

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ALÜMİNYUM ALAŞIMLI BİNEK ARAÇ
JANTLARININ DİNAMİK VİRAJ
YORULMASI DAVRANIŞININ DENEYSEL
VE SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ



Meriç IŞIK

Ekim, 2019
İZMİR

**ALÜMİNYUM ALAŞIMLI BİNEK ARAÇ
JANTLARININ DİNAMİK VİRAJ
YORULMASI DAVRANIŞININ DENEYSEL
VE SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**

**Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Yüksek Lisans Tezi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Mekanik Programı**

Meriç IŞIK

Ekim, 2019

İZMİR

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

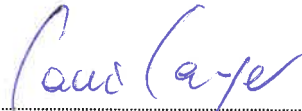
MERİÇ IŞIK, tarafından PROF. DR. BİNNUR GÖREN KIRAL yönetiminde hazırlanan “ALÜMİNYUM ALAŞIMLI BİNEK ARAÇ JANTLARININ DİNAMİK VİRAJ YORULMASI DAVRANIŞININ DENEYSEL VE SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ” başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.


Prof. Dr. Binnur GÖREN KIRAL

Yönetici


Prof. Dr. Gıyasettin ÖZLES

Jüri Üyesi


Doç. Dr. Sami SAYAR

Jüri Üyesi


Prof. Dr. Kadriye ERTEKİN

Müdür

Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın gerçekleştirilmesinde, engin bilgi ve tecrübesi ile bana yol gösteren ve mühendislik alanında ilerlememi sağlayan tez danışmanım, değerli hocam, Sn. Prof. Dr. Binnur GÖREN KIRAL'a;

Çalışmanın her aşamasında desteklerini esirgemeyen, başta Sn. Halil Emre ÇUBUKLUSU olmak üzere Sn. Ali KARA, Sn. Caner KALENDER'e, tüm çalışma arkadaşlarıma, çalışmalarda maddi ve manevi her türlü desteği veren, imkanı sağlayan sektöründe öncü CMS Jant ve Makina Sanayi A.Ş.'ne;

Tüm hayatım boyunca yanımda olup beni sonuna kadar destekleyen, bugünlere gelmem için büyük emek sarf eden sevgili aileme;

Saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Meriç IŞIK

ALÜMİNYUM ALAŞIMLI BİNEK ARAÇ JANTLARININ DİNAMİK VİRAJ YORULMASI DAVRANIŞININ DENEYSEL VE SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

ÖZ

Aracın yol ile temasını sağlayan en önemli bileşenlerden biri olan jantlar, statik ve dinamik yükler altında çalışan kritik öneme sahip elemanlardır. Zorlu çalışma koşulları sebebiyle tasarım aşamasında, jantın kullanılacağı araç özelinde, ilgili testin şartname ve standartlarına göre maksimum kuvvetler hesaplanır. Hesaplanan kuvvetlere bağlı olarak jantlar üzerinde çeşitli analizler ve numune üretiminden sonra çeşitli mekanik testler gerçekleştirilmektedir. Dinamik viraj yorulması testi, çift eksen yorulma testi, radyal yorulma testi, 13° derece darbe testi, 90° darbe testi, iç flanş deformasyon testi, ZWARP testi bu testlerden bazılarıdır. Sürüş sırasında jantlar, yol ve araç kaynaklı değişken, bileşik ve periyodik yüklere maruz kalmaktadır. Bu bileşik yükler altında kritik tekrar sayılarına ulaşıldığında jant üzerinde yorulma hasarı görülebilir.

Bu çalışma kapsamında ISO 3006:2105 dinamik viraj yorulması standardına uygun şekilde jantların virajda yorulma durumları, Taguchi metodu deney tasarımı, tarama deney tasarımı ve faktöriyel deney tasarımı hazırlanarak Ansys Workbench 18.0 paket programı ile incelenmiştir. Deney tasarımı, en az sayıda deney yaparak bir veya birden fazla parametrenin sonuca etkisini görmemizi sağlar. Jantın dinamik yorulma dayanımına etki eden jant büyüklüğü, feder kalınlığı, lastik oturma yüzeyi genişliği benzeri 15 geometrik parametrenin etkisi incelenmiş ve bu çalışmanın sonucu olarak parametreler minimum ağırlık – minimum gerilme olacak şekilde optimize edilmiştir.

Anahtar kelimeler: Jant, yorulma, deney tasarımı, sonlu elemanlar analizi, optimizasyon

EXPERIMENTAL AND NUMERICAL INVESTIGATION OF DYNAMIC CORNERING FATIGUE BEHAVIOR OF ALUMINUM ALLOY PASSENGER CAR WHEELS

ABSTRACT

The wheels which are one of the most important components of the vehicle's contact with the road, are critical elements that operate under static and dynamic loads. Due to severe working conditions, the maximum forces are calculated for each individual vehicle according to the specifications and standards of the relevant test in the design stage. Depending on the calculated forces various analyzes and mechanical tests are carried out after sample production. Dynamic corner fatigue test, double axis fatigue test, radial fatigue test, 13 ° impact test, 90 ° impact test, inner flange deformation test, ZWARP test are some of these tests. Under road conditions the wheels are exposed to variable, combined and periodic loads originating from the road and vehicle. Fatigue damage on the wheel can be observed when critical repetitions are reached under these combined loads.

In this study, the fatigue conditions of wheels were investigated using Taguchi method experiment design, screening experiment design and general factorial experiment design according to ISO 3006:2105 dynamic bending fatigue standard by Ansys Workbench 18.0 package program. Design of experiment allows us to see the effect of one or more parameters on the result by performing the least number of experiments. The effects of 15 geometric parameters such as wheel size, spoke thickness, bead seat width, which affect the dynamic fatigue strength of the wheel was investigated and thee parameter were optimized to be in minimum weight – minimum stress as a result of this study.

Keywords: Wheel, fatigue, design of experiments, finite element analysis, optimization

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
ÖZ.....	iv
ABSTRACT.....	v
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	viii
TABLOLAR LİSTESİ.....	xi
BÖLÜM BİR – GİRİŞ.....	1
BÖLÜM İKİ – BİNEK ARAÇ JANTLARI.....	7
2.1 Jant Üretimi	7
2.1.1 Alçak Basıncılı Döküm Yöntemi İle Jant Üretimi.....	7
2.1.2 Dövme Yöntemi İle Jant Üretimi	9
2.1.3 Soğuk Şekillendirme Yöntemi İle Jant Üretimi.....	10
BÖLÜM ÜÇ - MALZEME VE YÖNTEM.....	13
3.1 Alüminyum Döküm Yönteminin Tarihçesi.....	13
3.2 Yorulma.....	19
3.2.1 Ömür Hesabı Yaklaşımları	21
3.2.1.1 Gerinim – Ömür Yaklaşımı	22
3.2.1.2 Lineer Elastik Kırılma Mekanîği Yaklaşımı.....	23
3.2.1.3 Gerilme – Ömür Yaklaşımı.....	24
3.3 S-N Eğrisi Elde Edilmesi	26
3.4 Dinamik Viraj Yorulması.....	34
3.4.1 Dinamik Viraj Yorulması Testi	34
3.4.2 Dinamik Viraj Yorulması Analizi	37

3.4.2.1 Test – Sonlu Elemanlar Analizi Korelasyon Gösterimi.....	38
BÖLÜM DÖRT - DENEY TASARIMI.....	41
4.1 Taguchi Yöntemi Deney Tasarımı	42
4.2 Tarama Deney Tasarımı	44
4.3 Faktöriyel Deney Tasarımı	50
BÖLÜM BEŞ - JANT MODELLEME.....	51
BÖLÜM ALTI - SONUÇLAR.....	53
6.1 Taguchi Deney Tasarımı Yorulma Analizi Sonuçları	53
6.2 Tarama Deney Tasarımı Yorulma Analizi Sonuçları.....	56
6.3 Faktöriyel Deney Tasarımı Sonuçlarının İncelenmesi	65
6.3.1 Jantın Dinamik Viraj Yorulması Optimizasyonu	73
BÖLÜM YEDİ - DEĞERLENDİRME.....	76
KAYNAKLAR.....	77

ŞEKİLLER LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1 Jantın temel ölçüleri.....	6
Şekil 2.2 Alçak basınçlı döküm tezgahı şematik gösterimi.....	7
Şekil 2.3 Yüksek basınçlı döküm tezgahı şematik gösterimi.....	8
Şekil 2.4 Dövme jant üretiminde kullanılan pres makinesi.....	9
Şekil 2.5 Dövme jant üretim prosesi.....	10
Şekil 2.6 Sac jant üretim prosesi.....	11
Şekil 2.7 Sac jant kasnağı.....	11
Şekil 3.1 Hall Herault elektroliz yöntemi ile alüminyum üretimi.....	14
Şekil 3.2 Bayer prosesi ile alümina eldesi.....	14
Şekil 3.3 Al – Si faz diyagramı.....	18
Şekil 3.4 AlSi ₇ Mg ısıtıl işlem parametreleri.....	19
Şekil 3.5 Temsili gerilme – şekil değiştirme grafiği.....	20
Şekil 3.6 Yorulma hasarına uğramış parça.....	20
Şekil 3.7 Yorulma hasarına uğramış jant.....	21
Şekil 3.8 Yorulma ömrü - Genlik ilişkisi.....	23
Şekil 3.9 Paris denklemi grafiği.....	24
Şekil 3.10 Periyodik yükleme.....	25
Şekil 3.11 Farklı yükleme çeşitlerine ait R değerleri.....	26
Şekil 3.12 S-N eğrisi gösterimleri.....	27
Şekil 3.13 S-N eğrisi.....	27
Şekil 3.14 Ortalama gerilme ve ortalama genlik grafiği.....	29
Şekil 3.15 Çekme çubuğu numune bölgeleri.....	30
Şekil 3.16 S-N eğrisi eldesinde kullanılacak jant modeli.....	31
Şekil 3.17 Offset bölgesi yüzey pürüzlülüğü ölçümü.....	32
Şekil 3.18 S-N eğrisi belirleme deneyleri.....	33
Şekil 3.19 Çevrim sayılarının normal dağılım kontrolü.....	33
Şekil 3.20 AlSi ₇ Mg T6 komponent S-N eğrisi.....	34
Şekil 3.21 Aracın virajdaki davranışı.....	35
Şekil 3.22 Dinamik viraj yorulması tezgahı şematik gösterimi.....	36
Şekil 3.23 INMESS dinamik viraj yorulması test cihazı.....	36

Şekil 3.24 Dinamik viraj yorulması analizinde kullanılan geometriler.....	37
Şekil 3.25 Kuvvet uygulama adımları.....	38
Şekil 3.26 Test – Sonlu elemanlar analizi korelasyonu.....	39
Şekil 4.1 Parametreler.....	42
Şekil 4.2 Jant büyüklüğü parametresi değişimi.....	44
Şekil 5.1 Catia temsili çizim.....	51
Şekil 5.2 Temel jant.....	52
Şekil 5.3 Kol boşaltması kısaltılan, kol kalınlığı artırılan jant.....	52
Şekil 6.1 Örnek Taguchi deney tasarımı sonuç görseli – Ön yüzey.....	53
Şekil 6.2 Örnek Taguchi deney tasarımı sonuç görseli – Arka yüzey.....	54
Şekil 6.3 Ön yüzeyde oluşan gerilmeler için parametrelerin ana etki grafiği.....	55
Şekil 6.4 Arka yüzeyde oluşan gerilmeler için parametrelerin ana etki grafiği.....	56
Şekil 6.5 Örnek Tarama deney tasarımı sonuç görseli – Ön yüzey.....	57
Şekil 6.6 Örnek Tarama deney tasarımı sonuç görseli – Arka yüzey	57
Şekil 6.7 Parametrelerin sonuç üzerindeki etkilerinin pareto diyagramı-Ön yüzey...	60
Şekil 6.8 Parametrelerin sonuç üzerindeki etkilerinin pareto diyagramı - Arka yüzey.....	60
Şekil 6.9 Parametrelerin sonuç üzerindeki etkilerinin pareto diyagramı – Kütle.....	61
Şekil 6.10 Ön yüzeyde oluşan gerilmeler için parametrelerin ana etki grafiği.....	61
Şekil 6.11 Arka yüzeyde oluşan gerilmeler için parametrelerin ana etki grafiği.....	62
Şekil 6.12 Kütle değişimi için parametrelerin ana etki grafiği.....	63
Şekil 6.13 Parametrelerin sonuç üzerindeki yüzdesel etkisi – Ön yüzey.....	64
Şekil 6.14 Parametrelerin sonuç üzerindeki yüzdesel etkisi – Arka yüzey.....	64
Şekil 6.15 Parametrelerin sonuç üzerindeki etkilerinin pareto diyagramı-Ön yüzey...	66
Şekil 6.16 Ön yüzeyde oluşan gerilmeler için parametrelerin ana etki grafiği.....	66
Şekil 6.17 Parametrelerin sonuç üzerindeki etkilerinin pareto diyagramı - Arka yüzey.....	67
Şekil 6.18 Arka yüzeyde oluşan gerilmeler için parametrelerin ana etki grafiği.....	67
Şekil 6.19 Parametrelerin sonuç üzerindeki etkilerinin pareto diyagramı – Kütle....	68
Şekil 6.20 Kütle değişimi için parametrelerin ana etki grafiği.....	68
Şekil 6.21 Ön yüzeyde oluşan gerilmeler için kontur grafiği.....	70
Şekil 6.22 Arka yüzeyde oluşan gerilmeler için kontur grafiği.....	70

Şekil 6.23 Kütle değişimi için kontur grafiği.....	71
Şekil 6.24 Parametrelerin sonuç üzerindeki yüzdesel etkisi – Ön yüzey.....	72
Şekil 6.25 Parametrelerin sonuç üzerindeki yüzdesel etkisi – Arka yüzey.....	72
Şekil 6.26 Parametrelerin sonuç üzerindeki yüzdesel etkisi – Kütle.....	73
Şekil 6.27 Optimizasyon sonucu.....	74
Şekil 6.28 Optimize edilmiş model – Ön yüzey.....	75
Şekil 6.29 Optimize edilmiş model – Arka yüzey.....	75



TABLÖLER LİSTESİ

Sayfa

Tablo 2.1 ETRO standartlarına göre alüminyum alaşımlı jantların sınıflandırılmasında kullanılan ölçüler.....	6
Tablo 3.1 Saf alüminyumun mukavemet özellikleri.....	15
Tablo 3.2 Dövme alüminyum alaşımları gösterimi.....	16
Tablo 3.3 Döküm alüminyum alaşımlarının gösterimi.....	16
Tablo 3.4 A356.0 T6 mekanik özellikleri.....	17
Tablo 3.5 A356.0 kimyasal özellikleri.....	17
Tablo 3.6 Alüminyum alaşımlarında ısıtıl işlem kodlamaları ve açıklamaları.....	18
Tablo 3.7 Jantın farklı bölgelerinde oluşan ortalama von Mises gerilmesi.....	28
Tablo 3.8 Feder bölgesi malzeme özellikleri.....	31
Tablo 3.9 İç flanş bölgesi malzeme özellikleri.....	31
Tablo 3.10 Dış flanş bölgesi malzeme özellikleri.....	31
Tablo 3.11 Analiz ve test sonuçlarının bölgesel tutarlılığı.....	38
Tablo 3.12 Analiz ve test sonuçlarının gerinim değeri tutarlılığı.....	40
Tablo 4.1 Taguchi deney tasarımı.....	43
Tablo 4.2 Tarama deney tasarımı model parametreleri.....	45
Tablo 4.3 Tarama deney tasarımı.....	49
Tablo 4.4 Yarım faktöriyel deney tasarımı model parametreleri.....	50
Tablo 6.1 Taguchi deney tasarımı sonuçları.....	54
Tablo 6.2 Tarama deney tasarımı sonuçları.....	58
Tablo 6.3 Ön yüzeyde oluşan gerilmeler için tüm parametrelerin p değeri tablosu....	59
Tablo 6.4 Ön yüzeyde oluşan gerilmeler için etkili parametrelerin p değeri tablosu....	59
Tablo 6.5 Yarım faktöriyel deney tasarımı sonuçları.....	65

BÖLÜM BİR

GİRİŞ

Jantın temel işlevi, motordan alınan, dingil ile lastiklere aktarılması istenen torkun iletimini eksiksiz yerine getirmektir. Ek olarak aracın yol tutuşunu lastik ile uyumlu çalışarak sağlamak, yoldan kaynaklı darbeleri sönümleyerek araç içi konforu arttırmak da jantın fonksiyonları olarak özetlenebilir. Jantlar, araçlara uygun şekilde dizayn edildiklerinde aracın performansını, sürüş konforunu, sürüş ekonomisini olumlu yönde etkiler (Akdoğan, Esener, Ercan ve Fırat, 2014).

Otomobiller birçok farklı parçanın birbirleri ile eş çalışması ile meydana gelen taşıtlardır. Otomobil ana ve yan sanayi üreticileri bu parçaları üretirken müşteri isteklerini en az maliyet, en yüksek verim ve bu parametrelerin elverişli olduğu en yüksek güvenlik katsayıları ile üretirler. Binek otomobillerde kullanılan alüminyum silis alaşımlı jantlar araca kattıkları görselliğin dışında farklı ve önemli fonksiyonlara da sahiptirler. Jantlar yasal yükümlülükleri olan ve direkt olarak can ve mal güvenliği ile ilişkili emniyet parçalarıdır (Tarkun, 2005).

Bu çalışmada alüminyum alaşımlı binek araç jantlarının dinamik viraj yorulması davranışı incelenmiştir. Konu hakkında yapılan çalışmalardan birkaçı aşağıdaki şekilde sıralanabilir.

Wang ve Zhang (2009) jantların dinamik viraj yorulması testini simüle etmek için pratik ve kapsamlı bir yöntem bulmayı amaçlamıştır. Çelik otomobil jantının testini, zamana bağlı doğrusal sonlu elemanlar analizleri ile lokal birim şekil değiştirme yaklaşımını birleştirerek simüle etmişlerdir. Test boyunca jant üzerinde oluşan eğilme momenti etkisini analizde simüle etmek için, jant hareketsiz durumdayken, jantın eksenine dik olan bir kuvvet, janta göbek bölgesinden flanş ile bağlanmış olan moment kolu ucuna uygulanmıştır. Analiz sonucunda maksimum şekil değiştirmenin görüldüğü bölgedeki kritik eleman, lokal gerilme-şekil değiştirme durumu olarak oldukça kararsız bir davranış göstermiştir. Kritik bölgede bulunan diğer elemanlar incelendiğinde lokal gerilme-şekil değiştirme özelliği doğrusal olan, en yüksek

gerilmeye sahip elemanın üzerinde oluşan maksimum gerilme değeri ile jantın yorulma ömrü tahmin edilmiştir. Analizler sonucunda tahmin edilen ömür 38.271 çevrimdir. Analiz sonucunun test sonucu ile tutarlılığını irdelemek adına üç adet jant teste tabii tutulmuş ve jantların yorulma ömürleri tespit edilmiştir. Elde edilen ömür değerlerinin ortalaması 49.000 çevrim olarak belirlenmiştir. Sonuçlar arasında bulunan %22'lik farkın analizde yapılan mühendislik kabulleri sebebiyle gerçekleştiği belirlenmiştir.

Zheng, Sun, Xu, Pan, ve Yuan (2014) sac jantların dinamik viraj yorulması ömrü ve hata tahmini üzerine sayısal bir yöntem geliştirmiştir. Yöntem kritik düzlem teorisi ve sonlu elemanlar metoduna dayanmaktadır. Sayısal simülasyon modellerine bilineer çevrimsel elasto-plastik sonlu elemanlar analizi uygulanmıştır. Yorulma ömrü, çatlak başlangıç noktası Brown-Miller hasar kriteri, yağmur damlası sayma yöntemi ve Palmgren-Miner kümülatif hasar kuralı ile tespit edilmiştir. Çalışma sonucunda analiz yöntemi ile yorulma ömrü maksimum %4,4 fark ile deneysel sonuçlara yakın bulunmuştur.

Kocabıçak ve Fırat (2000) tarafından sac jantların dinamik viraj yorulması davranışlarını tespit etmek için C programlama dili ile yorulma ömrü tahmini yazılımı hazırlanmıştır. Yazılım hazırlanırken elasto-plastik gerilme bileşenleri, toplam plastik deformasyon teorisi yaklaşımı ile hesaplanmıştır. Çentikli bölgelerdeki yük-şekil değiştirme değerleri, çentiksiz çekme numunesinden elde edilen malzeme gerilme-şekil değiştirme eğrisi ile tahmin edilmiştir. Palmgren-Miner kümülatif hasar kuralı kullanılmıştır. Hazırlanan analiz programı ile jantların yorulma ömrü hesaplandığında analiz sonuçları ve test sonuçları arasında %11'lik bir fark olduğu görülmüştür.

Valetava ve Jethava (2016) Ansys sonlu elemanlar programını kullanarak A356.2 ve karbon fiber malzemelerine sahip sabit geometrili jantın dinamik viraj yorulması davranışlarını karşılaştırmışlardır. A356.2 malzemeye sahip jantın analiz sonuçları, karbon fiber malzemeli jantın analiz sonuçları ile karşılaştırıldığında A356.2 malzemeye sahip jantın daha düşük dayanıma sahip olduğu belirlenmiştir.

Malzemelere ait S-N eğrileri karşılaştırıldığında karbon fiber jantın daha uzun ömürlü olduğu görülmüştür. Ayrıca karbon fiber jant %40 daha hafiftir.

Thakare (2017) sac jantların dinamik viraj yorulması davranışları için hazırlanmış sonlu elemanlar analiz yöntemlerinin sınır koşullarını incelemiştir. Analiz sonuçları ve deneysel sonuçlar strengeler aracılığıyla karşılaştırılmıştır. Analizlerde birinci çalışma olarak moment jantın bijonlarına, ikinci çalışma olarak jantın bijon ve diskinde olmak üzere iki farklı şekilde uygulanmıştır. Deneysel çalışmalar buna paralel yürütülmüştür. Birinci çalışma için; test edilen beş janttan okunan gerinim değerleri analiz sonuçları ile karşılaştırıldığında ortalama %5,27 hata görülmüştür. İkinci çalışma için; test edilen beş janttan okunan gerinim değerleri ile analiz sonuçları karşılaştırıldığında hata oranının %1,2425 olduğu görülmüş ve analizlerde momentin bijon ve diske uygulanmasının daha doğru bir sınır koşulu olduğu belirlenmiştir.

Marini ve Kedziora (2016) tarafından topoloji optimizasyonu yöntemini kullanarak hafif ve dayanıklı bir yarış jantı tasarlanması hedeflenmiştir. Çalışmada robust yarış jantı tasarımı üzerine yoğunlaşmıştır Yorulma davranışı ürün doğrulama adımlarının temel noktasını oluşturmaktadır. Ürün doğrulamaları tasarım esnasında yapılacağı için sonlu elemanlar analizi yöntemlerinin kullanılması gerekmektedir. Jantın üzerine etkiyen kuvvetler doğrulama adımlarının en önemli parametrelerini oluşturmaktadır. Optimize edilecek olan jant için kullanılacak yorulma testi koşulları SAE, J328 JUN 1994 şartnamesinden alınmıştır. Şartname, jantın yorulma gereksinimlerine uygun tasarlandığının doğrulanması için radyal yorulma testi ve dinamik viraj yorulması testinin gerekliliğini belirtmektedir. Jant malzemesi olarak literatür araştırmaları sonucundan magnezyum alaşım seçilmiştir. Mukavemet özelliklerinin iyileştirilmesi amacıyla jantın dövme prosesi ile üretilmesine karar verilmiştir. Optimizasyon çalışmasına temel ölçü girdileri oluşturmak adına bir adet referans jant seçilmiştir, lastik kesiti geometrisi ölçüleri profil form mastarı ile tespit edilmiştir. Stil yüzeyi kapalı olacak şekilde jant modellenmiş ve jantın üzerine dik darbe, dinamik viraj yorulması, frenleme ve ivmelenme kuvvetleri uygulanmıştır. Magnezyum alaşımlı yarış jantının üretilebilirlik ve sağlamlık açısından uygun olduğu tespit edilmiştir.

Wang, Chen, Wang ve Wang (2010), yedi federli ve sekiz bijonlu bir alüminyum alaşımlı binek araç jantının ABAQUS analiz programı ile dinamik viraj yorulması analizini gerçekleştirmiştir. Analiz statik yapısal analiz olarak hazırlanmış, kuvvet $22,5^\circ$ derecelik açılar ile 16 adımda uygulanmıştır. Analiz sonucunda bijon geometrisinin keskin kenarında 152,54 MPa von Mises gerilmesi görülmüştür ve jant teste alındığında çatlak başlangıcı bölgesi analiz sonucu ile tutarlı sonuç vermiştir. Çatlak başlangıcı çevrim sayısının daha doğru tahmin edilebilmesi adına A356 alaşımının laboratuvar ortamında elde edilen S-N eğrisi değerleri, yorulma ömrüne etki eden büyüklük faktörü, çentik etkisi faktörü, yüzey pürüzlülüğü faktörü ve güvenlik faktörü ile jant için özelleştirilmiştir. Özelleştirilen S-N eğrisi sonlu elemanlar analizi ile eş sonuçlar vermiştir.

Raju, Satyanarayana, Rami ve Babu'nun (2008), çalışmasında IS 5075–1985 döner giriş yorulma test standartlarına uygun şekilde 43 numuneyi gruplar halinde altı farklı moment seviyesinde test edilerek A356.2 T6 malzemesine ait S-N eğrisi eldesini gerçekleştirmiştir. Sonrasında Ansys Workbench programında jant için yorulma analizi gerçekleştirilmiş, elde edilen maksimum von Mises değerlerini S-N eğrisi ile birlikte yorumlanıp analiz – test ömür farkının, jant üretim prosesinde meydana gelen dalgalanmalar sebebiyle malzemenin optimum mukavemet değerlerinden uzaklaşması olarak tespit etmişlerdir. Analiz programı ile daha doğru ömür tahmini yapılması adına, analiz sonucu dört farklı güvenlik katsayısı ile çarpılarak değerlendirilmiştir. Güvenlik katsayısı 2,0 değeri, ömür tahmini için en iyi yakınsamayı vermektedir.

Bu çalışma kapsamında alüminyum alaşımlı binek araç jantlarının yorulma davranışına etki eden geometrik parametreler incelenmiş ve optimize edilmiştir. İlk olarak ısıtılmalı bir jant için komponent S-N eğrisi elde edilmiştir. Elde edilen S-N eğrisi optimizasyon sonuçlarının tutarlılığını tespit etmek adına yapılacak analizlerde kullanılmıştır. Parametrelerin etkisinin incelemesi ve optimizasyonu için deney tasarım metotları kullanılarak hazırlanmış deney setleri Ansys Workbench 18.0 sonlu elemanlar programında analiz edilmiştir.

BÖLÜM İKİ

BİNEK ARAÇ JANTLARI

Jantlar, aracın yola teker aracılığıyla temas eden, araç üzerinde lastik ile dingil aks sistemi arasında yer alan, servis ömürleri boyunca farklı çevre koşulları altında çalışan güvenlik parçalarıdır. Güvenlik parçaları olmaları sebebiyle araçta kullanımları sırasında malzeme yorulmasına veya bir darbe görmesi durumunda kazaya sebep olabilecek kırılmalara sebebiyet mukavemet dayanıma sahip olmalıdırlar. Jantlar araçlara özel olarak üretilir. Sac jant, dövme jant ve alüminyum alaşımlı jant olmak üzere farklı jant türleri bulunmaktadır. Çalışma kapsamında alüminyum alaşımlı jantlar incelenmiştir. Alüminyum alaşımlı jantların tasarımlarının güvenilirliğinin belirlenmesi ve jantın standartlara uygun olması açısından emniyetli sonuç elde edilmesi gereken mekanik testlerden bazıları;

- Dinamik viraj yorulma testi,
- 13° Darbe testi,
- Radyal yorulma testi,
- Radyal darbe,
- ZWARP testi,
- Çift eksen yorulma testidir.

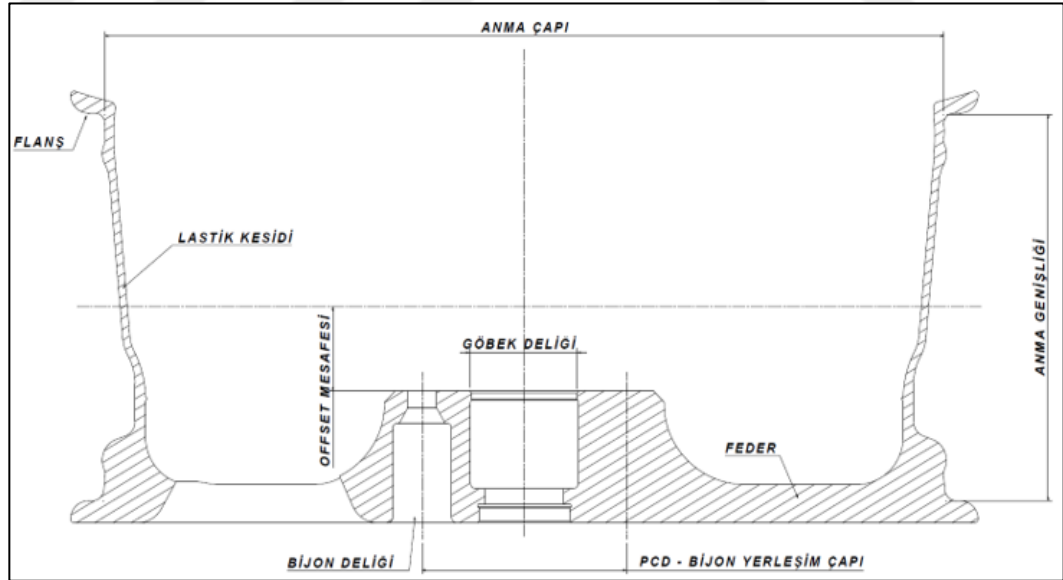
Bu mekanik testlere ek olarak jantın malzeme özelliklerini tespit etmek için uygulanan metalürjik testlerden bazıları;

- Optik emisyon kimyasal kompozisyon analizi
- Mikroyapı analizi
- Makroyapı analizi
- Çekme testi
- Sertlik testi – (Brinell, Rockwell, Vickers)
- Charpy darbe testidir. (CMS, b.t.).

