



Alüminyum alaşımlı jantların tasarım ve ağırlık optimizasyonu Design and weight optimization of aluminum alloy wheels

Ali KARA^{1*}, Halil Emre ÇUBUKLUSU², Özgür Yavuz TOPÇUOĞLU³, Ömer Burak ÇE⁴, Uğur AYBARÇ⁵, Caner KALENDER⁶

^{1,2,3,4,5,6}Arge Merkezi, CMS Jant ve Makine A.Ş., İzmir, Türkiye.

akara@cms.com.tr, ecubuklusu@cms.com.tr, otopcuoglu@cms.com.tr, bce@cms.com.tr, uaybarc@cms.com.tr, ckalender@cms.com.tr

Geliş Tarihi/Received: 03.11.2016, Kabul Tarihi/Accepted: 08.02.2017

doi: 10.5505/pajes.2017.34356

* Yazışılan yazar/Corresponding author

Özel Sayı Makalesi/Special Issue Article

Öz

Bu çalışmada A356 alaşımından üretilen binek araç jantlarının mekanik yüklem altında tasarım ve ağırlık optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda seçilen bir jant modeli üzerinde geleneksel tasarım uygulamalarında mühendislik tecrübeleri ile gerçekleştirilen tasarım aşamalarında belirlenen ölçüler tasarım parametreleri olarak seçilmiştir. Tasarımda ANSYS Workbench'de "Sayısal Deney Tasarımı" yöntemi ile tasarım noktaları belirlenmiştir. "Cevap Yüzeyi Metodu" kullanılarak en iyi tasarım elde edilmiştir. Sonuç olarak jant ağırlığı ve deformasyonuna en çok etki eden parametreler belirlenmiş, tasarımın mekanik davranışı iyileştirilmiş ve daha hafif bir jant elde edilmiştir. Jantın geometrisi üzerinde gerçekleştirilen iyileştirme ile yorulma davranışı da iyileştirilmiştir.

Anahtar kelimeler: A356, Alüminyum, Tasarım, Optimizasyon, Jant

Abstract

In this study, design and weight optimization of passenger car wheels made of A356 alloy was conducted. In the course of the study a wheel was chosen and its dimensions that are generally used in the traditional design applications which applied by engineering experience were determined as design parameters. Design of Computational Experiments was used in ANSYS Workbench and optimum design was determined by Response Surface Method. As a result the most effective parameters on wheel weight and deformation were determined, the mechanical behavior of the wheel was improved and a lighter wheel was obtained. By improvements on wheel geometry, fatigue behavior was improved.

Keywords: A356, Aluminum, Design, Optimization, Wheel

1 Giriş

Alüminyum alaşımlı jantlar düşük ağırlıkları, yüksek mukavemet/ağırlık oranları, yüksek toklukları ve yüksek yorulma dirençleri, dolayısıyla günümüzde en çok tercih edilen jant çeşididir. Bu jantların üretiminde en çok kullanılan yöntem ise alçak basınçlı döküm yöntemidir. Bu yöntem ile genellikle bir alüminyum döküm alaşımı olan A356 alaşımından jantlar üretilmektedir ve genellikle T6 ısıl işlem prosedürü uygulanmaktadır. Bahsedilen mekanik özellikleri ve yüksek üretilebilirliği açısından avantajları dolayısıyla alüminyum alaşımları otomotiv, uzay ve havacılık sektörlerinde de oldukça fazla kullanılmaktadır.

Alüminyum alaşımlı jantlar bu sayılan mekanik ve üretilebilirlik avantajlarının yanı sıra üretim yöntemi karmaşık şekillerin elde edilmesi için uygundur. Jant araç üzerinde hem görşelliği değiştirerek müşteri algısına katkıda bulunan hem de fonksiyonel bir güvenlik unsuru olan tek parçadır. Dolayısıyla döküm yöntemiyle (yöntem kısıtları dahilinde) neredeyse sınırsız çeşitte karmaşık şekillerin üretilebilir olması hafif alaşımlı jantlara olan ilgiyi son yıllarda oldukça arttırmıştır. Bu bilgiler ışığında jant tasarımı endüstriyel ve mekanik tasarım olarak iki kısımda toplanabilir. Stil yüzeyi olarak adlandırılan jantın ön yüzeyinin tasarımı OEM ve tedarikçi firma tasarımcılarının ortak çalışmaları ile gerçekleştirilir. Jantın mekanik tasarımı ise OEM firmaların belirttiği şartlar doğrultusunda jant tedarikçisi firma tarafından gerçekleştirilmektedir. Diğer her mekanik tasarım probleminde olduğu gibi jant tasarımı da oldukça fazla tecrübeye ihtiyaç duymaktadır. Jantın ömrü boyunca maruz kaldığı yükler ve ortam şartları göz önünde bulundurulduğunda jant tasarımcısının darbeden yorulmaya, malzeme bilgisinden korozyona geniş bir yelpazede tecrübeleri

