

**T.C.
ADNAN MENDERES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
2017-DP-006**

**GENİŞ TABANLI ZİRAİ JANTLARDA KULAK
PROFİLİNİN YORULMA ÖMRÜNE ETKİSİNİN
BİLGİSAYAR DESTEKLİ ANALİZİ**

Oğuz Can USLU

**Dönem projesi Danışmanı:
Prof. Dr. İsmail BÖREKÇİ**

AYDIN

T.C.
ADNAN MENDERES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ MÜDÜRLÜĞÜNE
AYDIN

Makine mühendisliği Anabilim Dalı Tezsiz Yüksek Lisans Programı öğrencisi Oğuz Can USLU tarafından hazırlanan Geniş Tabanlı Zirai Jantlarda Kulak Profilinein Yorulma Ömrüne Etkisinin Bilgisayar Destekli Analizini başlıklı dönem projesi, 28/07/2017 tarihinde yapılan savunma sonucunda aşağıda isimleri bulunan jüri üyelerince kabul edilmiştir.

	Ünvanı, Adı Soyadı	Kurumu	İmzası
Başkan :	Prof. Dr. İsmail BÖĞREKÇİ	ADÜ	
Üye :	Doç. Dr. Pınar DEMİRCİOĞLU	ADÜ	
Üye :	Yrd. Doç. Dr. Mustafa ASKER	ADÜ	

Jüri üyeleri tarafından kabul edilen bu dönem projesi, Enstitü Yönetim KurulununSayılı kararıyla(tarih) tarihinde onaylanmıştır.

Prof. Dr. Aydın ÜNAY
Enstitü Müdürü

T.C.
ADNAN MENDERES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ MÜDÜRLÜĞÜNE

Bu dönem projeside sunulan tüm bilgi ve sonuçların, bilimsel yöntemlerle yürütülen gerçek deney ve gözlemler çerçevesinde tarafımdan elde edildiğini, çalışmada bana ait olmayan tüm veri, düşünce, sonuç ve bilgilere bilimsel etik kuralların gereği olarak eksiksiz şekilde uygun atıf yaptığımı ve kaynak göstererek belirttiğimi beyan ederim.

28/07/2017

Oğuz Can USLU

ÖZET

GENİŞ TABANLI ZİRAİ JANTLARDA KULAK PROFİLİNİN YORULMA ÖMRÜME ETKİSİNİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ ANALİZİ

Oğuz Can USLU

Dönem Projesi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Dönem Projesi Danışmanı: Prof. Dr. İsmail Börekci

2017, 22 sayfa

Bu çalışmada geniş tabanlı zirai jantların istenen yük altında yorulma dayanımı bilgisayar destekli yazılım ile araştırılmıştır. Mevcut jantın istenen taşıma kapasitesini taşıyamayacağı anlaşılmış, ayı iki adet daha jant tasarlanmış ve yapısal analize sokulmuştur. Çıkan sonuçlara göre en uygun jant tasarımı belirlenmiş kritik bölgeler tespit edilmiş, yorulma analizi yapılmış ve Wöhler diyagramı oluşturulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Yorulma analizi, Wöhler diyagramı Sonlu Elemanlar Analizi, Çelik Jant

ABSTRACT

THE EFFECT OF FLANGE PROFIL ON FATIGUE USING COMPUTER AIDET ANALYSIS FOR AGRICULTURAL WHEELS

Oğuz Can USLU

Master Term Project, Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. İsmail BÖĞREKÇİ

2017, 22 pages

In this study, the effect of flange profile on fatigue for Agricultural Wheels was investigated using computer aided analysis. It is realaed that the current wheel can not carry the loading. According to the obtained results, the most suitable wheel desing was determined, critical regions were spesified, wear analyses werw carried out and Wöhler diagram was generated.

Key Words: Fatigue analyses, Wöhler diagram, Finite Element Analyses, Steel Wheels

ÖNSÖZ

Jant tasarımı, jantın kullanılacağı aracın çalıştığı yer, toplam ağırlığı kampana özellikleri, araca takılan lastik ebadı gibi birçok özelliğe bağlıdır. Jant üretiminden çok önce bu özellikler göz önüne alınarak jant tasarımı yapılmalıdır. Tasarımda sınırlayıcı faktör jantın taşıma kapasitesinde istenen ömrü karşılamasıdır.

Standartlarda belirtilen yorulma testleri nihai ürüne yapılmaktadır. Nihai ürünü oluşturmak için yüksek maliyetli kalıplara ihtiyaç vardır. Bu bağlamda nihai ürün oluşturulmadan önce bilgisayar ortamında jantın modelinin oluşturulması ve bilgisayar destekli analiz programları ile teste alınması oluşacak hataların önceden görülmesi istenilen jantın tek seferde üretilmesi gereksiz kalıp işçilik ve hammadde maliyetlerinin önüne geçilmesini sağlayacaktır.

Gerek derslerimde gerekse bu projede her zaman bana büyük bir incelikle destek olan değerli danışmanım Prof. Dr İsmail Böğrekci hocama ve yine tez çalışmalarında bana yardımını esirgemeyen Doç Dr. Pınar Demircioğlu'na ayrıca bu çalışmada benden desteğini esirgemeyen tüm tasarım, imalat ve saha çalışmalarında her türlü olanağı sağlayan JANTSA A.Ş. çalışanlarına ve FEA analiz konularında çok yardımcı olan değerli çalışma arkadaşım Volkan Demirci'ye sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Oğuz Can USLU

İÇİNDEKİLER

KABUL VE ONAY SAYFASI	iii
BİLİMSEL BİLDİRİM SAYFASI	v
ÖZET	vii
ABSTRACT	ix
ÖNSÖZ	xi
KISALTMALAR DİZİNİ	xv
SİMGELER DİZİNİ	xvii
ŞEKİLLER DİZİNİ	xix
ÇİZELGELER DİZİNİ	xxi
1. GİRİŞ	1
1.1. Çelik Jant İmalat Prosesi	2
1.1.1 Kasnak İmalat Prosesi	2
1.1.2. Disk İmalat Prosesi	4
1.1.3 Montaj Prosesi	6
2. KAYNAK ÖZETLERİ	7
3 . MATERYAL VE YÖNTEM	8
3.1. Jantların Tasarlanması	8
3.2. Jantların Sonlu Elemanlar Metodu ile Maksimum Eşdeğer Gerilme Değerinin Hesaplanması	10
3.3 Jantların Sonlu Elemanlar Metodu ile Wöhler Diyagramının Oluşturulması	15
4 . BULGULAR	19
5 . TARTIŞMA VE SONUÇ	20
KAYNAKÇA	21
ÖZGEÇMİŞ	22

KISALTMALAR DİZİNİ

TSE	Türk Standartları Enstitüsü
EUWA	Avrupa Jant Üreticileri Birliği
AR-GE	Araştırma Geliştirme
ETRTO	Avrupa Lastik ve Jant Teknik Organizasyonu
ISO	Uluslararası Standart Organizasyonu
EN	Avrupa standardı (Euro Norm)
Km	kilometre
km/h	Hız(kilometre/saat)

SİMGELER DİZİNİ

σ	Gerilme
σ_a	Akma Gerilmesi
σ_{\checkmark}	Çekme Gerilmesi
σ_k	Kopma Gerilmesi
σ_{\max}	Maksimum Gerilme
σ_{\min}	Minimum Gerilme
σ_{ort}	Ortalama Gerilme
σ_r	Gerilme Aralığı
σ_g	Gerilme Genliği
ε	Şekil Değişimi
E	Elastisite Modülü
D	Çap
n	Çevrim Sayısı
P	Basınç
A	Alan
R	Gerilme Oranı
N	Newton
L	Boy
k	Yorulma Testi Faktörü
L_s	Son Boy
L_0	İlk Boy
ΔL	Boydaki Toplam Değişim
P_k	Kopma Basıncı
P_{\checkmark}	Çekme Basıncı
P_{\max}	Maksimum Basınç
P_a	Akma Basıncı
F_r	Radyal Kuvvet
F_y	Numunenin Taşıma Kapasitesi
σ_{rk}	Doğrulanmış yorulma stresi