Jantlar, temel ölçüleri standartlara bağlı kalınarak tasarlanan parçalardır. Bu sayede montaj ve araca uygunluk konusundaki sorunlar en aza indirilir. Avrupa Lastik ve Jant Teknik Organizasyonu (ETRTO) jantın temel ölçülerini içeren en geniş kaynaktır. Bu ölçülerden bazıları jant büyüklüğü, anma genişliği, flanş tipi, bijon yerleşim çapı, offset mesafesidir (Şekil 2.1). Binek otomobillerde kullanılan jantların anma çapı 10” ile 22” arasında, anma genişliği ise 4” ile 10” arasında değişmektedir (ETRTO, 2018). Alüminyum alaşımlı binek araç jantları Tablo 2.1’de gösterilen temel ölçüler ile sınıflandırılmaktadır.

Tablo 2.1 ETRO standartlarına göre alüminyum alaşımlı jantların sınıflandırılmasında kullanılan ölçüler (ETRTO, 2018)

<i>Anma genişliği (inç)</i>	<i>Anma çapı (inç)</i>	<i>Flanş tipi</i>	<i>Offset mesafesi</i>	<i>Bijon sayısı</i>	<i>Bijon yerleşim çapı</i>
6,5	15	H2	ET 43	5	112



Şekil 2.1 Jantın temel ölçüleri (Işık, 2018)

CMS Jant bünyesindeki test laboratuvarında jant için gerekli olan tüm mekanik testler gerçekleştirilebilmektedir (CMS, b.t.). Ancak testlerin gerçekleştirilmesi

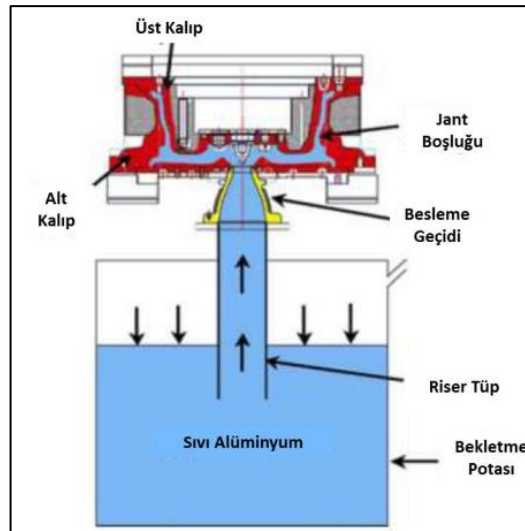
aşamasına kadar, öncelikle tasarlanan janta uygun kalıp tasarımı tamamlanmalıdır. Kalıpların üretim maliyetlerinin yüksek oluşu, testlerin yapılması esnasındaki maliyetler ve testin sonuçlanma süresi göz önünde bulundurulduğunda gerekli mukavemet değerlerini sağlayacak tasarımın mekanik test aşamalarından önce tamamlanmış olması gerekmektedir. Sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak gerçekleştirilen analizler maliyet ve zaman probleminin çözümüne yönelik pratik bir yoldur.

2.1 Jant Üretimi

Bu bölümde alçak basınçlı döküm, dövme ve soğuk şekillendirme yöntemleri ile jant üretimi hakkında bilgi verilecektir.

2.1.1 Alçak Basınçlı Döküm Yöntemi İle Jant Üretimi

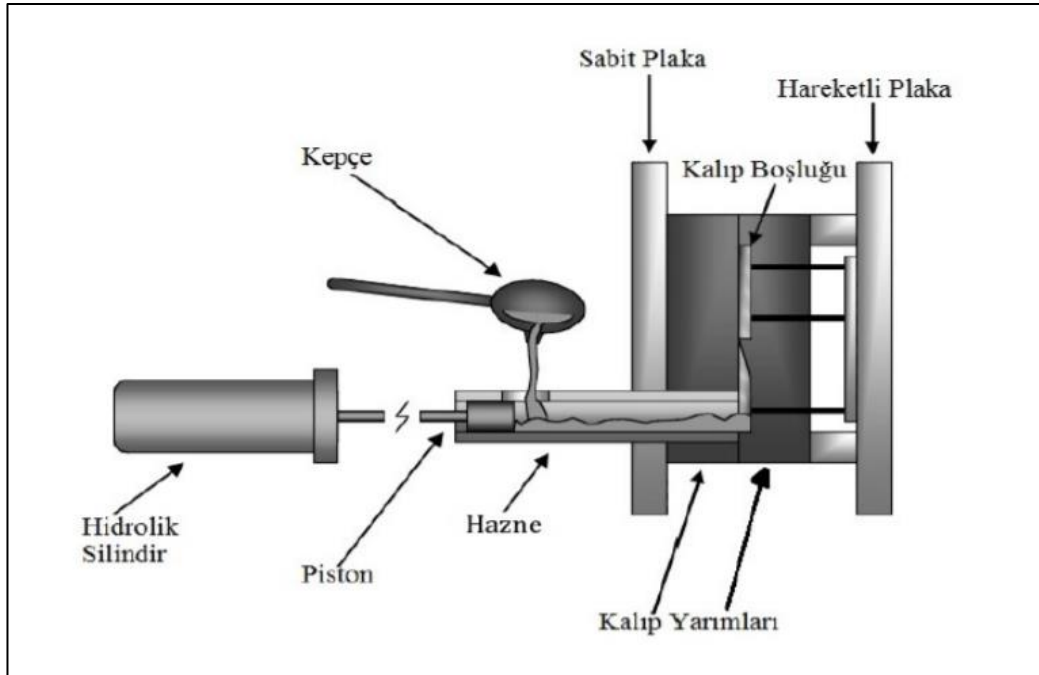
Alçak basınçlı döküm tezgahı; bekletme potası, yükseltici tüp, yolluk, maçalar ve yan bloklardan oluşur (Şekil 2.2). Alçak basınçlı döküm yöntemi, bekletme potasına doldurulan sıvı metalin hava yardımı ile yükseltici tüp aracılığıyla kalıba doldurulması prensibine dayanır. Potada bekletilen ergiyik metalin üst yüzeyinde cüruf ve ametaller, dip kısmında ise çökmüş ağır metaller bulunur. Bu sebeple yükseltici tüp ile metalin temiz olan orta kısmından malzeme alınarak döküm işlemi gerçekleşir (Tarkun, 2007).



Şekil 2.2 Alçak basınçlı döküm tezgahı şematik gösterimi (Çakıröz, 2016)

Jant sektöründe alçak basınçlı döküm yöntemi kullanılmaya başlanmadan önce üretim gravite döküm yöntemi ile yapılmaktaydı. Ancak yükselen müşteri beklentileri karşısında gravite döküm ile elde edilen yüzey kalitesi ve mekanik özellikler yetersiz kalmıştır. Bu döküm yönteminde temiz ergiyik metal ile döküm prosesini gerçekleştirmek oldukça zordur. Döküm esnasında metalin yüzeyindeki ve dibindeki döküm kalitesini düşüren oluşumların jant üzerindeki etkisi kontrol edilemez; bu sebeple üretimi gerçekleştirilen jant mukavemet dayanımını beklentilerinin dışında kalır.

Yüksek basınçlı döküm yöntemi, alçak basınçlı döküm yönteminden daha gelişmiş olup, daha karmaşık parçaların üretiminde kullanılır. Kullanılan basınç 10-80 atmosfer basıncı arasında değişir. Yüksek basınçlı döküm tezgahı silindir, piston ünitesi ve kalıplardan oluşur (Şekil 2.3). Bu yöntem hammaddenin çok yüksek basınç altında, metalden yapılmış bir kalıba doldurulması esasına dayanır. Uygulanan yüksek basınç sayesinde fazla miktarda alaşım kalıba çok hızlı bir şekilde doldurulmuş olur. Katılaşma işlemi tamamlanıncaya kadar kalıba yüksek basınç uygulanmaya devam edilir ve ardından kalıp açılarak itici çubuklar yardımıyla parça kalıptan çıkarılarak döküm işlemi tamamlanmış olur (Ozaydokum, 2018).

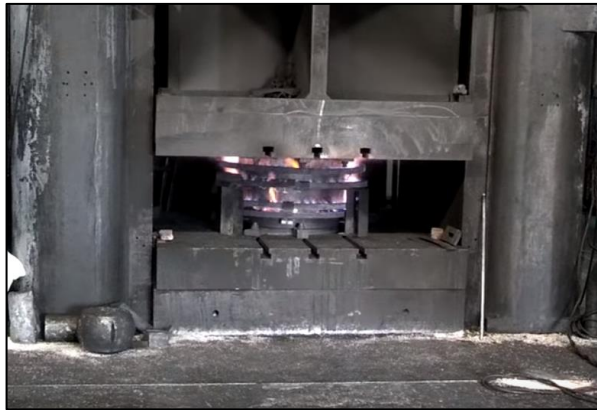


Şekil 2.3 Yüksek basınçlı döküm tezgahı şematik gösterimi (Çakırgöz, 2016)

Yüksek basınçlı döküm ile oldukça hassas yüzeyler elde edilir. Bu sayede talaşlı imalat süreleri oldukça kısalmır, bazı durumlarda talaş kaldırmaya gerek kalmaz. Döküm sonrası elde edilen parçanın yüzey toleranslarının dar bir aralıkta kalması sebebiyle üretilen parçalar arasında mutlak bir ölçüsel eşitlik söz konusudur. Kullanılan kalıplar kalıp sıcaklığının artmaması için genellikle sıvı ile soğutulur. Bu sayede hem kalıp ömrü artar hem de katılaşma esnasında hızlı soğuma sağlanır. Döküm sonrası gerçekleşen hızlı soğuma sebebi ile malzeme ince tanelerden oluşur, bu oluşum malzemenin mukavemetini artırır. Çok sayıda parçanın üretimi hızlı ve kaliteli bir şekilde gerçekleştirildiği için yüksek verim elde edilir. Bu sayede pahalı kalıplara rağmen yüksek adetli üretimlerde düşük maliyet sağlanır. Günümüz jant gereksinimlerini karşılamak için alçak basınçlı döküm yeterlidir. Ancak uzun vadede gerek daha yüksek malzeme dayanımı gerekse döküm sonrası işleme proseslerinin yalınlığı sebebiyle yüksek basınç teknolojisine geçilmesi kaçınılmazdır.

2.1.2 Dövme Yöntemi ile Jant Üretimi

Dövme ile jant üretim prosesi bir çeşit sıcak şekillendirme yöntemidir. Sıcak şekillendirme işleminde plastik şekil değiştirme, yeniden kristalleşme sıcaklığının üzerinde bir sıcaklıkta yapılırsa, sıcak plastik şekil değiştirme yapılmış olur. Buna “sıcak şekillendirme” denir. Metallerin plastik deformasyona karşı gösterdikleri direnç sıcaklık arttıkça düşer; bu sayede şekil verme esnasında pekleşme gerçekleşmez. Sıcak şekillendirme ile büyük kütleler dövme, haddeleme, ekstrüzyon gibi sıcak işlemlerle şekillendirilir.



Şekil 2.4 Dövme jant üretiminde kullanılan pres makinesi (Youtube, 2018)

Dövme işlemi ile jant üretiminde alüminyum bloklar kullanılır. Bloklar ortalama 8000 tonluk pres ile 300°C kalıpta temel bir jant şekline dönüştürülür (Şekil 2.4). Şekil 2.5'te dövme jant üretim prosesinin temel adımları gösterilmiştir. Dövme işleminin ardından, mekanik özelliklerin artırılması amacıyla jantlar ısıtılma işlemine tabi tutulur. Talaşlı imalat ile jantın lastik kesiti istenen ölçülere getirilir ve stil geometrisi oluşturulur. Dövme işlemi ile elde edilen jantın mukavemet özellikleri alçak basınçlı döküm yöntemiyle üretilen jantlara göre oldukça yüksektir. Jant geometrisinin her bölgesi eşit mukavemet değerine sahiptir. Gerekli mukavemet değeri daha az malzeme kullanılarak sağlanabileceği için daha hafif jantlar üretmek mümkündür (Zhang, Cao, Zhang, Zhang ve Sun, 2014).



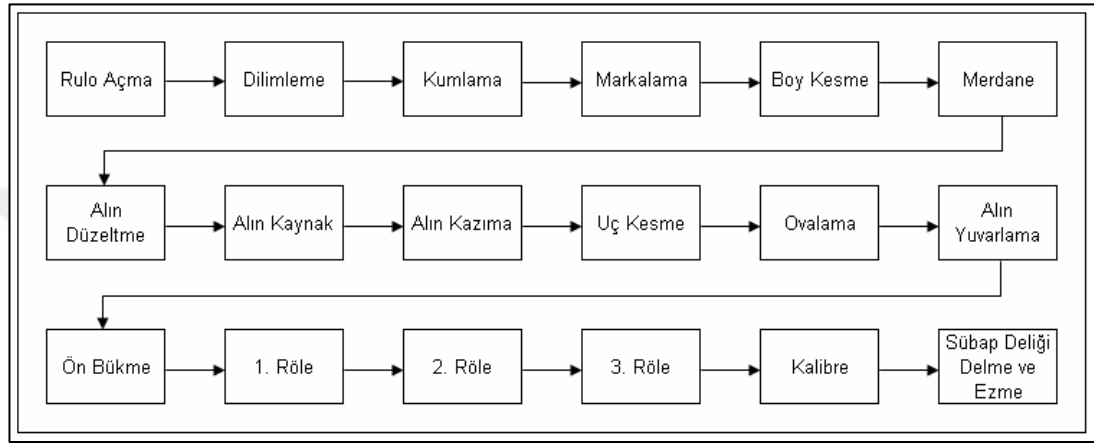
Şekil 2.5 Dövme jant üretim süreci (Alexrims Wheels, 2018)

2.1.3 Soğuk Şekillendirme Yöntemi ile Jant Üretimi

Soğuk şekillendirme yöntemi ile yaygın olarak sac jantların üretimi gerçekleştirilmektedir. Günümüzde çoğunlukla iş makineleri, kamyon, forklift ve treyler gibi ticari araç jantlarının üretiminde kullanılmaktadır. Üretim süreci, iki temel aşamadan oluşmaktadır. Bu aşamalar; kasnak (Şekil 2.7) ve disk parçalarının imalatı ve montaj işlemidir.

Üretici firmalardan temin edilen sıcak haddeleme işlemi uygulanmış rulo halindeki sac, ilk adım olarak rulo açma ve dilimleme işlemine tabi tutulur. Bu işlem ile enine şekilde dilimlenmiş sac parçalar elde edilir. Kumlama ve markalama adımlarından sonra, üretimi gerçekleştirilecek jantın boyutuna uygun ölçüde boy kesme işlemi gerçekleştirilir ve imalat sürecinin kasnak malzemesi hazırlama adımı tamamlanmış olur. Dilimlerin en, boy ve kalınlık ölçüleri uygun ise sac levha üzerine sırasıyla

“merdane” ve “alın düzeltme” işlemleri uygulanır. Bu işlemler ile sac levhanın “alın kaynak” işlemine hazırlığı gerçekleştirilmektedir. Alın kaynak işlemiyle uçları birleştirilen sac levhaya, kaynak işlemi sırasında alın bölgesinde oluşan hataların düzeltilmesi amacıyla, alın kazıma, uç kesme ve ovalama işlemleri uygulanır. Bu işlemlerden sonra, sac levhaya lastik kesiti şeklini kazandırabilmek için alın yuvarlama operasyonu ve ön bükme işlemi uygulanır (Ercan, 2011).



Şekil 2.6 Sac jant üretim prosesi (Ercan, 2011)

Ön bükme işleminden sonra kasnak, röle operasyonlarından geçirilir ve lastik kesiti geometrisinin ortaya çıkması sağlanır. Son olarak kasnak, kalibre presine girerek hassas ölçülere getirilir. Supap deliği açılarak kasnak üretim prosesi tamamlanmış olur (Şekil 2.6) (Ercan, 2011).



Şekil 2.7 Sac jant kasnağı (Dome forged rim, 2019)

Disk üretiminde de kasnak üretimine benzer bir proses izlenmektedir. Disk malzemesi olarak kare malzeme kullanılır. Disk üretimi için ilk işlem kare malzemenin yuvarlak hale getirilmesidir. Yuvarlak hale getirme işlemi pres tezgahında yapılan kulak kesim operasyonu ile gerçekleştirilir (Ercan, 2011).

Üretim hattında disk malzemesi ilk olarak soğuk sıvama işlemine tabi tutulur. Soğuk şekillendirme sayesinde jant üzerinde kalıcı deformasyonlar meydana gelir bu da jantın pekleşmesini sağlar. Kasnak geometrisi oluşturulduktan sonra göbek, bijon ve havalandırma delikleri açılır. Delik delme operasyonları boyunca jant üzerinde çentik etkisi yaratacak geometrilerin oluşmamasına dikkat edilir (Ercan, 2011).

Montaj prosesi iki adımdan oluşmaktadır. İlk olarak kasnak ve disk montaj presi ile sıkı geçme olarak şekilde birleştirilir. İkinci adımda tozaltı montaj kaynağı ile iki parça birbirine kaynaklanır.

Sıvama yöntemi ile jant üretiminin avantajlarından bir diğeri de son ürünün merkez eksenine göre yüksek hassasiyette simetrik olarak elde edilmesidir. Ayrıca sıvama yöntemi ile üretilen malzemelerin yüzey kalitesi iyidir ve ölçüsel anlamda tolerans dağılımı aralığı dardır. Bu sayede ölçüsel uygunluk ve yüzey kalitesi gereklilikleri kolaylıkla sağlanmaktadır (Oytaç, 2006).

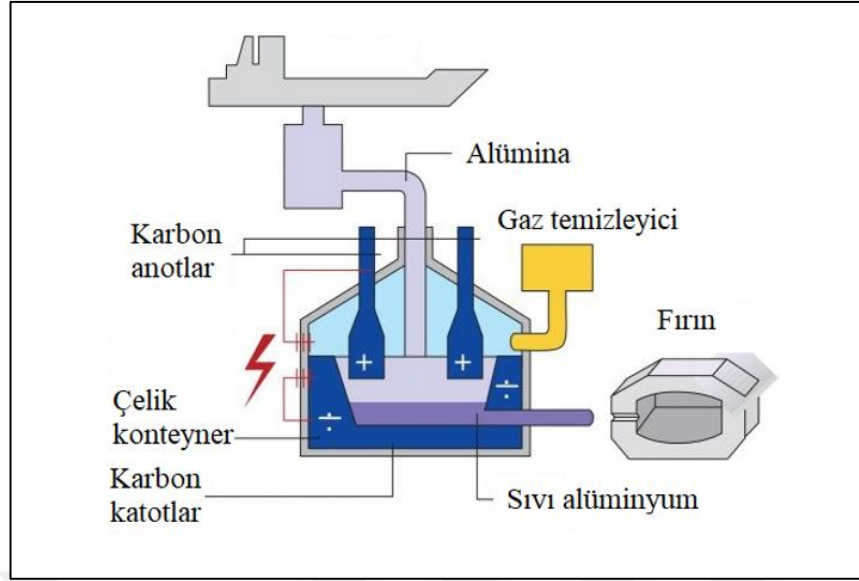
BÖLÜM ÜÇ

MALZEME VE YÖNTEM

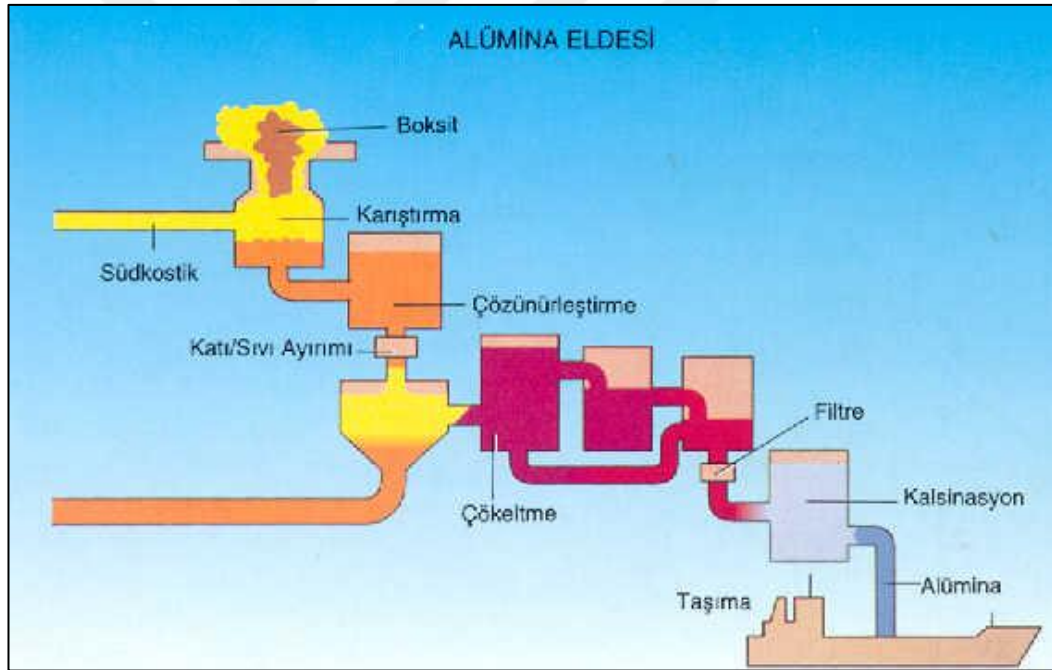
3.1 Alüminyum Döküm Yönteminin Tarihçesi

İnsanlığın metaller ile tanışıp hammadde olarak kullanmalarının M.Ö. 6000 yıllarına dayandığı yönünde tahminler yapılmaktadır. Bu çağlarda insanlar, doğada saf halde bulunabilmeleri ve kolayca şekillendirilebilmelerinden dolayı altın, gümüş gibi metalleri kullanarak bardak, tas gibi basit eşyalar üretmişlerdir. Dövme ile şekillenmenin yanı sıra; araç, gereç üretiminde döküm yöntemlerinin kullanılmaya başlanması M.Ö. 3000 yıllarına dayanmaktadır. İnsanlar yaklaşık 5000 yıl önce döküm yöntemi ile metal objeler ve silahlar üretmişlerdir. Bu anlamda bronz metali bilinen ilk metal silahların, heykellerin ve benzeri cisim ve yapıların yapımında hammadde olarak kullanılmıştır (Anonim, 2018).

18. ve 19. yüzyıllarda Amerika ve Avrupa’da gerçekleşen sanayi devrimi, döküm proseslerinin gelişmesi ile paralel ilerlemiştir. Alüminyum dökümü 20. yüzyılın başlarına kadar sadece dekoratif, küçük ürünler ile sınırlıydı. Alüminyum, yeryüzünde %46,6 oksijen ve %27,7 silisyumdan sonra %8,1 oranıyla en fazla bulunan üçüncü element olmasına karşın endüstriyel ölçekte kullanılmaya başlanması ancak 1886 yılında Charles Martin Hall ve Paul Herault’un keşfettikleri elektroliz yöntemiyle alüminyum eldesi prosesi Şekil 3.1’de gösterilen proses ile gerçekleşmiştir (Anonim, 2019). 1886 yılında Warner Von Siemens’in dinamoyu keşfetmesi ve 1888 yılında Carl Joseph Bayer’in boksitten alümina (Al_2O_3) elde edilmesini sağlayan Bayer prosesini (Şekil 3.2) keşfi alüminyumun üretimini oldukça kolaylaştırmış ve alüminyum demir-çeliğin ardından dünyada en yaygın kullanılan ikinci metal haline getirmiştir (Anonim, 2019).



Şekil 3.1 Hall Herault elektroliz yöntemi ile alüminyum üretimi (Kvande, 2014)



Şekil 3.2 Bayer prosesi ile alümina eldesi (Alform, 2018)

Alüminyum üretiminin oldukça kolay hale gelmesi ile 2. Dünya Savaşı sırasında ve sonrasında alüminyum döküm endüstrisi hızlı bir şekilde gelişmeye başlamıştır. Günümüzde dayanıklılık/ hafiflik oranı sayesinde özellikle ulaşım araçları sanayisinde alüminyum dökümü kayda değer ölçüde paya sahiptir.

Tablo 3.1 Saf alüminyumun mukavemet özellikleri (Olivares-Galvan, 2010)

<i>Saflık (%)</i>	<i>Akma dayanımı (MPa)</i>	<i>Çekme Dayanımı (MPa)</i>	<i>Uzama (%)</i>
99,90	10	45	50
99,8	20	60	45
99,6	30	70	43

Saf alüminyum için saflık dereceleri ve mukavemet özellikleri Tablo 3.1’de gösterilmiştir. Saf alüminyum malzemenin akma dayanımı, çekme dayanımı, yüzde uzama gibi mekanik özellikleri çoğu kullanım alanı için uygun değildir. Bu sebeple alüminyum, çoğunlukla alaşım halinde kullanılır. Silisyum, magnezyum, titanyum, çinko, bakır ve kalay başlıca alaşım elementleri olarak yer almaktadır (Olivares-Galvan, 2010).

Alüminyum alaşımlarının fiziksel, kimyasal ve mekanik özellikleri; alaşım elementleri ve mikro yapıya bağlı olarak değişir. Alüminyum alaşımları imalat yöntemlerine göre dövme ve döküm yöntemi ile üretilmiş alaşım olarak iki gruba ayrılmaktadır. Dövme yöntemi ile üretilmiş alaşımların plastik deformasyon kabiliyetleri oldukça yüksektir. Bu sayede kolayca şekillendirilebilirler. Her iki gruba ait alaşımların büyük bir kısmı ısıtılma işlemi prosesine uygundur. Alüminyum alaşımlarının sınıflandırılmasında, uluslararası standart olarak kabul edilen Amerikan Alüminyum Birliği (AA) tarafından belirlenen dört haneli bir kod sistemi kullanılmaktadır. Amerikan Alüminyum Birliği tarafından hazırlanan alüminyum dövme alaşımları için sınıflandırma çizelgesi Tablo 3.2’de, alüminyum döküm alaşımları için hazırlanan sınıflandırma çizelgesi Tablo 3.3’te verilmiştir.

Dövme alaşımlar için verilen çizelgedeki kodlama sistemi şu şekildedir; 1XXX ifadesinde, ilk rakam alaşım grubunu temsil eder, ikinci rakam ise orijinal alaşımdaki değişimi tanımlamak için kullanılır. Orijinal alaşım için bu rakam sıfırdır. Son iki rakam ise, alaşımın 1XXX alaşımlarında alüminyumun saflığını, diğer tüm gruplarda alüminyumun çeşitli özelliklerini tanımlar.

Tablo 3.2 Dövme alüminyum alaşımlarının gösterimi (Tarkun, 2015)

<i>Alaşım</i>	<i>Sertleştirme yöntemi</i>		<i>1. Alaşım elementi</i>
	<i>Şekil değiştirme</i>	<i>Isıl işlem</i>	
1XXX	X		Al
2XXX		X	Cu
3XXX	X		Mn
4XXX	X		Si
5XXX	X		Mg
6XXX		X	Mg/Si
7XXX		X	Zn
8XXX		X	Li

Döküm alaşımlar için verilen çizelgedeki kodlama sistemi şu şekildedir; 1XX.X ifadesinde, noktanın solundaki iki basamak alaşım içerisindeki minimum alüminyum miktarını ifade etmektedir. Örnek olarak; 190.X ifadesi %99,90 saflığındaki alüminyum ifade eder. Virgülden sonraki X hanesi ise ürün şeklini belirtir. Döküm ise 0, külçe ise 1 değerini alır.

Tablo 3.3 Döküm alüminyum alaşımlarının gösterimi (Tarkun, 2015)

<i>Alaşım</i>	<i>Sertleştirme yöntemi</i>		<i>1. Alaşım elementi</i>
	<i>Şekil değiştirme</i>	<i>Isıl işlem</i>	
1XX.X	X		Al
2XX.X		X	Cu
3XX.X		X	Si, Mg, Cu
4XX.X		X	Si
5XX.X	X		Mg
7XX.X		X	Zn
8XX.X	X		Li

Bu çalışma kapsamında, düşük yoğunluğu, iyi yüzey kalitesi, kolay işlenebilirliği, döküm kolaylığı, düşük hidrojen çözünürlüğü sebebiyle alüminyum alaşımlı jant üretiminde kullanılan, literatürde AlSi₇Mg olarak bilinen, ticari adı A356.0 olan alüminyum – silisyum - magnezyum alaşımı incelenmiştir. A356.0 alaşıma ait mekanik ve kimyasal özellikler Tablo 3.4 ve Tablo 3.5’te gösterilmiştir.

Tablo 3.4 A356.0 T6 mekanik özellikleri (Matweb, 2019)

<i>Özellik</i>	<i>Değer</i>	<i>Birim</i>
Özkütle	2,67	gr/cm ³
Sertlik	70 - 105	HB
Akma dayanımı	165	MPa
Çekme dayanımı	234	MPa
Kopma uzaması	3,50	%
Elastisite modülü	72,4	GPa
Kayma modülü	27,2	GPa
Poisson oranı	0,33	
İşlenebilirlik	50%	%

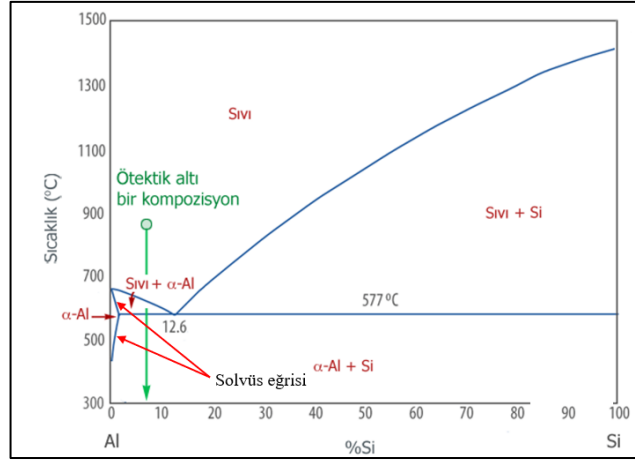
Tablo 3.5 A356.0 kimyasal özellikleri (Matweb, 2018)

<i>Al</i>	<i>Cu</i>	<i>Fe</i>	<i>Mg</i>	<i>Mn</i>	<i>Si</i>	<i>Ti</i>	<i>Zn</i>
% 91,1-93,3	%0,20	%0,20	%0,25-0,45	%0,10	%6,5-7,5	%0,20	%0,10

Döküm parçaların kırılma tokluğu ve yorulma dayanımı gibi mekanik özellikleri, döküm kalitesi, mikroyapı ve ısıtılma işlemi bağlıdır. Isıl işlem prosesi uygulanmamış A356.0 alaşımının mekanik özellikleri, bazı durumlarda jant üretimi için şartnamelerle belirlenmiş yorulma ve darbe testlerinden uygun sonuç alınması kısmında yetersiz kalmaktadır. Bu sebeple A356.0 alaşımı ile üretilmiş jant ısıtılma işlem prosesine tabi tutulmaktadır.