olması beklenmektedir. Dolayısıyla jant mekanik tasarımında nümerik yöntemler ve optimizasyon yöntemlerinin kullanımı ile mühendislik tecrübesi gereksiniminin azaltılması mümkün olabilir. Optimizasyon temel anlamıyla karar verme aşamalarında nümerik yöntemlerin kullanımı ile hızlı ve etkin bir şekilde sonuca ulaşılmasıdır. Matematiksel anlamda ise bir fonksiyonun minimum ya da maksimum olduğu değeri ve bu değerin hangi bağımsız değişken değerlerinde gerçekleştiğini bulma işi olarak ifade edilebilir. Örneğin bu çalışmada olduğu gibi farklı parametrelere bağlı olan ağırlık fonksiyonunun minimizasyonu işidir. Bu kapsamda optimizasyon problemleri çeşitli değişkenler etrafında sınıflandırılabilir. Örneğin bir optimizasyon problemi tek veya çok değişkenli, kısıtsız veya kısıtlı, tek veya çok amaç fonksiyonlu ve lineer yada nonlineer olmasına göre sınıflandırılabilir. Yine çözüm mantığına göre optimizasyon problemleri ise direkt yada sezgisel olarak sınıflandırılabilir.

Jantların tasarım optimizasyonunun gerçekleştirildiği literatürdeki çalışmalardan birinde [1] radyal yükler ve eğilme yükleri kombine şekilde modellenmiş, topoloji optimizasyonu metodu kullanılmış ve jantın ağırlığı yarı yarıya azaltılmıştır. Bu çalışmada radyal yükün uygulandığı alan olması nedeni ile en yüksek gerilme jantın flanş bölgesinde gözlemlenmiştir. Bir başka çalışmada, jant tasarımında göz önünde bulundurulması gereken testlerden biri olan dinamik yorulma benzetimlerinin nümerik doğrulaması Ansys Workbench kullanılarak gerçekleştirilmiş ve farklı simülasyon şartlarının sonuçları üzerindeki etkisi ortaya konmuştur [2]. Literatürdeki bir diğer çalışmada dinamik yorulma simülasyonunun kullanımı ile jantın yorulma davranışının optimizasyonu gerçekleştirilmiştir [3]. İncelemeleri beş kollu jant tasarımlarının kritik bölgesinin kol ucu olduğunu ortaya koymuştur, bu sonucun tasarıma göre değiştiği de literatürdeki başka incelemeler göz önünde

bulundurulduğunda anlaşılabilir [4],[5]. Örneğin literatürde verildiği üzere [5] jantların bijon bölgesinde yüksek yorulma yükleri dolayısıyla yüksek gerilme gözlemlenmekte, yapılan tasarım değişiklikleri ile bu değerler iyileştirilmekte ve kullanılan malzemenin limitlerini aşmaması sağlanmaktadır.

Yine topoloji optimizasyonu kullanılarak binek araç jantlarında ağırlık optimizasyonu literatürde gerçekleştirilmiştir [6]. Bu yöntemle farklı yüklem şartları altında jantın optimizasyonu gerçekleştirilmiş ve araç başına 1.7 kg'lık hafifletme sağlanmıştır.

Ağırlık, NVH ve yorulma yüklerinin birlikte düşünüldüğü bir çalışmada [7], NVH şartları göz önünde bulundurularak optimizasyon gerçekleştirilmiş ve ilgili jant tasarımında 200 g iyileşme sağlanmış yorulma sonuçlarının da kabul edilebilir limitlerde olduğu belirtilmiştir.

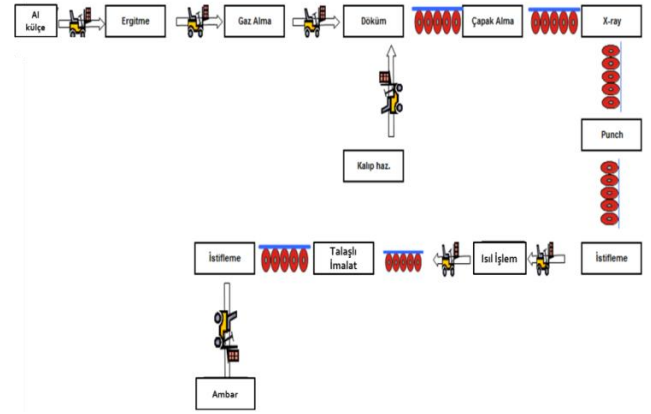
Literatürde alüminyum alaşım jantların karbon kompozit ve diğer malzemeler ile karşılaştırması ile ilgili de çalışmalar mevcuttur [8]-[10]. Bu çalışmalarda da statik analizler kullanılarak yorulma davranışı S-N yöntemi ile incelenmiştir.

