

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TİCARİ TAŞITLARDA KULLANILAN
JANTLARDA DİNAMİK İŞLETİM YÜKÜ
ALTINDA OLUŞAN YORULMA ÖMRÜNÜN
BİLGİSAYAR DESTEKLİ BELİRLENMESİ

Serdar ERCAN

Ekim, 2011
İZMİR

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TİCARİ TAŞITLARDA KULLANILAN
JANTLARDA DİNAMİK İŞLETİM YÜKÜ
ALTINDA OLUŞAN YORULMA ÖMRÜNÜN
BİLGİSAYAR DESTEKLİ BELİRLENMESİ

Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Yüksek Lisans Tezi
Makina Mühendisliği Bölümü, Konstrüksiyon – İmalat Anabilim Dalı

Serdar ERCAN

Ekim, 2011
İZMİR

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

SERDAR ERCAN tarafından **PROF. DR. N. SEFA KURALAY** yönetiminde hazırlanan “**TİCARİ TAŞITLARDA KULLANILAN JANTLARDA DİNAMİK İŞLETİM YÜKÜ ALTINDA OLUŞAN YORULMA ÖMRÜNÜN BİLGİSAYAR DESTEKLİ BELİRLENMESİ**” başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

.....
Prof. Dr. N. Sefa KURALAY

Yönetici

.....
Jüri Üyesi

.....
Jüri Üyesi

.....
Prof. Dr. Mustafa SABUNCU

Müdür

Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜR

Engin bilgi ve tecrübesi ile makina mühendisliği alanında ilerlememi sağlayan ve bana her konuda yol gösteren, değerli hocam, Sn. Prof. Dr. N. Sefa KURALAY'a;

Bu çalışmanın her aşamasında değerli fikirlerini ve yardımlarını benden esirgemeyen Sn. Ar. Gör. Dr. M. Murat TOPAÇ'a;

Tüm yüksek lisans sürecinde bana destek olan, bu çalışmanın ortaya çıkmasına kıymetli bilgi ve tecrübeleriyle katkıda bulunan, başta Ar-Ge ve Sistem Md. Sn. Öztan ÖZTÜRK ve Ürün - Proses Geliştirme Md. Sn. Ömer BAŞOL olmak üzere, Hayes Lemmerz Jantaş Jant San. ve Tic. A.Ş. Mühendislik Hizmetleri Bölümü çalışanlarına;

Bugünlere gelmem için büyük emek veren ve hayatım boyunca beni sonuna kadar destekleyen aileme;

Teşekkür ederim.

Serdar ERCAN

TİCARİ TAŞITLARDA KULLANILAN JANTLARDA DİNAMİK İŞLETİM YÜKÜ ALTINDA OLUŞAN YORULMA ÖMRÜNÜN BİLGİSAYAR DESTEKLİ BELİRLENMESİ

ÖZ

Bu çalışmada, ticari taşıtlarda kullanılan çelik jantların dinamik işletim yükü altında oluşan yorulma ömrü incelenmiştir. Sonlu eleman analizi sonuçları ve hesap yöntemi yardımıyla, jant üzerinde gerilme yığılması meydana gelen bölgeye ait Wöhler diyagramı oluşturulmuş ve yorulma ömrü hesaplanmıştır. Jant prototiplerine uygulanan testler ile ortaya çıkan yorulma ömrü ve hesaplanan değerler arasındaki ilişki araştırılmıştır.

Anahtar sözcükler: Ticari taşıt jantı, Sonlu eleman analizi, Wöhler diyagramı, Yorulma ömrü

COMPUTER AIDED PREDICTION OF FATIGUE LIFE OF WHEELS FOR COMMERCIAL VEHICLES UNDER DYNAMIC SERVICE LOADS

ABSTRACT

In this study, fatigue life of steel wheels for commercial vehicles under dynamic service loads was investigated. By using finite element analysis results and calculation method, Wöhler diagram of the stress concentration area on the wheel was generated and fatigue life was calculated. The correlation between the fatigue life of wheel prototypes after performed tests and calculated values was studied.

Keywords: Commercial vehicle wheel, Finite element analysis, Wöhler diagram, Fatigue life

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
ÖZ	iv
ABSTRACT.....	v
BÖLÜM BİR – GİRİŞ	1
BÖLÜM İKİ – ÇELİK TİCARİ TAŞIT JANTI İMALAT PROSESİ	3
2.1 Giriş	3
2.2 Kasnak İmalat Prosesi	3
2.3 Disk İmalat Prosesi.....	5
2.4 Montaj Prosesi.....	8
BÖLÜM ÜÇ – KONSTRÜKSİYON VE MALZEME ÖZELLİKLERİ	10
3.1 Konstrüksiyon Özellikleri	10
3.2 Sıcak Haddelenmiş Çelik Sac Genel Özellikleri.....	13
3.3 Malzeme Özellikleri	14
BÖLÜM DÖRT – TEST YÖNTEMLERİ VE STANDARTLARI	15
4.1 Giriş	15
4.2 Radyal Yorulma Testi	15
4.3 Köşe Yorulma Testi.....	18
BÖLÜM BEŞ – YORULMA ÖMRÜ TEORİSİ.....	21

BÖLÜM ALTI – SONLU ELEMAN ANALİZİ VE YORULMA TESTLERİ.. 25

6.1 Giriş	25
6.2 Sonlu Eleman Modelinin Oluşturulması Ve Statik Analiz	25
6.3 Wöhler Diyagramının Oluşturulması	36
6.4 Radyal Yorulma Testleri	41
6.5 Yorulma Analizi	49
6.6 Değerlendirme	51

BÖLÜM YEDİ – SONUÇ..... 54

KAYNAKLAR 56

BÖLÜM BİR

GİRİŞ

Çelik jantlar, yük taşıma kapasiteleri nedeniyle, ağır vasıtalarda genellikle tercih edilen konstrüksiyonlardır. 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 oluşturan iki temel bileşen olan kasnak ve diski 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. Bu nedenle, tüm tasarımların yorulma ömrü hesaplamalarının göz önüne alınması ve yorulma testlerine tabi tutulması gereklidir.

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 bir 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 zaman kaybı, malzeme, işçilik ve enerji giderlerinin önüne geçilmesi konusunda, imalatçı firmalara fayda sağlanması hedeflenmiştir.

BÖLÜM İKİ

ÇELİK TİCARİ TAŞIT JANTI İMALAT PROSESİ

2.1 Giriş

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 muhtemel korozyondan koruyan 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.

2.2 Kasnak İmalat Prosesi

Çelik sac üreticisi firmalardan temin edilerek imalat alanına giren rulo halindeki sıcak haddelenmiş sac, ilk işlem olarak “rulo açma ve dilimleme tezgâhı”na 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.

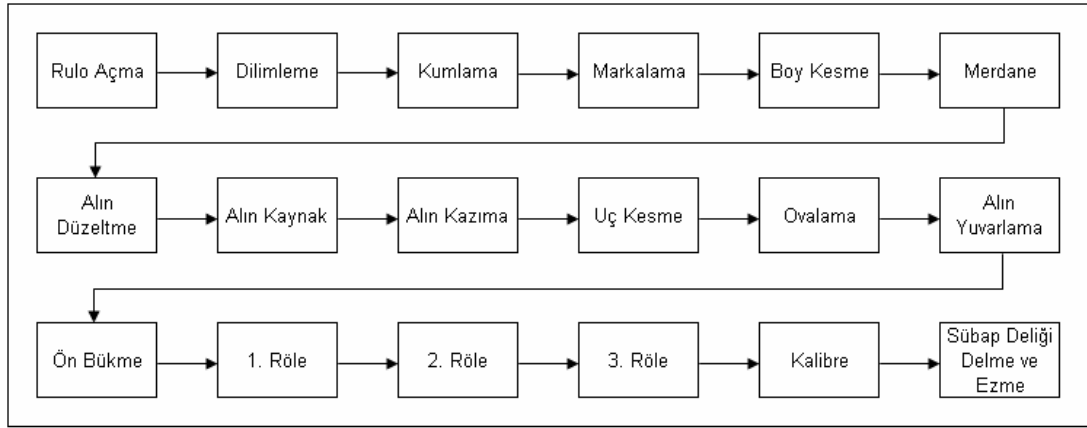
Alın kaynak operasyonu ile uçları birleştirilmiş sac levha, kaynak işlemi sırasında alın bölgesinden taşan fazlalık metalin uzaklaştırılması amacıyla, sırasıyla “alın kazıma”, “uç kesme” ve “ovalama” tezgâhlarına girer. Bu işlemlerden sonra, sac levhaya tekrar çember şeklini kazandırmak amacıyla “alın 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 (Şekil 2.1). Bu aşamadan sonra, kasnak, uygun çap ölçüsünün verilmesi amacıyla “kalibre” presine girer ve daha sonra “sübab deliği delme ve ezme” operasyonu ile son şeklini alır.



Şekil 2.1 Röle operasyonu

Son şeklini alan kasnak, görsel ve ölçüsel olarak kontrol edildikten sonra, montaj hattına gönderilir. Kasnak imalatına ait proses akış şeması Şekil 2.2’de, imalatı tamamlanmış bir kasnağın görünümü ise Şekil 2.3’te verilmiştir.



Şekil 2.2 Kasnak imalat prosesi şematik gösterimi



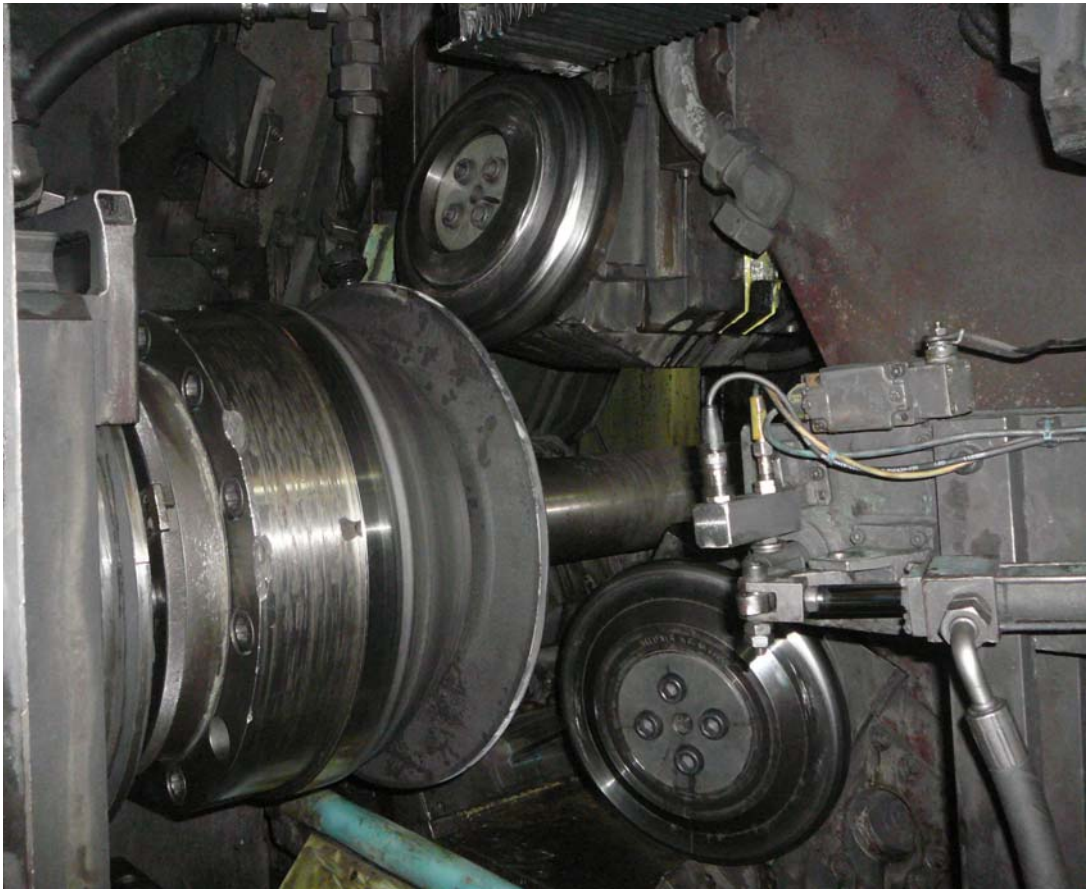
Şekil 2.3 İmalatı tamamlanmış kasnak

2.3 Disk İmalat Prosesi

Kasnak imalat prosesinin başlangıcında olduğu gibi, malzeme giriş kalite kontrolü, rulo açma, boy kesme ve kuqlama işlemlerinden sonra, disk malzemesi kare olarak kesilir. Bunun ardından, kare kesilmiş malzeme “kulak kesim” adı

verilen işleme, preste istenilen ölçüde dairesel olarak kesilir ve uygun disk üretim hattına gönderilir.

Disk malzemesi, üretim hattında ilk olarak “soğuk sıvama” işlemine tabi tutulur (Şekil 2.4). 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.

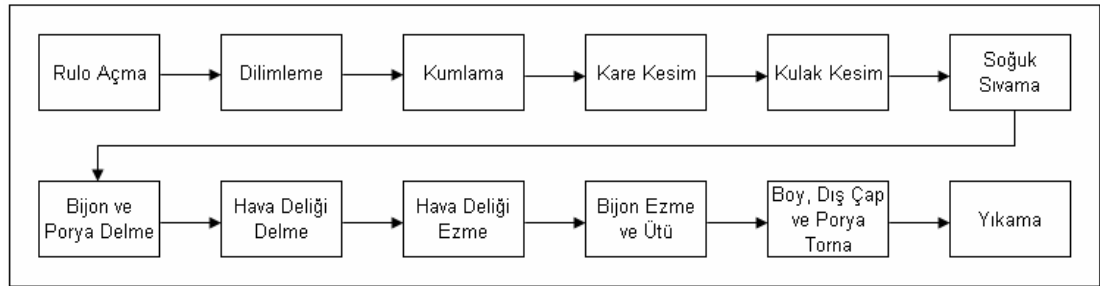


Şekil 2.4 Soğuk sıvama operasyonu

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. Bu aşamada, hava delikleri ile ilgili ikinci işlem olan hava deliği ezme operasyonu yapılmaktadır. Radyal yorulma testlerinde de görüldüğü üzere, bir jantın genel olarak

yorulma hasarına uğradığı bölge hava delikleri çevresidir. Bu yüzden, bu bölgedeki çentik etkisinden kaynaklanan gerilme yığılmalarını azaltmak ve yorulma ömrünü artırmak, jant konstrüksiyonunun yorulma ömrü açısından büyük önem taşımaktadır.

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 tezgahlarda 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 2.5’te, imalatı tamamlanmış diskin görünümü Şekil 2.6’da verilmiştir.



