıdır. Bu programda, herhangi bir mekanik tasarım üzerindeki kritik koşullar ve sonlu eleman tipi uygulaması yapılarak tasarımın, verilen koşullar altındaki mekanik ve termal dayanıklılığı, servis ömrü gibi kritik problemler çözülerek, tasarım aşamasında ürün veya sistem hakkında tahmin yapılabilmektedir.

Program üzerinde dinamik koşulların modellemesi yapılabilmekte, gerekli sonlu eleman tipleri ve tip geçişleri gerekliliklere göre ayarlanabilmektedir. Modelleme esnasında, dinamik olarak verilen yük belli bir süre içinde uygulanabilir, zaman içerisindeki değişimler kaydedilip raporlanabilir durumdadır.

Sınır koşullarının belirlenmesi ve yük, basınç, sıcaklık gibi analiz konusu dış girdiler için gerekli formüller oluşturularak,ilgili analiz senaryosuna göre analiz modellemesi geliştirilebilir.

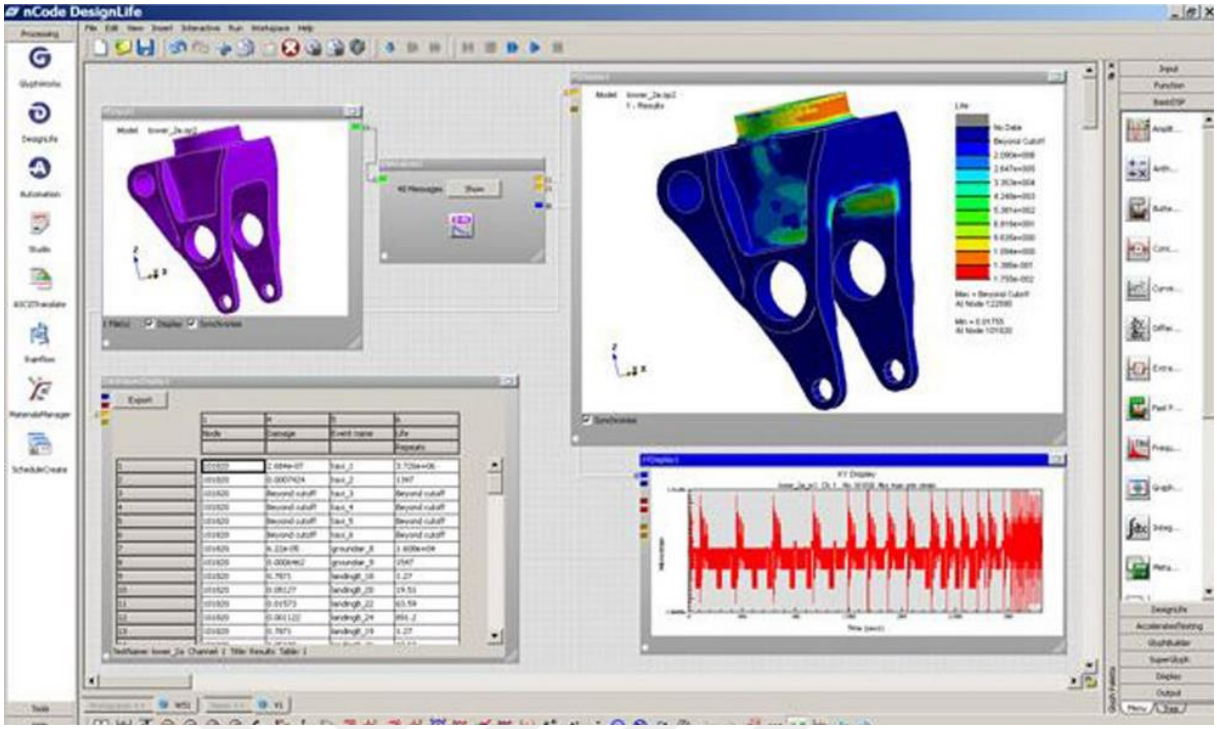
Son yıllardaki bilgi-işlem teknolojisindeki gelişmelerle birlikte program üzerinde titreşim analizleri, elektriksel analizler, enerji analizleri yapılabilir hale gelmiştir.



Şekil 3.5 Ansys yazılımı üzerinde tamamlanan örnek bir analiz çıktısı görseli.(Sanalöğretim)

Mekanik analizi tamamlanmış bir modelin, yorulma ömrünün tahminlerinin gerçekleştirilebilmesi için geliştirilmiş olan NCode Design Life programı, analiz senaryosunun doğrultusunda elde edilen verilerin işlenmesi için kurgulanmış, ayrı bir kullanıcı arayüzüne sahip ticari bir programdır. Programda, yorulma analizine konu olan tasarıma veya sisteme ait nodal bazda meydana gelecek olan çevrim sayıları ve gerçekleşebilecek yorulma çatlağının başlangıcını yorumlama yapalabilme imkanı mevcuttur.

Programda Gerilme-Ömür tabanlı analizlerin yanı sıra Gerinme-Ömür tabanlı yaklaşımlar da kullanılabilmektedir. Tam değişken yüklenmeler ve bunların yarattığı etikler, programa mühendislik verisi olarak işlenen S-N eğrisi gibi deney yolu ile pratikten alınmış verilerle karşılaştırılarak sonuç elde edilebilmektedir. Bu sayede, bulunan sonuçların gerçek hayata olan uyumu da mümkün olduğunca yakınsanabilmektedir.



Şekil 3.6 NCode Design Life programı üzerinde yapılmış örnek bir yorulma analizi görseli.(Bias)

3.2.4. Analiz Yazılımında Kullanılacak S-N Değerlerinin Tespiti için Yöntem Belirlenmesi

Yapılan Literatür araştırmalarında, araştırmacıların çoğunluğu analiz edilen araç jantının analizinde literatür kaynaklardan gelen S-N Yorulma Ömür bilgilerini kullanmışlar, bir kısmı ise bu verilerin kaynağını belirtmemişlerdir.

Üretimi nedeni ile alçak basınç üretim prosesinden geçen alaşım aluminyum içerisinde, çeşitli yabancı maddelerden gelen inklüzyonlar nedeni ile bazı süreksizlikler görülebilmektedir. Analizi yapılan jantların, AlSi11 alaşımdan kaynaklı ergitmeden sonra meydana gelen cürufun temizliği son teknoloji ürünü flaks malzemelerle yapılmış olsa da ürünlerde bazı süreksizlikler oluşmaktadır.

Malzemeden kaynaklı proseste gerçekleşen bu değişimlerin yanı sıra, parçanın üretiminde kullanılan Kokil kalıptaki eriyiğin ilerlemesinde oluşan gaz sıkışmaları ve nihai soğuma-katılaşma evresinden gelen parça içerisindeki mikro-porozite ve diğer döküm boşlukları da malzemenin mekanik değerlerini etkileyebilmektedir. Bu nedenle malzemenin S-N Yorulma-Ömür değerlerinin bulunması için prosesten alınmış yoruma numuneleri üzerinden denemeler

yapılarak bir S-N eğrisinin elde edilmesi analizde daha gerçekçi sonuçların yakalanmasına katkı sağlayacaktır.

3.2.5. Malzeme Yorulma Ömrünün Testlerle Belirlenmesi

Malzemelerin S-N yorulma ömrü tayini için öncelik olarak aynı prosesten alındığı bilinen ürünler içerisinden, yorulma testlerinde kullanılmak üzere nihai olarak işlenecek numuneler elde edilmiştir.



Şekil 3.7 Alçak basınç döküm yöntemi ile üretilmiş aluminyum parçalar üzerinden alınan yorulma test numuneleri.

Alınan numuneler üzerinden, ilgili Walter-Bai test cihazında kullanılmak üzere belli ölçülerde numune üretimi yapılmıştır. Bu numunelerde, yüzey pürüzlülüğünün mümkün olduğu kadar düşük ve homojen yapıda olmalarına gayret gösterilmiştir. Amaç, Yorulma Testlerinde elde edilecek sonuçların mümkün olduğu kadar hassasiyet göstermesidir.

Döküm parçalardan elde edilmiş numuneler, yorulma ömür testleri için hazırlanmış ve nihai şekillerini almışlardır.



Şekil 3.8 Nihai halini almış yorulma numunesi.

Son halini alan yorulma numuneleri için, testlerden önce ilk olarak akma ve kopma gerilmelerinin bilinmesi gerekmektedir. Bu bilgi, yorulma testlerine hangi gerilme genliğinden başlanacağının tespiti için gereklidir. Önceden alınmış çekme test sonuçlarında göre;

Tablo 3.1: EN AC 44000 - AlSi11 mekanik özellikleri.

	EN AC 44000 AlSi11
Akma Gerilmesi, σ_{yield},MPa	180
Kopma Gerilmesi, σ_u, MPa	86
Elastisite modülü, E, Gpa	71
Yoğunluk, $\rho, g/cm^3$	2,5

Şeklinde olduğu bilinmekteydi. Yapılan araştırma çerçevesinde, bu değerler referans alınarak yorulma testleri için başlangıç yapılabilir.

Araç jantlarının virajda yorulma ömrünün testlerinde, ilgili ECE 124-Stvzo 30 standartlarında verilmiş olan ömür cetveline daha önceki bölümlerde yer verilmişti. Bu standartlar çerçevesinde, jantların optimizasyonu için güvenilir çevrim beklentisi;

Kısa testler için 200,000 çevrim,

Uzun testler için 1,800,000 çevrim,

olarak verilmekteydi. Yerel TS 8987 standartı kapsamındaki çevrim sayısı ise 100,000 çevrim olarak belirlenmiştir. Pratikte, bu çevrimlerde ve sonrasında gerçekleşecek çatlakların durumu değerlendirilmektedir. Bu nedenle, yapılacak analizlerde, belirli bir çevrim arasındaki değerlerin incelenmesinin uygun görünmektedir.

Analizlerde, jantların güvenli ömrünün tahmin edilebilmesi için, analiz programına sağlanacak verilerin, aynı malzeme için 10^5 çevrim ile 10^6 çevrim aralığında olması, S-N yoruma ömür testlerinin süresini kısaltacaktır. Bu açıdan hazırlanan yaklaşık 20 adetlik numune ile yapılan deneylerde 7,44 mm lik çap için verilen 6 N, 7 N, 7,5 N, 8 N, 8,5 N ve 9 N'luk yüklerdeki çevrim sonuçları aşağıdaki gerçekleşmiştir.

Tablo 3.2: Çeşitli yük değerlerinde bulunan çevrim sayıları ve gerilme genlikleri.

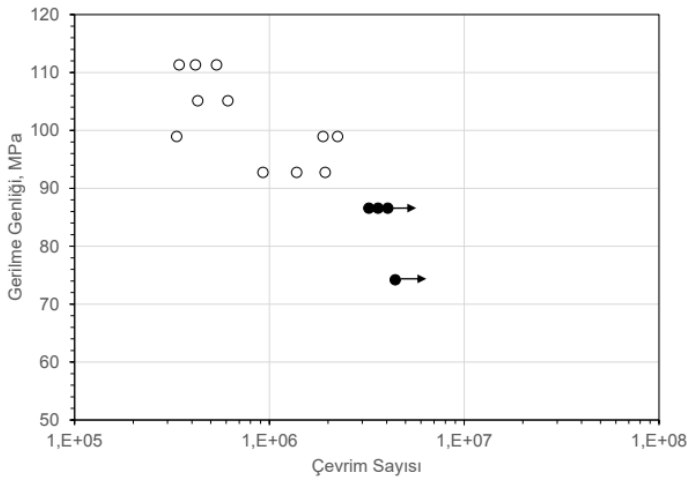
Numune No	Çap,mm	Yük,N	Gerilme Genliği,MPa	Çevrim Sayısı
1	7,44	6	74,1996908	4428706
2	7,44	9	111,2996536	536180
3	7,44	8	98,93302554	2242427
4	7,44	7,5	92,74971135	1933763
5	7,44	7,5	92,74971135	1379737
6	7,44	8	98,93302544	334092
7	7,44	8	98,93302544	1887938

Tablo 3.2: Devamı.

8	7,44	9	111,2996536	344296
9	7,44	7	86,56639726	3618785
10	7,44	7,5	92,74971135	926869
11	7,44	9	111,2996536	417714
12	7,44	7	86,56639726	4060628
13	7,44	7	86,56639726	3241687
14	7,44	8,5	105,1163395	611996
15	7,44	8,5	105,1163395	429175

Deneylerde gerilme oranı R = -1 olarak alınmıştır.

Bulunan bu değerlerin uygulandığı grafik aşağıdaki şekilde gerçekleşmiştir.

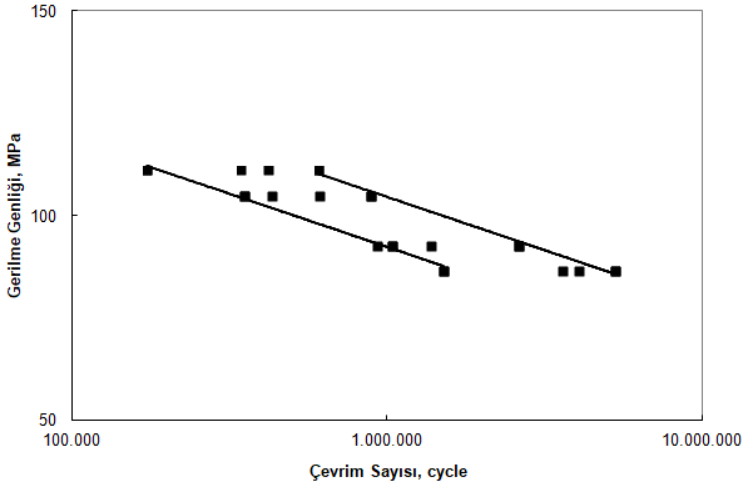


Şekil 3.9 Yorulma değerlerinin çevrim sayılarına göre dağılımları.