Isıl işlem, döküm parçaların içyapı, mekanik ve fiziksel özelliklerinin istenilen doğrultuda değiştirilmesi konusunda önemli bir uygulamadır. İçyapı, mekanik ve fiziksel özellikler bakımından belirli değerleri elde etmek için, malzemenin katılaşma sıcaklığının altındaki bir sıcaklıkta uygun süre ve sıra ile ısıtılması ve soğutulmasına “ısıtılma işlem” denir. Isıl işlem prosesi alaşım ve istenilen özelliklere göre çözeltiye alma, yaşlandırma, tavlama, menevişleme gibi adımlar ile çeşitlilik göstermektedir.

Alüminyum alaşımlı parçalara uygulanan ısıtılma işlem prosesi çoğunlukla yaşlandırma işlemi temel alır. Yaşlandırma işlemi solvüs eğrisi bulunan alaşımlara uygulanabilmektedir (Güven, 2005). Isıl işlem uygulanabilirliği alüminyum alaşımlar için Tablo 3.2 ve Tablo 3.3’te verilmiştir. Şekil 3.3’te Al – Si faz diyagramı ve solvüs eğrisi gösterilmiştir.



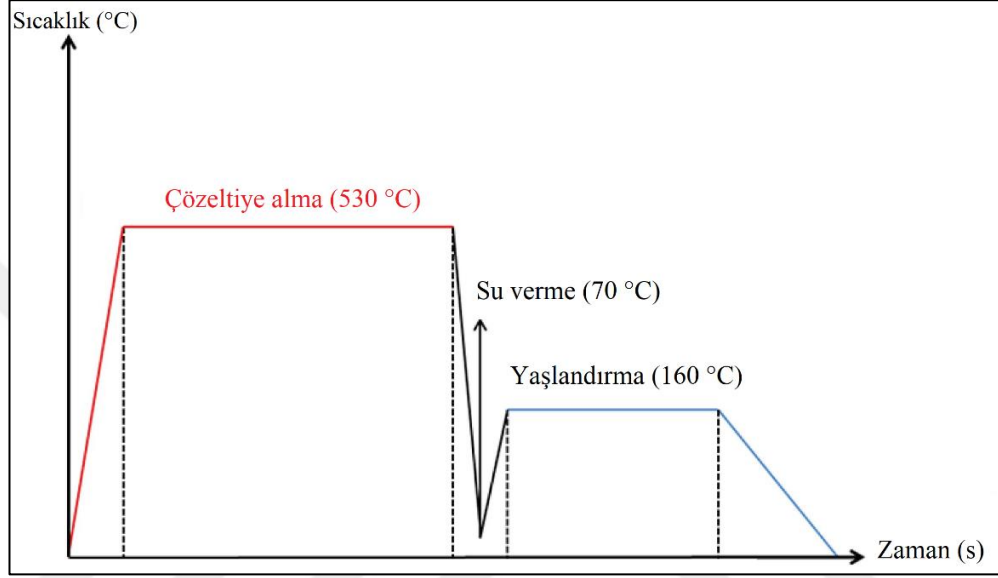
Şekil 3.3 Al – Si faz diyagramı (Dökümhane, 2019)

Alüminyum alaşımlı döküm parçalara uygulanan ısıtım işlemi prosesleri üç temel adımdan oluşmaktadır. Bu adımlar solüsyona alma, su verme ve yaşlandırma. Bu üç parametrenin uygulanması, uygulanmaması ve uygulanma süreleri değişiklikleri ile Tablo 3.6’da gösterilen ısıtım işlemi prosesleri oluşturulmuştur.

Tablo 3.6 Alüminyum alaşımlarında ısıtım işlemi kodlamaları ve açıklamaları (Güven, 2005)

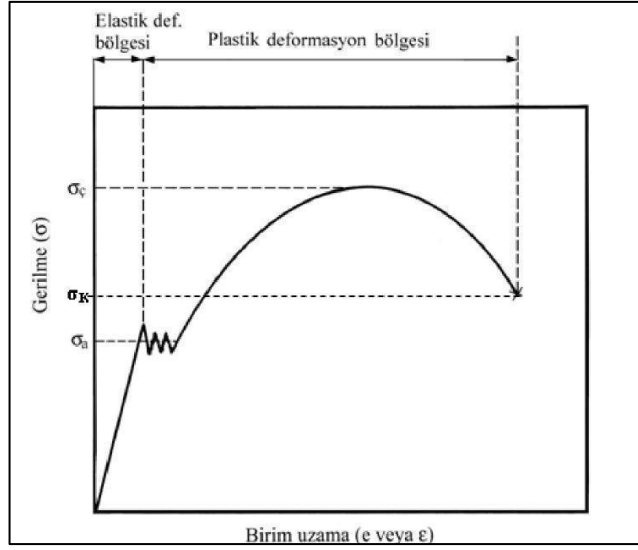
Temper	Temper Kodu	Açıklama
	F	Mekanik veya ısıtım işlemi görmemiş (döküm, dövülmüş vb.) halde
	O	Tavlama ve yeniden kristalleşmiş
H		Soğuk işlem uygulanmış
	H1x	Sadece soğuk işlem uygulanmış (x, deformasyon sertleşmesini göstermektedir.)
	H2x	Soğuk işlenmiş ve kısmen
	H3x	Soğuk işlem uygulanmış ve malzeme yaşlanmaması için düşük sıcaklıkta ısıtım işlemi stabilize edilmiş (x, stabilizasyon sonrası sertleşme işlemini ifade eder.)
	W	Çözeltiye alınmış
T		Yaşlandırma işlemini göstermektedir
	T1	Sıcak şekillendirme sonrası soğumuş ve doğal olarak yaşlanmış
	T2	Sıcak şekillendirme sonrası soğumuş, soğuk deformasyon uygulanmış, doğal olarak yaşlanmış
	T3	Çözeltiye alınmış, soğuk işlenmiş ve doğal yaşlandırma uygulanmış
	T4	Çözeltiye alınmış ve doğal yaşlanmış
	T5	Sıcak şekillendirme sonrası soğumuş ve yapay yaşlandırılmış.
	T6	Çözeltiye alınmış ve yapay yaşlanmış
	T7	Çözeltiye alınmış ve stabilize edilmiş (aşırı yaşlanmış)
	T8	Çözeltiye alınmış, soğuk işlenmiş, yapay yaşlandırılmış
	T9	Çözeltiye alınmış, yapay yaşlandırılmış ve soğuk işlem uygulanmış
	T10	Sıcak şekillendirme sonrası soğumuş, soğuk işlem uygulanmış, yapay yaşlanmış

Alüminyum – silisyum – magnezyum alaşımlı döküm parçalarda, mukavemet değerlerini istenilen seviyeye yükseltmek için genellikle T6 ısıl işlemi uygulanır. Proje kapsamında jantlar 530 °C'ye ısıtılmış ve bu sıcaklıkta bekletilmiştir. Ardından jant 70 °C su ile dolu havuza daldırılarak su verilmiş, soğutulmuş ve 160 °C'de yaşlandırılmıştır (Şekil 3.4).



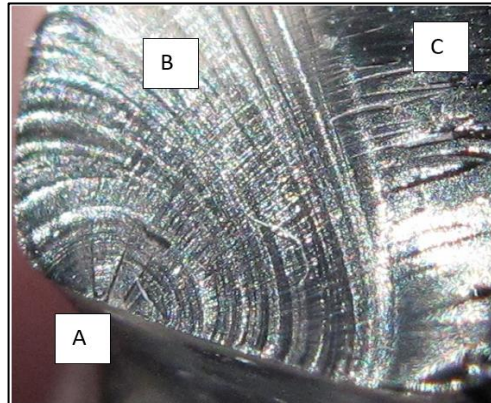
3.2 Yorulma

Yorulma, periyodik yüklere maruz kalan makine elemanlarının kritik çevrim sayılarından sonra hasara uğramasıdır. Yorulma hasarı, makine elemanı üzerindeki gerilme genliği malzemenin akma mukavemetinden oldukça düşük bir mertebede olsa dahi meydana gelebilmektedir. Parça üzerine, gerilme genliği elastik sınırlar içerisinde kalacak şekilde birkaç yükleme yapıldığında, parçada herhangi bir hasar meydana gelmez. Yükleme esnasında gerçekleşen şekil değişimi, yükün kaldırılmasının ardından ortadan kalkar, parça geometrik olarak başlangıç durumuna geri döner. Buna “elastik şekil değişimi” denir. Yorulma hasarı Şekil 3.5’te görülen elastik deformasyon bölgesinde gerçekleşir.



Şekil 3.5 Temsili gerilme – şekil değiştirme grafiği (Philleo, 2003)

Ancak tekrar sayıları binler mertebelerine çıktığında parça üzerinde akma dayanımının çok altındaki mukavemet değerlerinde yorulma hasarı görülür. Tekrarlı yükleme esnasında bir parçanın hasara uğrayıncaya kadar geçirdiği süreç üç temel aşamaya ayrılabilir (Şekil 3.6). İlk olarak, parça üzerinde mikroskobik seviyede hasar oluşur ve bu hasar makroskobik ölçekte bir çatlak oluşana kadar devam eder. Makroskobik çatlak kritik bir uzunluğa ulaşana kadar her çevrimde büyür. Son olarak çatlamış olan parça uygulanan yükü taşıyamadığından dolayı kırılır. Bazı uygulamalarda ikinci aşama gözlenmemektedir. Bu gibi durumlarda mikroskobik çatlak hızla büyür ve parçanın ani şekilde hasara uğramasına neden olur. Şekil 3.7’de yorulma hasarına uğramış bir jantın makroskobik ölçekteki çatlağı görülmektedir.



Şekil 3.6 Yorulma hasarına uğramış parça A) Çatlak başlangıç noktası, B) Yorulma bölgesi, C) Son hasar (Leancrew, 2014)



Şekil 3.7 Yorulma hasarına uğramış jant (Horsepowerhub, 2018)

Çalışma koşulları altında parçaların üzerine etkiyen yük çevrimlerinin genliği genellikle eşit olmamaktadır. Ancak ömür tahmini açısından çeşitli yaklaşımlar yapılabilmesi adına yorulma davranışını kontrol eden yük değişkeninin her bir çevrimde eşit olduğu varsayılmaktadır (Akarsu, 2012).

3.2.1 Ömür Hesabı Yaklaşımları

Çevrimli yükler altında makine elemanları akma dayanımlarından oldukça düşük gerilmelerde dahi zaman içinde hasara uğrar. Malzemelerin yorulma ömrü çatlağın başladığı çevrim sayısı ile gösterilir. Makine elemanına etkiyen yüklerin tekrar sayıları N olmak üzere, N çevrim sayısının mertebesine göre yorulma ömürleri ikiye ayrılır. Eğer çevrim sayısı 1'den büyük ve 1000'den küçük ise düşük çevrimli yorulma, 1000'den büyükse yüksek çevrimli yorulma olarak adlandırılır. Parçaların yorulma ömrünün tahmini için üç temel yaklaşım bulunmaktadır. Bunlar, gerinim – ömür, gerilme- ömür ve kırılma mekaniği yaklaşımıdır (Aksoy, 2014).

3.2.1.1 Gerinim – Ömür Yaklaşımı

Gerinim-ömür yaklaşımı, düşük çevrimli yorulmalarda ömür tahmini için kullanılır. Parçanın plastik gerinime uğradığı yüklemelerde, lokal gerinim değerlerinin çatlak başlangıcı ile ilişkilendirilmesi temeline dayanır. Bu yaklaşımda toplam gerinim değerinin (ϵ), elastik gerinim (ϵ_e) ve plastik gerinim (ϵ_p) değerleri olarak ayrı ayrı değerlendirilmesi gerekir. Elastik gerinimin bulunması için Hooke kanunu (Formül 3.1), plastik gerinimin bulunması için Ramberg Osgood eşitliği (Formül 3.2) kullanılır (Aksoy, 2014).

$$\epsilon_e = \frac{\sigma}{E} \quad (3.1)$$

Burada E elastisite modülü, σ ise gerilmedir.

$$\epsilon_p = \left(\frac{\sigma}{K}\right)^{\frac{1}{n}} \quad (3.2)$$

Formül 3.2’de görülen Ramberg Osgood eşitliğinde K malzeme sabiti, n elastik ve plastik gerinim arasındaki bağıntı sabitidir.

Elastik gerinim – çevrim sayısı ve plastik gerinim - çevrim sayısı bağıntıları Formül 3.3 ve Formül 3.4 ile gösterilmiştir.

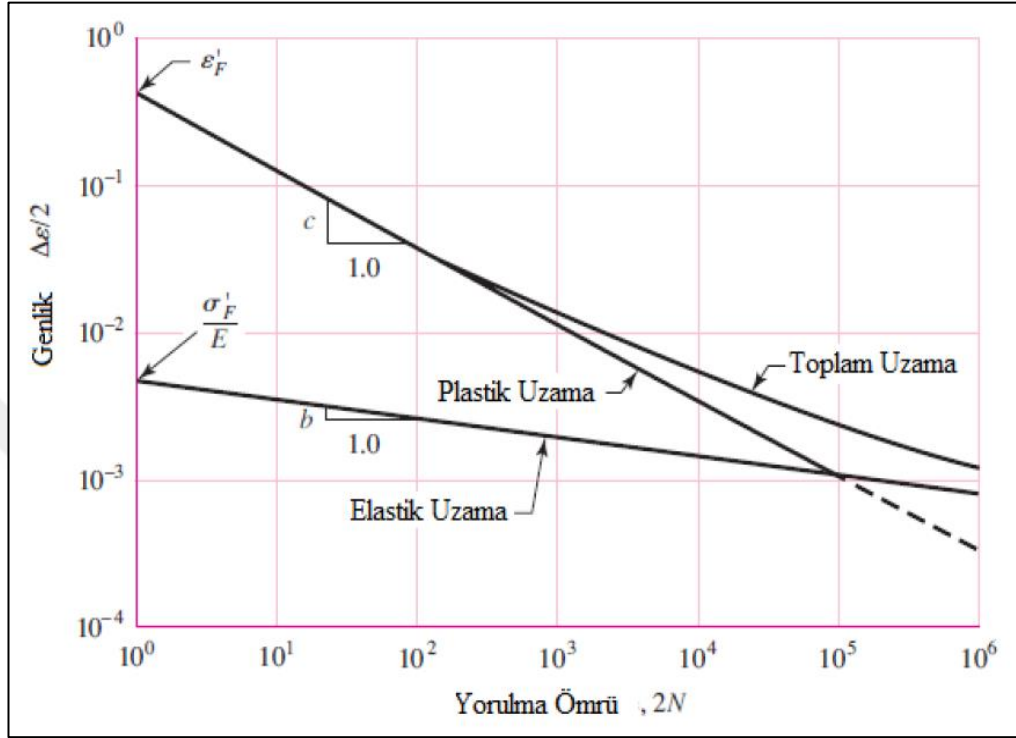
$$\frac{\Delta\epsilon_e}{2} = \frac{\sigma'_F}{E} (2N_f)^b \quad (3.3)$$

$$\frac{\Delta\epsilon_p}{2} = \epsilon'_F (2N_f)^c \quad (3.4)$$

$$\frac{\Delta\epsilon}{2} = \frac{\Delta\epsilon_e}{2} + \frac{\Delta\epsilon_p}{2} \quad (3.5)$$

$$\frac{\Delta\epsilon}{2} = \frac{\sigma'_F}{E} (2N_f)^b + \epsilon'_F (2N_f)^c \quad (3.6)$$

Burada ε'_F yorulma sünekliği katsayısı, $\frac{\sigma'_F}{E}$ yorulma mukavemeti katsayısı, c yorulma sünekliği sabiti, b yorulma mukavemeti sabiti, $2N_f$ yorulma ömrü çevrim sayısıdır.



Şekil 3.8 Yorulma ömrü - Genlik İlişkisi (Shigley, 2006)

Yorulma ömrü ile genlik arasındaki ilişki toplam uzama miktarına bağlı olarak Şekil 3.8'de gösterilmiştir.

3.2.1.2 Lineer Elastik Kırılma Mekaniği Yaklaşımı

Yorulma çatlakları mikro boyutta incelendiğinde, çatlakların ilk aşaması tanecikler arasında meydana gelen dislokasyonlar sebebiyle gerçekleşir. Çatlakların ilerlemeye başladığı ikinci aşamada çatlak, elektron mikroskobu ile incelenebilecek büyüklüğe ulaşır. Üçüncü aşamada ise çatlak ucundaki gerilme şiddet faktörü (K_I), malzemenin kırılma tokluğuna (K_{Ic}) eşit olduğunda çatlak ilerlemesi gerçekleşir.

$$K_I = \beta \sigma \sqrt{\pi a} \quad (3.7)$$

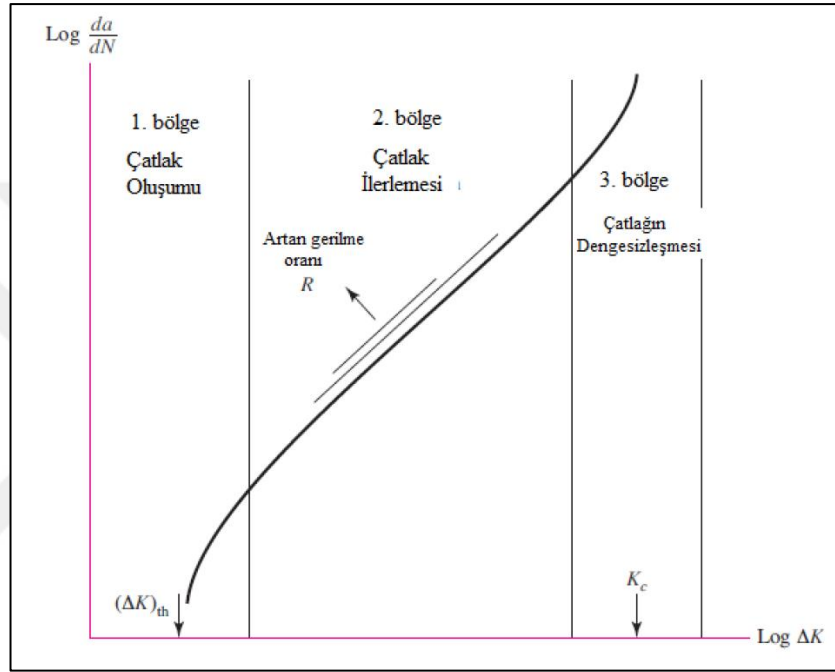
B = Yük yoğunluğu modifikasyon faktörü

a = Çatlak boyu [m]

σ = Gerilme [MPa]

K_I = Gerilme şiddet faktörü [$\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$]

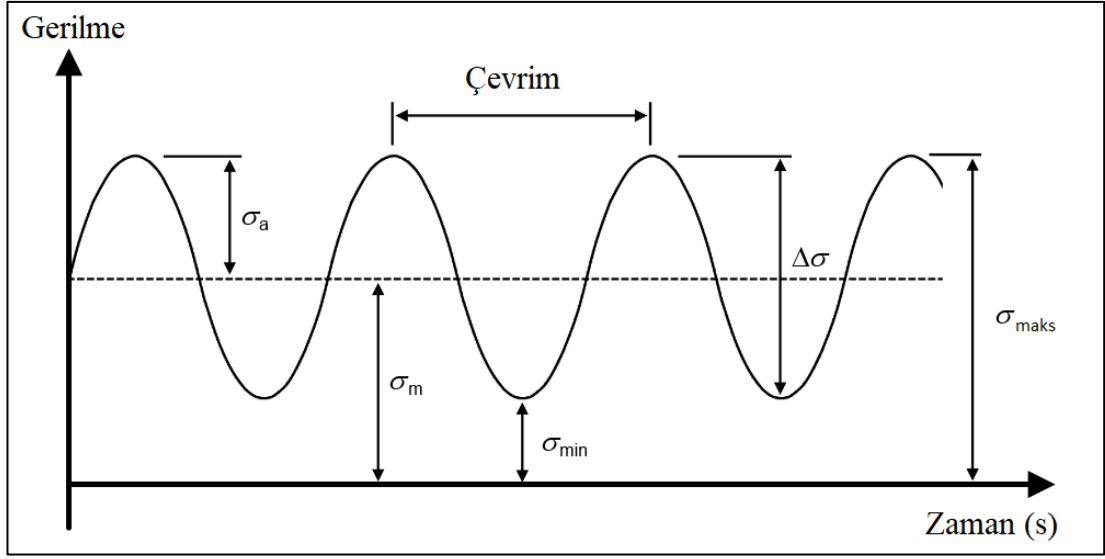
Şekil 3.9’da bulunan grafikte çatlağın oluşumu, ilerlemesi ve dengesizleşmesi adımları kırılma şiddeti faktörüne bağlı şekilde gösterilmiştir.



Şekil 3.9 Paris denklemleri grafiği (Shigley, 2006)

3.2.1.3 Gerilme – Ömür Yaklaşımı

Bu yaklaşım, tekrar eden yüklemeler altında malzemenin hasara uğradığı çevrim sayısının belirlenmesi yöntemini ele alır. Parçanın yorulma hasarına uğraması için 1000’den fazla çevrim gerekiyorsa gerilme – ömür yaklaşımı kullanılır. Çalışma kapsamında jantın dinamik viraj yorulması analizleri için gerilme – ömür yaklaşımı kullanılmıştır.



Şekil 3.10 Periyodik yükleme (Comsol, 2018)

Şekil 3.10’ da yorulmaya sebep olan gerilmenin zamana bağlı değişimi gösterilmiştir. Gerilme yük çevrimi boyunca maksimum (σ_{maks}) ve minimum (σ_{min}) arasında değişmektedir. Yorulma hasarı hesaplarında, gerilmenin değişimi, gerilme genliği (σ_a) ve ortalama gerilme (σ_m) kullanılarak da gösterilebilmektedir. Ayrıca, gerilme oranı (R) ve genlik oranı (A) ifadeleri de bir gerilme çevrimini tanımlamak adına sıklıkla kullanılmaktadır.

$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} = \frac{\sigma_{maks} - \sigma_{min}}{2} \quad (3.8)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{maks} + \sigma_{min}}{2} \quad (3.9)$$

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{maks}} \quad (3.10)$$

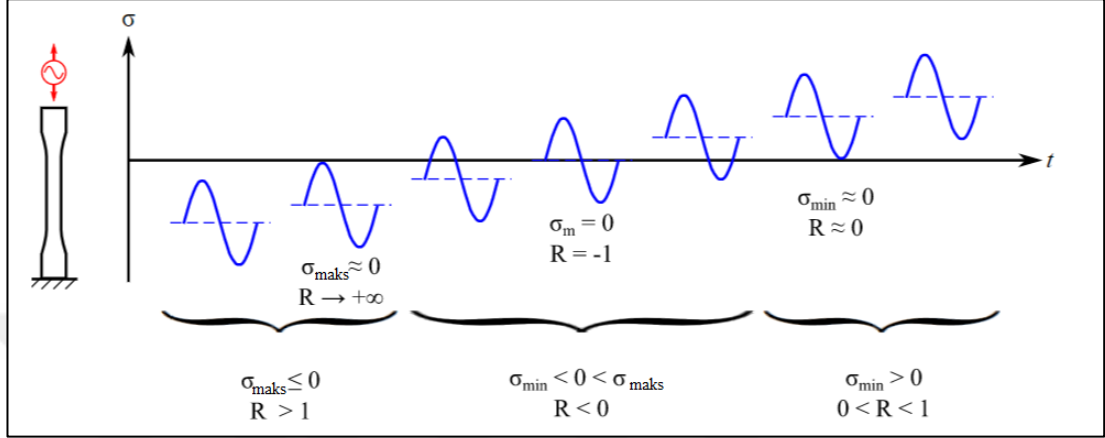
$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad (3.11)$$

$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} = \frac{\sigma_{maks}}{2} (1 - R) \quad (3.12)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{maks}}{2} (1 + R) \quad (3.13)$$

$$R = \frac{1-A}{1+A} \quad (3.14)$$

$$A = \frac{1-R}{1+R} \quad (3.15)$$

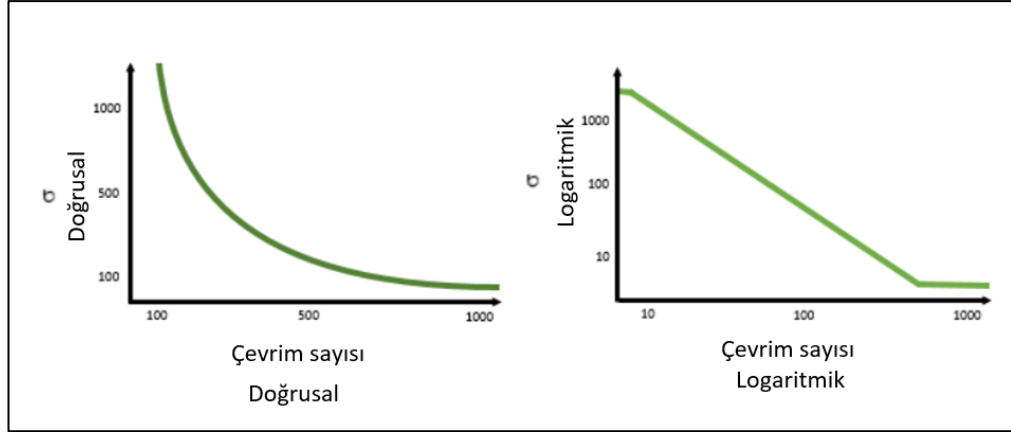


Şekil 3.11 Farklı yükleme çeşitlerine ait R değerleri (Wikiwand, 2018)

Şekil 3.11’de R değerleri ve farklı ortalama gerilmelere göre yorulma gerilmesi çevriminin türleri görülmektedir. $R > 1$ durumu için yorulma gerilmesi bası yönündedir. $0 < R < 1$ durumu için yorulma gerilmesi parça üzerine çeki gerilmesi olarak etkimektedir. $R = -1$ durumu için gerilme çevrimindeki maksimum ve minimum değerler birbirine mutlak değer olarak eşittir. Bu sebeple parça üzerindeki ortalama yorulma gerilmesi değeri 0’dır.

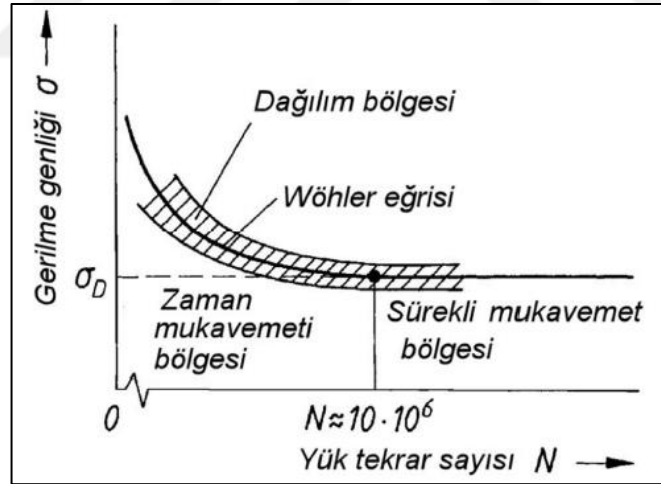
3.3 S-N Eğrisi Elde Edilmesi

S-N eğrileri üzerine ilk testler Fransa’da meydana gelen bir tren kazasından sonra 1866 yılında August Wöhler tarafından vagon aksları üzerine yapılmıştır. Wöhler, deneyleri sonucunda belirli ve farklı ortalama gerilmeler altında vagon akslarının yorulma hasarına uğradığı çevrim sayılarının farklılık gösterdiğini, akslara uygulanan yükün yorulma davranışı üzerinde malzemenin mukavemet özelliklerinden daha fazla etkisi olmadığını tespit etmiştir. Bu nedenle bir malzemenin hasara uğradığı çevrim sayısına karşılık gelen gerilme genliğinin büyüklüğünün gösterildiği grafikler Wöhler eğrisi veya S-N eğrisi olarak adlandırılmaktadır. Şekil 3.12’de doğrusal ölçek ve logaritmik ölçekte gösterilmiş S-N eğrisi örneği bulunmaktadır.



Şekil 3.12 S-N eğrisi gösterimleri (Siemens, 2018)

S-N eğrileri malzemeler için zaman mukavemeti bölgesi ve sürekli mukavemet bölgesi olmak üzere iki temel bölgeden oluşur. Zaman mukavemeti bölgesinde ömür belirli bir çevrim ile sınırlıdır. Sürekli mukavemet bölgesi ise, yorulma sınırı olarak adlandırılan σ_D değeri aşılmadığı sürece malzemenin pratik olarak sonsuz ömre sahip olduğu bölgeyi temsil eder (Şekil 3.13).