Literatürdeki çalışmalarda yine bu çalışmada olduğu gibi optimizasyon hedefi olarak ağırlık seçilmiş, yorulma yükleri kaynaklı hasar ve gerilme değerlerinin sınırlandırılması amaçlanmıştır. Yine benzer bir çalışmada %3 ağırlık azaltılmış, toplamda stepne de dahil edildiği taktirde bir araç için 1 kg ağırlık avantajı öngörülmüştür [11]. Bu değer jant geometrisi, çapı, genişliği gibi parametrelerden tabii ki etkilenmek ile birlikte otomotiv sektöründe gram seviyesindeki avantajların bile önemli olduğu unutulmamalıdır.

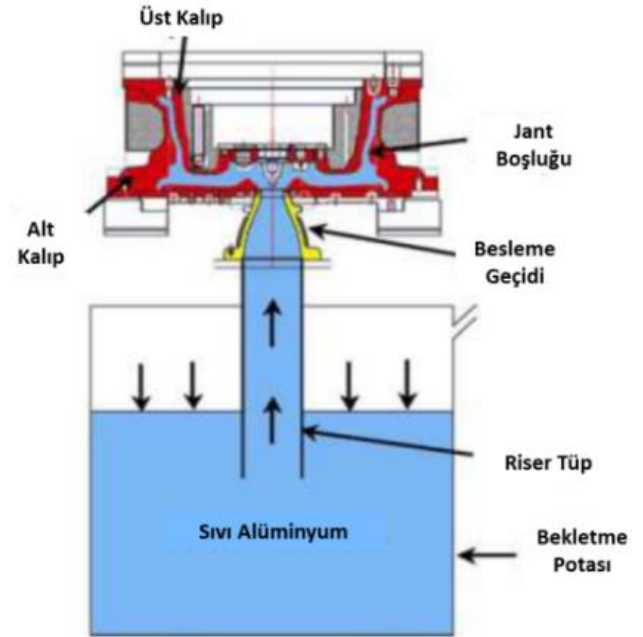
Bu çalışmanın amacı jantların ağırlık minimizasyonunun gerçekleştirilmesi ve tasarım optimizasyonu ile mekanik yüklem şartlarında en iyi tasarımın elde edilmesidir. Jant tasarımının sistematik bir düzenle gerçekleştirilebilmesi ve tecrübenin de ötesinde matematiksel ifadeler ile sonuca ulaşmanın kesinliği nedeniyle jantların tasarımında optimizasyon yönteminin kullanılması oldukça gereklidir. Bu çalışmada da sözü edilen gereksinimler için jant tasarımında optimizasyonun uygulanması incelenmiştir. Alüminyum alaşım jantların mekanik yüklemeler altındaki davranışlarının daha tasarım aşamasında elde edilebilmesi için bu çalışmada ANSYS Workbench yazılımı kullanılarak sonlu elemanlar yöntemi ile iç flanş deformasyon testleri modellenmiştir. İç flanş deformasyonunun jant yorulma davranışına oldukça etkisi olduğu ve Avrupa yollarını modelleyen Eurocycle testlerinden önce de bu deformasyonun jant iç flanşına verilmesi dolayısıyla bu deformasyonun mümkün olduğunca azaltılması önemlidir. Yazılımda bulunan geometri modülü kullanılarak jant lastik kesitindeki altı kritik ölçü parametrik olarak tanımlanmıştır. "Goal Driven Optimization" modülü ile deneysel tasarım (DOE) gerçekleştirilmiş ve farklı tasarım noktaları oluşturulmuştur. Kütle minimizasyonu ve minimum deformasyonun hedef fonksiyonu olarak belirlendiği optimizasyonda "Cevap Yüzeyi Yöntemi" kullanılmış ve en iyi tasarım elde edilmiştir. Elde edilen bulgular jant tasarımında optimizasyon uygulamasının kullanılabilirliğini ortaya koymuş, tasarım parametrelerinin bireysel olarak tasarım üzerindeki etkilerinin incelenmesine olanak sağlamış ve ayrıca jantın mekanik davranışının iyileştirilmesi ve ağırlığının azaltılarak optimum geometriye ulaşmasını sağlamıştır. Ayrıca çalışma kapsamında statik olarak modellenen dinamik yorulma testinin sonucuna göre jant kol kesitinde değişiklik gerçekleştirilerek kritik bölgelerde gerilme düşüşü sağlanmıştır.

