



ULUSLARARASI 3B YAZICI TEKNOLOJİLERİ
VE DİJİTAL ENDÜSTRİ DERGİSİ

INTERNATIONAL JOURNAL OF 3D PRINTING
TECHNOLOGIES AND DIGITAL INDUSTRY

ISSN:2602-3350 (Online)

URL: <https://dergipark.org.tr/ij3dptdi>

TİCARİ ARAÇ TEKERLEK JANTININ SONLU ELEMENLAR YÖNTEMİYLE ANALİZİ VE TEST EDİLMESİ

MODELING WITH FINITE ELEMENT ANALYSIS AND TESTING OF COMMERCIAL VEHICLE WHEELS

Yazarlar (Authors): Çağrı Ünal^{ID}, İsmail Böğrekçi^{ID}, Pınar Demircioğlu^{ID}

Bu makaleye şu şekilde atıfta bulunabilirsiniz (To cite to this article): Ünal Ç., Böğrekçi İ., Demircioğlu P. “ Modeling With Finite Element Analysis And Testing Of Commercial Vehicle Wheels” *Int. J. of 3D Printing Tech. Dig. Ind.*, 4(2): 86-96, (2020).

DOI:10.4651/ij3dptdi.704994

Araştırma Makale/ Research Article

Erişim Linki: (To link to this article): <https://dergipark.org.tr/en/pub/ij3dptdi/archive>

TİCARİ ARAÇ TEKERLEK JANTININ SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİYLE ANALİZİ VE TEST EDİLMESİ

Çağrı Ünal^a , İsmail Böğrekci^b , Pınar Demircioğlu^{b*} 

^aJantsa Jant Sanayi ve Tic. A.Ş., Tasarım Merkezi, Aydın, TÜRKİYE

^bAydın Adnan Menderes Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Aydın, TÜRKİYE

*Sorumlu Yazar: pinar.demircioglu@adu.edu.tr

(Geliş/Received: 17.03.2020; Düzeltme/Revised: 19.05.2020; Kabul/Accepted: 08.07.2020)

ÖZ

Jantlar, araçlarda lastiğin takıldığı, dönen, yük taşıyan, araç üzerinde mal ve can güvenliğini direkt olarak etkileyen ve bu sebepten dolayı yasal yükümlülükleri olan emniyet parçasıdır. Emniyet parçası olması nedeniyle jantların, uluslararası standartlar göz önünde bulundurularak üretimleri gerçekleştirilir ve belgelendirilirler. Tasarımı tamamlanan jantların araç kullanımına sunulması için, jant yorulma test standartlarında belirtilen değerleri karşılamak zorundadırlar. Jant radyal yorulma testi, dinamik test yükleri altında belirli devirlerden sonra çatlak arızalarının araştırıldığı bir testtir. Jant testleri bitmiş ürüne yapıldığı için, test sonuçlarına bağlı olarak jantın tasarımında yapılan değişiklikler, üretim sürecinin tekrar yapılmasını gerektirir. Bu tekrarlı süreç maliyeti ve tasarlanan jantın piyasaya sürülme süresini artırır. Testin sayısal modellenmesi, tasarımı yapılan jant üzerinde hızlı çözümler üretir. Böylece istenilen test şartlarını sağlayan jant tasarlanabilecektir. Bu da sayısal modelin, gerçek modeli yansıması ile mümkün olmaktadır. Bu çalışmada, ticari araç çelik jantlarındaki gerilme ve yer değiştirmenin analizi ile farklı yükleme şartlarında jant üzerinde oluşan gerilimin incelenmesi ve gerçek modeli yansıtan sınır şartlarının belirlenmesi amaçlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Çelik Jant, Sonlu Elemanlar Analizi, Radyal Kuvvetler, Gerinimölçer.

MODELING WITH FINITE ELEMENT ANALYSIS AND TESTING OF COMMERCIAL VEHICLE WHEELS

ABSTRACT

Wheels are safety parts in which vehicles are fitted, rotating, carrying loads, directly affecting the safety of property and life on the vehicle and therefore have legal obligations. Because of being a safety part, the rim is produced and certified according to international standards. In order to offer the wheels whose designs are completed, they must meet the values specified in the tire fatigue test standards. The rim radial fatigue test is one of the fatigue tests in which crack failures are investigated after certain cycles under dynamic test loads. Since rim tests are carried out on the finished product, changes in the design of the rim depending on the test results require the production process to be redone. This repetitive process increases cost and time to the market for the designed wheel. Numerical modeling of the test produces fast solutions on the designed rim. Thus, it will allow the design of the rim that provides the desired test conditions. This is made possible by the numerical model reflecting the real model. In this study, it was aimed to analyze the stress and displacement of the steel wheels of commercial vehicles and to determine the stress on the rim under different loading conditions and to determine the boundary conditions reflecting the real model.

Keywords: Steel Wheel.Finite Element Analysis (FEA).Radial Loads. Straingauge.

