

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

AĞIR TAŞIT JANTININ TOPOLOJİ
OPTİMİZASYONU YARDIMIYLA
OPTİMUM TASARIMI

Hüseyin Eren ENGİNAR

Mayıs, 2014

İZMİR

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

AĞIR TAŞIT JANTININ TOPOLOJİ
OPTİMİZASYONU YARDIMIYLA
OPTİMUM TASARIMI

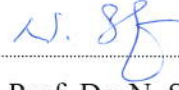
Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Yüksek Lisans Tezi
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Konstrüksiyon – İmalat Programı

Hüseyin Eren ENGİNAR

Mayıs, 2014
İZMİR

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

HÜSEYİN EREN ENGİNAR tarafından **PROF. DR. N. SEFA KURALAY** yönetiminde hazırlanan **“AĞIR TAŞIT JANTININ TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU YARDIMIYLA OPTİMUM TASARIMI”** başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.



Prof. Dr. N. Sefa KURALAY

Yönetici



Prof. Dr. Bülent İNAY

Jüri Üyesi



Y. DOÇ. DR. MEHMET MURAT ZORAC,

Jüri Üyesi



Prof. Dr. Ayşe OKUR

Müdür

Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜR

Tez çalışmamın planlanmasında, yürütülmesinde ve tamamlanmasında bilgi ve desteğini esirgemeyen, karşılaştığım sıkıntı ve engelleri aşmamda her zaman yardımcı olan danışmanım ve değerli hocam Sn. Prof. Dr. Nusret Sefa KURALAY'a;

Yüksek lisansa başlamanın konusunda beni teşvik etmiş olan ve çalışmalarım sırasında da görüş ve önerilerini her zaman benimle paylaşan Sn. Yrd. Doç. Dr. M. Murat TOPAÇ'a;

Yüksek lisans eğitimime katkı sağlayan değerli hocalarıma;

Çalışmalarım sırasında yardımlarını esirgemeyen ve bana destek olan başta Ar-Ge Md. Sn. Öztan ÖZTÜRK, Mühendislik Md. Sn. Ömer BAŞOL, Ar-Ge Şefi Serdar ERCAN ve Salih KARACA olmak üzere tüm Hayes Lemmerz Jant San. ve Tic. A.Ş. Mühendislik Hizmetleri Bölümü çalışma arkadaşlarıma;

Sevgisi ve desteği ile her zaman yanımda olan eşim Berna ENGİNAR'a;

Tüm yaşamım boyunca bana her zaman güvenen, destekleyen, teşvik eden ve yalnız bırakmayan sevgili aileme;

Sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Hüseyin Eren ENGİNAR

AĞIR TAŞIT JANTININ TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU YARDIMIYLA OPTİMUM TASARIMI

ÖZ

Bu çalışmada, tüm yorulma testlerinden geçmiş ve birçok ağır taşıtta kullanılan 22,5” x 9,00” ebatlarında bir jant referans olarak alınmıştır. İlgili jantın statik analizleri ve optimizasyonu sonlu elemanlar yöntemi yardımıyla Altair HyperWorks ticari yazılımının Radioss ve Optistruct modülleri kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Şekil optimizasyonu ve topoloji optimizasyonu neticesinde başlangıç tasarımının değiştirilmesine karar verilmiştir. Optimum tasarım, elde edilen modellerin ağırlık ve maksimum gerilme değerleri neticesine göre belirlenmiştir.

Anahtar kelimeler: Ağır taşıt jantı, sonlu elemanlar yöntemi, topoloji optimizasyonu, şekil optimizasyonu, Optistruct modülü

OPTIMAL DESIGN OF A HEAVY VEHICLE WHEEL BY USING TOPOLOGY OPTIMISATION

ABSTRACT

In this study, a wheel at the size of 22.5” x 9.00” which has been used on many heavy vehicles and passed all fatigue tests was taken as a reference. The optimization and static analyses of the related wheel was studied via finite element method by using Radioss and Optistruct modules of Altair HyperWorks commercial software.

As a result of shape optimization and topology optimization, the initial design was decided to change. Optimal design was determined according to weight and maximum stress values of the provided models.

Keywords: Heavy vehicle wheel, finite element method, topology optimization, shape optimization, modules of Optistruct

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
ÖZ	iv
ABSTRACT.....	v
ŞEKİLLER LİSTESİ	viii
 BÖLÜM BİR – GİRİŞ	 1
 BÖLÜM İKİ – AĞIR TAŞIT JANTLARI	 2
2.1 Giriş	2
2.2 Kasnak İmalat Prosesi	2
2.3 Disk İmalat Prosesi.....	7
2.4 Montaj Prosesi	10
2.5 Boya Prosesi	11
 BÖLÜM ÜÇ – YORULMA ÖMRÜ VE YORULMA TESTLERİ	 13
3.1 Giriş	13
3.2 Radyal Yorulma Testi	13
3.3 Köşe Yorulma Testi.....	15
 BÖLÜM DÖRT – SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ.....	 18
4.1 Giriş	18
4.2 Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması	18
4.3 Sınır Şartlarının Belirlenmesi	22
4.4 Yükleme Koşullarının Belirlenmesi	23
4.5 Statik Analiz	32

BÖLÜM BEŞ – TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU..... 33

5.1 Giriş	33
5.2 Optimizasyon.....	33
5.3 Topoloji Optimizasyonu.....	34
5.4 Topoloji Optimizasyonu Uygulamaları.....	34

BÖLÜM ALTI – ÇALIŞMALAR..... 36

6.1 Giriş	36
6.2 Şekil Optimizasyonu	36
6.3 Hava Deliği Formu	40
6.4 Optimum Hava Deliği Formu.....	42
6.5 Alternatif Hava Deliği Formları	43
6.6 Topoloji Optimizasyonu.....	45
6.7 Radyal Yorulma Testleri	51
6.8 Değerlendirme	54

BÖLÜM YEDİ – SONUÇ..... 55

KAYNAKLAR 57

ŞEKİLLER LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1 Jantlar için kullanılan terimler	2
Şekil 2.2 Rulo dilimleme prosesi	3
Şekil 2.3 Boy keme prosesi	3
Şekil 2.4 Merdane prosesi	4
Şekil 2.5 Alın kaynak prosesi	4
Şekil 2.6 Ön bükme prosesi	5
Şekil 2.7 Role prosesi	5
Şekil 2.8 Kalibre prosesi	6
Şekil 2.9 Sübap delme ve ezme prosesi	6
Şekil 2.10 Kulak kesim prosesi	7
Şekil 2.11 Soğuk sıvama prosesi	7
Şekil 2.12 Bijon ve poyra delme prosesi	8
Şekil 2.13 Hava deliği delme prosesi	8
Şekil 2.14 Hava deliği ezme prosesi	9
Şekil 2.15 Torna prosesi	9
Şekil 2.16 Montaj ofset prosesi	10
Şekil 2.17 Montaj kaynak prosesi	10
Şekil 2.18 Montaj markalama prosesi	11
Şekil 2.19 Boya prosesi	12
Şekil 2.20 Ambalajlama ve sevkiyat prosesi	12
Şekil 3.1 Radyal yorulma testi düzeneği	14
Şekil 3.2 Radyal yorulma testi	14
Şekil 3.3 Köşe yorulma testi düzeneği	16
Şekil 3.4 Köşe yorulma testi	16
Şekil 4.1 Geometri düzenleme yöntemi	19
Şekil 4.2 İki boyutlu elemanların oluşturulma yöntemi	19
Şekil 4.3 Üç boyutlu elemanların oluşturulma yöntemi	20
Şekil 4.4 Üç boyutlu prizmatik elemanlar	20
Şekil 4.5 Sonlu elemanlar modeli	21
Şekil 4.6 Sonlu elemanlar detay modeli	21

Şekil 4.7 Bijon ve poyra çapındaki sınır şartları	22
Şekil 4.8 Flanş çapındaki sınır şartı	23
Şekil 4.9 Lastik üzerindeki basınç dağılımı	23
Şekil 4.10 Lastik üzerindeki basınç dağılımı formülü	24
Şekil 4.11 Yük altında modellenmiş lastik	24
Şekil 4.12 Test yükünün lastiğe uygulanması	25
Şekil 4.13 Kasnağa iletilen tepki kuvvetleri	26
Şekil 4.14 Test yükünün dağılımı	27
Şekil 4.15 Hava basıncının kasnağa uygulanması	28
Şekil 4.16 Silindirik koordinat sistemi	29
Şekil 4.17 Test yükünün kosinüs eğrisi şeklinde dağılımı	29
Şekil 4.18 Hava basıncının kolon bölgesine uygulanması	30
Şekil 4.19 Yanal kuvvetlerin uygulanacağı bölgeler	31
Şekil 4.20 Somun kuvvetlerinin uygulanacağı bölgeler	31
Şekil 4.21 Jant üzerindeki gerilme dağılımı	32
Şekil 5.1 Topoloji optimizasyonu uygulamaları	35
Şekil 5.2 Topoloji optimizasyonu uygulamaları	35
Şekil 6.1 Tasarım değişkeni oluşturma	37
Şekil 6.2 Optimizasyon problemi tanıtlama	38
Şekil 6.3 Amaç fonksiyonu için referans tanıtlama	38
Şekil 6.4 Amaç fonksiyonu tanıtlama	38
Şekil 6.5 Optimizasyon sonucu node'ların yer değişimi	39
Şekil 6.6 Optimizasyon sonucu node'ların yer değişimi	39
Şekil 6.7 Optimizasyon sonucu maksimum gerilme	40
Şekil 6.8 Hava deliği formu	41
Şekil 6.9 Yarıçap - Gerilme grafiği	41
Şekil 6.10 Optimum hava deliği formu	42
Şekil 6.11 Alternatif hava deliği formları	43
Şekil 6.12 Ağırlık - Gerilme grafiği	44
Şekil 6.13 Dizayn bölgelerinin belirlenmesi	45
Şekil 6.14 Tasarım değişkeni oluşturma	46
Şekil 6.15 Tasarım değişkenine simetri tanımlaması	46

Şekil 6.16 Optimizasyon problemi tanıtma	47
Şekil 6.17 Amaç fonksiyonu tanıtma	47
Şekil 6.18 Kısıt fonksiyonu tanıtma	47
Şekil 6.19 Topoloji optimizasyonu başlangıç	48
Şekil 6.20 Topoloji optimizasyonu sonuç	48
Şekil 6.21 Malzeme çıkarılmış disk kesiti	49
Şekil 6.22 Ağırlık - Gerilme grafiği	50
Şekil 6.23 Test Numuneleri	51
Şekil 6.24 Test Sonuçları	52
Şekil 6.25 Test Sonuçları	53

BÖLÜM BİR

GİRİŞ

Jantlar, taşıtlarda lastikle aks sistemi arasında bulunan, lastiğin takıldığı ve desteklendiği, yük taşıyan ve dönen, araç üzerinde mal ve can güvenliğini direkt olarak etkileyen, yasal yükümlölükleri olan emniyet parçalarıdır. Emniyet parçaları olmaları sebebiyle jantların çeşitli standartlarda belirlenen yorulma ömür değerlerini karşılamaları gerekmektedir. Aynı zamanda taşıt üzerinde yaylandırılmamış kütle grubunda olmaları sebebiyle ağırlıklarının mümkün mertebe minimum seviyede olması beklenir.

Jantlar, çoğunlukla alüminyum döküm yöntemiyle ya da çelik sacın soğuk şekillendirilmesiyle imal edilirler. Günümüzde ağır vasıtalarda yük taşıma kapasiteleri nedeniyle genellikle çelik saclar tercih edilir. Alüminyum jantlara göre ağırlık yönünden dezavantajlı olan çelik saclar için hafifletme işlemi yüksek önem arz etmektedir.

Bu çalışmada, çelik sactan imal edilmiş ağır vasıta jantının, ağırlığının azaltılması aynı zamanda da yorulma ömrünün istenilen seviyede tutulması için geometride değişiklikler yapılarak yorulma ömrü ve ağırlık açısından optimum değerlerin elde edilmesi hedeflenmektedir.

Bu doğrultuda referans alınan bir jantın, günümüzde AR-GE faaliyetlerinde kaçınılmaz bir yöntem haline gelen sonlu elemanlar analizi yardımıyla statik mukavemet analizi gerçekleştirilip, optimizasyon çalışmaları neticesine göre geometride yapılan değişikliklerin yorulma ömrüne direkt etkileyen gerilme yığılmalarına ve ağırlığa olan etkileri incelenecektir.

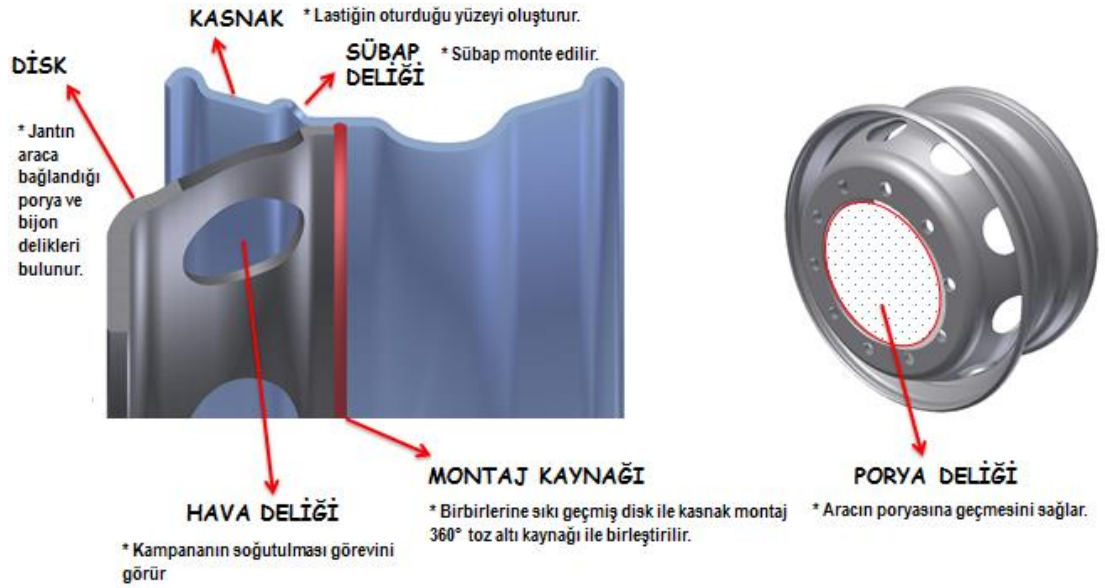
BÖLÜM İKİ

AĞIR TAŞIT JANTLARI

2.1 Giriş

Bu çalışmada ele alınan ağır taşıt jantı, çelik sacın soğuk şekillendirilmesiyle imal edilmiştir. Çelik jantın imalat prosesi, Kasnak İmalat Prosesi, Disk İmalat Prosesi, Montaj Prosesi ve Boya Prosesi olmak üzere 4 farklı procesten oluşmaktadır.

Çelik sactan imal edilen jantlar için kullanılan terimler Şekil 2.1’de anlatılmak istenmiştir. İmalat süreci özetlenmek istenirse; göbek ve kasnak ayrı proseslerde imal edilip montaj prosesinde montajı yapıp birbirine kaynatılır, en son boya prosesinde boyama işlemi ve ambalajlama ile jantın imalat süreci tamamlanır.



Şekil 2.1 Jantlar için kullanılan terimler

2.2 Kasnak İmalat Prosesi

Kasnak hammaddesi olan çelik sac tedarikçi firmalardan rulo halinde gelmektedir. Dolayısıyla öncelikle çelik sac malzeme hazırlık bölümünde rulo açma ve hemen akabinde rulo dilimleme proseslerine tabi tutulur (Şekil 2.2).



Şekil 2.2 Rulo dilimleme prosesi

Dilimlenen rulo sac malzemelerin, boy kesme prosesi tezgahlarında sırasıyla sacın temizlenmesi için kumlama, gerekli bilgilerin üzerinde yazması için markalama ve son olarak istenilen ebatlarda boy kesim işlemi gerçekleştirilir (Şekil 2.3).



Şekil 2.3 Boy kesme prosesi

Malzeme hazırlık bölümünde işlemleri tamamlanmış olan sac levhalar, merdane prosesinde yuvarlatılarak dairesel hale getirilir (Şekil 2.4).



Şekil 2.4 Mordane prosesi

Dairesel hale getirilmiş olan malzeme, alın kaynak yapılabilmesi için alın düzeltme prosesinde bölgesel olarak düzleştirilir. Daha sonra alın kaynak prosesinde düzleştirilmiş olan bölgenin kıvılcımlı alıncaynak yöntemiyle kaynak işlemi gerçekleştirilir (Şekil 2.5).



Şekil 2.5 Alın kaynak prosesi

Kaynak işleminden sonra oluşan cüruflar, sırasıyla alın kazıma prosesi, uç kesme proseslerinden geçerek kasnaktan temizlenir. Daha sonra bölgesel olarak düzleştirilmiş kasnak, alın yuvarlama prosesi ile tekrardan dairesel hale getirilir.



Şekil 2.6 Ön bükme prosesi

Kasnak formu, birkaç proses sonrasında nihai şeklini almaktadır. Bu proseslerin başlangıcı olan ön bükme prosesinde kasnağa röle prosesi öncesi soğuk şekillendirme yöntemiyle ön şekil verilir (Şekil 2.6).



Şekil 2.7 Röle prosesleri

Ön bükme prosesinde ilk şeklini alan kasnağa, her bir role tezgahında farklı form verilecek şekilde oluşan role prosesinde nihai profili verilir (Şekil 2.7).

Nihai profile ulaşan kasnak, kalibre prosesinde resim ölçüsüne göre kalibre edilir ve nihai ölçüsüne getirilir (Şekil 2.8).



Şekil 2.8 Kalibre prosesi

Kasnak montaja hazır hale gelmeden hemen önce sübap delme ve ezme prosesine tabi tutulur (Şekil 2.9).



Şekil 2.9 Sübap delme ve ezme prosesi

2.3 Disk İmalat Prosesi

Disk hammaddesi de kasnaktaki gibi rulo halinde gelmektedir ve yine malzeme hazırlık bölümünde rulo açma ve rulo dilimleme proseslerine tabi tutulur (Şekil 2.2)

Dilimlenen levhalar, kasnaktaki gibi kumlama prosesinde temizlenerek kare kesim prosesi sonucunda istenilen ebatlarda kesim gerçekleştirilir. Daha sonra kare levhalar kulak kesim prosesinde pul haline getirilir (Şekil 2.10)



Şekil 2.10 Kulak kesim prosesi



Şekil 2.11 Soğuk sıvama prosesi

Pul haline getirilen disk, soğuk sıvama prosesinde CNC tezgahlarla soğuk şekillendirilerek sıvanır ve nihai şeklini alır (Şekil 2.11).

Sıvanmış olan diskin, bijon ve poyra delme prosesinde friksiyon ve ya eksantrik preslerle poyra deliği ve bijon delikleri aynı anda delinir (Şekil 2.12).



Şekil 2.12 Bijon ve poyra delme prosesi

Daha sonra hava deliği delme prosesinde diskin fren kampanasının soğuması için açılan hava delikleri delinir (Şekil 2.13).



Şekil 2.13 Hava deliği delme prosesi

Bu işlemten sonra genellikle yorulma ömrü açısından hasara uğrayan bölge olarak ön plana çıkan hava delikleri, hava deliği ezme prosesinde ezilerek kalıcı bası gerilmeleri oluşturulur ve kesim esnasındaki çapaklar giderilir (Şekil 2.14).



Şekil 2.14 Hava deliği ezme prosesi

Bir sonraki aşama olan bijon ezme ve ütü prosesinde diskin ayna yüzeyinin düzlemselliği sağlanır ve bijon delikleri ezilir.

Tüm bu işlemlerden sonra disk, torna prosesinde CNC tezgahlarla disk boyu, dış çap ve poyra çapı tornalanarak resim ölçüsüne getirilir (Şekil 2.15).