2 Materyal ve metot

Alüminyum alaşım jantlar alçak basınçlı döküm yöntemi ile üretilirler. Tipik bir alçak basınçlı döküm ile üretim yapan tesiste Şekil 1'de gösterilen üretim süreçleri ile üretim gerçekleştirilmektedir.



(a)

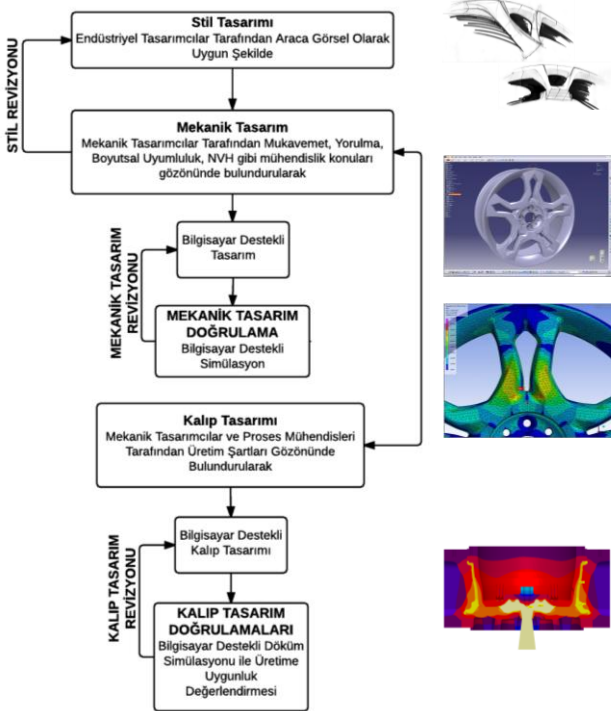


(b)

Şekil 1: (a): Jant üretim süreci ve (b): Alçak basınç döküm tezgâhı [12].

Şekil 1a'dan da görülebileceği üzere A356 alaşımı külçeleri önce ergitilir, daha sonra transfer potası içerisinde gaz giderme operasyonu ve flakslar kullanılarak alüminyumun içinde çözünmüş hidrojen miktarının azaltılması dolayısıyla yoğunluk endeksi düşürülmesi sağlanmaktadır. Akabinde bir sonraki paragrafta süreç ayrıntıları verilen alçak basınçlı döküm yöntemi (ABDY) ile döküm gerçekleştirilir. %100 X-Ray kontrolü ile jant içerisinde meydana gelebilecek döküm kusurlarının tespiti ve gerekirse jantın fireye ayrılması sağlanır. Döküm kusuru içermeyen, uygun dökülmüş jantların göbekleri punch tezgâhında delinir. Isıl işlemli malzemeye göre tasarlanmış bir jant ise T6 ısıl işlemi uygulanır ve akabinde talashi imalat operasyonu ile jant üretim süreci tamamlanır.

Jant üretim sürecinde ana üretim adımı olarak bahsedilen alçak basınçlı döküm yöntemi, temel olarak ABDY tezgâhi ve jant kalıbı kullanılarak gerçekleştirilir. Şekil 1b’de ayrıntılı şekilde verildiği gibi gaz giderme işleminden sonra ABDY tezgâhının bekletme potasına alınan eriyik alaşımın üzerine basınç uygulanması ile birlikte alaşım dikey yolluk boyunca yükselir [6]. Devamında uygun şartların sağlanması ile kontrollü şekilde kalıp dolumu sağlanır ve uygun bölgeler üzerinde gerçekleştirilen soğutma uygulaması ile döküm parçanın katılaşması sağlanır. Soğutmanın bitimiyle birlikte kalıp montesi ayrılarak jantın içerisinden alınması sağlanır. Şekil 1 b’de ABDY yöntemi ile jant üretimi ile ilgili bir şematik görüntü verilmiştir [12]. Jant tasarım süreci ise Şekil 2’de verilen temel tasarım adımlarını içermektedir. Şekil 2’den görülebileceği gibi jant tasarım süreci temel olarak “Stil Tasarımı”, “Mekanik Tasarım” ve “Kalıp Tasarımı” aşamalarını içermektedir.



Şekil 2: Jant tasarım aşamaları.

