

Yük Kapasitesi Şase Yapısından Bağımsız Bir Otonom Mobil Robot Tasarımı ve Dayanım Analizi

Alaattin E. Gürkal¹, Alpaslan Burak İner^{2*}, Eylül Özer³, Ali Kibar⁴

ÖZ

Bu çalışmada operatör ve sürücüye ihtiyaç duymadan otonom bir şekilde fabrika ve endüstriyel tesislerde yükün bir yerden alınarak başka bir yere taşınması işlevini gerçekleştiren Otonom Mobil Robot (OMR)'nin tasarım ve sayısal analizi yapılmıştır. OMR'lerin özellikle operatör ve sürücüye ihtiyaç duymaması gibi özellikleri onlara geniş bir kullanım alanı sağlamıştır. Bu çalışma kapsamında özgün bir OMR tasarımı gerçekleştirilmiştir. Tasarımı yapılan OMR'nin 1.000, 1.500 ve 2.000 kg yük altında meydana gelen deformasyon ve gerilme analizi yapılmıştır. Tasarım gerçekleştirilirken OMR'nin taşıyıcı şasesinde meydana gelen deformasyon ve gerilmenin yükten bağımsız olması özelliği düşünülmüştür. Elde edilen analiz sonuçları ile tasarımın bu özelliği sağladığı simülasyon yardımıyla ispatlanmıştır. Her üç yük için de analiz sonuçlarında şasenin dayanımı yaklaşık aynı çıkmıştır. Böylece, taşıyıcı şasenin boyutları ve yapısından bağımsız olan ve yalnızca taşıyıcı tekerlerin toplam kapasitesi kadar yük taşıyabilen bir OMR elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Otonom Mobil Robot (OMR), Gerilme analizi, Modelleme ve simülasyon

Design and Strength Analysis of an Autonomous Mobile Robot Chassis Structure Independent of the Load Capacity

ABSTRACT

In this study, the design and analysis of Autonomous Mobile Robot (AMR) is investigated. These robots perform the function of loading the cargo in factories or industrial facilities autonomously without any need for an operator and driver. These features of AMR's have provided them with a wide range of uses. An original AMR design was performed for this study. Deformation and stress analysis of AMR has been made at three loads including 1.000, 1.500, and 2.000 kg. While the design was performed, it was considered that the deformation and stress occurring in the carrier chassis of AMR were independent of the load. This feature of the design has been proven with the help of the simulation. The strength of the chassis was found to be approximately the same for all three loads in the analysis results. Therefore, AMR has been obtained that is independent of the dimensions and structure of the chassis. It can carry the total capacity of the carrier wheels.

Keywords: Autonomous mobile robot (AMR), Stress analysis, Modeling and simulation

* İletişim Yazarı

Geliş/Received : 23.03.2021

Kabul/Accepted : 29.07.2021

¹ Birfen Elektrik Elektronik San. ve Tic. Ltd. Şti., Yalova, alaattingurkal@gmail.com, ORCID: 0000-0003-2857-5706

² Kocaeli Üniversitesi, Bilgisayar Mühendisliği Bölümü, İzmit, Kocaeli, binner@kocaeli.edu.tr
ORCID: 0000-0003-0933-654X

³ Birfen Elektrik Elektronik San. ve Tic. Ltd. Şti., Yalova, eylul.ozzer@birfenelektrik.com.tr
ORCID: 0000-0002-7468-5810

⁴ Kocaeli Üniversitesi, Makine ve Metal Teknolojileri Bölümü, Kartepe, Kocaeli, alikibar@kocaeli.edu.tr
ORCID: 0000-0002-2310-1088



EXTENDED ABSTRACT

Introduction

Autonomous Mobile Robots perform the function of carrying the load in industrial facilities autonomously without the need for an operator and driver. These devices can safely carry the load on them to the desired places. AMRs have an optional operating system by integrating equipment such as sensors, cameras and field scanners with artificial intelligence. In these robots, the orientation is carried out by mapping with natural navigation for the environment. Therefore, no external investment is required for the guides such as lines, magnetic strips, or rails.