Şekil 2.15 Torna prosesi

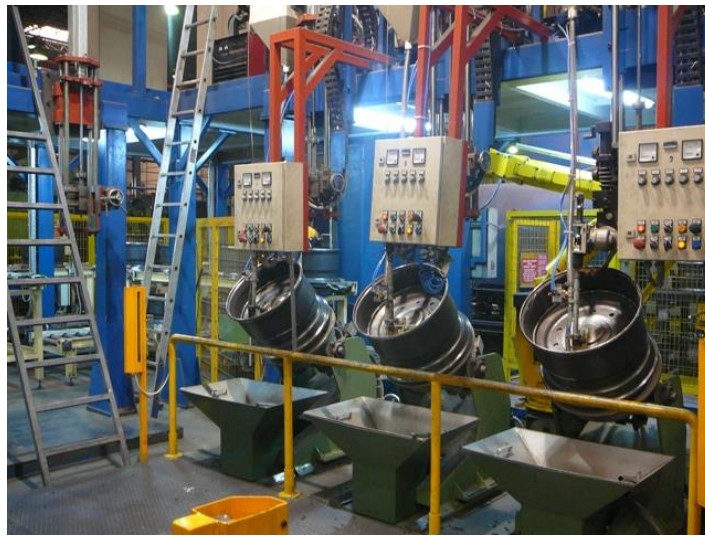
2.4 Montaj Prosesi

Kontrol ve tashih işlemleri tamamlanmış olan kasnak ve diskin, hidrolik montaj presinde belirlenen sıkılıkta (min. 1 mm) ve belirlenen ofset miktarı kadar montajı yapılır (Şekil 2.16).



Şekil 2.16 Montaj ofset prosesi

Montajı yapılan kasnak ve disk salgı yalpa kontrolünden geçerek montaj kaynak prosesinde tozaltı kaynağı ile kaynatılır (Şekil 2.17).



Şekil 2.17 Montaj kaynak prosesi

Kaynak prosesinden sonra jant, soğutma prosesine tabi tutulur. Ardından ütü prosesinde kaynak sonrası ayna yüzeyinin tekrardan düzlemselliği sağlanır ve torna prosesinde iç ve dış yüzey tornalama işlemi gerçekleştirilir.

Nihai ölçüsüne getirilen jantın, markalama prosesinde üzerinde gerekli olan tüm bilgiler preslenerek disk yüzeyine işlenir (Şekil 2.18).



Şekil 2.18 Montaj markalama prosesi

Üretim aşamaları tamamlanan jantın, boya işlemi öncesi sırasıyla final salgı yalpa kontrolü ve görsel tashih işlemleri gerçekleştirilir.

2.5 Boya Prosesi

Üretilen tüm jantlar korozyona karşı dayanıklılık için kataforez kaplanmak üzere konveyör sistemi ile boyahaneye gönderilir.

Kataforez kaplamaya girmeden önce tüm jantlar 1.Yağ alma - 2.Yağ alma - Durulama - Aktivasyon - Fosfatlama - Pasivasyon - DI durulama banyolarından geçirilir.

Jantın tüm yüzeyi elektrostatik kataforez astar boya ile kaplanarak korozyona karşı tam koruma sağlanır. Kataforez kaplama sonrası müşteri talebine göre istenilen renkte jantların üzerine robotlar ile otomatik olarak son kat boya atılır (Şekil 2.19).



Şekil 2.19 Boya prosesi

Boyama işlemi biten tüm jantların görsel kontrolleri yapıldıktan sonra paletlemeye gönderilir ardından bitmiş ürünler ambalajlama standartlarına göre paletlenir ve müşteriye sevk edilmeye hazır hale gelir (Şekil 2.20).



Şekil 2.20 Ambalajlama ve sevkiyat prosesi

BÖLÜM ÜÇ

YORULMA ÖMRÜ VE YORULMA TESTLERİ

3.1 Giriş

Dinamik yükler ve titreşimler altında çalışan makine elemanlarının maruz kaldığı gerilmeler, malzemenin akma dayanımının altındaki bir değerde olsa bile belirli çevrim sayılarından sonra yüzeyde çatlamlar ve devamında malzeme yüzeyinde parça ayrılması şeklinde parçayı hasara uğratar. Yorulma malzemelerde (köprüler, uçaklar, makine parçaları vb.) ortaya çıkan bir çeşit kopma biçimidir. Yorulma kelimesinin kullanılma sebebi bu gibi kırılmaların uzun bir gerilme ve gerinim döngüsünden sonra ortaya çıkmasıdır. Yorulma, gizlice ve hiç uyarı vermeden ortaya çıktığından felaketle sonuçlanabilir. Metallerin çoğu bu çeşit kopmalara hassastır.

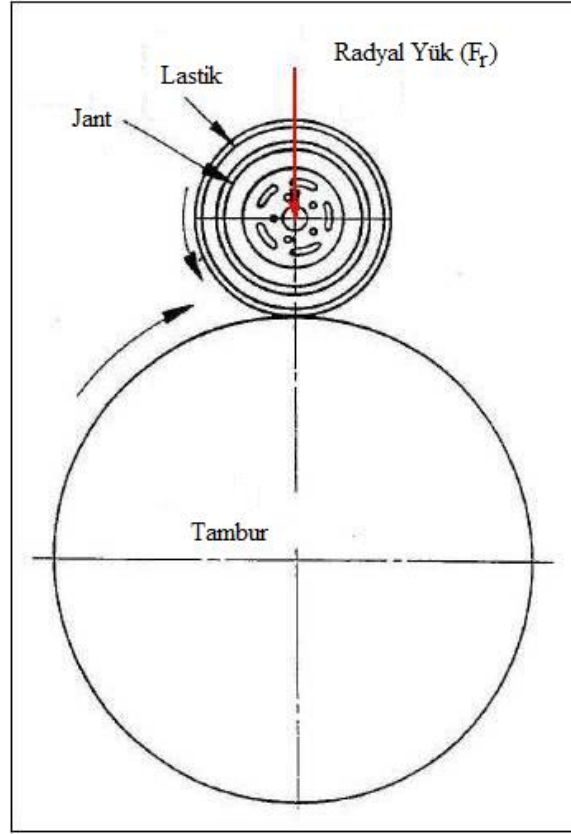
Ağır taşıt jantlarının yorulma ömürlerini tespit etmek için çeşitli yorulma testleri yapılmaktadır. Bu bölümde, radyal ve köşe yorulma testlerin uygulama yöntemleri hakkında kısaca bilgi verilecektir.

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 (Ercan, 2011).

3.2 Radyal Yorulma Testi

Radyal yorulma testi için prototip jant üzerine lastik monte edilir ve gerekli hava basıncı ile şişirilir. Ardından jant Şekil 3.1’deki test düzeneğinde görüleceği radyal yönde kuvvet uygulanarak döndürülür.

Buradaki amaç düz yolda ve yük altındaki aracın seyri esnasındaki dinamik yükleri jant üzerine yansıtabilmektir.



Şekil 3.1 Radyal yorulma testi düzeneği (EUWA, 2006)



Şekil 3.2 Radyal yorulma testi

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

$$F_r = F_v \cdot k \quad (3.1)$$

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 (Ercan, 2011).

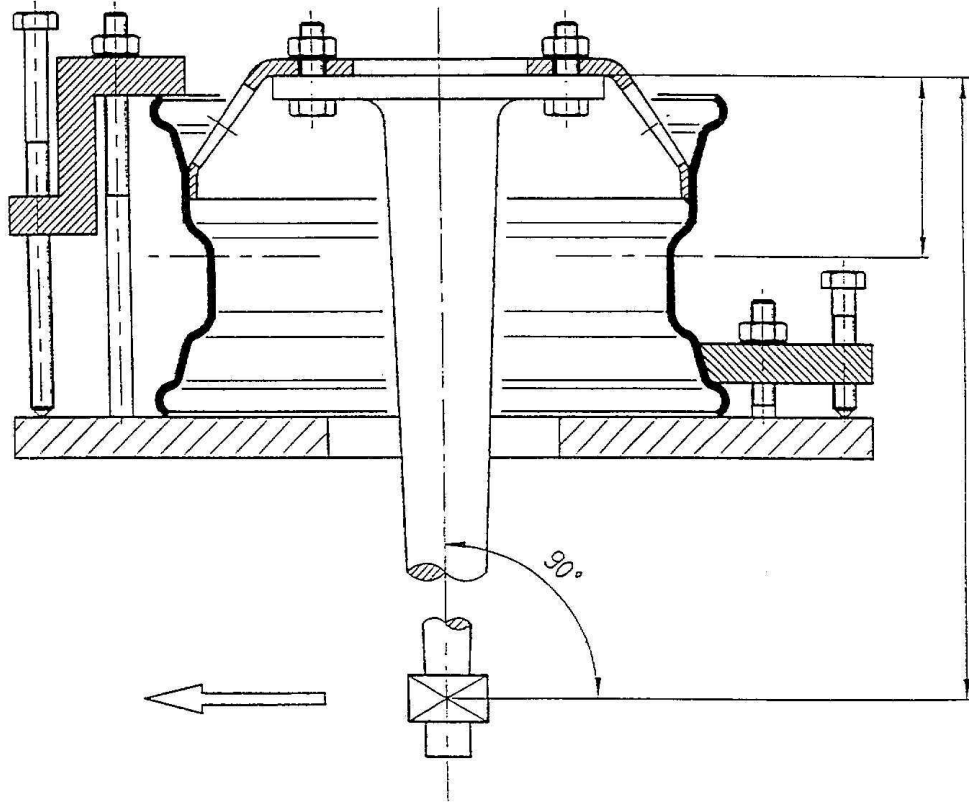
Şekil 3.2’de görüleceği üzere lastik, yataklama grubu vasıtasıyla EUWA standartlarına göre hesaplanan kuvvet uygulanarak tambura bastırılır ve belli bir hızda döndürülmeye başlanır.

Belirli periyotlarla test durdurularak jant üzerinde hasar incelemeleri yapılır eğer herhangi bir hasar gözlemlenmez ise test devam ettirilir. Burada test sürecince artan devir sayısı jantın yorulma ömrü konusunda fikir vermekle beraber standartlarda belirtilen değeri üstüne çıkması halinde yorulma ömrü testi başarıyla gerçekleştirilmiş demektir.

3.3 Köşe Yorulma Testi

Köşe yorulma testi için jant, lastiksiz olarak özel aparatlar vasıtasıyla sabitlenir. Şekil 3.3’deki test düzeneğinde görüleceği üzere lastiksiz janta bir mil monte edilerek bu mil yardımıyla standartlarda belirtilen momentin uygulanması sağlanarak jantın belirli bir hızda dönmesi sağlanır.

Buradaki amaç viraja girmiş yüksüz bir aracın seyir esnasındaki dinamik yükleri jant üzerine yansıtabilmektir.



Şekil 3.3 Köşe yorulma testi düzeneği (EUWA, 2006)



Şekil 3.4 Köşe yorulma testi

Köşe yorulma testi için janta uygulanması gereken eğilme momenti, aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanır.

$$M = (\mu \cdot R_{\text{dyn}} + d) \cdot F_v \cdot S \quad (3.2)$$

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 (Ercan, 2011).

Şekil 3.4’de görüleceği üzere jant, çeşitli aparatlar vasıtasıyla mesnetlendikten sonra EUWA standartlarına göre hesaplanan kuvvet uygulanıp janta eğilme momenti tatbik edilir ve belli bir hızda döndürülmeye başlanır.

Hesaplanan momentin uygulanmasıyla başlanılan yorulma testinde belirli periyotlarla test durdurularak jant üzerinde hasar incelemeleri yapılır eğer herhangi bir hasar gözlemlenmez ise test devam ettirilir. Burada test sürecince artan devir sayısı jantın yorulma ömrü konusunda fikir vermekle beraber standartlarda belirtilen değerin üstüne çıkması halinde yorulma ömrü testi başarıyla gerçekleştirilmiş demektir.

BÖLÜM DÖRT

SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ

4.1 Giriş

Bu bölümde referans olarak seçilen 22,5” x 9,00” ebatlarındaki 2920689 nolu jantın statik analizi yapılacak olup, gerilme yığılmalarının hangi bölgelerde oluştuğu incelenecektir.

Statik analiz yöntemi radyal yorulma testini yansıtabilecek şekilde oluşturmuş olup bu bölümde sonlu elemanlar modeli, sınır şartları ve yüklemelerden bahsedilecektir.

Jant modelleri, firmamızın lisanslı programlarından biri olan “Catia V5R19” yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiş olup “step” uzantısı ile kaydedilmiştir. Analiz programı için de “Hypermesh”, “Radioss” ve “Optistruct” modüllerini barındıran firmamızın diğer bir lisanslı programı olan “HyperWorks” yazılımı kullanılmıştır.

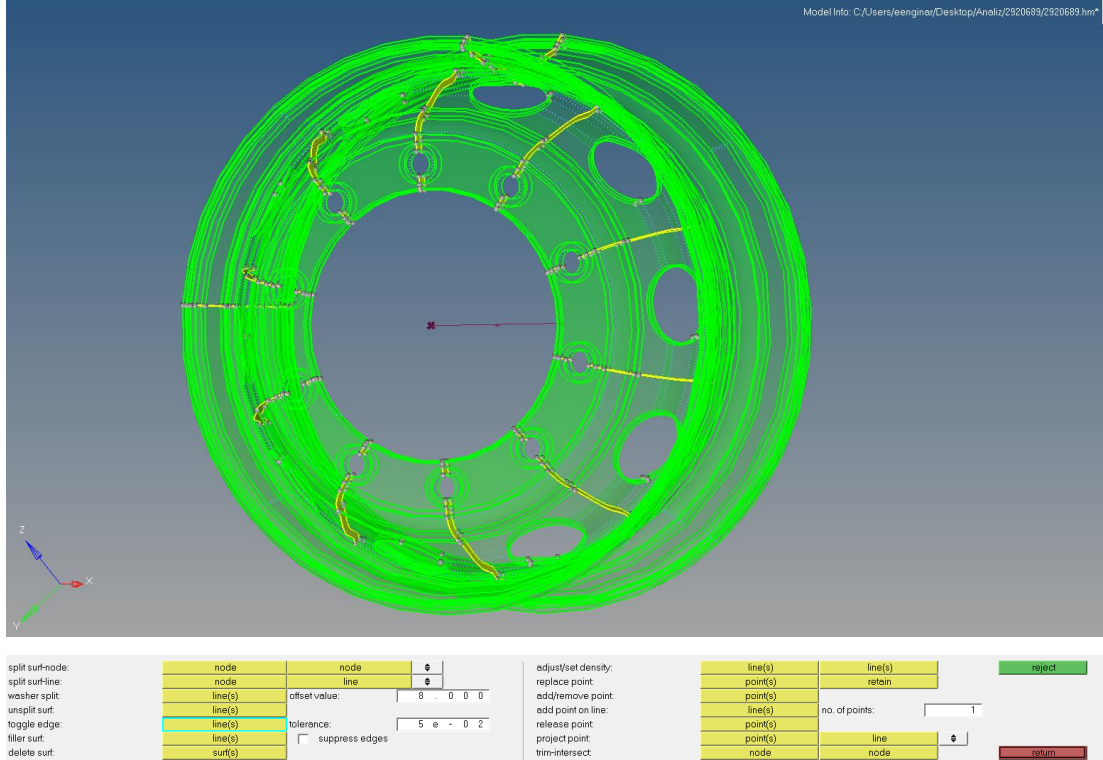
4.2 Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması

Sonlu elemanlar yönteminde, analizi yapılacak olan modelin sonlu elemanlardan oluşan bir model haline getirme yöntemi olan mesh’leme işlemi analizin gerçeğe yakın sonuçlar vermesi için yüksek önem arz etmektedir.

Bu bağlamda mesh’leme kalitesi; seçilen eleman çeşidine, elemanların boyutuna, ağ örme yöntemine ve geometri düzenlemelerine göre değişmektedir. Bu konuda, ideal bir mesh yöntemi bulunmamakla birlikte, mesh kalitesi ile zaman arasında denge kurularak yapılacak çalışma için en uygun yöntem çeşitli çalışmalar sonunda belirlenmiştir.

Mesh’leme öncesi gerekli geometri düzenlemeleri yapılması gerekmektedir. Çünkü analiz modülüne aktarılan geometride mesh kalitesini bozabilecek, gereksiz

çizgiler gelmektedir ve kabuk elemanlar oluşturulurken bu çizgiler kullanıldığından mesh'leme esnasında homojenlik kaybolmaktadır. Dolayısıyla bu çizgiler “toggle edge” yöntemi ile deaktifleştirilir ve kesikli çizgi haline getirilir. Bunun dışında bijon deliklerinin daha iyi mesh'lenebilmesi için bijon delikleri etrafına “washer split” yöntemi ile ilaveten çizgiler oluşturulur (Şekil 4.1).



Şekil 4.1 Geometri düzenleme yöntemi

Bu çalışmada mesh yöntemi olarak 2 boyutlu kabuk elemanlar için Şekil 4.2’de görüleceği üzere “mixed” yani mümkün mertebe “quad (kare)” kullanılıp geçiş bölgelerinde “tria (üçgen)” kullanılacak şekilde bir yöntem seçilmiştir. Eleman boyutu, kasnak ve disk için her ikisinde de 2 mm olarak seçilmiştir.



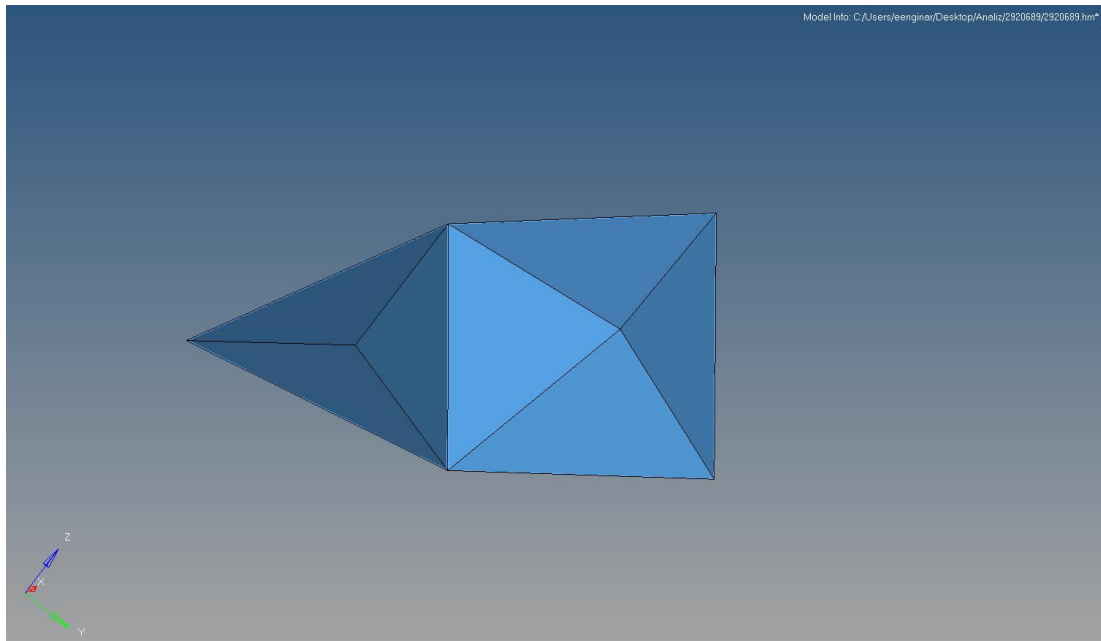
Şekil 4.2 İki boyutlu elemanların oluşturulma yöntemi

Kabuk elemanlar oluşturulduktan sonra bu kabuk elemanları kullanacak şekilde ve iini “Simple pyramid” seçeneğiyle üçgen piramit ve dörtgen piramit şeklinde doldurması için şekil 4.3’deki gibi seçim yapılır.