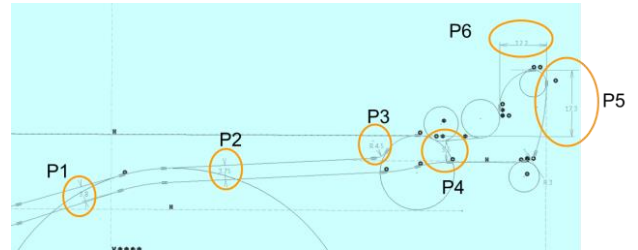
Bu süreç akışına göre jantın mekanik ihtiyaçları stil tasarımında değişikliklere, kalıp tasarım ihtiyaçları mekanik tasarım değişikliklerine ve hiyerarşik olarak da kimi zaman stil tasarımındaki değişikliklere neden olabilir. Geleneksel tasarım yönteminde bu işleyiş takip eden tasarım adımları ile ilgili ön bilgi ve tecrübe de göz önünde bulundurularak devam ettirilir. Bu çalışma kapsamında jantın mekanik tasarım aşamasında göz önünde bulundurulmuş iç flanş deformasyon testi ve yorulma testi modellenmiştir. Bu kapsamda jant iç flanş üzerine teker yüküne göre belirlenen bir yük uygulanır ve iç flanş deformasyonu cihaz tarafından ölçülür. Yorulma testi de dinamik yorulma test cihazında gerçekleştirilir ve yine jantın ölçüsü ve teker yüküne göre belirlenir. Şekil 3’te test cihazları görülebilir.

Geleneksel yöntemde Şekil 2’de verilen “Mekanik Tasarım Revizyonu” adımı tasarımcının tecrübesi ile ve iteratif deneme yanılma yöntemi ile gerçekleştirilmektedir. Bu çalışmanın amacı, tasarım aşamasının bilgisayar destekli simülasyonların optimizasyon kabiliyetlerinin kullanımı ile optimum geometrik

tasarımın simülasyon vasıtasıyla bulunmasını içermektedir. Buna göre bir jant modeli belirlenmiş ve stili etkilemeyen lastik kesitinden belirli ölçüler parametrik olarak tanımlanmıştır. Şekil 4’te belirlenen jant ile ilgili iç flanş deformasyonunu etkileyen geometrik parametreler görülebilir. Yorulma davranışı ile ilgili ise jantın kol arkası kesiti parametrik olarak modellenmiş ve optimizasyon gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3: Deneylerde kullanılan test cihazları.

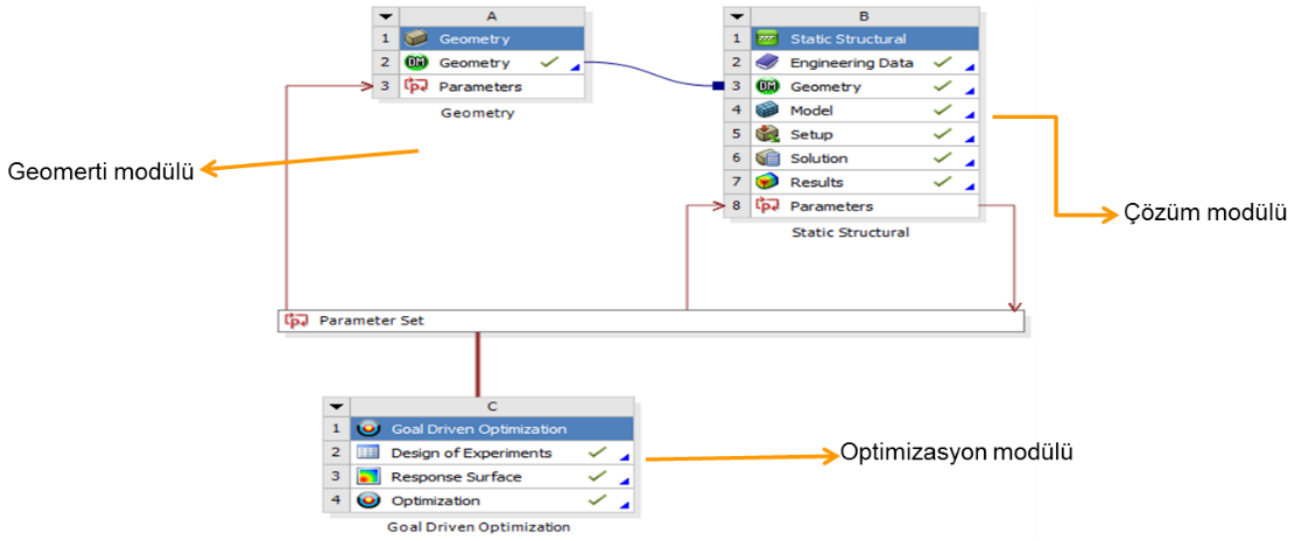


Şekil 4: Optimize edilecek parametreler.