1. GİRİŞ

Jantlar imalat yöntemine göre alüminyum alaşımlı veya çelik sacın soğuk şekillendirmesiyle üretilmektedir. Alüminyum alaşımlı jantlar genel olarak otomobil jantlarında ve güvenlik sebebiyle yakıt tankerlerinde kullanılmaktadır. Otomobillerde tercih edilmelerinin sebebi sık bir dizayna sahip olarak üretilmesidir. Çelik malzemenin soğuk şekillendirilmesiyle üretilen jantlar yüksek dayanıma

kalın cidar olması disk kısmındaki çeşitli boşlukların olması ve kesit değişikliklerinin ani olması nedeniyle üç boyutlu ve katı elemanlar ile sonlu elemanlar modelinin oluşturulması gerektiğini önermişlerdir [2]. Carvalho ve arkadaşları 2001 yılında yayınladıkları çalışmada çelik jantların yorulma ömrünü tahmin etmek için yöntem önerdiler. İşlem görmüş jant diskinin malzemesini Vickers ve Brinell sertlik testleri ölçümü ile çekme mukavemetini ölçtüler [3]. Finzi ve arkadaşları 2003 yılında yapmış oldukları çalışmada çelik jantların malzemesinin yorulma davranışını ve çatlak ilerlemesini konu alan ve servis öncesi arızaların gerçekleştiği havalandırma deliğinin delik delme prosedürü bağlı kusurların kabul edilebilirliği üzerine çalışma yapmışlardır [4]. 2004 yılında Fırat ve Kocabıyık yayınladıkları çalışmalarında lokal Strain – Life yaklaşımına dayanan ömür tahmini metodolojisi önerdiler [5]. 2006 yılında Stearns ve arkadaşları lastik basıncı ve radyal yük altındaki jantın gerilme ve yer değiştirme dağılımlarını analiz etmek için sonlu elemanlar tekniği üzerine çalışma yapmışlardır [6]. Topaç ve arkadaşları 2012 yılında ticari taşıt jantlarının havalandırma deliği üzerinde oluşan yorulma hasar kaynağının dinamik radyal testlerde incelemişlerdir [7]. 2016 yılında Wan ve arkadaşları ticari araç jantının yorulma ömrünü değerlendirmek için biaxial jant testinin simülasyonunda yeni bir yöntem önermişlerdir [8]. Sonlu elemanlar metodundaki temel düşünce, karmaşık bir probleme, problemi basite indirgeyerek bir çözüm bulmaktır. Esas problemin daha basit bir probleme indirgenmiş olması nedeni ile kesin sonuç yerine yaklaşık bir sonuç elde edilmekte, ancak bu sonucun çözüm için daha fazla çaba harcayarak iyileştirilmesi ve kesin sonuca çok yaklaşılması, hatta kesin sonuca ulaşılması mümkün olmaktadır [9]. Son yıllarda teknolojinin ilerlemesi ile ileri modelleme ve analiz yöntemleri mevcut olmasına rağmen, kabul edilebilir seviyede hassasiyete sahip teorik modelinin oluşturulması, büyük zorluklar içermektedir. Ayrıca, teorik modelin gerçek yapıyı temsil edip etmediğini tespit etmek için teorik modelin doğrulanması gerekmektedir. Literatürde jantlarla ilgili statik ve dinamik analiz çalışmaları gerçekleştirilmiştir [10-12]. Sayısal modelin analizinde uygulanan radyal doğrultudaki yük 45 derecelik alanı kapsayacak şekilde uygulanmıştır. Bununla birlikte lastik basıncında dolaylı oluşan yanıl yüklerin etkisi küçük olduğu için hesaba katılmamıştır. Bu durum düşük taşıma kapasitesine sahip otomobil jantları için geçerli olsa da, ticari araç, iş makinası gibi ve benzeri yüksek taşıma kapasitesine sahip araç jantlarında hesaba katılması gerekmektedir. Bu çalışmada farklı yük sınır koşullarında elde edilen sayısal analiz sonuçları, jant üzerinden ölçülerek elde edilen deneysel sonuçlar ile kıyaslanarak, gerçek yapıyı temsil eden en yakın sınır şartları çıkartılması hedeflenmiştir.

2. MATERYAL VE METOT

2.1. Materyal

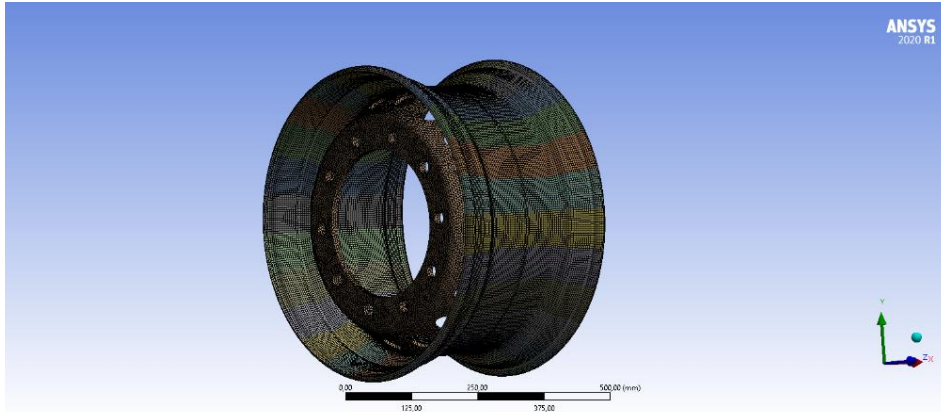
Jant çelik malzemeden yapıldığı için Elastikiyet modülü 200000 MPa ve poisson oranı 0,3 alınmıştır. Çalışmada örnek alınan jant ticari araç jantları sınıfına ait 22.5x11.75 ebadındaki treyler jantıdır. Jantın profilinin gösterildiği 3B Cad modeli Solidworks programı kullanılarak, oluşturulmuştur. Şekil 2’de 3B modeli hazırlanan jant, Ansys Workbench ortamına aktarılmıştır.