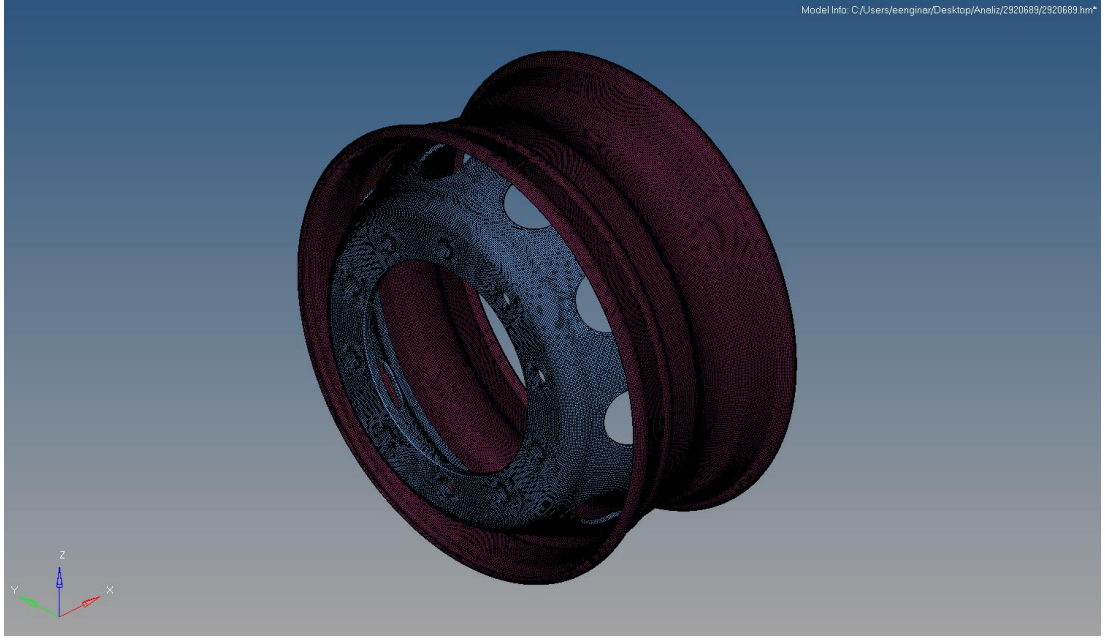
şekil 4.3 üç boyutlu elemanların oluşturulma yöntemi

şekil 4.3’te görülen bu yöntemde “tetra mesh” seçeneği seçilmiş olduğundan 3 boyutlu elemanlar oluşturulurken ayrıca eleman boyutu seçilmemektedir. Bunun nedeni “tetra mesh” seçeneğinde eleman boyutu kabuk elemanlara bağımlı bir şekilde otomatik olarak oluşmaktadır.

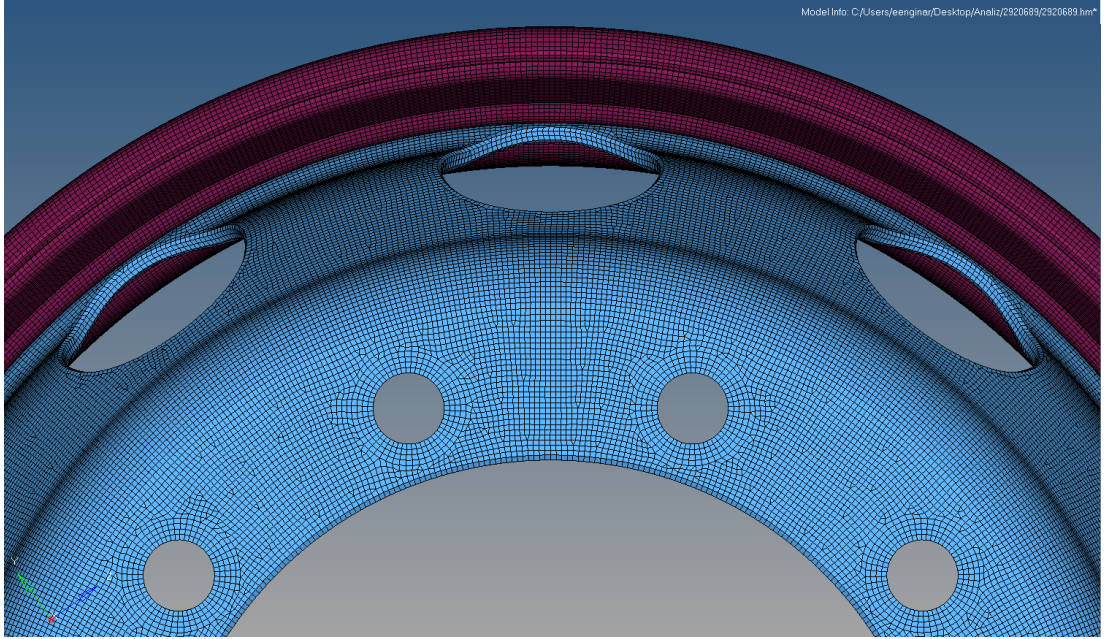


şekil 4.4 üç boyutlu prizmatik elemanlar

Oluşan 3 boyutlu prizmatik elemanların çeşidi şekil 4.4’de görsel olarak incelenebilir. 2 boyutlu kabuk elemanlar, 3 boyutlu elemanları oluşturmak için araç olarak kullanıldığından ve ayrıca analiz yöntemi gereği özellik olarak “PSOLID” seçildiğinden silinmesi gerekmektedir. Kabuk elemanlardan temizlenmiş jantın nihai sonlu elemanlar modeli oluşturulmuş olup şekil 4.5 ve şekil 4.6’te görülmektedir.



Şekil 4.5 Sonlu elemanlar modeli



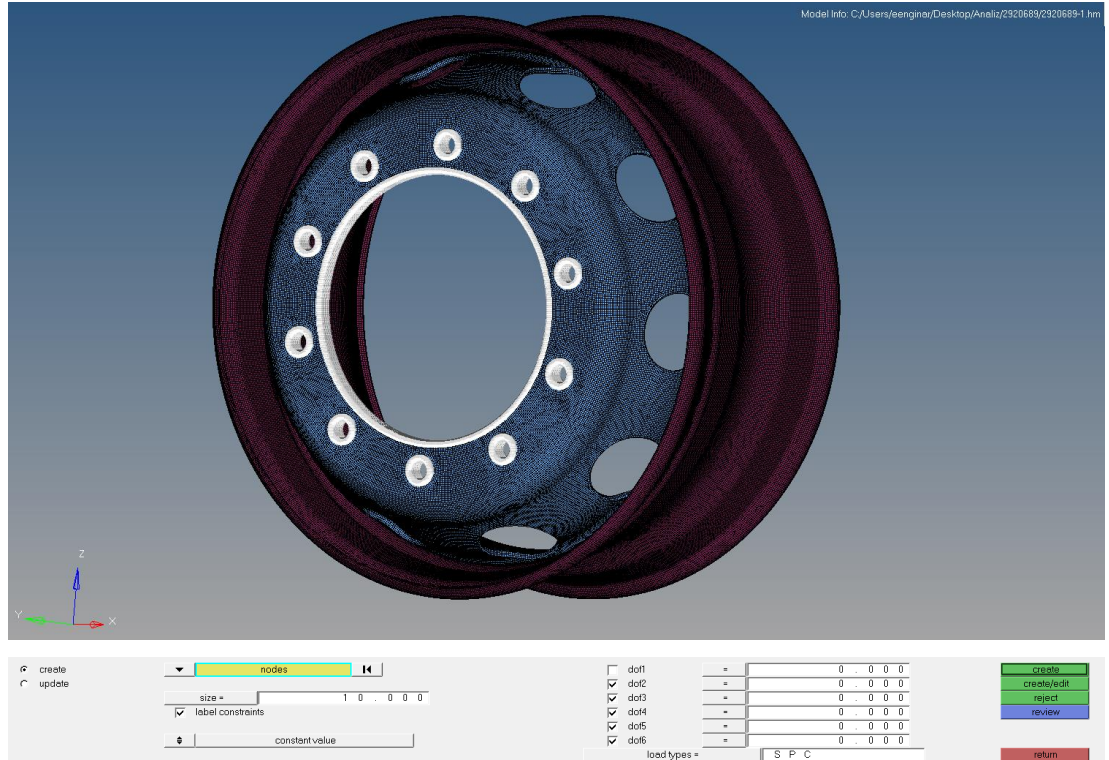
Şekil 4.6 Sonlu elemanlar detay modeli

Sonlu elemanlar modeli oluşturulan jant için daha önceden oluşturulmuş olan malzeme ve özellik kartları, kasnak ve disk componentleri için tanıtlır. Özellik kartı için “PSOLID”, malzeme kartı için “MAT1” seçilmiş olup. “MAT1” kartında elastisite modülü $E = 210 \text{ GPa}$ ve poisson oranı $\nu = 0,3$ olarak tanıtlmıştır. Jant modeli toplam 1.128.938 node ve 5.121.057 elemandan oluşmaktadır.

4.3 Sınır Şartlarının Belirlenmesi

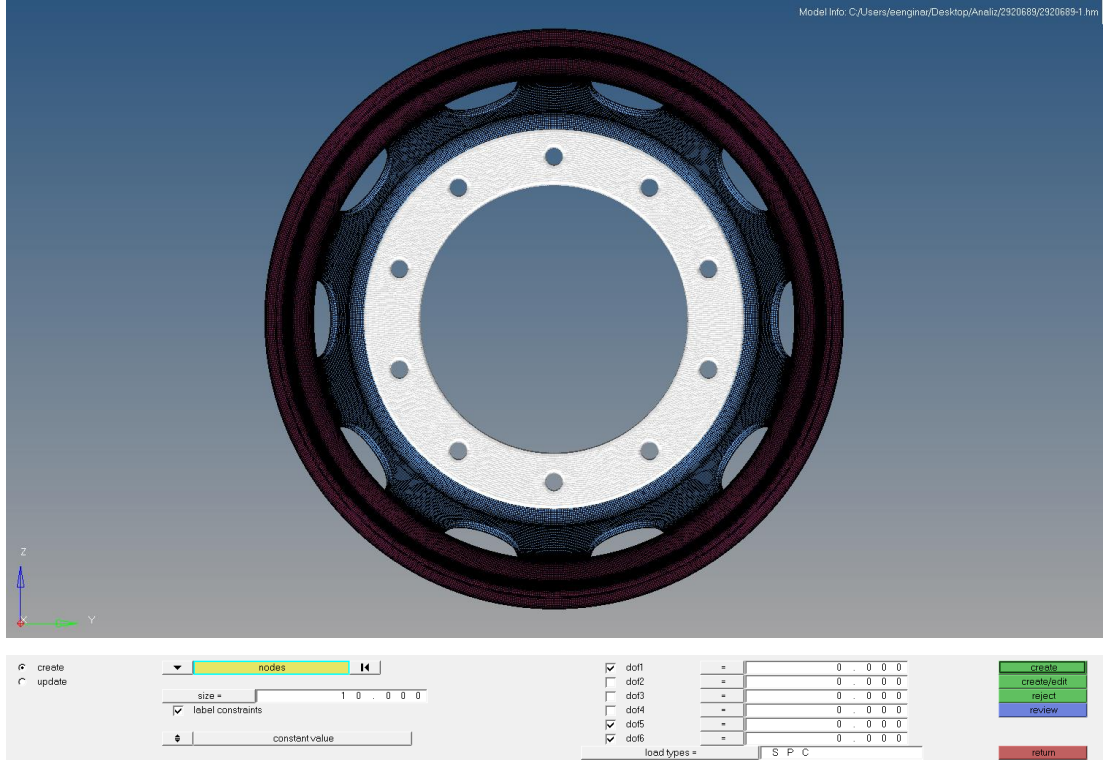
Radyal yorulma testi esnasında jant, test cihazına poyra ve bijon deliklerinden merkezlendirilerek kampanayı temsil eden flanşa somunlar sıkılarak sabitlenmektedir. Dolayısıyla sınır şartları belirlenirken bu kriterlerin göz önünde bulundurulması gerekmektedir.

Bu amaçla jant, bijon ve poyra çapındaki node'ların Şekil 4.7'de görüleceği üzere 6 serbestlik derecesinden sadece x yönündeki hareketi serbest bırakılmıştır.



Şekil 4.7 Bijon ve Poyra çapındaki sınır şartları

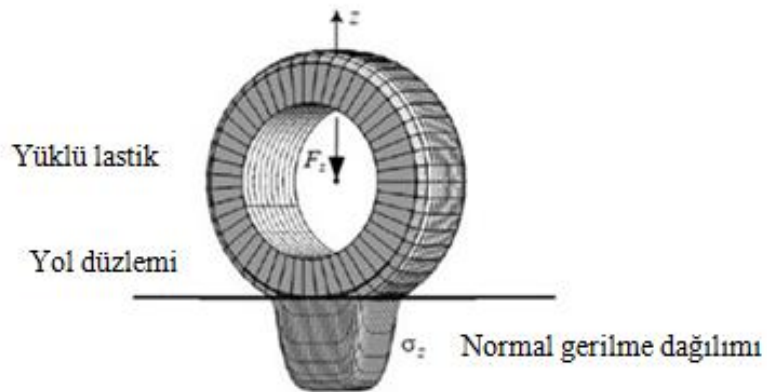
Bunun dışında daha önce de belirtilmiş olan jantın kampanayı temsilen flanşa sabitlenmesi için Şekil 4.8'de görüleceği üzere diskin iç yüzeyindeki flanş çapındaki node'ların 6 serbestlik derecesinden y, z yönündeki hareketleri ve x eksenindeki dönme hareketi serbest bırakılmış olup diğer serbestlik dereceleri kısıtlanmıştır.



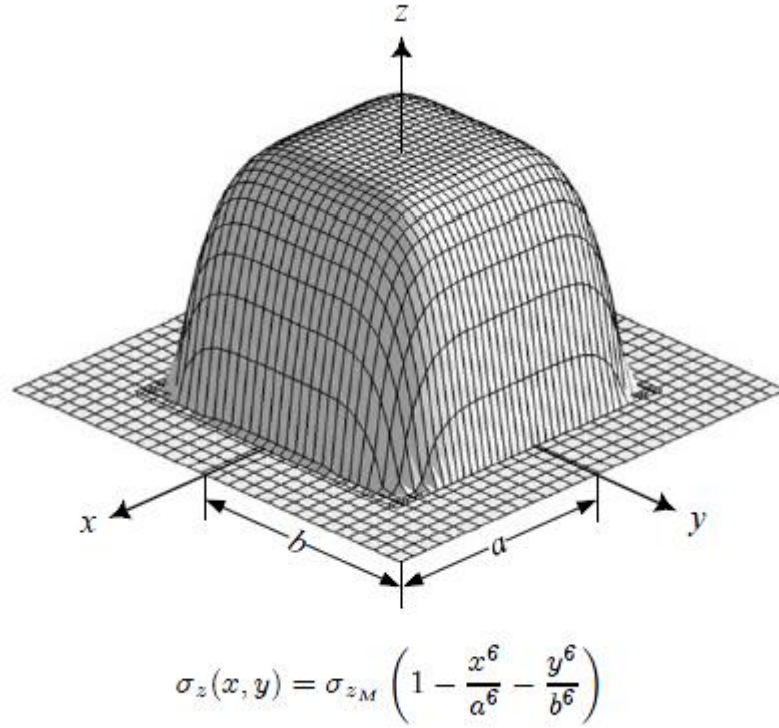
Şekil 4.8 Flanş çapındaki sınır şartları

4.4 Yükleme Koşullarının Belirlenmesi

Radyal yorulma testi esnasında düşey yük janta lastik vasıtasıyla iletilmektedir. Literatürde yük altındaki lastiğin “tireprint” denilen yol ile temas eden bölgede oluşan yüzey gerilimleri ilgili formülüyle birlikte Şekil 4.9 ve 4.10’da görülmektedir.

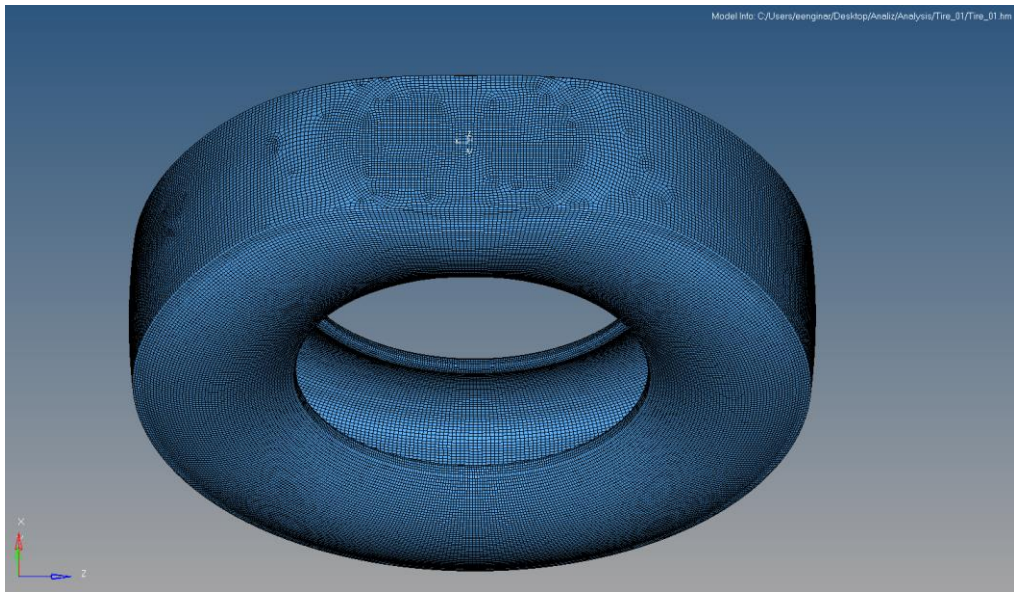


Şekil 4.9 Lastik üzerindeki basınç dağılımı (Jazar, 2008)



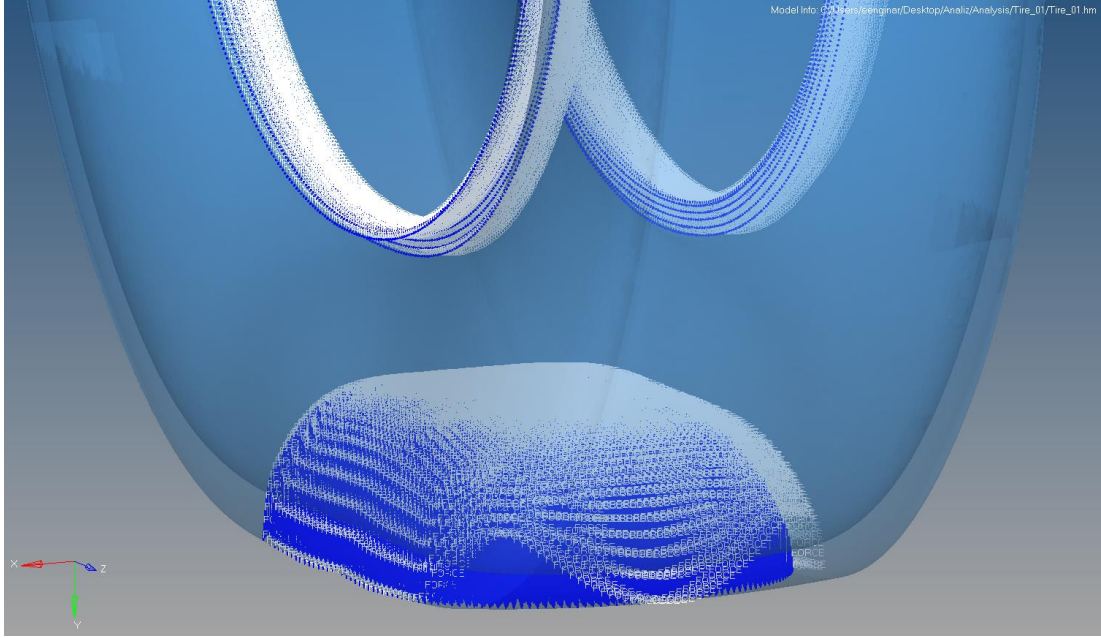
Şekil 4.10 Lastik üzerindeki basınç dağılımı formülü (Jazar, 2008)

Bu bilgi ışığında lastik, öncelikle yük altındaki haliyle modellenmiştir (Şekil 4.11). Daha sonra rigid kabul edilmiş yani elastisite modülü programın sınırları dahilinde en yüksek değere getirilerek yük altında şekil değiştirmemesi sağlanmıştır.



Şekil 4.11 Yük altında modellenmiş lastik

Test yükü, Şekil 4.10’da görülen formül ışığında, Şekil 4.12’de görüleceği üzere düşeyde uygulanan toplam yük test yüküne eşit olacak şekilde lastiğin üzerine uygulanmıştır.