Şekil 2.5 Disk imalat prosesi şematik gösterimi



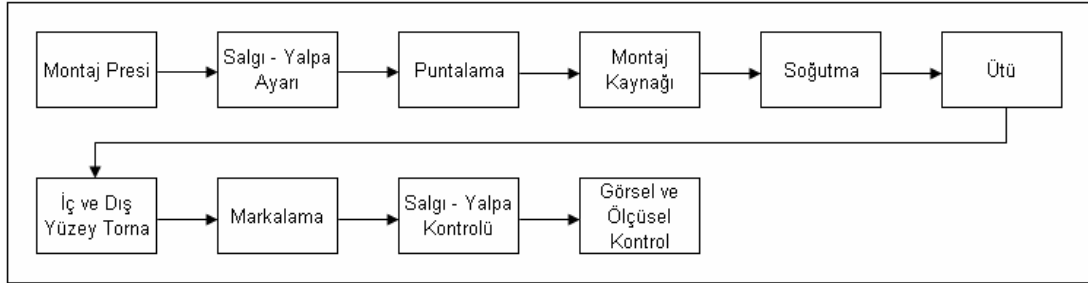
Şekil 2.6 İmalatı tamamlanmış disk

2.4 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 (Şekil 2.7), 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 2.7 Tozaltı montaj kaynağı



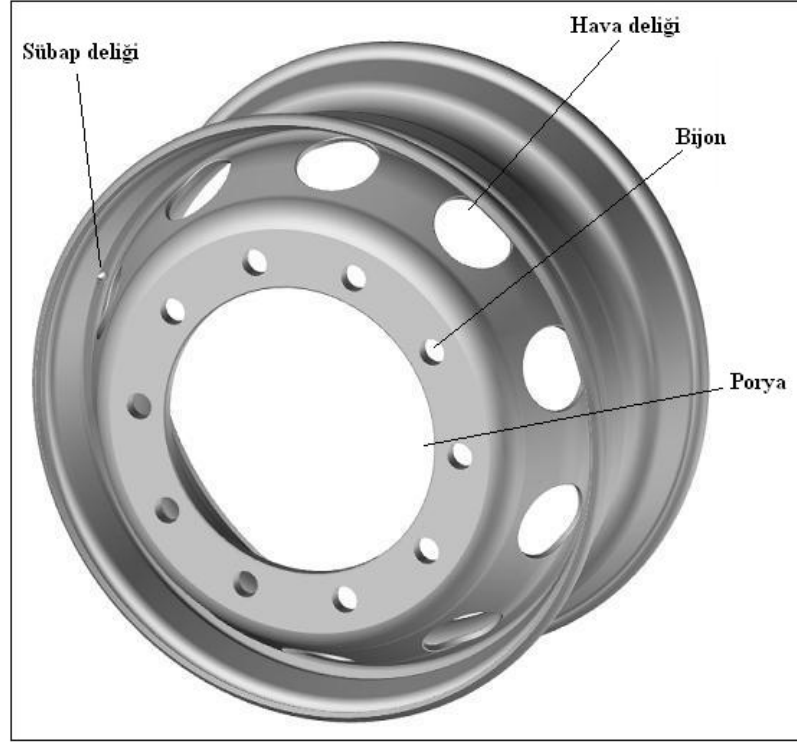
Şekil 2.8 Montaj prosesi şematik gösterimi

BÖLÜM ÜÇ

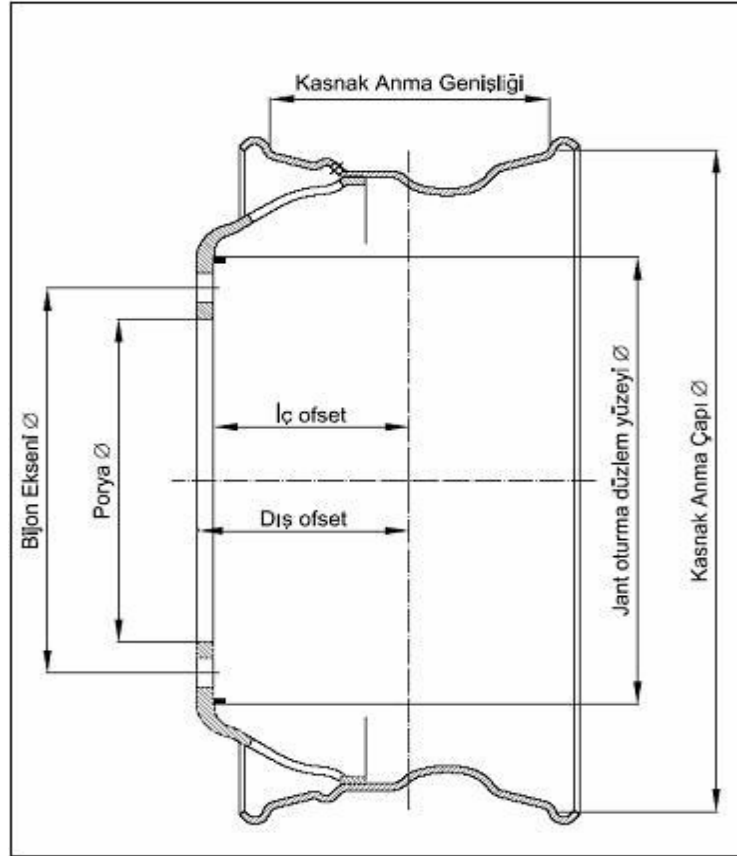
KONSTRÜKSİYON VE MALZEME ÖZELLİKLERİ

3.1 Konstrüksiyon Özellikleri

Bir ticari araç jantının temel bölümlerini gösteren genel görünümü Şekil 3.1’de, temel ölçüleri ise Şekil 3.2’de görülmektedir.

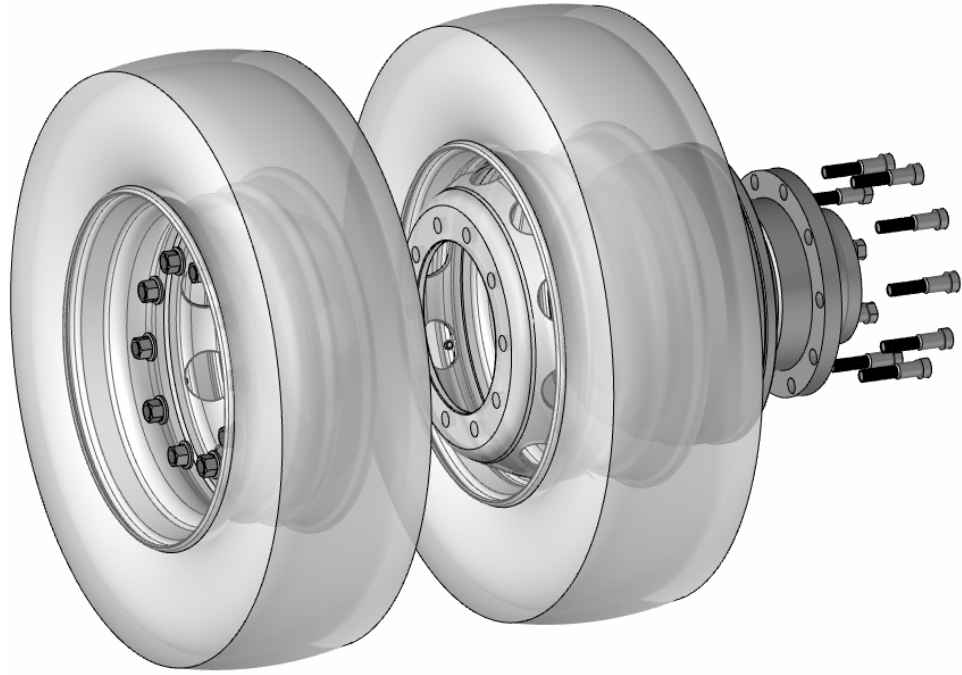


Şekil 3.1 Ticari araç jantının temel bölümleri

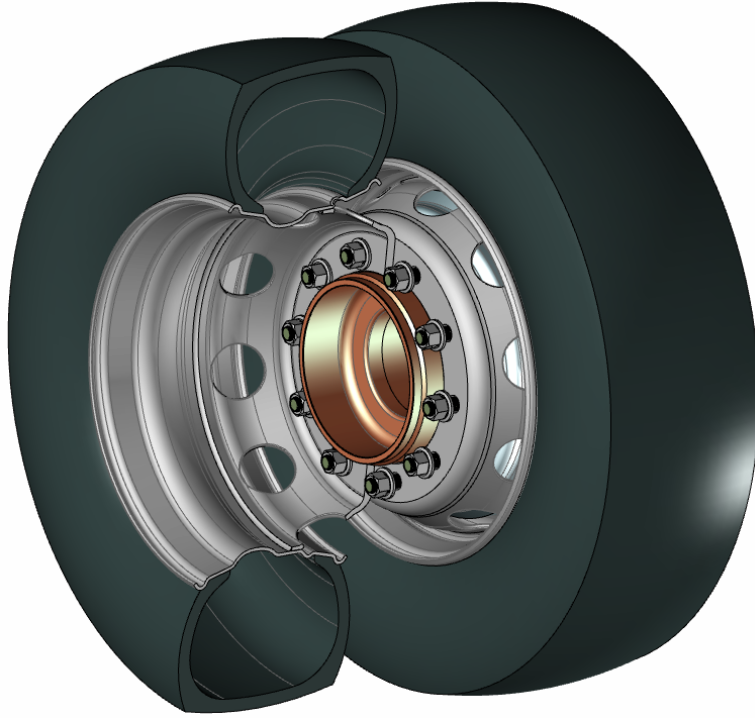


Şekil 3.2 Jant temel ölçüleri

Özellikle ağır ticari araçlarda, yük taşıma kapasitesinin yüksekliği nedeniyle arka akslarda çift bağlama tercih edilmektedir. İki çelik jantın, ticari araç arka aksına çift olarak bağlanması ve bunun kesit gösterimi aşağıdaki şekillerde verilmiştir.



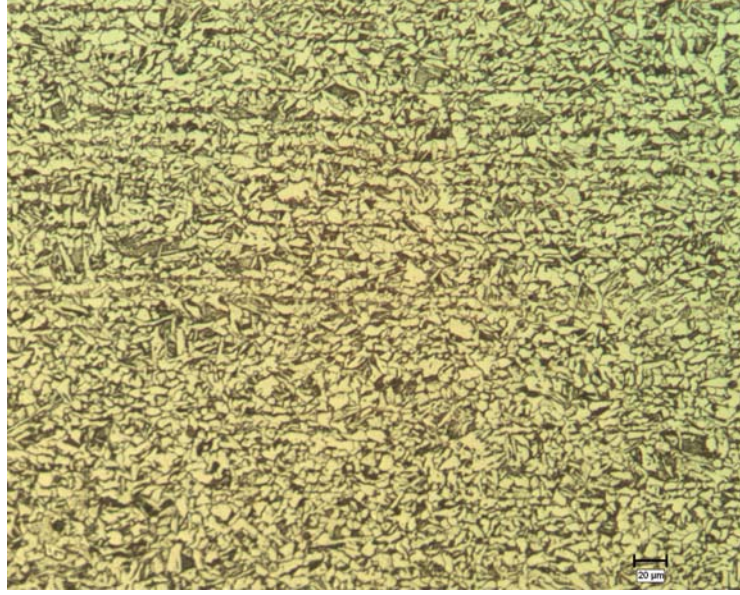
Şekil 3.3 Jantların ticari araç arka aksına çift bağlanması



Şekil 3.4 Jantların ticari araç arka aksına çift bağlanması (kesit gösterimi)

3.2 Sıcak Haddelenmiş Çelik Sac Genel Özellikleri

Jant imalatında kullanılan çeliğin, üretim esnasında döküm tipi “sürekli”, haddeleme tipi ise “sıcak haddeleme”dir. Üretim alanına rulo halinde gelen çelik saca ait iç yapı özellikleri ve RSt 52-3 çeliğine ait, 200 büyütme yapılmış örnek bir iç yapı fotoğrafı aşağıda verilmiştir.



Şekil 3.5 RSt 52-3 çeliğine ait iç yapı fotoğrafı

Jant imalat çeliğinin sahip olması gereken genel özellikler aşağıdaki gibidir.

- Sıcak haddelenmiş jant çeliği, üniform, tanelerarası sementit bulunmayan, ferritik perlitik yapıda olmalıdır.
- EN 103-71'e göre ferrit tane büyüklüğü 7 veya daha küçük olmalıdır.
- Çelik, montaj prosesi için, tozaltı ve gazaltı kaynak yöntemlerine uygun olmalıdır.
- Kasnak imalat prosesi için, direnç kaynağı ve yakma alın kaynağı yöntemlerine uygun olmalıdır.
- Yüksek uzama karakteristiğiyle, soğuk şekillendirmeye ve soğuk sıvama yöntemine uygun olmalıdır.

3.3 Malzeme Özellikleri

Yorulma ömrü analizi yapılan 22,5 x 7,50 ebadındaki janta ait malzeme özellikleri aşağıdaki tablolarda verilmiştir.

Tablo 3.1 Kasnak malzemesinin kimyasal bileşimi (% ağırlık olarak)

Malzeme	C maks	Si maks	Mn maks	P maks	S maks	N maks
	0,1	0,15	1,6	0,02	0,08	90 ppm
S460MC	Al	Cu+Cr+Ni maks	Sn maks	Nb maks	Ti maks	
	0,02 – 0,06	0,2	0,01	0,09	0,22	

Tablo 3.2 Kasnak malzemesinin mukavemet değerleri

Malzeme	R _e (MPa)	R _m (MPa)	ε _{min} (%)
S460MC	450 - 550	550 - 650	24

Tablo 3.3 Disk malzemesinin kimyasal bileşimi (% ağırlık olarak)

Malzeme	C maks	Si maks	Mn maks	P maks
	0,19	0,3	1,6	0,02
RSt 52-3 S355J2G3C	S maks	N maks	Al	Cu+Cr+Ni maks
	0,015	90 ppm	0,025 – 0,065	0,3

Tablo 3.4 Disk malzemesinin mukavemet değerleri

Malzeme	R _e (MPa)	R _m (MPa)	ε _{min} (%)
RSt 52-3 S355J2G3C	330 - 410	480 - 570	25

Tozaltı kaynak yöntemiyle yapılan montaj kaynağında, kaynak bölgesi mukavemet değerleri, yapılan testler sonucunda; R_{e (min)} = 420 MPa ve R_{m (min)} = 500 MPa olarak belirlenmiştir.

BÖLÜM DÖRT

TEST YÖNTEMLERİ VE STANDARTLARI

4.1 Giriş

Ticari taşıtlarda kullanılan jantların yorulma ömürleri, genel olarak, “radyal yorulma testi” ve “köşe yorulma testi” yardımı ile iki şekilde belirlenir. Bu kısımda, sözü edilen testlerin uygulama esaslarına değinilmiştir.

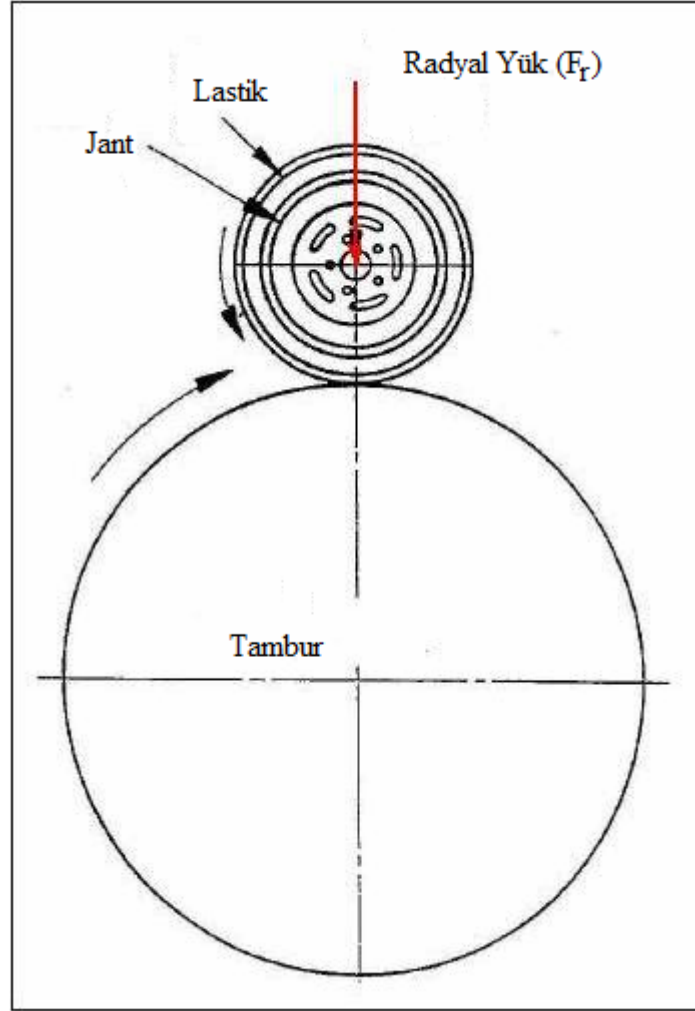
Bu iki temel yorulma testinin dışında, “biaxial (çift eksenli) test” ya da “ZWARP (Zweiaxiale Radprüfung) test” olarak bilinen ve aynı anda iki eksenle hareket sağlayan bir başka test yöntemi de mevcuttur. Ancak, test düzeneğinin dünya genelinde yalnızca birkaç firma ve enstitüde bulunması dolayısıyla, bu çalışmada ilgili yöntem üzerinde durulmayacaktır.

Üretimi yapılan prototip jantların sözü edilen yorulma testleri, uluslararası “Association of European Wheel Manufacturers [EUWA] – E S 3.11”, “Society of Automotive Engineers [SAE] – J267”, “Japanese Industrial Standard [JIS] – D 4103” veya araç üreticisi firmaların kendi standartlarına göre uygulanmaktadır. Günümüzde araç üreticileri genellikle, Avrupa’da EUWA’yı, A.B.D.’de SAE’yi ve Japonya’da ise JIS’ı kullanmaktadırlar. Bu uluslararası standartlara ek olarak, yorulma testi uygulanan jantlar, araç üreticisi firmaların belirledikleri bir takım ek özellikleri ve koşulları da sağlamak zorundadırlar.

4.2 Radyal Yorulma Testi

Radyal yorulma testinde; prototip jant, üzerine monte edilen ve belirli bir hava basıncıyla şişirilen lastikle birlikte teste alınır ve standartlarda hesap yöntemi verilen radyal kuvvet uygulanarak, belli bir hızda döndürülür. Bu işlem sırasında janta herhangi bir ön iz ya da kamber açısı verilmemektedir. Test düzeneğinin şematik

çizimi Şekil 4.1’de, test düzeneğindeki bir numune jant ve lastiğın genel görünümü ise Şekil 4.2’de verilmiştir.