Şekil 2. 22,5x11,75 Jantının 3B Modeli.

Sonlu elemanlar metodunda, çözüm bölgesi çok sayıda basit, küçük, birbirine bağlı, sonlu eleman adı verilen alt bölgelere ayrılmaktadır. Sistemi elemanlara ayırarak, ağ yapısı oluşturma işlemine, ağ yapısı örme (mesh) işlemi denmektedir. Yapılan çalışma aslında; sistemin fiziksel modelinden, matematiksel modele geçiştir. Elemanlar birbirlerine düğüm noktası (node) adı verilen özel noktalardan bağlanılmışlardır. Düğüm noktaları, genellikle, elemanların birbirine bağlandıkları yerler olan eleman

sınırlarında bulunmaktadır. Ansys Workbench ortamında ağ yapısı oluşturulan model Şekil 3’de gösterilmektedir ve Çizelge 1’de oluşturulan modelde kullanılan elemanlar ve sayıları verilmiştir.



Şekil 3. Jantın Ağ Yapısı.

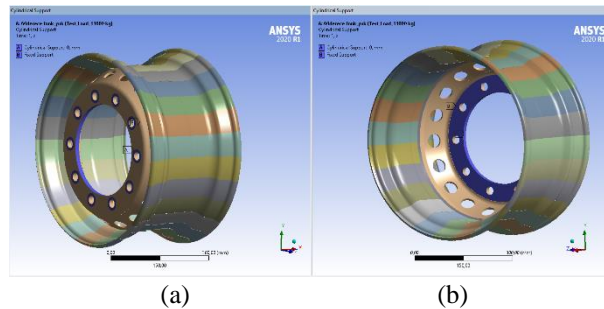
Çizelge 1. Jantın Eleman ve Node Sayıları.

	Eleman Tipi	Eleman Boyutu	Eleman Sayısı	Nokta Sayısı
Kasnak	Quadrilateral	4 mm	86478	466896
Disk	Tetrahedral	5 mm	128513	210718
Kaynak	Quadrilateral	3 mm	2520	14112
Jant Toplam			217511	691806

Jantın ağ yapısını oluşturduktan sonra, sınır şartlarının belirlenmesi ve modele uygulanması gerekmektedir. Çalışmada geçen jant EUWA ES3.11 “Test Requirements for Truck Steel Wheels” standardına [9] göre test edildiği için, jantın üzerine gelen yükler bu standarttaki hesaplama yöntemi ile hesaplanmıştır. Çalışmada geçen jantın taşıma kapasitesi 5 ton’dur. Jantın taşıma kapasitesinden yola çıkarak üzerine uygulanacak test yükünü EUWA ES 3.11 göre hesap edilir.

$$F_r = F_v \times k \quad (1)$$

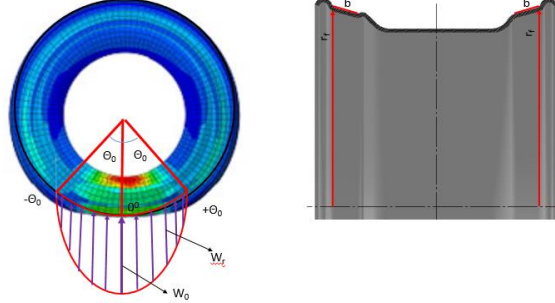
Burada, F_r test yükünü (radial load), F_v jant üzerindeki taşıma kapasitesi (vertical load) ve k ise test hızlandırma faktörüdür. Eş.(1)’e göre test yükü hesaplanır, 107910 N’luk bir yük jantın üzerine gelmektedir. Teorik olarak 45° ve test şartlarında ölçümlenerek hesaplanan 60° ’lik bir açığı kapsayacak şekilde lastik ayal izine sahiptir. Uygulanan yük lastik topuğundan jant topuk yatağına aktarılarak janta etkimektedir. Çalışmada örnek alınan jant, test sistemine test kampanasından bijonlar vasıtasıyla sabitlendiği için jant üzerinde somunların temas ettiği yüzeylerde hareket kısıtlanmıştır yani 6 serbestlik derecesinde x, y, z doğrultularında sabitlenmiştir. Jant, poyradan merkezlendiği için poyranın temas ettiği bölgede sadece x ekseninde dönmesine izin verilmiş diğer serbestlik dereceleri kısıtlanmıştır. Şekil 4’te jantın kampanaya bağlantısının sağlandığı bijon ve poyra bağlantı noktalarındaki kısıtlamalar gösterilmiştir.



Şekil 4. Bijon (a) ve Poyra Bölgesindeki (b) Sınır Şartları.

2.2. Metot

Bilgisayar destekli analiznin geliştirilmesi için sonlu elemanlar yöntemi kullanılmıştır. Lastikten janta aktarılan düşey doğrultudaki yük, kosinüsün fonksiyonu şeklinde bir dağılım göstermektedir. Lastiğe yerden etkileyen düşey kuvvet ve jant üzerinde bu kuvvetin etkideği lastik oturma yüzey genişliği aşağıdaki Şekil 5'te şematik olarak gösterilmektedir.