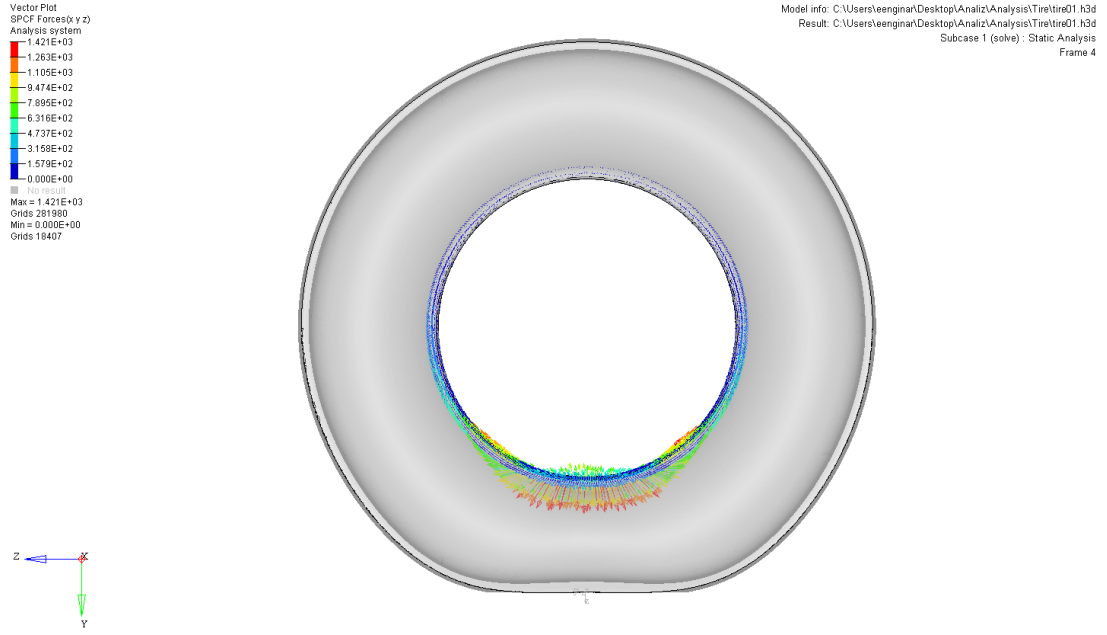


Şekil 4.12 Test yükünün lastiğe uygulanması

Test yükü lastiğe “tireprint” bölgesinden ilgili formül vasıtasıyla yansıtıldıktan sonra lastik kasmağa temas ettiği bölgelerden 6 serbestlik derecesi kısıtlanacak şekilde sabitlenerek Şekil 4.12’de görüleceği üzere mesnetlenmiştir.

Sınır şartları ve yükleme koşullarının belirlenmesinin ardından analiz gerçekleştirilip lastiğin kasmağ ile temas eden bölgelerindeki tepki kuvvetleri incelenmiştir (Şekil 4.13).

Şekil 4.13’te görüleceği üzere lastik üzerinden kasmağa iletilen test yükünün dağılımı parabolik bir dağılım olup, yük yaklaşık 90°’lik bir dilime tesir etmektedir. Bu sonuç ışığında gerek lastiğin karmaşık yapısından gerekse de lastikli bir modelin sürekli tekrarlanacak analizler için işlem süresini oldukça uzatacak olmasından dolayı lastik vasıtasıyla iletilen test yükünün janta uygulanma yöntemi olarak farklı bir yaklaşım seçilmiştir.

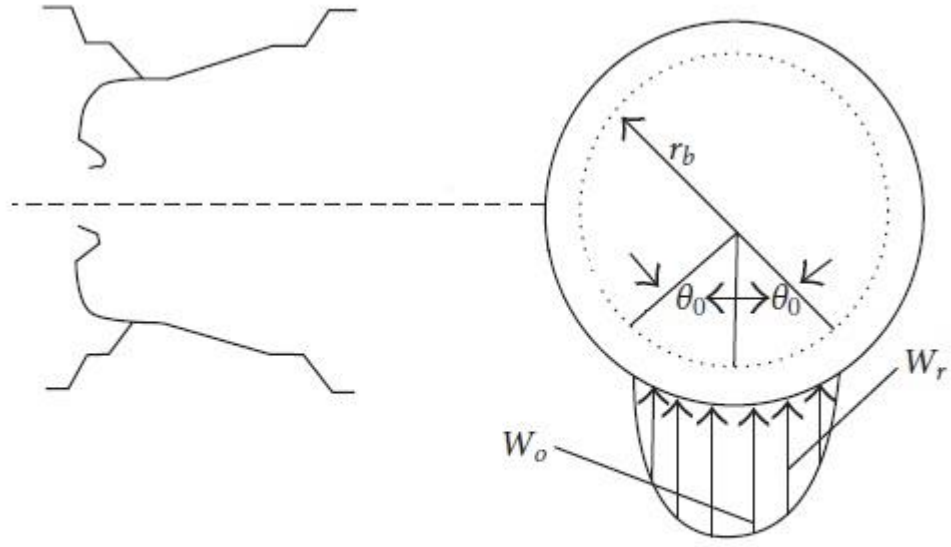


Şekil 4.13 Kasnağa iletilen tepki kuvvetleri

Test yükünün janta iletilmesi konusunda daha önceden de çalışılan yaklaşımlar mevcut olup bu yaklaşımlardan en uygun olanı seçilerek çalışmaya devam edilmiştir.

Seçilen yaklaşım Şekil 4.14’de görüleceği üzere, jant üzerine uygulanan test yükünün kosinüs eğrisi şeklinde dağılması şeklindedir. Ayrıca yatay yöndeki kuvvetlerin toplamı sıfıra eşit olacağı gibi kasnağı her iki yönde açmaya çalışan bu kuvvetlerin test yüküne oranla çok düşük mertebelerde kalması ve analiz sonuçlarını çok fazla etkilememesinden dolayı bu kuvvetler ihmal edilmektedir.

Daha önce lastiğin “tireprint” bölgesindeki yüzey gerilimlerinden yola çıkılarak okunan tepki kuvvetleri çalışmasındaki sonuçlar, bu bahsedilen yaklaşımının güvenilirliği konusunda yardımcı olmuştur. Bu yaklaşımda da görüleceği üzere test yükünün, 90°’lik dilimde dağılacağı kabul edilmiştir.

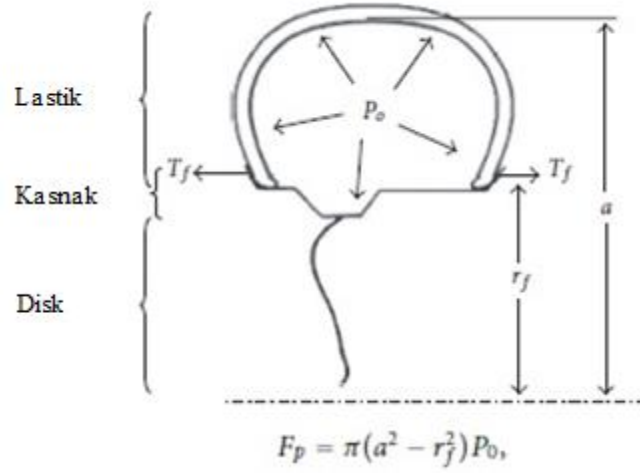


$$W_r = W_o \cdot \cos \left(\frac{\pi}{2} \cdot \frac{\theta}{\theta_0} \right)$$

Şekil 4.14 Test yükünün dağılımı (Stearns ve diğer., 2006)

Royal yorulma testindeki diğer bir yükleme koşulu ise lastik iç hava basıncıdır. Hava basıncı, jant üzerine iki farklı şekilde etmektedir. Birincisi kolon bölgesine direkt etkimesi, ikincisi ise lastiğin yan yüzeylerine etkimesi sonucu kasnağı kulaklardan her iki yana açacak şekilde yatayda oluşan kuvvetler vasıtasıyla etkimesidir (Şekil 4.15).

Bu yaklaşım ile ilgili oluşan yanal kuvvetler Şekil 4.15’de görülen formül vasıtasıyla hesaplanmaktadır. Burada kuvvetler, lastik iç bölgesi, içi delik disk yüzeyi gibi kabul edilip ilgili alana basıncın etkimesiyle elde edilir. Fakat yanal yük, lastik yan yüzeyi ve kasnak kulağı tarafından birlikte karşılandığı için oluşan kuvvetlerin yarısı lastiğe diğer yarısı kasnağa iletildiği kabul edilir.



Şekil 4.15 Hava basıncının kasnağa uygulanması (Stearns ve diğer., 2006)

Bu yaklaşımlar kabulünde, öncelikle test yükü EUWA – E S 3.11 standardına göre aşağıdaki şekilde hesaplanır;

Jantın taşıma kapasitesi;

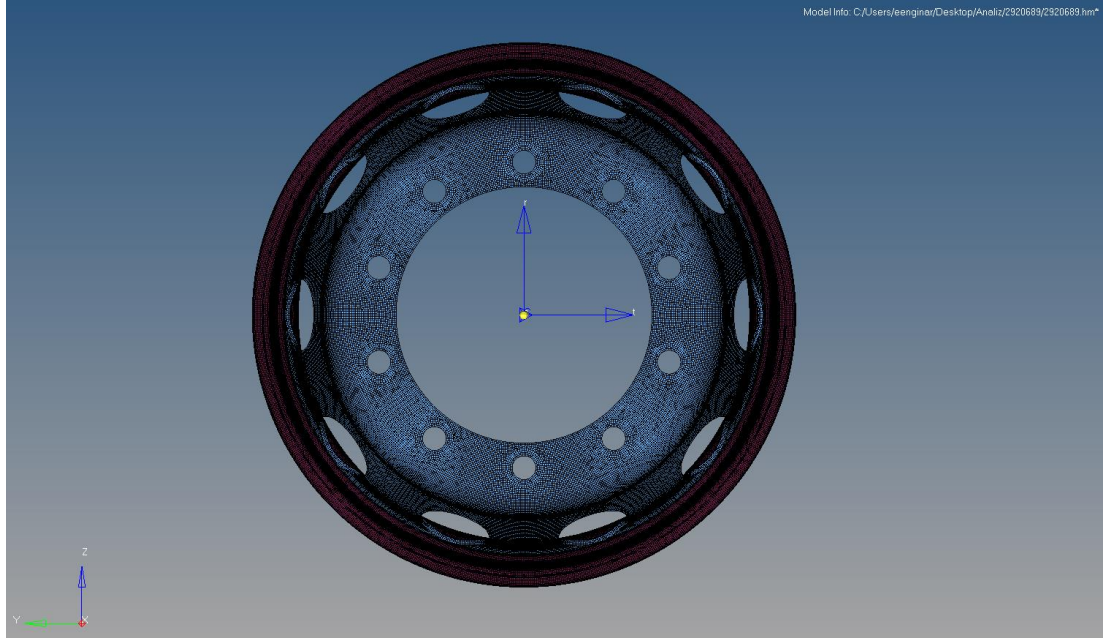
$$F_t = 4000 \text{ kg} \times 9,81 \text{ N/kg} = 39,240 \text{ N} \text{ olarak hesaplanmıştır.}$$

İlgili standarda göre hızlandırılmış test yükü faktörü $k = 2,2$ olarak belirlenmiş olup test yükü;

$$2 \times W_r = F_t \times k \text{ bağıntısından,}$$

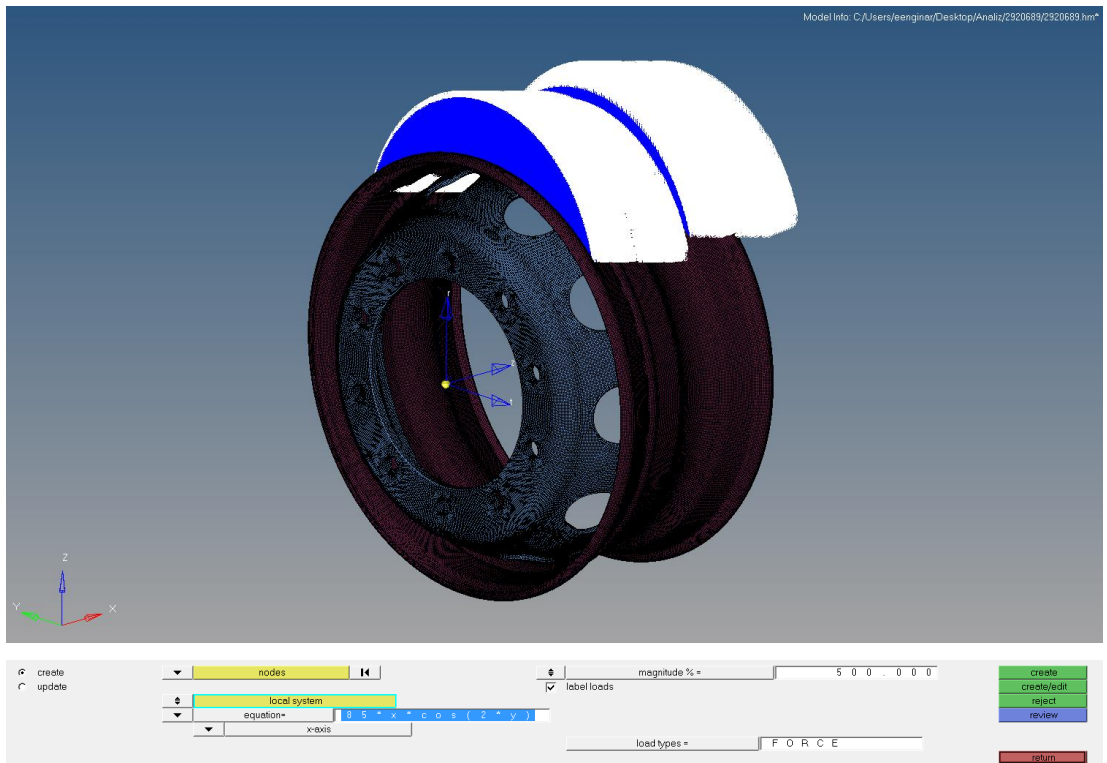
$$2 \times W_r = 39,240 \text{ N} \times 2,2 = 86,328 \text{ N} \text{ olarak hesaplanmıştır.}$$

Bu kuvvetin dağılımının kosinüs eğrisi şeklinde uygulanabilmesi için öncelikle Şekil 4.16’da görüleceği üzere silindirik koordinat sisteminin tanıtılması gerekmektedir. Oluşturulan bu silindirik koordinat sistemine göre Şekil 4.14’de görülen formülde, kosinüs değerini 45° ve 135° ’de 0 yapan ve 90° ’de 1 yapan değerlerin elde edilmesi için formül $W_r = W_o \times \cos(2 \times \theta)$ şeklinde revize edilmiştir.



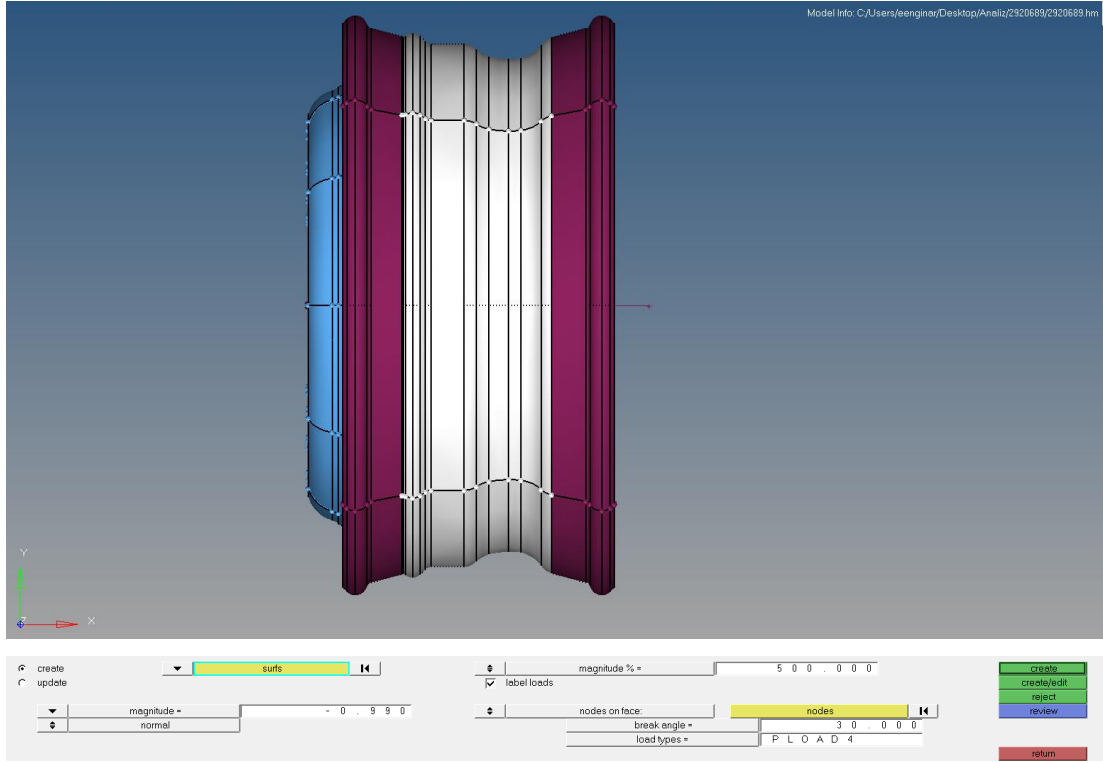
Şekil 4.16 Silindirik koordinat sistemi

Test yükü, silindirik koordinat sistemi oluşturulduktan sonra 90°'lik dilimdeki, lastiğin kasnak ile temas ettiği yüzeylere her bir node'a gelen kuvvetlerin düşeydeki toplamı test yüküne eşit olacak şekilde ve kosinüs eğrisi şeklinde dağıtılmıştır.



Şekil 4.17 Test yükünün kosinüs eğrisi şeklinde dağılımı

Diğer bir yükleme koşulu olan hava basıncı, lastiğin temas ettiği bölgeler arasında kalan kolon bölgesine 9,9 bar olarak Şekil 4.18’de görüleceği üzere direkt olarak etkilmiştir.



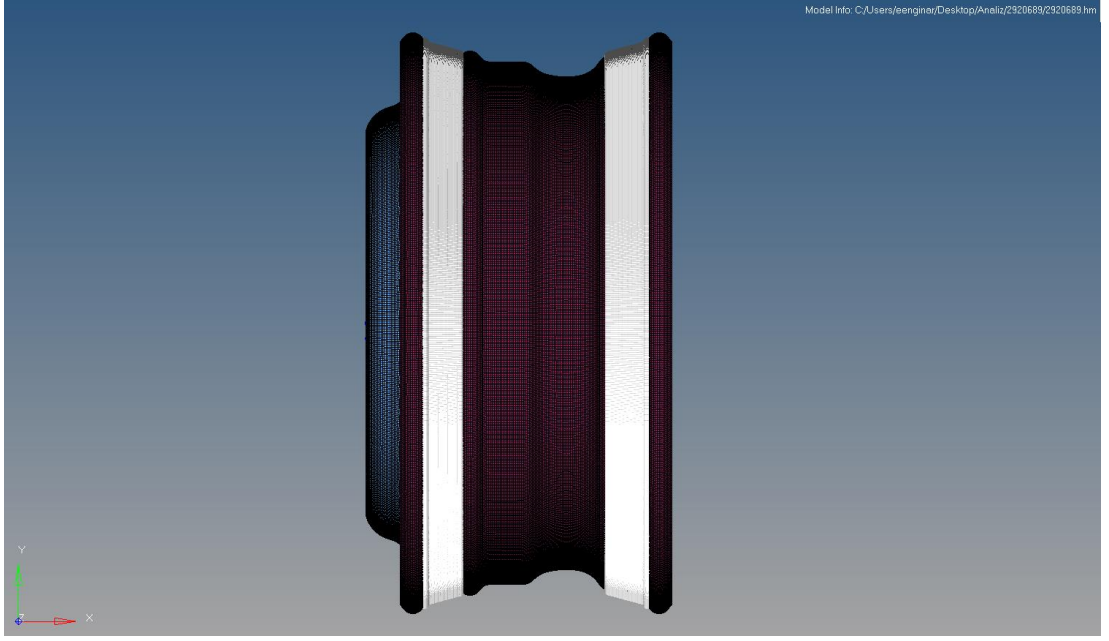
Şekil 4.18 Hava basıncının kolon bölgesine uygulanması

Hava basıncından doğan yanal kuvvetler ise Şekil 4.15’de görülen formül vasıtasıyla;

$F_p = \pi / 2 \times (a^2 - r_f^2) \times P_o = \pi / 2 \times (502^2 - 285,75^2) \times 0,99 = 264.910 \text{ N}$ olarak hesaplanmış ve Şekil 4.19’da görülen her iki bölgeye de uygulanmıştır.