Çalışma kapsamında ANSYS Workbench yazılımı kullanılarak sonlu elemanlar yöntemi ile test modellenmiştir. Yazılımda bulunan geometri modülü kullanılarak jant lastik kesitindeki altı kritik ölçü parametrik olarak tanımlanmıştır. “Goal Driven Optimization” modülü ile deneysel tasarım (DOE) gerçekleştirilmiş ve farklı tasarım noktaları oluşturulmuştur. ANSYS Workbench ortamından bir görüntü Şekil 5’te verilmiştir. Kütle ve maksimum deformasyonun minimize edildiği optimizasyonda “Cevap Yüzeyi Yöntemi” kullanılmış ve en iyi tasarım elde edilmiştir.

3 Bulgular ve tartışma

Bu çalışma kapsamında uygulanan metodolojide deney tasarımı amacıyla Merkezi Kompozit Tasarım yöntemi kullanılmıştır. Bu yöneme göre gerçekleştirilen deney şartları ve minimize edilen kütle ve maksimum deformasyon miktarları Tablo 1’de verilmiştir. Tablo 1’de verilen sonuçlar incelendiğinde, en yüksek deformasyon 22 No.lu tasarımda ve en düşük maksimum deformasyon 9 No.lu tasarımda elde edilmiştir.



Şekil 5: ANSYS Workbench arayüzü.

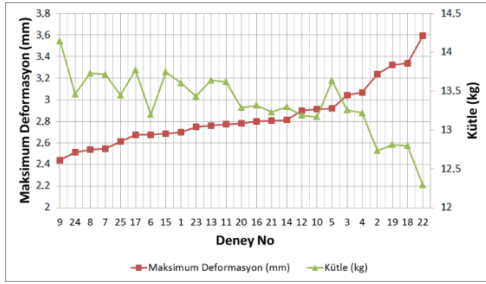
Tablo 1: Deneysel tasarım ve simülasyon sonuçları.

Deneysel No	P1 (mm)	P2 (mm)	P3 (mm)	P4 (mm)	P5 (mm)	P6 (mm)	Maksimum Deformasyon (mm)	Kütle (kg)
1	6	3.75	4.5	5.5	3	12.2	2.6991	13.605
2	3	3.5	8	3.5	4	12	3.2381	12.734
3	6	3.5	11.5	3.5	4	12	3.0424	13.256
4	3	5.5	11.5	3.5	4	12	3.0667	13.22
5	6	5.5	11.5	3.5	4	12	2.9197	13.633
6	3	3.5	11.5	6.5	4	12	2.6764	13.197
7	6	3.5	11.5	6.5	4	12	2.5477	13.714
8	3	5.5	11.5	6.5	4	12	2.5384	13.73
9	6	5.5	11.5	6.5	4	12	2.4403	14.144
10	4.5	3.5	3	5	2	12	2.9113	13.168
11	4.5	5.5	3	5	2	12	2.7737	13.617
12	4.5	3.5	20	5	2	12	2.9001	13.188
13	4.5	5.5	20	5	2	12	2.7615	13.641
14	4.5	3.5	3	5	6	12	2.8119	13.297
15	4.5	5.5	3	5	6	12	2.6863	13.746
16	4.5	3.5	20	5	6	12	2.8009	13.316
17	4.5	5.5	20	5	6	12	2.6755	13.77
18	4.5	4.5	3	3.5	4	8	3.3368	12.797
19	4.5	4.5	20	3.5	4	8	3.3217	12.812
20	4.5	4.5	3	6.5	4	8	2.7812	13.287
21	3.8	3.75	4.5	5.5	3	12.2	2.8046	13.229
22	3	3.5	3	3.5	2	8	3.5912	12.294
23	5	3.75	4.5	5.5	3	12.2	2.7478	13.432
24	3.1935	3.5166	9.7245	6.1895	2.7484	14.88	2.5137	13.461
25	3.9135	3.5987	12.896	5.9591	3.8679	13.438	2.6127	13.448

Bir yapının mekanik yüklemeye altındaki maksimum deformasyon miktarı o yapının rijitliği ile ters orantılıdır. Dolayısıyla bu şartlar altında en rijit tasarımın 9 No.lu tasarım olduğu söylenebilir. Ancak, buradaki sonuçlardan da anlaşılacağı üzere tasarımın rijitliği ile kütlesi birbiri ile çelişen hedeflerdir. Dolayısıyla 9 No.lu tasarım en düşük kütleli tasarım olmadığı gibi aksine en yüksek kütleli tasarımdır. Deformasyon miktarının azaltılabilmesi amacıyla kesit kalınlıklarının artırılması dolayısıyla kütle artışı gerçekleşmiştir. En düşük kütleli tasarım ise doğal olarak 22

No.lu tasarım olarak bulunmuştur. Her bir tasarıma karşılık gelen kütle ve deformasyon grafiği Şekil 7'de verilmiştir.