Transport types of AMRs such as tow truck, forklift, and load lifting are varied according to the sector in which they are used and the load transported. One of these transportation systems is preferred according to the work to be conducted in the factory. In order to obtain an ideal design in the preferred system, an optimum design should be made according to the desired properties and production costs. The most important parameters in the design are the weight and dimensions of the load to be transported. It is an important design control phase in order to produce and test prototype models for AMRs and to eliminate mistakes and deficiencies. However, this process is expensive and the tests must be repeated with each change on the prototype. Moreover, the prototype may need to be rebuilt with major changes. Thus, the design can be a time-consuming and costly process. The strength control of the design can be made using simulation programs quickly and practically

Research Purpose

It has been observed that the distance between the load and the wheel is not taken into account in AMR designs in the industry and literature. In this study, we designed an AMR, which is independent of the deformation and stress occurring in the chassis. It is important that the distance between the load to be lifted and the wheels is minimal. For this purpose, it is obtained that the load acts directly on the carrier caster wheel. In this way, a unique design has been performed and the distance between the place where the load affects and the carrier wheels is minimized. Thus, the carrying capacity of the carrier wheels are emphasized rather than the structure and dimensions of the chassis for the transportation of the load.

Analysis programs provide a great convenience for the design process, cost and optimization of AMRs. In this study, the 3D design of AMR was simulated using a computer. An optimization study was carried out without the need for prototype production with this simulation analysis. For this purpose, stress and deformation analyzes were carried out on the chassis designed for 3 different loads.

Methods and Methodology

In the present study, the designed AMR is approximately 1.500 x 750 x 350 mm in dimensions. A differential driving method is preferred in the design. In this driving method, two motor wheels, which are used as right and left, move at different speeds, and the driving direction is provided accordingly. If the speeds of the wheels have the same rate and direction, the robot is moved in a linear motion in either forward or backward direction. When the wheels have different speeds, the robot makes a right or left turn. For this purpose, a total of 6 wheels, including 2 driving wheels connected to the motor, and 4 caster wheels, were used. The diameters of the



two driving wheels used were 200 mm, and the diameters of the four caster wheels were 100 mm. It was aimed to carry a 1.000 kg load with the help of pallets on the design. The unladen weight of AMR was 296 kg. Thus, the AMR had to carry a total of 1296 kg. The weight of the chassis, which is the system that will carry the load, was 159 kg. The weight of the other parts, such as the battery, electrical elements and external plates, was 137 kg. The bolt joining method was used in the connections in the design.

Results and Discussion

The stress and deformation analysis results are used to compare 3 different forces using the analysis results. According to these results, it is obtained to 0.0968, 0.1072, 0.1074 mm deformation under 1.000, 1.500, and 2.000 kg load, respectively. Besides, it is obtained to 19.07, 19.27, 19.82 MPa deformation under 1.000, 1.500, and 2.000 kg load, respectively.

According to the simulation results; the maximum stress and deformation in AMR's chassis affect at negligible levels by increasing the applied force. The load is enabled to act directly on the caster wheels according to this original design. In this way, the strength transmission between the load and the caster wheels is made independent of the load. Therefore, the carrying capacity of AMR is equal to the total carrying capacity of the caster wheels, regardless of the structure and size of the chassis. Designing AMR using the minimum distance between load and caster wheels gives this design unique originality.

Conclusions

As a result of the simulations, it was seen that the effect of maximum stress and deformation in AMR, which is originally designed, is at a negligible level. This is due to the optimum selection of the load distribution and the position of the actuator in the design. Here, the specificity of the design is that the distance between the wheels and the region where the load affects the chassis is kept to a minimum. A design has been made so that the load is directly on the caster wheels. Thus, the maximum load is made independent of the structure and dimensions of the chassis and only depends on the carrying capacity of the caster wheels.