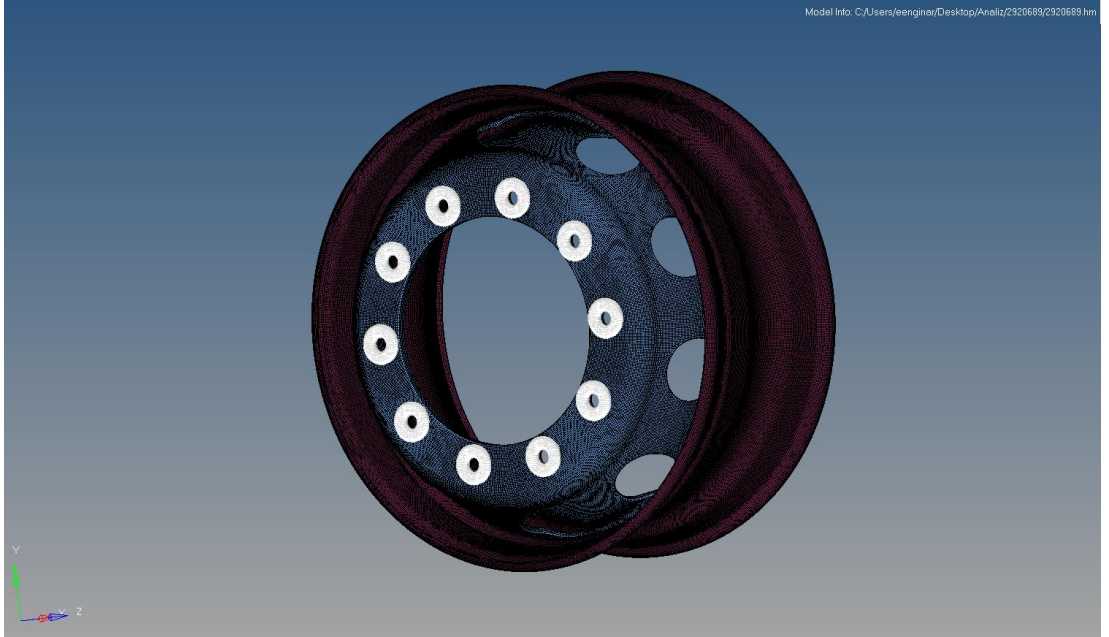
Burada a değeri, test esnasında kullanılan lastiğin (315/80 R 22,5) yük altındaki yarıçapı değeri kullanılmıştır. Diğer bir parametre olan r_f değeri, ilgili jantın anma yüksekliği olarak alınmıştır.

Uygulan yanal kuvvetler, ilgili bölgede her bir node için uygulanan kuvvetlerin toplamı yukarıda hesaplanan değeri karşılayacak şekilde dağıtılmıştır.



Şekil 4.19 Yanal kuvvetlerin uygulanacağı bölgeler

Son yükleme koşulu olarak somun kuvvetleri Şekil 4.20’de görülen bölgelere her bir node için uygulanan kuvvetlerin toplamı 1.500 kN olacak şekilde dağıtılmıştır. Burada, her bir somun için 650 Nm’lik sıkma momentine karşılık 150 kN’luk sıkma kuvveti uygulanmıştır.

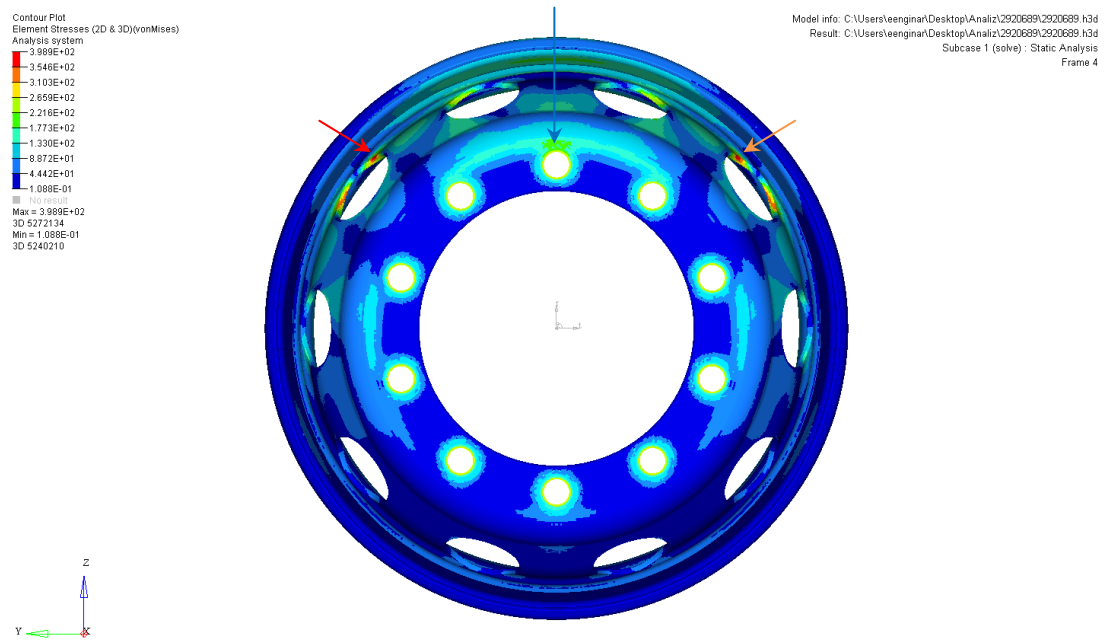


Şekil 4.20 Somun kuvvetlerinin uygulanacağı bölgeler

4.5 Statik Analiz

Analiz için gerekli işlemler bitirildikten sonra referans alınan jantın lineer statik analizi gerçekleştirilmiştir.

Statik analiz sonucunda belli bölgelerde gerilme yılmalarının gerçekleştiği görülmektedir. Jant üzerindeki maksimum gerilme, Şekil 4.21’de görüleceği üzere 398,9 MPa olarak kırmızı ok ile gösterilen hava deliği bölgesinde ortaya çıkmıştır.



Şekil 4.21 Jant üzerindeki gerilme dağılımı

Jant üzerindeki gerilme yılmaları incelendiğinde maksimum gerilme değeri olan 398,9 MPa’dan sonra ikinci büyük gerilme değeri, 383,7 MPa ile turuncu ok ile gösterilen diğer hava deliğinde ortaya çıkmış olup, üçüncü büyük gerilme değeri 346,2 MPa ile mavi ok ile gösterilen bijon deliği içinde ortaya çıkmıştır.

BÖLÜM BEŞ

TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU

5.1 Giriş

Otomotiv endüstrisindeki zorunlu rekabet koşulları, egzoz gazları salınımına getirilen kısıtlamalar, otomobil üreticilerini hafif, dayanıklı ve aynı zamanda ucuz tasarımlar yapmaya zorlamaktadır. Farklı malzemeler kullanmadan da hafif, dayanıklı ve ucuz tasarımlar yapmak mümkündür.

Otomotiv sektöründe taşıt tasarımı ve üretimi sürecinde minimum maliyetli ürünler üretmek için tasarım aşamasında optimum tasarımlara ulaşmak, prototip imalatı ve test işlemlerini minimize etmek gerekir. Tasarım aşamasında optimum tasarımlara ulaşılması isteği araştırmacıları değişik arayışlara yönlendirmiş ve bunun sonucu olarak optimizasyon yöntemleri geliştirilmiştir. Yapısal optimizasyon yöntemleri kullanılarak, ilk tasarım adımları sürecinde optimum tasarımlar ile çalışmaya başlanır ve bunun sonucu olarak tasarımın sürecinin diğer adımlarında istenen kriterlere uyan diğer sayısal optimizasyon yöntemleri uygulanarak minimum maliyetli ürünler elde edilir (Yıldız ve diğer., 2004).

5.2 Optimizasyon

Optimizasyon metodları ilk olarak Endüstri mühendisliği alanı olan Operation Research alanında ortaya çıkmış ve daha sonra diğer alanlara (mühendislik, sosyal ve ekonomi alanlarına) doğru yaygınlaşmıştır.

1947- Lineer optimizasyon metodları: Simplex metodu (George Dantzig ve diğerleri)

1950- Non lineer programlama metodları

1960- Optimizasyonun mühendislikteki kullanımı başladı

1980- PC'lerin yaygınlaştırılması. Optimizasyon metodları yaygınlaşmaya başladı.

1990- Analiz programları dışarıdan ilavelerle optimizasyon yeteneği ile desteklenmeye başladı.

2000- Mühendislikte büyük ölçekli optimizasyon uygulamaları.

Günümüzde ise birçok optimizasyon metodu kullanılmakla birlikte en çok tercih edilen metotlar topoloji optimizasyonu, şekil optimizasyonu, boyut optimizasyonu, topografi (çökertme-kabartma) optimizasyonu ve deneysel tasarım yöntemidir.

5.3 Topoloji Optimizasyonu

Tasarımın başlangıcında optimum yapısal modelin elde edilmesini sağlayan topoloji optimizasyonunun temel mantığı; optimizasyonu yapılacak parçanın dış boyutlarında herhangi bir değişiklik olmaksızın, parçanın rijitliğini bozmayacak şekilde belirli bölgelerden boşaltılması esasına dayanır. Bu ifadeden de anlaşılacağı gibi topoloji optimizasyonunun şekil optimizasyonundan temel farklılığı, parçanın dış boyutlarında küçülme olmaksızın hacmin azalmasına olanak sağlamasıdır.

Üç boyutlu tasarımlarda geometrik şekilleri ve boyutları, karmaşık matematiksel denklemleri ile tanımlanmaktadır. Genelde non lineer matris, diferansiyel denklemler, işletme koşullar ve sınırsal değerler dikkate alınarak bazı varsayımlarla sonlu elemanlar hesap yöntemleri ile çözülmektedirler (Özden, 2010).

5.4 Topoloji Optimizasyonu Uygulamaları

Amaç yükleme altındaki bir yapıdan, malzeme eksiltilebilecek yerleri tespit etmek yani yapı üzerindeki maksimum katılık (maximum stiffness) veya minimum esneklik (minimum compliance) ile sonuçlanacak malzeme dağılımını bulmaktır.

Bunun için Optistruct gibi yazılımlar FEA modelindeki her bir elemana hayali bir yoğunluk atarlar. Hayali yoğunluğun değerini 0-1 arasında değiştirerek malzeme çıkartılabilecek yerleri tespit ederler. Hayali yoğunluğun $h=0$ olması o elemanın

çıkartılabileceğini $h=1$ olması ise o elemanın kalması gerektiği anlamındadır (Kurtaran, 2005).

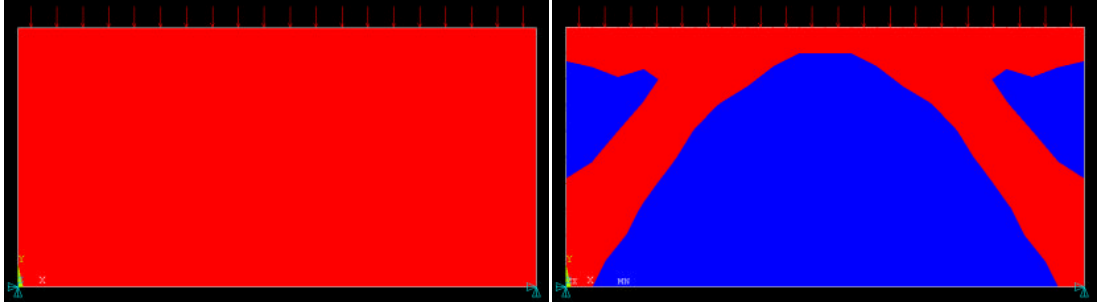
Topoloji optimizasyonunda:

Amaç fonksiyonu: Rijitliği maksimize etmek veya esnekliği minimize etmek

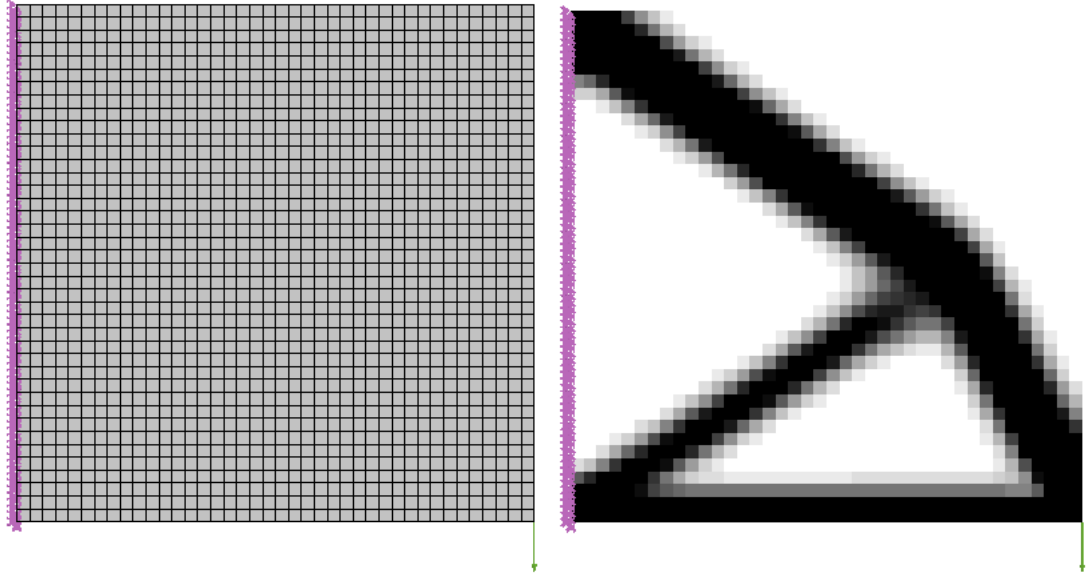
Kısıt: Modelin hacmi $\leq$ Modelin istenen hacmi

Değişkenler: Elemanların hayali yoğunlukları h_i ($0 < h_i < 1$)

Aşağıdaki şekillerde topoloji optimizasyonu ile ilgili çeşitli uygulamalar görülebilmektedir.



Şekil 5.1 Topoloji optimizasyonu uygulamaları



Şekil 5.2 Topoloji optimizasyonu uygulamaları

BÖLÜM ALTI

ÇALIŞMALAR

6.1 Giriş

Bu çalışmada, jant ömürlerini istenilen seviyede tutup ağırlığın azaltılması, jant üretimi düşünüldüğünde ise hammadde maliyetinden ve hava deliklerindeki olası büyüme sonucu hurda gelirlerinden ciddi bir kazanç sağlanacağı ya da mevcut ağırlığı koruyarak jant ömürlerinin artacağı düşünülmektedir.

Bu amaçla referans jant üzerinden optimizasyon çalışmaları yapılarak jantın ağırlık ve ömür değerleri optimize edilmeye çalışılmıştır.

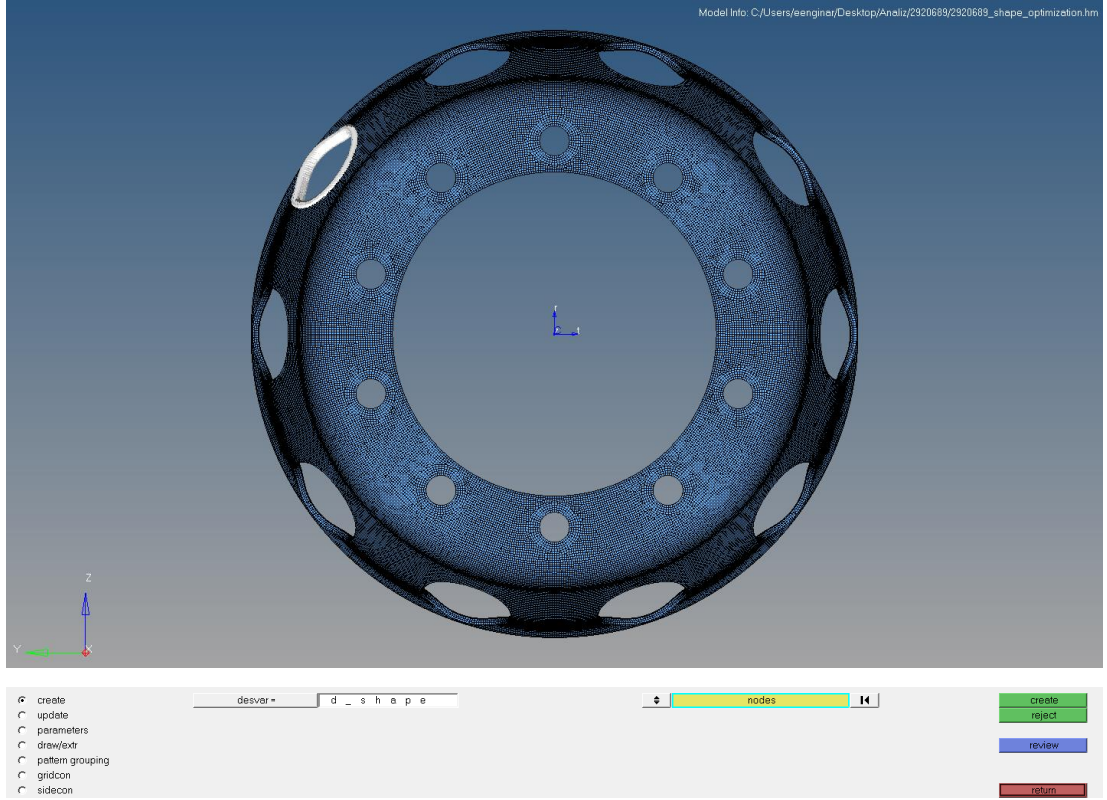
6.2 Şekil Optimizasyonu

Referans jant, radyal yorulma testlerinde tıpkı statik analizde alınan sonuçlardaki gibi öncelikle hava deliği bölgesinden, test devam ettirildiği zaman da hava deliği bölgesine ilaveten bijon deliklerinden hasara uğramaktadır.

Bu bilgi ışığında hava deliklerini optimize etmek amacıyla maksimum gerilmenin olduğu hava deliği bölgesinde şekil optimizasyonu çalıştırmak için referans jant üzerinden öncelikle Şekil 6.1’de görüleceği üzere “design variable” yani tasarım değişkeni tanımlanması gerekmektedir.

Burada, analiz süresince yapılacak iterasyonlar için tasarım değişkeni olarak tanımlanması gereken node’lar Şekil 6.1’de görüleceği üzere hava deliği bölgesinde en dış yüzeydeki node’lar olarak seçilmelidir.

Çalışma prensibi gereği, node’lar iterasyonlar boyunca yer değiştirerek aynı zamanda elemanlar da bu node’lara göre adapte olarak gerilmeyi düşürmek hedeflenmektedir.