Şekil 4.1 Radyal yorulma testi şematik gösterimi (EUWA, 2006)



Şekil 4.2 Radyal yorulma testi

Test esnasında jant üzerine uygulanan F_r kuvveti, jant taşıma kapasitesinin, ilgili standartta verilen katsayı ile çarpımı olarak, aşağıdaki şekilde hesaplanmaktadır.

$$F_r = F_v \cdot k \quad (4.1)$$

Yukarıdaki eşitlikte;

F_r [N] : Yorulma testinde janta uygulanacak radyal kuvvet

F_v [N] : Jantın taşıma kapasitesi

k [-] : Hızlandırılmış test yük faktörü, $k = 2,2$

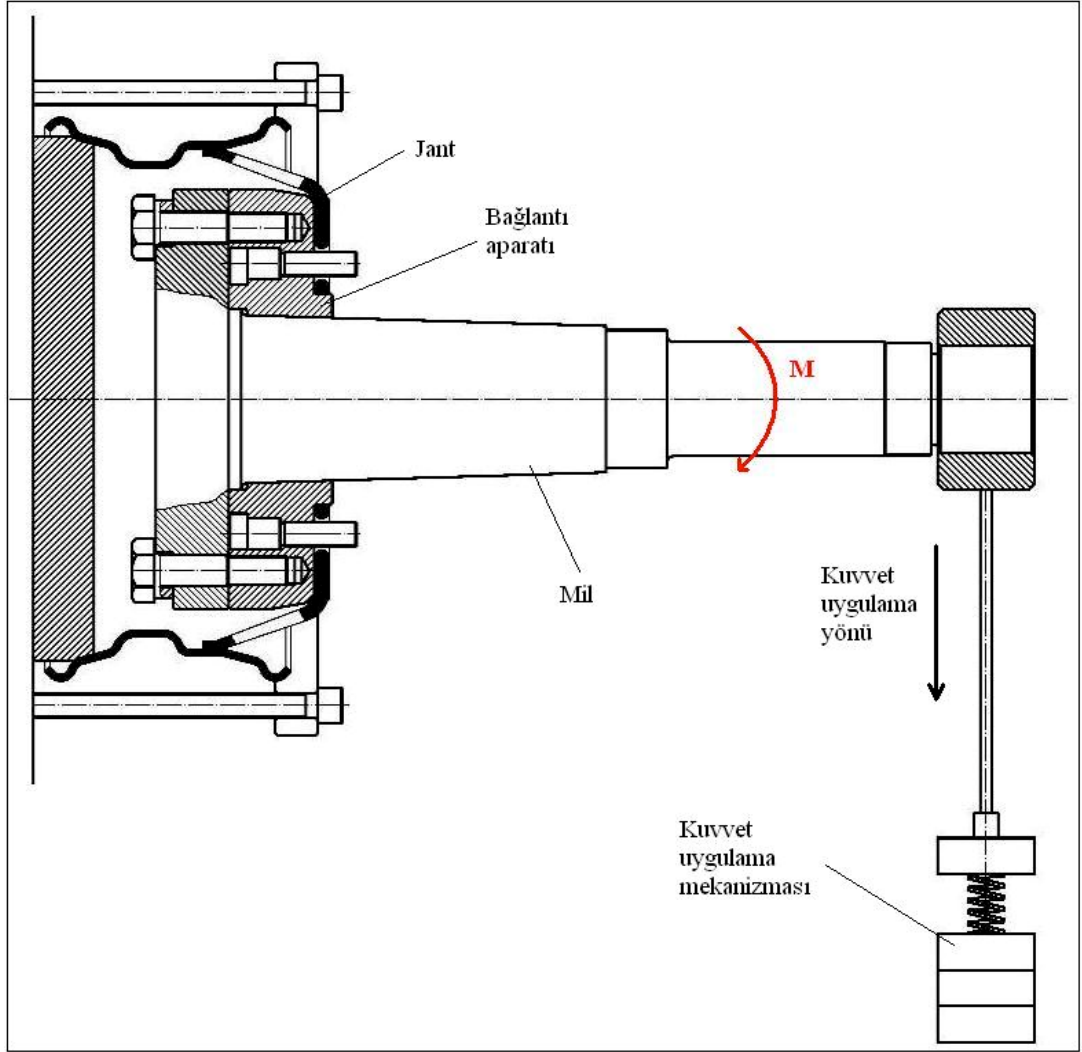
olarak verilmiştir (EUWA, 2006).

Kuvvetin ayarlanmasından sonra, jant, standartlarda verilen hava basıncı ile şişirilmiş lastik ve temsili akstan oluşan blok, makina kızıkları üzerinde otomatik

olarak kayarak, serbest dönen tambura bastırılmış olur ve dönüş başlatılır. Firma tarafından önceden belirlenen aralıklarla test durdurulup, özellikle jant üzerindeki kritik kesitlerde hasar incelemesi yapılır. Radyal yorulma testi, bu şekilde, jant üzerinde bir yorulma hasarı başlangıcı tespit edilene kadar devam ettirilir. Hasar başlangıcının meydana geldiği devir sayısı, testi yapılan jantın belirlenen koşullardaki yorulma ömrünü vermiş olur. Bu yorulma ömrü, ilgili standartta verilen minimum devir sayısından fazla ise, jant testi geçmiş kabul edilir.

4.3 Köşe Yorulma Testi

Köşe yorulma testi, seyir esnasında jantın maruz kalacağı yanal yükler ve bunların oluşturacağı momentlere karşı jantın dinamik mukavemetini ve yorulma ömrünü belirlemek için uygulanmaktadır. Bu testte jant, test makinası tamburuna özel aparatlar yardımıyla lastiksiz olarak tespit edilir ve porya düzlemine dik bir mil yardımıyla standartlarda verilen bir moment sisteme tatbik edilir. Jant, bu şekilde yine standart bir hızda döndürülür ve belirli aralıklarla hasar kontrolü yapılır. Yorulma hasarı başlangıcının görüldüğü devir sayısında test sonlandırılır ve yorulma ömrü belirlenmiş olur. Test makinasının şematik çizimi Şekil 4.3'te, genel görünümü ise Şekil 4.4'te verilmiştir.



Şekil 4.3 Köşe yorulma testi şematik gösterimi



Şekil 4.4 Köşe yorulma testi

Köşe yorulma testinde janta uygulanacak eğilme momenti, aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$M = (\mu \cdot R_{\text{dyn}} + d) \cdot F_v \cdot S \quad (4.2)$$

Yukarıdaki eşitlikte,

μ [-] : Lastik ve yol arasındaki sürtünme katsayısı

R_{dyn} [m] : Jant üzerinde kullanılacak lastiğin dinamik yarıçapı

d [m] : Jant ofseti

F_v [N] : Jantın taşıma kapasitesi

S [-] : Hızlandırılmış test faktörü, $S = 2$

olarak verilmiştir (EUWA, 2006).

BÖLÜM BEŞ

YORULMA ÖMRÜ TEORİSİ

Malzemenin tekrarlı gerilmeler veya birim şekil değiştirmeler sonucu hasar görmesine ya da tamamen kırılmasına “yorulma” adı verilir. Yorulma ömrü ise, malzemenin hasara uğradığı yük tekrar sayısı ile ifade edilmektedir (Eryürek, 1993).

Malzeme yüzeyinden veya iç yapısından başlayan plastik deformasyon, yük tekrarıyla birlikte mikron seviyesinde ilerleyerek malzemenin kırılmasına neden olur. Bu nedenle ortaya çıkan yorulma hasarı genel olarak dört aşamada incelenmektedir:

1) Yorulma çatlağının çekirdeklenmesi:

Yerel ve tersinir olmayan plastik deformasyonların yüzey girintileri oluşturması.

2) Çatlağın, yerel plastik deformasyon bandında ilerlemesi:

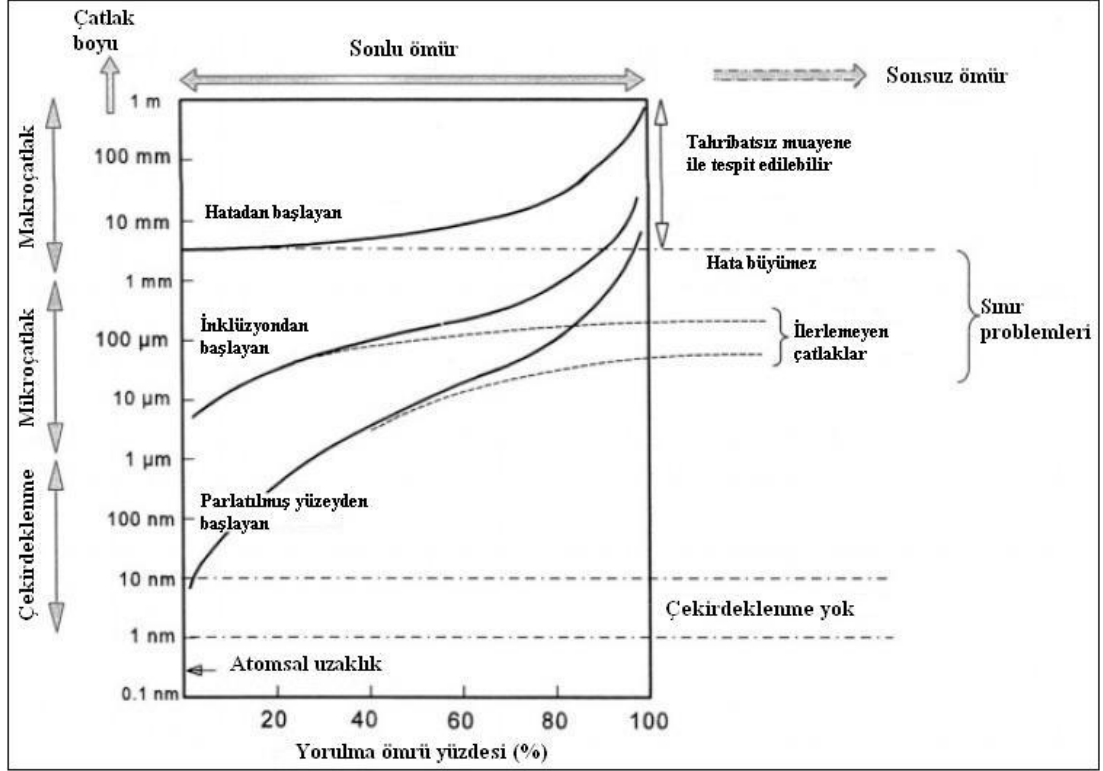
Çekirdeklenen çatlağın, yüksek kayma gerilmelerinin bulunduğu ve gerilme doğrultusuna 45° açı oluşturan bant içerisinde ilerlemesi

3) Çatlağın, maksimum çekme gerilmesinin meydana geldiği düzlemde ilerlemesi

4) Kırılma:

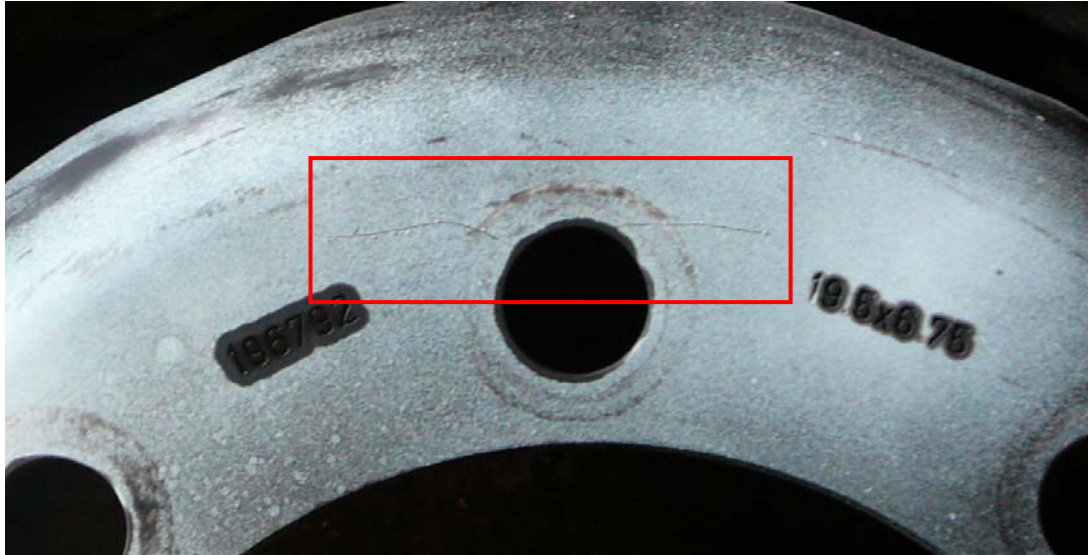
İlerleyen çatlağın kritik değerlere ulaşması sonucu, kalan kesidin meydana gelen gerilmeleri taşıyamaması ve kırılması

Yukarıda belirtilen aşamalara göre, çatlak boyu ve yorulma ömrü yüzdesi arasındaki ilişkiyi gösteren diyagram aşağıda verilmiştir.



Şekil 5.1 Farklı durumlarda yorulma çatlakları ilerleyişi (Schijve, 2001)

Daha önce gerçekleştirilen radyal ve köşe yorulma testleri sonucunda meydana gelen çeşitli yorulma hasarlarına ait örnek fotoğraflar aşağıdadır.



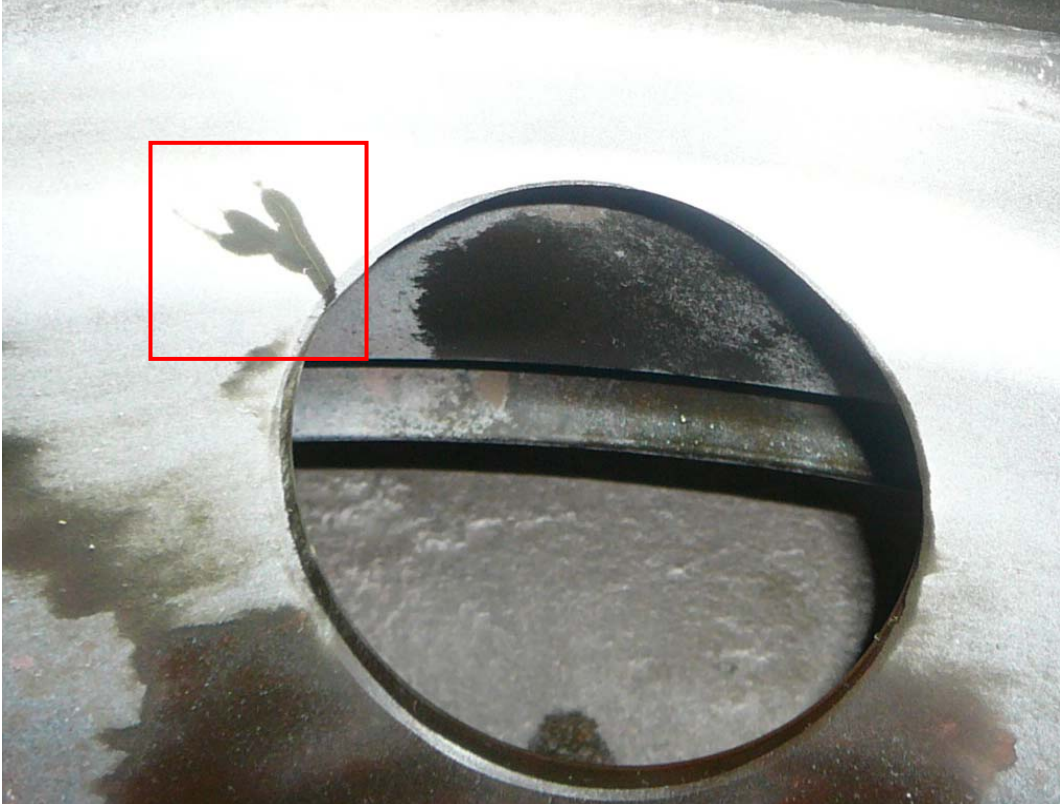
Şekil 5.2 Köşe yorulma testinde 430.000 devir sonrası bijon deliğinde meydana gelen hasar



Şekil 5.3 Radyal yorulma testinde 860.000 devir sonrası montaj kaynağında meydana gelen hasar



Şekil 5.4 Radyal yorulma testinde 1.120.000 devir sonrası kasnak bölgesinde meydana gelen hasar



Şekil 5.5 Radyal yorulma testinde 1.200.000 devir sonrası hava deliğinde meydana gelen hasar

BÖLÜM ALTI

SONLU ELEMAN ANALİZİ VE YORULMA TESTLERİ

6.1 Giriş

Bu bölümün birinci kısmında, 22,5 x 7,50 ebadında bir tubeless ticari araç jantının radyal yorulma testi, Altair firmasının geliştirmiş olduğu HyperWorks 10.0 yazılımında modellenmiş ve oluşturulan modelin statik yapısal analizi gerçekleştirilmiştir. Bundan sonra ise, analiz sonuçlarında jant üzerindeki gerilme dağılımı incelenerek, yorulma hasarının hangi bölgeden başlayacağı araştırılmıştır.

İkinci kısımda ise, statik analiz sonucunda tespit edilen kritik bölgeye ait yaklaşık Wöhler diyagramlarının, değişken Marin faktörleri yardımıyla oluşturulmasına çalışılmıştır.

Üçüncü kısımda, radyal yorulma testi uygulanan toplam 9 adet jant numunesinin yorulma ömürleri ve hasar bölgeleri incelenerek, farklı test yüklerindeki gerçek Wöhler diyagramı oluşturulmuş ve bir önceki kısımda hesap yoluyla elde edilen yaklaşık Wöhler diyagramları ile karşılaştırması yapılmıştır.