1. GİRİŞ

Son zamanlarda, Endüstri 4.0 ve Lojistik 4.0 gibi kavramlar endüstriyel fabrikalarda uygulanmaya başlanmıştır. Endüstri 4.0 devrimi, yazılım ve donanımı bir araya getirirken aynı zamanda nesnelerin birbiriyle olan haberleşmesini de sağlamaktadır [1]. Endüstri 4.0 ilkelerinden türemiş olan Lojistik 4.0 kavramı, yazılım ve donanımın bir araya getirilerek lojistik süreçlerinin birbiri ile entegrasyonunu takip etmektedir. Fabrikalarda, Endüstri 4.0 ve Lojistik 4.0 dönüşümleri kapsamında üretim birimleriyle depolama birimleri arasındaki lojistik taşıma için Otomatik Yönlendirmeli Araç (OYA)'ların kullanımı her geçen gün artmaktadır. Genellikle lojistik depolar, endüstriyel fabrikalar ve hastaneler gibi yerlerde kullanılan; üzerine alıp taşıma, çatallı taşıma ve çekici olmak üzere 3 temel taşıma şekli vardır [2]. OYA'lar, harici yardımcı yönlendiricilerle (işaretleyiciler, teller, renkli çizgiler vb.) birleştirilmiş olan farklı fonksiyonlara sahip sensörlerden (manyetik, kızılötesi, renkli, lazer vb.) aldıkları bilgilerle işlevlerini gerçekleştirmektedir [3]. İngilizcesi Autonomous Mobile Robot (AMR) olan Otonom Mobil Robot (OMR) ise, üretimi tamamlanmış olan ürün ve malzemelerin fabrika ortamında bir operatöre veya sürücüye ihtiyaç duymadan otonom bir şekilde taşınması amacıyla kullanılmaktadır [3].

OYA'ların yönlendirilmesi için bir yönlendirici kılavuza ihtiyaç duyulmaktadır. Fabrika ve depolarda bu kılavuzların yerlerinin değiştirilmesi zaman alıcı ve maliyetli bir iş olduğundan tercih edilmemektedir. Halbuki, OMR'ler algılayıcı, kamera ve alan tarayıcı gibi ekipmanların yapay zeka ile entegre edilmesiyle, OYA'lardan çok daha verimli ve opsiyonel bir çalışma sistemine sahiptirler [4]. Endüstriyel tip güvenlik lazer alan tarayıcı ile ortamın haritası çıkarılır [4]. Böylece haritası çıkarılan ortamda robotun gideceği konum belirlenerek hedef noktaya gitmesi sağlanır. Hedefe giderken, anlık karşılaşılan statik engellere (makine, konveyör, dağılık yük, konveyör vb.) ve dinamik engellere (insan, forklift, araç vb.) göre sensörlerden ve alan tarayıcıdan alınan bilgiler ile anlık güncellenen lokalizasyon algoritmaları kullanılmaktadır. Bu şekilde herhangi bir çizgi, manyetik bant, şerit veya ray gibi yönlendirici kılavuzlar için haricen bir yatırım gerekmemektedir. Bunlara ek olarak kolayca yönetilme, yönlendirilme ve kontrol edilebilme işlemleri gerçekleştirilebilir. OMR'ler günümüzde her türlü sanayi tesislerinde ve lojistik amaçlı birçok sektörde kullanım alanına sahiptir. Kontrol istasyonundan her bir OMR'nin konumu, anlık olarak tekerleklerden okunan enkoder bilgilerine, alan tarayıcı ve diğer sensörlerin verilerine göre hesaplanmaktadır. Buna ek olarak, akü seviyesi ve üzerinde yük olup olmadığı bilgisi kontrol edilmektedir [5]. Tek veya takım olarak birbirleriyle uyumlu çalışabilme özelliğine sahip olmalarının yanında taşıma işlemlerinde de insan kaynaklı hataların önüne kolayca geçilebilmektedir.