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Röle operasyonu	3
Şekil 1.2. Kasnak üretim prosesi	4
Şekil 1.3. Disk soğuk sıvama prosesi.....	5
Şekil 1.4. Disk üretim prosesi	5
Şekil 1.5. Tozaltı montaj kaynağı	6
Şekil 1.6. Montaj üretim prosesi	6
Şekil 3.1. Tasarlanan ilk jant.....	8
Şekil 3.2. Tasarlanan ikinci federli jant	9
Şekil 3.3. Tasarlanan üçüncü uzatılmış kasnak kulaklı jant.....	9
Şekil 3.4. Jantın üç boyutlu model	10
Şekil 3.5. Jantın mesh atılmış görüntüsü.....	11
Şekil 3.6. Jant üzerinde test yükünün uygulanışı	12
Şekil 3.7. Çözüm sonucunda birinci jant modeli üzerindeki gerilme dağılımı ...	13
Şekil 3.8. Çözüm sonucunda ikinci jant modeli üzerindeki gerilme dağılımı.....	14
Şekil 3.9. Çözüm sonucunda üçüncü jant modeli üzerindeki gerilme dağılımı ..	14

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1 S-N diyagramının şematik gösterimi	15
Çizelge 3.2 üçüncü jant için oluşturulmuş S-N diyagramı.....	18
Çizelge 4.1. Yapısal analiz sonuçları	19

1. GİRİŞ

Jantlar, araçlarda statik ve dinamik olarak çalışan kritik elemanlardır. Yüksek yük taşıma kapasiteleri nedeniyle, ağır vasıtalarda genellikle tercih edilen jantlar çelik jantlardır. Kamyon, otobüs, treyler, zirai araçlar vb. taşıtların yüksek yük taşıma kapasitelerine ek olarak, yol düzgünsüzlükleri ve seyir koşulları (viraj, tahrik, frenleme, vb.) nedeniyle ortaya çıkan kuvvetler, jantı çalışma ömrü boyunca dinamik olarak zorlar. Bu yüzden, tasarım esnasında yalnızca statik yüklerin etkilerinin incelenmesi, jant konstrüksiyonunun beklenen işletim ömründen önce hasara uğramasına yol açabilir.

Parçaların yorulma performansını pek çok parametre etkiler. Bunlar, gerilme (yük), parçanın geometrisi ve özellikleri ve dış çevreyle ilgili parametrelerdir. Yorulma çatlakları genel olarak dört aşamada meydana gelir;

- a. Çatlağın çekirdeklenmesi; yorulma hasarı işlemi, çatlak başlangıçları için en zayıf bağlantıları kullanır
- b. Çatlağın yerel kayma bandında ilerlemesi; çatlak, kayma gerilmelerinin yüksek olduğu ve çekme doğrultusuyla 45° lik açı doğrultusunda daha kolay ilerleme gösterir
- c. Çatlağın maksimum yükün etki ettiği düzlemde ilerlemesi.
- d. Çatlak uzunluğunun kritik bir değere ulaşmasıyla kalan kesitin kırıldığı noktada oluşur

Bu çalışmada yorulma dayanımı iki yöntemle araştırılmıştır. Birincisinde dinamik radyal yorulma test makinasında diğesinde ise sonlu elemanlar yöntemi kullanılmıştır. ISO 3894'e uygun olarak belirtilen EUWA standardına göre tek parça kasnaklarla birlikte jant ve jant disklerinin belirli temel mukavemet özellikleri testleri için iki adet test yöntemi kullanılmaktadır.

Bunlar;

I. Dinamik radyal yorulma testi

II. Dinamik cornering (viraj) yorulma testi dir.

Bu çalışmada geniş tabanlı zirai jantlarda kulak profilini yorulma ömrüne etkisi sonlu elemanlar yöntemi ile belirlenerek, en uygun profilin çıkartılması boşuna kalıp ve işçilik maliyetinin ve zaman kaybının önüne geçilmesi hedeflenmiştir. Sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan yapısal analizde sadece radyal test tasarlanmıştır. Viraj testinin yapılmama sebebi viraj testinin yük hesabında belirtilen sürtünme katsayısının çok küçük olması ve test yükünün küçük çıkmasına yol açmasındandır. Sonlu elemanlar yöntemi ile belirlenen uygun jant-kasnak profili kalıpların yapımı ve üretim sürecinden sonra reel teste alınacaktır.

1.1. Çelik Jant Üretim Prosesi

Ticari taşıtlarda kullanılmak üzere üretilen çelik jantların imalat prosesi, genel anlamda 4 aşamadan oluşmaktadır. Bu aşamalar; ayrı ayrı kasnak ve disk parçalarının imalatı, bunların ardından bu iki temel parçayı birleştiren montaj işlemi ve son olarak da jant konstrüksiyonunu dış etkilerden ve korozyondan koruyan janta estetik görünüm ve araçla uyumunu sağlayan boya işlemidir.

Bu bölümde, çelik jant imalat aşamaları üzerinde durularak, yorulma ömrüne olan etkileri incelenecektir. Ancak, yorulma ömrüne etki eden konstrüktif imalat aşamaları detaylandırılacağından, boya işlemi üzerinde durulmayacaktır.

1.1.1. Kasnak Üretim Prosesi

Çelik sac üreticisi firmalardan temin edilerek imalat alanına giren rulo halindeki sıcak haddelenmiş sac, ilk işlem olarak “rulo açma ve dilimleme dönem projesigâhına girer. Bu işlemde enine şekilde dilimlenen sac, sevkiyat ve depolama sırasında yüzeyde oluşabilecek tufallerin ortadan kaldırılması amacıyla “kumlama” işlemine tabi tutulur. Bu aşamadan sonra, “kasnak markalama” ve üretimi yapılacak jant ebadına uygun ölçüde “boy kesme” işlemi gerçekleştirilerek, imalat prosesinin “kasnak malzeme hazırlık” bölümü tamamlanmış olur. Uygun ölçülerde en, boy ve kalınlığa sahip, dikdörtgen biçimindeki sac levha, daha önceden belirlenmiş kasnak hattına gönderilerek, sırasıyla “merdane” ve “alın düzeltme” operasyonlarına girer. Bu işlemlerde, merdanede yuvarlanan sac levhanın “alın kaynak” operasyonuna hazırlığı yapılmaktadır. Çelik jant imalat sektöründe, alın kaynak işlemi olarak genellikle “direnc alın kaynağı” veya “kıvılcımlı (yakma) alın kaynak” tercih edilmektedir. Alın kaynak operasyonu ile uçları birleştirilmiş sac levha, kaynak işlemi sırasında

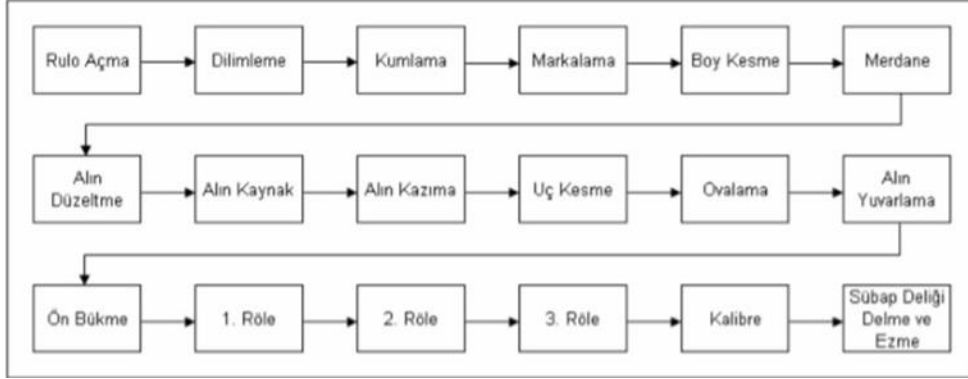
alın bölgesinden taşan fazlalık metalin uzaklaştırılması amacıyla, sırasıyla “alın kazıma”, “uç kesme” ve “ovalama” dönem projesigâhlarına girer. Bu işlemlerden sonra, sac levhaya tekrar çember şeklini kazandırmak amacıyla “alın yuvarlama” operasyonu gerçekleştirilir ve daha sonra kasnak üzerindeki profillerin verilmesini kolaylaştırmak amacıyla uygulanan “ön bükme” işlemine gönderilir.