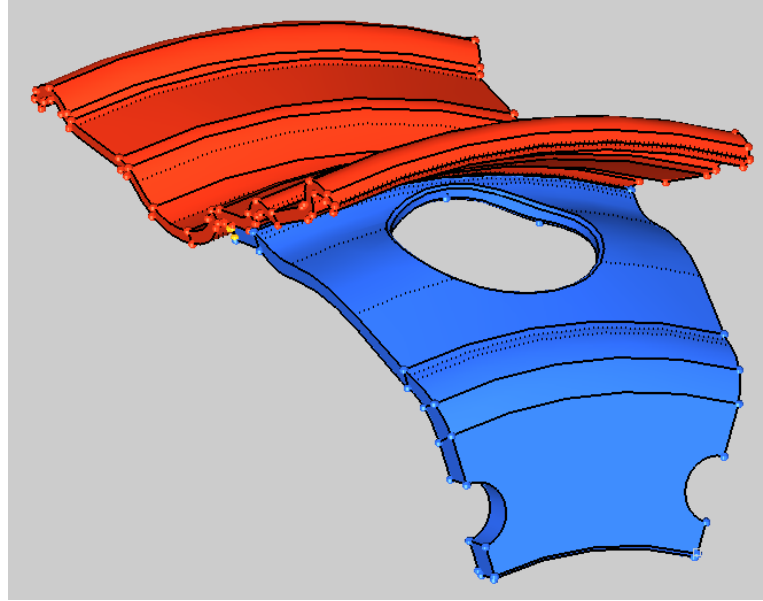
Son kısımda ise, yine HyperWorks 10.0 yazılımının “yorulma modülü” kullanılarak çözüm yapılmış ve yorulma ömrünün bilgisayar destekli belirlenmesi amaçlanmıştır.

6.2 Sonlu Eleman Modelinin Oluşturulması ve Statik Analiz

22,5 x 7,50 ebadındaki çelik ağır vasıta jantına ait model, önce 2 boyutlu olarak “AutoCAD Mechanical” programında tasarlanmış, daha sonra 3 boyutlu model “TopSolid” programında “step” formatında oluşturulmuştur. Gerekli geometri düzenlemelerinin gerçekleştirilmesi ve jantın sonlu eleman modelinin oluşturulması

için, 3 boyutlu model “Altair HyperWorks 10.0” sonlu eleman analizi yazılımına aktarılmıştır.

Öncelikle, gerçeğe uygun bir sonlu eleman modeli elde edilebilmesi için, model üzerinde temel geometri düzenlemelerine gidilmiştir. Model, birbirini tekrar eden simetrik 10 kısımdan oluştuğundan, mesh’leme işleminin daha detaylı yapılabilmesi amacıyla, 3 boyutlu modelin 1/10’luk dilimi temel parça olarak alınmıştır.

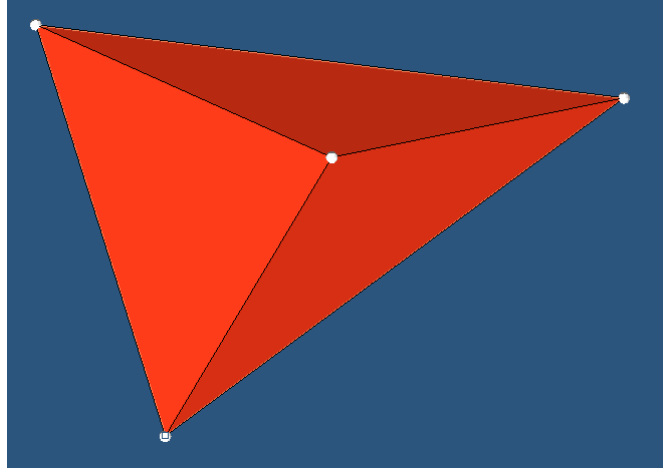


Şekil 6.1 Analizi yapılacak jant modeline ait 1/10’luk dilim

Bu parça üzerinde öncelikle yüzeyler 2 boyutlu “tria (üçgen)” elemanlarla örtülmüş ve 3 boyutlu elemanların, sözü edilen 2 boyutlu elemanlar baz alınarak oluşturulması amaçlanmıştır. 2 boyutlu mesh’leme işleminde dikkat edilen bir diğer husus, geometride kritik olacağı önceden tahmin edilen bölgelerde, daha hassas bir sonuç alınabilmesi için, daha küçük boyutlu elemanlarla mesh’leme yapılmasıdır.

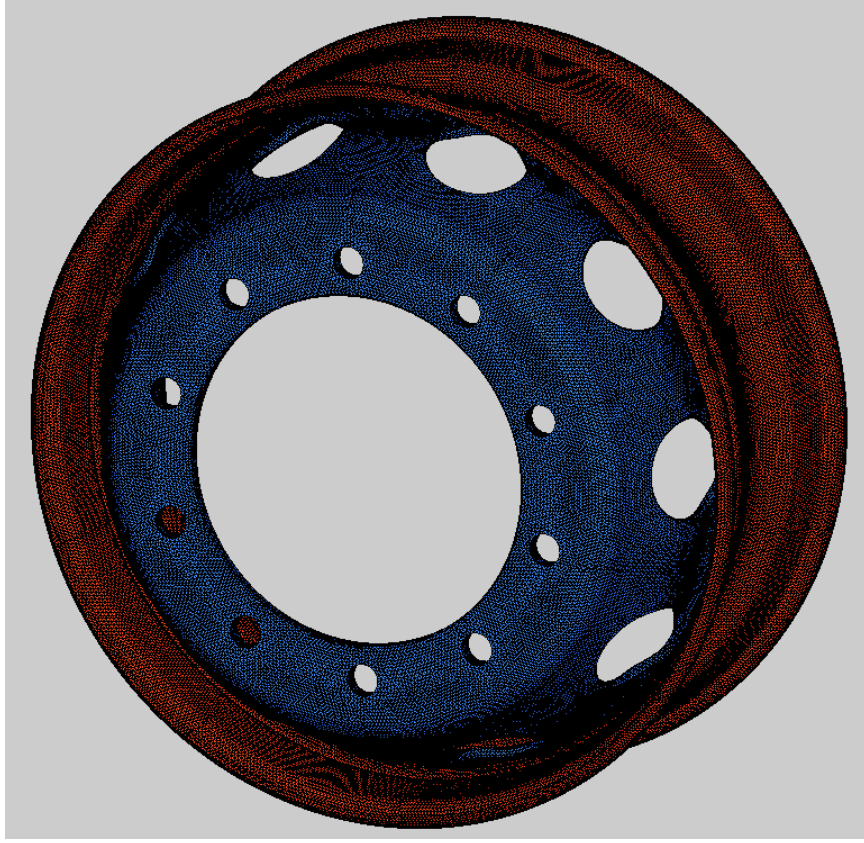
Bunun yanı sıra, disk ve kasnağı birleştiren montaj kaynağı ve kasnağın kaynakla bağlantısının bulunduğu geçiş bölgesi de 1 mm’lik elemanlarla mesh’lenmiştir. Kasnağın geri kalan kısımları ise kademeli olarak 2 ve 3 mm’lik elemanlarla örtülmüştür. Geometrideki düzensizlikler dolayısıyla, modeli “hexa (dörtgen prizma)” elemanlarla oluşturmak mümkün olmadığından, geometriyi 3 boyutlu

elemanlarla doldurma işlemi “tetra (üçgen prizma)” elemanlarla gerçekleştirilmiştir. Kullanılan tetra eleman üzerinde 4 adet node bulunmaktadır. Model üzerinden alınan bir tetra eleman ve üzerindeki node yerleşimi aşağıda görülmektedir.

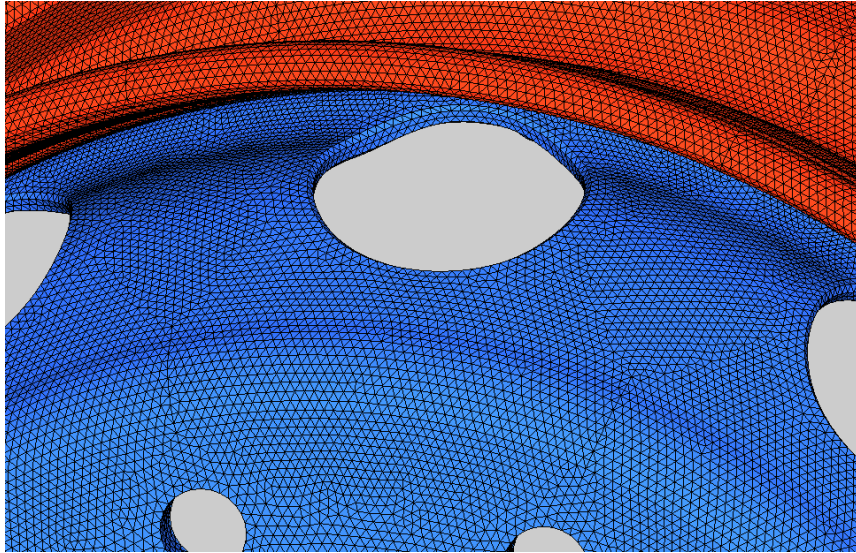


Şekil 6.2 Sonlu eleman modelinde kullanılan tetra (üçgen prizma) eleman ve node'ların yerleşimi

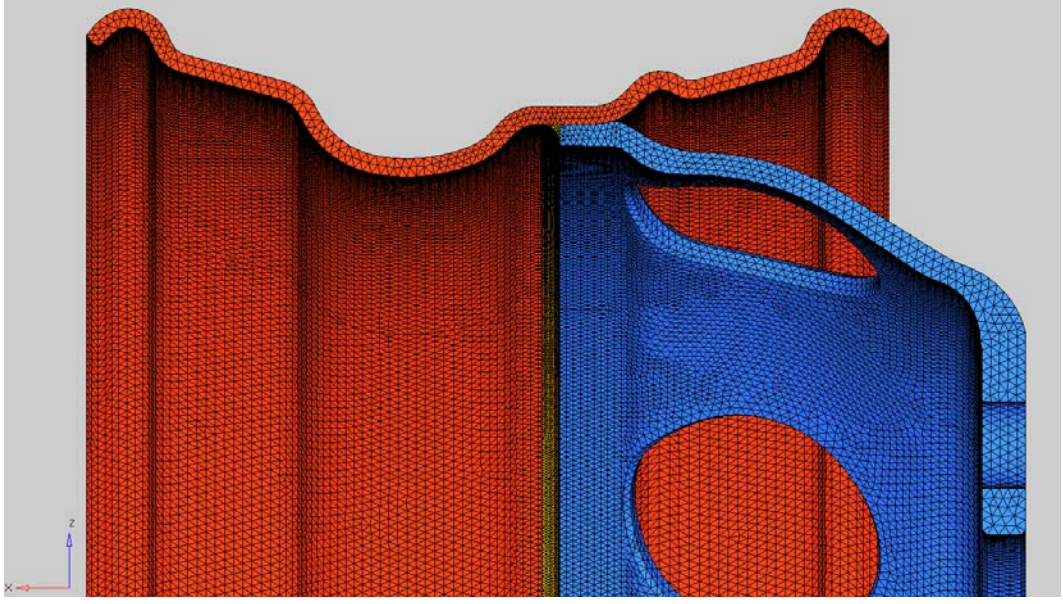
Jant geometrisi üzerinde 3 boyutlu elemanların genel yerleşimi, kritik bölge olan hava deliği detayı ve elemanların jant kesitindeki dağılımı, aşağıdaki resimler üzerinde görülmektedir.



Şekil 6.3 Üç boyutlu elemanlardan oluşan jant modelinin genel görünümü



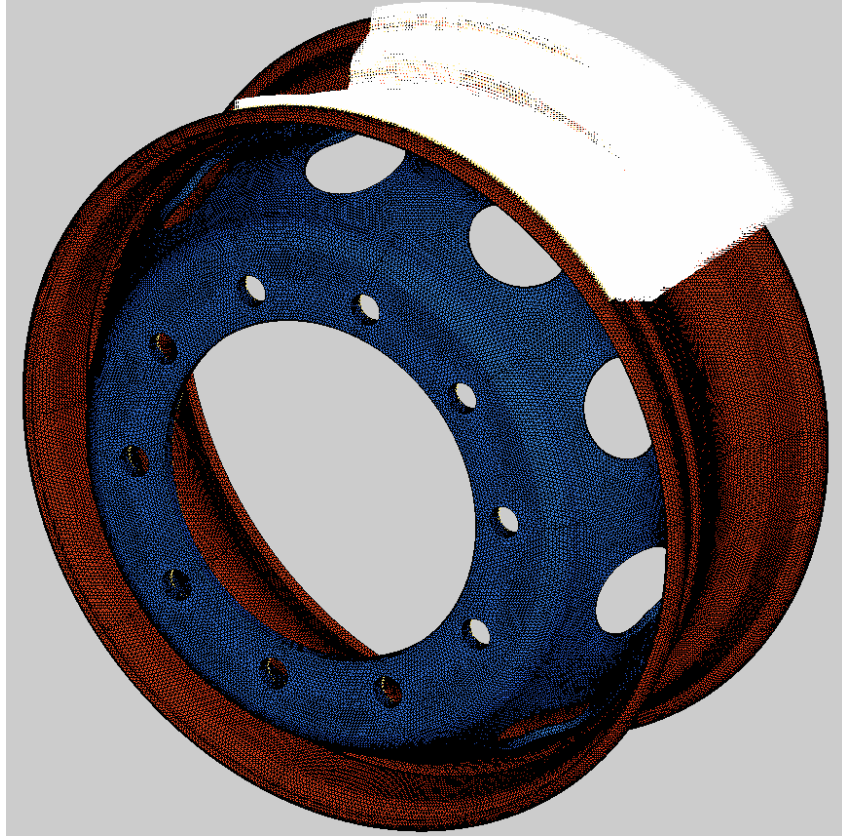
Şekil 6.4 Jant modelinde, hava deliği bölgesinin detay gösterimi



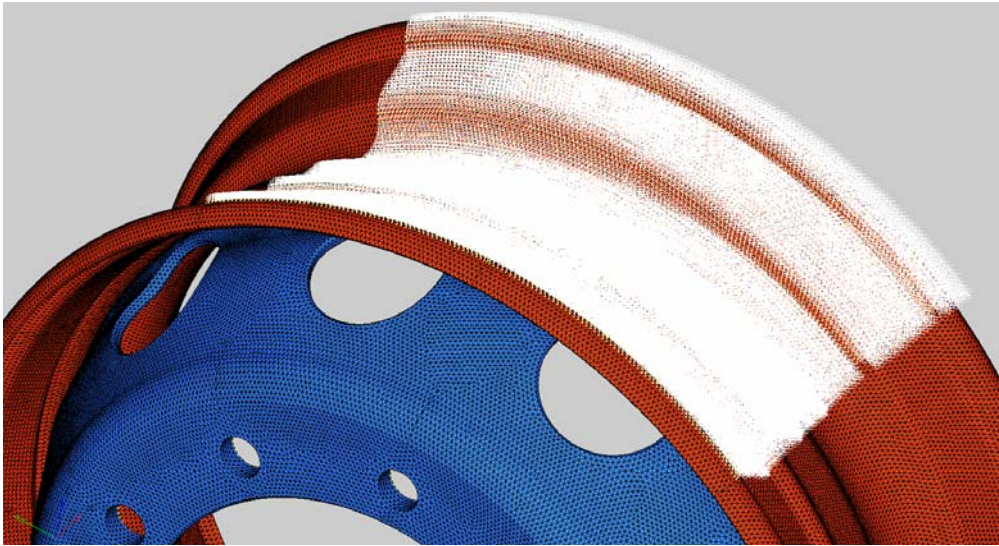
Şekil 6.5 Jant modelinin kesit gösterimi

Sonuç olarak, jantın sonlu eleman modeli 1.441.890 eleman ve 350.711 node'dan meydana gelmiştir.

Bundan sonraki aşamada, oluşturulan sonlu eleman modeli üzerine, test koşullarını yansıtacak şekilde belirlenen bölgeden test yükü uygulanmıştır. Test esnasında, test makinasındaki kızaklar vasıtasıyla yük uygulandığında, lastik belli oranda deformasyona uğradığından, test yükü jantın 1/5'lik kısmına etkiyecek şekilde 72°'lik açıda tatbik edilmiştir. Test yükünün uygulanışı Şekil 6.6'da görülmektedir.



Şekil 6.6 Test yükünün jant modeli üzerine uygulanışı



Şekil 6.7 Jant modeli üzerine uygulanan test yükünün detay gösterimi

Radyal yorulma testi esnasında jant üzerine uygulanacak test yükü, EUWA – E S 3.11 standardına göre aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.