Dağılımda, bazı değerlerin saçılım yaptığı görülmektedir. Bu nedenle, uygulamada bulunan sonuçların saçılım değerleri elemine edilerek bir eğri şeklinde sonuçlarının elde edilmesi gerekmektedir.

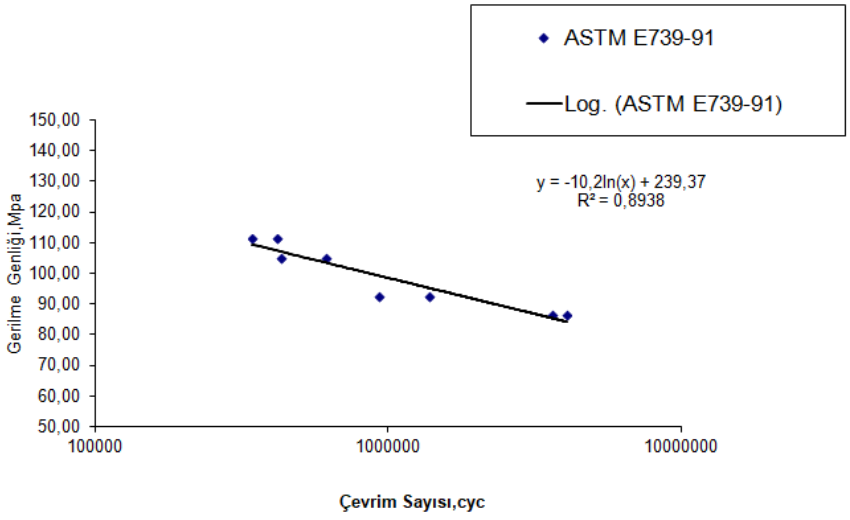
ASTM tarafından oluşturulmuş, E739 - 91 Yorulma Datalarının Lineerize Edilmesi Standartı çerçevesinde, elde edilen verilerle bir doğru denklemi oluşturulup, eğri denklemi ile istenilen aralıkta yorulma değerleri elde edilebilir.

Değerlerden, 4 ana gerilme genliği olduğu varsayılarak, bu kısımdaki bulunan çevrim değerleri ile birlikte doğrusal regresyon uygulaması yapılmıştır.



Şekil 3.10 4 Ana gerilme değeri üzerinden belirlenmiş güvenli aralıklar.

Bu kısımdan sonra, iki bandın arasında kalan kısımda doğrusal regresyon uygulanmış ve lineerizasyon tamamlanmıştır.



Şekil 3.11 Ana lineerizasyon tamamlandıktan sonra elde edilmiş Yorulma-Ömür doğrusu ve denklemi.

Elde edilen denklem vasıtasıyla, mühendislik verisi olarak kullanılmak üzere istenilen çevrim değerindeki gerilme genliği bulunabilir.

Jantların virajda yorulma testlerinde, ilgili Stvzo 30 - ECE 124 standartlarda hızlandırılmış test çevrimleri, toplam moment değerinin %75 i için 200000 çevrim olarak verilmiştir.

Jant üzerindeki virajda yorulma testinin analizi için 100000 çevrim ile 200000 çevrim aralığının kritik olduğu anlaşılmaktadır. Analizlerin sonuçlarının tasarım en iyileştirmelerinde olabildiğince hassas sonuçlar vermesini sağlayabilmek için, S-N Yorulma-Ömür değerlerinin 75000 çevrim ile 250000 çevrim arasında hesaplanarak, değerler mühendislik verisi olarak analiz programına girilmiştir. Bu değerlerin haricinde, malzemenin yoğunluğu, Posion oranı, Elastisite Modülü ve diğer akma ve kopma gerilmeleri de sistem üzerinde bulunmalıdır.

Analiz yazılımına girilen bu değerlerle analizlerin hazırlığına başlanırken, diğer taraftan analiz için seçilmiş olan araç jantlarının fiziksel virajda yorulma testlerine başlanmıştır.

Tablo 3.3: Analizde mühendislik verisi olarak yazılıma girilen Yorulma-Ömür değerleri.

ÇEVRİM	GERİLME GENLİĞİ(Mpa)
75000	124,87
90000	123,01
100000	121,94
120000	120,08
150000	117,80
170000	116,53
180000	115,94
190000	115,39
200000	114,87
210000	114,37
220000	113,90
240000	113,01

3.3. SEÇİLMİŞ MODELLERİN VİRAJDA YORULMA TESTLERİ

Modeller, ilgili standartlar dahilinde, virajda yorulma test makinasında test edilmeye başlanmıştır. Bu testlerde, hangi çevrimde çatlak başlangıcının olacağını görebilmek için, jant figür kısmına sıvı gliserin uygulanmıştır. Böylelikle çatlağın makina üzerinde başladığı zaman tespiti kolaylaşacak, çatlak ilerlemesi kaynaklı olarak test makinası frekans uyarısı vermeden önce çevrim tespiti yapılabilecektir.

Seçilmiş modellerin üç boyutlu olarak görüntüleri aşağıdaki gibidir;



Şekil 3.12 Test ve analizlerde kullanılmak üzere seçilmiş sırası ile Tip-1, Tip-2 ve Tip-3 olarak adlandırılmış 3 adet jant modeli.

Jantlar için ilk önce ECE 124 standartında anlatılan moment hesabı ile testlerde uygulanacak moment değeri tespit edilmiştir. Bunun yanında, aynı jantlar için TS 8987 standardı dahilinde yerel standartta verilmiş hesaplar da kullanılarak moment değeri bulunmuştur. Her ikisinin arasındaki fark, güvenlik katsayısının yerel TS 8987 standardında 1,5 olarak alınmış olması ve güvenli ömür çevriminin 100000 olarak belirlenmesidir. Bu durumda uygulama momentleri aşağıdaki tabloda verildiği gibi hesaplanmıştır;

Tablo 3.4: Hesaplanmış test yükleri.

JANTLAR VE UYGULANACAK TEST YÜKLERİ		
MODEL/APLİKASYON	UYGULANACAK YÜK -1 (100000 DEV - TS 8987)	UYGULANACAK YÜK -2 (200000 DEV-ECE 124)
Tip-1	2418,813 Nm	3009,062 Nm
Tip-2	2992,112 Nm	3732,665 Nm
Tip-3	2971,480 Nm	3711,034 Nm

Uygulanan virajda yorulma testleri moment hesaplarında, TS 8987 ve ECE124 formüllerindeki güvenlik katsayısından kaynaklı olarak testlerde uygulanacak moment değerleri arasında farklar çıkmaktadır.

Testlerin sonucunda, jantlardaki çatlak başlangıçları ve çatlakların görüldüğü model üzerindeki alanlar tespit edilmiştir.



Şekil 3.13 Tip-1 jant için, 2418,813 Nm uygulamasında 235000 devirde çatlak görülmüştür.



Şekil 3.14 Tip-1 jant için, 3009,062 Nm uygulamasında 45000 devirde çatlak görülmüştür.



Şekil 3.15 Tip-2 jant için, 2992,112 Nm uygulamasında 21000 devirde çatlak görülmüştür.



Şekil 3.16 Tip-2 jant için, 3732,665 Nm uygulamasında 22000 devirde çatlak görülmüştür.



Şekil 3.17 Tip-3 jant için, 2971,480 Nm uygulamasında 1050000 devirde çatlak görülmüştür.



Şekil 3.18 Tip-3 jant için, 3711,034 Nm uygulamasında 87000 devirde çatlak görülmüştür.

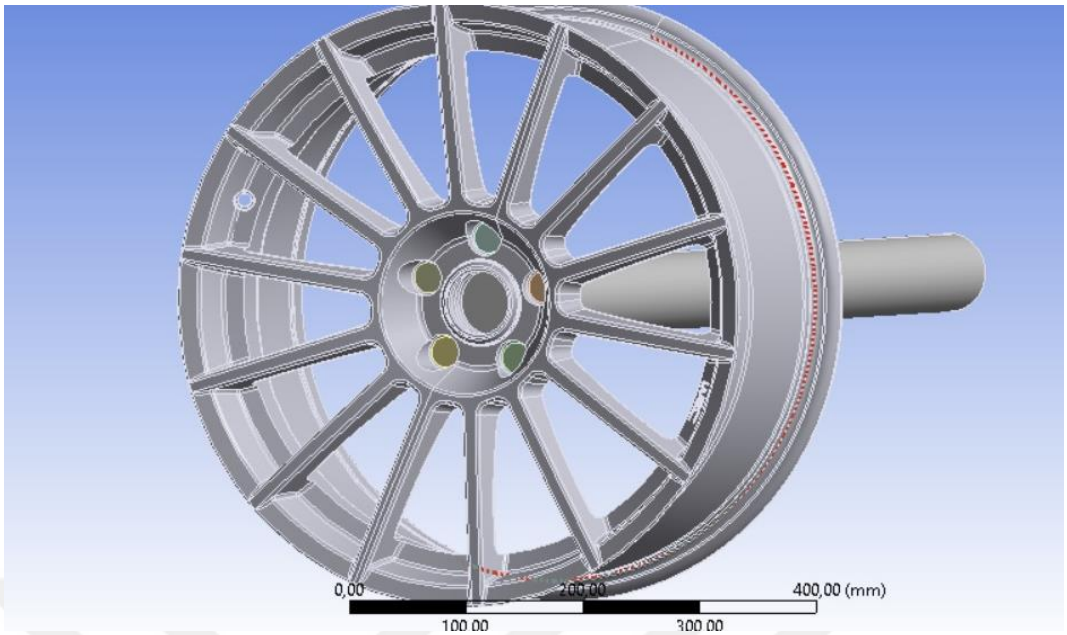
Bu görülen fiziki virajda yorulma testlerinde görülen, jantlardaki çatlakların başlangıç çevrimleri ve jant üzerindeki bölümleri analiz yazılımı üzerinde kontrol edilmiştir.

3.3.1. Jantların Analiz Yazılımı Üzerinde Analizi

Analiz için sınır koşulları olarak, jantın alt flanşından sabitlenmesi ve 1000 mm lik mil üzerine moment yükünün verilmesi, daha önce literatür çalışmalarında karşılaştığımız (Guo) simülasyon senaryosundaki gibi gerçekleşecektir. Yapılan geçmiş çalışmalarda, jantın yükünün 360° de belli bir açı ile dağılımı 12 eşit parça ile gerçekleşecektir.

Jantlarda, figür içerisindeki radüs gibi dar geometrilerin büyüklükleri bilindiğinden, jantın lastik oturma tarafı ve mil ile kasnak birleşimleri analizde önem arz etmediğinden, figür tarafında 1-2,5 mm büyüklükte minimum seviyede nod ağı oluşturulacak, diğer kısımlarda ise bu büyüklük 5 mm ve 10 mm seviyelerine çıkabilecektir.

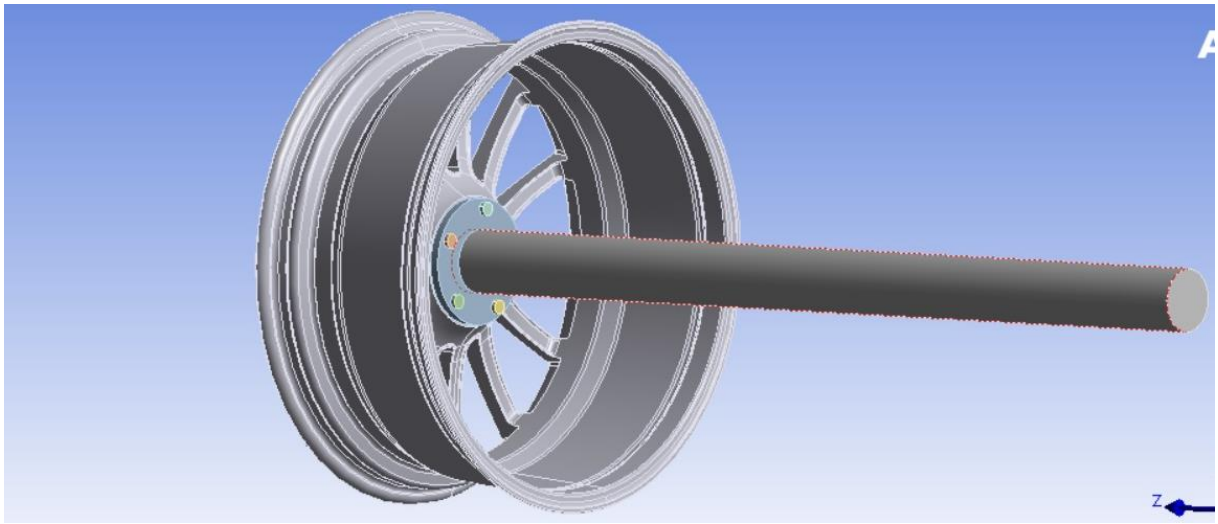
Örnek olarak, bir tasarım modelinin analiz simülasyon limitleri ve senaryosu aşağıdaki gibi düzenlenmiştir,



Şekil 3.19 Analiz programına tanıtılmış olan tasarım tipi örneği-1.