Ön bükme işleminden çıkan kasnak, üst üste 3 adet “röle” operasyonundan geçirilerek, üzerindeki profillerin istenen ölçülerde ortaya çıkması sağlanır (Fotoğraf 1.1.). Bu aşamadan sonra, kasnak, uygun çap ölçüsünün verilmesi amacıyla “kalibre” presine girer ve daha sonra “supap deliği delme ve ezme” operasyonu ile son şeklini alır.



Şekil 1.1. Röle operasyonu

Son şeklini alan kasnak, görsel ve ölçüsel olarak kontrol edildikten sonra, montaj hattına gönderilir. Kasnak imalatına ait proses akış şeması Şekil 1.2’de verilmiştir.

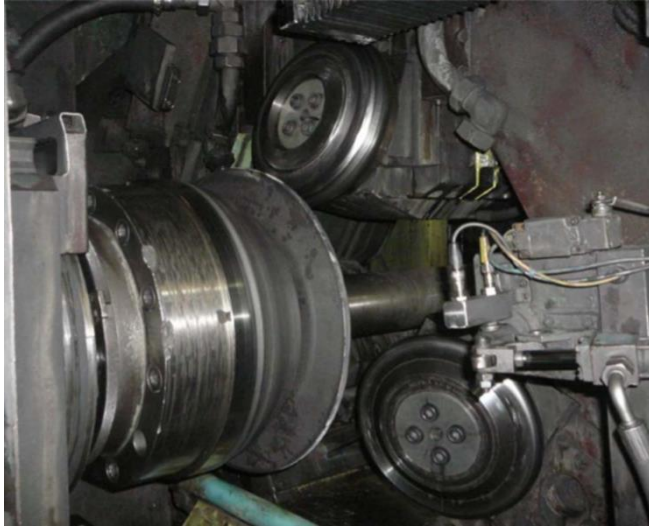


Şekil 1.2. Kaskan üretim prosesi

1.1.2. Disk Üretim Prosesi

Kaskan imalat prosesinin başlangıcında olduğu gibi, malzeme giriş kalite kontrolü, rulo açma ve plaka kesme işlemine tabi tutulur. Plaka olarak kesilen saclar preslerin altında uygun ölçülerde dairesel olarak tekrar kesilir. Bu işleme yuvarlatma adı verilir. Bu işlemin ardından yuvarlatılmış olan dairesel disk sacı kaskan prosesinde de olduğu gibi üzerindeki tufallerden kurtulmak için kumlamaya verilir. Daha sonrada profil almak üzere soğuk sıvama ya da basma işlemine gönderilir.

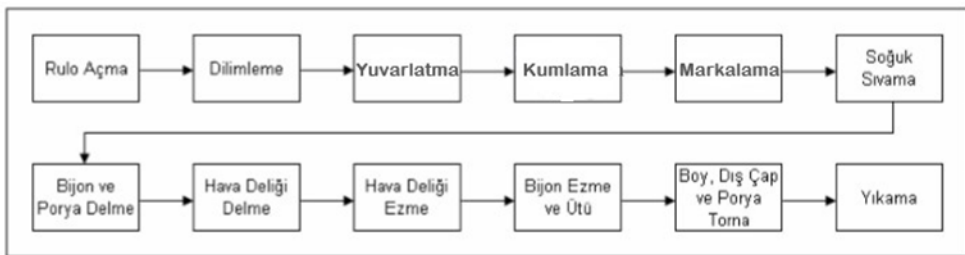
Disk malzemesi, üretim hattında ilk olarak “soğuk sıvama” işlemine tabi tutulur (Fotoğraf 1.3). Jant tipine özel kalıplarla yapılan bu işlem sonucu, disk malzemesi temel profilini almış olur. Bu işlemin bir diğer özelliği ise, soğuk şekillendirme sayesinde, malzemenin belli bölgelerinde önemli oranda pekleşme sağlaması ve bu bölgelerdeki mukavemeti artırmasıdır.



Şekil 1.3. Disk soğuk sıvama prosesi

Bu işlemden sonra, jantın araç aksına bağlantısını sağlayan bijon deliklerinin ve poryanın delme işlemi gerçekleştirilir. Hemen ardından ise, fren kampanasını soğutma görevi gören hava deliklerinin delinmesi işlemi uygulanmaktadır (genel olarak, havalandırma deliği bulunmayan jantlarda mevcuttur). Bu aşamada, hava delikleri ile ilgili ikinci işlem olan hava deliği ezme operasyonu yapılmaktadır.

Yukarıdaki aşamalardan sonra, yine çentik etkisini gidermek amacıyla “bijon ezme” ve disk yüzeyindeki paralellliği sağlamak amacıyla “ütü” operasyonları uygulanmaktadır. Bu işlemlerin ardından ise, diski son ölçülerine getirecek olan torna işlemlerine geçilir. CNC dönem projesisigahlarda uygulanan bu operasyonlar; disk boyunu, dış çapını ve porya çapını son haline getirecek torna işlemleridir. Daha sonra disk, yıkama işlemi uygulanarak, ilgili montaj hattına gönderilir. Disk imalatına ait proses akış şeması Şekil 1.4’de verilmiştir.



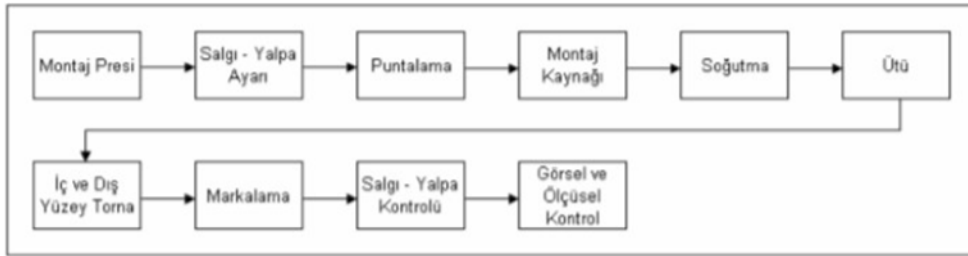
Şekil 1.4. Disk üretim prosesi

1.1.3. Montaj Prosesi

İmalat hatlarından gelen kasnak ve disk, ilgili montaj hattında, öncelikle montaj presi ile sıkı geçme olarak birleştirilir. Hemen ardından, konveyör üzerindeki salgı yalpa ölçüm istasyonuna aktarılarak, ölçümü yapılır ve bu ayarın bozulmaması amacıyla puntalanır. Kasnak ve diski birleştiren tozaltı montaj kaynağından sonra (Fotoğraf 1.5), montajı yapılmış janta, sırasıyla, soğutma ve ütü operasyonları uygulanarak, CNC tornaya gönderilir. Burada, jantın disk kısmının iç ve dış yüzey tornaları yapılır ve bunun ardından, jantın özelliklerini tam olarak belirten “markalama” işlemi gerçekleştirilir. Jantın salgı-yalpa ve görsel-ölçüsel kontrollerinin yapılmasından sonra, jant, boya prosesine gönderilir.