Araç tasarımına göre, jantın taşıma kapasitesi kütleli olarak 3450 kg'dır. Buradan taşıma kapasitesi;

$$F_v = 33.844,5 \text{ N}$$

olarak hesaplanmış ve ilgili standarda göre hızlandırılmış test yük faktörü $k = 2,2$ olarak belirlenmiştir. Sonlu elemanlar analizinde, jant modeli üzerine uygulanacak test yükü,

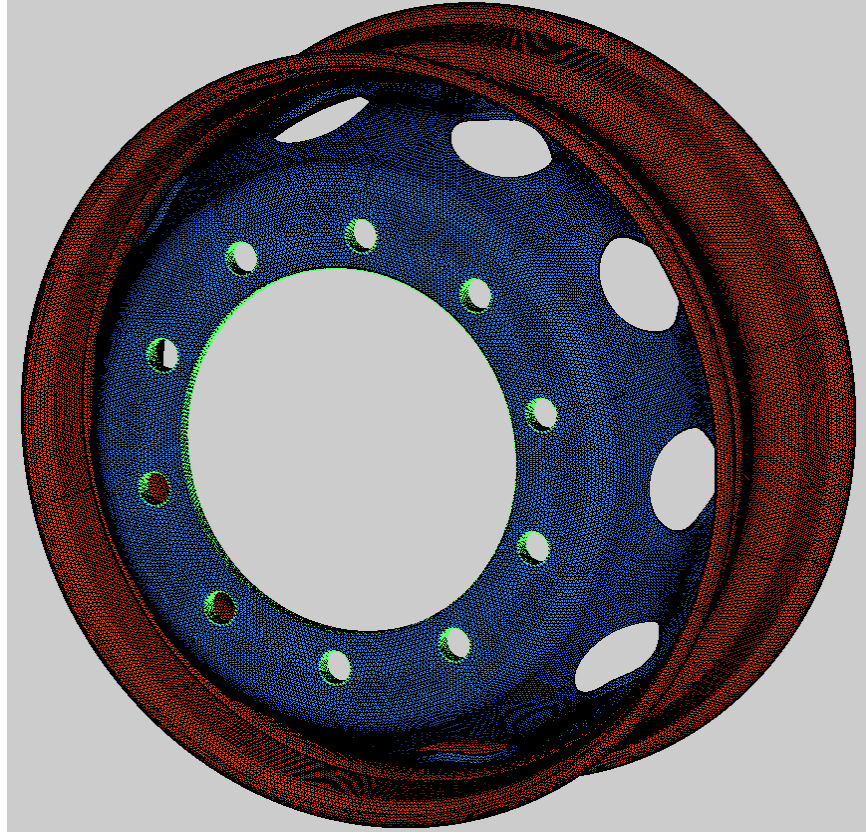
$$F_r = F_v \cdot k$$

bağıntısından,

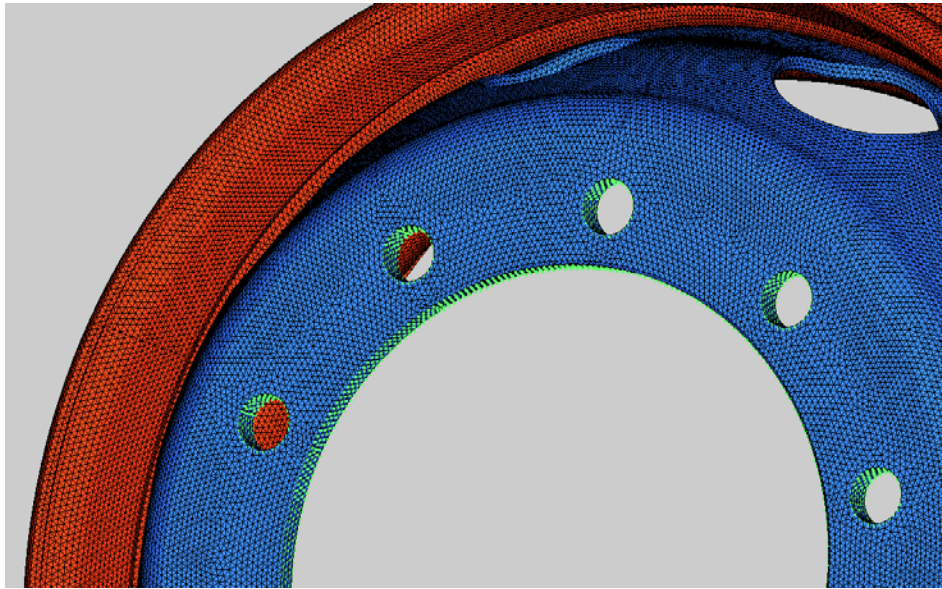
$$F_r = 74.458 \text{ N}$$

olarak hesaplanmıştır. Bu kuvvete ek olarak, lastik hava basıncı etkisini de modele yansıtılabilmek amacıyla, $p_i = 10 \text{ bar} = 1 \text{ MPa}$ değerinde basınç, jant kasnağı yüzeyine uygulanmıştır.

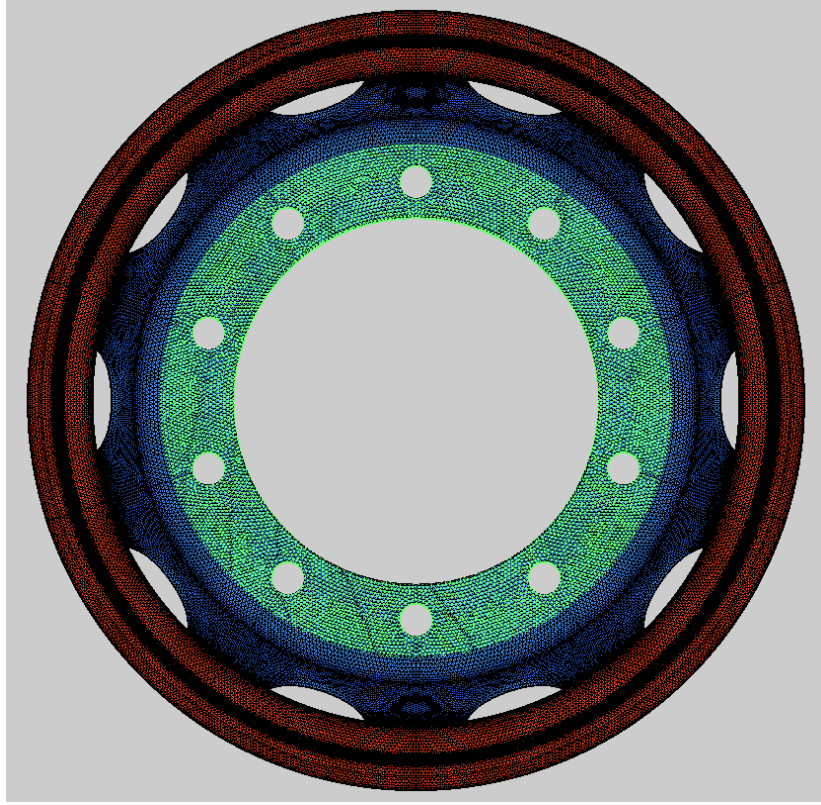
Radyal yorulma testi esnasında, jant ve test makinası arasındaki bağlantı bölgelerini temsil eden mesnetler, model üzerine 6 serbestlik derecesini de kısıtlayacak biçimde sabit mesnet olarak aşağıdaki gibi uygulanmıştır.



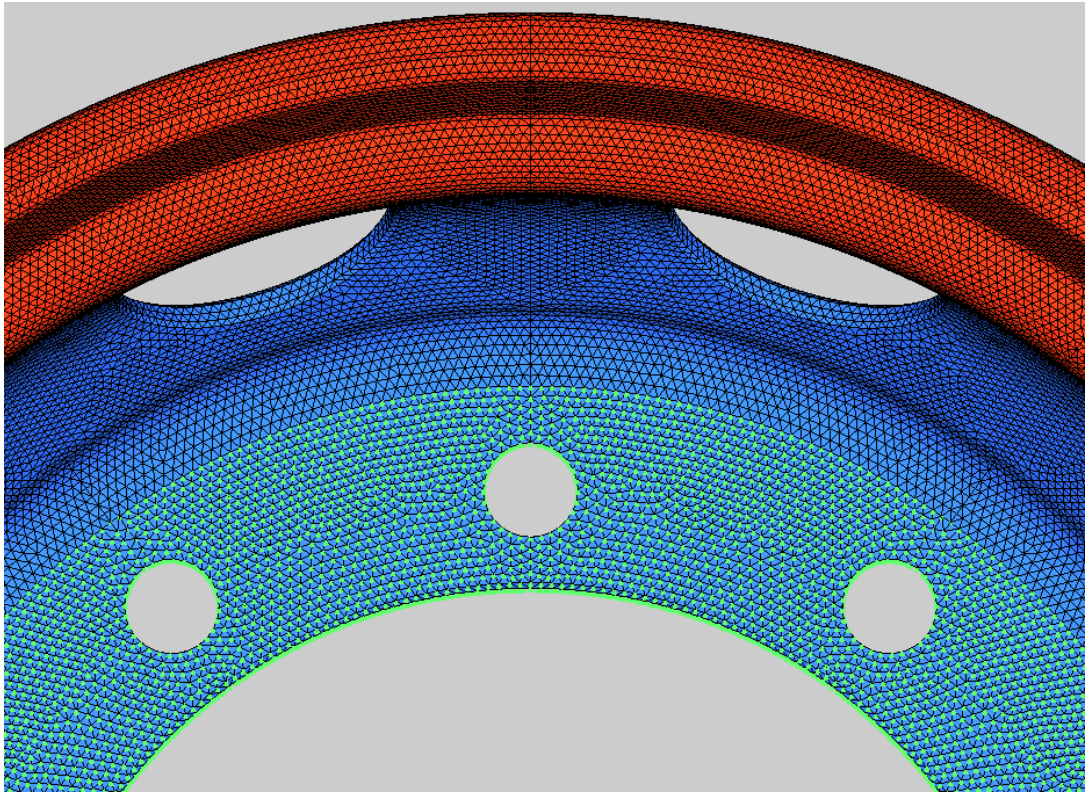
Şekil 6.8 Porya ve bijon deliklerinde tanımlanan mesnet bölgeleri



Şekil 6.9 Porya ve bijon deliklerinde tanımlanan mesnet bölgeleri detay gösterimi

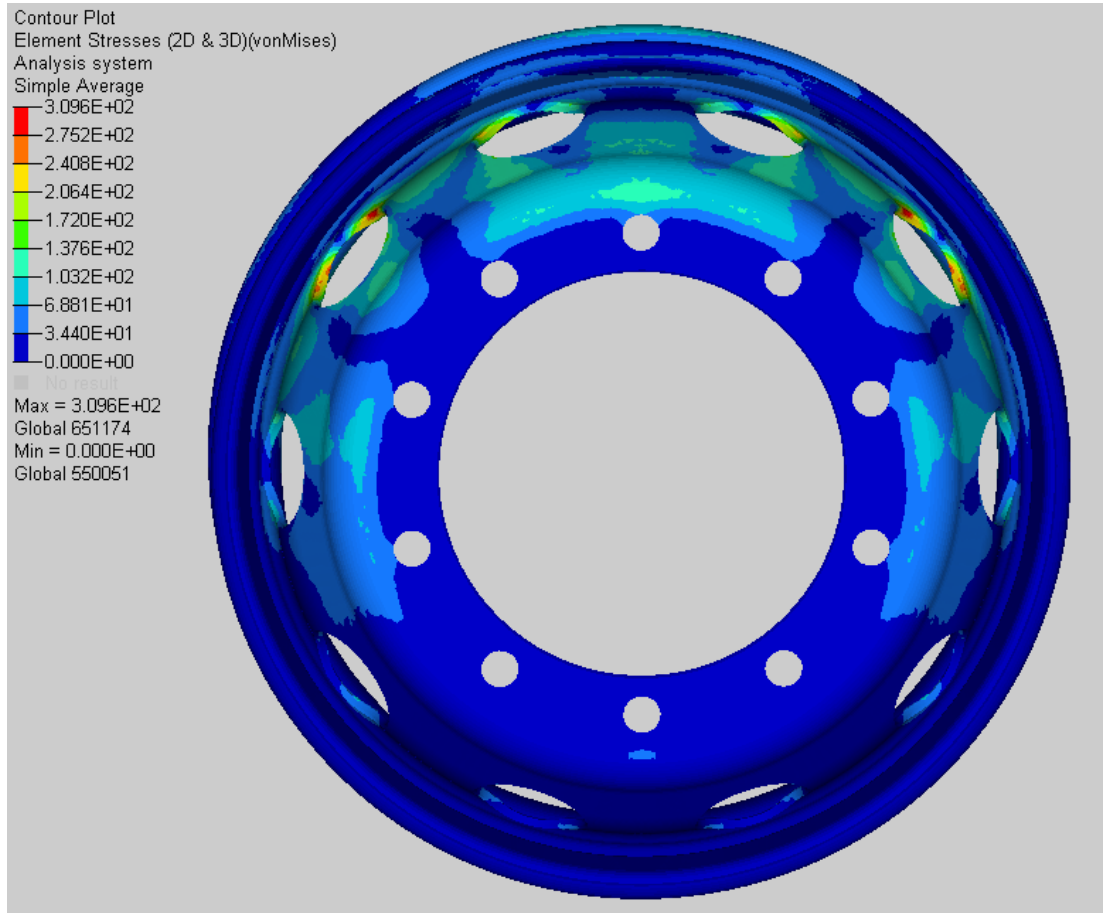


Şekil 6.10 Aks bağlantısını temsilen tanımlanan mesnet bölgesi

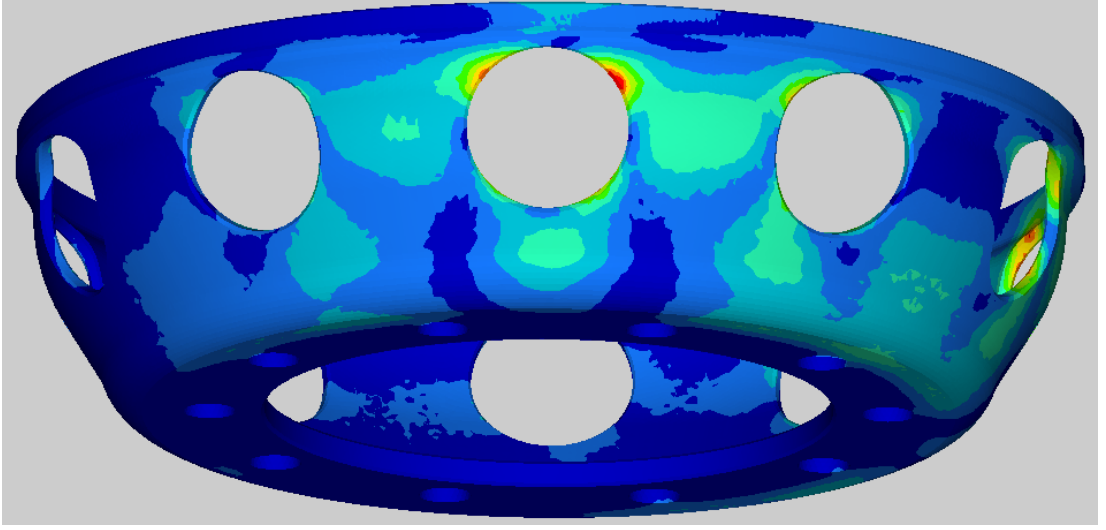


Şekil 6.11 Aks bağlantısı mesnet bölgesi detay gösterimi

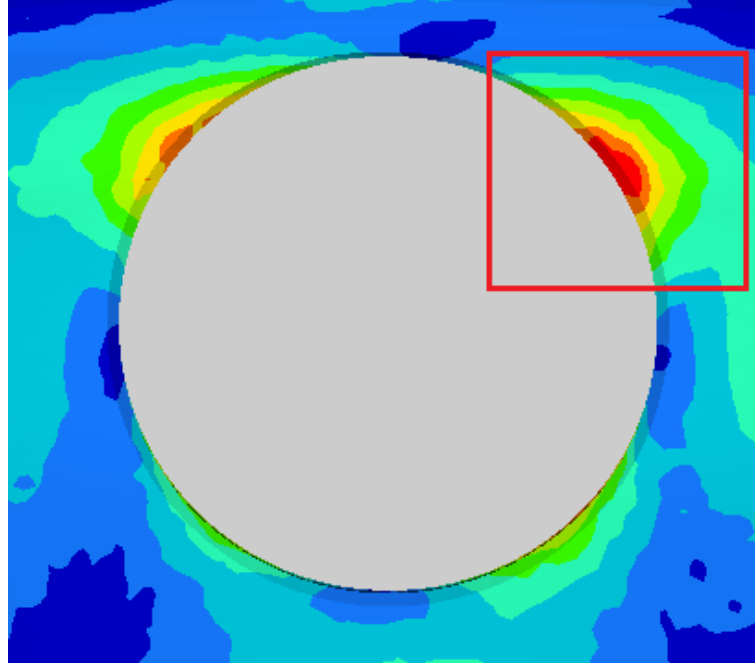
Sözü edilen sınır şartlarının model üzerine uygulanması ve malzeme elastisite modülünün $E = 210.000 \text{ MPa}$ ve Poisson oranının $\nu = 0,3$ olarak sonlu eleman analizi yazılımına aktarılmasından sonra, jant konstrüksiyonunun lineer statik analizi gerçekleştirilmiştir. Çözüm sonucunda, jant üzerindeki kritik gerilme bölgesi ve meydana gelen maksimum gerilme değeri Şekil 6.12’de görülmektedir. Maksimum gerilme değeri 309 MPa olarak hesaplanmıştır.