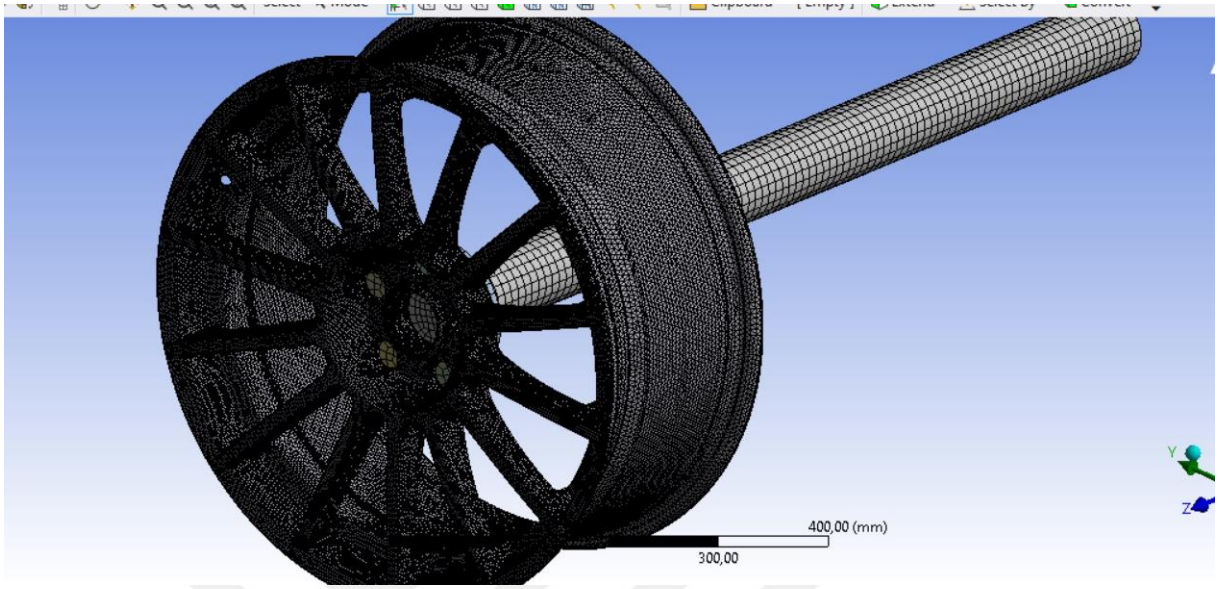
İlk olarak modellemesi tamamlanan jantın, virajda yorulma test cihazındaki benzer şekilde bir mil ve bijon deliklerinden bağlantıları yapılmıştır. Burada tüm kontakt noktaları,analizin lineer olarak çözülebilmesi için "bonded"(kaynaklı) kontakt tipi olarak seçilmiştir.

Kontakt tanımlamaları tamamlanmış olan jantın, üç boyutlu modelden gelen tüm kontakt noktaları kontrol edilerek analiz modelinde bir boşluk veya uyumsuz bir temas noktasının olmaması sağlanır.



Şekil 3.20 Analiz programına tanıtılmış olan tasarım tipi örneği-2.

Bu aşamanın ardından jant, bijon ve mil ile bağlantı elemanlarının analizde kullanılacak olan nod ağ tipi seçilerek ilgili nodal ağ büyüklüğü ile birlikte uygulaması yapılır.



Şekil 3.21 Nod ağı uygulaması yapılmış olan örnek tasarım tipi.

Nod ağı uygulaması, tetrahedral tip seçilerek tamamlanmış, jantın figür ve çember kısmında 1-2,5 mm, mil ve diğer bağlantı elemanlarında ise 5-10 mm büyüklüğünde uygulanmıştır.

Bu uygulamanın ardından, her üç tasarım tipi için elde edilmiş eleman ve nod sayıları;

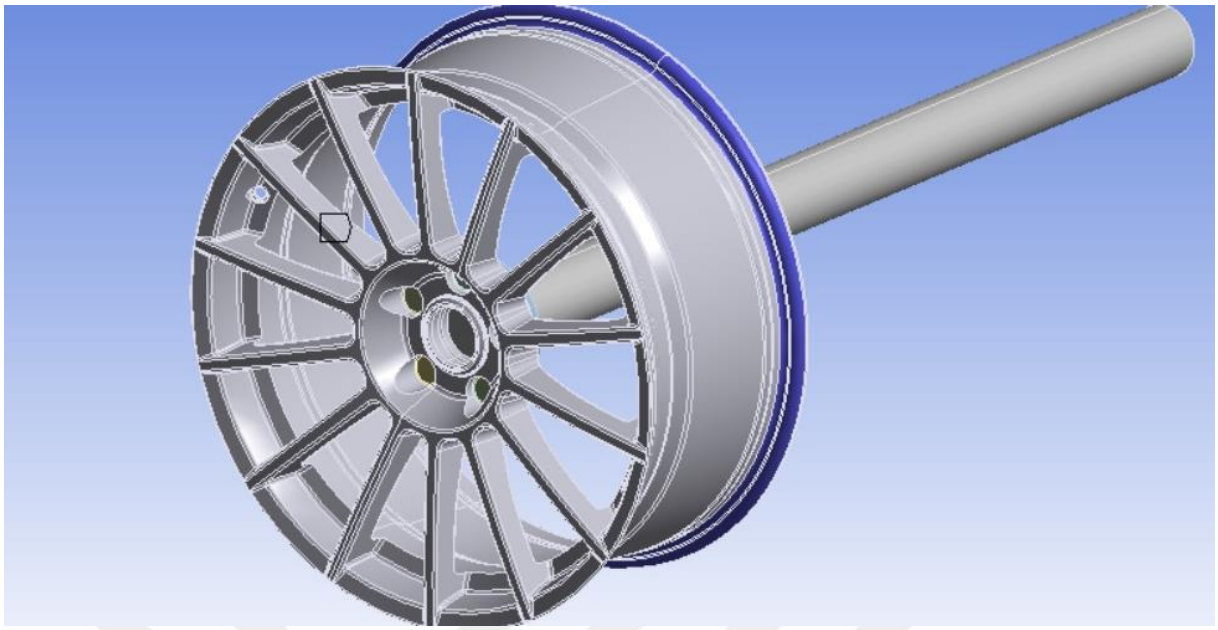
Tip-1 Jant için; 1242084 eleman – 1995524 nod,

Tip-2 Jant için; 1137584 eleman – 1737226 nod,

Tip-3 Jant için; 1236087 eleman – 1867011 nod,

Elde edilmiştir.

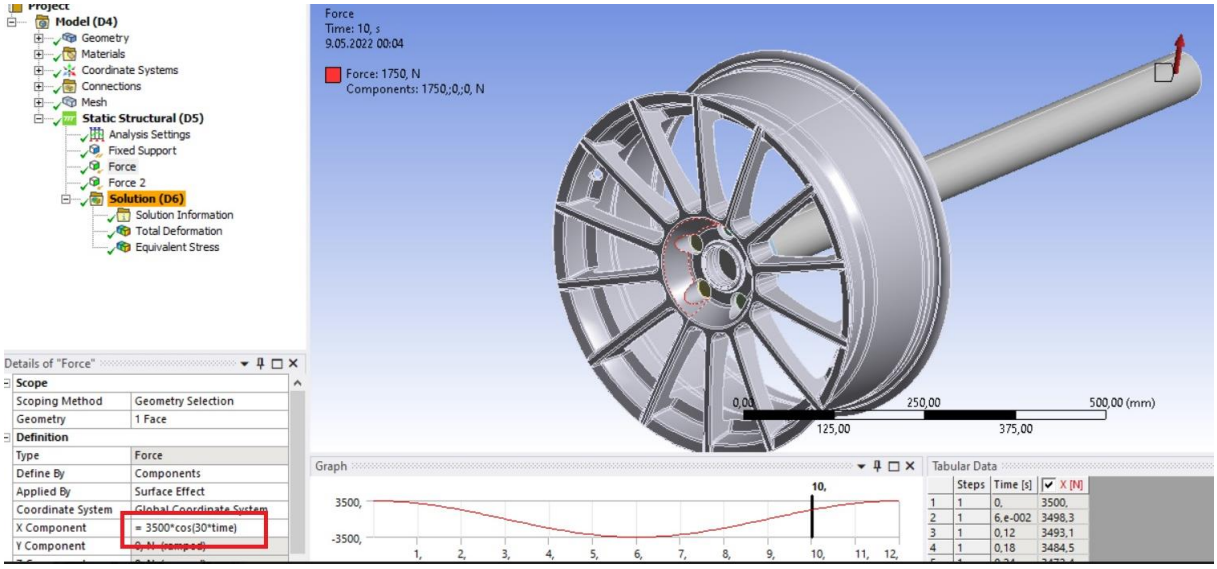
Nod ağı uygulaması ardından, sınır koşullarının sisteme tanımlanmasına geçilmiştir. Bu aşamada ilk olarak jant arka flanş bölgesinde virajda yorulma testlerinde bir sabitleme noktası olması gerektiğini bildiğimizden, flanş bölgesine “Fix Support” tipi sabitleme uygulanmıştır.



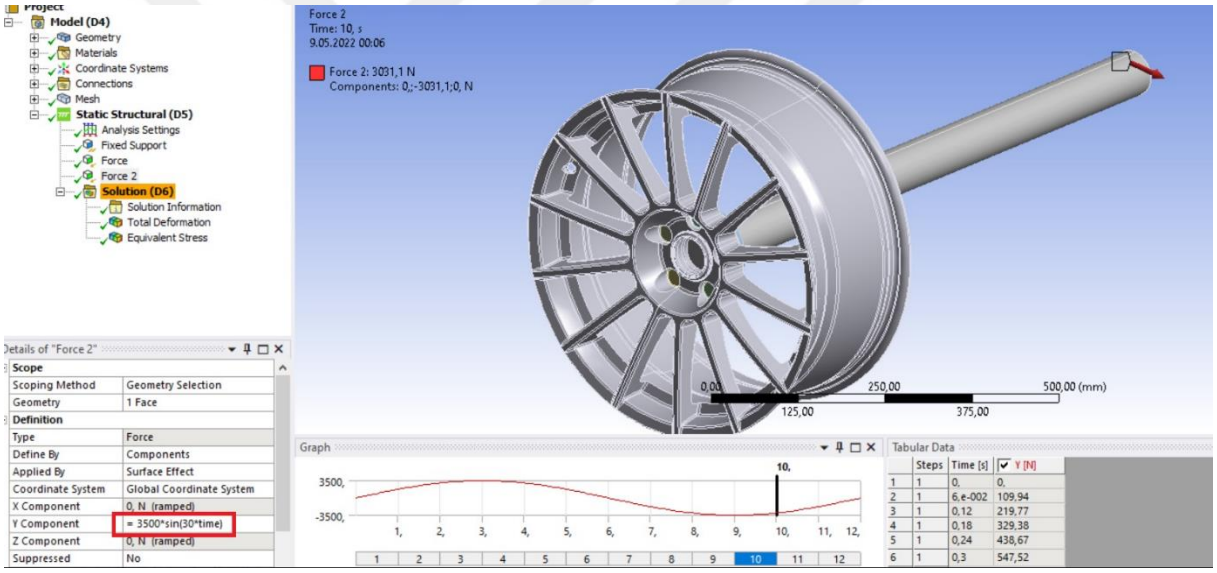
Şekil 3.22 "Fix Support" tipi sabitleme uygulanmış jantın arka flanşını gösteren örnek tasarım tipi.

Tasarım üç boyutlu modelinden gelen yüzey farklılıkları, seçilimler esnasında kontrol edilmelidir. Nod ağı uygulama ve sabitleme işlemleri gibi analizin sonuçlarını direkt etkileyecek sınır koşulları için bu kontroller önemlidir.

İlgili standartlardan belirlenen veya verilmek istenen dairesel yükler, bu noktadan sonra analiz programı yük giriş menüsü altında bir fonksiyon olarak yazılabilir. Bu kısımda, sinüs ve cosinüs fonksyionlarını gösteren iki adet ayrı denklem, uygulama yükü ile birlikte birer formül oluşturularak X ve Y ekseninde mile uygulanmıştır. Bu kısımda her bir yükün, 360° etrafında 30° lik ayrımlarla uygulanması, tüm yükün jant figürü üzerine yayılmasını sağlayacaktır. Analiz yazılımdaki yazılmış fonksiyon, 360° lik dağılımın tümünü 12 saniyede uygulayacak, her bir saniyede jantın ayrı bir kısmında aynı yük uygulanmış olacaktır.



Şekil 3.23 X ekseninde 3500 N'luk yükün bileşkesi uygulanmış örnek yüklenme.