Şekil 1.5. Tozaltı montaj kaynağı



Şekil 1.6. Montaj üretim süreci

2. KAYNAK ÖZETLERİ

Çelik jant yorulma ömrü ve test metodu konusundaki çalışmalar, özellikle son otuz yıldır hız kazanmıştır. 1983 yılında Fraunhofer – Institut für Betriebsfestigkeit'tan Grubisic ve Fischer, radyal ve yanal işletim yükleri altında meydana gelen jant yorulma ömrü, tasarım ve test metodu ile ilgili çalışmalarını yayınlamışlardır.

Carvalho, Voorwald ve Lopes, 2001 yılında yayınladıkları çalışmada; çelik jant yorulma ömrünün belirlenmesi amacıyla sonlu eleman analizine dayanan bir yöntem önermiş ve işlem görmüş disk malzemesinin çekme mukavemetinin belirlenmesi için sertlik ölçümlerinden yararlanmışlardır.

2003 yılında Carboni, Beretta ve Finzi, çelik jant malzemesinin yorulma davranışını konu alan ve hava deliği bölgesindeki hasarları inceleyen bir çalışma ortaya koymuşlardır.

Bu çalışmada, tasarımı yapılan geniş tabanlı zirai çelik jant konstrüksiyonunun sonlu eleman analizleri yardımıyla statik mukavemet ve yorulma ömrü hesaplamaları yapılarak, yorulma testleri yolu ile tespit edilecek muhtemel bir ömür yetersizliğinin önceden görülmesi ve dolayısıyla prototip imalatlarında çok yüksek düzeyde olan kalıp masrafları zaman kaybı, malzeme, işçilik ve enerji giderlerinin önüne geçilmesi konusunda, imalatçı firmalara fayda sağlanması hedeflenmiştir.

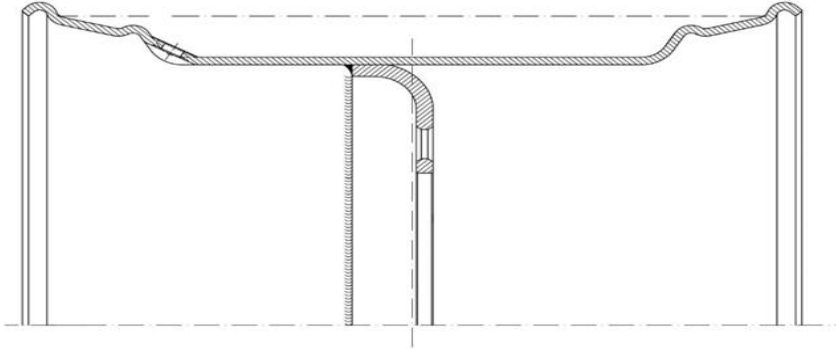
3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu çalışmada 22,5 X 20,00 ebatlı geniş taban zirai jantının 8125kg taşıma kapasitesi altında yorulma ömrünün sonlu elemanlar yöntemi ile hesaplanması yapılmıştır. İlk aşamada üç adet jant resmi iki boyutlu olarak çizilmiştir. Daha sonra katı modelleri tasarlanmıştır. Tasarlanan katı modeller 8125 kg taşıma altında EUWA ES-3.24 test standartına göre ANSYS programında yorulma testine tabi tutulmuştur.

3.1. Jantların Tasarlanması

Jant tasarımı ilk etapta, jantın takılacağı aracın kampana bilgileri ve kullanılacak lastiğin ebatı, aracın yükü, çalışma koşulları gibi veriler toplanarak tasarlanır. Daha sonra bu veriler doğrultusunda jant ebatı ortaya çıkar. Gelen bilgiler doğrultusunda jantın ebatının 22,5X 20,00 olmasına karar verilmiştir. Müşterinin aracının azami yüklü taşıma kapasitesi ve lastik sayısına bakıldığında jantın taşıma kapasitesinin 8125 kg olması gerektiğine karar verilmiştir.

Jantın profilinin E.T.R.T.O standartlarına bakılarak 22,5 AG X 20,00H2 olmasına karar verilmiş ve jant resmi oluşturulmuştur. (Şekil 3.1)

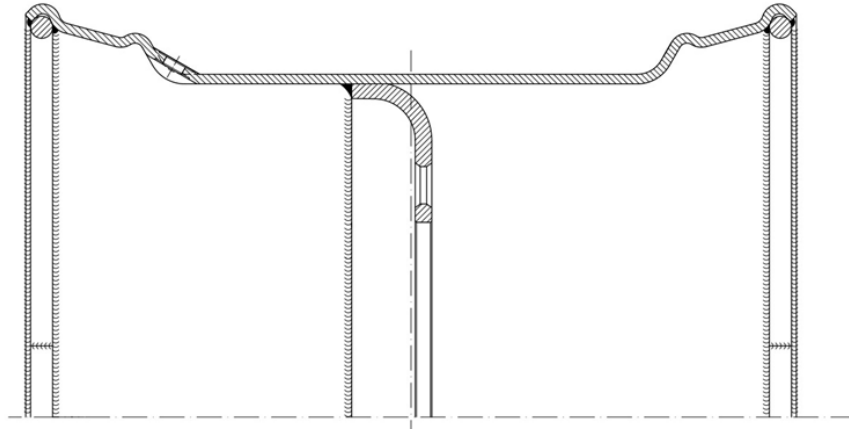


Şekil 3.1. Tasarlanan ilk jant

Jantın disk malzemesi 12 mm 3949 çeliğinden kasnak malzemesinin ise 7mm 3944 çeliğinden yapılmasına karar verilmiştir.

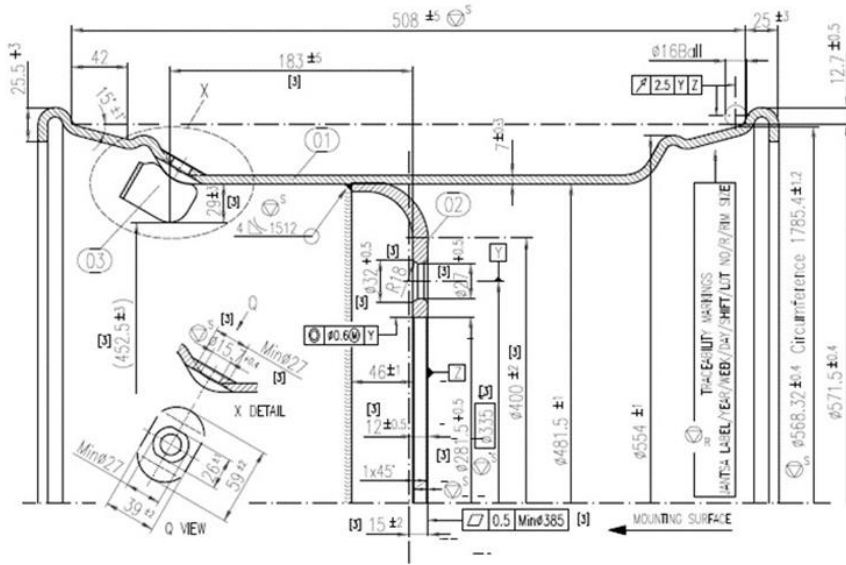
Bu tip jantlarda taşıma kapasitesinin ve yorulma ömrünün artırılması için uygulanan ek bir işlem, jantın kulak flanşının içine içi dolu silindirik bir

malzemenin kıvrılarak yerleştirilip kaynaklanmasıdır. Bu parçaya feder ismi verilir ve janta da federli jant denir. (Şekil 3.2)



Şekil 3.2. Tasarlanan ikinci federli jant

Üçüncü jantta ise jant kasağının kulakları belli bir mesafe uzatılmış ve ilk tasarlanan janttan farklı olarak hiçbir şey yapılmamıştır (Şekil 3.1.3). Her üç jantında malzeme kaliteleri ve kalınlıkları aynıdır.