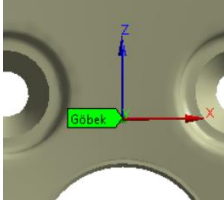
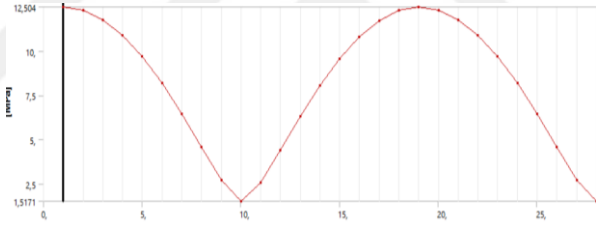
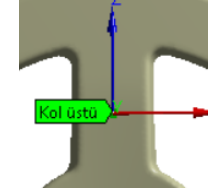
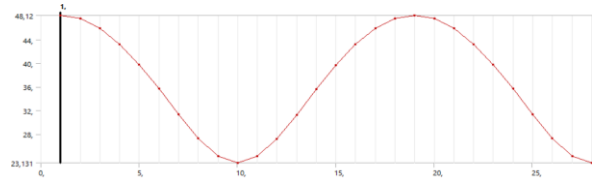
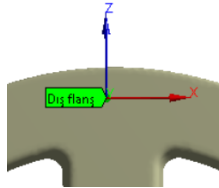
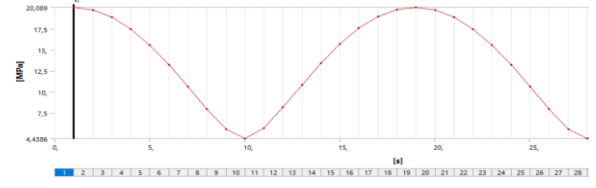
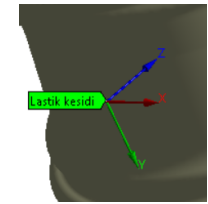
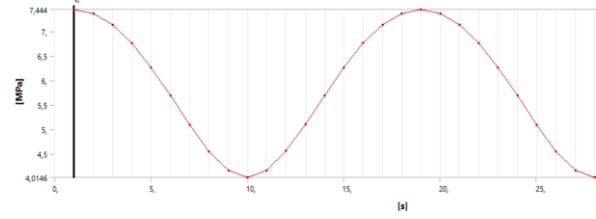


Şekil 3.13 S-N eğrisi (İTÜ, 2018)

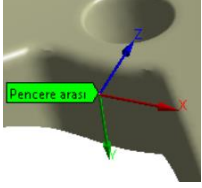
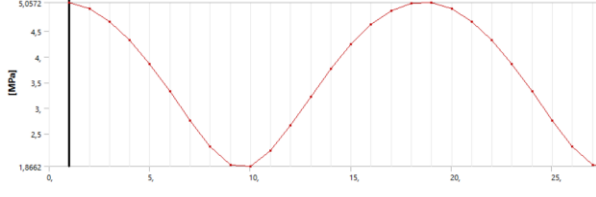
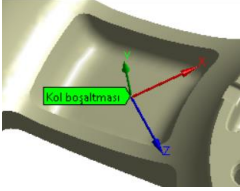
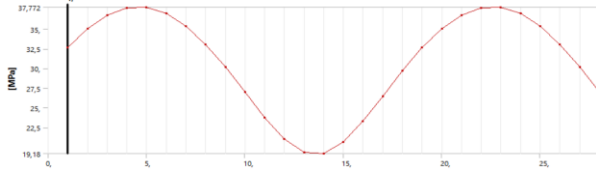
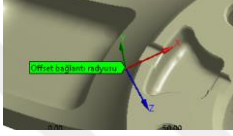
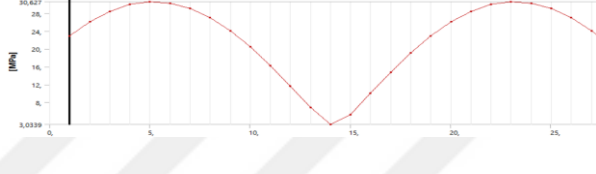
S-N eğrileri mekanik dayanımı veya mikro yapıyı değiştiren herhangi bir parametreden etkilenir. Önemli parametrelerden bazıları; ortalama gerilme, kimyasal ortam ve üst çekme dayanımıdır (Dowling, 2012).

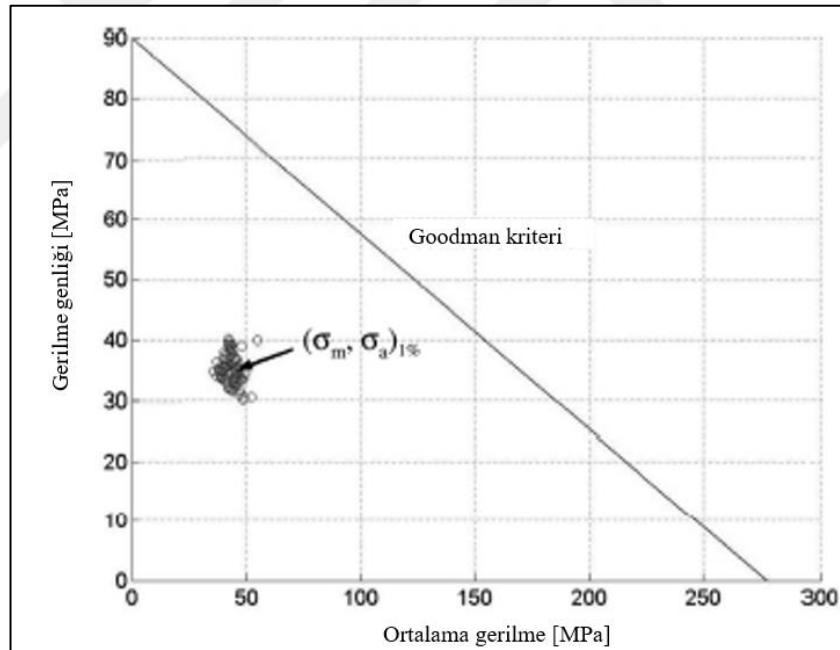
S-N eğrilerinin yatay eksenini çevrim sayısı, dikey eksenini ise gerilme genliğidir. Grafikten de anlaşılacağı üzere S-N eğrileri tek bir ortalama gerilme için çizilir. Ancak parçalar üzerinde her bölgede σ_m değeri 0 olmayabileceği için aynı malzemenin farklı ortalama gerilmeler altındaki S-N eğrilerinin çıkarılması gerekmektedir. Jant üzerinde dinamik viraj yorulması testi boyunca bölgesel olarak ortalama gerilme farklılık göstermektedir. Ancak maksimum ortalama gerilme yapılan analizler sonucu 40 MPa mertebelerinde tespit edilmiştir (Tablo 3.7). Belirlenen maksimum ortalama gerilme değeri Hsu ve diğerlerinin (2006) yaptığı çalışma (Şekil 3.14) ile paralellik göstermektedir.

Tablo 3.7 Jantın farklı bölgelerinde oluşan ortalama von Mises gerilmesi

Jant bölgesi	von Mises gerilmesi grafiği	Ortalama von Mises gerilmesi (MPa)
		8,1
		36,7
		13,5
		5,8

Tablo 3.7 devamı

		3,6
		29,2
		19,8



Şekil 3.14 Ortalama gerilme ve ortalama genlik grafiği (Hsu, 2006)

Jant döküm prosesinin birçok kontrollü girdiden etkilenmesinin yanı sıra bir o kadar da gürültüden etkilenmesi sebebiyle laboratuvar ortamında, optimum koşullarda yapılan döküm ve testlerin sonucunda elde edilen mekanik ve kimyasal özellikler, seri üretim koşullarında üretilen jantlardan alınan numunelerin test sonuçları ile farklılık

gösterebilmektedir. Bu sebeple laboratuvar ortamında kontrollü şekilde elde edilen mekanik özelliklerin tasarım girdisi olarak kullanılması durumunda seri üretim koşullarında sorunlara yol açabilir. Çalışma kapsamında, optimizasyon sonuçlarının tutarlılığını kontrol etmek adına yapılacak testlerde kullanılmak üzere A356.0 – T6 alaşımlı jant için komponent S-N eğrisi elde edilmiştir. Elde edilen S-N eğrisi Ansys Workbench 18.0 programına tanımlanmıştır.

Şekil 3.15’te jantın üç farklı bölgesi görülmektedir. Feder, dış flanş ve iç flanş bölgesi alçak basınç dökümün doğası gereği farklı malzeme özellikleri ile elde edilmektedir. Bu bölgelerden çıkarılan çekme çubukları test edilmiş ve sonuçlar Tablo 3.8, Tablo 3.9 ve Tablo 3.10’da görüldüğü gibi elde edilmiştir. Bölgeler malzeme özelliklerine göre dış flanş, iç flanş ve feder olarak sıralanır. Flanş bölgelerinde soğuma daha hızlı gerçekleştiği için oluşan taneler daha ince, buna bağlı olarak mukavemet özellikleri daha fazladır. Jantın farklı bölgelerinde dahi farklı malzeme özelliklerinin görülmesi sebebiyle, yorulma testinin sonucunun tahmin edilebilirliğini arttırmak ve sonuçları daha iyi yorumlamak adına janta ait S-N eğrisinin çıkarılması gerekmektedir.



Şekil 3.15 Çekme çubuğu numune bölgeleri (CMS, b.t.)

Tablo 3.8 Feder bölgesi malzeme özellikleri

<i>Feder</i>				
	<i>Elastisite modülü (MPa)</i>	<i>Akma Dayanımı (MPa)</i>	<i>Kopma dayanımı (MPa)</i>	<i>Uzama (%)</i>
Ortalama	75501,16	209,79	270,94	6,53
Standart sapma	4352,64	1,84	2,94	1,10

Tablo 3.9 İç flanş bölgesi malzeme özellikleri

<i>İç flanş</i>				
	<i>Elastisite modülü (MPa)</i>	<i>Akma Dayanımı (MPa)</i>	<i>Kopma dayanımı (MPa)</i>	<i>Uzama (%)</i>
Ortalama	80681,54	227,68	295,03	9,85
Standart sapma	10847,11	4,12	4,12	1,65

Tablo 3.10 Dış flanş bölgesi malzeme özellikleri

<i>Dış flanş</i>				
	<i>Elastisite modülü (MPa)</i>	<i>Akma Dayanımı (MPa)</i>	<i>Kopma dayanımı (MPa)</i>	<i>Uzama (%)</i>
Ortalama	74161,08	227,60	299,94	13,18
Standart sapma	3764,56	1,66	1,50	0,52

S-N eğrisi elde etme deneylerinde kullanılması için döküm proses sapmalarından daha az etkilenmesi adına sade stil yüzeyine, geniş federlere ve sıg kol boşaltmasına sahip, test sonuçları kararlı bir şekilde uygun olan 15 inç, altı federli ticari araç jantı seçilmiştir.



Şekil 3.16 S-N eğrisi eldesinde kullanılacak jant modeli

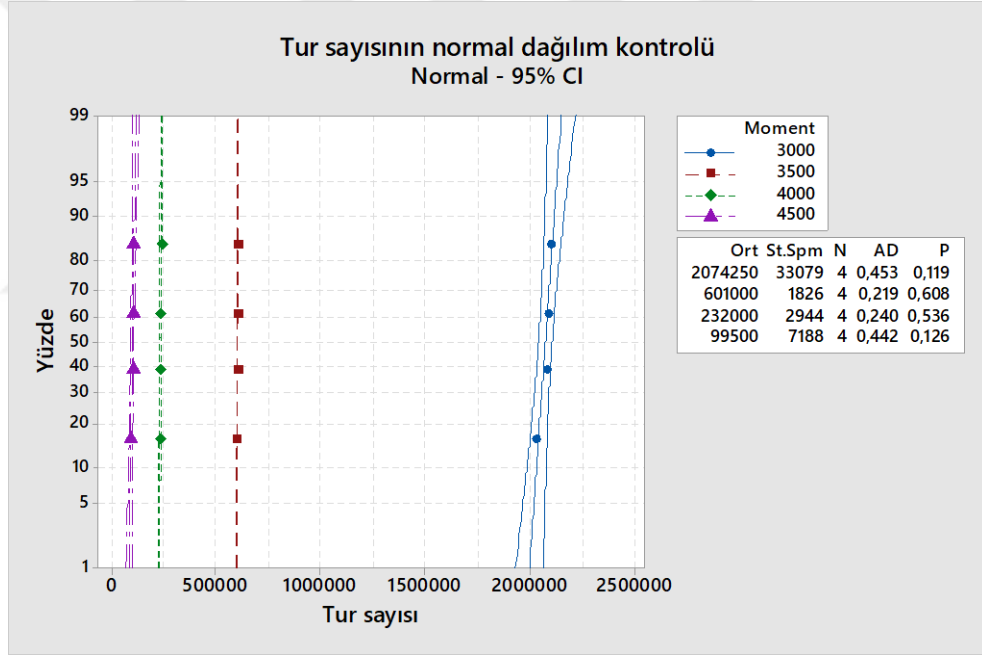
Şekil 3.16’da S-N eğrisi eldesi için tespit edilen jant görülmektedir. Jant için belirlenen dinamik viraj yorulması momentleri araç yükü ve jant geometrisine bağlı formüller ile hesaplanmaktadır. Seçilen jant için yorulma momenti 2881 Nm’dir. Ancak S-N eğrisi eldesi için farklı momentlerdeki gerilme genliklerine karşılık gelen en az üç çevrim sayısı gerekmektedir. Deney öncesinde 20 jant üretilmiş boyutsal kontrolleri ve offset yüzey pürüzlülüğü kontrolleri yapılmıştır (Şekil 3.17). ZnO alüminyum ile hızlıca tepkimeye giren bir bileşiktir. Bu nedenle jantın hangi bölgeden çatladığının tespitini kolaylaştırmak için ön ve arka yüzeylerine ZnO sürülür. Test hazırlanan jantlar dörderli gruplar halinde 3000 Nm, 3500 Nm, 4000 Nm, 4500 Nm dinamik viraj yorulması testine alınmıştır (Şekil 3.18). Test boyunca jantın ön ve arka yüzeylerinde çatlak başlangıcı kontrolleri yapılmış ve çatlak başlangıcı tespit edildiğinde teste son verilmiştir. Teste alınan jant modelinin sonlu elemanlar analizi yapılarak ilgili momentlere karşılık gelen, jant üzerinde oluşan maksimum von Mises (σ_{Vmaks}) gerilmeleri testlerden elde edilen çevrim sayıları ile eşleştirilerek komponent S-N eğrisi elde edilmiştir (Şekil 3.20). Dinamik viraj yorulması analizi Bölüm 3.4.2’de anlatılacaktır.



Şekil 3.17 Offset bölgesi yüzey pürüzlülüğü ölçümü (Kişisel arşiv, 2018)



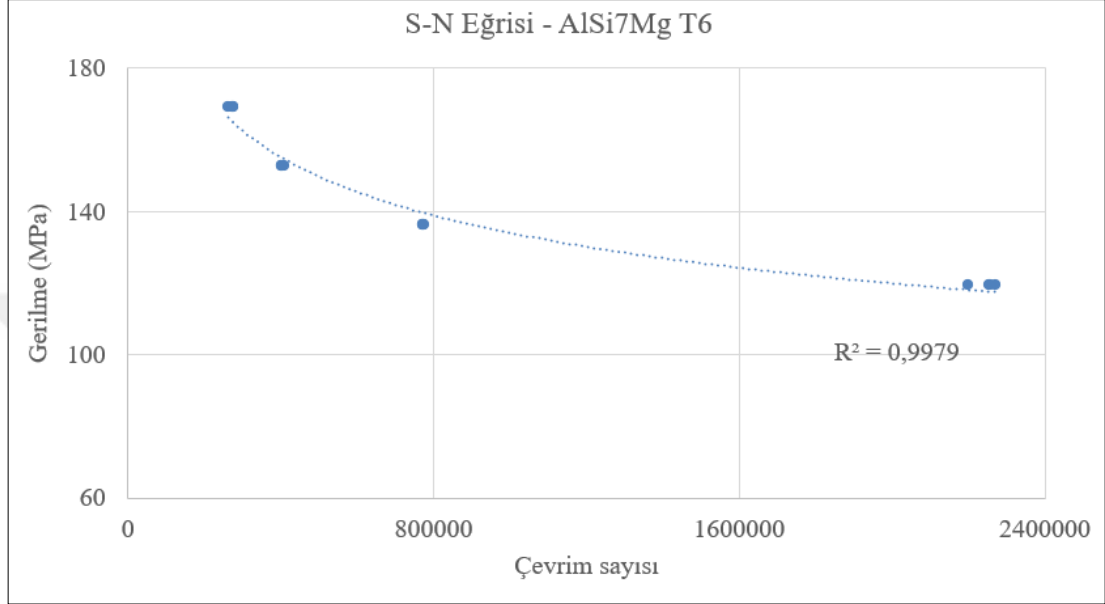
Şekil 3.18 S-N eğrisi belirleme deneyleri (Kişisel arşiv, 2018)



Şekil 3.19 Çevrim sayılarının normal dağılım kontrolü

Elde edilen veriler istatistiki açıdan irdelenip S-N eğrisi oluşturmak için elverişli olup olmadıkları araştırılmıştır. Şekil 3.19’da görüleceği üzere her moment için elde edilen çevrim sayıları normal şekilde dağıldığı tespit edilmiştir. Normal dağılım, ana kütleden alınan örneklemin, ana kütleyi temsil etme yeteneğini gösteren bir terimdir. Bu sebeple, normal dağılıma sahip olduğu belirlenen çevrim sayıları CMS genelinde elde edilen dinamik viraj yorulması sonuçlarını yansıtan bir örneklemdir.

Çatlak başlangıcı kontrolü ile belirlenen çevrim sayıları grafik üzerinde analiz sonuçları ile eşleştirilmiştir. 4 ayrı moment için elde edilen çevrim sayısı kümeleri üssel eğilim çizgisi ile birleştirilmiş ve maksimum von Mises gerilmesi – Çevrim sayısı grafiği elde edilmiştir. A356 – T6 malzemesinin komponent S-N eğrisi Şekil 3.20’de gösterilmiştir.



Şekil 3.20 AlSi₇Mg T6 komponent S-N eğrisi

3.4 Dinamik Viraj Yorulması

3.4.1 Dinamik Viraj Yorulması Testi

Dinamik viraj yorulması testi aracın virajda yol alma durumunu temsil eden bir mekanik testtir. Testin amacı araç virajda yol alırken janta gelen kuvvetleri simüle ederek bu periyodik yüklemelere maruz kalan jantın yorulma davranışını tespit etmektir. Şekil 3.21’de görülen α açısı viraj dönülürken aracın aksının olması gereken konumdan farkını gösteren açıdır. Oluşan bu açı sebebiyle jantın göbek bölgesi dinamik bir momente maruz kalır.



Şekil 3.21 Aracın virajdaki davranışı (Youtube, 2018)

Test boyunca jant üzerine etkiyen moment, yol sürtünmesi ve araç yükü sebebiyle meydana gelen yol ile jant arasındaki yatay ve düşey kuvvetlerin bileşimi ve aks uzunluğunu teste yansıtan milin uzunluğuna bağlıdır. Araç virajda hareket ederken bu bileşke kuvvetler porya ile aks sistemine bağlı olan jantın göbeğinde dinamik bir eğilme momenti oluşturur. Test düzeneği üzerinde ise; jant offset yüzeyinden bijonlar ile test cihazının adaptörüne montajlanır. Bu işlem bijonlar için tork kontrolü yapılarak, her bijonda ilgili sıkma torkuna göre ± 5 Nm hassaslığında gerçekleştirilir. Bu değer test boyunca korunması, bijonların göbek bölgesinde oluşturduğu ön gerilme ve bijonlar tarafından göbek bölgesine aktarılan momentin iletiminin eksiksiz gerçekleşmesinin test sonucuna etkisi sebebiyle önemlidir. Göbek bölgesinden test tezgahına bağlanan jant, iç flanş bölgesinden statik halde bulunan tablaya sabitlenir. Jantın göbeğinde oluşan moment, test düzeneği üzerinde; Şekil 3.22’de görülen aktüator yardımı ile belirli bir kütlenin milin etrafında 1700 – 2000 d/d hızla dönmesi sonucu meydana gelen merkezkaç kuvveti sayesinde oluşur. Formül 3.16 ile jantın göbeğinde oluşan eğilme momenti hesaplanır. Formülde görülen F_y kuvveti (N) araç veya jant üreticileri tarafından araç ağırlığına göre belirlenen maksimum statik teker yükü, d (m) jantın offset mesafesi, r_{dyn} (m) araç hareket halindeyken janta takılı olan lastiğin merkezkaç kuvvetiyle genişlemesi sonrası meydana gelen teorik bir yarıçaptır (IŞIK, 2018). ETRTO standartlarında kullanılabilir tüm lastik ölçüleri için r_{dyn} değeri mevcuttur. μ değeri yol ile lastik arasında oluşan sürtünme katsayısıdır. (ETRTO 2018). INMESS marka dinamik viraj yorulması test cihazı Şekil 3.23’te gösterilmiştir.

$$M_{b \text{ maks}} = S. F_v.(\mu.r_{dyn}+d) \quad (3.16)$$

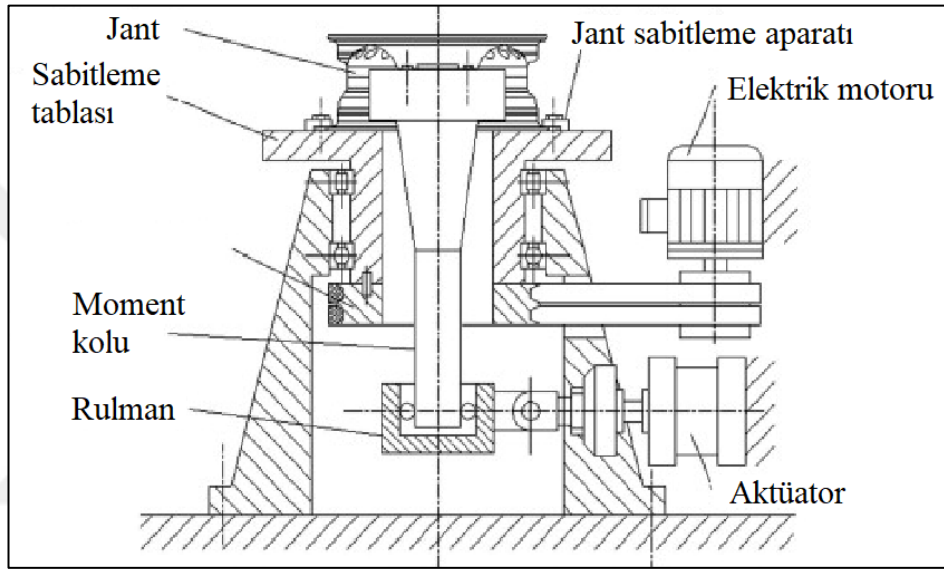
$M_{b \text{ maks}}$: Jant üzerine etkiyen eğilme momenti [Nm]

F_v : Maksimum statik teker yükü [N]

d : Offset mesafesi [m]

r_{dyn} : Dinamik radyus [m]

μ : Lastik ile yol arasındaki sürtünme katsayısı (0,7) (Akdoğan ve diğerleri, 2014)



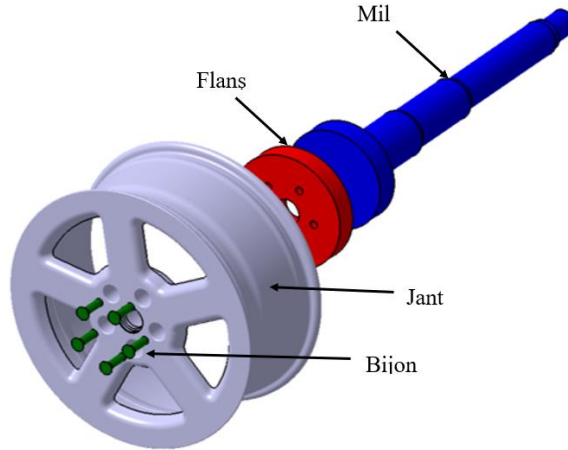
Şekil 3.22 Dinamik viraj yorulması tezgahı şematik gösterimi (Chopade, 2018)



Şekil 3.23 INMESS dinamik viraj yorulması test cihazı (Kişisel arşiv, 2018)

3.4.2 Dinamik Viraj Yorulması Analizi

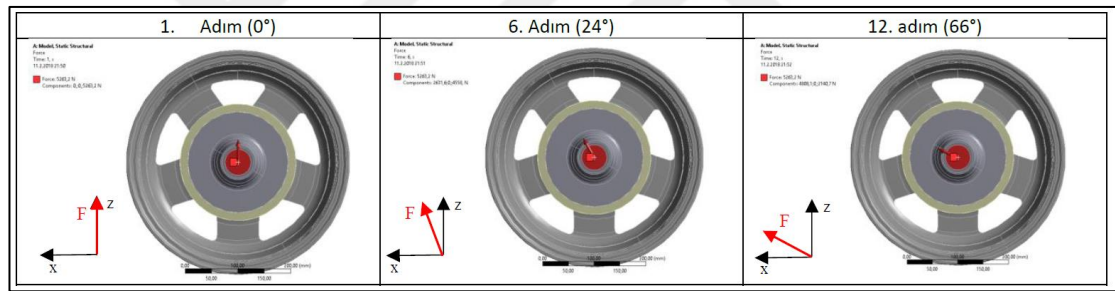
Dinamik viraj yorulması sonlu elemanlar analizi Ansys Workbench 18.0 paket programı ile gerçekleştirilmektedir. Dinamik viraj yorulması analizi için kullanılacak modeller test düzeneği üzerindeki standart parçalara göre hazırlanır. Analizin yapılabilmesi için gereken modeller, jant, bijonlar, flanş ve mildir. Ansys Workbench 18.0 programı içerisinde geometrilerin montajlanması işlemi test cihazındaki montajlama sistemine oldukça benzer olmalıdır. Oluşacak montajlama farklılıkları sonuçların değişkenlik göstermesine sebep olacaktır. Dinamik viraj yorulması test düzeneğinde milin uzunluğunun 762 mm (30")'dir. Mil boyu ve mukavemeti janta uygulanan momenti etkilemesi sebebiyle sonlu elemanlar analizi için hazırlanacak modelde milin her ölçüsü birebir modellenmelidir. Bijonlar ve flanş jant geometrisine göre değişiklik göstermektedir. Her analiz için janta uygun bijon ve flanş geometrilerinin oluşturulması gerekmektedir. Sonlu elemanlar analizi için mil, flanş, bijonlar ve jant Catia V5 R26 yazılımı ile modellenmiştir. Şekil 3.22'deki deney düzeneği, Kara ve diğerlerinin (2015) çalışması sonucu belirlenen sınır koşulları ile Ansys Workbench 18.0 yazılımında hazırlanır (Şekil 3.24).



Şekil 3.24 Dinamik viraj yorulması analizinde kullanılan geometriler (Kişisel arşiv, 2018)

Dinamik viraj yorulması sonlu elemanlar analizinin gerçekleştirilebilmesi için Ansys Workbench 18.0 programında test düzeneği komponentleri ve janta, alüminyum ve çelik malzeme özelliklerine, montaj yüzeyleri temas özelliklerine, ağ yapısı özelliklerine, kuvvet ve sabitleme yüzeylerine ihtiyaç vardır. İç flanş bölgesindeki

yüzeyler ile analiz programı uzayında bir noktaya sabitlenen jant üzerine, milin uç noktasından kuvvet uygulanarak jantın deforme olması sağlanır. Kuvvetler, testin analize benzetimi amacıyla yazılıma y eksenine ile 10° 'lik açılar ile 36 adımlık girdi olarak verilir (Kara, 2015). 360° analiz sonucunda jant üzerinde simetrik olan noktalarda eşit büyüklükte von Mises gerilmeleri görülür. Buradan çıkarılacak sonuç; beş federli, beş bijonlu jantın üzerinde beş simetrik noktada, beş eşit maksimum gerilme çıkacağıdır. Bu sebeple 72° 'lik bir analiz yapmak jant üzerinde oluşan maksimum gerilmeyi bulmak adına yeterli olacaktır. Jantın dört bijona sahip olması halinde jant 180° 'lik iki simetrik kısımdan oluşmaktadır. Bu sebeple sonuçlar incelendiğinde her kısımda bir adet olmak üzere toplam iki adet maksimum gerilme görülür. Kuvvetin 6° açı ile uygulandığı 72° 'lik 12 adımlık dinamik yorulması analizinin 1., 6. ve 12. adımı Şekil 3.25'te gösterilmiştir. Açı derecesinin küçülmesi analizin hassasiyetini arttırmaktadır.

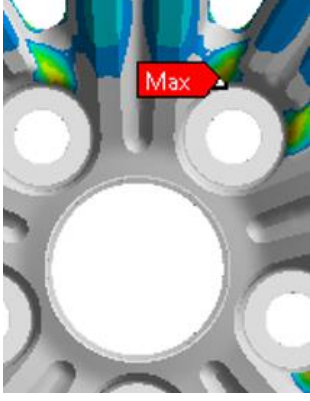
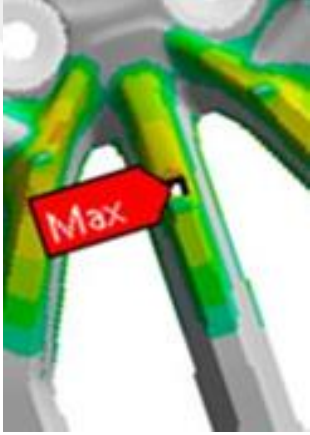


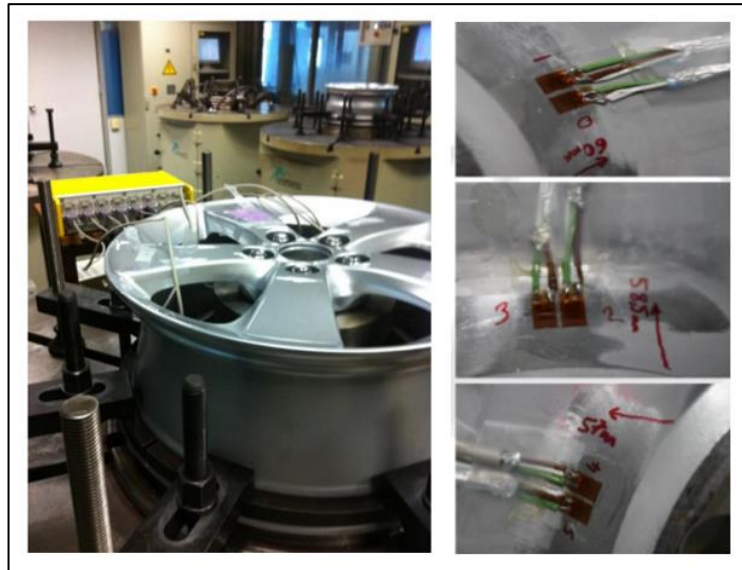
Şekil 3.25 Kuvvet uygulama adımları (Işık, 2018)

3.4.2.1 Test – Sonlu elemanlar analizi korelasyon gösterimi

Ansys Workbench 18.0 programı üzerinde hazırlanan ve çözülen dinamik viraj yorulma testi analizinin sonuçları test sonuçları ile örtüşmektedir. Tablo 3.11'de analiz sonuçları ile ilgili jantların test sonuçlarının bölgesel karşılaştırılması yapılmıştır. Şekil 3.26'da jant üzerinden alınan gerinim değerleri ile sonlu elemanlar programı üzerinde elde edilen gerinim değerleri karşılaştırması yapılmış ve hata değerleri tespit edilmiştir. Ortalama hata değerinin %2,2 olduğu görüşmüştür. Bu hata değeri 1,54 MPa gerilme sapmasına sebep olmaktadır. Jant üzerinde test boyunca oluşan gerilme büyüklükleri dikkate alındığında 1,54 MPa ihmal edilebilir düzeydedir (Tablo 3.12).