Şekil 7'de verilen sonuçlardan görülebileceği gibi maksimum deformasyonun oldukça düşük olduğu ilk grup sonuçlarda kütlelerin 13.5-14.5 aralığında olduğu görülebilir. İkinci grup deneylerde kütle bir miktar azalır 13 kg seviyesine inmekte ve deformasyon da 2.4 mm'den 2.8 mm seviyesine yükselmektedir ve bu aralığın en kabul edilebilir aralık olduğu söylenebilir. Kütlelerin azalması ile birlikte ise maksimum deformasyonun da arttığı gözlemlenmiştir. Bu sonuçlar bir önceki paragraftaki yorumlamaları gerçekleştirmektedir.

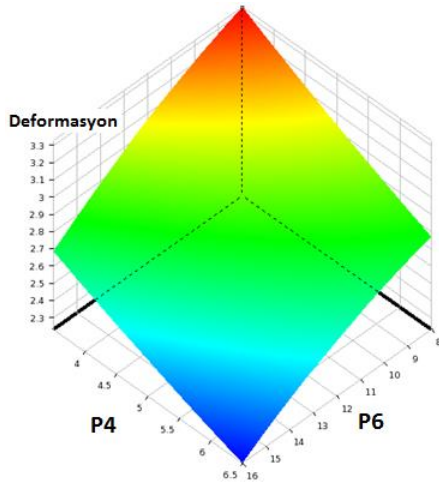


Şekil 7: Maksimum deformasyon ve kütle grafikleri.

Şekil 8'de elde edilen sonuçlara göre parametrelerin maksimum deformasyon ve kütle üzerindeki etkileri ve P4 ve P6 parametrelerinin toplam deformasyon üzerindeki etkileri görülebilir. Toplam deformasyon üzerinde en yüksek etkisi olan parametre P6 parametresidir. Şekil 5'ten görülebileceği gibi P6 jant iç flanş kalınlığını göstermektedir ve deformasyona yüksek etkisi olması beklenmektedir. P4 ölçüsü ise kambur bölgesi dış flanş arası kalınlığı göstermekte ve P6 parametresine yakın bir etki göstermektedir. Bu yüklem durumu için kabul edilebilir bir etkidir.



(a)



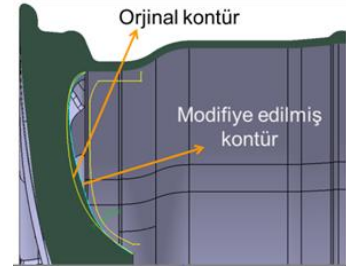
(b)

Şekil 8: (a): Maksimum deformasyon ve kütle üzerinde parametrelerin etkisi ve (b): P4 ve P6 parametrelerinin maksimum deformasyon üzerindeki etkisi.

Yine maksimum deformasyon üzerindeki etki göz önünde bulundurulduğunda en düşük etkisi olan parametre P3 ile belirtilen kambur geçiş yarıçapıdır ve yine toplam kütle üzerindeki etkisi de çok düşük olduğundan analizden

çıkarılabilir. Kütleye etkileri açısından P3 ve P5 ölçüleri aynı seviyede olmasa da kütle üzerinde etkisizdir ve analizden çıkarılabilir. P1, P2 ve P4 ölçüleri ise lastik kesitini tanımlayan ana ölçüler olduğundan toplam kütle üzerinde oldukça etkilidir. Tüm bu sonuçlar göz önünde bulundurulduğunda 24 No.lu tasarımın uygun bir kütle düşüşü ile makul bir deformasyon miktarında kaldığı gözlemlenmiştir. Bu sebeple 24 No.lu tasarımın üretimine karar verilmiştir. Gerçekleştirilen çalışma ile sistematik olarak jantın hem mekanik yeterliliği sağlaması hedefine hem de kütle limitlerine uyması hedefine ulaşılmıştır. Çalışmanın devamında jantın yorulma davranışının incelenmesi ve iyileştirilmesi amacıyla yorulma simülasyonları gerçekleştirilmiş ve stil yüzeyine müdahale etmeden ve kol arkası kesitinde değişiklikler gerçekleştirerek kritik bölgelerde gerilme değerlerinin azalması sağlanmıştır.