Şekil 3.3. Tasarlanan üçüncü uzatılmış kasnak kulaklı jant

Bu tasarlanan her üç jant ANSYS programının yardımıyla sonlu elemanlar yöntemi ile EUWA ES 3.12 standartına göre ayrı ayrı yorulma analizine alınmıştır.

3.2. Jantların Sonlu Elemanlar Metodu ile Maksimum Eşdeğer Gerilme Değerinin Hesaplanması

Bu bölümde, 22,5 x 20,00 ebadında tasarlanan üç jantında yorulma analizi sonlu elemanlar metoduna göre ayrı ayrı ANSYS programı yardımıyla yapılmıştır. Bundan sonra ise, analiz sonuçlarında jant üzerindeki gerilme dağılımı incelenerek, yorulma hasarının hangi bölgeden başlayacağı araştırılmıştır. Daha sonra ise statik analiz sonucunda tespit edilen kritik bölgeye ait yaklaşık Wöhler diyagramlarının, değişken Marin faktörleri yardımıyla oluşturulmasına çalışılmıştır.

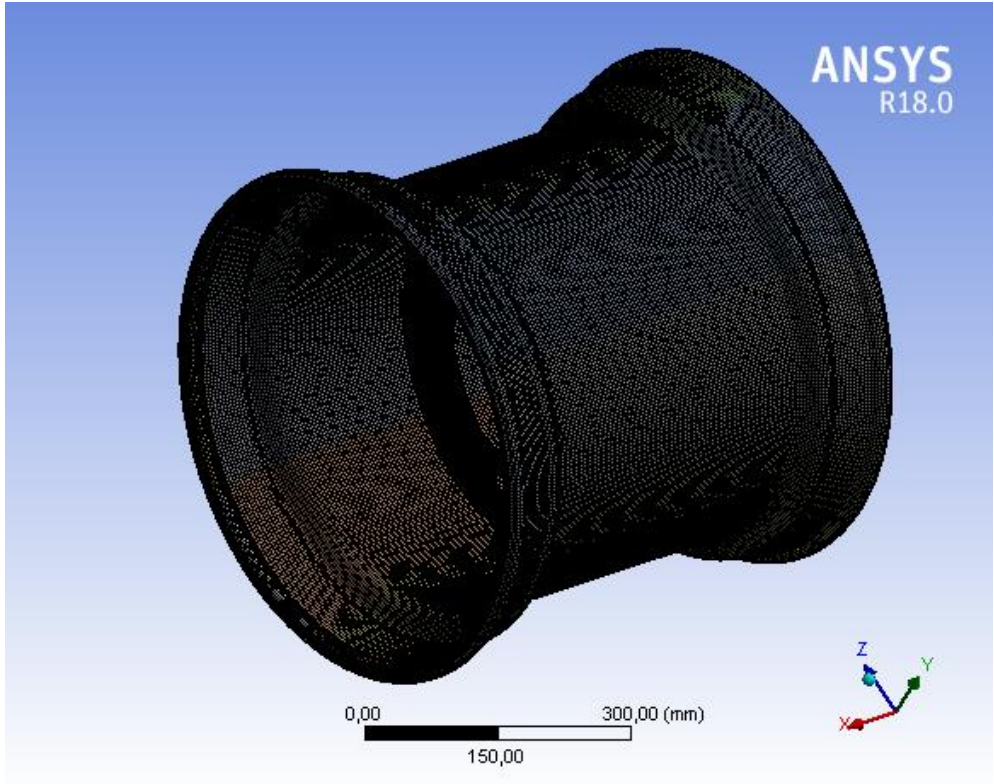
22,5 x 20,00 ebadında tasarlanan ve iki boyutlu resmi çizilen jantın üç boyutlu katı modeli Solid programında oluşturulmuştur (Şekil 3.4). Gerekli geometri düzenlemelerinin gerçekleştirilmesi ve jantın sonlu eleman modelinin oluşturulması için, 3 boyutlu model “ANSYS” sonlu eleman analizi yazılımına aktarılmıştır.



Şekil 3.4. Jantın üç boyutlu modeli

Öncelikle, gerçeğe uygun bir sonlu eleman modeli elde edilebilmesi için, model üzerinde temel geometri düzenlemelerine gidilmiştir. Jant mesh'leme işlemi daha

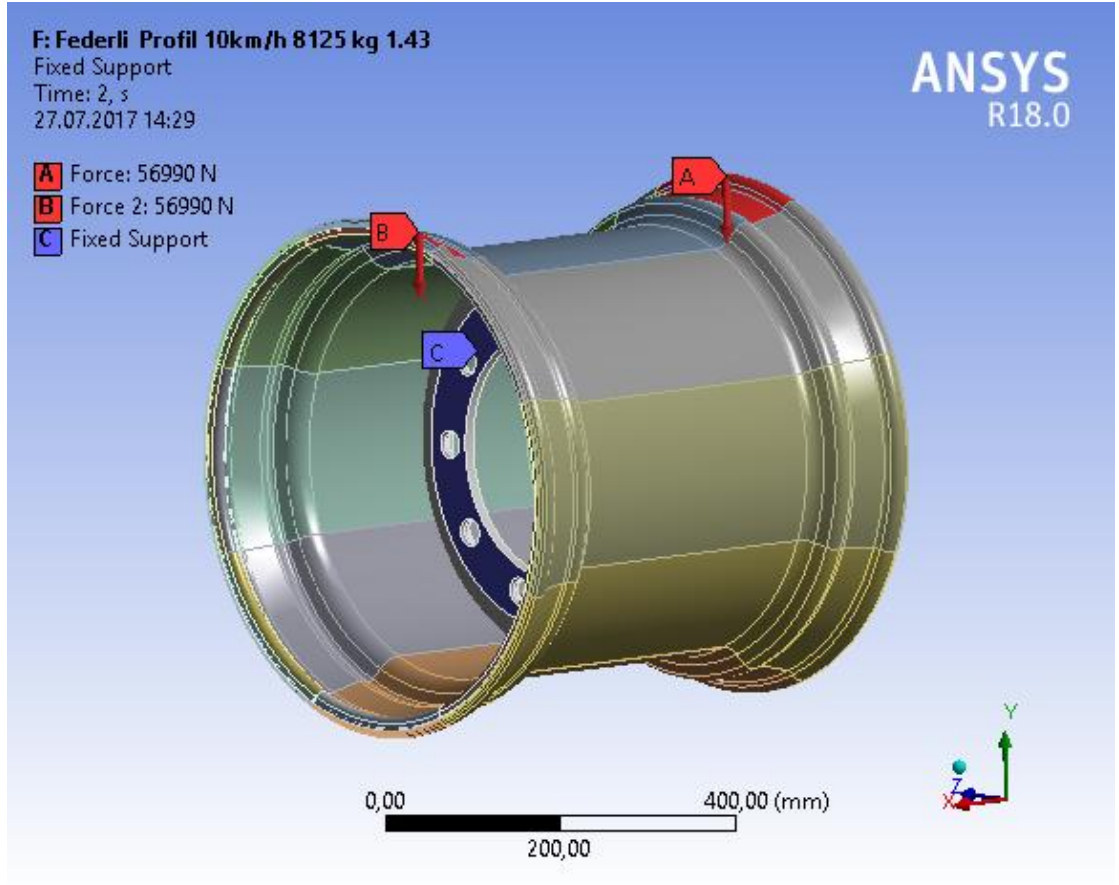
hassas ve doğru yapılabilmesi için ayrıca kübik mesh atılmasını sağlamak için kasnak ve disk olarak ayrı ayrı 8 eşit parçaya bölünmüştür (Şekil 3.5).