Şekil 5. Lastiğe Etkiyen Düşey Kuvvetin Şematik Gösterimi.

Jantın lastik oturma yüzeyinden düşey doğrultuda gelen yük aşağıdaki Eş.(2) ile formüle edilmektedir [5]

$$W_r = W_0 \times \cos\left(\frac{\pi}{2} \times \frac{\theta}{\theta_0}\right) \quad (2)$$

Jant üzerine gelen toplam radyal yükün dağılımı Eş.(3) ile ifade edilir.

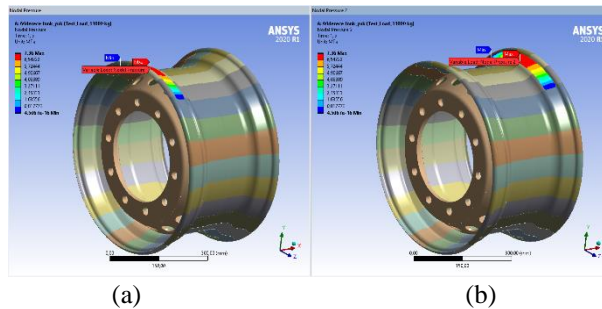
$$F_r = 2b \int_{-\theta_0}^{\theta_0} W_r \cdot r_f d\theta \quad (3)$$

Eş.(3)'ün çözümü yapılır ise Eş.(4) elde edilir.

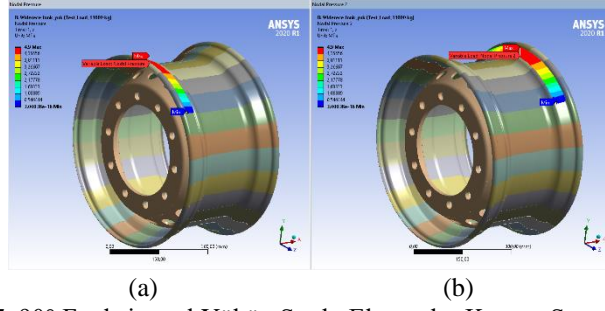
$$F_r = 8 \times b \times r_f \times \theta_0 \times \frac{W_0}{\pi} \quad (4)$$

Lastik topuğunun oturduğu yüzey genişliği b için 38,5 mm ve r_f değeri için jant anma yarıçap değeri 285,75 mm alınmıştır Ölçüm sonuçlarından elde edilen 60°'lik alan için W_0 değeri Eş. (4)'den 7,36 MPa elde edilir. Yine aynı değerler kullanılarak 90°'lik alan için W_0 değeri Eş.(4) yardımı ile 4,9 MPa ve 120°'lik alan için W_0 değeri 3,68 MPa elde edilir. Jant üzerine gelen radyal doğrultudaki yükler lastik topuğunun janta oturduğu 60°'lik, 90°'lik, ve 120°'lik, alanlara Eş.(2)'deki kosinüsün fonksiyonu şeklinde uygulanır. Şekil 6'da, Şekil 7'de ve Şekil 8'de sıra ile 60°'ye, 90°'ye ve 120°'ye, uygulanan fonksiyonel yükün uygulanması gösterilmektedir.

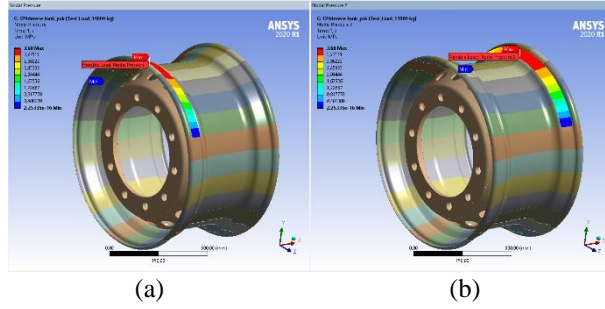
Jantın, lastiğin içinde kalan kısmına lastik şişirme basıncından dolayı 980 kPa bir basınç etkimektedir. Lastiğin yan yüzeylerine etkileyen basınçtan dolayı, jantın kulak bölgesine yanal bir kuvvet gelecektir. Bu kuvvetin şematik gösterimi Şekil 9.a ve Şekil 9.b'de gösterilmektedir.



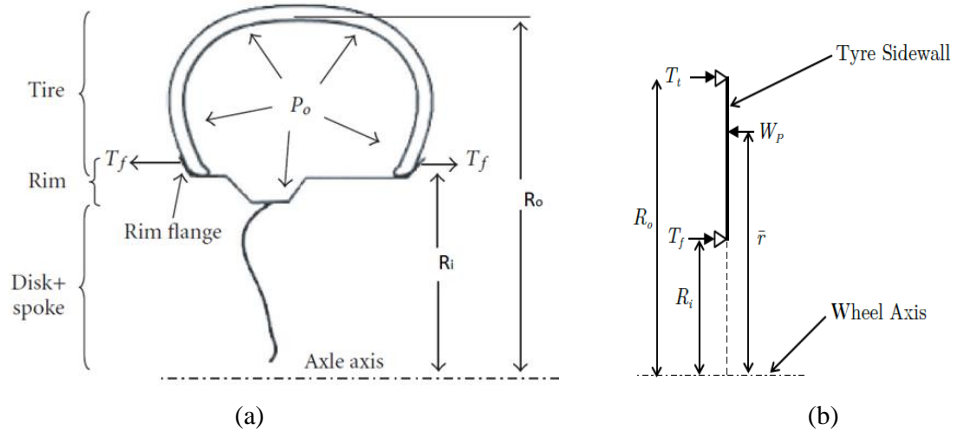
Şekil 6. 60° Fonksiyonel Yükün Sonlu Elemanlar Kuvvet Sınır Şartları.