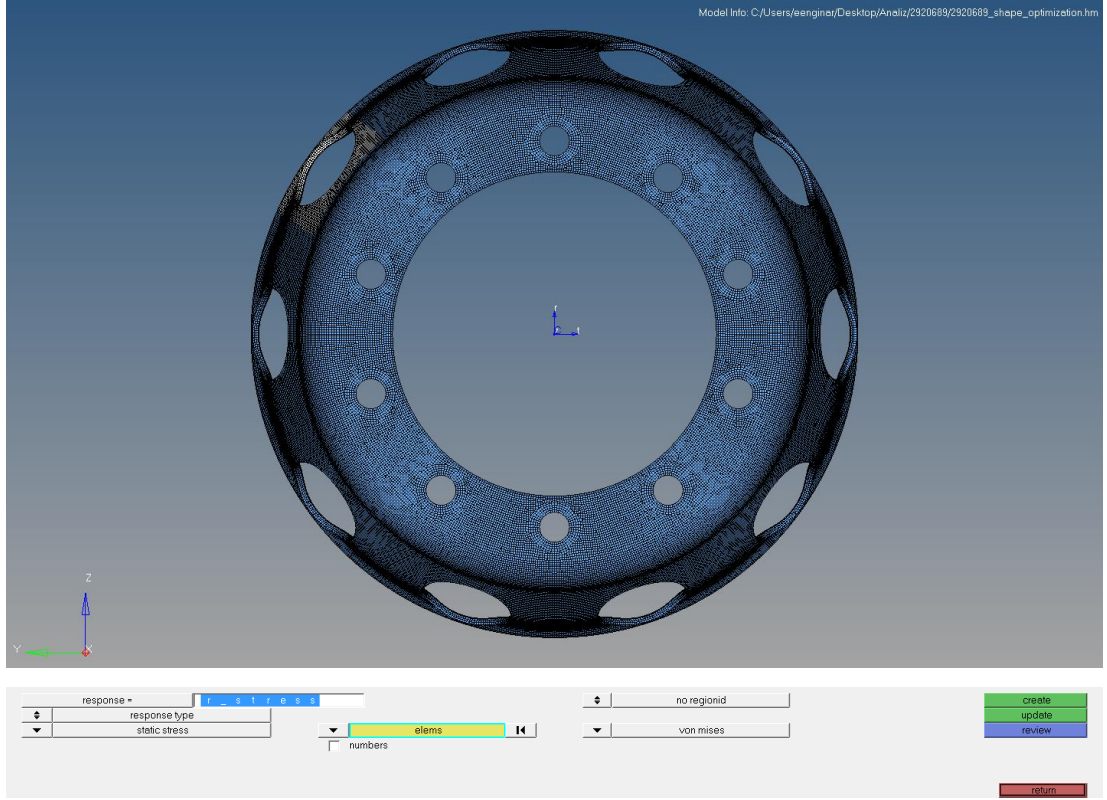


Şekil 6.1 Tasarım değişkeni oluşturma

Aynı zamanda tasarım değişkeni olarak tanımlanan node'lar, bu modülde bulundukları yüzeyin normalinde pozitif ya da negatif yönde hareket edebilmektedirler.

Tasarım değişkeni tanımlandıktan sonra optimizasyon problemi için Şekil 6.2'de görüleceği gibi yanıt tipi olarak statik gerilme, gerilme tipi olarak “Von Misses” gerilmesi seçilir.

Bu işlemin devamında bahsi geçen maksimum gerilme değerinin hangi elemanlar üzerinden okunarak optimizasyon yapılacağını belirlemek için daha önceden yapılan statik analizden yararlanılarak maksimum gerilmenin olduğu bölgedeki elemanlar seçilmiş ve optimizasyon problemi oluşturulmuş olunur.



Şekil 6.2 Optimizasyon problemi tanıtma

Şekil 6.3’de görüleceği üzere önce amaç fonksiyonu için “obj reference” bölümünden yanıt olarak daha önceden oluşturulan parametre seçilir. İlgili yanıt parametresinde maksimum gerilme değeri okunması istendiği için pozitif referans değeri olarak 1 değeri girilir.



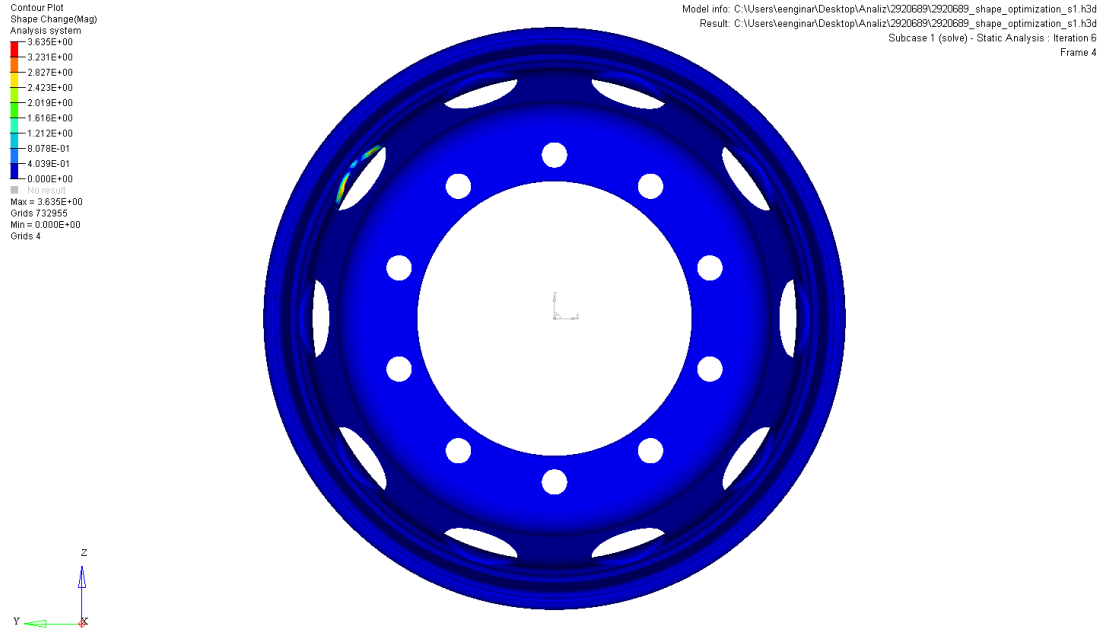
Şekil 6.3 Amaç fonksiyonu için referans tanıtma

Daha sonra da bu oluşturulan referans seçilerek amaç fonksiyonu tanımlanır. Buradaki amaç maksimum gerilmeyi minimize etmektir (Şekil 6.4).

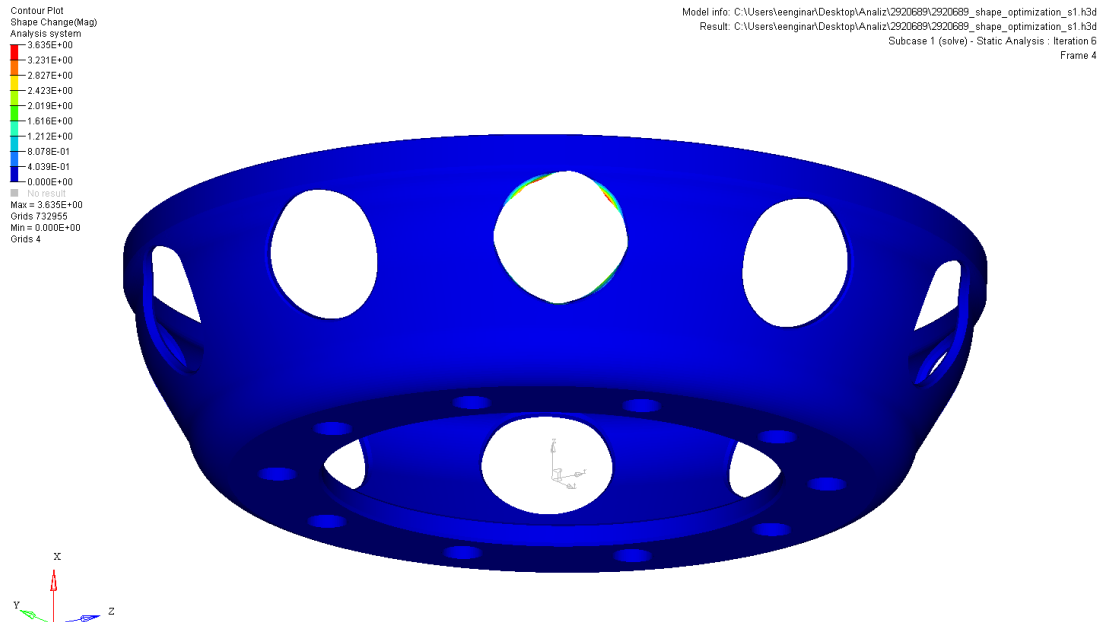


Şekil 6.4 Amaç fonksiyonu tanıtma

Optimizasyon için gerekli adımlar tamamlandıktan sonra ilgili problem “Optistruct” modülünde çözdürülür. Yaklaşık 6 saatlik bir analiz süresinin sonunda 6 adet iterasyon kullanılarak problem çözdürülmüştür.

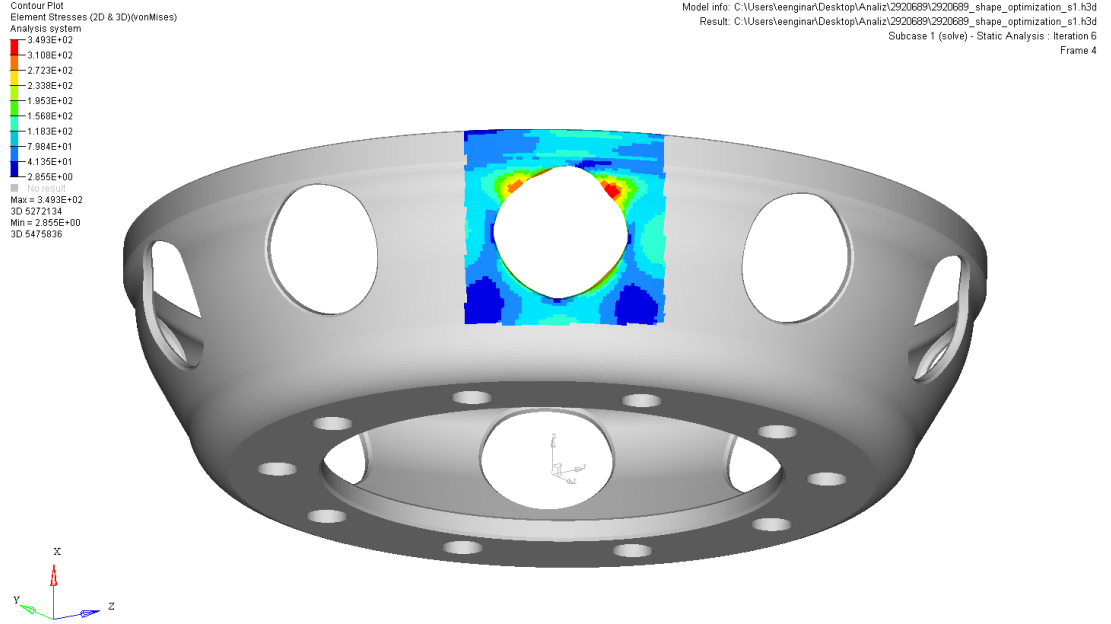


Şekil 6.5 Optimizasyon sonucu node'ların yer değişimi



Şekil 6.6 Optimizasyon sonucu node'ların yer değişimi

İlgili bölgedeki maksimum gerilmeyi minimize etmek için kullanılması gereken hava delik formu Şekil 6.6'da görülmektedir. Örneğin kırmızı renk ile görülen bölgenin yaklaşık 3,635 mm yuvarlağın içine doğru hareket etmesi gerekmektedir.



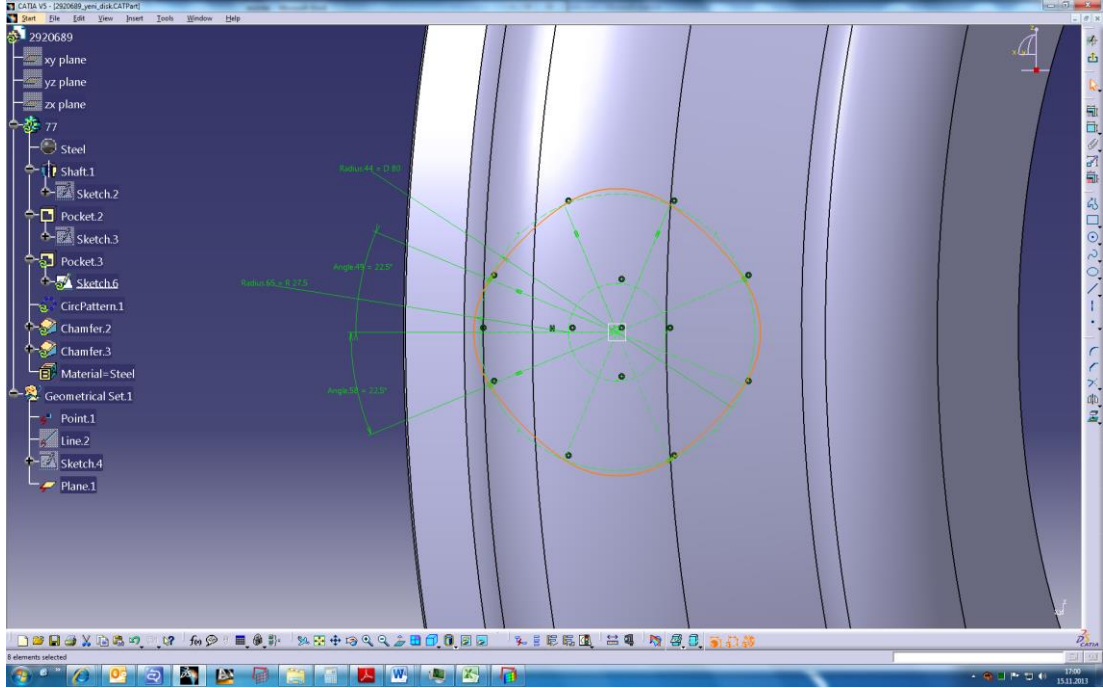
Şekil 6.7 Optimizasyon sonucu maksimum gerilme

Şekil 6.7'de optimizasyon sonucu ilgili bölgedeki maksimum gerilme değeri 349,3 MPa olarak elde edilmiştir. Burada ciddi bir iyileşme meydana gelmiş olmakla birlikte yuvarlak forma sahip diğer hava deliği bölgesinde maksimum gerilme değeri 383,4 MPa olarak elde edilmiştir.

6.3 Hava Deliği Formu

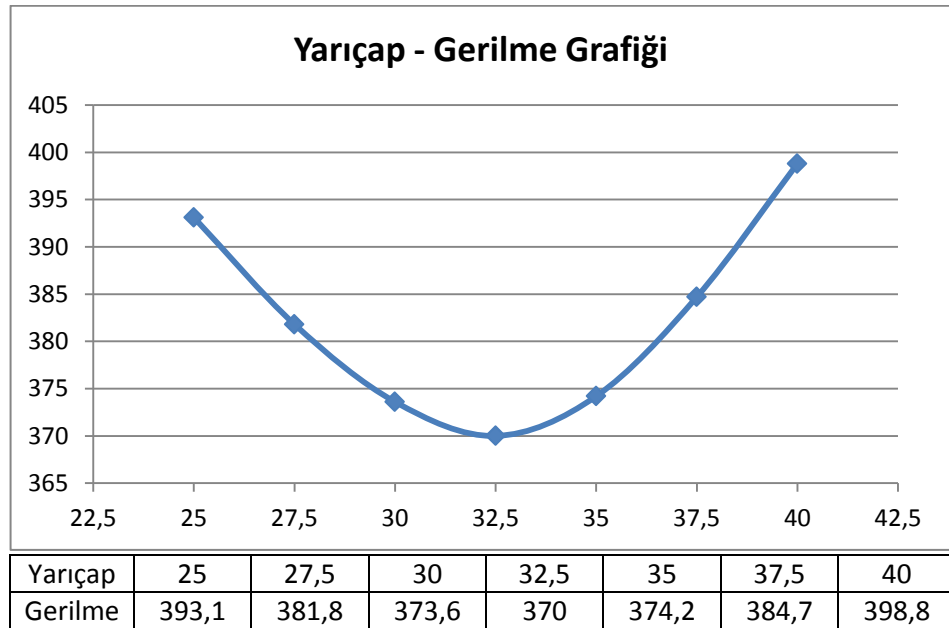
Şekil optimizasyonundan elde edilen optimum hava delik formu, tek başına kullanılamamakla birlikte optimizasyondan elde edilen fikir hava deliğinin nasıl olması gerektiğidir. Bunun üzerine hava deliğinde tasarım değişikliğine gidilmiştir.

Yeni tasarım Şekil 6.8'de görüleceği üzere yuvarlak form 8 dilime ayrılmış birbirine teğet yaylardan oluşturulmuş ve sadece tek bir parametre değişkenine (Radius.65) bağımlı hale getirilmiştir.



Şekil 6.8 Hava deliği formu

Parametrik olarak modellenen hava delik formunun “Radius.65” değişkeni, tam yuvarlak çapı karşılayan 40 mm ile 25 mm arasında 2,5 mm azaltılarak modellenip statik analizleri gerçekleştirilmiş ve her bir değişkene karşılık maksimum gerilme değerleri okunarak Şekil 6.9’daki tablo oluşturulmuştur.

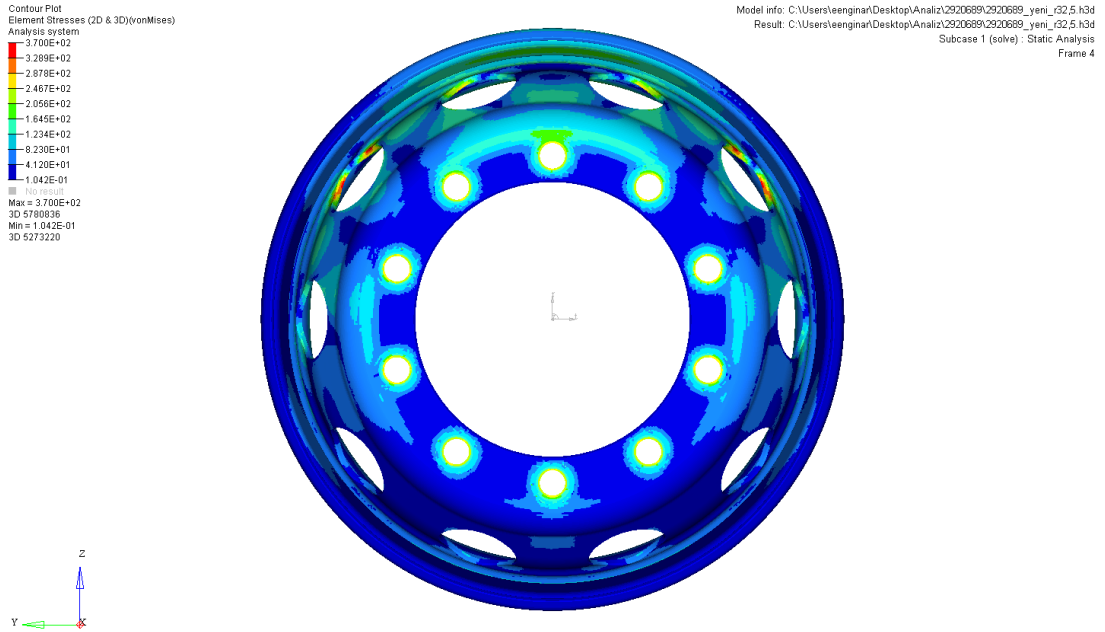


Şekil 6.9 Yarıçap - Gerilme grafiği

6.4 Optimum Hava Deliği Formu

Şekil 6.9'daki tabloda da görüleceği üzere yuvarlak hava delik formunu karşılayan yarıçap 40 mm için maksimum gerilme değeri yaklaşık 400 MPa iken yarıçap küçüldükçe azalmakta fakat belli bir eşik değerine geldikten sonra tekrardan artmaktadır.

Bu eşik değerinde yarıçapın 32,5 mm olarak okunmasıyla birlikte optimum hava delik formu Şekil 6.10'da görüleceği üzere yine hava deliği bölgesinde oluşan 370 MPa'lık maksimum gerilme ile elde edilmiştir.



Şekil 6.10 Optimum hava deliği formu

Aynı hava delik formu, farklı bir geometriye sahip örnek olarak alınan başka bir jantta da denendiğinde olumlu sonuç alınmıştır. Örnekteki jantın hava deliği bölgesindeki maksimum gerilme değeri yarıçapın 40 mm olduğu modelde 352,3 MPa iken yarıçapın 30 mm olduğu modelde 320,1 MPa olarak elde edilmiştir.