Şekil 3.5. Jantın mesh atılmış görüntüsü

Sonuç olarak, jantın sonlu eleman modeli 1.745.072 adet elemandan meydana gelmiştir(Şekil 3.5).

Bundan sonraki aşamada, oluşturulan sonlu eleman modeli üzerine, test koşullarını yansıtabilecek şekilde belirlenen bölgeden test yükü uygulanmıştır. Test esnasında, test makinasındaki kızaklar vasıtasıyla yük uygulandığında, lastik belli oranda deformasyona uğradığından, test yükü jantın 1/8'lik kısmına etkiyecek şekilde 45°'lik açıda tatbik edilmiştir. Test yükünün uygulanışı Şekil 3.6'da görülmektedir.



Şekil 3.6. Jant üzerinde test yükünün uygulanışı

Radyal yorulma testi esnasında jant üzerine uygulanacak test yükü, EUWA – E S 3.24 standardına göre aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.

Araç tasarımına göre, jantın taşıma kapasitesi kütleli olarak 8125 kg'dır. Buradan taşıma kapasitesi;

$$F_v = 79.706,25 \text{ N}$$

olarak hesaplanmış ve ilgili standarda göre hızlandırılmış test yük faktörü $k = 1,43$ olarak belirlenmiştir. Sonlu elemanlar analizinde, jant modeli üzerine uygulanacak test yükü,

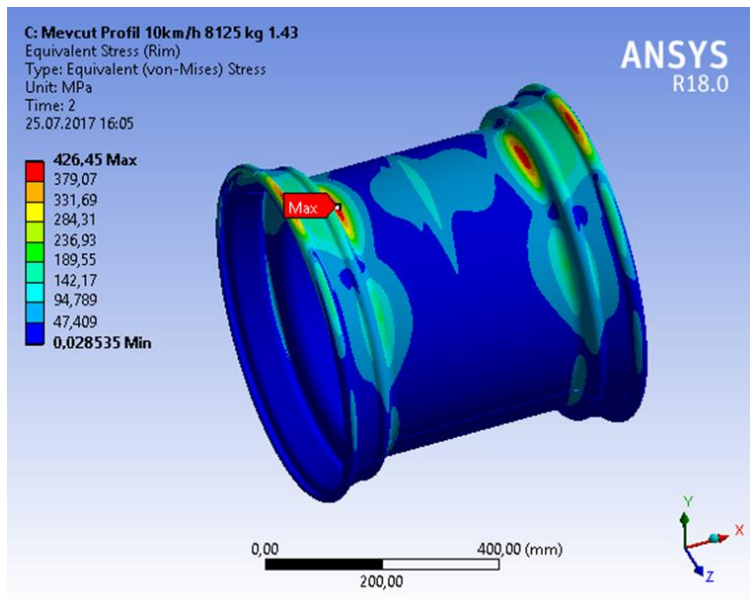
$$F_r = F_v \cdot K$$

bağıntısından,

$$F_r = 113.979,938 \text{ N}$$

olarak hesaplanmıştır. Bu kuvvete ek olarak, lastik hava basıncı etkisini de modele yansıtılabilmek amacıyla, 600 KPa değerinde basınç, jant kasnağı yüzeyine uygulanmıştır.

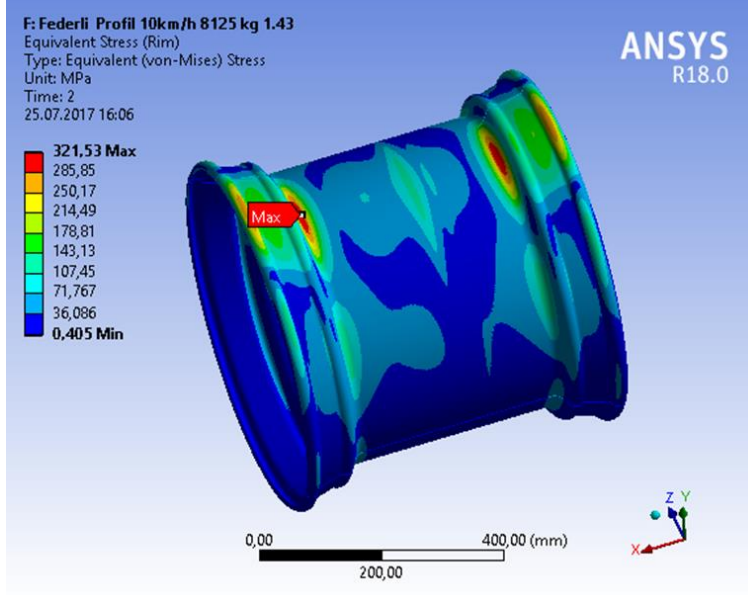
Sözü edilen sınır şartlarının model üzerine uygulanması ve malzeme elastisite modülünün $E = 210.000 \text{ MPa}$ ve olarak sonlu eleman analizi yazılımına aktarılmasından sonra, her jant konstrüksiyonunun ayrı ayrı lineer statik analizi gerçekleştirilmiştir. Çözüm sonucunda, birinci normal kulaklı ve federsiz olan jantın üzerindeki kritik gerilme bölgesi ve meydana gelen maksimum eşdeğer gerilme değeri Şekil 3.7’de görülmektedir.



Şekil 3.7. Çözüm sonucunda birinci jant modeli üzerindeki gerilme dağılımı

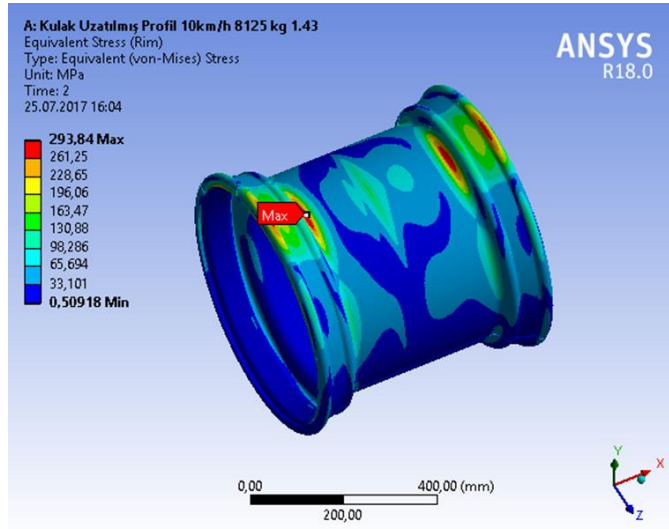
Maksimum eşdeğer gerilme değeri 426,45 MPa olarak kasnak taban radüsünde hesaplandığı görülmüştür. Disk üzerinde kritik bir bölgeye rastlanmamıştır.

Aynı sınır şartları sabit tutularak sadece profili değiştirilmiş olan iki numaralı federli jant aynı teste sokulup çözdürüldüğünde jant üzerindeki maksimum eşdeğer gerilme değeri 321,53 MPa olup tina taban radüsünde görülmüştür (Şekil 3.8).



Şekil 3.8. Çözüm sonucunda ikinci jant modeli üzerindeki gerilme dağılımı

Tekrar tüm sınır şartları aynı tutularak üçüncü jant olan uzatılmış kulaklı jant da aynı teste tabi tutulmuştur. Çözümleme sonucunda jant üzerinde çıkan en yüksek eşdeğer gerilme değeri 293,84 MPa olarak hesaplanmıştır. Yine aynı yerde kasnak taban radüsündedir.