Şekil 7. 90° Fonksiyonel Yükün Sonlu Elemanlar Kuvvet Sınır Şartları.



Şekil 8. 120° Fonksiyonel Yükün Sonlu Elemanlar Kuvvet Sınır Şartları.



Şekil 9. Lastik Basıncının Oluşturduğu Yanal Kuvvet (a) ve Yanal Kuvvetin Etkiği Bölge (b).

Lastik yan yüzeyine etkiyen toplam yanal kuvvet Eş.(5)'de formüle edilmektedir.

$$W_p = \pi(R_0^2 - R_i^2)P_0 \quad (5)$$

Jant kulağına gelen T_f yanal kuvvet Eş.(6) ile verilmektedir.

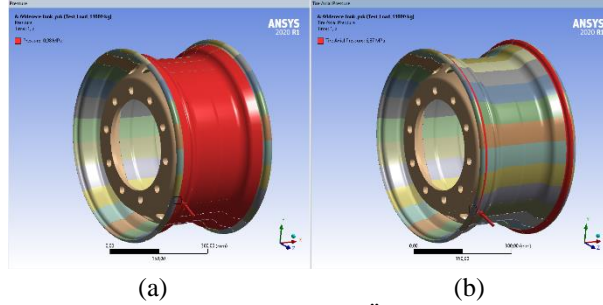
$$T_f = \frac{W_p(R_0 - \bar{r})}{R_0 - R_i} \quad (6)$$

Toplam yanal kuvvet lastik yan yüzeyinin kütle merkezinden etkiyecektir. Kütle merkezinin eksene uzaklığı Eş.(7) ile verilmiştir. Bu denklemin çözümünden Eş.(8) elde edilir.

$$\bar{r} = \frac{\sum A_r}{\sum A} = \frac{\int_{R_i}^{R_0} 2\pi r \times r \, dr}{\pi(R_0^2 - R_i^2)} \quad (7)$$

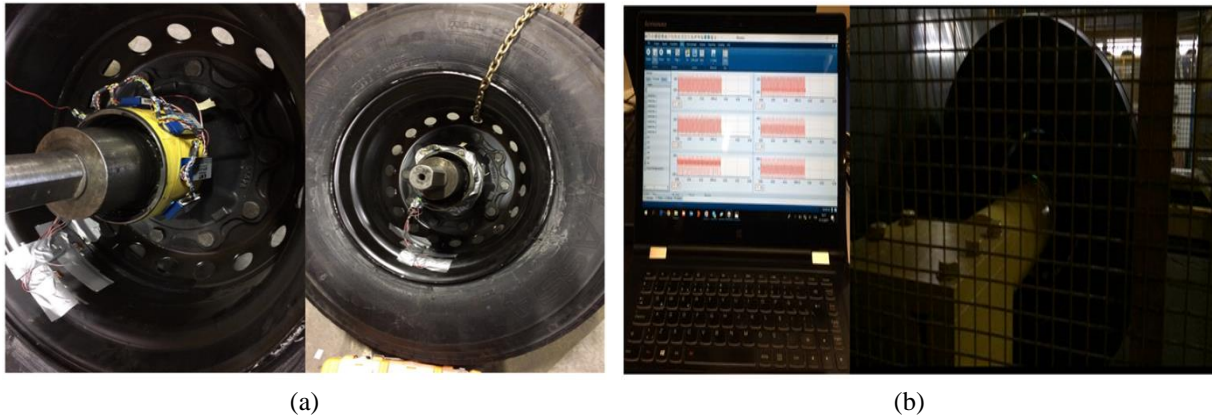
$$\bar{r} = \frac{2(R_0^3 - R_i^3)}{2(R_0^2 - R_i^2)} \quad (8)$$

Kullanılan 385/65R22.5 lastiğin çapı 1072 mm değerinden R_o 536 mm'dir. Jantın anma çapı 571.5 mm değerinden R_i 285.75 mm'dir. P_o 980 kPa lastik şişirme basınç değerine göre T_f değeri 284 kN çıkmaktadır. Bu kuvvet jant kulağı üzerinde $0,04 \text{ m}^2$ bir alana etkilemektedir. Bu alanda oluşturduğu basınç değeri 6,87 MPa'dır. Şekil 10'da jant üzerine etkiyen basın ve yanıl kuvvetten oluşun basınç değeri gösterilmektedir.