Tablo 3.11 Analiz ve test sonuçlarının bölgesel tutarlılığı

<i>Analiz sonucu</i>	<i>Test sonucu</i>
	
	



Şekil 3.26 Test – Sonlu elemanlar analizi korelasyonu (Kara, 2015)

Tablo 3.12 Analiz ve test sonuçlarının gerinim değeri tutarlılığı (Kara, 2015)

	<i>Strengçeç numarası</i>	<i>SG 0</i>	<i>SG 1</i>	<i>SG 2</i>	<i>SG 3</i>	<i>SG 4</i>	<i>SG 5</i>
Test	Gerinim [μm/m]	1046	1041	1055	1041	993	980
	Gerilim [MPa]	71,75	71,41	72,37	71,41	68,12	67,22
Analiz	Gerinim [μm/m]	1029	1024	1024	1015	970	967
	Gerilim [MPa]	70,38	70,24	69,62	69,76	66,54	66,33
	Fark	% 1,65	% 1,66	% 3,94	% 2,35	% 2,37	% 1,34

BÖLÜM DÖRT

DENEY TASARIMI

Deney tasarımı 1900'li yıllarda istatistik bilimine yeterlilik, varyans analizi, maksimum olabilirlik gibi birçok temel kavram ile önemli katkılarda bulunan Ronald Fisher tarafından geliştirilmiştir. İmalat sektöründe deney tasarımının kullanılmasına Genichi Taguchi oldukça önemli katkılarda bulunmuştur. Deney tasarımı, ileri seviye istatistik araçlarını kullanan bir yöntem olup çoğunlukla kullanıldığı sürecin girdileri ve çıktıları arasındaki ilişkileri matematiksel modeller yardımı ile ortaya koymaktadır. Deney tasarımları çıktıların en iyi seviyede elde edilmesi için deneme yanılma yöntemini kullanmak yerine bilimsel bir yaklaşım sunar. Bir başka ifade ile deney tasarımı minimum kaynak kullanımı ve en az sayıda deney ile girdi ve çıktılar arasında ilişki kurulmasını sağlayan bilimsel bir yöntemdir. Deney tasarımında prosesin girdi parametreleri kontrollü şekilde değiştirilerek, parametrelerin çıktı üzerindeki ana etki ve bileşik etkileri tespit edilir. Bu sayede en iyi çıktı değerinin elde edilebilmesi için girdi parametreleri optimize edilebilir, geliştirme süresi kısaltılabilir, maliyet azaltma çalışmaları gerçekleştirilebilir.

Deney tasarımının diğer bir faydası, belirlenmiş bir deney setine göre proses ve sonuç üzerinde etkili olma olasılığı bulunan faktörlerin yanı sıra proseste bulunan gürültülerin de tespit edilebilmesidir. Gürültülerin kontrol altına alınması konusunda yapılan iyileştirmeler sayesinde elde edilen çıktının tahmin edilebilirliği, dolayısıyla kalitesi artar.

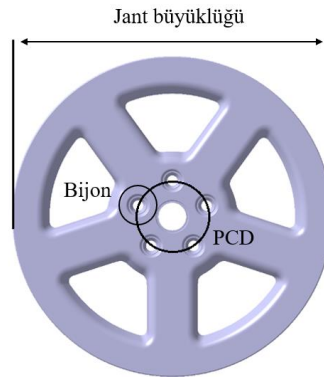
Farklı prosesler ve çıktıları için çeşitli deney tasarımı yöntemleri bulunmaktadır. Bunlardan bazıları tam faktöriyel deney tasarımı, yanıt yüzeyi deney tasarımı, Taguchi yöntemi ve tarama deney tasarımıdır. Her yöntemin bir diğerine göre avantaj ve dezavantajları bulunmaktadır. Tam faktöriyel deney tasarımı, parametrelerin tüm etkileşimleri hakkında bilgi verir. Girdiler nitel ve nicel olabilirken çıktıların sadece nicel olması gerekmektedir. Fazla sayıda girdi bulunduğunda deney kombinasyonlarının sayısı oldukça artar. Bu sorunun üstesinden tarama deney tasarımı ile gelinebilir. Tarama deney tasarımı fazla sayıdaki girdilerin içerisinde en belirgin

olanların ana etkilerini en az sayıda deney ile tespit etmemizi sağlar. Bu deney tasarımının bir dezavantajı, girdilerin ana etkilerinin tespit edilmesinde yüksek çözünürlüğe sahipken, deney kombinasyonlarının sayısının oldukça az olması sebebiyle bileşik etkilerin tespit edilmesinde, girdi ve çıktı türüne de bağlı olmak üzere, çözünürlüğün azalmasıdır.

Deney tasarımı oluşturulurken girdiler bağımsız değişkendir, girdilerin her biri faktör olarak adlandırılır. Her bir faktörün deneyde tanımlı seviyelerine düzey denir. Çıktılar bağımlı değişkendir.

4.1 Taguchi Yöntemi Deney Tasarımı

Çalışma kapsamında ilk olarak bir jantın en temel özellik ve ölçüleri olan bijon sayısı, jant büyüklüğü ve bijon yerleşim çapı parametrelerinin (Şekil 4.1) dinamik viraj yorulması davranışına etkileri incelenmiştir. Minitab 18.0 paket programı kullanılarak Taguchi deney tasarımı oluşturulmuştur. Yorulma ömrü malzeme özelliğine bağlı olduğu kadar geometriye de bağlıdır. Bu sebeple aynı araç üzerinde kullanılabilecek farklı jant tasarımlarının oluşturulması gerekmektedir. Analiz aşaması için Catia V5 R26 programı ile beş federe sahip temel bir jant geometrisi oluşturulmuştur. Lastik kesiti ölçüleri, teorik nokta ölçüleri gibi ETRTO standartlarına bağlı kalınması gereken ölçüler parametre olarak seçilmemiş ve tüm jantlarda sabit tutulmuştur. Deney tasarımı ile belirlenen jant geometrilerinde sadece parametre ölçüleri değiştirilmiştir. Parametrelerin dışında kalan ölçülerin modelden modele farklılık göstermemesine dikkat edilmiş, modellenen jantların feder kalınlıkları, offset mesafesi ölçüsü ve göbek geometrisi sabit tutulmuştur.

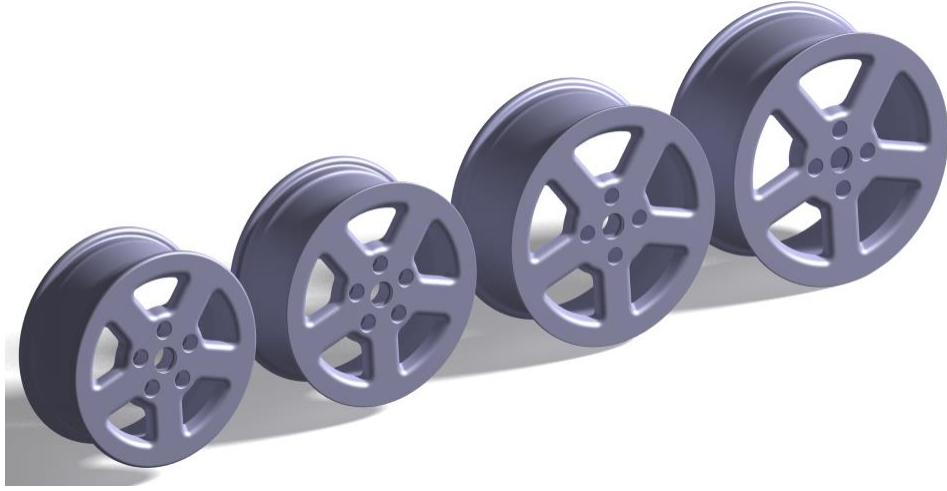


Şekil 4.1 Parametreler

Minitab 18.0 paket programında deney tasarımı oluşturmak için seçilen bijon parametresi 4 ve 5 değerini almaktadır. Bijon yerleşim çapı parametresi 100 mm, 112 mm, 114,3 mm ve 120 mm değerlerini almaktadır. Jant büyüklüğü 15", 16", 17" ve 18" olarak seçilmiştir. 4 seviyeli 2 faktör ve 2 seviyeli 1 faktörden oluşan karışık seviyeli Taguchi deney tasarımı oluşturulmuştur. Elde edilen 16 kombinasyon Tablo 4.1'de gösterilmiştir. Deney kombinasyonlarına örnek olarak 13., 14., 15. ve 16. analizlerde kullanılan jant geometrileri Şekil 4.2'de gösterilmiştir. Taguchi deney tasarımının analiz sonuçları detaylı şekilde sonuç bölümünde incelenmiştir.

Tablo 4.1 Taguchi deney tasarımı

<i>Analiz No.</i>	<i>PCD (mm)</i>	<i>Jant Büyüklüğü (inç)</i>	<i>Bijon Sayısı (adet)</i>
1	100	15	4
2	100	16	4
3	100	17	5
4	100	18	5
5	112	15	4
6	112	16	4
7	112	17	5
8	112	18	5
9	114.3	15	5
10	114.3	16	5
11	114.3	17	4
12	114.3	18	4
13	120	15	5
14	120	16	5
15	120	17	4
16	120	18	4



Şekil 4.2 Jant büyüklüğü parametresi değişimi

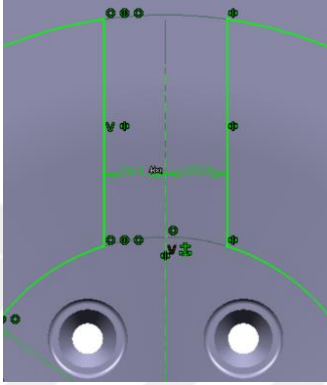
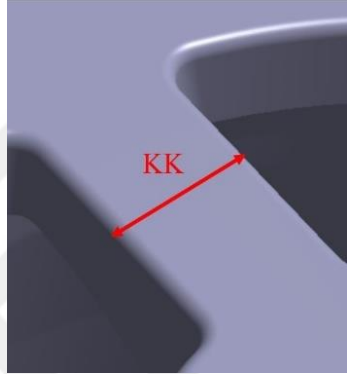
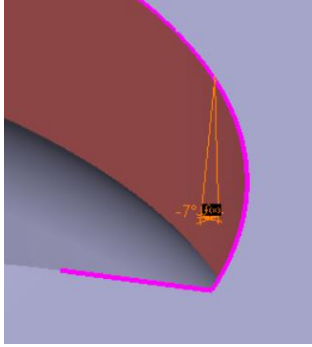
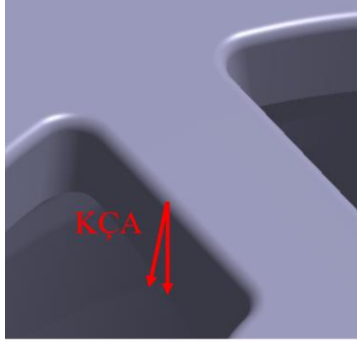
4.2 Tarama Deney Tasarımı

Taguchi deney tasarımının sonucu olarak jantın büyüklüğü arttıkça yorulma ömrünün kısaldığı, bijon sayısı ve PCD ölçüsünün yorulma ömrü üzerinde büyük bir etkisinin olmadığı tespit edilmiştir. Çalışmanın ikinci adımında tek bir jant büyüklüğü seçilmiş, PCD ve bijon sayısı sabit tutulmuştur. Jant üzerindeki standartlara bağlı kalmaksızın değiştirilebilen 12 parametre ile yeni bir deney tasarımı oluşturulmuştur. 12 faktörlü 2 düzeyli tarama deney tasarımı yöntemi kullanılmıştır. 12 parametrenin etkisini görmek için tam faktöriyel deney tasarımı oluşturulmak istenseydi 2^{12} (4096) farklı kombinasyon elde edilecek ve 4095 farklı parametre etkileşimi bulunacaktı. Ancak çalışmanın bu adımında 12 geometrik parametreden yorulma ömrü üzerine etkisi daha büyük olanların tespit edilmesi hedeflenmiştir. Bu sebeple çalışmanın optimizasyon adımına hazırlık amacıyla tarama deney tasarımının kullanılması uygun görülmüştür.

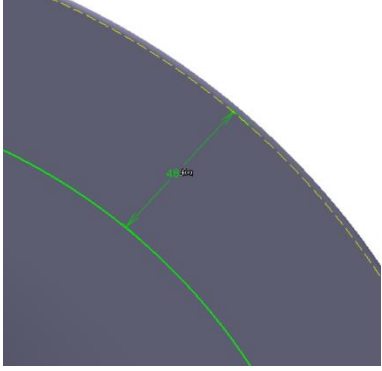
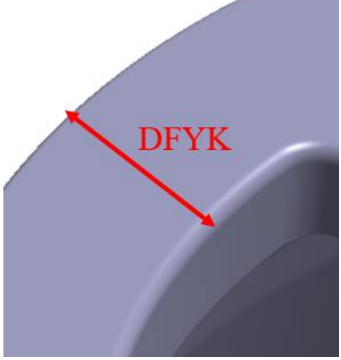
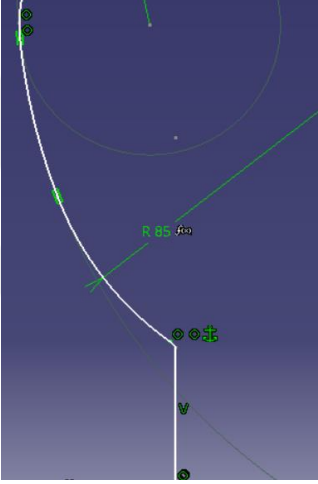
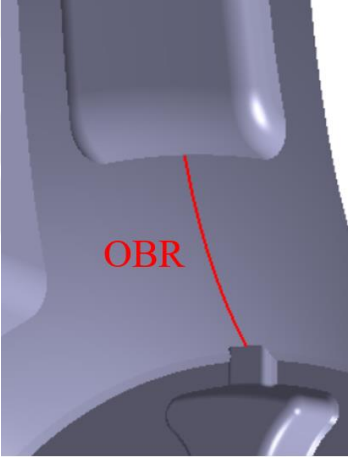
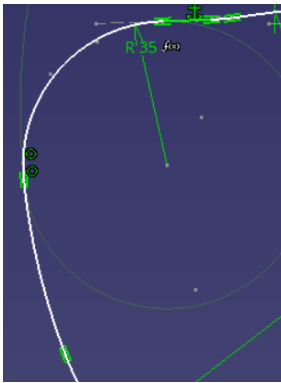
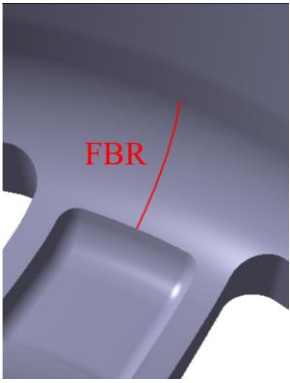
Tarama deney tasarımı için seçilen parametreler; kol kalınlığı (KK), kol çıkma açısı (KÇA), dış flanş yüzey kalınlığı (DFYK), offset bağlantı radyusu (OBR), flanş bağlantı radyusu (FBR), kol boşaltma genişliği (KBG), kol boşaltma uzunluğu (KBU), kol boşaltma derinliği (KBD), offset boşaltması derinliği (OBD), lastik kesiti orta açısı (LKO), lastik kesiti orta kalınlık (LKOK) ve stil yüzeyi (SY) parametreleridir. Parametreler Tablo 4.2’de gösterilmiştir. Kol kalınlığı parametresi, kol kalınlığının yarısını ifade etmektedir. Kol boşaltma genişliği parametresi, kolun yan duvarları

referans alınarak verilmiş negatif değerlerdir, parametrenin artan değerleri kol boşaltmasının genişleme durumunu ifade etmektedir. Örnek olarak; -7 mm parametresi, -15 mm parametresinden daha büyük bir kol boşaltmasını ifade etmektedir.

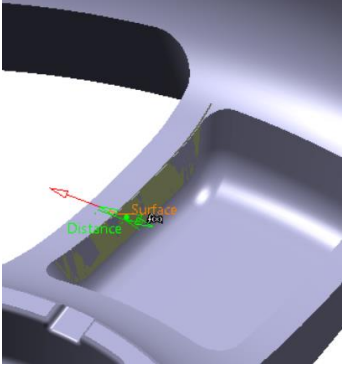
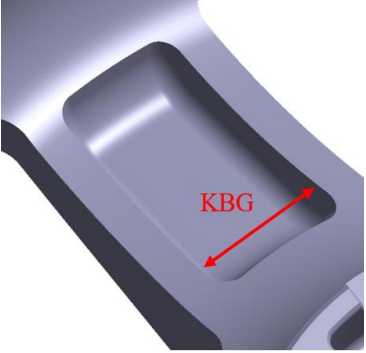
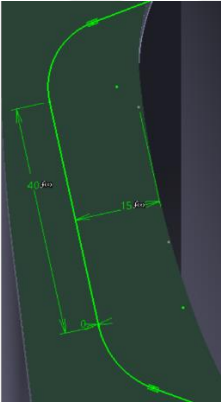
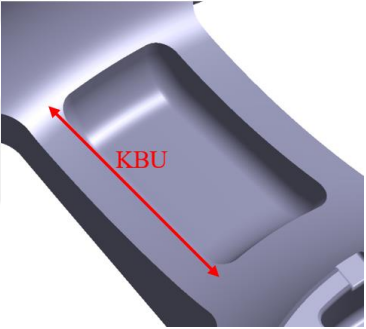
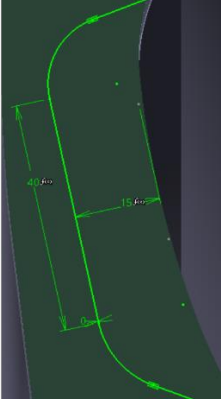
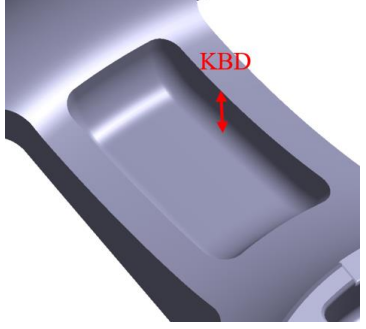
Tablo 4.2 Tarama deney tasarımı model parametreleri

<i>Parametreler</i>	<i>Ölçüsel gösterim</i>	<i>Katı model gösterimi</i>
Kol kalınlığı		
Kol çıkma açısı		

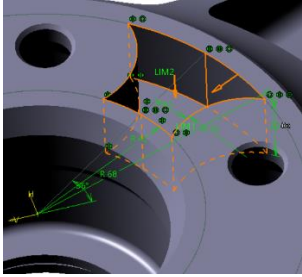
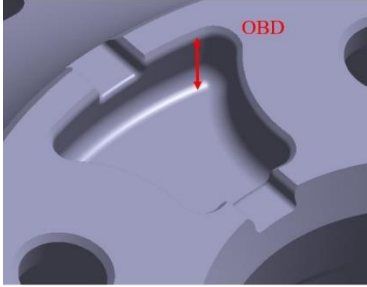
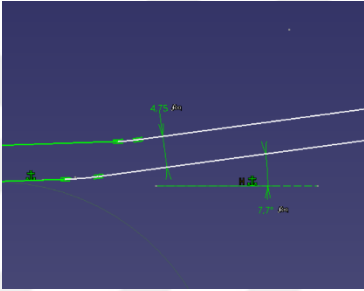
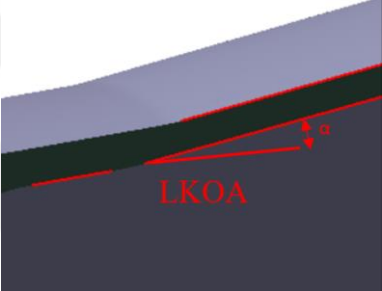
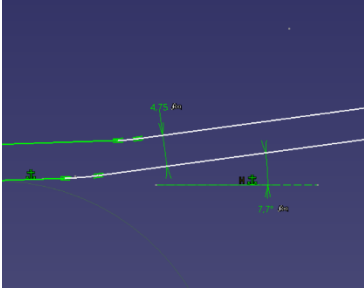
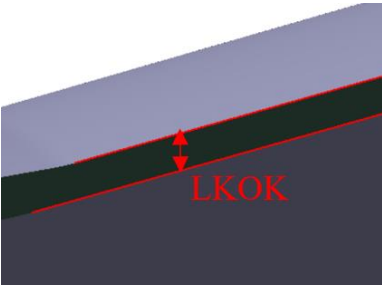
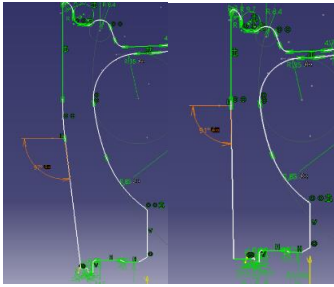
Tablo 4.2 devamı

Dış flanş yüzey kalınlığı		
Offset bağlantı radyusu		
Flanş bağlantı radyusu		

Tablo 4.2 devamı

Kol boşaltma genişliği		
Kol boşaltma uzunluğu		
Kol boşaltma derinliği		

Tablo 4.2 devamı

Offset boşaltması derinliği		
Lastik kesiti orta aç		
Lastik kesiti orta kalınlık		
Stil yüzeyi		

Minitab 18.0 paket programı ile hazırlanan tarama deney tasarımı için 25 kombinasyonlu deney seti elde edilmiştir. Elde edilen kombinasyonlar Tablo 4.3'te gösterilmiştir. Parametrelerin dinamik viraj yorulması üzerine etkisi sonuç bölümünde incelenmiştir.

Tablo 4.3 Tarama deney tasarımı

<i>Analiz No.</i>	<i>KK (mm)</i>	<i>DFYK (mm)</i>	<i>KÇA (mm)</i>	<i>OBR (mm)</i>	<i>FBR (mm)</i>	<i>KBG (mm)</i>	<i>KBU (mm)</i>	<i>OBD (mm)</i>	<i>LKOA (mm)</i>	<i>LKOK (mm)</i>	<i>KBD (mm)</i>	<i>SY (°)</i>
1	26,5	48	-7	85	35	-7	40	20	7,7	4,75	15	97
2	26,5	45	-9	75	30	-10	30	10	7	4	10	91
3	28	46,5	-9	75	30	-10	40	10	7,7	4,75	15	97
4	25	46,5	-7	85	35	-7	30	20	7	4	10	91
5	28	48	-8	85	35	-10	40	10	7	4,75	10	91
6	25	45	-8	75	30	-7	30	20	7,7	4	15	97
7	28	48	-9	80	35	-7	30	10	7	4	15	97
8	25	45	-7	80	30	-10	40	20	7,7	4,75	10	91
9	28	48	-9	75	32,5	-7	30	20	7,7	4,75	10	91
10	25	45	-7	85	32,5	-10	40	10	7	4	15	97
11	28	48	-7	75	30	-8,5	40	20	7	4	15	91
12	25	45	-9	85	35	-8,5	30	10	7,7	4,75	10	97
13	28	45	-9	85	35	-10	35	20	7,7	4	15	91
14	25	48	-7	75	30	-7	35	10	7	4,75	10	97
15	28	48	-7	85	30	-10	30	15	7,7	4	10	97
16	25	45	-9	75	35	-7	40	15	7	4,75	15	91
17	28	45	-7	85	30	-7	30	10	7,35	4,75	15	91
18	25	48	-9	75	35	-10	40	20	7,35	4	10	97
19	28	45	-9	85	30	-7	40	20	7	4,375	10	97
20	25	48	-7	75	35	-10	30	10	7,7	4,375	15	91
21	28	45	-7	75	35	-10	30	20	7	4,75	12,5	97
22	25	48	-9	85	30	-7	40	10	7,7	4	12,5	91
23	28	45	-7	75	35	-7	40	10	7,7	4	10	94
24	25	48	-9	85	30	-10	30	20	7	4,75	15	94
25	26,5	46,5	-8	80	32,5	-8,5	35	15	7,35	4,375	12,5	94

4.3 Faktöriyel Deney Tasarımı

Tarama deney tasarımının sonucunda ön ve arka yüzeyde oluşan gerilmeler ve kütle değişimi üzerinde etkili olan parametreler tespit edilmiştir. Tespit edilen parametreler kol kalınlığı, kol boşaltması genişliği, kol boşaltması uzunluğu, kol boşaltması derinliği ve stil yüzeyi parametreleridir.

Çalışmanın üçüncü adımında tarama deney tasarımı sonucunda belirlenen parametreler dışındaki tüm parametre değerleri sabit tutularak yeni bir deney tasarımı oluşturulmuştur. Oluşturulan deney tasarımında beş faktörlü iki düzeyli yarım faktöriyel deney tasarımı yöntemi kullanılmıştır (Tablo 4.5). Beş parametrenin sonuç üzerine etkisinin tespiti ve minimum gerilme değerleri – minimum kütle hedefi ile optimize edilmesi için 16 farklı model hazırlanması ve modellerin analiz edilmesi gerekmektedir.

Tablo 4.4 Yarım faktöriyel deney tasarımı model parametreleri

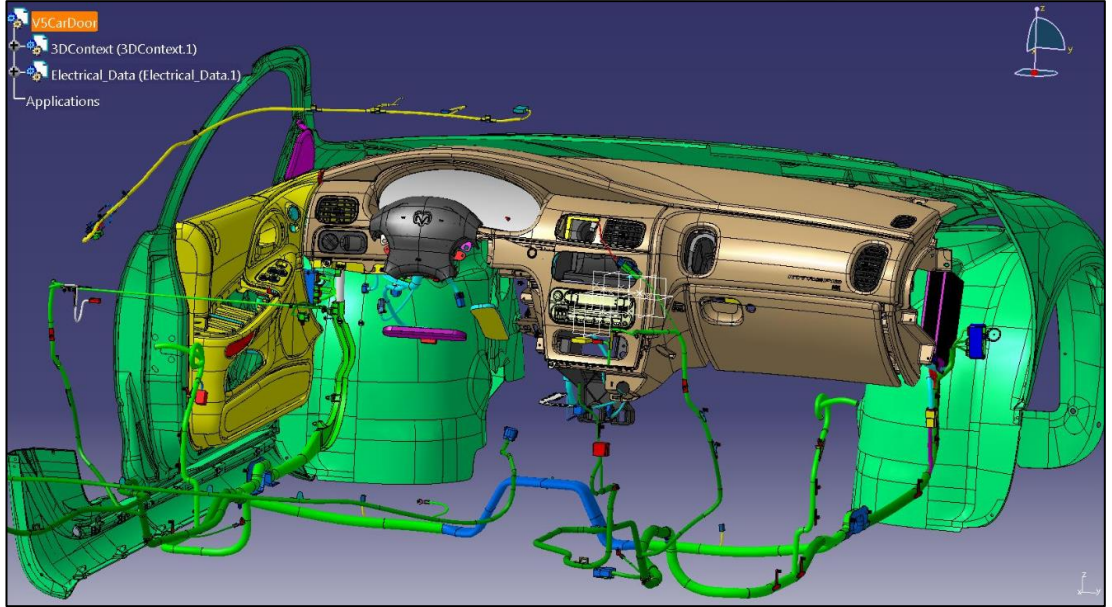
<i>Analiz No</i>	<i>Kol kalınlığı (mm)</i>	<i>Kol boşaltma genişliği (mm)</i>	<i>Kol boşaltma uzunluğu (mm)</i>	<i>Kol boşaltma derinliği (mm)</i>	<i>Stil yüzeyi (°)</i>
1	25	-10	30	10	97
2	30	-10	30	10	91
3	25	-7	30	10	91
4	30	-7	30	10	97
5	25	-10	40	10	91
6	30	-10	40	10	97
7	25	-7	40	10	97
8	30	-7	40	10	91
9	25	-10	30	15	91
10	30	-10	30	15	97
11	25	-7	30	15	97
12	30	-7	30	15	91
13	25	-10	40	15	97
14	30	-10	40	15	91
15	25	-7	40	15	91
16	30	-7	40	15	97

BÖLÜM BEŞ

JANT MODELLEME

Çalışma kapsamında deney tasarımları ve optimizasyon çalışmalarında kullanılmak üzere, standart ölçüleri ETRTO standartlarına bağlı kalınarak modellenmiş, 5 federli temel bir jant geometrisi seçilmiştir. Üç boyutlu modelleme programı olarak Catia V5 R26 paket programı kullanılmıştır.

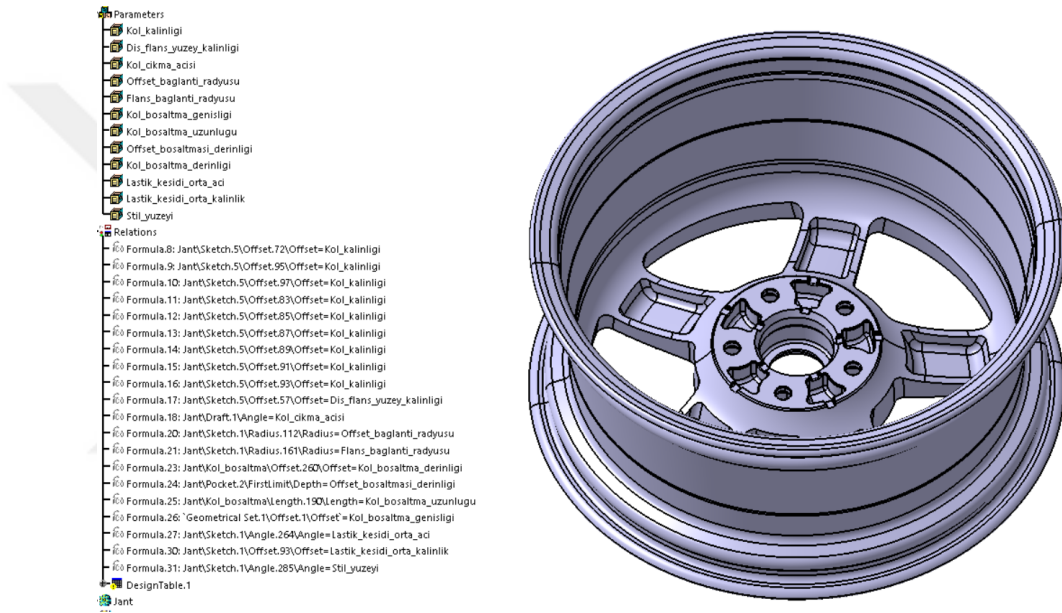
Catia üç boyutlu modelleme programı, yüzey ve saç modelleme modüllerinin oldukça gelişmiş olması sebebiyle otomotiv ve havacılık sektöründe yaygın olarak kullanılmaktadır. Şekil 5.1’de bir aracın ön konsolunun Catia programındaki tasarımı gösterilmiştir. Program içerisinde CAD modülüne ek olarak CAM ve CAE modülleri de bulunur. Teknik resim komutlarının gelişmiş olması sebebiyle bir parçanın imalatının her aşamasında kullanılabilir.