Şekil 9 incelendiğinde kontur üzerinde kırmızı ile gösterilen gerilme kritiktir ve yorulma ömrünün istenen değere getirilebilmesi için bu değer altına indirilmesi gerekmektedir. Bu amaçla Şekil 9 a'da gösterilen yeni kontur optimizasyon çalışması sonucu elde edilmiş ve üretilmiştir.



(a)



(b)



(c)

Şekil 9: Yorulma sonuçları, (a): Optimum geometri, (b): Eski geometri ve (c): İyileştirilmiş geometri.

4 Sonuçlar

Bu çalışma kapsamında A356 alaşımından üretilen bir binek araç jantının mekanik yüklemeye altında tasarım ve ağırlık optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Çalışmada seçilen jant modelinin lastik kesitindeki altı adet ölçü parametrik olarak tanımlanmış ve bu parametrelerin uygun değerinin bulunması amacıyla "Sayısal Deneysel Tasarım" ve "Cevap Yüzeyi Metodu" kullanılmıştır. Buna göre elde edilen optimum tasarım ile hem ağırlığın düşüşü hem de maksimum deformasyonun düşüşü sağlanmıştır. İncelemeler ayrıca seçilen parametrelerden kambur geçiş yarıçapının deformasyon ve kütle üzerinde diğer parametrelere kıyasla oldukça etkisiz olduğunu ortaya koymuştur. Sonuçta hafif ve mekanik davranışı iyileştirilmiş bir jant tasarımı elde edilmiştir. Gerçekleştirilen çalışma sonucunda elde edilen tasarımlardan en ağırlık ile en hafif arasında 1.15 kg ağırlık ve 1.85 mm deformasyon farkı vardır. Uygun olarak değerlendirilen 24 No.lu tasarım ise en ağır tasarımdan 1.0775 kg daha hafif en az rijit tasarımdan ise 0.683 mm daha az deforme olmaktadır. Böylelikle hem hafif hem de geometrik olarak rijitliği sağlayan bir komponent elde edilerek, otomobiller için gerekli mekanik beklentiler sağlanırken hafiflik ihtiyacı da sağlanmış olacaktır.

5 Kaynaklar

- [1] Das S. "Design and weight optimization of aluminium alloy wheel". *International Journal of Scientific and Research Publications*, 4(6), 1-12, 2014.
- [2] Kara A, Çubuklusu HE, Topçuoğlu ÖY, Çe ÖB, Aybarç U, Kalender C. "Alüminyum alaşımlı jantlarda dinamik yorulma benzetimleri". *1. Uluslararası Mühendislik Mimarlık ve Tasarım Kongresi*, Kocaeli, Türkiye, 13-14 Kasım 2015.
- [3] Yang B, Li X, Yang F, Niu Z, Wang Z. "The structure optimization of aluminum alloy automotive wheels". *Advanced Materials Research*, 753-755, 1175-1179, 2013.
- [4] Shi Y, Wang L, Yu P. "The lightweight design and improvement of aluminum alloy automobile wheel". *Applied Mechanics and Materials*, 63-64, 189-192, 2011.
- [5] Wang L, Chen Y, Wang C, Wang Q. "Fatigue life analysis of aluminum wheels by simulation of rotary fatigue test". *Strojinski Vestnik-Journal of Mechanical Engineering*, 57, 31-39, 2011.
- [6] Prasad BGN, Kumar MA. "Topology optimization of alloy wheel". *Altair Technology Conference*, Hindistan, 2013.
- [7] Yaman M, Yeğin B. "A light commercial vehicle wheel design optimization for weight, NVH and durability considerations". *5th ANSA & µETA International Conference*, Yunanistan, 2013.
- [8] Valetava K, Param J, Piet V. "Fatigue and static structural analysis of car wheel using finite element method". *International Journal of Technical Innovation in Modern Engineering & Science*, 2(2), 19-28, 2016.
- [9] Karthi V, Ramanan N, Hillary JJM. "Design and analysis of alloy wheel rim". *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*, 3(2), 71-77, 2014.
- [10] Deepak SV, Naresh C, Hussain SA. "Modelling and analysis of alloy wheel for four wheeler vehicle". *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research*, 1(3), 72-80, 2012.
- [11] Jape RK, Jadhav SG. "CAD modeling and FEA analysis of wheel rim for weight reduction". *International Journal of Engineering Science and Computing*, 6(6), 7404-7411, 2016.
- [12] Shi XM. Defect Minimizing Control of Low Pressure Die Casting. M.Sc. Thesis, Northeastern University, China, 2012.