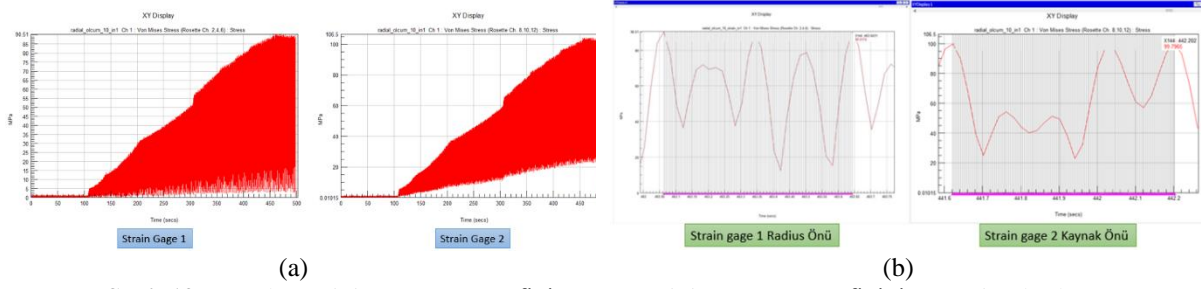
Şekil 10. Lastik Basıncının Jant Üzerine Uygulanması.

Deneyisel olarak yapılan çalışmada ise jantın kasağının üzerine rozet tipi strain gauge'ler yapıştırılarak maksimum ve minimum gerilme değerleri ölçülmüştür. Rozet tipi seçilmesinin sebebi gerinim ölçerin yapıştırıldığı yüzeyde oluşun eşdeğer gerilmelerin, malzemenin bilinen elastisite modülü ve poisson oranına göre kolaylıkla hesaplanmasına olanak sağlamasıdır. Şekil 11.a'da test sistemine bağlanan ticari araç jantı üzerinde yapıştırılan gerilimölçerleri göstermektedir. Şekil 11.b'de ise radyal test esnasında verilerin toplanmasını göstermektedir.



Şekil 11. Gerinim ölçerlerin Jant Üzerine Uygulanması (a) ve Jant Üzerinden Verinin Toplanması (b).

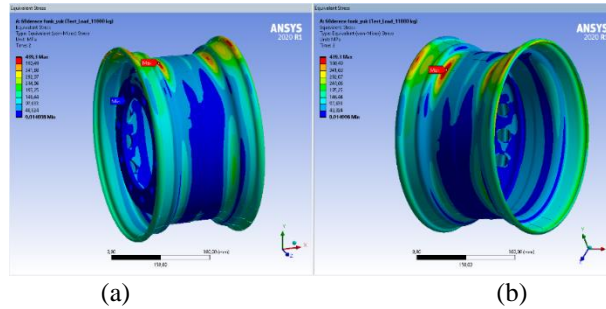
Jantın üzerine gerinim ölçerler Şekil 12.a'da görüldüğü üzere kasağın iç bölgesine, radyüs önünden 4 mm ve kaynak bölgesinden 10 mm mesafeye yerleştirilmişlerdir. Toplanan sinyaller NCode programında analiz edilmiştir. Analiz sonucunda radyüs önüne yerleştirilen gerilimölçerden elde edilen eşdeğer gerilmenin maksimum değeri 90,51 MPa ve minimum değeri 2,67 MPa'dır. Kaynak önüne yerleştirilen gerilimölçerden elde edilen eşdeğer gerilmenin maksimum değeri 106,5 MPa ve minimum değeri 22,37 MPa'dır. Şekil 12.a'da NCode programında toplanan verinin toplam gerilme zaman grafiği gösterilmektedir. Şekil 12.b'de ise NCode programında gerilme zaman grafiğinin bir periyotluk dilimini göstermektedir.



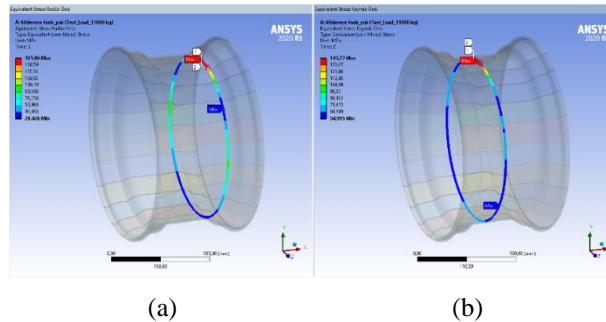
Şekil 12. NCode Gerinim- Zaman Grafiği (a) ve Gerinim-Zaman Grafiğinin 1 Periyodu (b).

3. BULGULAR VE TARTIŞMA

Jantın dinamik olarak araç altında veya test makinasında, yük altında bir tur dönmesi sonucu üzerinde oluşan gerilme değişiminin elde edilmesi ve maksimum minimum gerilme değerlerinin bulunması, statik analizlerinin yapıldığı uygulamalarda iki şekilde elde edilebilir. Workbench ortamında analiz steplere ayrılır ve radyal yük her bir stepte farklı açı değerlerinde 360 dereceyi tamamlayacak şekilde jant üzerine uygulanır. Düğüm noktaları üzerindeki her stepten gelen değişim incelenerek maksimum ve minimum gerilme değerleri çıkartılır. Step sayısı ne kadar fazla ise o kadar hassas bir çözüm elde edilir fakat analiz süresinde step sayısı ile doğru orantılı bir şekilde uzayacaktır. İkinci bir yöntem ise kasağın simetrik ve dairesel olmasından dolayı radyal yük belirli bir doğrultuda uygulanır, incelenecek bölgeler için radyal doğrultuda çizgiler (path) oluşturulur ve bu çizgi (path) üzerindeki gerilme değişimleri incelenir. Yapılan çalışmada jantın bilgisayar destekli analiz sonuçlarının elde edilmesinde 2. yöntem kullanılmıştır. Jantın 60°'lik fonksiyonel yük uygulandığı zaman elde edilen eşdeğer gerilmeleri (Equivalent VonMises Stress) Şekil 13'de, kasnak taban radyüs önünden 4 mm ve kaynak önünden 10 mm mesafede oluşturulan çizgiler üzerindeki eşdeğer gerilme değerleri sırası ile Şekil 14.a ve Şekil 14.b'de gösterilmiştir.