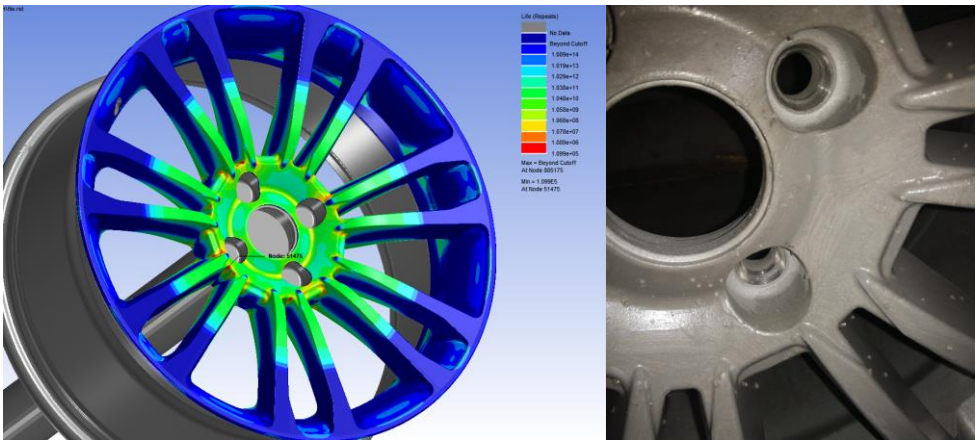


Şekil 3.24 Y ekseninde 3500 N'luk yükün bileşkesi uygulanmış örnek yüklenme.

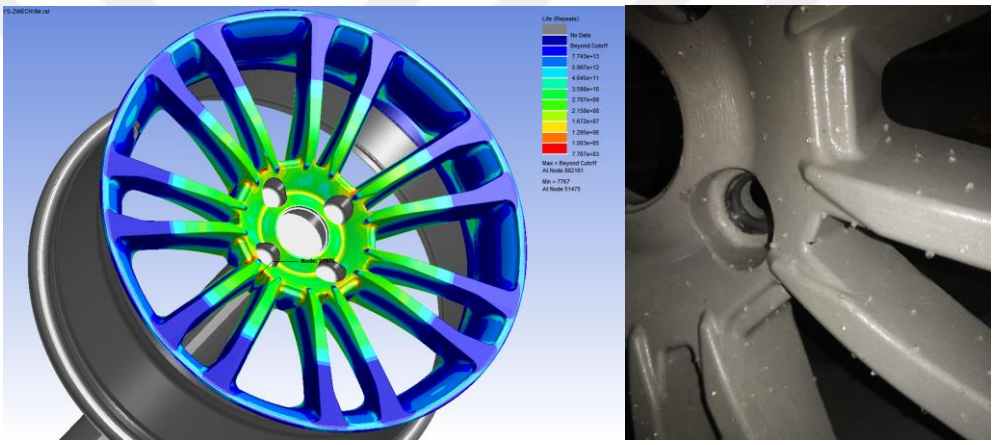
X ve Y eksenlerinde, her bir saniyede uygulanmış formülden gelen yük miktarları bileşke olarak alındığı takdirde, örneklerde geçen yükler uygulanmak istenen tüm yükü vereceklerdir.

Analizlerde, tüm tasarım tipleri için aynı analiz modeli kullanılmıştır.

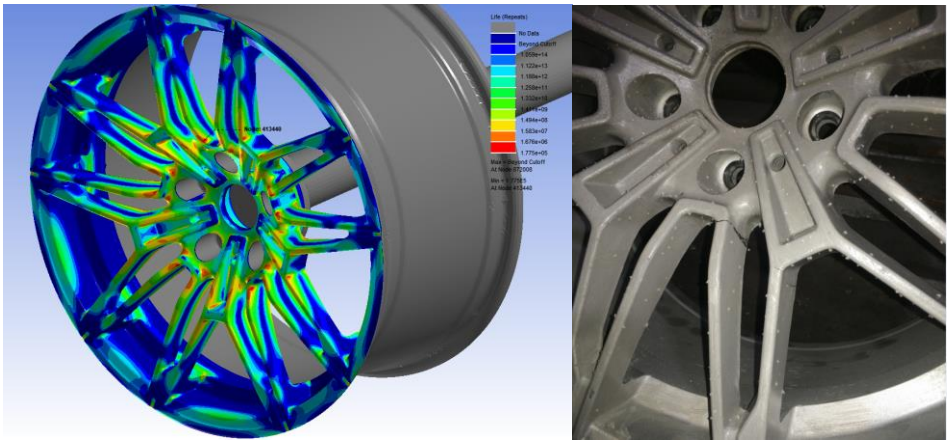
Bu senaryonun her üç tasarım tipi için de çalıştırılması sonucunda, her üç model için de elde edilmiş analiz sonuçları ve ömür çevrim sayıları şu şekildedir;



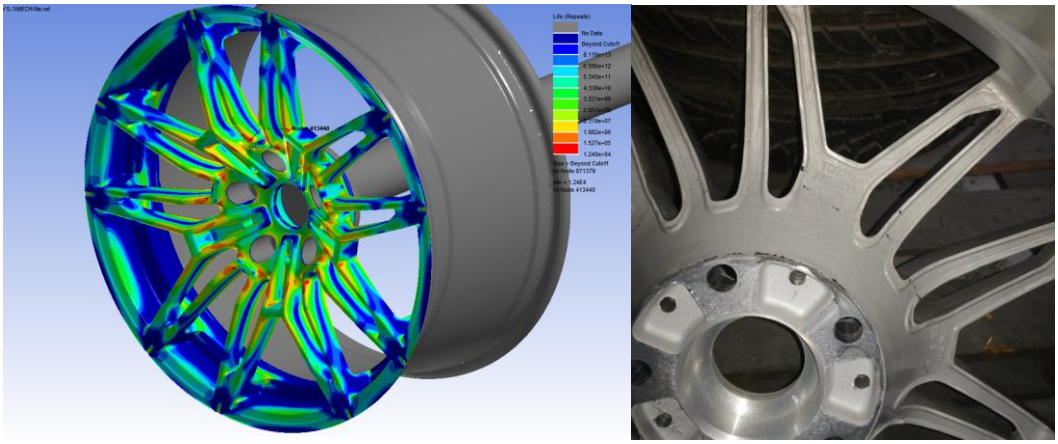
Şekil 3.25 Tip-1 jant için elde edilmiş 2418,813 Nm lik yükteki çevrim sayısı 100990 olarak bulunmuştur.



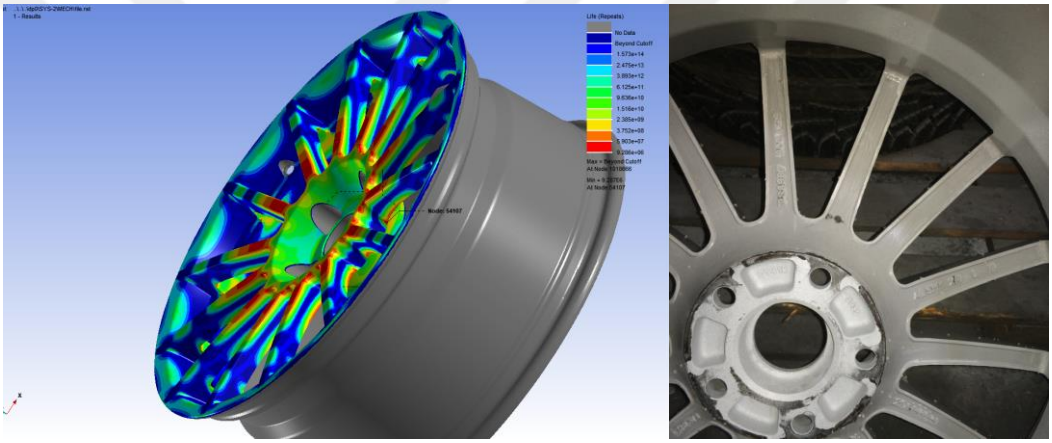
Şekil 3.26 Tip-1 jant için elde edilmiş 3009,062 Nm lik yükteki çevrim sayısı 7767 olarak bulunmuştur.



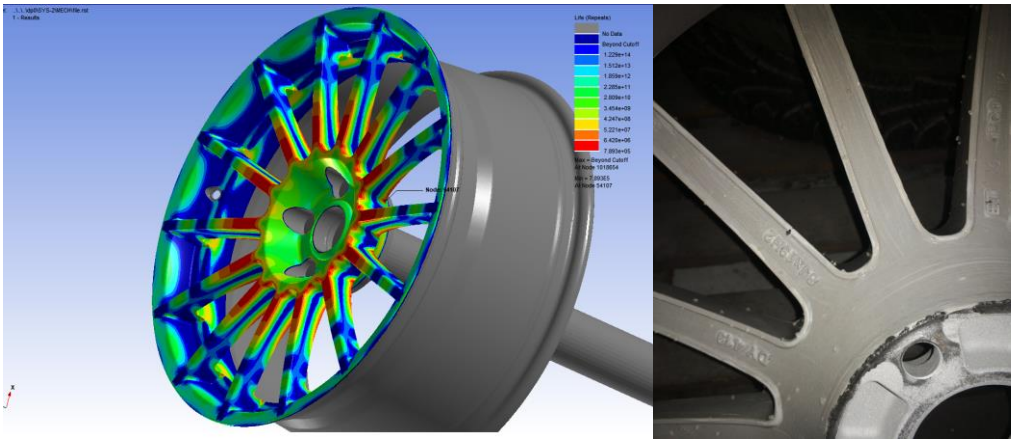
Şekil 3.27 Tip-2 jant için elde edilmiş 2992,112 Nm lik yükteki çevrim sayısı 177500 olarak bulunmuştur.



Şekil 3.28 Tip-2 jant için elde edilmiş 3732,675 Nm lik yükteki çevrim sayısı 12400 olarak bulunmuştur.



Şekil 3.29 Tip-3 jant için elde edilmiş 2971,480 Nm lik yükteki çevrim sayısı 9260000 olarak bulunmuştur.



Şekil 3.30 Tip-3 jant için elde edilmiş 3711,034 Nm lik yükteki çevrim sayısı 789300 olarak bulunmuştur.

Analiz sonuçları ve gerçek testlerden elde edilmiş veriler bu hali ile çok yakın görünmemekte olup, aralarında geniş bir saçılımla, farkın olduğu gözlemlenebilir.

Ayrıca uygulanan yüklerin kendi içerisinde de, ürün aynı olmasına rağmen çok büyük farklar ve çok küçük farklar görülmekte, sonuçlar arasında tam bir uyum elde edilememektedir.

Bunun ilk ve en görünür nedeni olarak, S-N Yorulma-ömür değerleri belirlenirken alınan çevrim değerleri, malzemedeki kırılmanın görüldüğü anda kaydedilmiş değerlerdir. Testlerde güvenli çevrim tamamlanabilmesi adına, düzeneklerin bügun hepsinde çatlağın belirli bir boyutu aşmasına kadar müsade edilmektedir. Bu sebepten dolayı gerçek testlerde, kopma noktasından çok, çatlak başlangıcı çevrim değerinin değerlendirilmesi analiz hassasiyeti açısından daha önemli görünmektedir.

Diğer bir önemli sebep ise, figür olarak birbirinden ayrı ürünlerin değerlendirilmesi söylenebilir. Figür yapısı farklı ürünlerde, farklı olarak uygulanmış yükler birbirine uzak sonuçlar vermiştir.

Bu iki olgu birleştiğinde, çatlak ilerleme hızı ve buna bağlı olarak görünür çatlak başlangıcının gerçekleştiği çevrim sayısının tespiti ve aynı zamanda uygulanan moment değerinin bir uyum yaratması için ayrı bir yöntem belirlenme ihtiyacı ortaya çıkmıştır.

Şu anda elde bulunan imkanlar çerçevesinde S-N yorulma ömür değerlerinin numuneler üzerinden çatlak başlagıcının tayini mümkün görünmemektedir. Ancak, uygulanabilecek moment yüklerinin her bir model için aynı olduğu bir durumda, görünür çatlağın ortaya çıktığı çevrimin bulunması, analiz yazılımında yapılacak bir kaşılaştırmada daha tutarlı sonuçlar verecektir.

Tablo 3.5: Her bir jant modeli tipi için gerçek testler ve analiz sonuçlarından elde edilmiş çevrim sayıları.

UYGULANAN YÜKLER VE FİZİKİ TESTLER İLE SİMÜLASYON SONUÇLARI ÇIKTILARI			
MODEL /APLİK ASYON	GÖSTERGE	UYGULANAN YÜK (100000 DEV - TS 8987)	UYGULANAN YÜK (200000 DEV- ECE 124)
Tip-1	YÜK DEĞERİ	2418,813 Nm	3009,062 Nm
	ÇATLAK GÖRÜLME ÇEVRİMİ(FİZİKİ TEST)	235,000 Çevrim	45,000 Çevrim
	ANALİZ	100,990 Çevrim	7,767 Çevrim
Tip-2	YÜK DEĞERİ	2992,112 Nm	3732,665 Nm
	ÇATLAK GÖRÜLME ÇEVRİMİ(FİZİKİ TEST)	21,000 Çevrim	22,000 Çevrim
	ANALİZ	177,500 Çevrim	12,400 Çevrim
Tip-3	YÜK DEĞERİ	2971,480 Nm	3711,034 Nm
	ÇATLAK GÖRÜLME ÇEVRİMİ(FİZİKİ TEST)	1,050,000 Çevrim	87,000 Çevrim
	ANALİZ	9,260,000 Çevrim	789,300 Çevrim

Çatlak başlangıcının bilindiği bir durumda ilerleme ve sonucunda kopma gerçekleşmesi ile alakalı, daha önce Paris-Erdoğan yaptıkları araştırmada, çatlak büyüme hızının gerilim yoğunluğu aralığının bir fonksyionu olduğunu deneysel yöntemlerle ispatlamışlardır,

$$\frac{da}{dN} = C\,(\Delta K)^m \qquad (4)$$

Burada, denklemin sol tarafı çatlak ilerleme çevrim sayısı yani hızını gösterirken C ve m deneysel katsayılardır.