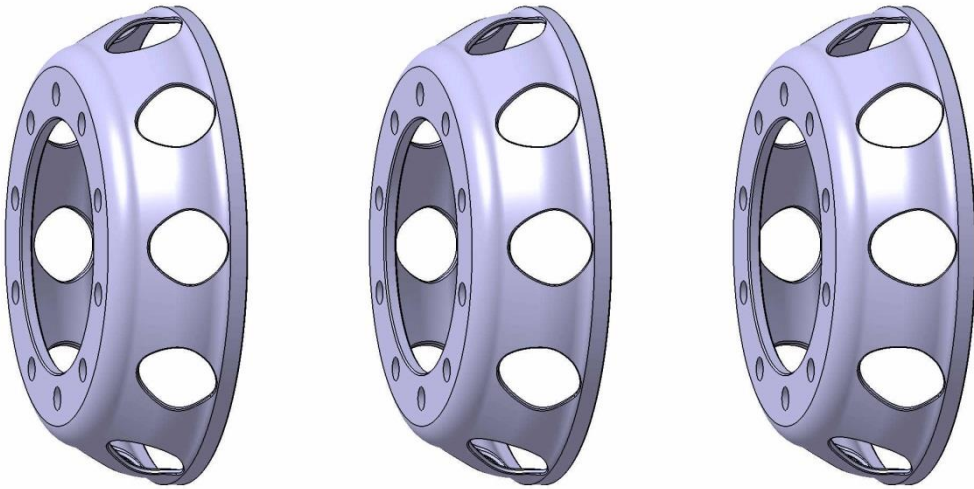
Referans janta kıyasla, optimum hava deliği formuna sahip jantta ağırlık aynı kalarak gerilme değerinin azalmasıyla jantın ömrünün artması beklenmektedir.

6.5 Alternatif Hava Deliği Formları

Hava deliklerindeki olası büyüme sonucu hurda gelirlerinden ciddi bir kazanç sağlanabilmektedir. Bu amaçla iyileştirilen hava deliği bölgesinden yaklaşık 30 MPa'lık kazanç ile hava deliği bölgesinde hafifletme yoluna gidilebilir.

Hava deliği formu, janta takılan sübabın montajı ve pozisyonu nedeniyle etek çapından uzaklaştırılamamaktadır. Bunun dışında hava deliği bölgesinde maksimum gerilme genellikle etek çapına yakın olan kısımda yüksek, ayna çapına yakın olan kısımda ise nispeten daha düşük değerde ortaya çıkmaktadır.

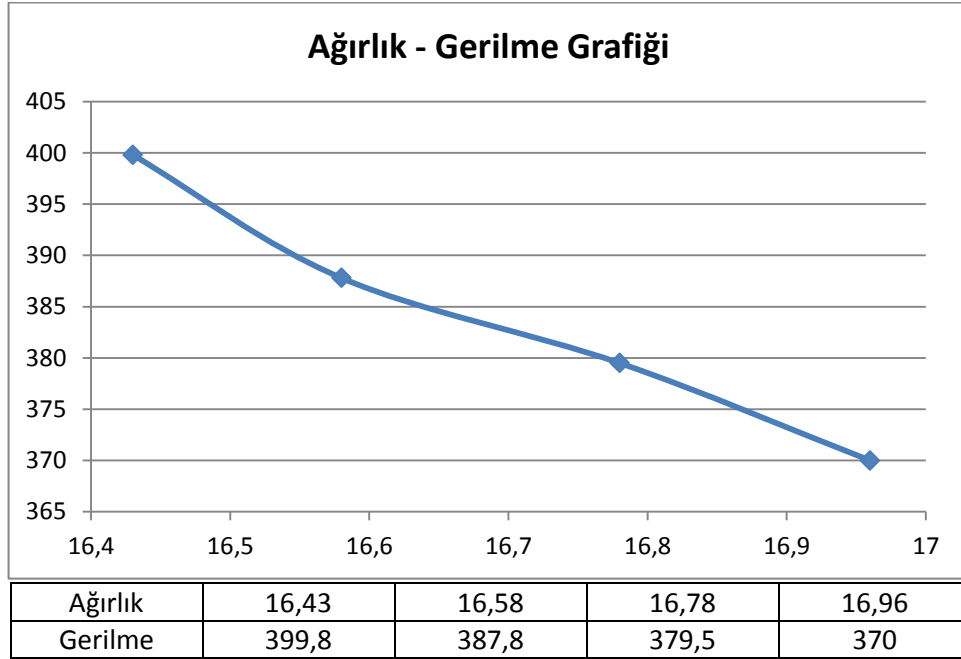
Bu bilgi ışığında hava deliğinden boşaltma yapabilmek için etek çapına yakın olan kısımdaki form sabit tutularak ayna çapındaki kısımda hava delik formu büyütülerek çalışmalar yapılmıştır (Şekil 6.11)



Şekil 6.11 Alternatif hava deliği formları

Alternatif hava deliği formu yine parametrik olarak modellenmiş olup yuvarlak formdan tamamen farklı bir forma sahip olmasından dolayı ilgili modeller bağımlı tek bir değişkene göre karşılaştırılmamıştır. Yuvarlak forma sahip modelin de dahil

edilebilmesi için oluşan ağırlıklara ve neticesinde ortaya çıkan maksimum gerilme değerlerine göre Şekil 6.12'deki tabloda karşılaştırılmıştır.



Şekil 6.12 Ağırlık - Gerilme grafiği

Tabloda da görüleceği üzere daha önce elde edilen optimum hava deliği formunda diskin ağırlığı 16,96 kg'dır ve ağırlık azaldıkça ortaya çıkan maksimum gerilmenin de arttığı gözlemlenmektedir.

Referans janttaki diskin ağırlığı 16,95 kg olup maksimum gerilme 398,8 MPa olarak ortaya çıkmıştı. Alternatif hava deliği formları arasında en düşük ağırlığa sahip olan model ise 16,43 kg olup maksimum gerilme 399,8 MPa olarak ortaya çıkmıştır.

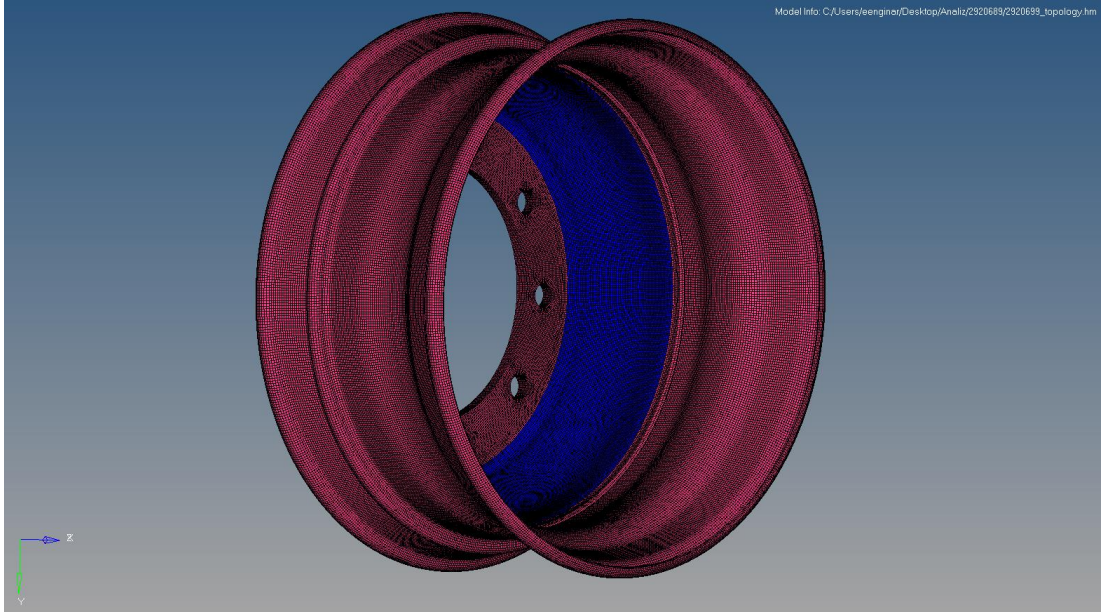
Referans jant ile karşılaştırıldığında ortaya çıkan gerilme değerlerinin eşit olması nedeniyle ömürlerinin de yaklaşık olarak yakın olması beklenmektedir. Dolayısıyla daha hafif olan bu modelde ömür istenilen seviyede tutulup ağırlık yaklaşık olarak 0,52 kg azaltılmıştır.

6.6 Topoloji Optimizasyonu

Şekil optimizasyonu ile belirlenmiş olan hava deliği formu daha öncesinde topoloji optimizasyonu yardımıyla denenmiş fakat istenilen sonuçlar elde edilememiştir.

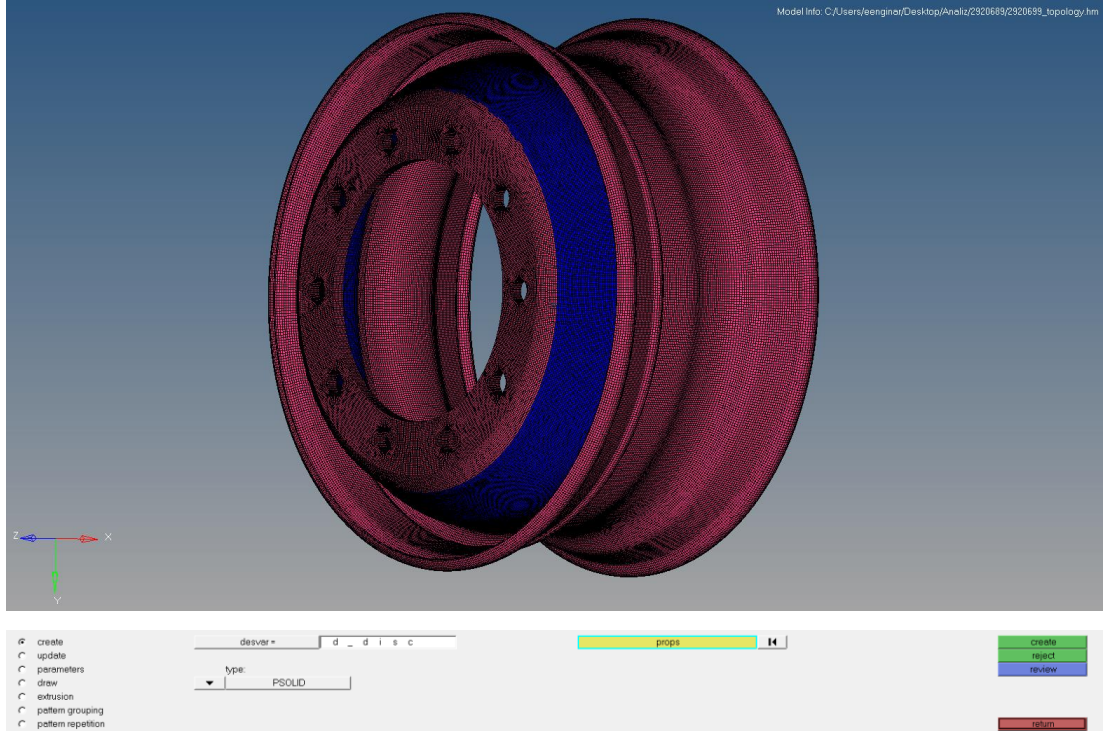
Bunun üzerine referans jant için topoloji optimizasyonu hava deliksiz jant modeli kullanılarak çalışılmıştır ve buradaki amaç disk kesitinden optimizasyon sonucu belirlenen bölgelerden malzeme çıkarılarak jantın hafiflemesi yönündedir.

Optimizasyon çalışmasına başlamadan önce tasarım değişkeni oluşturulurken ilgili modeldeki elemanlar dizayn edilebilir ve dizayn dışı şeklinde ayrıştırılmalıdır. Bunun nedeni ise konstrüktif açıdan değişmemesi gereken bölgeler için optimizasyon çalışması engellenip sadece belirlenen bölgeden malzeme çıkarılmasını belirlemektir.



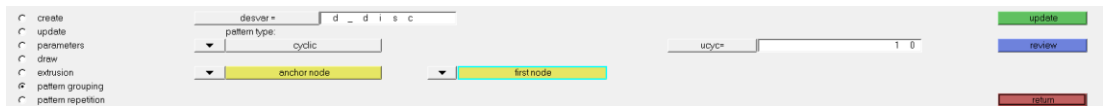
Şekil 6.13 Dizayn bölgelerinin belirlenmesi

Bu bilgi ışığında, öncelikle elemanları gruptandırabilmek için yeni bir “property” oluşturulur ve Şekil 6.13’de mavi renk ile görülen diskin etek çapı ile ayna çapı arasında kalan bölümdeki elemanlar ile ilişkilendirilerek bu elemanlar dizayn edilebilir şeklinde gruptandırılır. Kırmızı renk ile görülen diğer elemanlar ise dizayn dışı olarak gruptandırılmış olunur.



Şekil 6.14 Tasarım değişkeni oluşturma

Dizayn edilebilir ve dizayn dışı bölgeler ayrıştırıldıktan sonra Şekil 6.14’de görüleceği üzere dizayn edilebilir şeklinde gruplanmış olan elemanlar “prop” kısmından seçilerek tasarım değişkeni oluşturulur.



Şekil 6.15 Tasarım değişkenine simetri tanımlaması

İkinci adımda ise malzeme çıkarımını simetrik bir şekilde yapması için “pattern grouping” bölümünden silindirik simetri seçilir, eksen tanımlanır, ilgili simetrinin kaç kez tekrarlanacağı girilir ve tasarım değişkeni güncellenir.

Tasarım değişkeni tanımlandıktan sonra optimizasyon problemi için Şekil 6.16’da görüleceği gibi sırasıyla yanıt tipi olarak “volume fraction” ve “compliance” parametreleri seçilir.

The screenshot shows two panels for defining response types. The top panel is for 'volume fraction' (r_v o l) and the bottom panel is for 'compliance' (r_c o m p). Both panels have a 'response type' dropdown set to 'total' and a 'no regionid' button. On the right, there are 'create', 'update', and 'review' buttons, and a 'return' button at the bottom.

Şekil 6.16 Optimizasyon problemi tanıma

Optimizasyon probleminin devamında bu oluşturulan iki çıktı parametre için amaç fonksiyonu ve kısıt fonksiyonu tanımlanması gerekmektedir.

Şekil 6.17’de amaç fonksiyonu olarak daha önceden oluşturulmuş olan “compliance” parametresi minimum olarak seçilir. Buradaki amaç kompliyanı (esnekliği) minimize etmek; aslında daha rahat anlaşılabilir şekilde ifade etmek gerekirse rijitliği maksimumda tutmaktır.

The screenshot shows the 'compliance' (r_c o m p) response type panel. The 'response type' dropdown is set to 'min'. A 'loadstep' button is visible in the center. On the right, there are 'create', 'update', and 'review' buttons, and a 'return' button at the bottom.

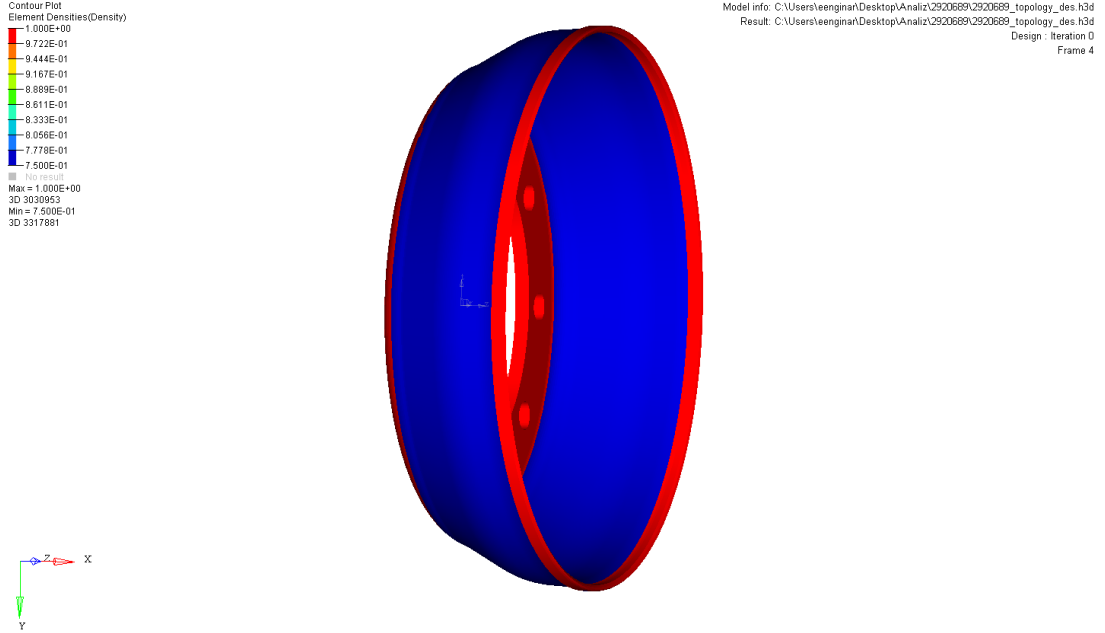
Şekil 6.17 Amaç fonksiyonu tanıma

Amaç fonksiyonu belirlendikten sonra Şekil 6.18’de kısıt fonksiyonu daha önceden oluşturulan “volume fraction” parametresi seçilerek oluşturulur. Burada üst limit olarak 0.75 girilir bunun anlamı ise dizayn edilebilir bölge hacminin maksimum %75’inin kullanılması kısıtıdır.

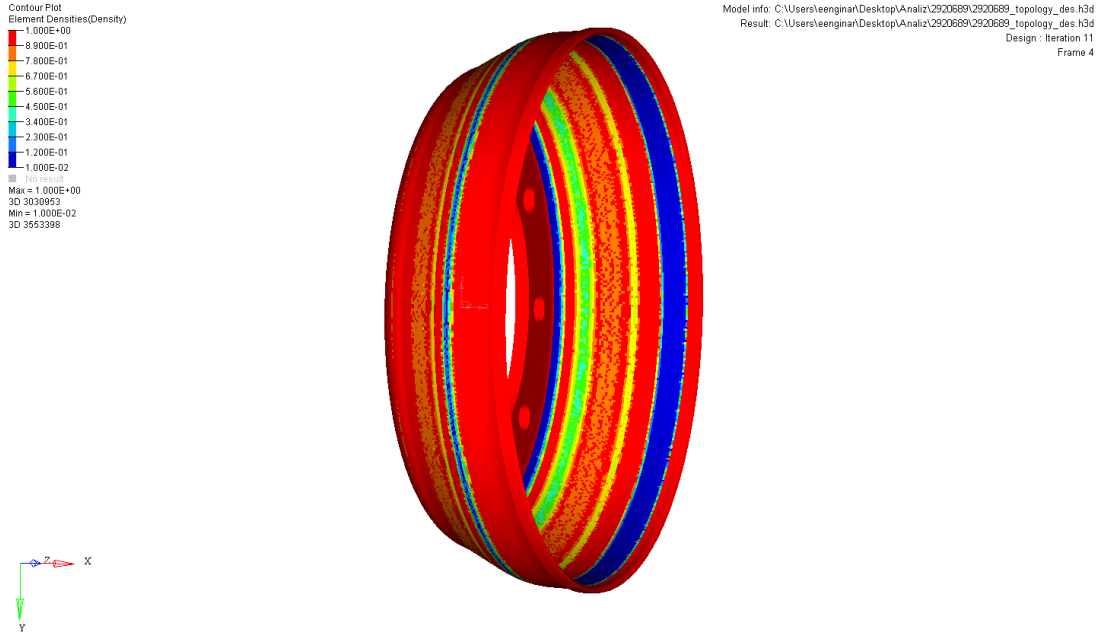
The screenshot shows the 'volume fraction' (r_v o l) response type panel. The 'constraint' dropdown is set to 'c_v o l'. The 'lower bound' is set to -1.0 and the 'upper bound' is set to 0.75. On the right, there are 'create', 'update', and 'review' buttons, and a 'return' button at the bottom.

Şekil 6.18 Kısıt fonksiyonu tanıma

Optimizasyon için gerekli adımlar tamamlandıktan sonra ilgili problem “Optistruct” modülünde çözülür. Yaklaşık 1 saatlik bir analiz süresinin sonunda 11 adet iterasyon kullanarak problem çözülürmüştür.