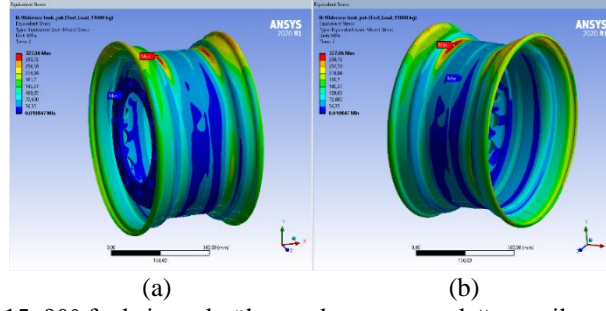


Şekil 13. 60° fonksiyonel yük uygulamasının eşdeğer gerilme sonucu.

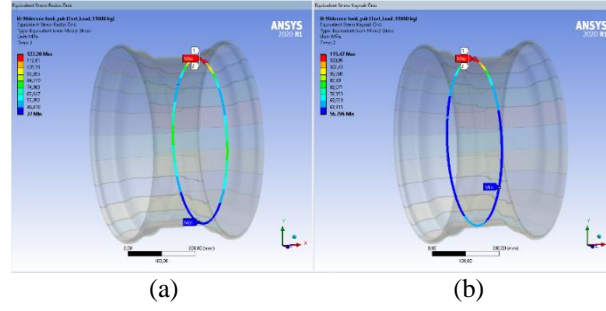


Şekil 14. 60° radyüs önü eşdeğer gerilme dağılımı (a) ve 60° kaynak önü eşdeğer gerilme dağılımı.

Jantın 90°'lik fonksiyonel yük uygulandığı zaman elde edilen eşdeğer gerilmeleri (Equivalent VonMises Stress) Şekil 15'de, kasnak taban radyüs önünden 4 mm ve kaynak önünden 10 mm mesafede oluşturulan çizgiler üzerindeki eşdeğer gerilme değerleri sırası ile Şekil 16.a ve Şekil 16.b'de gösterilmiştir.

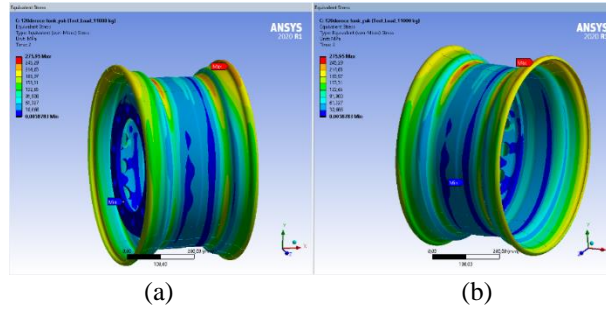


Şekil 15. 90° fonksiyonel yük uygulamasının eşdeğer gerilme sonucu.

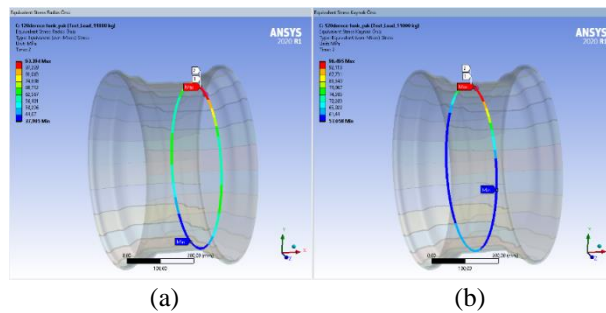


Şekil 16. 90° radyüs önu eşdeğer gerilme dağılımı ve 90° kaynak önu eşdeğer gerilme dağılımı.

Jantın 120°'lik fonksiyonel yük uygulandığı zaman elde edilen eşdeğer gerilmeleri (Equivalent VonMises Stress) Şekil 17'de, kasnak taban radyüs önünden 4 mm ve kaynak önünden 10 mm mesafede oluşturulan çizgiler üzerindeki eşdeğer gerilme değerleri sırası ile Şekil 18.a ve Şekil 18.b'de gösterilmiştir.



Şekil 17. 120° fonksiyonel yük uygulamasının eşdeğer gerilme sonucu.



Şekil 18. 120° radyüs önu eşdeğer gerilme dağılımı ve 120° kaynak önu eşdeğer gerilme dağılımı.

Analiz sonuçlarından elde edilen maksimum ve minimum gerilme değerleri ile deneysel olarak elde edilen maksimum ve minimum gerilme değerleri Çizelge 2 verilmiştir.

Çizelge 2. FEA ve Deneysel Gerilme Analiz Sonuçları.