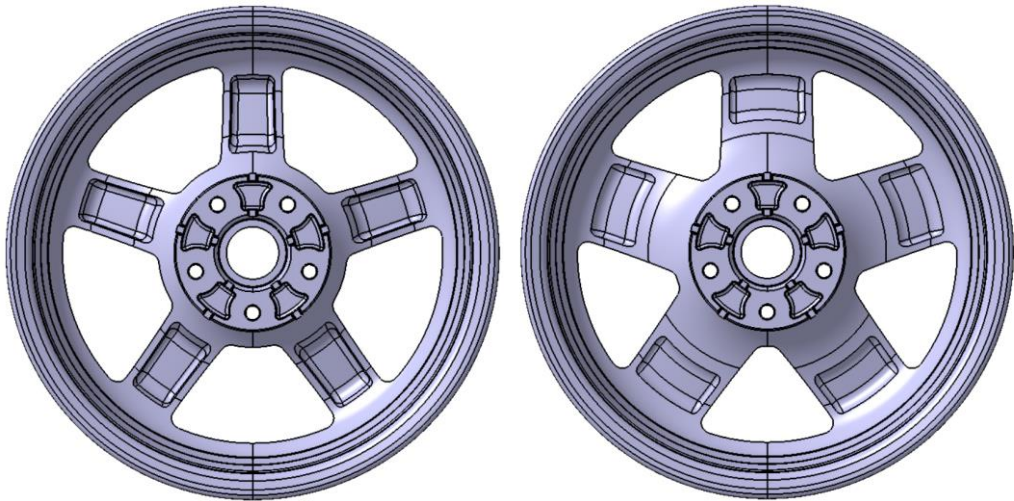
Şekil 5.1 Catia temsili çizim (Cadpointkollam, 2019)

Çalışmanın deney tasarımı adımlarının gerçekleştirilebilmesi için farklı ölçülerdeki jantların modellenmesi gerekmektedir. Catia V5 R26 programı ile oluşturulan temel jantın ilgili ölçülerine parametre ataması yapılmış ve deney tasarımları ile elde edilen kombinasyonlar ölçü olarak programa girilmiştir. Örnek olarak, tarama deney tasarımı

adımı için jantın 12 ölçüsü Catia programı üzerinde parametre olarak tanımlanmıştır (Şekil 5.2). Catia programı “tasarım tablosu” adı verilen bir veri giriş penceresine sahiptir. Parametre olarak belirlenen ölçülere formüller tanımlanmış ve tanımlanan formüller tasarım tablosuna bağlanmıştır. Bu yol ile tasarım tablosundan herhangi bir tasarım kombinasyonu seçilip model güncellendiğinde ölçülerin otomatik olarak değişmesi sağlanmıştır. Örnek iki jant modeli Şekil 5.3’te gösterilmiştir. İki model arasında kol kalınlığı, kol boşaltma derinliği ve kol boşaltma uzunluğu farkı bulunmaktadır.



Şekil 5.2 Temel jant



Şekil 5.3 Kol boşaltması kısaltılan, kol kalınlığı artırılan jant

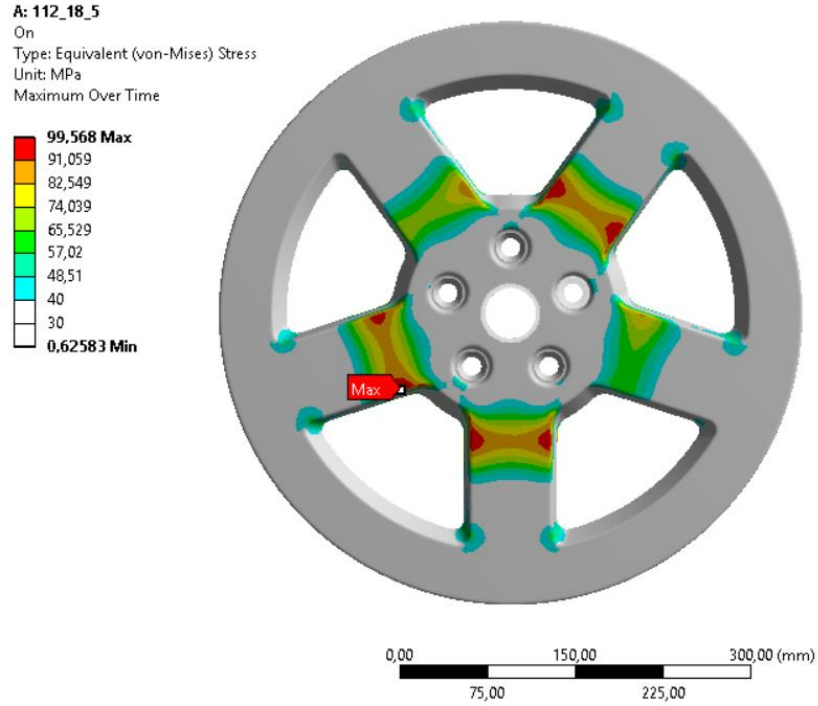
BÖLÜM ALTI

SONUÇLAR

Çalışmanın deney tasarımı adımlarında dinamik viraj yorulma momenti 4000 Nm olarak kullanılmıştır. Analiz sonucu olarak maksimum von Mises gerilmesi değerleri incelenmiştir. Elde edilen gerilme değerleri jantın dinamik viraj yorulması ömrü ile ters orantılı olarak bilgi vermektedir. Yüksek gerilme değeri analiz boyunca jantın üzerinde gerçekleşen deformasyonun yüksek olduğunu gösterir. Yüksek gerilmeler altında malzemenin hasara uğrama süresi kısalmır.

6.1 Taguchi Deney Tasarımı Yorulma Analizi Sonuçları

Catia modelleme programında hazırlanan 16 jantın analiz sonuçları Tablo 6.1’de, analiz sonucu örnek görseli Şekil 6.1 ve Şekil 6.2’de gösterilmiştir.



Şekil 6.1 Örnek Taguchi deney tasarımı sonuç görseli – Ön yüzey

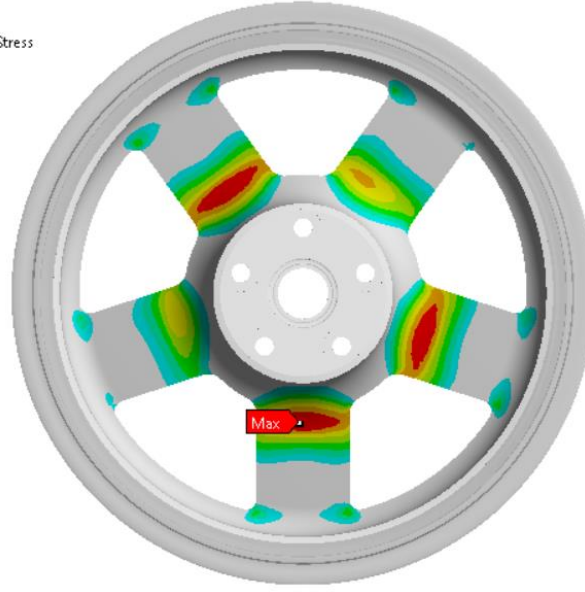
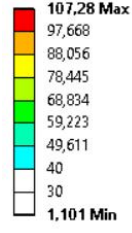
A: 112_18_5

Arka

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Maximum Over Time

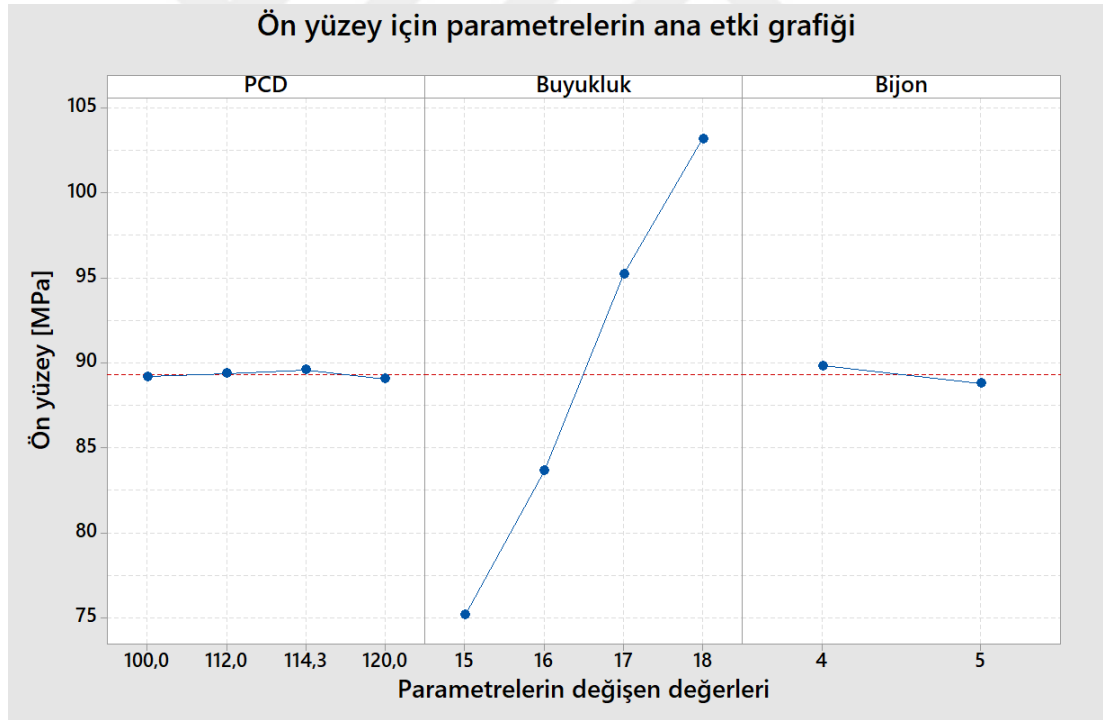


Şekil 6.2 Örnek Taguchi deney tasarımı sonuç görseli – Arka yüzey

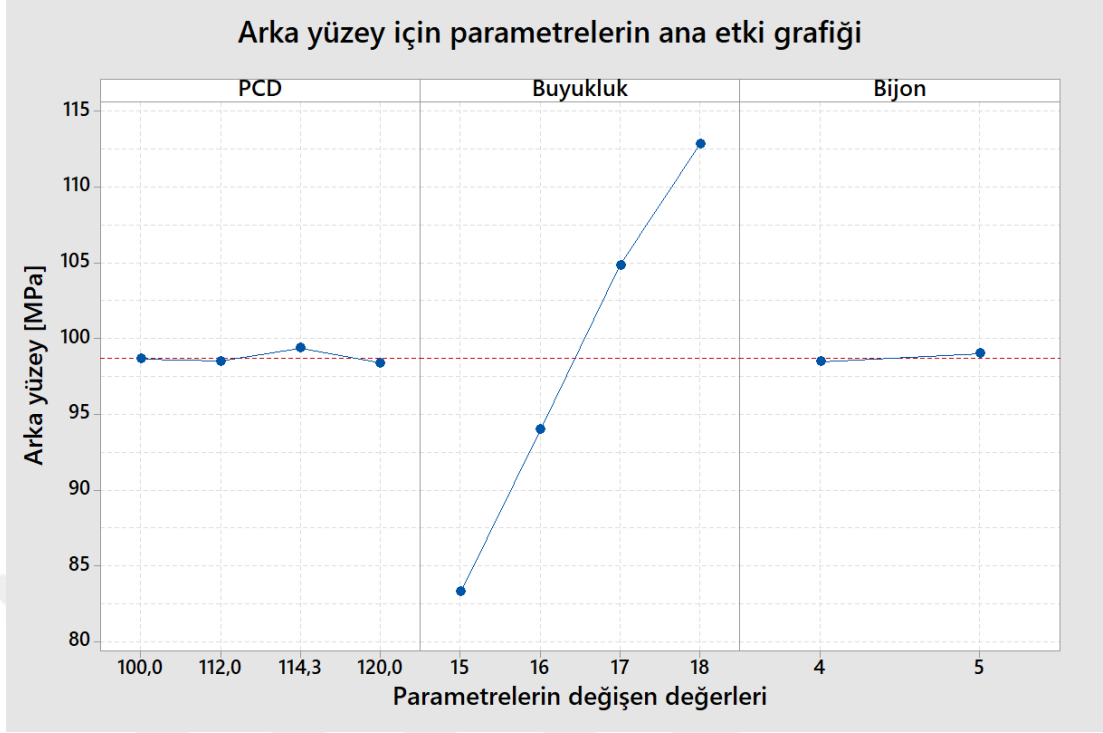
Tablo 6.1 Taguchi deney tasarımı sonuçları

Analiz No.	PCD (mm)	Büyüklik (inç)	Bijon (adet)	Ön Yüzey (MPa)	Arka Yüzey (MPa)	Ağırlık (kg)
1	100	15	4	75,94	83,35	11,51
2	100	16	4	83,09	92,82	11,35
3	100	17	5	95,17	105,94	12,97
4	100	18	5	102,48	112,44	14,55
5	112	15	4	76,42	83,34	11,51
6	112	16	4	84,07	93,35	11,35
7	112	17	5	94,67	104,91	12,97
8	112	18	5	99,57	107,28	14,55
9	114,3	15	5	74,14	83,08	11,43
10	114,3	16	5	85,09	96,55	11,20
11	114,3	17	4	95,41	104,85	13,07
12	114,3	18	4	103,71	113,01	14,67
13	120	15	5	74,09	83,42	11,43
14	120	16	5	82,29	93,17	11,20
15	120	17	4	95,59	103,60	13,07
16	120	18	4	104,20	113,34	14,67

Deney tasarımı sonucunda elde edilen değerler Minitab paket programı ile incelenerek parametrelerin ön yüzey ve arka yüzeydeki gerilmelere etkisi tespit edilmiştir. Şekil 6.3 ve Şekil 6.4'te görüldüğü üzere jantın ön ve arka yüzeyinde oluşan gerilme değerleri bijon sayısı ve jant büyüklüğü parametrelerinden etkilenmektedir. Ancak jant büyüklüğü parametresi diğer parametrelere oranla sonuç üzerinde daha etkilidir. Artan jant büyüklüğü parametresi jantın ön ve arka yüzeyi üzerinde daha yüksek gerilmelerin oluşmasına sebep olmaktadır. Bunun sebebi jant federinin boyunun uzaması, ancak feder kalınlığının sabit kalmasıdır. Feder geometrisi ile dış flanş geometrisinin arasındaki mesafe büyüdükçe jant federinin moment kolu özelliği gösterip mesnet noktalarına yakın bölgelerde oluşan gerilme değerini arttırdığı görülmüştür. Bijon sayısının artması jantın ön yüzeyinde meydana gelen gerilmenin düşmesini sağlamıştır. Jantın arka yüzeyi için bijon sayısının artması tam tersi etki göstermektedir. Bijon sayısı arttıkça arka yüzeyde oluşan gerilme artmaktadır.



Şekil 6.3 Ön yüzeyde oluşan gerilmeler için parametrelerin ana etki grafiği



Şekil 6.4 Arka yüzeyde oluşan gerilmeler için parametrelerin ana etki grafiği

Taguchi deney tasarımı sonucunda, çalışmanın devamında kullanılmak üzere jant büyüklüğü, PCD ve bijon sayısı değişmeyen bir jantın kullanılmasının uygun olacağı görülmüştür. Çalışma kapsamında elde edilen sonuçlar Taguchi deney tasarımı sonuç grafikleri yorumlanarak farklı büyüklük ve bijon sayısındaki jantlar için yorumlanabilir.

6.2 Tarama Deney Tasarımı Yorulma Analizi Sonuçları

Catia modelleme programında hazırlanan 25 jantın analiz sonuçları Tablo 6.2 ile, analiz sonucu örnek görseli Şekil 6.5 ve Şekil 6.6 ile gösterilmiştir. Tarama deney tasarımı için parametreler ve model numaraları Tablo 4.3'te verilmiştir. Analiz işlemleri model numaralarına uygun şekilde gerçekleştirilmiştir.

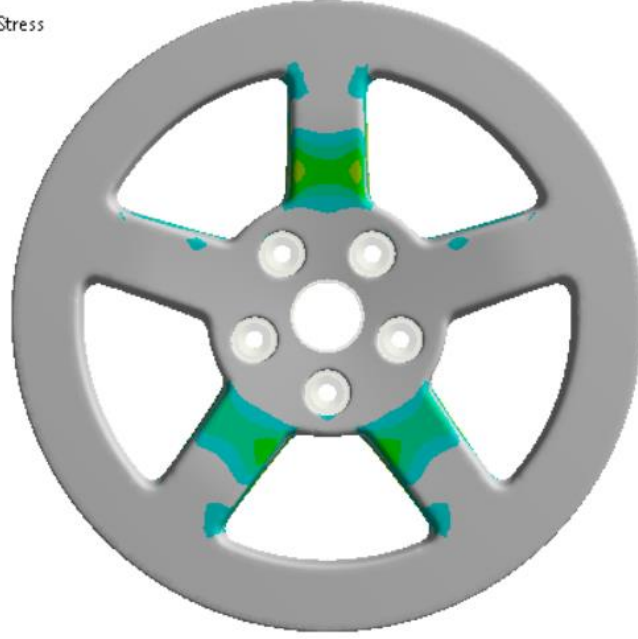
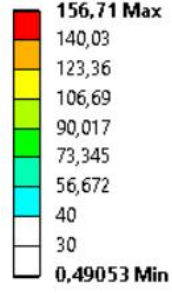
R: Tarama_DOE_1

Ön

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Maximum Over Time



Şekil 6.5 Örnek Tarama deney tasarımı sonuç görseli – Ön yüzey

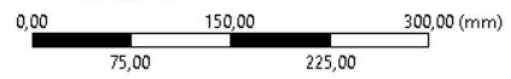
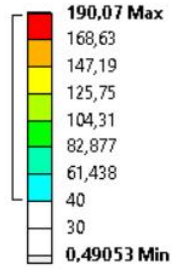
R: Tarama_DOE_1

Arka

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Maximum Over Time



Şekil 6.6 Örnek Tarama deney tasarımı sonuç görseli – Arka yüzey

Tablo 6.2 Tarama deney tasarımı sonuçları

<i>Analiz No.</i>	<i>Ön yüzey (MPa)</i>	<i>Arka yüzey (MPa)</i>	<i>Kütle (kg)</i>
1	156,71	190,07	13,63
2	81,42	117,64	14,17
3	112,09	143,74	13,80
4	102,73	137,66	13,39
5	87,09	113,67	14,60
6	135,24	183,61	13,22
7	130,56	183,83	13,02
8	95,77	131,16	13,40
9	94,49	118,94	13,96
10	123,86	157,70	12,46
11	111,73	129,05	13,21
12	101,18	153,19	13,22
13	102,99	129,34	13,39
14	151,38	117,55	13,78
15	85,72	126,86	13,80
16	130,47	147,43	13,97
17	121,24	148,26	14,11
18	98,44	132,18	13,71
19	118,22	146,08	13,56
20	95,42	129,33	14,28
21	95,16	143,36	13,82
22	121,86	139,61	13,99
23	111,98	132,21	13,83
24	101,64	146,54	13,95
25	110,22	143,42	13,88

Tarama deney tasarımı sonucunda elde edilen yorulma analizi sonuçları Minitab paket programı ile incelenerek sonuç üzerinde etkili olan ve olmayan parametreler tespit edilmiştir.

Deney tasarımı çalışmaları hipotezler ve hipotezleri reddetmek veya kabul etmek için alınacak yüzdesel riskler çerçevesinde gerçekleştirilir. Hipotez kurma adımıda sıfır hipotezi (H_0) belirlenir. Minitab paket programında H_0 hipotezi, ele alınan parametrenin sonuç üzerinde etkisinin olmadığıdır. P değeri terimi, yüzdesel olarak H_0 hipotezini reddetmek için alacağımız riski gösterir. İstatistik biliminde %5 değeri H_0 Hipotezinin reddedilebilmesi için alınabilecek maksimum riski gösterir. Bu nedenle p değeri 0,05'ten küçük olmalıdır. P değerinin 0,05'ten küçük olduğu durumlarda H_0

hipotezi reddedilir. Çalışma kapsamında H_0 hipotezinin reddedilmesi, parametrenin sonuç üzerinde etkili olduğunu gösterir (Spac Danışmanlık, 2019).

Tablo 6.3'te bulunan p değerleri incelendiğinde yedi parametrenin p değerinin 0.05'ten büyük olduğu görülmektedir. Örnek olarak, dış flanş yüzey kalınlığının p değeri 0,686'dır. Bunun anlamı, H_0 hipotezinin reddedilerek dış flanş yüzey kalınlığı parametresinin sonuç üzerine etkisi olduğu söylenmek istenirse; %68,8 oranında hata yapma riski alınacağıdır. p değerinin 0,05 limit değerine göre Tablo 6.3 tekrar incelendiğinde yedi parametrenin tablodan çıkarılması gerekir, bu şekilde Tablo 6.4 elde edilir.

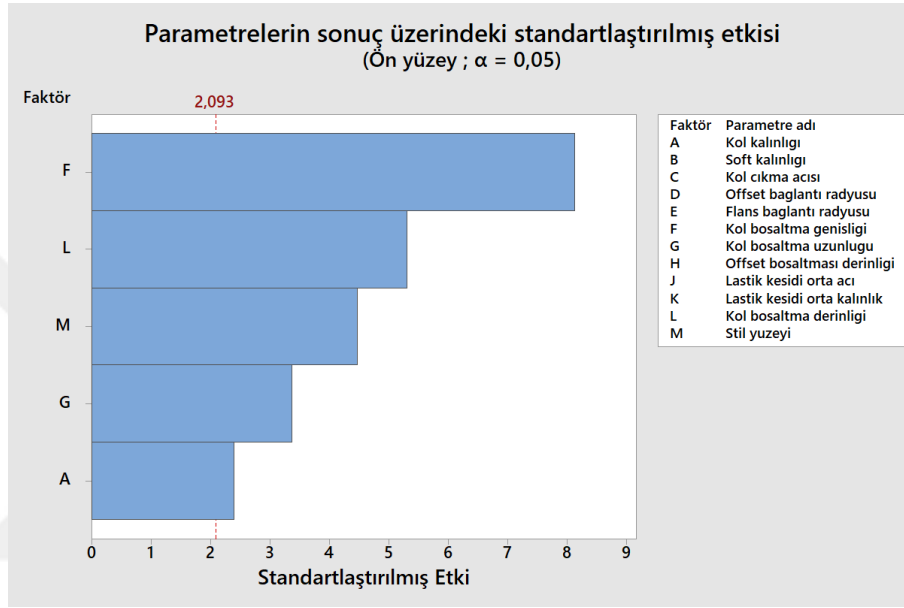
Tablo 6.3 Ön yüzeyde oluşan gerilmeler için tüm parametrelerin p değeri tablosu

<i>Faktör</i>	<i>p değeri</i>
Kol kalınlığı	0,045
Dış flanş yüzey kalınlığı	0,686
Kol çıkma açısı	0,168
Offset bağlantı radyusu	0,921
Flans bağlantı radyusu	0,529
Kol boşaltma genişliği	0,000
Kol boşaltma uzunluğu	0,008
Offset boşaltması derinliği	0,507
Lastik kesiti orta açısı	0,575
Lastik kesiti orta kalınlık	0,331
Kol boşaltma derinliği	0,000
Stil yüzeyi	0,001

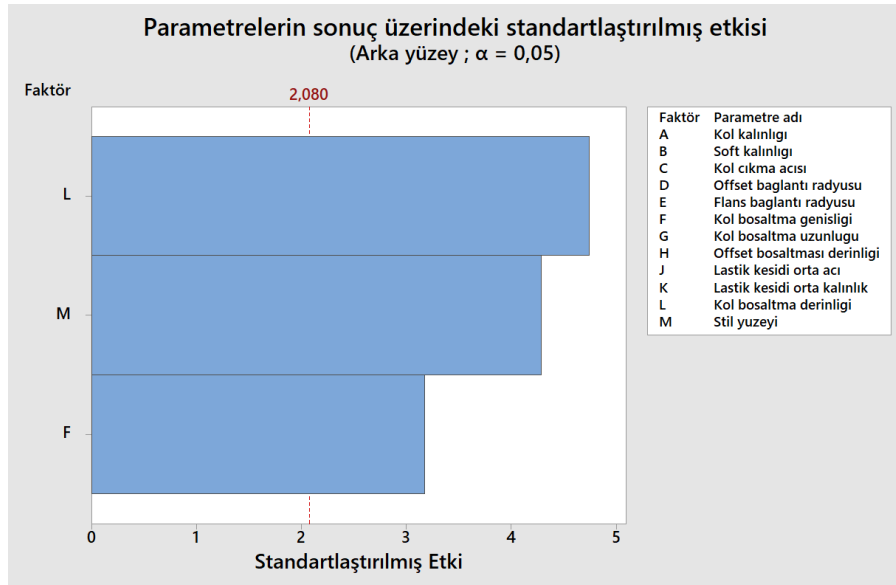
Tablo 6.4 Ön yüzeyde oluşan gerilmeler için etkili parametrelerin p değeri tablosu

<i>Faktör</i>	<i>p değeri</i>
Kol kalınlığı	0,027
Kol boşaltma genişliği	0,000
Kol boşaltma uzunluğu	0,003
Kol boşaltma derinliği	0,000
Stil yüzeyi	0,000

Şekil 6.7'deki pareto grafiğinde Tablo 6.4'te bulunan parametrelerin standartlaştırılmış etkileri görülmektedir. Şekil 6.8'de jantın arka yüzeyinde oluşan gerilme üzerinde etkili olan parametreler gösterilmiştir. Ön yüzeydeki gerilmeler, kol kalınlığı, kol boşaltması genişliği, kol boşaltması uzunluğu, kol boşaltması derinliği ve stil yüzeyi parametrelerinden etkilenmektedir. Arka yüzeydeki gerilmeler üzerinde ise, kol boşaltma derinliği, stil yüzeyi ve kol boşaltma genişliği parametreleri etkilidir.

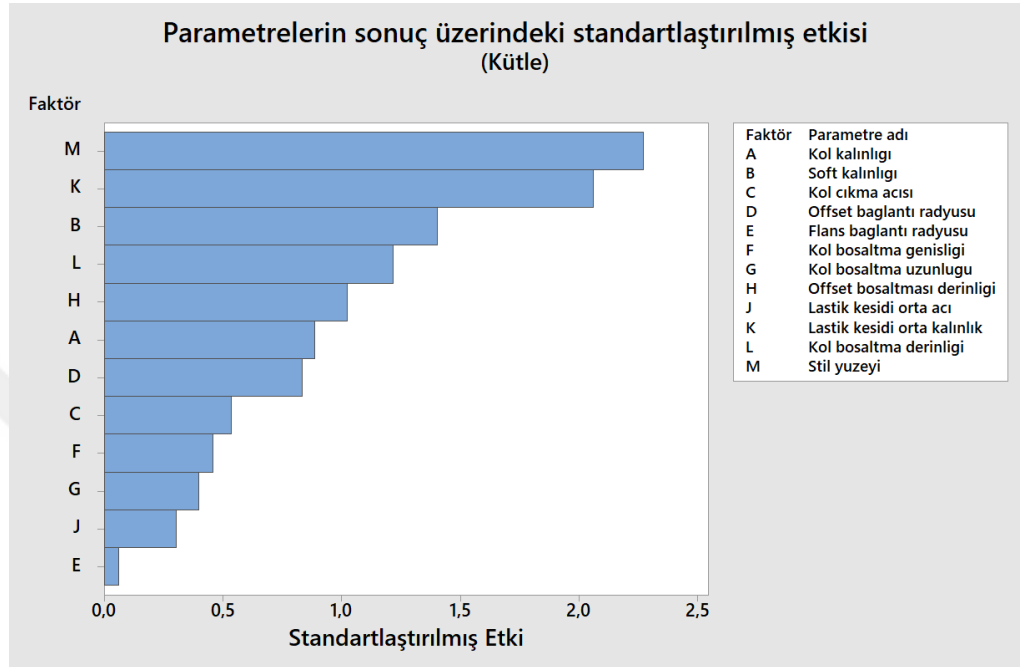


Şekil 6.7 Parametrelerin sonuç üzerindeki etkilerinin pareto diyagramı – Ön yüzey



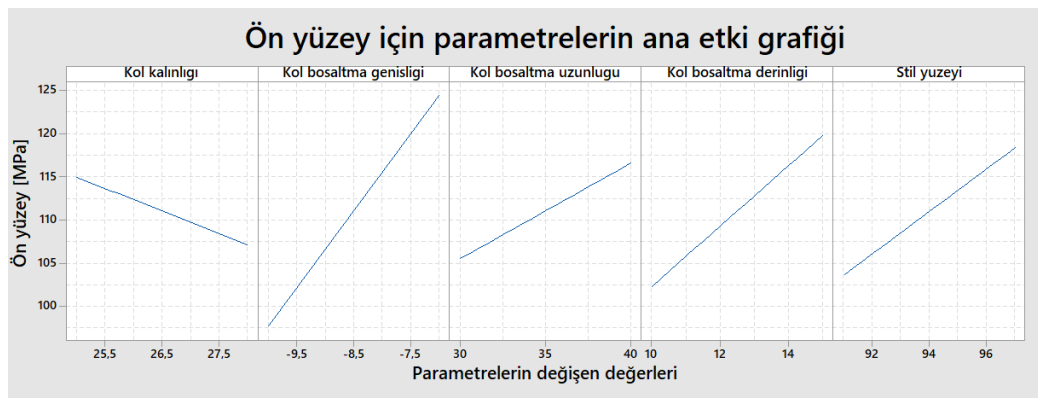
Şekil 6.8 Parametrelerin sonuç üzerindeki etkilerinin pareto diyagramı – Arka yüzey

Parametrelerin kütle üzerindeki etkisi Şekil 6.9’da gösterilmiştir. Parametrelerin değişen değerlerine göre kütle değişimi istatistiksel olarak incelenirken H_0 hipotezi ve p değeri kullanılmamıştır.