Çatlak ilerleme hızı değeri ortam, frekans, sıcaklık ve stres oranı gibi dış etkilere bağlı olup bir yük çevrimindeki gerilme yoğunluğu faktör aralığı maksimum ve minimum gerilme yoğunluğu olarak tanımlanmaktadır;

$$\Delta K = K_{max} - K_{min} \qquad (5)$$

Bu şekilde tanımlanmış bir formüldeki sabitlerin tekil olarak her bir tasarım tipi için bulunması ve formüle işlenerek değerlerin bulunabilir.Ancak,bu pratik olarak deneysel şekilde elde edilebilir..

Bunun için, her bir tasarım tipine 2500 N, 3500 N ve 4500 N luk yükler, direkt olarak uygulanarak, bu değerlere karşılık gelen, çatlak ve tamamen kırılma gösteren çevrimler tespit edilmiştir.

Çalışmada, standartlardan gelen moment değerlerinin uygulandığı testlerde olduğu gibi sıvı gliserin uygulanarak gerekli tespitler yapılmıştır.

Tasarım Tip-1, Tip-2 ve Tip-3 için elde edilmiş sonuçlar;



Şekil 3.31 Tip-1 jant için fiziksel testlerde uygulanmış 2500 N yük altındaki test sonuçları.



Şekil 3.32 Tip-1 jant için fiziksel testlerde uygulanmış 3500 N yük altındaki test sonuçları.



Şekil 3.33 Tip-1 jant için fiziksel testlerde uygulanmış 4500 N yük altındaki test sonuçları.

Bu yapılan testler sonucunda tasarım Tip-1 için ;

2500 N uygulama yükünde çatlak 246340 çevrimde, kırılma ise 921212 çevrimde,

3500 N uygulama yükünde çatlak 41350 çevrimde, kırılma ise 195835 çevrimde,

4500 N uygulama yükünde çatlak 2350 çevrimde, kırılma ise 4548 çevrimde gerçekleşmiştir.



Şekil 3.34 Tip-2 jant için fiziksel testlerde uygulanmış 2500 N yük altındaki test sonuçları.



Şekil 3.35 Tip-2 jant için fiziksel testlerde uygulanmış 3500 N yük altındaki test sonuçları.



Şekil 3.36 Tip-2 jant için fiziksel testlerde uygulanmış 4500 N yük altındaki test zonuçları.

Bu yapılan testler sonucunda tasarım Tip-2 için ;

2500 N uygulama yükünde çatlak 323000 çevrimde, kırılma ise 666000 çevrimde,

3500 N uygulama yükünde çatlak 23500 çevrimde, kırılma ise 68620 çevrimde,

4500 N uygulama yükünde çatlak 8500 çevrimde, kırılma ise 21500 çevrimde gerçekleşmiştir.



Şekil 3.37 Tip-3 jant için fiziksel testlerde uygulanmış 2500 N yük altındaki test sonuçları.



Şekil 3.38 Tip-3 jant için fiziksel testlerde uygulanmış 3500 N yük altındaki test sonuçları.



Şekil 3.39 Tip-3 jant için fiziksel testlerde uygulanmış 4500 N yük altındaki test sonuçları.

Bu yapılan testler sonucunda tasarım Tip-3 için ;

2500 N uygulama yükünde çatlak 885750 çevrimde, kırılma ise 2500000 çevrimde,

3500 N uygulama yükünde çatlak 41350 çevrimde, kırılma ise 195835 çevrimde,

4500 N uygulama yükünde çatlak 7500 çevrimde, kırılma ise 23300 çevrimde gerçekleşmiştir.

3.3.2. Analiz Sonuçlarının İrdelenmesi

Değerler içerisindeki çatlak çevrim değerleri görünür çatlağın başladığı çevrimi, kırılma ise frekans farkından kaynaklı olarak aşırı derecede gerçekleşen sapma neticesinde jantta gerçek kırılma oluşan çevrimi göstermektedir. Burada jantların kendi içerisinde değerlendirilmesinde bir önceki testlere göre daha basit ve anlaşılır bir yaklaşım elde edilirken, yükün verildiği çevrimde gerçekleşen çatlak ve kırılmalar arasındaki değişimler çatlağın hangi yüklenme aralığında daha hızlı ilerlediği bilgisi vermiştir.

Bütün tasarım tipleri için gerçekleşen sonuçlar bir tablo ile özetlenir ve yüzde farklar hesaplanırsa;

Tablo 3.6: 2500 N,3500 N ve 4500 N yükler için testlerden elde edilmiş çevrim sayıları.

UYGULANAN TEST YÜKLERİ VE ÇATLAK BAŞLANGICI - KIRILMA ÇEVRİMLERİ				
MODEL/ APLİKASYON	ÇATLAK BAŞLANGICI/ KIRILMA	UYGULANAN YÜK-1	UYGULANAN YÜK-2	UYGULANAN YÜK-3
		2500 Nm	3500 Nm	4500 Nm
Tip-1	ÇATLAK	246,340 Çevrim	41,350 Çevrim	2,350 Çevrim
	KIRILMA	921,212 Çevrim	195,835 Çevrim	4,548 Çevrim
Tip-2	ÇATLAK	323,000 Çevrim	23,500 Çevrim	8,500 Çevrim
	KIRILMA	666,000 Çevrim	68,625 Çevrim	21,510 Çevrim
Tip-3	ÇATLAK	885,750 Çevrim	65,530 Çevrim	7,500 Çevrim
	KIRILMA	2,500,000 Çevrim	233,160 Çevrim	23,310 Çevrim

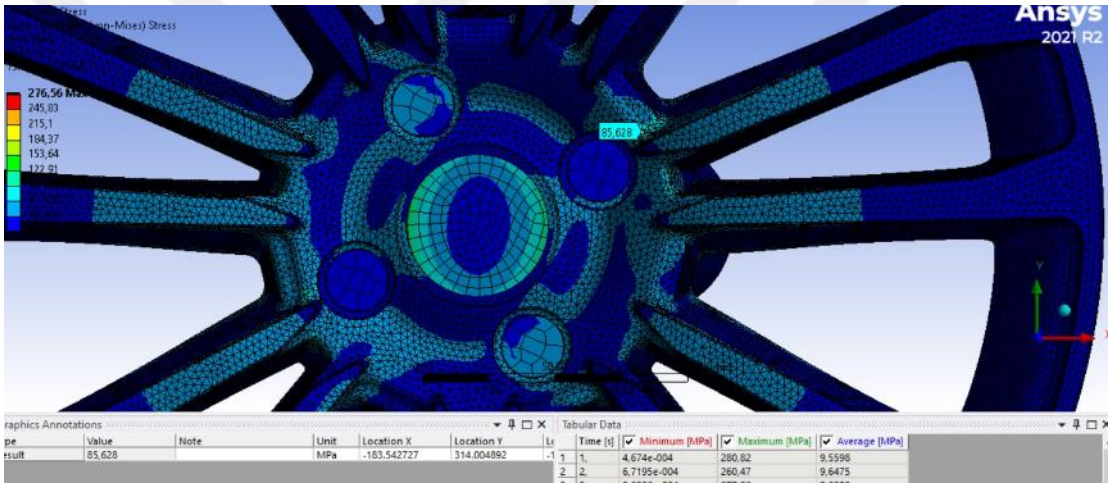
Tablo 3.7: 2500 N,3500 N ve 4500 N yükler için testlerden elde edilmiş çevrim sayıları ve yüzde farkları.

ÇATLAK VE KIRILMA ARASINDAKİ YÜZDE FARKLAR				
MODEL/ APLİKASYON	ÇATLAK BAŞLANGICI/ KIRILMA	UYGULANAN YÜK-1	UYGULANAN YÜK-2	UYGULANAN YÜK-3
		2500 Nm	3500 Nm	4500 Nm
Tip-1	ÇATLAK	246,340 Çevrim	41,350 Çevrim	2,350 Çevrim
	KIRILMA	921,212 Çevrim	195,835 Çevrim	4,548 Çevrim
	YÜZDE FARK	26%	21%	51%
Tip-2	ÇATLAK	323,000 Çevrim	23,500 Çevrim	8,500 Çevrim
	KIRILMA	666,000 Çevrim	68,625 Çevrim	21,510 Çevrim
	YÜZDE FARK	48%	34%	40%
Tip-3	ÇATLAK	885,750 Çevrim	65,530 Çevrim	7,500 Çevrim
	KIRILMA	2,500,000 Çevrim	233,160 Çevrim	23,310 Çevrim
	YÜZDE FARK	35%	28%	32%

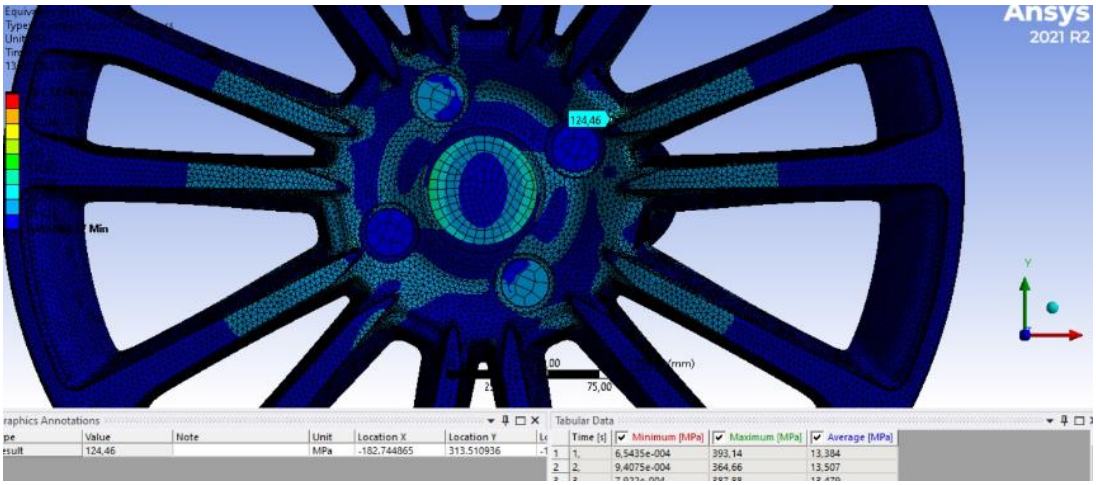
elde edilecektir. Burada görünür çatlak başlangıcı çevrim sayısı ile kırılmanın gerçekleştiği çevrim arasındaki minimum yüzde fark %21 maksimum ise %48 olarak görülmektedir.

Aynı yük değerlerinde, sadece tek anda gerçekleşmiş olan en yüksek gerilme değerlerinin tespiti, tabloda görüldüğü üzere belli bir düzende olmayan sonuçların değerlendirilmesi için daha uygun görünmektedir.

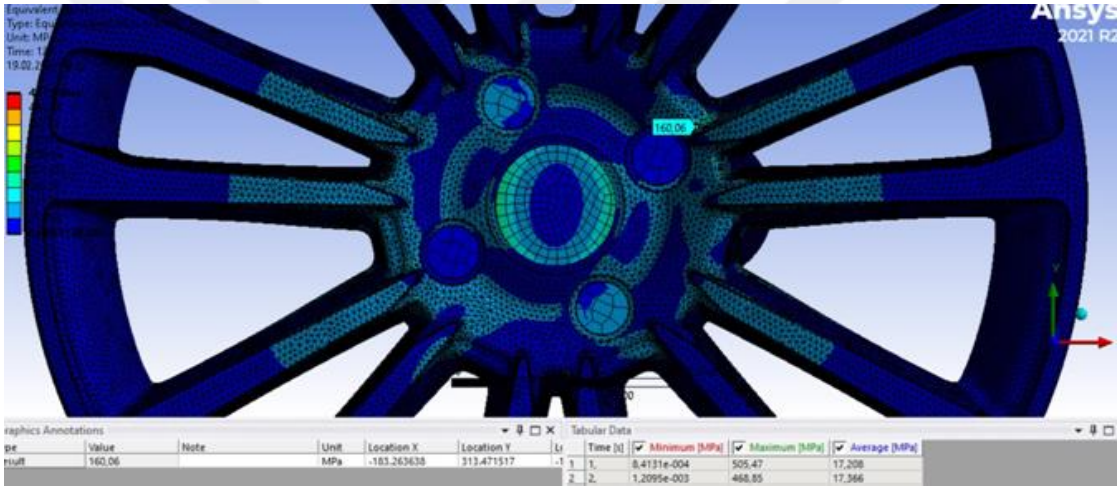
AlSi11 alaşım için akma gerilmesinin değeri, 86 MPa olarak daha önceki bölümlerde bahsedilmişti. Bu bilgi ile jantlarda fiziki testlerde görülen,çatlak başlangıcının elde edildiği kritik alanlardaki Von Misses kriterine göre çok eksenli en yüksek gerilme ve bu alanlardaki geometrik özellikler değerlendirilmiştir. Tüm tasarım tipleri için, sırası ile 2500 N, 3500 N ve 4500 N yük altındaki gerilme değerleri analiz yazılımı üzerinden ölçülmüştür.