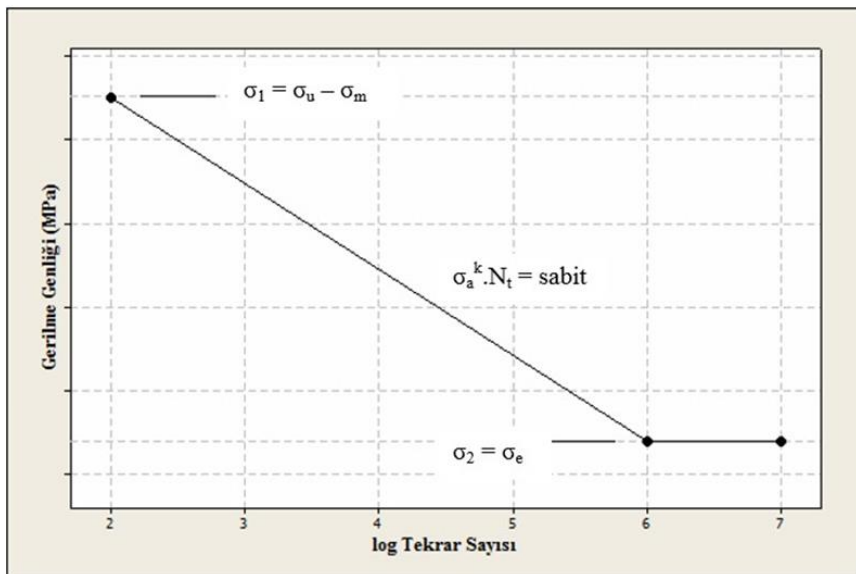


Şekil 3.9. Çözüm sonucunda üçüncü jant modeli üzerindeki gerilme dağılımı

3.3. Jantların Sonlu Elemanlar Metodu ile Wöhler Diyagramının Oluşturulması

Jant konstrüksiyonu üzerindeki herhangi bir bölgenin verilen yükleme koşulları altındaki yorulma ömrünü yaklaşık olarak belirleyebilmek için, malzemenin S-N diyagramının bilinmesine ihtiyaç vardır. Bu yolla, malzeme üzerinde meydana gelen gerilmelerden hareketle, hasarın başlayacağı yük tekrar sayısı belirlenebilir. Ancak, jant konstrüksiyonuna ait statik analiz sonuçları incelendiğinde de görülebileceği gibi, jant üzerindeki maksimum eşdeğer gerilme kasnak taban radüsü çevresinde ortaya çıkmakta ve bu bölgeden standartlarda belirtilen ölçülerde bir çekme veya yorulma numunesi çıkarılması mümkün olmamaktadır. Bu nedenle, konu ile ilgili daha önce yapılmış çalışmalardan ve literatürdeki bilgilerden hareketle, kritik bölgeye ait yaklaşık bir Wöhler diyagramı oluşturulması amaçlanmıştır. Sözü edilen Wöhler diyagramı oluşturulurken, diyagramın $N_t = 10^2$ tekrar sayısına kadar sabit kaldığı ve çelik malzemeler için sürekli mukavemet sınırı olarak bilinen $N_t = 10^6$ tekrar sayısından sonra sabit olarak devam ettiği kabul edilmiştir. Bununla birlikte, Basquin Teorisi'nden hareketle, logaritmik skalada bu iki noktanın $\sigma_a^k \cdot N_t = \text{sabit}$ bağıntısıyla verilebilecek şekilde lineer olarak birleşeceği esas alınmıştır. Bu şekilde oluşturulan genel bir Wöhler diyagramı aşağıda verilmiştir.

Çizelge 3.1 S-N diyagramının şematik gösterimi



Yukarıdaki grafikte, x eksenini logaritmik skalada tekrar sayısını ($\log N_t$), y eksenini ise gerilme genliğini göstermektedir. Gerilme genliği, aşağıdaki bağıntı ile ifade edilebilir.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

$$\Sigma_A = (293,84 - 20) / 2 = 136,92 \text{MPa}$$

olarak hesaplanır.

Kasnak malzemesi için çekme mukavemeti yaklaşık $\sigma_c = 485 \text{ MPa}$ olarak ölçülmüştür.

Diyagramın $N_t = 10^2$ tekrar sayısındaki gerilme genliği değeri,

$$\sigma_1 = \sigma_u - \sigma_m$$

olarak ifade edilmektedir. Burada σ_m ortalama gerilme değeri

$$\sigma_m = (\sigma_{maks} - \sigma_{min}) / 2$$

olarak verilmektedir. Sonlu eleman analizinden elde edilen sonuçlarda, kritik bölgede meydana gelen maksimum ve minimum gerilme değerleri, $\sigma_{maks} = 293,84 \text{ MPa}$ ve $\sigma_{min} = 20 \text{ MPa}$ olarak belirlendiğinden, ortalama gerilme değeri,

$$\sigma_m = 156,92 \text{ MPa}$$

ve buradan da $N_t = 10^2$ tekrar sayısındaki gerilme genliği değeri,

$$\sigma_1 = 485 - 156,92 = 328,08 \text{ MPa}$$

olarak hesaplanmıştır.

Diyagramın $N_t = 10^6$ tekrar sayısındaki gerilme genliği değeri,

$$\sigma_2 = \sigma_e$$

olarak verilmiştir. Burada σ_e , çelik malzemeler için "sürekli mukavemet sınırıdır.

Çekme gerilmesi değeri 1400 MPa'dan düşük ve ideal laboratuvar koşullarında incelenen çelik numuneler için, 10^6 tekrar sayısında “yorulma ömrü dayanım limiti” (σ_e),

$$\sigma_e = 0,504 \cdot \sigma_u$$

olarak verilmektedir (Shigley ve Mischke, 1989). Ancak, çelik jant gibi karmaşık geometriye ve belirli yüzey pürüzlülüğüne sahip konstrüksiyonların sürekli mukavemet sınırını (σ_e) belirleyebilmek için, “Marin faktörleri” adı verilen bir takım ek faktörlerin göz önüne alınması gerekmektedir. Sözü edilen bu faktörler; yüzey faktörü (k_a), boyut faktörü (k_b), yük faktörü (k_c), sıcaklık faktörü (k_d) ve gerilme yığılmasına bağlı düzeltme faktörü (k_e) olarak sıralanabilir. Böylece kasnak taban radüsü bölgesi için sürekli mukavemet sınırını veren bağıntı aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$\sigma_e = \sigma_e k_a k_b k_c k_d k_e$$

Hesaplama yapılacak Marin faktörlerinin değerleri, daha önce yine çelik ticari araç jantlarında yorulma ömrünün belirlenmesi konusunda, ancak daha farklı bir jant konstrüksiyonunda gerçekleştirilmiş olan bir çalışmadan yararlanılarak belirlenmiştir.

Marin faktörü katsayımız daha önce yapılan reel yorulma testleri ve bilgisayar destekli hesaplamalar ile yapılan yorulma testleri karşılaştırılarak 0,63 olarak belirlenmiştir.

Düzeltilmiş yorulma stresi

$$\sigma_e = 484 * 0,504 * 0,63 = 152,775 \text{ MPa}$$

olarak hesaplanmıştır.