OMR'lerin çekici, forklift ve yük kaldırma gibi taşıma şekillerine göre tasarımları, kullanıldığı sektöre ve taşınan yüke göre farklılık göstermektedir. Fabrikada gerçek-



leştirecek olan işe göre bu taşıma sistemlerinden birisi tercih edilir. Tercih edilen sistemde ideal tasarımlara ulaşmak için üründe istenilen özelliklere ve üretim maliyetine göre optimum bir tasarım yapılmalıdır. Tasarımın gerçekleştirilmesinde en önemli parametreler taşınması hedeflenen yükün ağırlığı ve boyutlarıdır. Tasarım sürecinde üretilecek OMR'ler için prototip modeller üretilip testlerinin yapılması hata ve eksiklerin giderilmesi için önemli bir tasarım kontrol ve iyileştirme aşamadır. Fakat bu işlem hem maliyetli olmakta hem de prototip üzerinde yapılacak her bir değişiklikte testlerin tekrar edilmesi hatta büyük değişikliklerde prototipin tekrar imalatı gerekebilmektedir. Böylece tasarım süreci zaman alıcı ve maliyetli bir iş olabilmektedir. Halbuki, bilgisayar yardımıyla yapılan simülasyon programları kullanılarak gerçekleştirilen tasarımın dayanım kontrolü hızlı ve pratik bir şekilde yapılabilir. Ayrıca tasarım üzerinde yapılacak değişiklikler hızlı bir şekilde gerçekleştirilebilmekte ve malzeme seçimi, boyutları gibi özelliklerde optimum değerler kolaylıkla elde edilebilmektedir. OMR'lerin taşıyıcı şaselerinin tasarımında çoğunlukla sac metal, çelik profil ve sigma profil gibi yöntemler kullanılmaktadır. Özellikle sac metal tasarımlar ekonomik olması, kalıp maliyetinin olmaması, kolay şekillendirilebilmesi ve lazer ile çok hassas kesilerek sonrasında işleme ihtiyaç duymaması gibi özelliklerinden dolayı çoklukla tercih edilmektedir.

Analiz programları OMR'lerin tasarım süreci, maliyeti ve optimizasyonu için büyük bir kolaylık sağlamaktadır. Hâlihazırdaki çalışmada, 3 boyutlu tasarımı yapılmış olan OMR'nin bilgisayar yardımıyla simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Bu simülasyon çalışmasıyla, prototip üretimine gerek kalmaması veya ideal prototip üretimi aşamasının hızlandırılması için optimizasyon ve güvenlik çalışması yapılmıştır. Bu maksatla tasarlanan şasede meydana gelen gerilim ve deformasyon analizleri 3 farklı yük için gerçekleştirilmiştir. Tasarımda yükün etki ettiği bölge ile taşıyıcı teker arasındaki mesafenin minimum tutulması bu çalışmanın özgünlüğünü oluşturmaktadır. Bu şekilde tasarım taşınacak yükün büyüklüğünden bağımsız hale gelmiştir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMALARI

OYA'lar ve OMR'ler konusunda çoğunlukla navigasyon [6] ve kinematik [7] olmak üzere; tasarım [8], analiz [9,10], kontrol sistemleri [11] gibi çalışmalar yapılmıştır. Literatürde tasarım ve analiz konusunda çok kapsamlı çalışmalar bulunmamaktadır. Ahmad ve diğ., (2014) yaptıkları analiz çalışmasında sac metal kullanarak bir OYA tasarımı yapmışlardır [12]. Tasarımlarında yükü taşıyacak şase sisteminin sac kalınlığını optimize etmek için simülasyon programından yararlanmışlardır. Bu şekilde istenilen yükü güvenli bir şekilde kaldıracak optimum sac kalınlığını tespit edilebilmiştir. Hossain ve Saha, (2018) yaptıkları tersine mühendislik çalışmasında mevcut bir OYA'nın 3D CAD modelini geliştirmek için incelemelerde bulunmuşlardır [13]. Bu mevcut OYA'nın 50 kg yük altında gerilme ve deformasyon değerlerini belirle-