Şekil 3.40 Tip-1 jant üzerinde uygulanmış 2500 N luk yük altındaki en kritik Von Mises gerilme değeri.



Şekil 3.41 Tip-1 jant üzerinde uygulanmış 3500 N luk yük altındaki en kritik Von Mises gerilme değeri.



Şekil 3.42 Tip-1 jant üzerinde uygulanmış 4500 N luk yük altındaki en kritik Von Mises gerilme değeri.

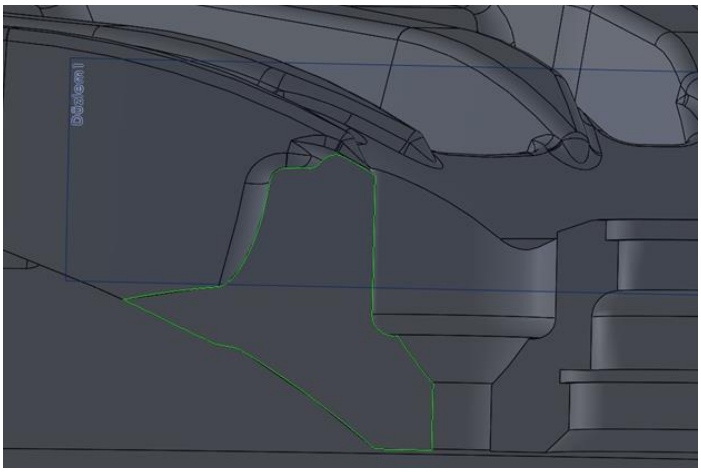
Bu yükleme moment değerlerinde karşılık gelen maksimum gerilmeler şu şekilde bulunmuştur;

2500 Nm – 85,628 MPa

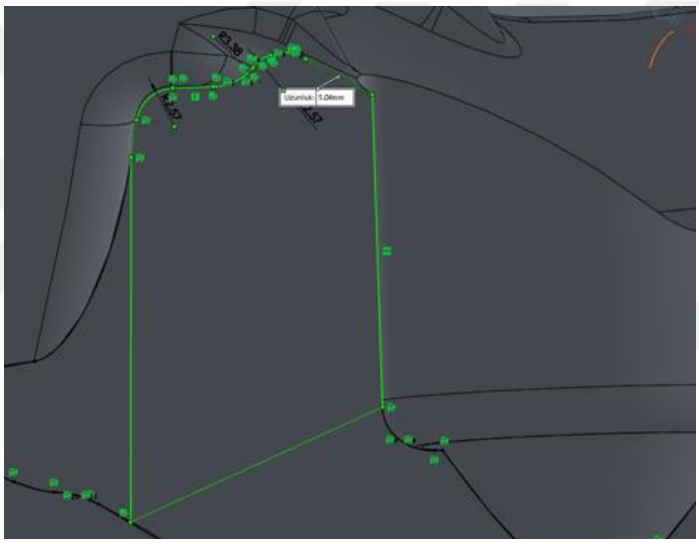
3500 Nm – 124,460 MPa

4500 Nm – 160,060 MPa

Bu değerlerde fiziksel testlerde kırılma görülen alanlardaki geometrik durum da aynı şekilde değerlendirilmiş, çatlağın görüldüğü alandaki yerel kesit kalınlığı değerlendirilmiştir.



Şekil 3.43 Tip-1 jant çatlak görülen alanın kesit görünüşü.



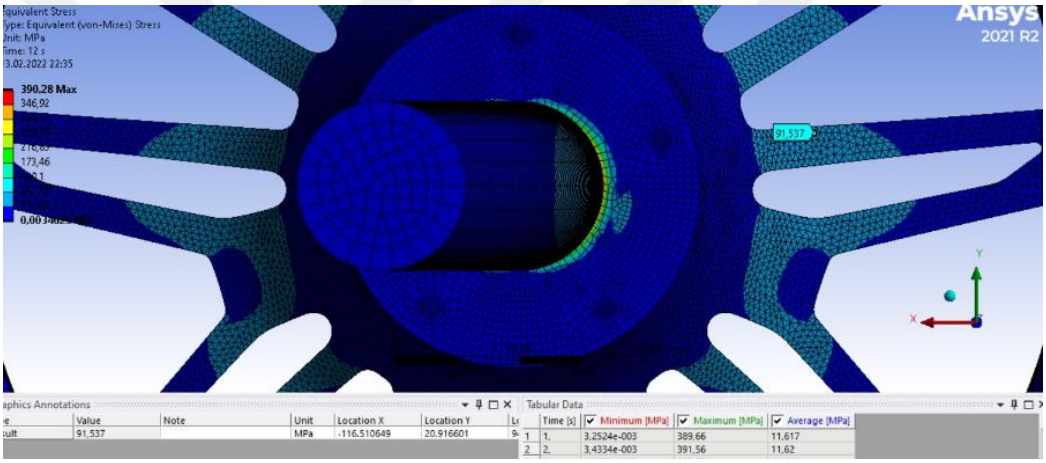
Şekil 3.44 Kesit üzerindeki kritik gerilmenin gerçekleştiği kesit alanı.

Bu kısımda bulunan alan, çizim programı üzerinden yapılan ölçümlerde 423,44 mm² olarak bulunmuştur.

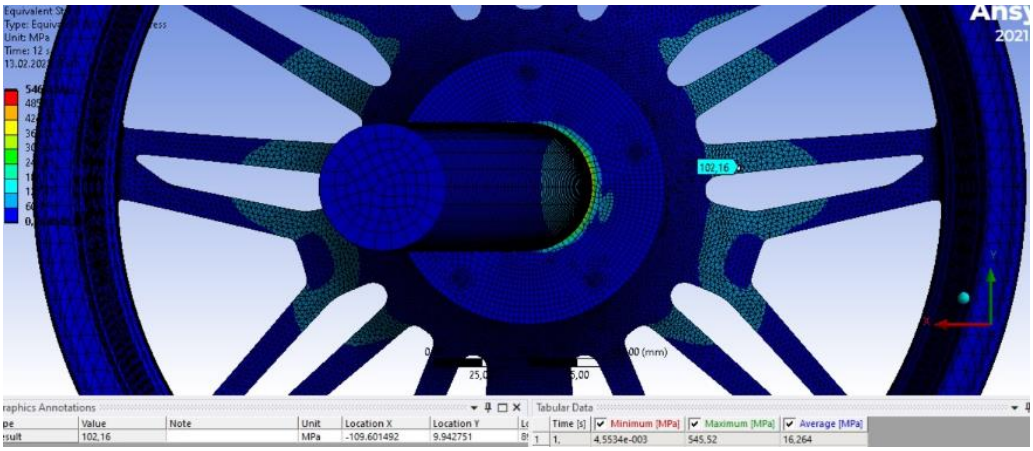
Elde edilen gerilme değerleri, görünür çatlak başlangıcı ve kırılmanın gerçekleştiği çevrim değerleri ile birlikte bir tabloda özetlenmiştir.

Tablo 3.8: Tip-1 jantlara uygulanan test yükleri ve Çatlak Başlangıcı - Kırılma çevrimleri.

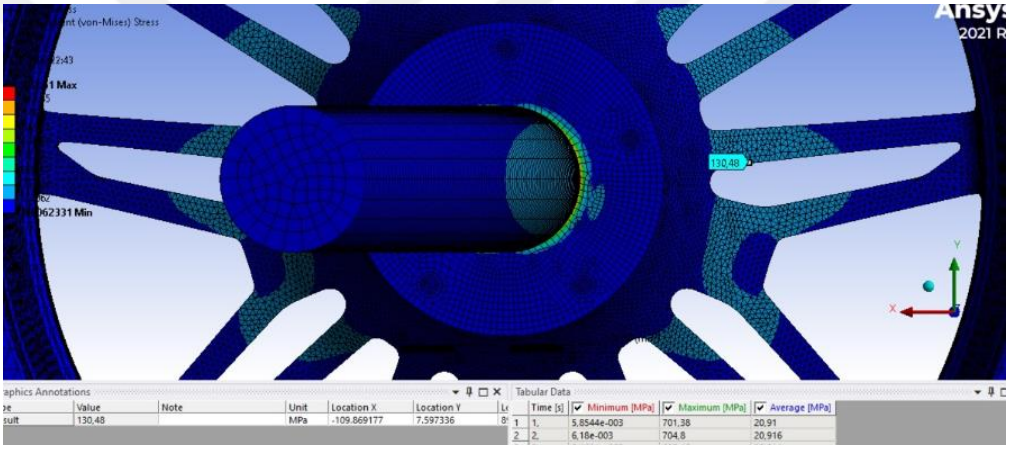
JANTLARA UYGULANAN TEST YÜKLERİ VE ÇATLAK BAŞLANGICI - KIRILMA ÇEVRİMLERİ				
MODEL/ APLİKASYON	ÇATLAK BAŞLANGICI/ KIRILMA	YÜK-1	YÜK-2	YÜK-3
		2500 Nm	3500 Nm	4500 Nm
Tip-1	ÇATLAK	246,340 Çevrim	41,350 Çevrim	2,350 Çevrim
	KIRILMA	921,212 Çevrim	195,835 Çevrim	4,548 Çevrim
KIRILMA BÖLGESİNDEKİ GERİLME DEĞERİ		85,628 Mpa	124,460 Mpa	160,06 Mpa



Şekil 3.45 Tip-2 jant üzerinde uygulanmış 2500 N luk yük altındaki en kritik Von Mises gerilme değeri.



Şekil 3.46 Tip-2 jant üzerinde uygulanmış 3500 N luk yük altındaki en kritik Von Mises gerilme değeri.



Şekil 3.47 Tip-2 jant üzerinde uygulanmış 4500 N luk yük altındaki en kritik Von Mises gerilme değeri.

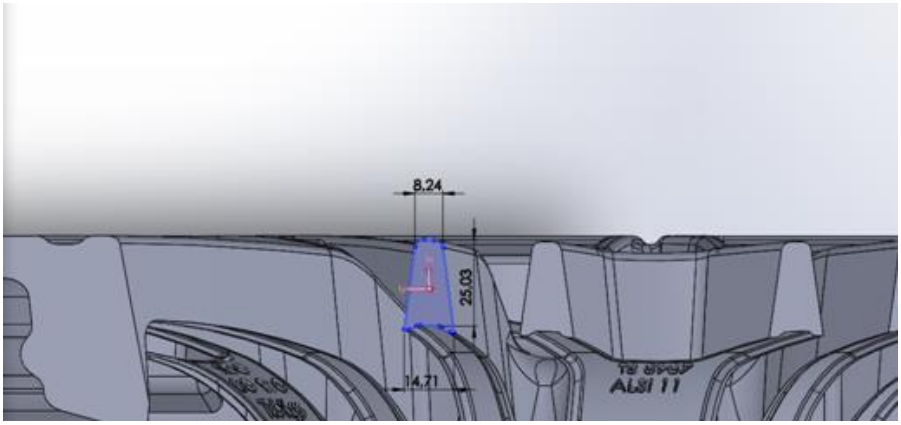
Bu yükleme moment değerlerinde karşılık gelen maksimum gerilmeler şu şekilde bulunmuştur;

2500 Nm – 91,537 MPa

3500 Nm – 102,160 MPa

4500 Nm – 130,480 MPa

Bu değerlerde fiziksel testlerde kırılma görülen alanlardaki geometrik durum da aynı şekilde değerlendirilmiş, çatlağın görüldüğü alandaki yerel kesit kalınlığı değerlendirilmiştir.



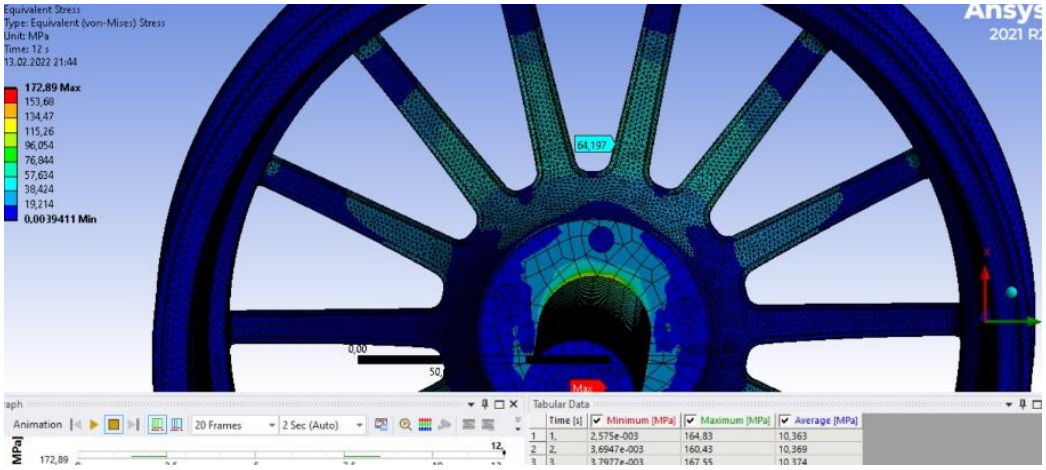
Şekil 3.48 Tip-2 jant çatlak görülen alanın kesit görünüşü.