Düzeltilmiş yorulma stresini Gerber formülüne göre tekrar işleme sokarsak

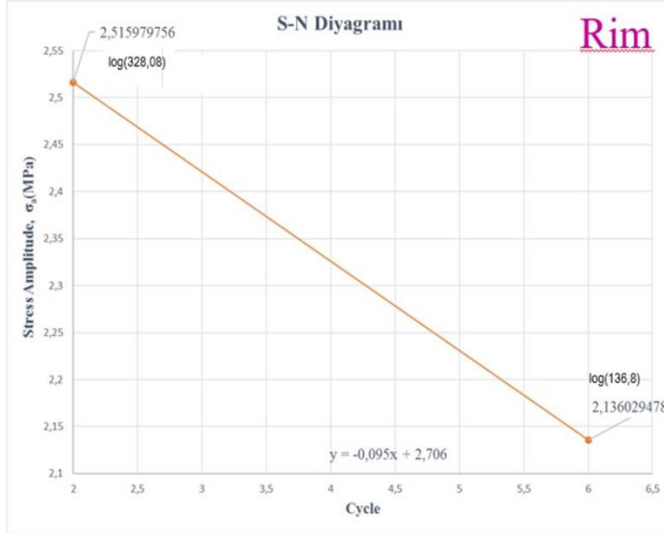
Doğrulanmış yorulma stresi

$$\sigma_{fk} = 136,8 \text{ MPa}$$

olarak hesaplanmıştır.

Yapılan hesaplamalara göre oluşturulan Wöhler diyagramı, aşağıdaki grafikte gösterilmiştir.

Çizelge 3.2 üçüncü jant için oluşturulmuş S-N diyagramı



Tüm bu verilere göre oluşturulan S-N diyagramının eğimi;

$$y = -0,095x + 2,706$$

olarak hesaplanmıştır.

Gerilme genliği,

$\sigma_a = 136,92$ sonlu elemanlar yönteminden gelen

$$\log(136,92) = 2,13 \longrightarrow y$$

S-N diyagramı eğiminden;

$$y = -0,095x + 2,706$$

$$x = 6,06$$

$$N = \log^{-1}(6,06) = 1156532 \text{ cycle}$$

4. BULGULAR

Yapılan sonlu elemanlar analizine göre, birinci ve ikinci jant tasarımında çıkan eşdeğer gerilmelerin jant malzemelerinin akma gerilmelerinin üstünde kaldığı görülmüştür. Böyle bir durumda yorulmadan söz edilemez. Bu yüzden sadece üçüncü tasarım olan uzatılmış kasnak kulaklı janta yorulma analizi yapılmıştır.

EUWA ES-3.24 standartının bu tip jantlarda istediği ömür 1.000.000 cycle dır. Üçüncü jantın yorulma analizinden çıkan sonuç 1.156.532 cycle dır. Bu durumda üçüncü jant tasarımı güvenlidir.

Her üç janta ait yapısal analiz sonuçlarını içeren Çizelge aşağıda verilmiştir.

Çizelge 4.1. Yapısal analiz sonuçları

KASNAK	NORMAL JANT	FEDERLİ JANT	UZATILMIŞ KULAKL JANT
Akma Gerilmesi- 3944 MPa	300-320 MPa	300-320 MPa	300-320 MPa
Maks. gerilme	426,45	321,53	293,84
Min. gerilme	24	20	20
Ömür	Maks gerilme akma gerilmesinden büyük	Maks gerilme akma gerilmesinden büyük	1.156.532 cycle GÜVENLİ

5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Bu çalışmada; ilk olarak, bir geniş tabanlı zirai araç jantının imalat yöntemi, genel malzeme ve konstrüksiyon özellikleri incelenmiştir. Bunun ardından, araç jantlarının yorulma ömürlerinin belirlenmesinde kullanılan uluslararası standartlar ve bu standartların tarif ettiği test yöntemleri üzerinde durulmuştur.

İkinci aşamada belirlenen taşıma kapasitesinde mevcut jantın yükü taşıyamayacağı düşünülmüş ve alternatif jant tasarımları düşünülmüştür. Resimleri çizilmiş üç boyutlu modelleri oluşturulmuştur.

Üçüncü aşamada, tasarlanan jantların seyir esnasında maruz kaldığı dinamik radyal yükler altındaki yorulma ömrünün belirlenmesi amacıyla uygulanan radyal yorulma testinin, bir sonlu eleman analizi yazılımı olan ANSYS kullanılarak sonlu eleman modeli oluşturulmuştur. Sözü edilen yazılımla gerçekleştirilen statik analiz sonucunda, jant modeli üzerindeki kritik bölge tespit edilerek, maksimum ve minimum gerilme değerleri belirlenmiştir. Maksimum eşdeğer gerilmeler her üç jantta da kasnak taban radüsünde çıkmıştır.

Çıkan sonuçlar doğrultusunda üçüncü jant tasarımı olan uzatılmış kulaklı jant en mukavim jant çıkmıştır. Diğer jantlarda kritik bölgelerde çıkan eşdeğer gerilmeler malzemelerin akma gerilmesinden büyük çıkmıştır. Bu sebeple sadece üçüncü jant tasarımının yorulma analizi ve yaklaşık bir Wöhler diyagramı çizilmiştir.

Bilgisayar destekli analiz programı sayesinde, hali hazırda üretilmiş olan birinci jant radyal 8125 Kg taşıma kapasitesinde teste hiç alınmamış, zaman ve test maliyetinden kazanç sağlanmıştır. İkinci jant hiç üretilmemiş ve işçilik malzeme maliyetinden tasarruf edilmiştir. Uzatılmış kulaklı üçüncü jant için kasnak role ve kalibre kalıbı tasarlanmış üretilmiş ve denemelere başlanmıştır.

Jant üretiminden sonra reel radyal teste alınacak ve çıkan sonuçlar bilgisayar destekli analiz programından çıkan sonuçlarla kıyaslanacak gerçekleşen çatlak bölgelerinin analizden çıkan kritik bölgelerle ve kırılma cycleları ile örtüşüp örtüşmeyeceği incelenecektir.

KAYNAKÇA

- Association of European Wheel Manufacturers [EUWA] 2006. Test requirements for truck steel wheels, E S 3.11.
- Carboni, M., Beretta, S. & Finzi, A. 2003. Defects and in-service fatigue life of truck wheels. *Engineering Failure Analysis*, (10), 45-57.
- Carvalho, C. P., Voorwald, H. J. C. & Lopes, C. E. 2001. Automotive wheels – an approach for structural analysis and fatigue life prediction. *Society of Automotive Engineers [SAE] Technical Papers*, 2001-01-4053.
- Deutsches Institut für Normung e.V. [DIN] 2001. DIN EN 10002-1: Metallic materials tensile testing. Part 1: Method of test at ambient temperature. Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- Deutsches Institut für Normung e.V. [DIN] 2004. DIN 50125: Prüfung metallischer Werkstoffe – Zugproben (Testing of metallic materials – Tensile test pieces). Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- Deutsches Institut für Normung e.V. [DIN] 2006. DIN EN ISO 6507-1: Metallische Werkstoffe – Härteprüfung nach Vickers – Teil 1: Prüfverfahren (Metallic materials – Vickers hardness test – Part 1: Test method). Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- Erdemir Ürün Kataloğu 2011. Ereğli Demir ve Çelik Fabrikaları T.A.Ş., 62.
- Eryürek, B. 1993. Hasar analizi. İstanbul: İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Oğuz Can USLU

Doğum Yeri Ve Tarihi :AYDIN 19.11.1986

EĞİTİM DURUMU

Lisans Öğrenimi : Pamukkale Üniversitesi Makine Mühendisliği
Bölümü

Yüksek Lisans Öğrenimi : ----

Yabancı Diller : İngilizce

BİLİMSEL FAALİYETLERİ

A) Bildiriler

-

-

-

İLETİŞİM

E-Posta Adresi : Oguzcanuslu86@gmail.com

Tarih :28/07/2017