Şekil 6.12 Çözüm sonucunda jant modeli üzerindeki gerilme dağılımı

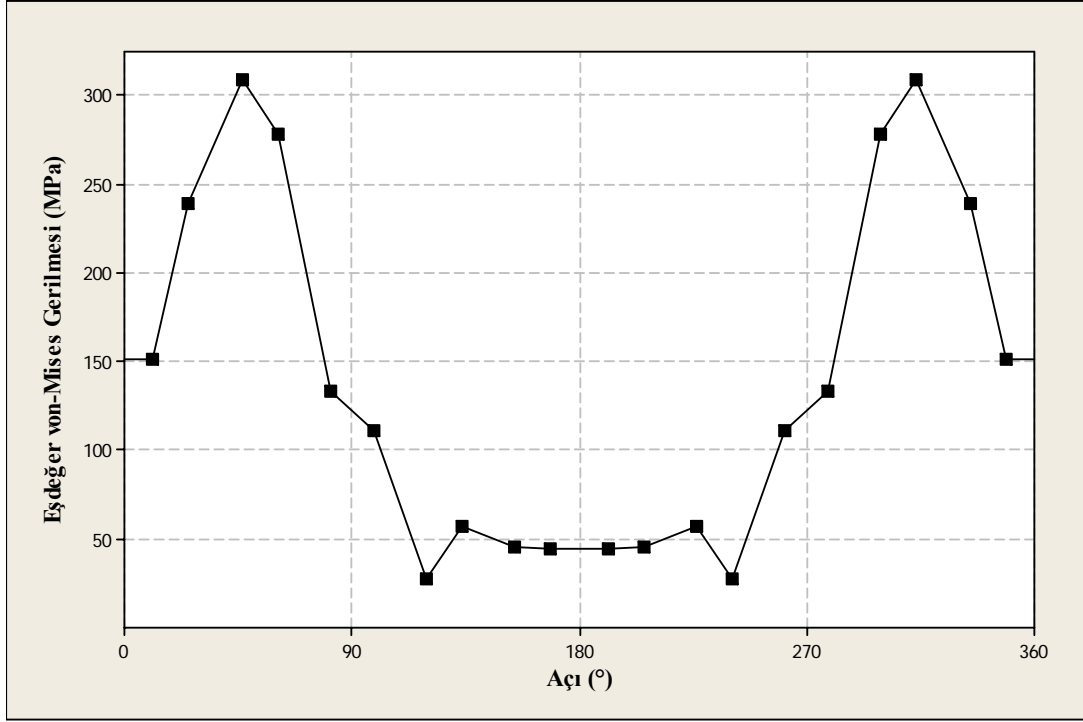


Şekil 6.13 Disk üzerindeki gerilme dağılımı



Şekil 6.14 Hava deliği bölgesindeki gerilme yığılması detayı

Buna göre, kritik bölgenin, jantın bir tam tur dönüşü sırasında maruz kaldığı gerilmelerin açığa bağlı değişimini gösteren grafik aşağıda verilmiştir.



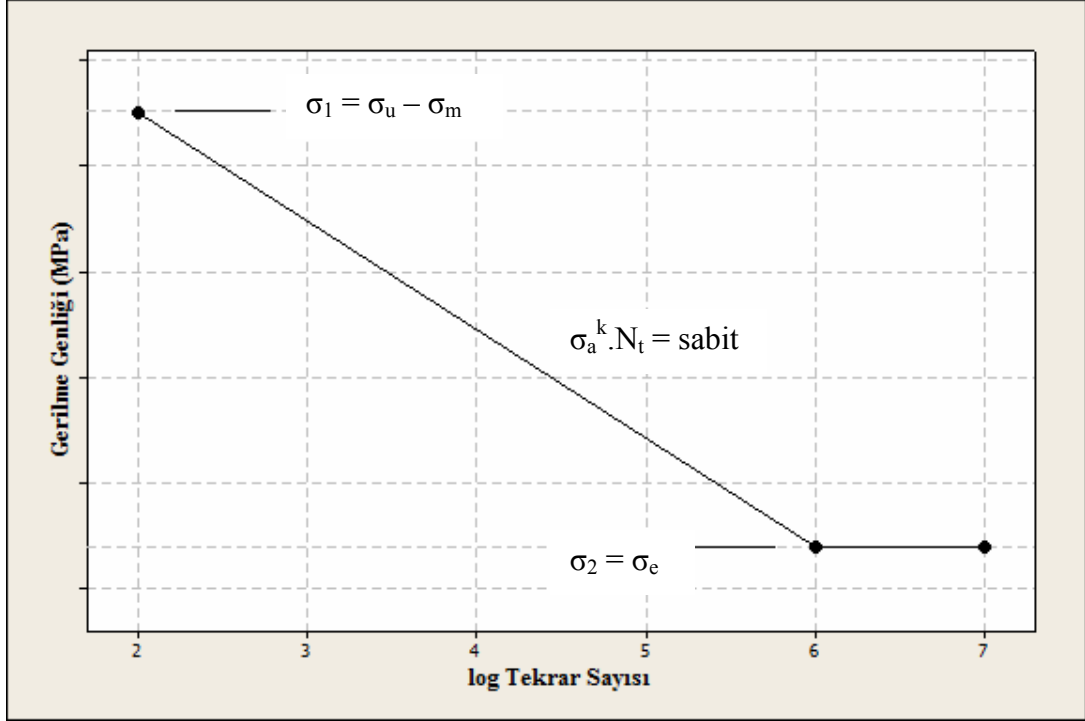
Şekil 6.15 Jant dönüş açısına göre hava deliği bölgesindeki gerilme değişimi

6.3 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 gerilme hava deliği 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 $\sigma_a^k \cdot N_t =$

sabit bağıntısıyla verilebilecek şekilde lineer olarak birleşeceği esas alınmıştır. Bu şekilde oluşturulan genel bir Wöhler diyagramı aşağıda verilmiştir.



Şekil 6.16 Genel Wöhler diyagramı

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

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\text{maks}} - \sigma_{\text{min}}}{2} \quad (6.1)$$

Disk imalatı sırasında, özellikle soğuk sıvama işlemindeki şekil verme ve bunun getirdiği pekleşme sonucunda, hava deliği çevresindeki kritik bölgenin çekme mukavemetinde önemli bir artış olması beklenir. Ancak bu bölgeden standartlara uygun bir çekme numunesi çıkarılamadığından, bu bölgenin sertlik değeri ve çekme mukavemeti arasında literatürde verilen ilişki kurularak, çekme mukavemetinin belirlenmesi amaçlanmıştır (Carvalho, Voorwald ve Lopes, 2001). Bu amaçla yapılan sertlik ölçümlerinde, ortalama değer 225 HV olarak bulunmuş ve buradan da

belirtilen bölge için malzeme çekme mukavemeti yaklaşık $\sigma_u = 720$ MPa olarak belirlenmiştir (Topaç, Ercan ve Kuralay, 2011).

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

$$\sigma_1 = \sigma_u - \sigma_m \quad (6.2)$$

olarak ifade edilmektedir. Burada σ_m ortalama gerilme değeri,

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\text{maks}} + \sigma_{\text{min}}}{2} \quad (6.3)$$

olarak verilmektedir. Sonlu eleman analizinden elde edilen sonuçlarda, kritik bölgede meydana gelen maksimum ve minimum gerilme değerleri, $\sigma_{\text{maks}} = 309$ MPa ve $\sigma_{\text{min}} = 27$ MPa olarak belirlendiğinden, ortalama gerilme değeri,

$$\sigma_m = 168 \text{ MPa}$$

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

$$\sigma_1 = 552 \text{ MPa}$$

olarak hesaplanmıştır.

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

$$\sigma_2 = \sigma_e \quad (6.4)$$

olarak verilmiştir. Burada σ_e , çelik malzemeler için “sürekli mukavemet sınırı”dır.

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),

$$\sigma'_e = 0,504 \cdot \sigma_u \quad (6.5)$$

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, hava deliği çevresindeki kritik bölge için sürekli mukavemet sınırını veren bağıntı aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$\sigma_e = \sigma'_e k_a k_b k_c k_d k_e \quad (6.6)$$

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 (Topaç, Ercan ve Kuralay, 2011). İlgili faktörler, aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Tablo 6.1 Hesaplama da kullanılan Marin faktörleri

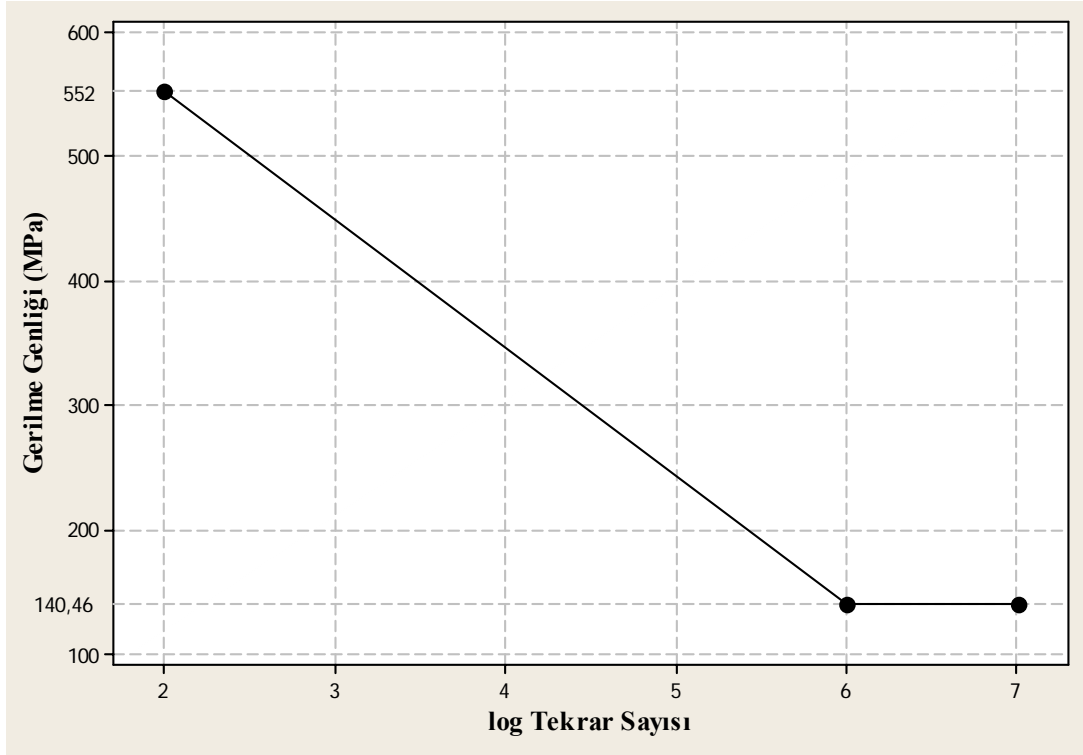
Parametre	Sembol	Durum	Değer
Çekme gerilmesi	σ_u	Soğuk şekil verilmiş çelik	720 MPa
Yüzey faktörü	k_a	$\sigma_u = 720 \text{ MPa}$, $R_a = 2,29 \text{ } \mu\text{m}$	0,85
Boyut faktörü	k_b	$d_e = 32,658 \text{ mm}$	0,848
Yük faktörü	k_c	Eğilme	1
Sıcaklık faktörü	k_d	Ortam sıcaklığı, $T < 250^\circ\text{C}$	1
Gerilme yığılmasına bağlı düzeltme faktörü	k_e	$k_f = 1,862$	0,537

Denklem 6.6 ve yukarıda belirtilen Marin faktörleri yardımıyla, sürekli mukavemet sınırı değeri,

$$\sigma_e = 140,46 \text{ MPa}$$

olarak hesaplanmıştır.

Yapılan hesaplamalara göre oluşturulan Wöhler diyagramı, aşağıdaki grafikte gösterilmiştir.



Şekil 6.17 Hesap yöntemi ile oluşturulan Wöhler diyagramı

6.4 Radyal Yorulma Testleri

22,5 x 7,50 ebadındaki çelik ticari araç jantının radyal yorulma testinde, hızlandırılmış test yük faktörü $k = 2,2$ için uygulanan test koşulları Tablo 6.2'de verilmiştir.

Tablo 6.2 Radyal yorulma testi koşulları

Taşıma Kapasitesi [N]	Test Yüğü [N]	Yük Faktörü
33.844,5	74.458	2,2
Lastik Ebadı	Lastik Test Basıncı [bar]	Lastik Statik Yarıçapı [m]
275 / 80 R 22,5	10	0,504
Test Hızı [km/h]	Lastik Devri [dev/dak]	Kamber Açısı [°]
45	237	0
Bijon Sıkma Torku [N.m]	Tambur Çapı [m]	İstenen Ömür [dev]
600	1,7	500.000

Jant konstrüksiyonu için, değişen test yükü ve yorulma ömrü ilişkisini incelemek amacıyla, 3 tanesi $k = 2,2$ yük faktörü ile olmak üzere, toplam 9 radyal yorulma testi gerçekleştirilmiştir. Testler esnasında, yaklaşık 20.000 – 30.000 devirde bir test makinası durdurularak, kritik bölgelerde yorulma hasarı incelemeleri yapılmıştır.

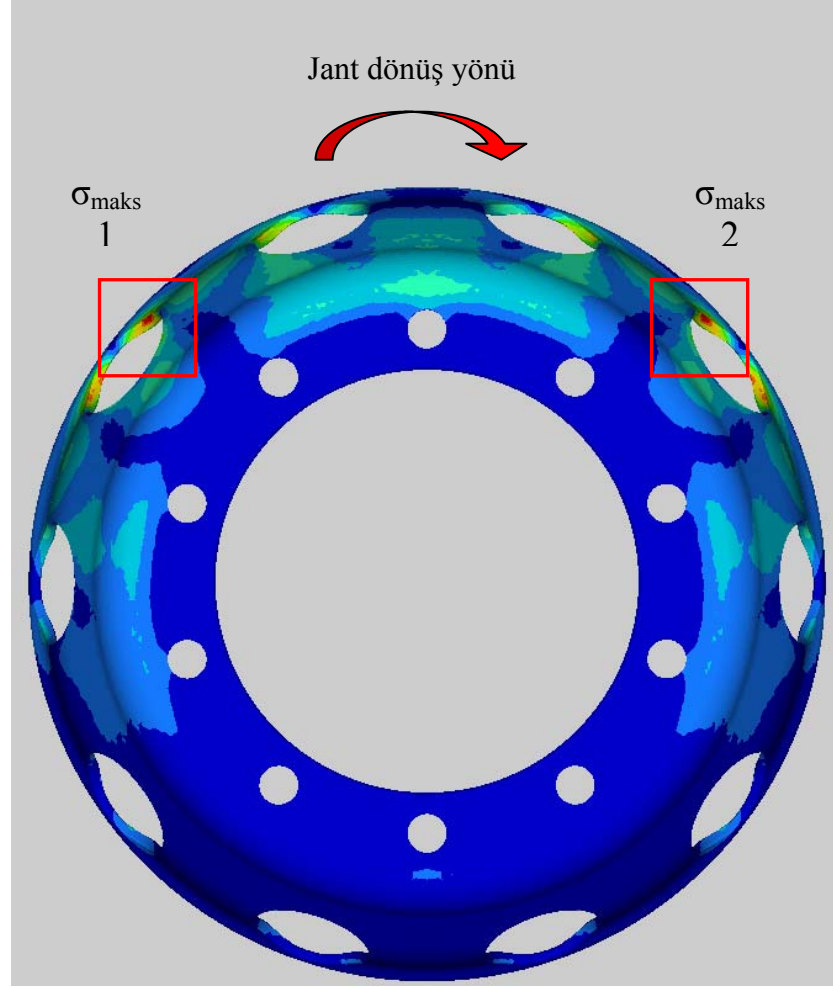
Farklı yük faktörlerinde uygulanan testlerden elde edilen sonuçlar, aşağıdaki tablo ve grafiklerde incelenmiştir.

Radyal yorulma testi uygulanan 9 prototip janta ait yük katsayıları, test yükleri ve hasarın meydana geldiği devir sayıları, aşağıdaki tabloda verilmiştir (Tablo 6.3). Yorulma testi uygulanan 9 prototipte de yorulma hasarı, hava deliği çevresinde gözlenmiştir.

Tablo 6.3 Değişen yük faktörlerine göre jant ömrü devir sayıları

Test No.	Yük Faktörü (k)	Test Yüğü [N]	Devir Sayısı (N _d)		
1	2,0	67.689	1.250.000	-	-
2	2,1	71.073	980.000	-	-
3, 4, 5	2,2	74.458	725.000	740.000	780.000
6	2,3	77.842	600.000	-	-
7	2,4	81.227	480.000	-	-
8	2,5	84.611	385.000	-	-
9	2,6	87.996	310.000	-	-

Burada dikkat edilmesi gereken önemli bir nokta; test makinasındaki jantın devir sayısı ile jant üzerinde oluşan maksimum gerilmenin tekrar sayısı arasındaki ilişkidir. Statik analiz sonuçlarında da görülebileceği üzere, jant test makinasında 1 tam devir yaptığında, maksimum gerilme jant konstrüksiyonu üzerine 2 kez etkimektedir. Bir başka deyişle; jant üzerindeki kritik bölge, 1 tam devir esnasında maksimum gerilme değerine 2 defa maruz kalmaktadır (Topaç, Ercan ve Kuralay, 2011).



Şekil 6.18 Devir sayısı ve maksimum gerilme tekrar sayısı arasındaki ilişki

Dolayısıyla, devir sayısı (N_d) ve tekrar sayısı (N_t) arasındaki ilişki, aşağıdaki bağıntı ile gösterilebilir.