Bu kısımda bulunan alan, çizim programı üzerinden yapılan ölçümlerde 280,74 mm² olarak bulunmuştur.

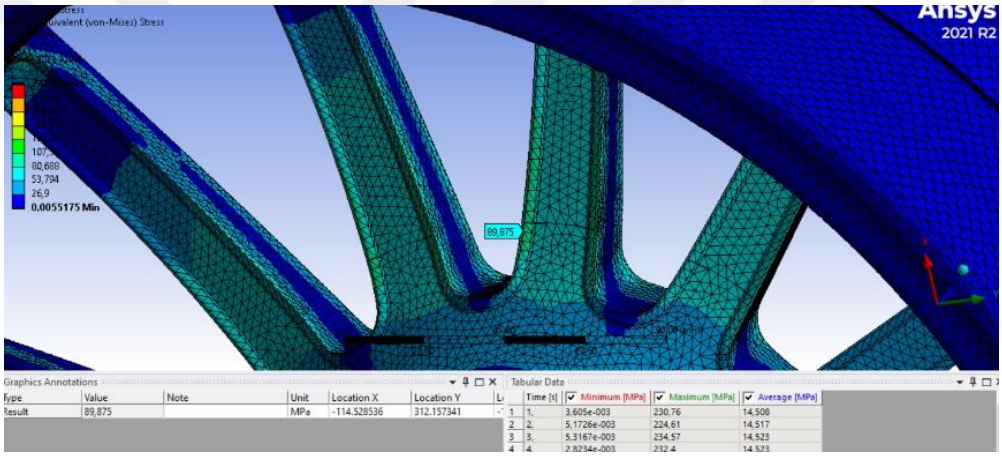
Elde edilen gerilme değerleri, görünür çatlak başlangıcı ve kırılmanın gerçekleştiği çevrim değerleri ile birlikte bir tabloda özetlenmiştir.

Tablo 3.9: Tip-2 jantlara uygulanan test yükleri ve Çatlak Başlangıcı - Kırılma çevrimleri.

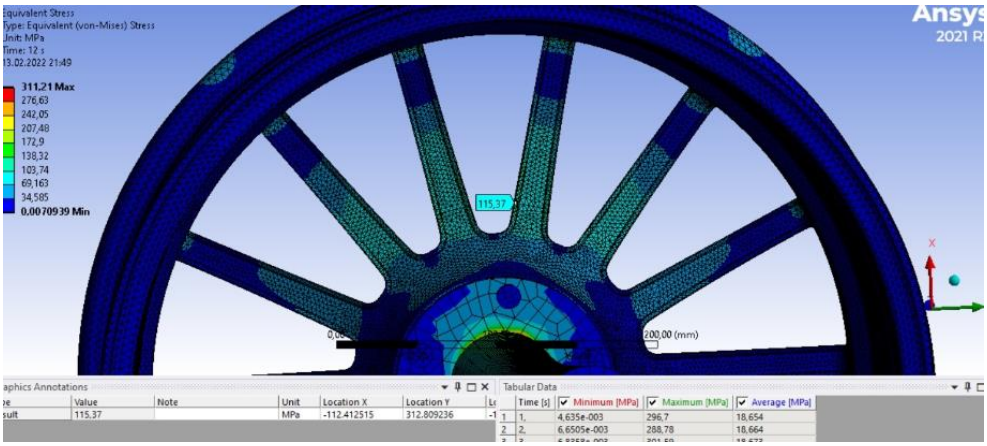
JANTLARA UYGULANAN TEST YÜKLERİ VE ÇATLAK BAŞLANGICI - KIRILMA ÇEVRİMLERİ				
MODEL/ APLİKASYON	ÇATLAK BAŞLANGICI/ KIRILMA	YÜK-1	YÜK-2	YÜK-3
		2500 Nm	3500 Nm	4500 Nm
Tip-2	ÇATLAK	323,000 Çevrim	23,500 Çevrim	8,500 Çevrim
	KIRILMA	666,000 Çevrim	68,625 Çevrim	21,510 Çevrim
KIRILMA BÖLGESİNDEKİ GERİLME DEĞERİ		91,537 Mpa	102,160 Mpa	130,480 Mpa



Şekil 3.49 Tip-3 jant üzerinde uygulanmış 2500 N luk yük altındaki en kritik Von Mises gerilme değeri.



Şekil 3.50: Tip-3 jant üzerinde uygulanmış 3500 N luk yük altındaki en kritik Von Mises gerilme değeri.



Şekil 3.51:Tip-3 jant üzerinde uygulanmış 4500 N luk yük altındaki en kritik Von Mises gerilme değeri.

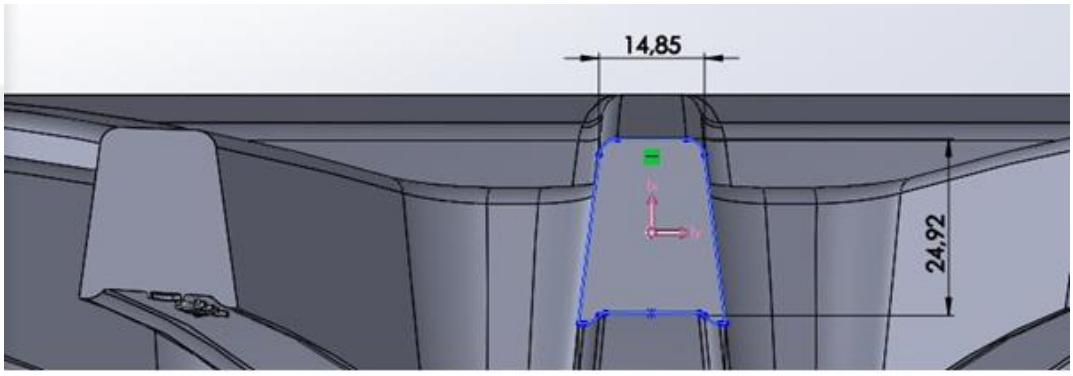
Bu yükleme moment değerlerinde karşılık gelen maksimum gerilmeler şu şekilde bulunmuştur;

2500 Nm – 64,197 MPa

3500 Nm – 89,875 MPa

4500 Nm – 115,370 MPa

Bu değerlerde fiziksel testlerde kırılma görülen alanlardaki geometrik durum da aynı şekilde değerlendirilmiş, çatlağın görüldüğü alandaki yerel kesit kalınlığı değerlendirilmiştir.



Şekil 3.52 Tip-3 jant çatlak görülen alanın kesit görünüşü.

Bu kısımda bulunan alan, çizim programı üzerinden yapılan ölçümlerde 429,24 mm² olarak bulunmuştur. Elde edilen gerilme değerleri, görünür çatlak başlangıcı ve kırılmanın gerçekleştiği çevrim değerleri ile birlikte bir tabloda özetlenmiştir.

Tablo 3.10: Tip-3 jantlara uygulanan test yükleri ve Çatlak Başlangıcı - Kırılma Çevrimleri.

JANTLARA UYGULANAN TEST YÜKLERİ VE ÇATLAK BAŞLANGICI - KIRILMA ÇEVRİMLERİ				
MODEL/ APLİKASYON	ÇATLAK BAŞLANGICI/ KIRILMA	YÜK-1	YÜK-2	YÜK-3
		2500 Nm	3500 Nm	4500 Nm
Tip-3	ÇATLAK	885,750 Çevrim	65,530 Çevrim	7,500 Çevrim
	KIRILMA	2,500,000 Çevrim	233,625 Çevrim	23,310 Çevrim
KIRILMA BÖLGESİNDEKİ GERİLME DEĞERİ		64,197 Mpa	89,875 Mpa	115,370 Mpa

4. TARTIŞMA VE SONUÇ

4.1. DURUM DEĞERLENDİRME

Tip-1, Tip-2 ve Tip-3 tasarım jantların mevcut literatürden gelen araştırma bilgileri ile ilk olarak virajda yorulma testleri, ECE 124 ve TS 8987 standartları kapsamında tamamlanmıştır. Bu testlerde, görünür çatlak başlangıcı ve tam kırılmanın göründüğü ve test makinasının arıza konumuna geçtiği çevrim sayıları tespit edilmiş ve her tasarım tipi için kendi içinde değerlendirmeye tabi tutulmuştur. Bu değerlendirmelerde, jantların her biri için hesaplanan virajda yorulma testi moment değeri, yük sınıfından dolayı farklı olduğundan, moment değerleri arasında belirgin bir fark gözlemlenmiş ve testler sonundaki çevrim sayılarında da birbirinden ayrı sonuçlar gözlemlenmiştir. Bu çalışmada kullanılan S-N yorulma ömrü değerleri, ilgili Walter-Bai 4 noktalı eğilmeli yorulma cihazından elde edilen çevrim sayıları kırılmanın gerçekleştiği andaki çevrim sayılarıdır. Bu sebeple, jant analizinde mühendislik verisi olarak kullanılan değerler, bu hali ile, analizde görünür çatlağın başlangıcından çok kırılma anındaki duruma göre programa bilgi vermektedir. Bu durumun aşılabilmesi ve her bir tasarım tipinde aynı yüklerin uygulanarak, üç adet farklı yükün tasarım tipleri üzerinde görünür çatlak başlangıcı ve kırılmayı gerçekleştirdiği çevrimlerin tespiti gerçekleştirilmiştir.

Fiziki olarak bu amaçla yapılan virajda yorulma testleri sonuçları arasında görünür çatlak başlangıcı ve kırılmanın gerçekleştiği çevrimler arası oranlar, %21 ile %48 arasında değişmekte olduğu sonucu gözlemlenmiştir. Diğer bir taraftan, çatlağın fiziksel olarak görüldüğü figür kısımlarında, Von Mises gerilme değeri tespit edilmiş ve uygulama yükü ve ilgili görünür çatlak ve kırılmanın gerçekleştiği çevrim sayıları ile birlikte değerlendirilmiştir. Bu yerel alanlardaki figürden kaynaklı gerilme yığılmalarının oluştuğu geometriler de değerlendirilmeye alınmıştır.

Tasarım Tip-1 için Tablo 3.8 de görüleceği üzere, 2500 N luk uygulama yükündeki test sonucu, analiz yazılımından elde edilen sonuçtaki alanla eşleşmektedir.

Tüm yük değerleri için, analiz yazılımdaki testlerinin tümünde, ön yüzeyde kırılma gözlemlenmesi, yüklenmenin etki ettiği kol ve bunun devamındaki göbek birleşim alanındaki keskin hatlara sahip raduslü kısımdan kaynaklı olarak gerçekleştiği söylenebilir.

Bu, Şekil 3.32'de tepe noktada görülen radüsten kaynaklı olarak bir gerilme yığılması gerçekleşmekte ve analiz yazılımı aracılığı ile tahmini kırılma bölgesi resimdeki gerilme yığılmasının bulunduğu alan olarak tahmin edilebilmektedir.

3500 N ve 4500 N yükler altında ise aynı çatlağın ilerleyerek jantın arka kısmına da ulaştığı gözlemlenmektedir. 3500 N ve 4500 N yükler altında tespit edilen gerilme değerlerinin, malzeme akma gerilmesinin çok üstünde kaldığı, bu nedenle de çevrim sayılarının hem görünür çatlak başlangıcı çevrimlerinde hem de kırılma gerçekleşen çevrimde belirgin şekilde değiştiği görülebilmektedir.

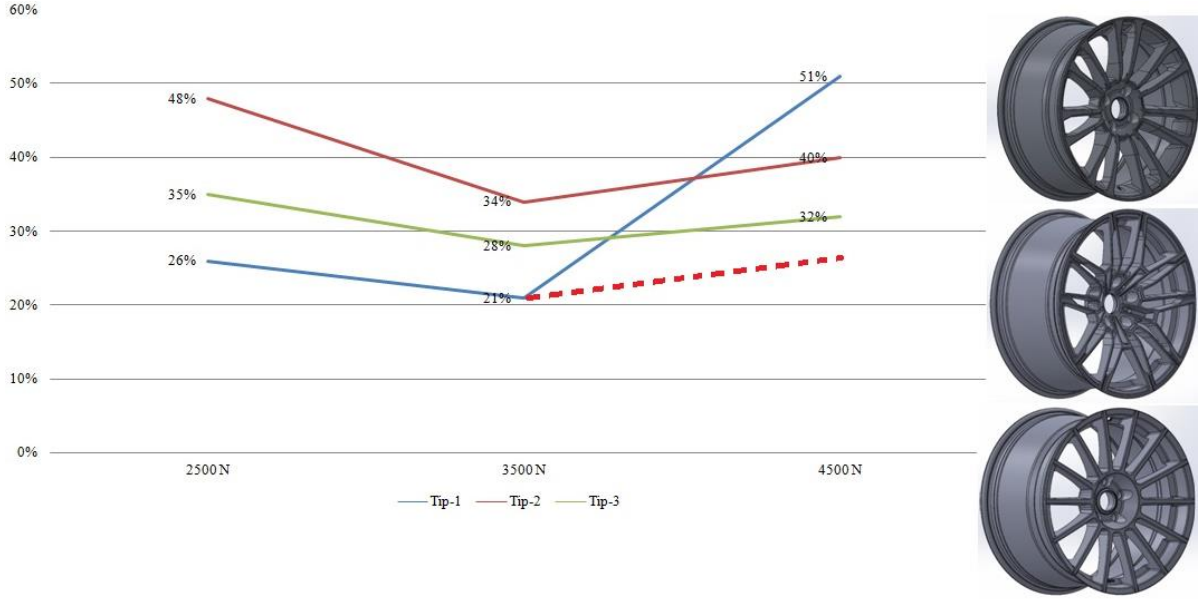
Tasarım Tip-2 için Tablo 3.9 numaralı tablodaki gerilme ve çevrim değerleri değerlendirildiğinde, uygulanan yük değerlerinde görülen en büyük gerilme değerleri tümü ile akma gerilmesinin üzerinde kalmaktadır. Analiz yazılımında elde edilen en büyük gerilmenin oluştuğu yerel figür üzerinde çatlak oluşmuş, yazılıma göre çatlak beklenen alanda çatlak gerçekleşmiştir.