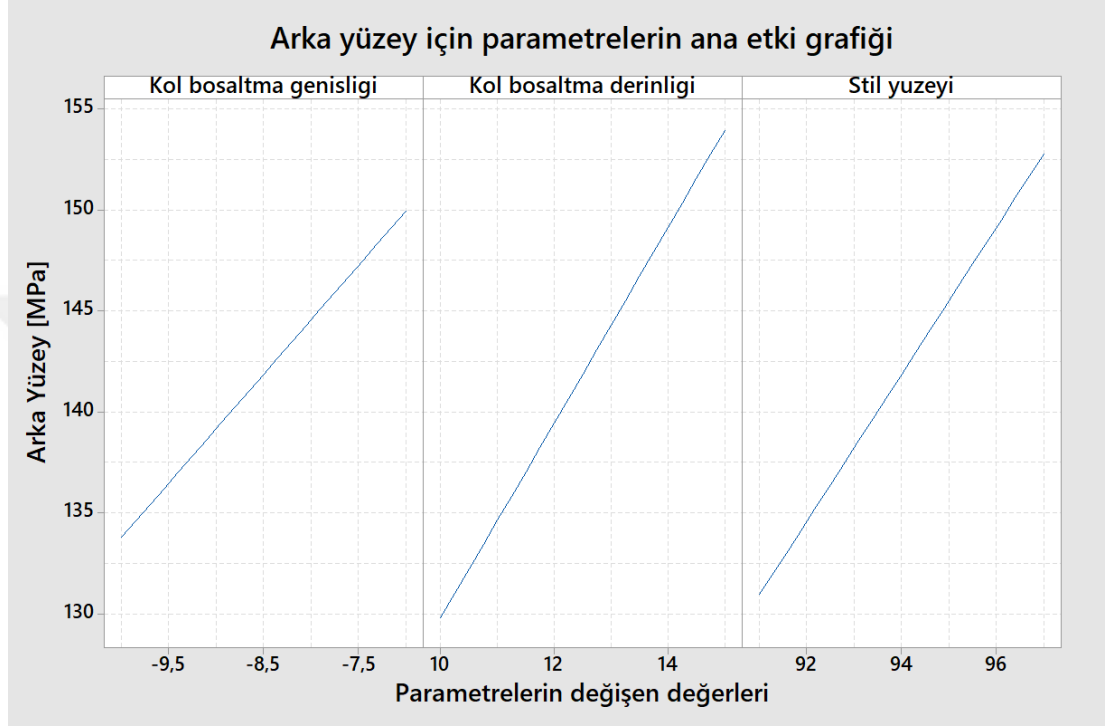
Şekil 6.9 Parametrelerin sonuç üzerindeki etkilerinin pareto diyagramı – Kütle

Şekil 6.10’da deney tasarımı sonucunda jantın ön yüzeyinde meydana gelen gerilmeler üzerinde etkili olduğu belirlenen parametrelerin sonuca etkisi, etki yönleri ile birlikte verilmiştir. Kol kalınlığı parametresinin artırılması gerilmenin düşmesini ve jantın yorulma ömrünün uzamasını sağlar. Diğer dört parametrenin değerlerinin artırılması jantın yorulma ömrünün azalmasına neden olur.



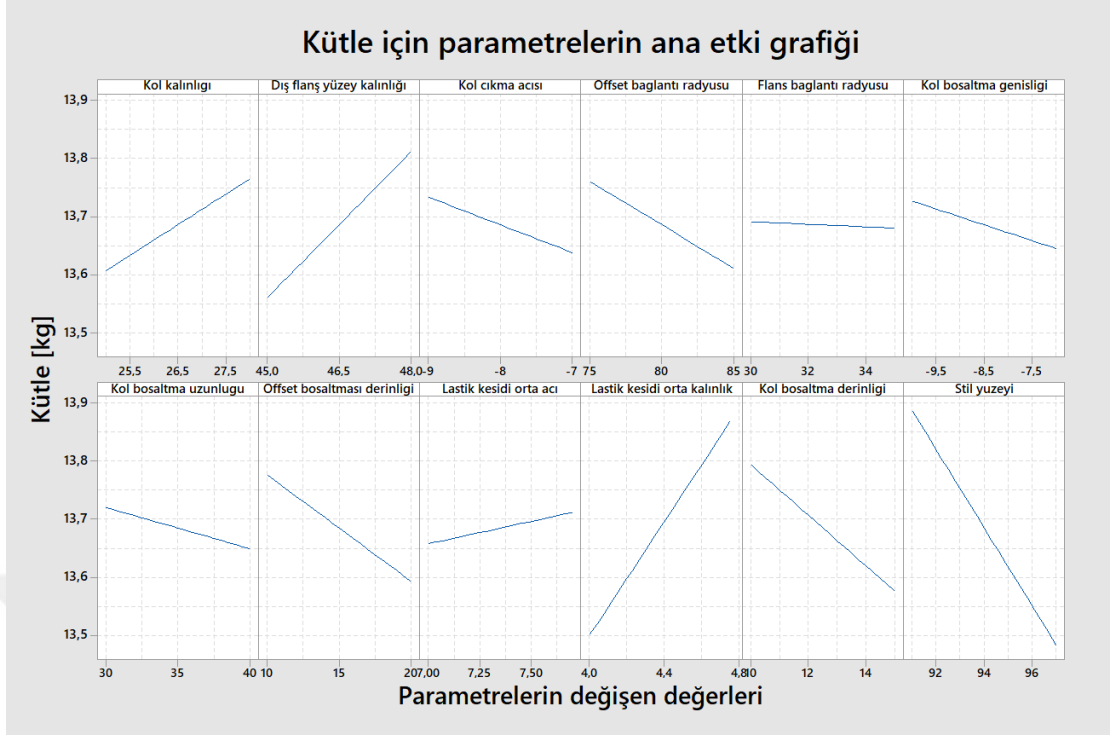
Şekil 6.10 Ön yüzeyde oluşan gerilmeler için parametrelerin ana etki grafiği

Şekil 6.11’de deney tasarımı sonucunda jantın arka yüzeyinde meydana gelen gerilmeler üzerinde etkili olduğu belirlenen parametrelerin sonuca etkisi, etki yönleri ile birlikte verilmiştir. Belirlenen üç parametrenin artan değerleri jantın yorulma ömrünün kısılmasına sebep olur.



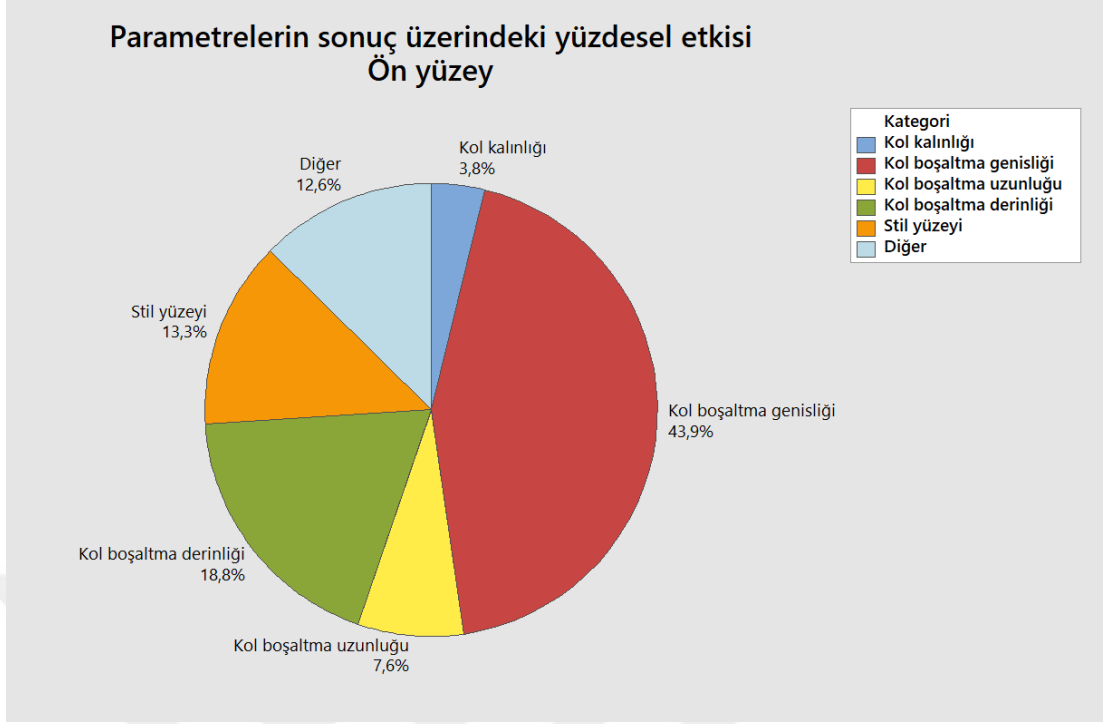
Şekil 6.11 Arka yüzeyde oluşan gerilmeler için parametrelerin ana etki grafiği

Şekil 6.12’de parametrelerin jantın kütlesi üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Kol kalınlığı, dış flanş yüzey kalınlığı, lastik kesiti orta açısı, lastik kesiti orta kalınlık parametrelerinin artan değerleri jantın kütlesinin artmasına sebep olmaktadır. Diğer parametrelerin artan değerleri jantın kütlesinin azaltılmasını sağlar.

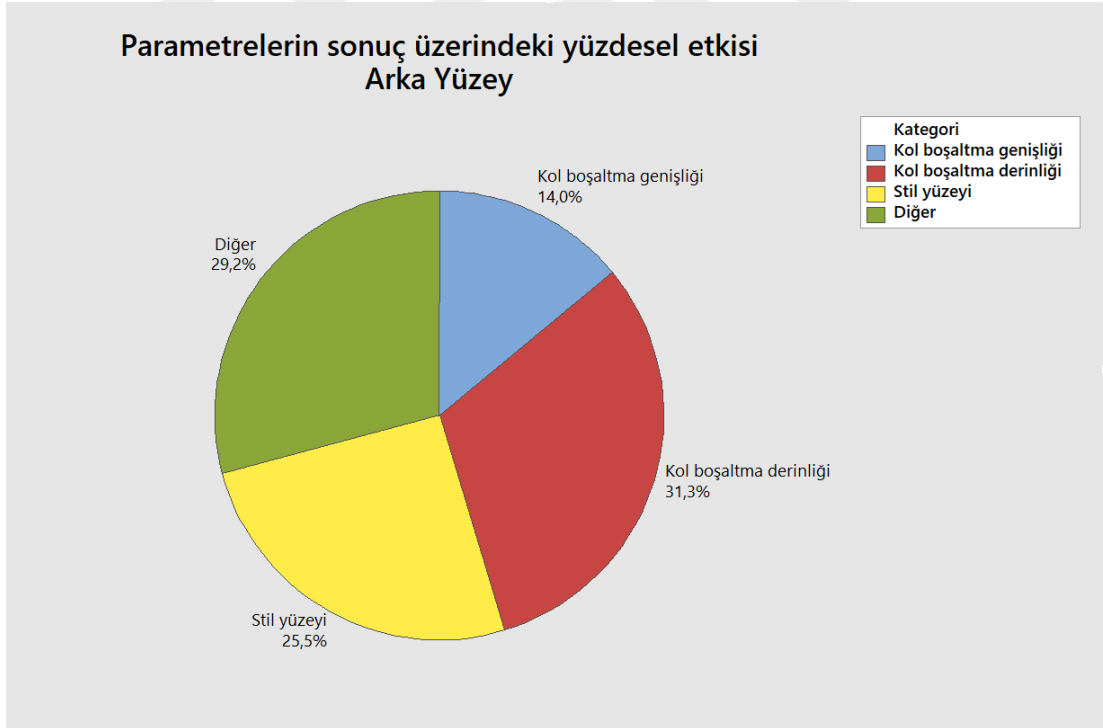


Şekil 6.12 Kütle değişimi için parametrelerin ana etki grafiği

Şekil 6.13 ve Şekil 6.14’te görülen pasta grafikleri parametrelerin etkilerinin farklı birer gösterimleridir. Pasta grafiklerinde bulunan “diğer” dilimleri sonuç üzerinde etkili olan ancak parametreler tarafından kapsanmayan etkilerin toplamını gösterir. Ön yüzeyde oluşan gerilmeler için sonucun %12,6’sı, arka yüzeyde oluşan gerilmeler için sonucun %29,2’si parametrelerin dışında bulunan etkiler sebebiyle gerçekleşmektedir.



Şekil 6.13 Parametrelerin sonuç üzerindeki yüzdesel etkisi – Ön yüzey



Şekil 6.14 Parametrelerin sonuç üzerindeki yüzdesel etkisi – Arka yüzey

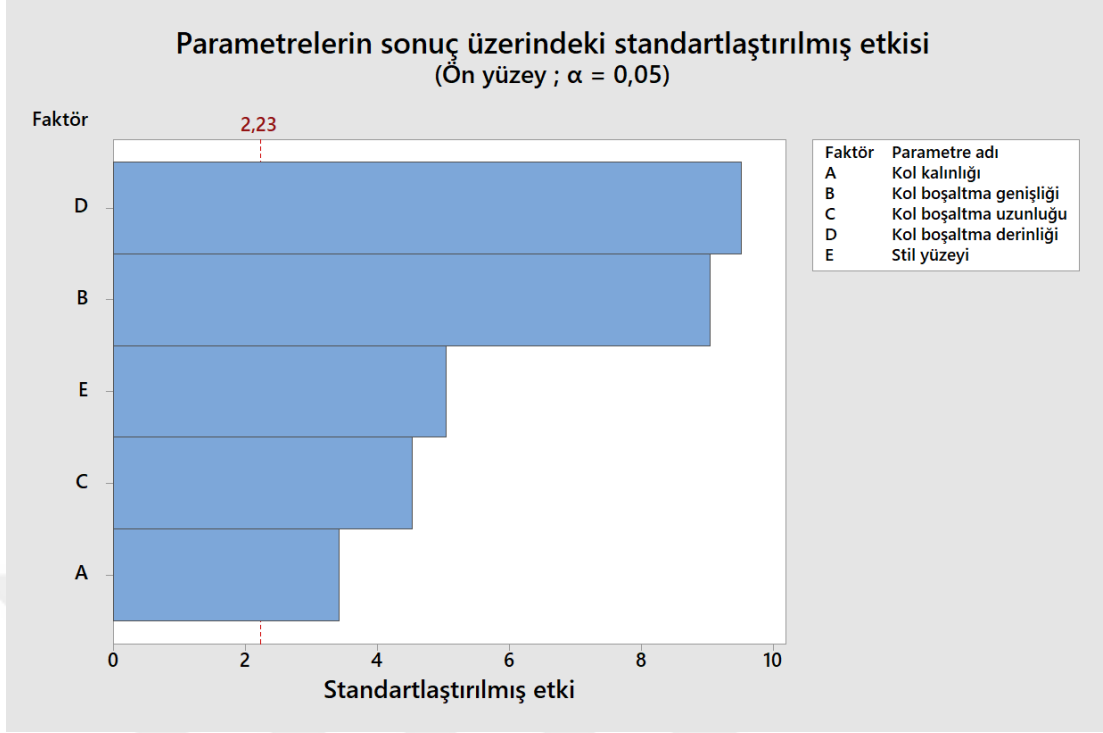
6.3 Faktöriyel Deney Tasarımı Sonuçlarının İncelenmesi

Tarama deney tasarımı sonucunda gerilme değerleri üzerinde etkili olduğu belirlenen kol kalınlığı, kol boşaltması genişliği, kol boşaltması uzunluğu, kol boşaltması derinliği ve stil yüzeyi ile yarım faktöriyel deney tasarımı oluşturulmuştur. Parametrelere uygun şekilde hazırlanan 16 model için Ansys Workbench 18.0 paket programında tanımlı olan “Yorulma aracı” ile gerilme - ömür yaklaşımı yapılarak jantın ömrü belirlenmiştir. Tablo 6.5’te analiz sonucunda jantların ön ver arka yüzeyinde oluşan maksimum von Mises gerilmeleri, kütlesi ve çatlak başlangıcı çevrim sayısı verilmiştir.

Tablo 6.5 Yarım faktöriyel deney tasarımı sonuçları

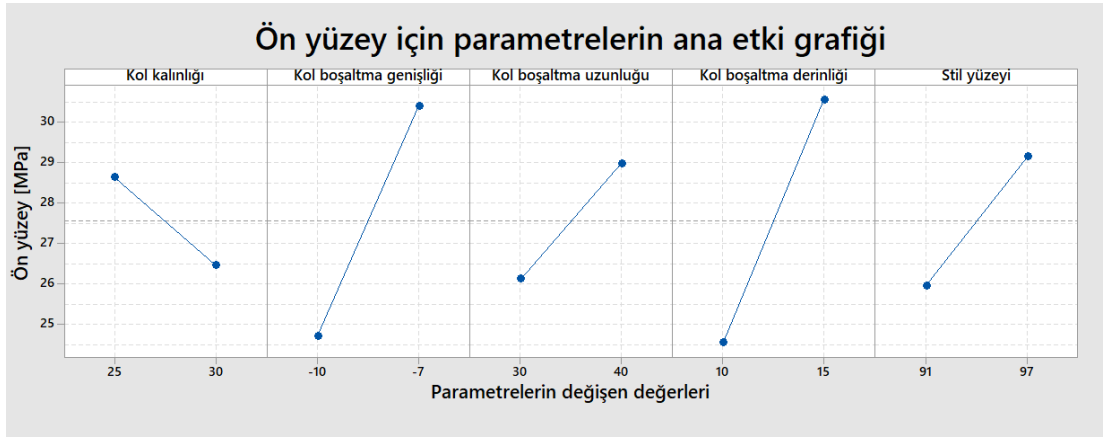
<i>Analiz No.</i>	<i>Ön yüzey (MPa)</i>	<i>Arka yüzey (MPa)</i>	<i>Kütle (kg)</i>	<i>Çatlak başlangıcı çevrim sayısı</i>
1	93,19	141,59	13,75	140106
2	77,39	113,54	14,56	727907
3	101,11	137,18	14,20	177442
4	99,04	147,77	14,00	101837
5	93,12	120,87	14,18	456194
6	95,78	137,74	13,96	172091
7	126,64	165,00	13,63	44720
8	99,18	119,33	14,42	502005
9	100,76	141,48	14,11	140906
10	104,23	158,98	13,87	59026
11	141,17	199,15	13,54	10987
12	118,89	156,10	14,32	67642
13	122,98	161,44	13,52	52626
14	102,86	123,46	14,26	389483
15	137,26	159,05	13,93	58827
16	149,58	185,45	13,66	18698

Jantın ön yüzeyinde oluşan gerilmeleri etkileyen en önemli parametrenin kol boşaltma derinliği olduğu tespit edilmiştir. Etkili olan diğer parametreler sırasıyla kol boşaltma genişliği, stil yüzeyi, kol boşaltma uzunluğu, kol kalınlığıdır (Şekil 6.15).



Şekil 6.15 Parametrelerin sonuç üzerindeki etkilerinin pareto diyagramı – Ön yüzey

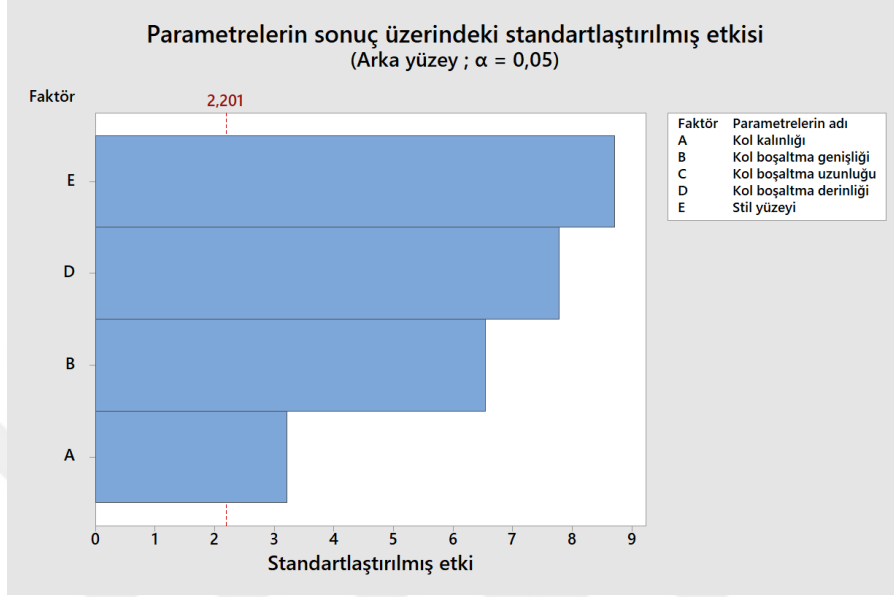
Ön yüzey için parametrelerin ana etki grafiği Şekil 6.16’da verilmiştir. Kol kalınlığı parametresinin artan değerleri gerilme değerlerinin düşmesini sağlarken kol boşaltma genişliği, kol boşaltma uzunluğu, kol boşaltma derinliği ve stil yüzeyi parametrelerinin artan değerleri jant üzerinde daha yüksek gerilmelerin oluşmasına neden olmaktadır.



Şekil 6.16 Ön yüzeyde oluşan gerilmeler için parametrelerin ana etki grafiği

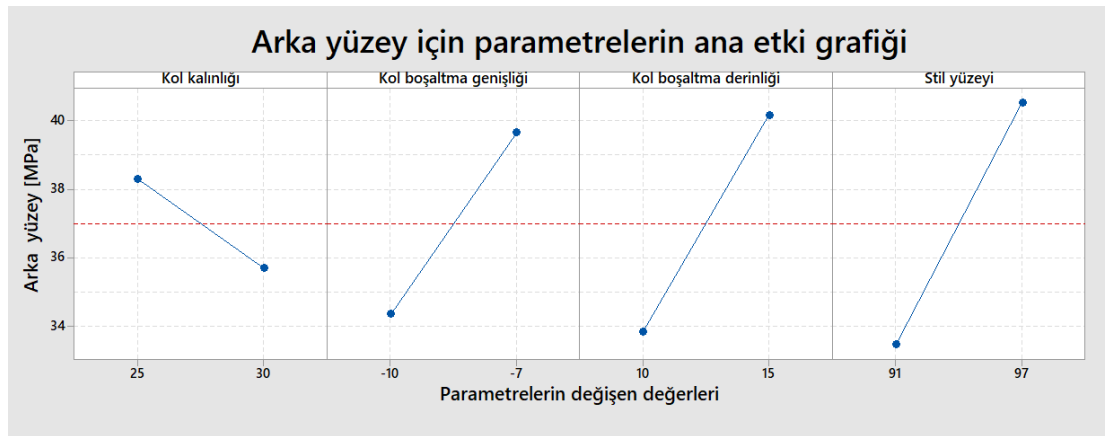
Jantın arka yüzeyinde oluşan gerilmeler üzerindeki en etkili parametre stil yüzeyi olarak belirlenmiştir. Etkili olan diğer parametreler sırasıyla kol boşaltma derinliği,

kol boşaltma genişliği ve kol kalınlığıdır. Yarıml faktöriyel deney tasarımıında kol boşaltma uzunluğunun jantın arka yüzeyinde oluşan gerilmeler üzerine etkisinin ihmal edilebilir düzeyde olduğu belirlenmiştir (Şekil 6.17).



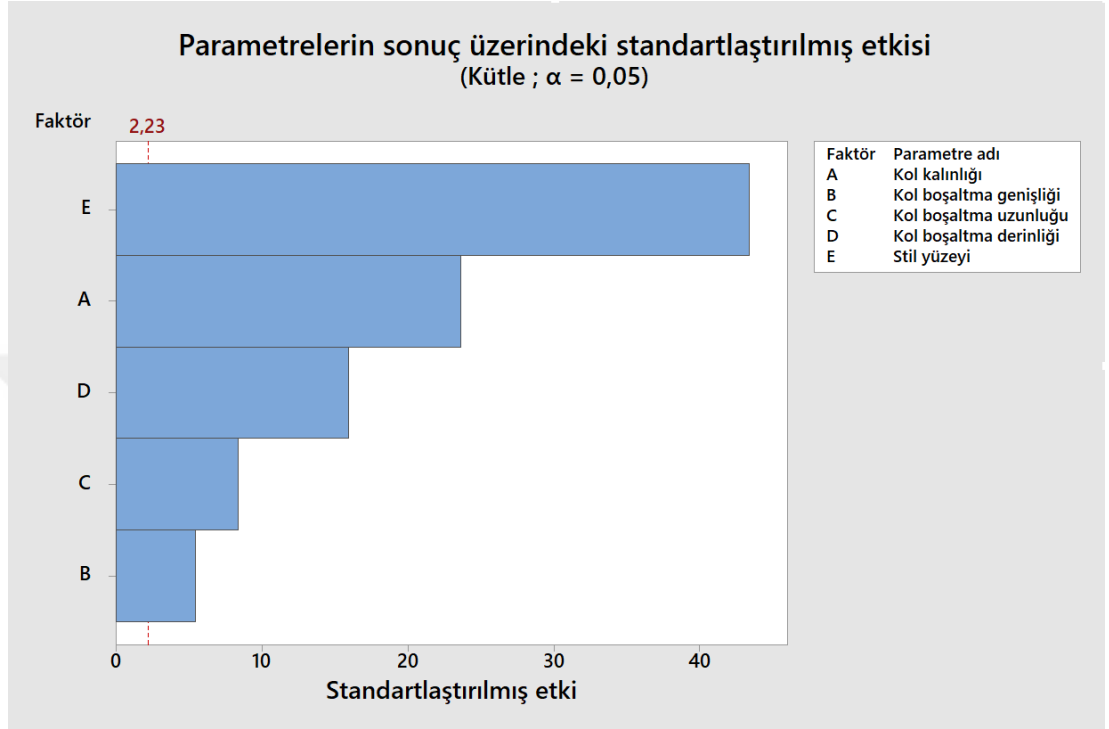
Şekil 6.17 Parametrelerin sonuç üzerindeki etkilerinin pareto diyagramı - Arka yüzey

Kol kalınlığı parametresinin artan değerleri jantın arka yüzeyinde oluşan gerilme değerlerinin azalmasını sağlarken, diğer üç parametre oluşan gerilmenin artmasını sağlar (Şekil 6.18).



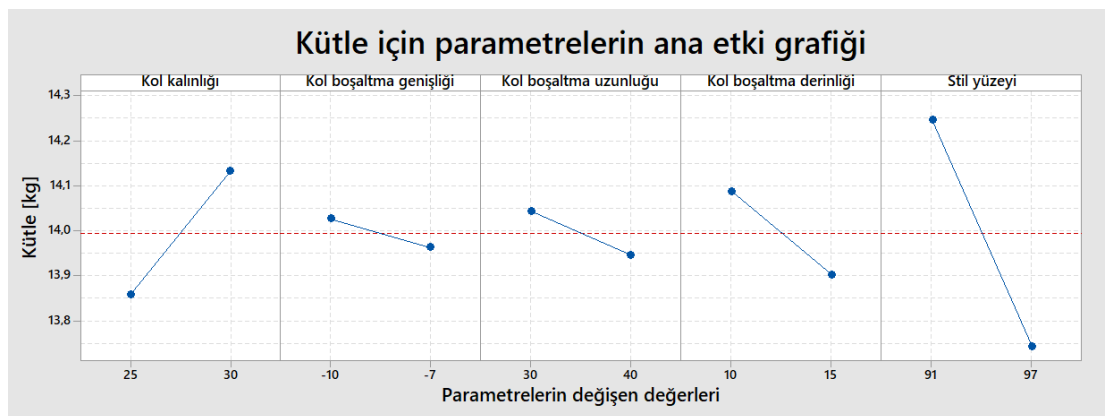
Şekil 6.18 Arka yüzeyde oluşan gerilmeler için parametrelerin ana etki grafiği

Deney tasarımında kullanılan her parametrenin kütle değişimi üzerinde etkisi vardır. En etkili parametre stil yüzeyi parametresidir. Kol boşaltması genişliğinin değiştirilmesi kütle üzerinde en az etkiyi göstermektedir (Şekil 6.19).



Şekil 6.19 Parametrelerin sonuç üzerindeki etkilerinin pareto diyagramı - Kütle

Kol kalınlığı parametresi hariç olmak üzere tüm parametrelerin artan değerleri kütlenin azalmasını sağlar.

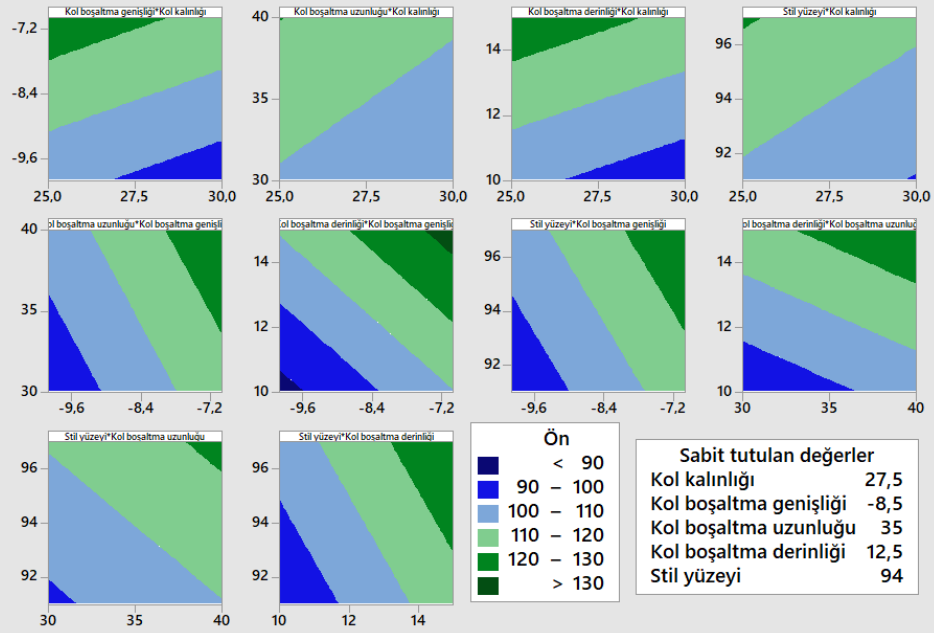


Şekil 6.20 Kütle değişimi için parametrelerin ana etki grafiği

Ön yüzeyde oluşan gerilmelere etki eden parametrelerin ikili etkileşimleri Şekil 6.21’de görülmektedir. Kontur grafikleri renk skalasında değer aralıkları belirtilen renklere göre yorumlanmaktadır. Grafikte y eksenini grafik başlığının ilk ifadesini, x eksenini ise grafik başlığının ikinci ifadesini gösterir. Örnek olarak; birinci grafikte başlık “Kol boşaltma genişliği * Kol kalınlığı”dır. Y eksenini kol boşaltma genişliğinin aldığı değerleri gösterir. X eksenini kol kalınlığının aldığı değerleri gösterir. İlk grafik kol kalınlığının azalan ve kol boşaltması genişliğinin artan değerleri için jant yüzeyinde oluşan gerilmenin yükseldiğini gösterir. Şekil 6.21, Şekil 6.22 ve Şekil 6.23’teki grafikler sırasıyla “kol boşaltma genişliği * kol kalınlığı” , “kol boşaltma uzunluğu * kol kalınlığı” , “kol boşaltma derinliği * kol kalınlığı” , “stil yüzeyi * kol kalınlığı” , “kol boşaltma uzunluğu * kol boşaltma genişliği” , “kol boşaltma derinliği * kol boşaltma genişliği” , “stil yüzeyi * kol boşaltma genişliği” , “kol boşaltma derinliği * kol boşaltma uzunluğu” , “stil yüzeyi * kol boşaltma uzunluğu” , “stil yüzeyi * kol boşaltma derinliği” parametre etkileşimlerini göstermektedir.