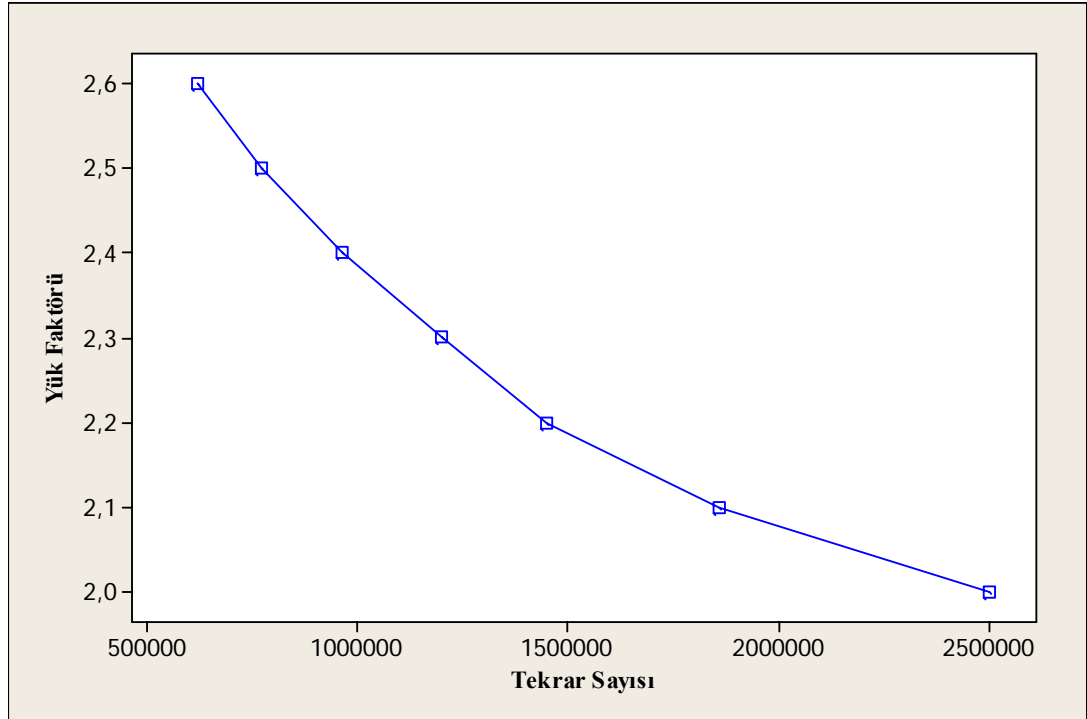
$$N_t = 2 \cdot N_d \quad (6.7)$$

Bu nedenle, yukarıda verilen “yük faktörü – devir sayısı” tablosu, aşağıdaki “yük faktörü – tekrar sayısı” tablosuna dönüştürülebilir.

Tablo 6.4 Değişen yük faktörlerine göre jant ömrü tekrar sayıları

Test No.	Yük Faktörü (k)	Test Yüğü [N]	Tekrar Sayısı (N_t)		
1	2,0	67.689	2.500.000	-	-
2	2,1	71.073	1.960.000	-	-
3, 4, 5	2,2	74.458	1.450.000	1.480.000	1.560.000
6	2,3	77.842	1.200.000	-	-
7	2,4	81.227	960.000	-	-
8	2,5	84.611	770.000	-	-
9	2,6	87.996	620.000	-	-

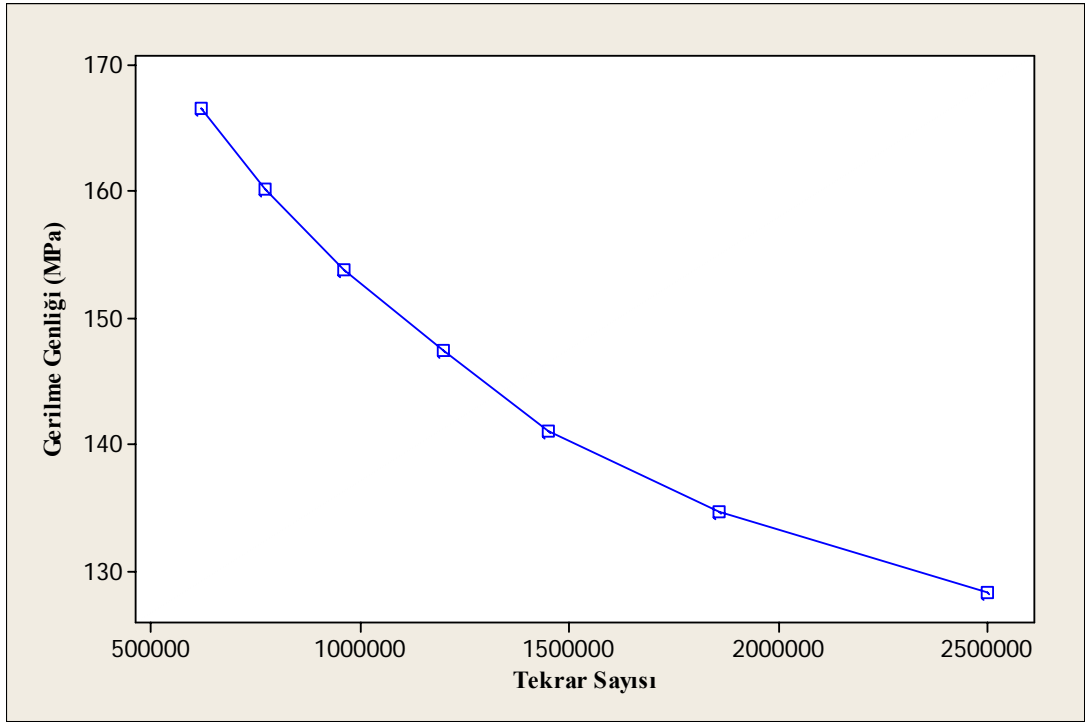
Yukarıdaki tabloda verilen radyal yorulma testi sonuçları, aşağıdaki grafiğe taşınmış ve “yük faktörü – tekrar sayısı” grafiği elde edilmiştir.



Şekil 6.19 Yük faktörü – tekrar sayısı grafiği

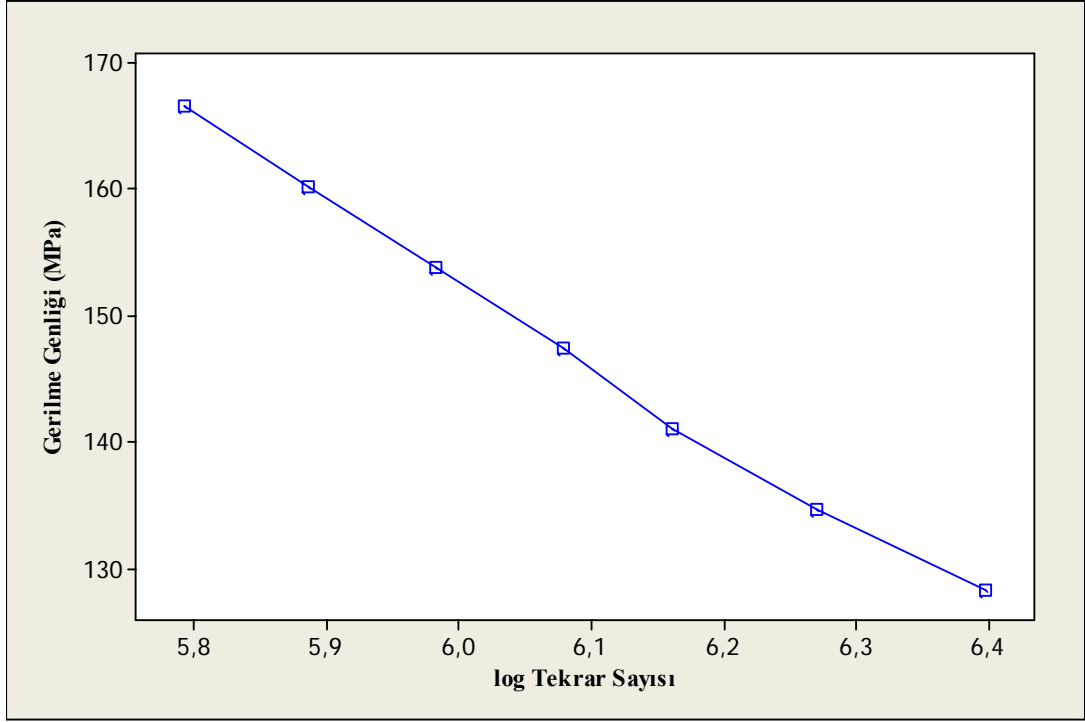
Jant yorulma testlerinin sonuçları değerlendirilirken, aynı yük faktöründe birden fazla testin gerçekleştirilmesi durumunda, en az tekrar sayısının ortaya çıktığı test göz önüne alınarak, jantın ömrü belirlenmektedir. Bu yüzden yukarıda, $k = 2,2$ yük faktörü değerinde $N_t = 1.450.000$ tekrar sayısı grafiğe taşınmıştır.

Bu kısımda, jant prototiplerinin deney numunesi olarak kullanıldığı “yaklaşık bir Wöhler diyagramı” oluşturulması amaçlanmıştır. Ancak grafiğin bir Wöhler diyagramı özelliği kazanabilmesi için, yük faktörü ekseninde gerilme genliği değerlerinin bulunması gerekmektedir. Bu amaçla; ilgili gerilme genliği değerleri, sonlu eleman analizi yazılımında gerçekleştirilen lineer statik analiz sonucunda tespit edilerek, “gerilme genliği - tekrar sayısı” grafiği oluşturulmuştur.



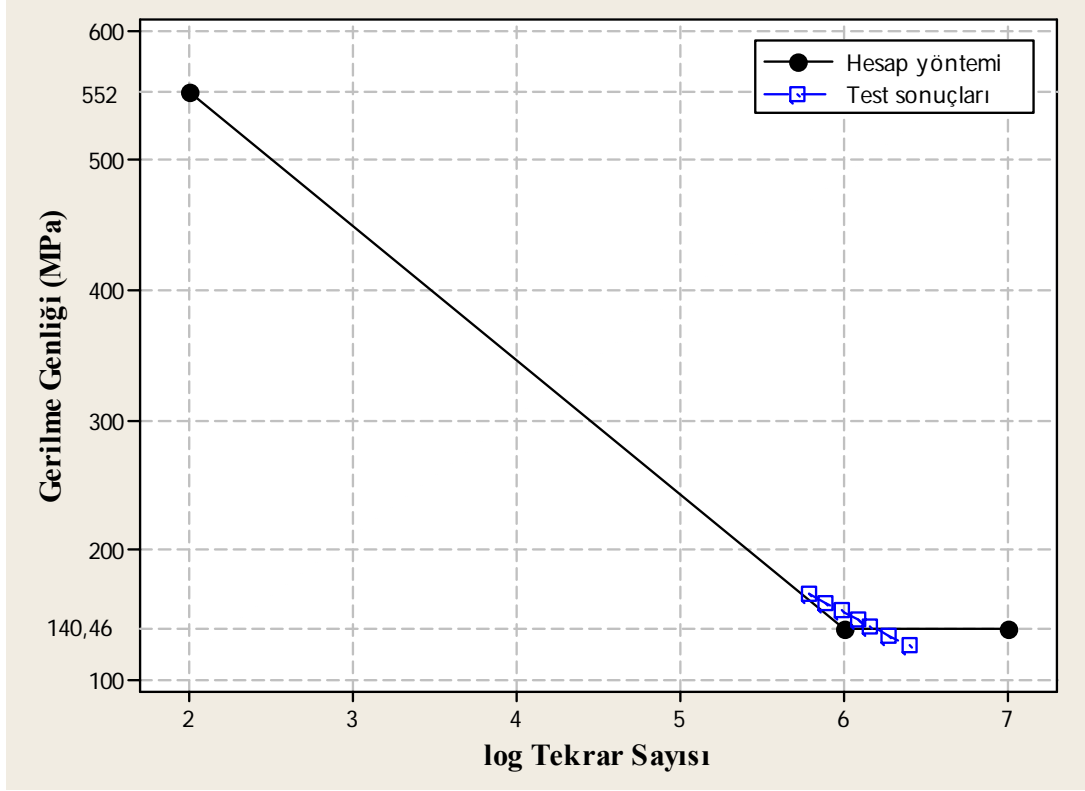
Şekil 6.20 Gerilme genliği – tekrar sayısı grafiği

Bu noktadan sonra ise, tekrar sayısı eksenini logaritmik skalaya taşıyarak, test sonuçlarından elde edilen Wöhler diyagramı oluşturulmuştur.



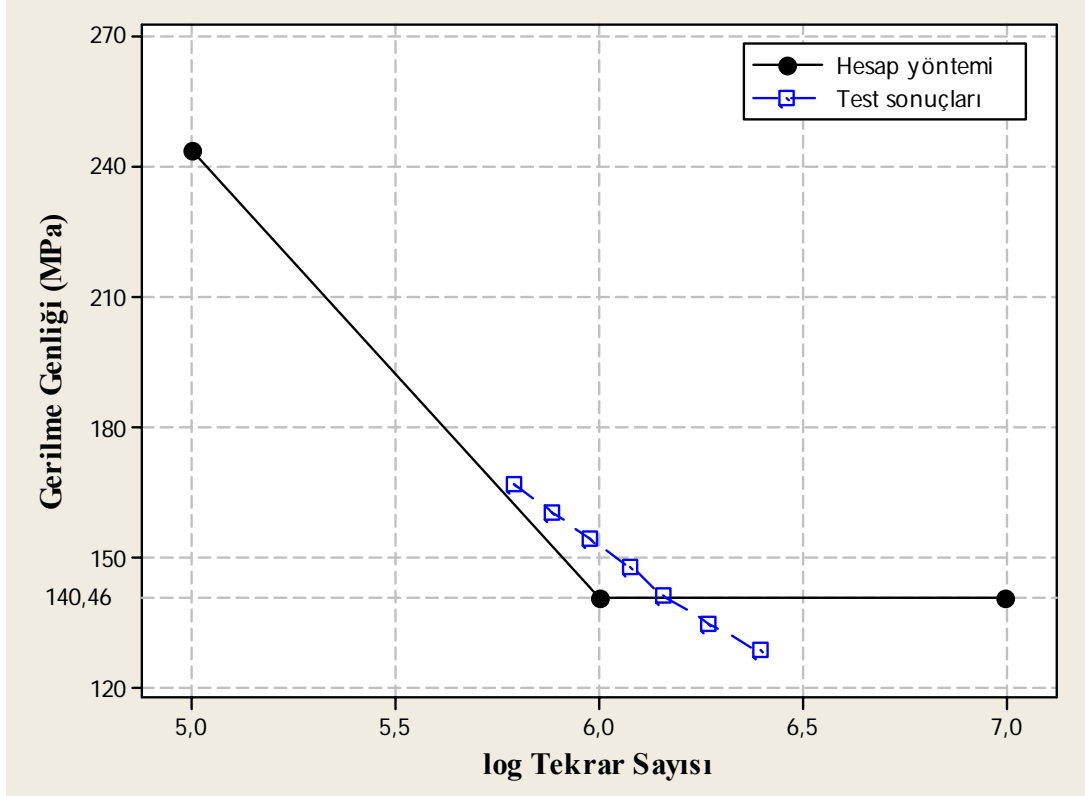
Şekil 6.21 Gerilme genliği – log tekrar sayısı grafiği

Önceki kısımda üzerinde durulan hesap yöntemi ile oluşturulan yaklaşık Wöhler diyagramı ile test sonuçlarından hareketle meydana getirilen Wöhler diyagramı birlikte değerlendirildiğinde, aşağıdaki gibi bir grafik ortaya çıkmaktadır.



Şekil 6.22 Hesap yöntemi ve test sonuçları kullanılarak oluşturulan Wöhler diyagramı

Çelik jant radyal yorulma testlerinde, genel olarak 50.000 devir sayısından önce herhangi bir hasar meydana gelmemektedir. Bu yüzden, yukarıdaki grafiğin $N_t = 10^5$ tekrar sayısını aşan bölümüne odaklanılması uygun olacaktır. Bu düşünceden hareketle, $\log N_t$ 'nin 5 ile 7 arasındaki değerleri için detay gösterim yapıldığında, aşağıdaki grafik oluşmaktadır.