2500 N luk yük altında ortaya çıkan Von Mises gerilme değeri, tasarım Tip-1 de olduğu gibi 250000-350000 çevrim aralığında bir görünür çatlak meydana getirmiştir.

Tip-1 jantta, 2500 N luk yük altında alınan gerilme değeri, malzeme akma gerilmesi civarında görünür çatlak başlangıcını vermişken, tasarım Tip-2 jantta daha yüksek bir gerilme değeri elde edildiğinde çatlak başlangıcı gerçekleşmiştir. Bunun nedeninin Tip-2 tasarımdaki Şekil 3.37 de görülen daha düz bir formun neden olduğu görüşü elde edinilebilir.

Tasarım Tip-3 jantta, Tablo 3.10'da görülen değerlerde en düşük olarak uygulanmış 2500 N yük altında, malzeme akma gerilmesinin belirgin şekilde altında kalan bir gerilme değeri ile yüksek bir çevrimde görünür çatlak meydana gelmiştir. Buradaki en önemli etkenin, jant figürünün Tip-1 ve Tip-2 figürlerine göre olabildiğince düşük sayıda gerilme yığılması yaratabilecek geometrisinin oluşudur. Bu nedenle, yan faktörlerden en önemlisi şekil faktörünün mümkün olduğu kadar az olduğu durumlarda, malzeme ömrünün yüksek sayıda çevrimi karşılayabilecek durumda olduğunu anlayabiliriz.

Sonuçlardaki bu yorumlamalar, figürdeki gerilme yığılmalarından başka malzemenin alçak basınç döküm prosesinden gelen kalıcı gerilmeler ve diğer dış faktörlerden kaynaklı olarak üç tasarım tipinden elde edilen görünür çatlak başlangıç çevrimi ile kırılmanın görüldüğü çevrim sayısı arasındaki ilişkilerde,esas olarak beklenmeyen Tip-1 deki münferit sapmayı da açıklamaktadır.



Şekil 4.1 Üç tasarım tipinin çatlak ve kırılma Görülme Çevrimleri Arasındaki Yüzdesel Farklar

4.2. SONUÇ

Analizlerde, literatürden elde edilmiş geçmiş çalışmalardan elde edilen bilgilerden yararlanılarak, farklı figürdeki jantların virajda yorulma testi analizleri gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen analizler için malzemenin proses kaynaklı değişim faktörülerini mümkün olduğu kadar kapsayıcı olacak şekilde elde edilen S-N yorulma ömrü çevrimleri ve grafiği elde edilmiştir. Analizlerde tam değişken yüklenmeye maruz kalan jantlardaki görünür çatlak başlangıcı çevrimi ile kırılma anındaki çevrim sayıları analiz yazılımı üzerinden elde edilen gerilme ve ömür değerleri ile karşılaştırılmıştır.

İrdelenen geometrik farklılıkların testlerin sonuçlarını nasıl etkilediği elde edilmiştir. Yüksek çevrim analizlerde sonuçların doğrudan etkilendiği ve daha hassas olarak elde edilmek istenen sonuçlarda, düşük çevrimli yorulma analizlerinin de yapılmasının gerekliliği sonucuna varılmıştır.

Son Teknolojik gelişmelerle, alaşımlı döküm üretim prosesi üzerindeki kalıntı gerilmelerin ölçümleri ve analiz yazılımı üzerine aktarılması ile alakalı çalışmalar yapıldığı ancak bu çalışmaların şu aşamada yeterli olmadığı bilgisi edinilmiştir. Bu teknolojik gelişmeler hesaba

katılarak çevrim sayılarındaki düzensizliklerin giderilebileceği ve daha hassas sonuçların yazılım tarafında alınabileceği tahmin edilebilir.

KAYNAKLAR

Grubisic, V., Fischer, G. (1983). Automotive Wheels, Method and Procedure for Optimal Design and Testing. *SAE Paper 830135, SAE Transactions* 92.

Grubisic, V. (1985).Criteria and Methodology for Lightweight Design of Vehicle Components, Subjected to Random Loads. *SAE Paper 850367,* SAE SP 611.

Fischer, G. and Grubisic, V. (1998). Design Criteria and Durability Approval of Wheel Hubs. *SAE Technical Paper* 982840.

Karandikar, H. and Fuchs, W. (1990). Fatigue Life Prediction for Wheels by Simulation of the Rotating Bending Test. *SAE Technical Paper* 900147.

Kocabicak, U and Firat, M. (2001). Numerical Analysis of Wheel Cornering Fatigue Tests. *Journal Mechanical Design and Production Society (MATİM)* - Vol.8 - pp.339.

Guo, M.,Bhandarkar, R., & Lin, B. (2004), Clamp Load Consideration in Fatigue Life Prediction of a Cast Aluminum Wheel Using Finite Element Analysis. *SAE Technical Paper* 2004-01-1581.

Gope P.C. (2002). Determination of minimum number of specimens in S–N testing. *J Eng Mater Technol*,124:421–7.

Wang, X.,Zhang,X. (2009),Simulation of dynamic cornering fatigue test of a steel passenger car wheel. *International Journal of Fatigue* 32,434-442.

Meghashyam,P.,Naidu,S.,and Baba,N. (2013).Design and Analysis of Wheel Rim using CATIA & ANSYS. *International Journal of Application or Innovation in Engineering & Managament* (IJAIEM), Vol-2,Issue 8.

Nallusamy,S.,Prabu,N.,Balakannan,K.,& Majumdar,G.(2015).Analysis of Static Stress in an Alloy Wheel of the Passenger Car.*International Journal of Engineering Research in Africa* Vol.16,pp-17-25.

D.H.Burande, T.N.Kazi.(2016).Fatigue Analysis of Alloy Wheel for Passenger Car under Radial Load. *International Journal of Engineering Research and General Science*, vol 4,no.2,pp26-35.

K.A. Zakaria, K.A. Kamarudin, M.A. Yusuff, M.B.Ali,S.Dharmalingam.(2018).Fatigue Life of an Alloy Wheel Design. *International Journal of Engineering&Technology*, 7 (4,40),pp81-84.

E.T.R.T.O.(2020). The European Tyre and Rim Technical Organisation,Brussels.

E/ECE/TRANS/505 Regulation No.124.(2007). Uniform Provisions Concerning the Approval of Wheels for Passenger Cars and Their Trailers, UN Economic Commission for Europe Information Service, Geneva.

TS 8987: 2013.(2013). Karayolu Taşıtları-Otomobiller-Hafif alaşımlı döküm jantlar, Ankara.

O. H. Basquin.(1910).The Exponential Law of Endurance Tests. *American Society for Testing and Materials Proceedings*, Vol. 10, 1910, pp. 625-630.

N.Korunovic, M.Trajanovic, M.Stojkovic.(2007).Finite Element Model for Stedy State Rolling Tire Analysis. *Journal of the Serbian Society for Computational Mechanics*,vol 1,no.2,pp.63-79. URL(www.researchgate.net/profile/Nikola-Korunovic/publication/228667445/figure/fig1/AS:393870727761923@1470917507179/Axysimmetric-tyre-model-of-the-full-tyre-cross-section_W640.jpg).Ziyaret Tarihi:15/05/2022.

Jant ile birlikte montajlanmış bir araç lastiğinin kesidi. Shuttertock. URL(www.shutterstock.com/tr/image-vector/tire-section-253478101). Ziyaret Tarihi:15/05/2022.

E.T.R.T.O.(2020). The European Tyre and Rim Technical Organisation, Brussels. R.8,R25,R26.

Jant fonksiyonel kısımlarının tanımlamaları. Dezent Wheels.URL (www.dezent-wheels.com/EN/repos/files/dezent/magazine/wheel%20technology/DEZENT-characteristics-of-an-alloy-wheel_EN). Ziyaret Tarihi:15/05/2022.

Bir aracın viraja girme anında katetmiş olduğu dairesel mesafe. Steamitimages.URL (https://steemitimages.com/p/8SzwQbWfyXFxhjPGdCMQ85GhHZkv2ztHFirPN5gtj3

P4hnktGLzb3itduo1n9BVTZjcLK9e2UZ8KQnLi47Nu6zfQUnF5vCH1Vb5VTxnr4RHTFVeKbC2?format=match&mode=fit&width=640). Ziyaret Tarihi:15/05/2022.

Radyal yorulma test cihazı. Speednik. URL(www.speednik.com/image/2018/01/2018-01-31_21-23-37_44035.jpg). Ziyaret Tarihi: 15/05/2022

Jant darbe test düzeneği. Lmcworkholding.URL(https://lmcworkholding.com/products/wheel-machines/wheel-testing-equipment/impact-test-and-radial-impact-test/?L=0#&gid=lightbox-group-726&pid=0). Ziyaret Tarihi:15/05/2022.

Viraj içerisinde ilerleyen araçta oluşan normal kuvvetler. Rimdealer. URL(www.rimdealer.com/content/tire_cornering.html). Ziyaret Tarihi: 15/05/2022.

Uygulanmış kuvvetlerin lastikli jant üzerindeki durumu. X-Engineer. URL(https://x-engineer.org/wp-content/uploads/2020/06/Forces-in-driving-wheel.png). Ziyaret Tarihi: 15/05/2022.

Darbe testi düzeneği ve test yapılmış bir jant örneği. Actslabs. URL(www.aqtslabs.com/Images/13Degree-1.jpg). Ziyaret Tarihi: 15/05/2022.

Radyal yorulma test düzeneği ve test yapılmış bir jant örneği. Dressup-Navi. URL (https://dressup-navi.net/wp-content/uploads/2018/04/SW1801_P108_08.jpg). Ziyaret Tarihi: 15/05/2022

Walter Bai – 4 noktalı eğilmeli yorulma test cihazı. Walterbai. URL(https://www.walterbai.com/page/products/Materials_Testing_Systems/Rotary_Bending_Fatigue_Testing_Machines/images/UBM100.jpg?m=1553178262). Ziyaret Tarihi: 15/05/2022.

Jant virajda yorulma test makinası. Inmess. URL(https://www.inmess.de/wp-content/uploads/2020/10/img-product_inmess_rbt_02.jpg). Ziyaret Tarihi: 15/05/2022.

Ansys yazılımı üzerinde tamamlanan örnek bir analiz çıktısı görseli. Sanalöğretim. URL(https://www.sanalogretim.com/Egitim-Icerigi/ANSYS-Workbench-2019/107/43839,3/SetDetay#gallery-2). Ziyaret Tarihi: 15/05/2022.

NCode Design Life programı üzerinde yapılmış örnek bir yorulma analizi görseli. Bias. URL(https://admin.bias.com.tr/storage/media/1396/basliksiz-1-crop-2.jpg). Ziyaret Tarihi: 15/05/2022.

İNTİHAL RAPORU İLK SAYFASI

OZAN GÜLER_

ORİJİNALLİK RAPORU

%3	%1	%0	%2
BENZERLİK ENDEKSİ	İNTERNET KAYNAKLARI	YAYINLAR	ÖĞRENCİ ÖDEVLERİ

BİRİNCİL KAYNAKLAR

1	Submitted to The Scientific & Technological Research Council of Turkey (TUBITAK) Öğrenci Ödevi	%1
2	Submitted to Istanbul University Öğrenci Ödevi	%1
3	Submitted to TAR University College Öğrenci Ödevi	<%1
4	documents.mx İnternet Kaynağı	<%1
5	K. Tani, T. Nishio, T. Yamada, Y. Kawase. "Transient finite element method using edge elements for moving conductor", IEEE Transactions on Magnetics, 1999 Yayın	<%1
6	nek.istanbul.edu.tr:4444 İnternet Kaynağı	<%1
7	www.archive.org İnternet Kaynağı	<%1
8	tdx.cat İnternet Kaynağı	<%1
9	designer.mech.yzu.edu.tw İnternet Kaynağı	<%1
10	acikbilim.yok.gov.tr İnternet Kaynağı	<%1
11	www.manuscriptmodule.com İnternet Kaynağı	<%1

KURUM İZNİ YAZILARI

Uyarı: Canlı ve cansız deneklerle yapılan tüm çalışmalar için kurum izin belgelerinin eklenmesi zorunludur. Gizlilik ve mahremiyet içeren durumlarda kurum adı kapatılmalıdır.

☐ **Kurum izni gerekmektedir.**

☒ **Kurum izni gerekmemektedir.**

Öğrenci Adı SOYADI
(İmza)