Gerilme (MPa)	Jant		Radyüs Önü		Kaynak Önü	
	Max. Gerilme	Min. Gerilme	Max. Gerilme	Min. Gerilme	Max. Gerilme	Min. Gerilme
Deneysel			90,51	2,67	106,5	22,37
60° Fonksiyonel Yük	493,3	0,01	165,86	28,43	143,27	55
90° Fonksiyonel Yük	327,06	0,01	122,28	37	115,47	56,8
120° Fonksiyonel Yük	275,95	0,005	93,39	37,9	96,5	57,06

4. SONUÇ

Bu çalışmada öncelikle ticari araç jantının tanımı yapılmış ve ticari araç jantının imalat yöntemi, hangi standartlar kapsamında yer aldığından bahsedilmiştir. Jantın imalat sonrası dizaynı doğrulama testleri ve standartlarda belirtilen hesaplama yöntemleri üzerinde durulmuştur. Ardından ticari araç jantın bilgisayar destekli analizinde sınır şartları ve sonlu elemanlar yöntemi hakkında bilgi verilmiştir. Sonlu elemanlar yönteminde kuvvet sınır şartı üzerinde durulmuş ve lastik topuğundan, jant topuk yatağına aktarılan düşey kuvvetin tesir ettiği alana farklı açı miktarlarına göre bilgisayar destekli analizi yapılmıştır. Düşey doğrultuda lastikten janta aktarılan kuvvetin gerçek yol şartlarını temsil etmesi amacı ile kosinüsün fonksiyonu şeklinde jant topuk yüzeyine uygulanmıştır. Aynı zamanda lastik şişirme basıncı jantın kolon bölgesine normali doğrultusunda ve jant kulağına yanal kuvvet şeklinde uygulanmıştır. Analiz sonuçları ile deneysel sonuçlar Çizelge şeklinde verilerek kıyaslanmıştır. Kıyaslama neticesinde lastik açısı iz genişliğinin yaklaşık iki katı mertebelerinde alana yük uygulandığında deneysel sonuçlara yaklaşıldığı gözlemlenmiştir. Üzerinde çalıştığımız ticari araç jantında 120° fonksiyonel yük uygulaması değerleri, deneysel olarak elde edilen değerlere çok yakın çıkmıştır. Bu bağlamda gerçek şartları temsil ettiğini söyleye biliriz. Aynı zamanda kuvvetin uygulandığı alandaki açı miktarının 2 kat değişim jantın üzerinde çıkan maksimum gerilme miktarını da 2 kat mertebelerinde değiştirmiştir. Bunun neticesinde jant üzerinde yapılan analizlerde kuvvet uygulandığı alanın belirlenmesindeki önemi ortaya koymuştur. Bu doğrultuda jant üzerinde yapılacak ağırlık azaltma gibi optimizasyon çalışmalarında daha net sonuçlar elde edilecektir. Aynı zamanda bu çalışmada izlenen yol ve yöntemler, gerçek şartları daha yakından temsil edecek benzeri benzetim çalışmalarının yapılmasına da yol gösterecektir.

KAYNAKLAR

1. E.U.W.A., Test requirements for truck steel wheels, E S 3.11, Association of European Wheel Manufacturers, 2006.
2. Riesner, M., Devrives, R. I., "Finite element analysis and structural optimization of vehicle wheels", Society of Automotive Engineers [SAE] Technical Papers, Vol. 92, Issue 1, Pages 490-507, 1983.
3. Carvalho, C. P., Voorwald, H. J. C., Lopes, C. E., "Automotive wheels an approach for structural analysis and fatigue life prediction". Society of Automotive Engineers [SAE] Technical Papers, 2001-01-4053, 2001.
4. Finzi, A., Carbonia, M., Beretta, S., "Defects and in-service fatigue life of truck wheels". Engineering Failure Analysis, Vol. 10, Pages 45-57, 2003.
5. Fırat, M., Kocabicak, U., "Analytical durability modeling and evaluation complementary techniques for physical testing of automotive components". Engineering Failure Analysis Vol. 11, Pages 655-674, 2004.
6. Stearns, J., Srivatsan, T. S., Gao, X., Lam, P. C., "Understanding the Influence of Pressure and Radial Loads on Stress and Displacement Response of a Rotating Body: The Automobile Wheel". International Journal of Rotating Machinery, 60193, Pages 1-8, 2006.
7. Topaç, M.M., Ercan, S., Kuralay, N.S., "Fatigue life prediction of a heavy vehicle steel wheel under radial loads by using finite element analysis". Engineering Failure Analysis Vol.20, Pages 67-79, 2014.
8. Wana, X., Shana, Y., Liua, X., Wang, H., Wang, J., "Simulation of biaxial wheel test and fatigue life estimation considering the influence of tire and wheel camber". Advances in Engineering Software Vol. 92, Pages 57-64, 2016.

9. Arıkan, S. “Sonlu Elemanlar Metodunun Mühendislikte Uygulamaları”, Makine Mühendisleri Odası, <http://arsiv.mmo.org.tr/pdf/10944.pdf> , Mart 15, 2020.
10. Şık, A., Önder, M., Korkmaz, M.S., “Taşıt Jantlarının Yapısal Analiz İle Yorulma Dayanımının Belirlenmesi”, Gaz Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi Part C: Tasarım ve Teknoloji, Vol. 3, Issue 3, Pages 565-574, 2015.
11. Ercan, S., “Ticari Taşıtlarda Kullanılan Jantlarda Dinamik İşletim Yükü Altında Oluşan Yorulma Ömrünün Bilgisayar Destekli Belirlenmesi”, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi, 2011.
12. Alpan, Ö., “Aluminyum Alaşımli Otomobil Jantının Dinamik Darbe Testinin Modellenmesi”, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi, 2007.