Şekil 6.23 Hesap yöntemi ve test sonuçları kullanılarak oluşturulan Wöhler diyagramı detayı

6.5 Yorulma Analizi

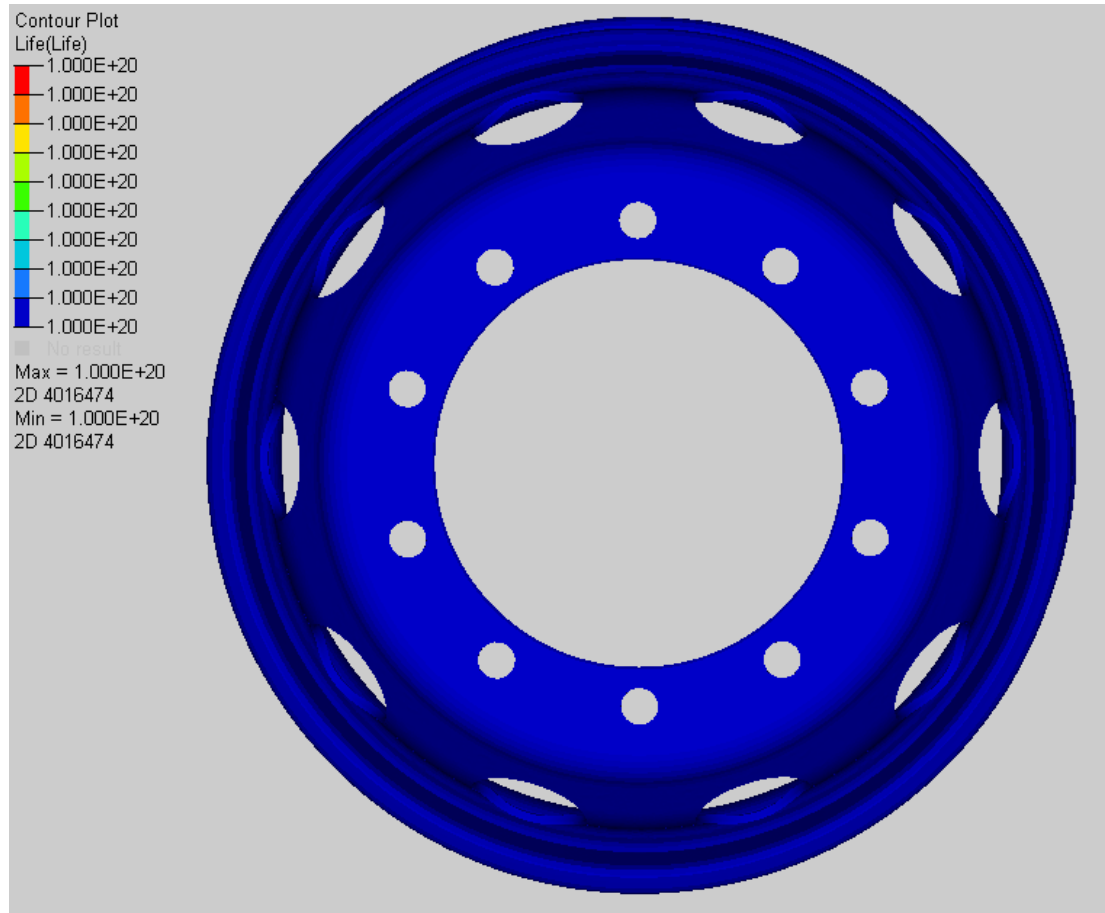
Yorulma ömrü hesaplamalarının bilgisayar destekli olarak gerçekleştirilmesinde, HyperWorks 10.0 yazılımı yorulma arayüzü kullanılmıştır. Sonlu eleman analizi yardımıyla hesaplanan eşdeğer von-Mises gerilmelerinden yola çıkarak gerçekleştirilen yorulma ömrü hesaplamalarında, sürekli mukavemet sınırı olarak, önceki kısımda verilen hesap yöntemi ile bulunan $\sigma_e = 140,46$ MPa değeri dikkate alınmıştır.

Kritik bölgeye göre değişken bir yükleme söz konusu olduğundan ($\sigma_m > 0$), düzeltilmiş Goodman ve Gerber yorulma ömrü yaklaşımlarının kullanılması uygundur. Bununla birlikte, disk malzemesinin oldukça sünek karakteristiği göz önüne alındığında,

$$\frac{n \cdot \sigma_a}{\sigma_e} + \left(\frac{n \cdot \sigma_m}{\sigma_u} \right)^2 = 1 \quad (6.8)$$

şeklinde ifade edilen Gerber yaklaşımının kullanılmasının daha uygun olacağı düşünülmüştür (Topaç, Ercan ve Kuralay, 2011). Yukarıdaki bağıntıda n, “güvenlik faktörü” olarak tanımlanmıştır.

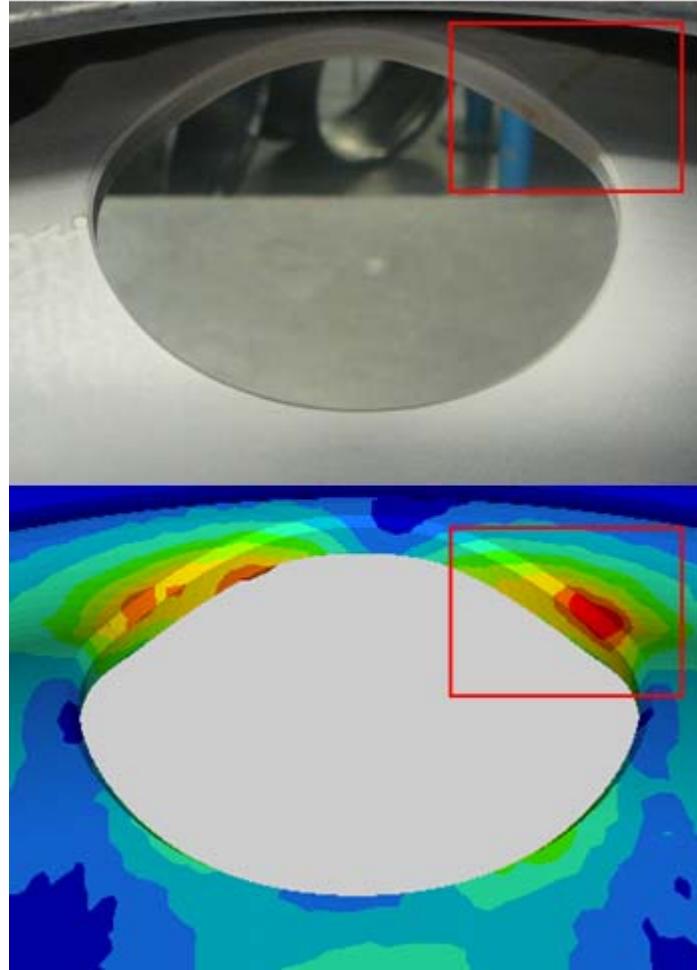
Hesaplama için gerekli olan bu bilgilerin yazılıma aktarılmasının ardından çözüme geçilmiştir. Çözüm sonucunda, jant konstrüksiyonundaki kritik bölgenin sonsuz ömür gösterdiği belirlenmiştir. Hesap yöntemi ile oluşturulan Wöhler diyagramında, grafiğin $\log N_t = 6$ değerinden sonra sabit kaldığı düşünüldüğünden ve ilgili sürekli mukavemet sınırı değeri yazılıma aktarıldığından, yazılım yardımıyla belirlenen yorulma ömrü, en alt limit olarak verilen $N_t = 10^6$ tekrar sayısı olarak kabul edilmiştir. Yorulma analizi sonucunu gösteren ekran görüntüsü aşağıda verilmiştir.



Şekil 6.24 Yorulma analizi sonucu

6.6 Değerlendirme

Gerçekleştirilen radyal yorulma testlerinde oluşan hasarın, yükleme dolayısıyla ortaya çıkan gerilme yığılması nedeniyle meydana geldiği belirlenmiştir. Sonlu eleman analizi yardımıyla tespit edilen kritik bölge ile test sonucu yorulma hasarına uğrayan bölge bire bir uyum göstermektedir.

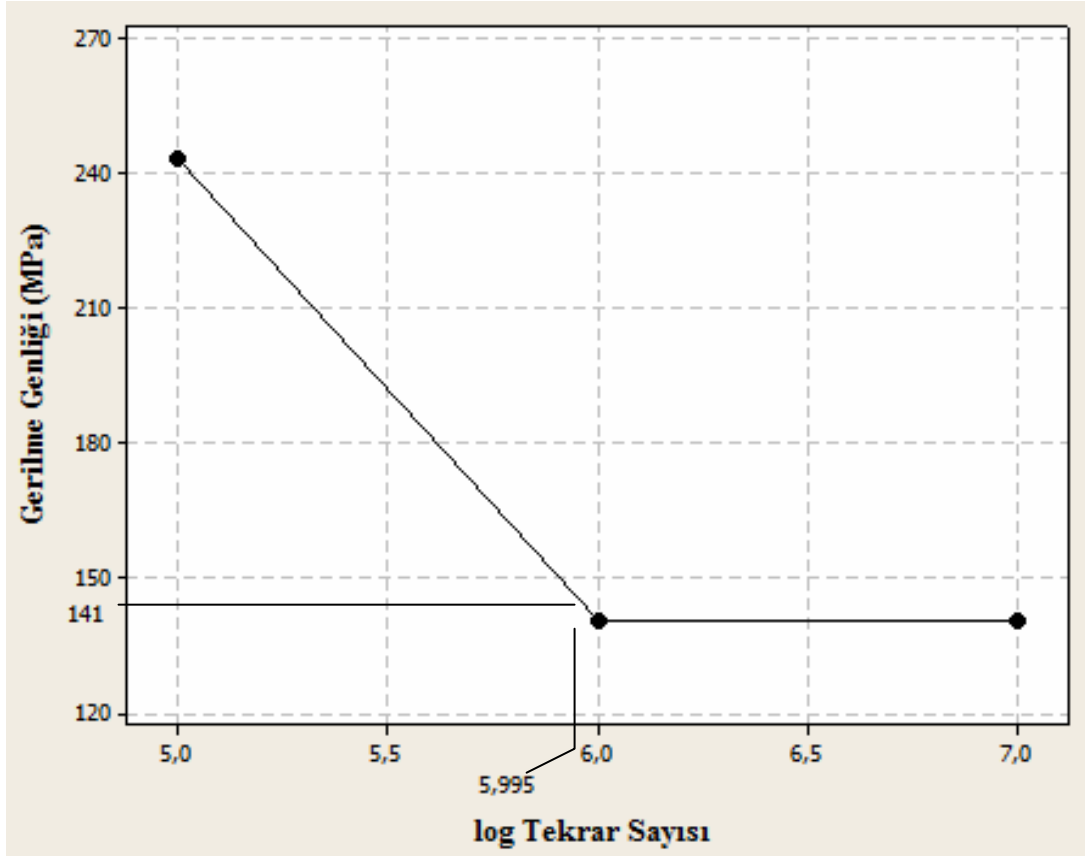


Şekil 6.25 Yorulma hasarı ve maksimum gerilme bölgesi karşılaştırması

Sonlu eleman analizi yardımıyla $k = 2,2$ yük faktöründe meydana gelen gerilme genliği değeri,

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\text{maks}} - \sigma_{\text{min}}}{2}$$

bağıntısından, $\sigma_a = 141$ MPa olarak hesaplanmıştır. Bu değer, hesap yöntemi ile oluşturulan Wöhler diyagramına taşındığında, aşağıdaki grafikte de görülebileceği gibi, $\log N_t = 5,995$ değeri bulunmaktadır (Şekil 6.26). Dolayısıyla, oluşturulan Wöhler diyagramı yoluyla belirlenen yorulma ömrü tekrar sayısı yaklaşık $N_t = 988.000$ olarak hesaplanmıştır.



Şekil 6.26 Yaklaşık yorulma ömrü hesabı

Radyal yorulma testleri esnasında, yaklaşık 20.000 – 30.000 devirde bir hasar kontrolleri yapılmaktadır. Bu yüzden, yorulma hasarının, test sonuçlarında verilen 725.000 devirden bir süre önce başladığı kabul edilmiştir. Dolayısıyla, yorulma hasarının yaklaşık 700.000 devirde, başka bir deyişle 1.400.000 tekrar sayısında ortaya çıktığı öngörülmektedir.

Önceki kısımda gerçekleştirilen çözüm sonucunda görüldüğü gibi, sonlu eleman analizi yazılımı yardımıyla hesaplanan yorulma ömrü $N_t = 10^6$ tekrar sayısıdır. Radyal yorulma testinde hasar başlangıcının 1.400.000 tekrar sayısında gerçekleştiği

öngörüsünden hareketle, çelik ticari araç jantı yorulma ömrünün yaklaşık % 71,4 oranında önceden belirlenebildiği söylenebilir.

Burada üzerinde durulması gereken bir başka nokta da, Wöhler diyagramında, hesap yöntemi ile çizilen eğrinin, test sonuçları yardımıyla oluşturulan eğrinin solunda yer almasıdır. Bir başka deyişle, testlerde elde edilen yorulma ömrü, teorik olarak hesaplanan tekrar sayısından daha fazla olmaktadır. Bu da, özellikle yeni ürün tasarımı çalışmalarında, belli bir güvenlik payı ile hesaplama yapılmasına imkân vermektedir.

BÖLÜM YEDİ

SONUÇ

Bu çalışmada; ilk olarak, bir çelik ticari araç jantının imalat yöntemi, genel malzeme ve konstrüksiyon özellikleri incelenmiştir. Bunun ardından, çelik ticari araç jantlarının yorulma ömürlerinin belirlenmesinde kullanılan uluslar arası standartlar ve bu standartların tarif ettiği test yöntemleri üzerinde durulmuştur. Buna ek olarak, genel yorulma teorisi ve yorulma hasarı konularına değinilerek, çelik jantlarda meydana gelen çeşitli yorulma hasarlarına ilişkin örnekler sunulmuştur.

İkinci aşamada, araç jantının seyir esnasında maruz kaldığı dinamik radyal yükler altındaki yorulma ömrünün belirlenmesi amacıyla uygulanan radyal yorulma testinin, bir sonlu eleman analizi yazılımı olan HyperWorks 10.0 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 gerilmenin ortaya çıktığı bölgenin yorulma ömrünü belirlemek amacıyla, statik analizle hesaplanan gerilme değerleri ve Marin faktörleri yardımıyla, yaklaşık bir Wöhler diyagramı elde edilmiştir. Bunun ardından, incelenen janta ait 7 farklı yük faktörü kullanılarak, toplam 9 adet radyal yorulma testi gerçekleştirilmiş ve jant prototiplerinin deney numunesi olarak kullanıldığı bir Wöhler diyagramı oluşturulmuştur.

Yapılan testler sonucunda, statik analiz yardımıyla tespit edilen kritik bölge ile prototip hasar bölgelerinin bire bir örtüştüğü gözlenmiştir.

Son aşamada ise; hesap yöntemi ile elde edilen diyagramdaki belirleyici değerlerin HyperWorks 10.0 yazılımının yorulma modülüne aktarılmasının ardından, ilgili jantın yorulma analizi gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde, hesap yöntemi ile oluşturulan diyagramdan ve bilgisayar destekli analizden elde edilen

yorulma ömrü değerlerinin, gerçek test sonuçlarına oldukça yakın olduğu görülmüştür.

Yapılacak benzer çalışmalarla, yeni jant tasarımı veya mevcut ürünlerin iyileştirilmesi esnasında, jant konstrüksiyonu üzerindeki yorulma hasarı bölgesinin ve yorulma ömrünün önceden belirlenmesi mümkündür.

KAYNAKLAR

- 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.
- Fischer, G. & Grubisic, V. (1998). Design criteria and durability approval of wheel hubs. *Society of Automotive Engineers [SAE] Technical Paper Series*, 982840.

- Grubisic, V. & Fischer, G. (1983). Automotive wheels, method and procedure for optimal design and testing. *Society of Automotive Engineers [SAE] Technical Paper Series, 830135*.
- Grubisic, V. & Fischer, G. (1984). Procedure for optimal lightweight design and durability testing of wheels. *International Journal of Vehicle Design, 5*, 659-671.
- Hoepke, E. & Breuer, S. (2008). *Nutzfahrzeugtechnik, 5. vollständig überarbeitete Auflage*. Wiesbaden: Vieweg + Teubner GWV Fachverlage GmbH.
- Jazar, R. N. (2008). *Vehicle dynamics: Theory and application*. New York: Springer Science + Business Media, LLC.
- Pilkey, W. D. & Pilkey D. F. (2008). *Peterson's stress concentration factors* (3rd ed.). New York: John Wiley & Sons, Inc.
- Reimpell, J. & Sponagel, P. (1988). *Fahrwerktechnik: Reifen und Räder*. Würzburg: Vogel Buchverlag.
- Schey, J. A. (2000). *Introduction to manufacturing processes*. New York: McGraw-Hill Companies, Inc.
- Schijve, J. (2001). *Fatigue of structures and materials*. Dordrecht: Kluwer Academic Publishers.
- Shigley, J. E. & Mischke, C. (1989). *Mechanical engineering design*. New York: McGraw-Hill, Inc.
- Society of Automotive Engineers [SAE] (2007). *Wheels / Rims – Trucks – Performance requirements and test procedures, J267*.

Stephens, R. I., Fatemi, A., Stephens, R. R. & Fuchs, H. O. (2002). *Metal fatigue in engineering* (2nd ed.). New York: John Wiley & Sons, Inc.

Topaç, M. M. (2003). *Karbonlu çeliklerde derin çekmeye etki eden faktörlerin incelenmesi*. Yüksek Lisans Tezi. İzmir: Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.

Topaç, M. M., Günal, H. & Kuralay, N. S. (2009). Fatigue failure prediction of a rear axle housing prototype by using finite element analysis. *Engineering Failure Analysis*, (16), 1474-1482.

Topaç, M. M., Ercan, S. & Kuralay, N. S. (2011). Fatigue life prediction of a heavy vehicle steel wheel under radial loads by using finite element analysis. *Engineering Failure Analysis*, doi: 10.1016/j.engfailanal.2011.10.007 (Baskıda).