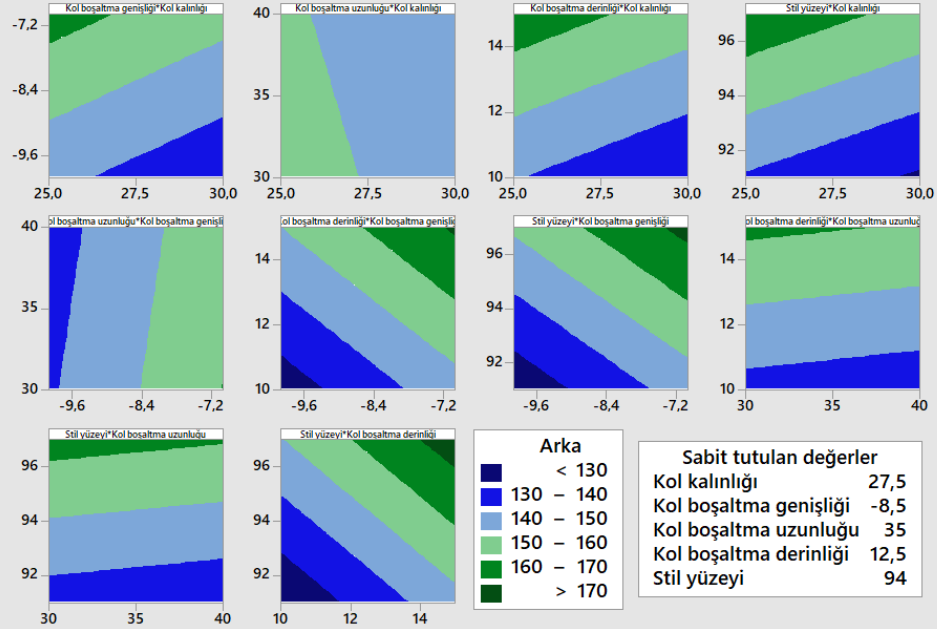
Ön yüzeyde oluşan gerilmeler için en etkili parametre etkileşimi “kol boşaltma genişliği ve kol boşaltma derinliği” arasındadır. Arka yüzeyde oluşan gerilmeler için en etkili parametre etkileşimi “stil yüzeyi * kol boşaltma derinliği”dir. Kütle değişimi en çok “Stil yüzeyi * kol kalınlığı” parametresinden etkilenir.

Ön yüzeyde oluşan gerilmeler için kontur grafiği

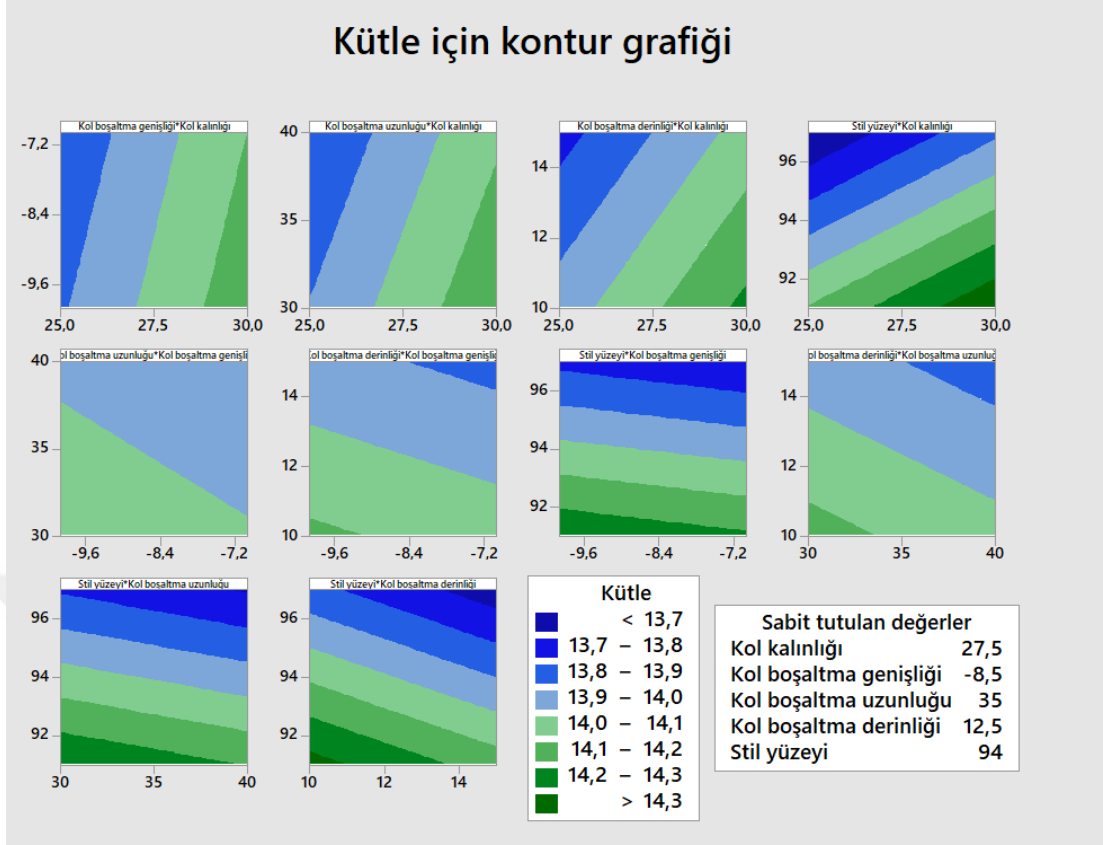


Şekil 6.21 Ön yüzeyde oluşan gerilmeler için kontur grafiği

Arka yüzeyde oluşan gerilmeler için kontur grafiği



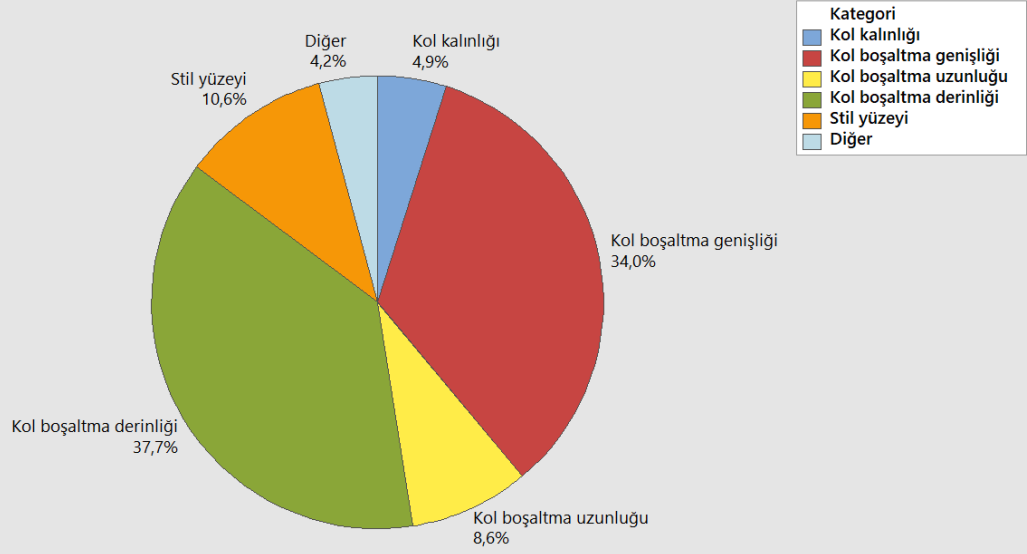
Şekil 6.22 Arka yüzeyde oluşan gerilmeler için kontur grafiği



Şekil 6.23 Kütle değişimi için kontur grafiği

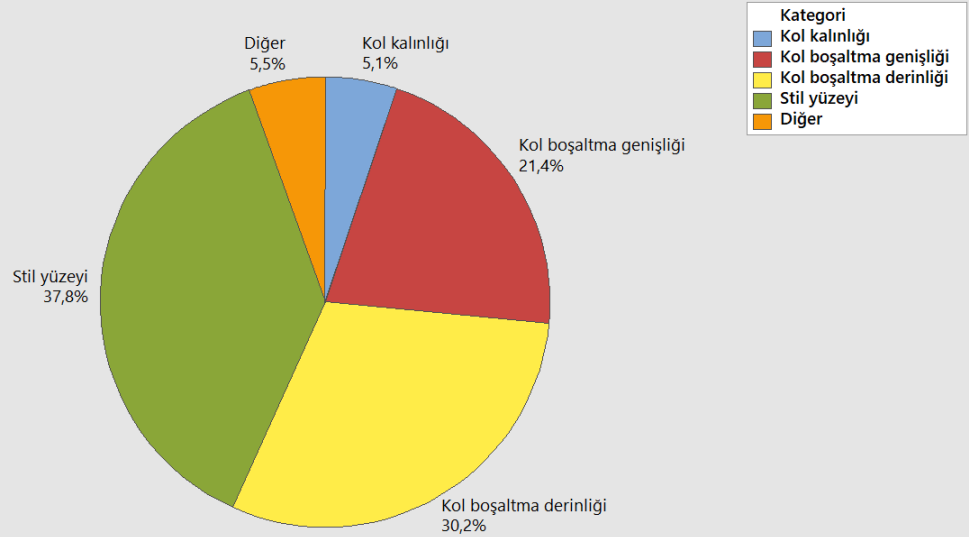
Şekil 6.24, Şekil 6.25 ve Şekil 6.26’da görülen pasta grafikleri parametrelerin etkilerinin farklı gösterimleridir. Pasta grafiklerinde bulunan “diğer” dilimleri sonuç üzerinde etkili olan ancak parametreler tarafından kapsanmayan etkilerin toplamını gösterir. Tarama deney tasarımı, ön yüzeyde oluşan gerilmeler için sonucun %12,6’sı bilinmez iken bu değer %4,2’ye düşmüştür. Tarama deney tasarımı sonucunda bulunan arka yüzeyde oluşan gerilmeler için sonucun %29,2’si parametrelerin dışında bulunan etkiler sebebiyle gerçekleşmiş iken bu değer %5,5’e düşmüştür. Kütle için tespit edilen parametreler sonuç üzerinde gerçekleşen tüm etkileri kapsar niteliktedir. Bilinmeyen nedenlerin etkisi % 0,00054 oranındadır.

Parametrelerin sonuç üzerindeki yüzdesel etkisi Ön yüzey

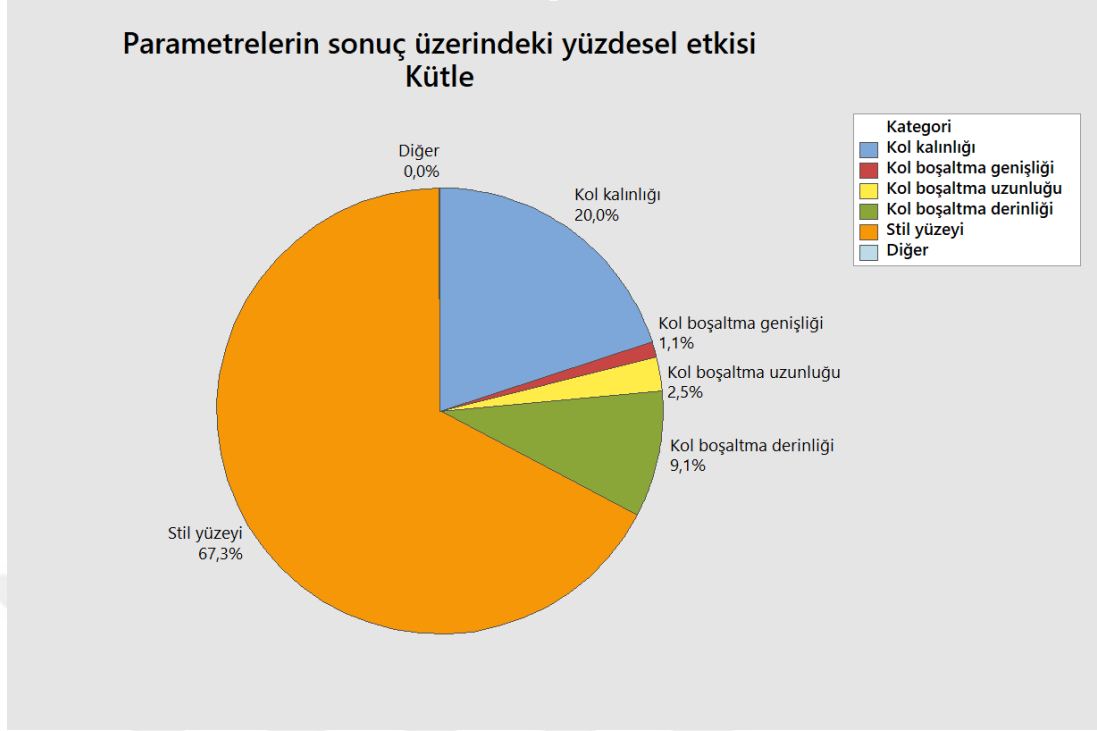


Şekil 6.24 Parametrelerin sonuç üzerindeki yüzdesel etkisi – Ön yüzey

Parametrelerin sonuç üzerindeki yüzdesel etkisi Arka yüzey



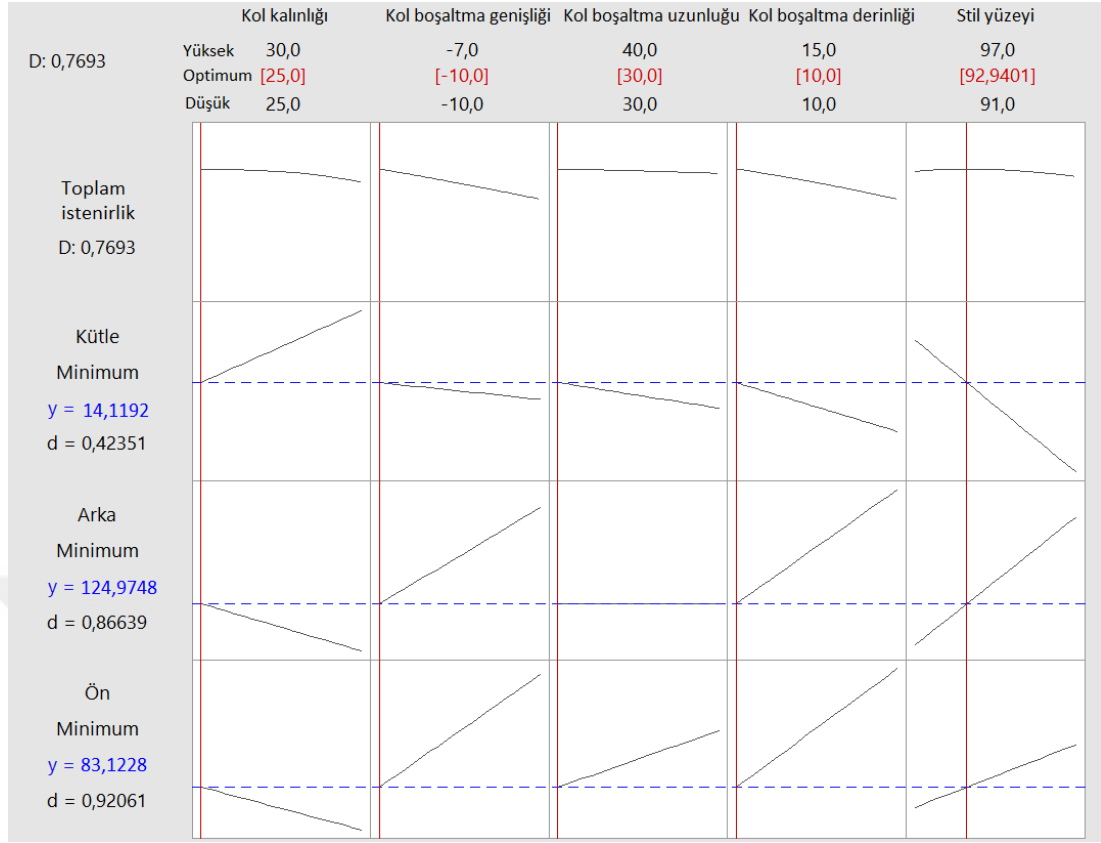
Şekil 6.25 Parametrelerin sonuç üzerindeki yüzdesel etkisi – Arka yüzey



Şekil 6.26 Parametrelerin sonuç üzerindeki yüzdesel etkisi – Kütle

6.3.1 Jantın Dinamik Viraj Yorulması Optimizasyonu

Parametrelerin jantın ömrüne ve kütlesine olan etkileri belirlendiğinde optimizasyon adımı için gerekli hazırlıklar tamamlanmış olur. Minitab paket programı içerisinde bulunan “Sonuç optimizasyonu” aracı kullanılarak gerilme değerleri ve kütle minimize edilmiştir. Böylece mukavemet anlamında en iyi özelliklere sahip jant geometrisi en hafif kütle ile elde edilmiş olur. Optimizasyon sonucunda elde edilen parametre değerleri kol kalınlığı 25 mm, kol boşaltma genişliği -10 mm, kol boşaltma uzunluğu 30 mm, kol boşaltma derinliği 10 mm, stil yüzeyi açısı 92,9401 olarak tespit edilmiştir (Şekil 6.27). Stil geometrisi dışında kalan tüm parametrelerin limit değerler ile eşit değerde belirlenmesinin nedeni, parametrelerin etkilerinin artan veya azalan değerlerine göre jant üzerinde gerilmeyi minimize etmeye devam etmesidir.



Şekil 6.27 Optimizasyon sonucu

Parametrelerin optimum değerleri kullanılarak hazırlanan jant modelinin dinamik viraj yorulma analizi sonucu Şekil 6.28 ve Şekil 6.29’da görülmektedir. Minitab programında yapılan optimizasyon sonucunda ön yüzeydeki gerilme %92 doğruluk oranıyla 83 MPa, arka yüzeydeki gerilme %86 doğruluk oranıyla 125 MPa ve jantın kütlesi ise %42 doğruluk oranında 14,12 kg olmalıdır. Gerçekleşen değerler; ön yüzeyde 88 MPa gerilme oluşmuştur, optimizasyon sonucu hedeflenen değere %94 oranında yakın sonuç bulunmuştur. Arka yüzeyde oluşan gerilmeler 124 MPa’dır. Optimizasyon sonucunda belirlenen değere %99 oranında yakın sonuç bulunmuştur. Optimum jantın kütlesi 14,085 kg’dır. Optimizasyon sonucu belirlenen değere %99 oranında yakın sonuç bulunmuştur.

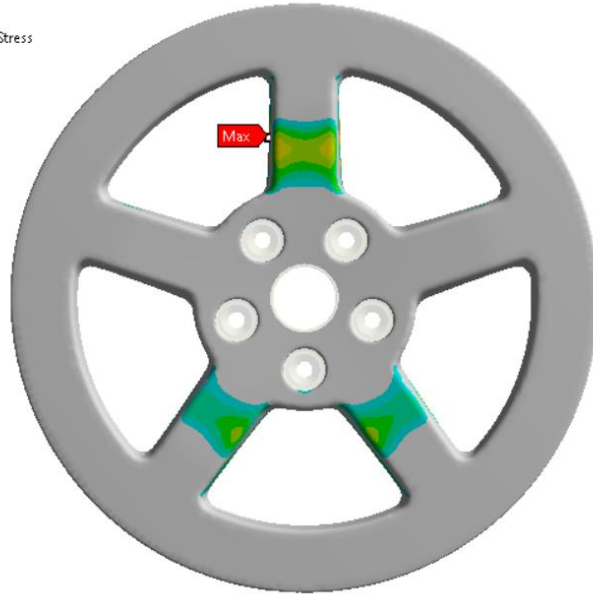
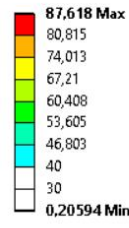
K: Optimum model

Ön

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Maximum Over Time



Şekil 6.28 Optimize edilmiş model – Ön yüzey

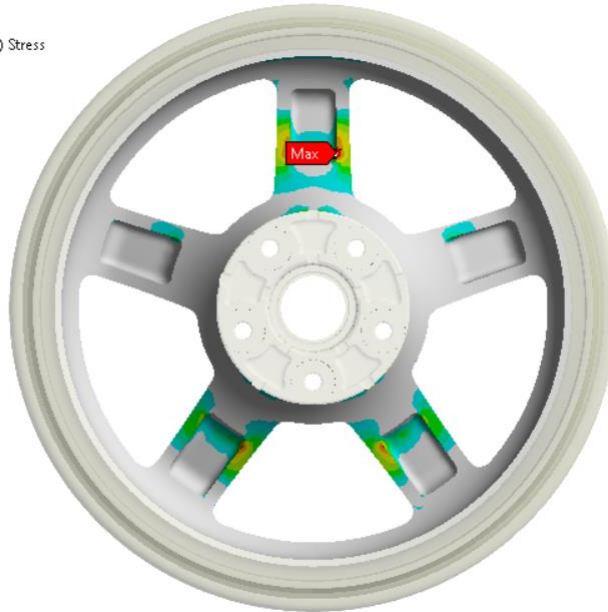
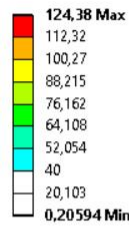
K: Optimum model

Arka

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Maximum Over Time



Şekil 6.29 Optimize edilmiş model – Arka yüzey

BÖLÜM YEDİ

DEĞERLENDİRME

Bu çalışma ile jantın tasarım aşamasında dinamik viraj yorulması analizi kriterlerinin sağlanması konusunda yaşanan problemlere pratik çözüm yaklaşımları geliştirilmiştir. Ayrıca çalışma kapsamında gerçekleştirilen üç farklı deney tasarımı ile optimum jant modeli elde edilmiştir.

Taguchi deney tasarımı sonuçları ele alındığında, sonuçlar üzerindeki en etkili parametrenin jant büyüklüğü olduğu tespit edilmiştir. Araçların herhangi bir parçasında yapılan gram mertebesindeki hafifleştirmeler yakıt tasarrufu sağlaması sebebiyle karbon salınımı azaltmaktadır (Metuçin, 2014). Elde edilen sonuçlara göre araçlarda jant ölçülerinin küçülmesi daha hafif aynı zamanda daha mukavemetli jantların elde edileceğini göstermektedir. Analizlerde kullanılan 15” ve 18” büyüklüğündeki jantlar karşılaştırıldığında, ağırlık farkının yaklaşık 3 kilogram olduğu görülmüştür. Küçük jant kullanımı ile bir binek araçta yaklaşık 12 kilogram ağırlık avantajı sağlanabilir.

Faktöriyel deney tasarımının çıktısı olarak elde edilen Minitab 18.0 paket programı içerisindeki matematiksel optimizasyon modeli ile jant üzerinde yapılacak tasarım değişikliklerinin, elde edilecek gerilme değerlerine etkisi öngörülebilecektir. Bu sayede tasarım aşamasında dinamik viraj yorulması analizi için harcanan süre kısalmaktadır.

KAYNAKLAR

- Akarsu, C. (2012). *Bir ticari kamyon şasisine bağlı parçaların titreşim kaynaklı yorulma analizi*. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- Akdoğan Y. M., Esener, E. Ercan, S. ve Fırat, M. (2014). Disk tipi bir jantın köşe yorulma davranışının sonlu elemanlar analizi ile incelenmesi. 7. *Otomotiv Teknolojileri Kongresi*. 30 Aralık 2018, [researchgate.net/publication/269092846_Disk_Tipi_Bir_Jantin_Koseleme_Yorulma_Davranisinin_Sonlu_Elemanlar_Analizi_Ile_Incelenmesi](https://www.researchgate.net/publication/269092846_Disk_Tipi_Bir_Jantin_Koseleme_Yorulma_Davranisinin_Sonlu_Elemanlar_Analizi_Ile_Incelenmesi)
- Aksoy, K., A., (2014). *Yedek teker taşıyıcı sisteminin titreşim kaynaklı yorulma analizi*. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- Alüminyum Yüksek Basınç-Alüminyum Enjeksiyon Döküm Yöntemi*, (b.t.). 27 Ocak 2019. <http://www.ozaydokum.com/TR/22/3/Faydali-Bilgiler.htm>
- Budynas. R. G. ve Nisbett J. K. (2006). *Shigley's mechanical engineering design* (8. Baskı). New York: McGraw-Hill.
- Chopade, R., B., Pateriya, A. ve Shirbhate, A., D. (2018). Review of design, analysis of four wheeler alloy material rim using FEA method under cornering fatigue test. *International Journal of Interdisciplinary Innovative Research & Development*, 2 (2), 111 – 123.
- Dowling N. E. (2012). *Mechanical behavior of materials, engineering methods for deformation, fracture and fatigue* (4. Baskı), Westford: Pearson Education Limited.
- Ercan, S., (2011). *Ticari taşıtlarda kullanılan jantlarda dinamik işletim yükü altında oluşan yorulma ömrünün bilgisayar destekli belirlenmesi*. Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi, İzmir.

Güven, O. (2005) *Alüminyum silisyum magnezyum döküm alaşımlarının yapı incelemesi*. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.

Her yönüyle e alüminyum, (b.t.). 27 Ocak 2019. <https://www.assanaluminyum.com/tr-tr/surdurulebilirlik/her-yonuyle-aluminyum>

Işık, M., Kırıl, G. B., Özer, S. ve Kara, A., (2018). Alüminyum alaşımlı binek araç jantlarının dinamik viraj yorulması davranışının deneysel ve sayısal olarak incelenmesi. 9. *Otomotiv Teknolojileri Kongresi*. 16 Aralık 2018, <http://otekon.org/dokuman/8thOtekonBook.pdf>

Kocabaşak, Ü. ve Fırat, M. (2000). Jantların virajda yorulma testlerinin sayısal analizi. *Makine Tasarım ve İmalat Dergisi*, (450), 25-37.

Marini, L. ve Kedziora, S. (2016). *Design of automotive road racing rim with aid of topology optimization*. 19 Kasım 2017, Researchgate Veritabanı.

Metalürji ve döküm sektörünün tarihçesi, (b.t.). 27 Ocak 2019. <http://tudoksad.org.tr/dokum-tarihi>.

Metuçin, Y., Çallı, M., Kaya, M. ve Sığırtaç, T., (2014) V Formlanmış Arka Aks Bağlantı Borusu Üretim Süreci ve Formlama Analizleri. 7. *Otomotiv Teknolojileri Kongresi*. 13 Kasım 2018, <http://otekon.org/dokuman/7thOtekonBook.pdf>

Normal Distribution in Statistics, (b.t.). 28 Ocak 2019. <https://statisticsbyjim.com/basics/normal-distribution/>

Olivares-Galvan J. C., de Leon, F., Georgilakis P. S. ve Escarela-Perez, R. (2009). Selection of copper against aluminium windings for distribution transformers. *IET Electric Power Applications*, 4 (6), 474-485.

- Oytaç, M. (2006). *Türkiye jant sanayii ve jant sanayiinde kullanılan kalıp çelikleri üzerine bir araştırma*. Yüksek Lisans Tezi, Eskişehir Osman Gazi Üniversitesi, Eskişehir.
- Raju, P., R., Satyanarayana, B., Ramji, K. ve Babu, K., S. (2009). Evaluation of fatigue life of aluminium alloy wheels under bending loads. *Fatigue, Fracture of Engineering Materials and Structures* 32 (2), 119-126.
- Standart el kitabı. (2014). *Rims, European Tyre and Rim Technical Organization*, 19 Nisan 2018, <https://www.etrto.org/Publications/Available/Standards-Manual>
- Tarkun, D. (2015) *AlSi7Mg T6, AlSi7Mg ve AlSi11Mg alaşımlarının binek araç jant malzemesi olarak kullanılabilirliklerinin araştırılması*. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- Thakare, R., B. (2017). Stress analysis in wheel rim by using dynamic cornering fatigue test under different conditions, *International Journal of Advance Research and Innovative Ideas in Education*, 3, 4863 – 4868.
- The most abundant elements in the earth's crust*, (b.t.). 27 Ocak 2019. <https://www.worldatlas.com/articles/the-most-abundant-elements-in-the-earth-s-crust.html>.
- Toptaş, V. (2014). *Bir alüminyum alaşımı ile basınçlı döküm yöntemi kullanılarak tabanca gövdesi üretimi*. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- Valeta, K. ve Jethava, P. (2016). Fatigue and static structural analysis of car wheel using finite element method. *International Journal of Technical Innovation In Morden Engineering and Science*, 2 (2), 19 – 28.

Vossen forged wheel manufacturing, (b.t.). 27 Ocak 2019.
<https://vossenwheels.com/engineering/#manufacturing>.

Wang, L., Chen, Y., Wang, C. ve Wang, Q., (2011). fatigue life analysis of aluminum wheels by simulation of rotary fatigue test. *Strojniški Vestnik*, 57 (1), 31 – 39.

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

Zhang, O., Cao, M., Zhang, D., Zhang, S. ve Sun, J. (2014). Research on integrated casting and forging process of aluminum automobile wheel. *Advances in Mechanical Engineering*, 6, 12

Zheng, Z., G., Sun, T., Xu, X., Y., Pan, S., Q. ve Yuan, S. (2014). Numerical simulation of steel wheel dynamic cornering fatigue test. *Engineering Failure Analysis*, (39), 124-134.