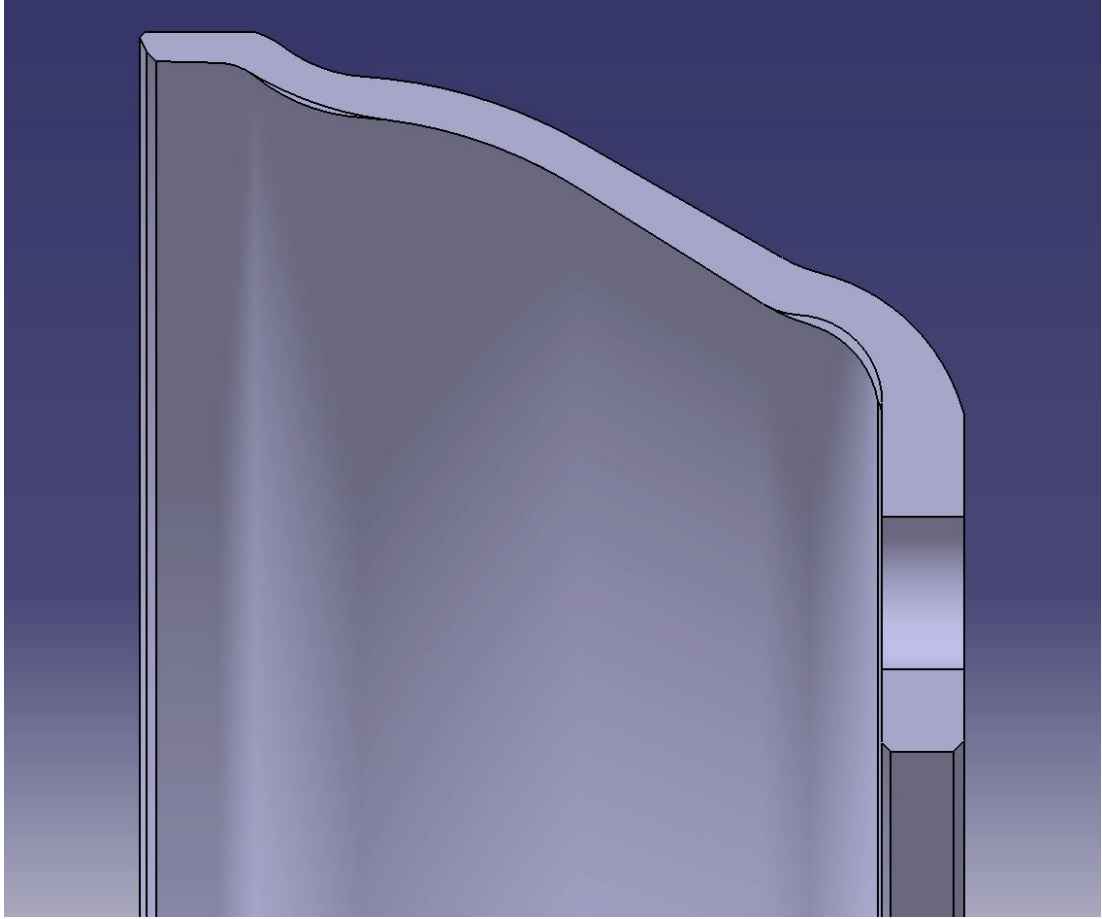
Şekil 6.19 Topoloji optimizasyonu başlangıç



Şekil 6.20 Topoloji optimizasyonu sonuç

Elde edilen sonuç Şekil 6.20’de görülmekle birlikte topoloji optimizasyonu çıktısı olan eleman yoğunluğu çeşitli renkler ile ölçeklendirilmiştir. Burada kırmızı renk ile gösterilen bölgeler rijitliği sağlamak adına modelde kalmalı olduğunu, mavi renk ile gösterilen bölgeler ise malzeme çıkarımına uygun olduğunu göstermektedir.

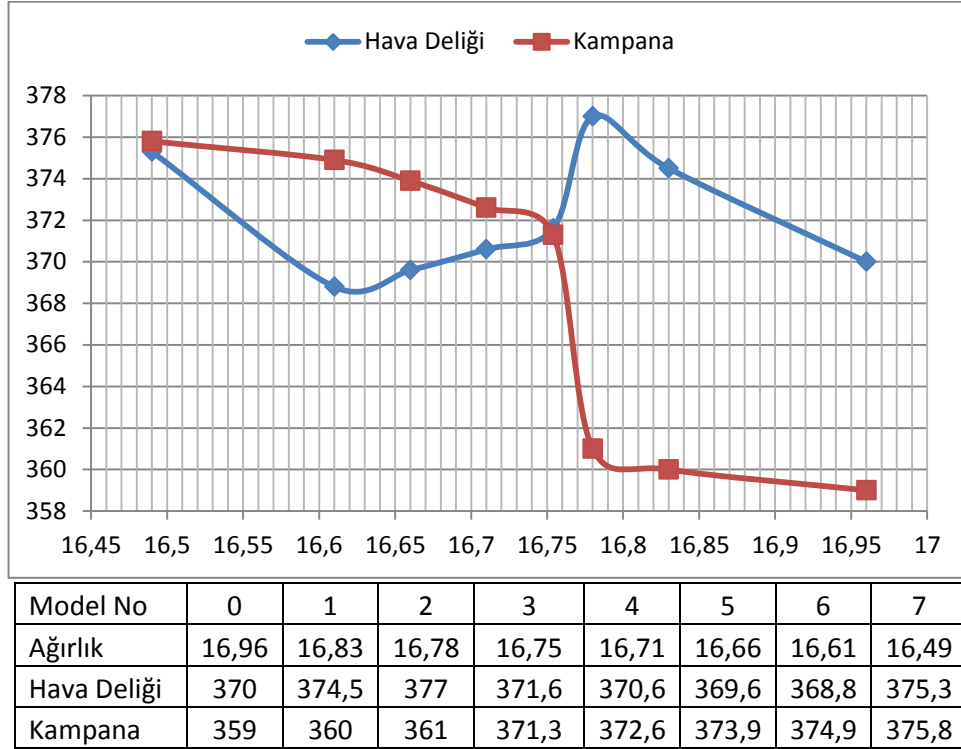
Bu sonuçtan yola çıkarak diski hafifletmek ama oluşacak maksimum gerilmeyi belli sınırdan tutmak adına tekrardan tasarım değişikliğine gidilmiştir. Konstrüktif sınırlar göz önünde bulundurularak Şekil 6.20’de görülen diskin iç kısmında kalan mavi renkli iki bölgeden belirli miktarlarda kesitte malzeme boşaltımı yapılmıştır.



Şekil 6.21 Malzeme çıkarılmış disk kesiti

Çeşitli denemeler sonucu elde edilmiş disk kesiti Şekil 6.21’de görülmektedir. Denemeler esnasında maksimum gerilme değerleri malzemenin çıkarıldığı bölgeye göre değişim göstermektedir.

Şekil 6.22'deki tabloda malzeme boşaltmalar, her iki bölgeden de farklı boyutlarda uygulanmış olup ağırlığa göre maksimum gerilme değerleri, kampana yüzeyi ve hava deliği bölgelerinden okunarak oluşturulmuştur.



Şekil 6.22 Ağırlık - Gerilme grafiği

Burada etek çapı bölgesindeki malzeme çıkarımı her iki bölgedeki maksimum gerilmeyi farklı oranlarda da olsa arttırmıştır. Fakat ayna bölgesinden yapılan malzeme çıkarımı kampana yüzeyindeki maksimum gerilmeyi arttırırken hava deliği bölgesindeki maksimum gerilmeyi azaltmıştır.

Ağırlık ve gerilme açısından optimum geometri seçilmek istendiğinde iki aday ortaya çıkmaktadır. Birincisi maksimum gerilme değeri 370 MPa'dan 371,6 MPa'a çıkarak küçük bir artış gösteren 3 nolu modelde ağırlık 16,96 kg'dan 16,75 kg'a düşmüştür. İkinci aday ise 7 nolu model olup maksimum gerilme değeri 370 MPa'dan 375,8 MPa'a çıkarak nispeten daha büyük bir artış göstermiş fakat ağırlık da 16,96 kg'dan 16,49 kg'a düşerek daha fazla hafifletme elde edilmiştir.

6.7 Radyal Yorulma Testleri

Test doğrulama aşamasında jantlar, optimizasyon sonuçları doğrultusunda Şekil 6.23’de görüleceği üzere yuvarlak hava delikli ve oval hava delikli olarak 5’er adet üretilmiştir.



Şekil 6.23 Test numuneleri

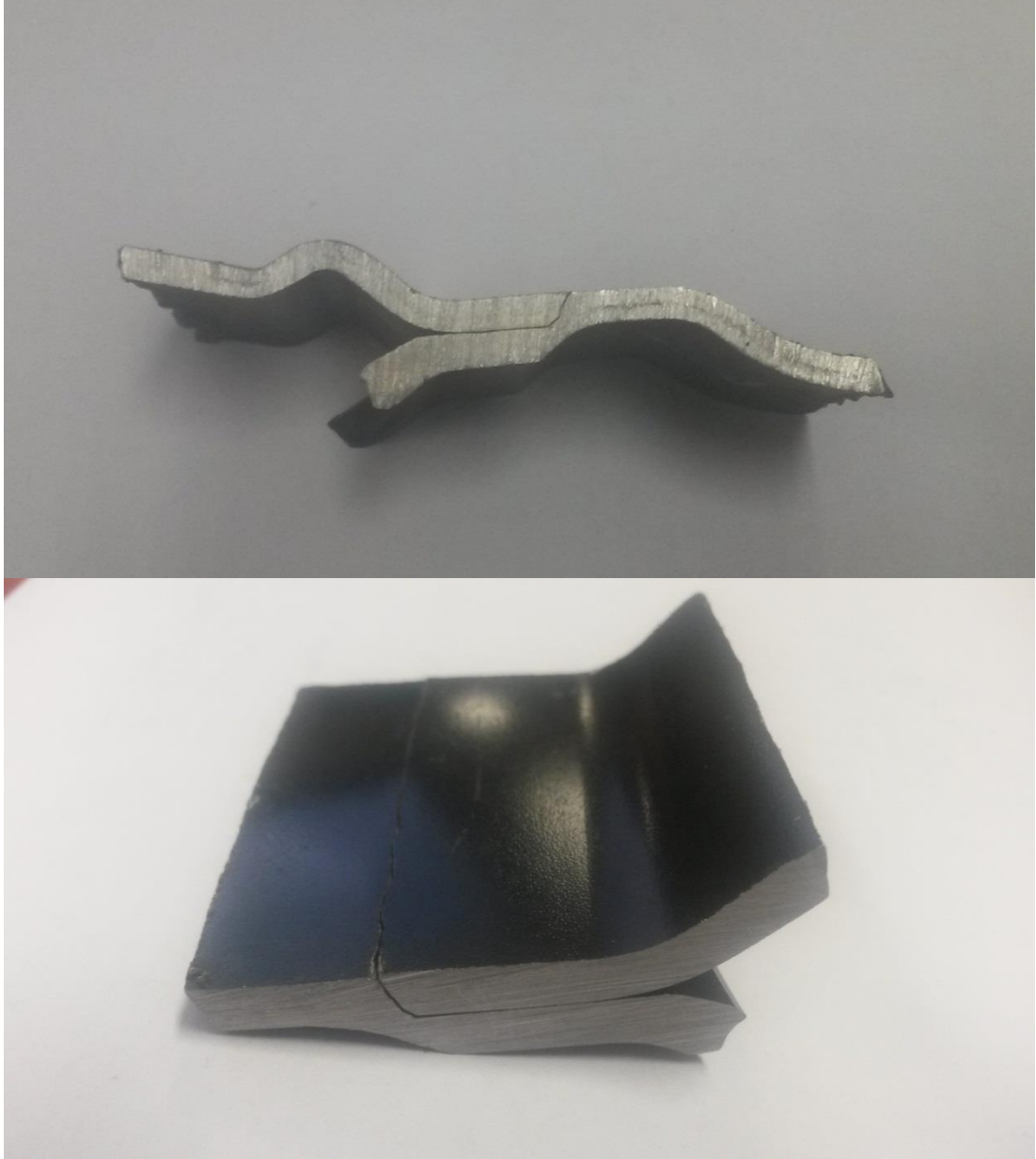
Test numuneleri, daha önce bahsedilen yükleme koşullarına göre radyal yorulma testine tabi tutulmuştur. Bu test esnasında hava deliği bölgesinde oluşması beklenen çatlaklar testin durmasına neden olmaz iken kasnak bölgesinde oluşan çatlaklar hava kaçağına neden olduğundan test makinası hava basıncının belirli bir seviyenin altına düşmesiyle otomatik olarak durmaktadır.



Şekil 6.24 Test sonuçları

Şekil 6.24 ve Şekil 6.25’de numunelerde meydana gelen çatlaklara ait fotoğraflar görülmektedir.

Yapılan numunelerin radyal yorulma testleri sonucunda mevcut prosesteki çalışma süresince çözölemeyen sorunlardan kaynaklı olarak tümünde montaj kaynağı kökünden kasnak yüzeyine ilerleyen çatlak meydana gelmesinden dolayı testler devam ettirilememiştir.



Şekil 6.25 Test sonuçları

Mevcut sorunun tez çalışma süresince çözölememesinden dolayı denemeler tez sonrasında bırakılmış ve diğer jant tiplerinde aynı yöntem denenmek üzere planlanmıştır.

6.8 Değerlendirme

Şekil optimizasyonu ve topoloji optimizasyonu ile edinilen fikir ile yapılan tasarım değişiklikleri sonrasında gerilme ve ağırlık açısından referans jant ile kıyaslandığında optimum tasarım olarak Şekil 6.22'deki 7 nolu model seçilmiştir.

Buna göre maksimum gerilme değeri 398,8 MPa'dan 375,8 MPa'a düşerek gerilme yığılması açısından 23 MPa ile %5,7'lik bir kazanç sağlanmıştır ki gerilmedeki bu düşüşün yorulma ömrüne olan etkisinin logaritmik olarak arttığı düşünülürse jant ömrünün hatırı sayılır bir şekilde artacağı düşünülmektedir. Diğer bir yandan ağırlık değeri ise 16,95 kg'dan 16,49 kg'a düşerek hafifletme açısından 0,46 kg ile %2,7'lik bir kazanç sağlanmıştır ki bu düşüş de hammadde maliyetini aynı oranda azaltacak demektir.

Bu çalışmada kasnak ile ilgili bir optimizasyon çalışması tercih edilmemiştir. Bunun nedeni ise öncelikle jant üzerinde oluşan maksimum gerilmenin ağırlıklı olarak disk üzerinde ve çeşitli bölgelerde çıkmış olmasıdır. Ayrıca yükleme koşulları kasnak üzerinden diske iletildiği için kasnakta yapılacak herhangi bir tasarım değişikliği diskteki gerilme yığılmalarını değiştirecek olup diskteki elde edilen sonuçların tekrardan yenilenmesi gerekmektedir.

Bu nedenden dolayı maksimum gerilmenin ağırlıklı olarak kasnak üzerinde yığıldığı jantlar için bu çalışmada uygulanan topoloji ve şekil optimizasyonu yöntemlerinin benzer şekilde kasnak üzerinde çalışılması önerilmektedir.

BÖLÜM SEKİZ

SONUÇ

Bu çalışmada, öncelikle ağır taşıtlarda kullanılan çelik jantlar ve bu jantların imalat proseslerine değinilmiş, imal edilen jantların araçlarda kullanılabilmesi için geçmesi gereken yorulma testleri hakkında bilgi verilmiştir.

Ardından tüm yorulma testlerinden geçmiş ve piyasada birçok araçta kullanılan 22,5” x 9,00” ebatlarında bir jant, referans olarak alınarak ilgili jantın 3 boyutlu modellemesi Catia V5R19 ticari yazılımıyla yapılmış, sonlu elemanlar yöntemiyle statik analizleri ve optimizasyon çalışmaları Alteir HyperWorks ticari yazılımının çeşitli modülleri kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Referans jantın disk ağırlığı 3 boyutlu modelleme esnasında 16,95 kg olarak ölçülmüş olup statik analizi neticesinde maksimum gerilme değerin 398,8 MPa ile hava deliği bölgesinde ortaya çıktığı gözlemlenmiştir.

Maksimum gerilmenin ortaya çıktığı hava deliği bölgesi için şekil optimizasyonu çalışması gerçekleştirilmiş olup elde edilen sonuca göre hava deliği formunda tasarım değişikliğine gidilmiştir. Parametrik olarak modellenen hava deliği formu tek bir yarıçapa bağımlı hale getirilip alt ve üst limit değerleri belirlenerek analizler gerçekleştirilmiştir. Analizlerin sonucunda maksimum gerilmenin en düşük değerde ortaya çıktığı optimum hava deliği formu elde edilmiştir. Bu modelde ağırlık neredeyse değişmeyip maksimum gerilme değeri 398,8 MPa’dan 370 MPa değerine inmiştir.

Optimum hava deliği formu elde edildikten sonra hafifletme sağlanması için topoloji optimizasyonu çalışması gerçekleştirilmiş olup elde edilen sonuca göre disk formunda tasarım değişikliğine gidilmiştir. Topoloji optimizasyonu için disk hava deliksiz modellenmiş olup ve ortaya çıkan sonuç için iki farklı bölgeden malzeme çıkarımına gidilmiştir. Çeşitli denemeler sonucunda ilk aday olarak öne çıkan

modelde maksimum gerilme değeri küçük bir miktar artarak 371,6 MPa' a yükselmiş ağırlık ise 16,75 kg'a düşmüştür.

İkinci aday olarak öne çıkan diğer bir model ise referans alınan jantın gerilme ve ağırlık değerlerine kıyaslandığında gerilmedeki 23 MPa'lık düşüş ve ağırlıktaki 0,46 kg'lık hafifleme ile optimum tasarım olarak seçilmiştir.

Bu çalışmada tercihen üzerinde çalışılmamış olunan kasnak ile benzer çalışmalar yapılarak iyileştirmeler ya da hafifletmeler mümkündür. Ayrıca optimizasyon çalışmaları neticesinde yapılan tasarım değişikliğinde parametre sayısı arttırılarak deneysel tasarım metodu ile daha iyi sonuçlar alınacağı düşünülmektedir.

Test doğrulama aşamasında karşılaşılan problemlerden ötürü kasnaktan çatlak başlangıcı nedeniyle hava kaçağı olduğundan testler otomatik olarak durmuştur. Bu süreç içerisinde çözümler üretilip prototip denemeleri, firmadaki iş yoğunluğu ile birlikte bu prototiplerin teste tabi tutulması uzun bir süreci kapsamaktadır. Tüm bu nedenler dahilinde zaman kısıtından dolayı tezin bu haliyle teslim edilmek zorunda kalınmıştır.

KAYNAKLAR

- Association of European Wheel Manufacturers (EUWA) (2006). *Test requirements for truck steel wheels, E S 3.11*.
- 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.
- Ercan, S. (2011). *Ticari taşıtlarda kullanılan jantlarda dinamik işletim yükü altında oluşan yorulma ömrünün bilgisayar destekli modellenmesi*. Yüksek Lisans Tezi. İzmir: Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- 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.
- Jazar, R. N. (2008). *Vehicle dynamics: Theory and application*. New York: Springer Science + Business Media, LLC.
- Kurtaran, H. (2005). *Optimizasyon teorisi ve uygulamaları*, ders notları. Kocaeli: Gebze İleri teknoloji Enstitüsü Tasarım ve İmalat Mühendisliği Anabilim Dalı.
- Optistruct 12 User's Guide, Altair HyperWorks. 27.11.2013.
ftp://ftp.altair.com.cn/priv/support/hw12.0/hw12.0_installation/hw12_docs/OptiStruct/OptiStruct_12.0_User_Guide.pdf

- Özden, H. (2010). *İnnovativ endüstriyel tasarımlarında bilgisayar destekli optimizasyon yöntemleri*, ders notları. İzmir: Ege Üniversitesi Makine Mühendisliği Anabilim Dalı.
- Stearns, J., Srivatsan, T.S., Gao, X. ve Lam, P.C. (2006). 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*, Volume 2006, 1-8.
- 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.
- 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*, Vol 20, 1-184.
- Yıldız, A.R., Kaya, N., Ulusoy, T., Alankuş, O. & Öztürk, F. (2004). Taşıt elemanlarının yapısal optimizasyon yaklaşımı ile tasarımı. *Otomotiv Teknolojileri Kongresi*, 141-143.