mek için analiz çalışması yapmışlardır. Daha sonra kendileri OYA'nın tasarımında iyileştirmeler yaparak dayanımını arttırmışlardır. Bu şekilde istenilen yükü taşıyabilen optimum bir tasarım elde etmişlerdir. Ariyarat ve diğ., (2020) yaptıkları çalışmada OYA'da optimum tasarımın elde edilmesi için incelemelerde bulunmuşlardır [14]. Bu incelemelerde NSGA-II gibi Çok Amaçlı Genetik Algoritma (MOGA) ve Sonlu Elemanlar Yöntemini (FEM) birleştirerek, yapıyı sayısal olarak analiz etmek için geliştirmişlerdir.

Bozkurt ve diğ., (2017) yaptıkları çalışmada dizel bir forkliftin yapısal parçalarının statik analizlerini sonlu elemanlar yöntemi kullanarak gerçekleştirmişlerdir [15]. Bu çalışmada forklift tasarımının güvenilirliğini arttırmak için kritik bölgedeki gerilim dağılımlarına göre olası modifikasyonları yapmışlardır. Yapılan incelemeler sonucunda orijinal parçalar ile modifikasyonu yapılan parçaların analiz sonuçları karşılaştırılmıştır. Panganiban & Cheol, (2010) gerçekleştirdikleri yan taraftan yük alabilen forklift tasarımında optimizasyon işleminin öneminden bahsetmişlerdir [16]. Tasarımları yandan kaldırma özelliği dolayısıyla geleneksel ve mevcut tasarımların aksine farklı bir işleve sahiptir. Bu işlev çeşitli yük boyutlarına ve düz yataklı yük platformuna hizmet vermek için yana doğru da ayarlanabilen geri çekilebilir bir çatal içermektedir.

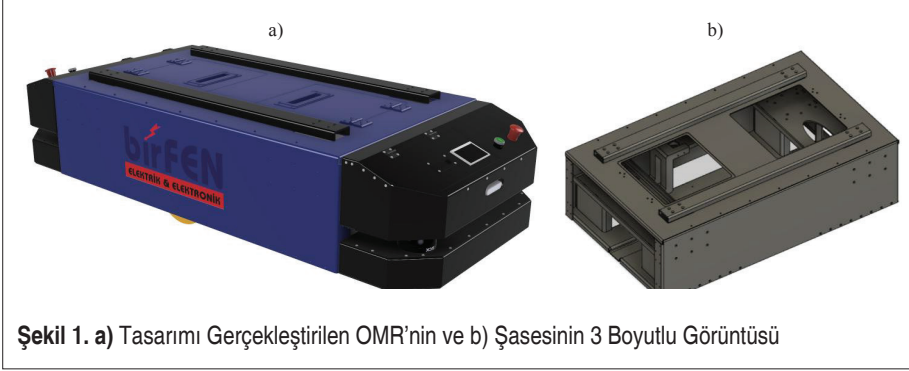
Xing ve diğ., (2018) ağır yük taşıyabilen OYA'lar için yaptıkları simülasyon çalışmasında tasarım, analiz ve optimizasyonun önemine dikkat çekmişlerdir [9]. İlk etapta bir tasarım geliştirmişler ve bu tasarımın analizi sonucunda yaptıkları iyileştirmeler ile aynı dayanıma sahip yaklaşık %34 daha hafif bir OYA tasarlamışlardır. Sonuç olarak ağır yükler için tasarladıkları OYA'nın daha kolay hareket kontrolü ve daha az maliyet için analiz programı yardımıyla hafif bir mekanik şase tasarımı elde etmişlerdir [9]. Li ve diğ., (2019) gerçekleştirdikleri analiz çalışmasında tarımsal alanlarda kullanılmak üzere bir OYA tasarımı yapmışlardır. Yaptıkları tasarımlarda altı adet farklı güçlendirme yöntemleri kullanmışlardır [8]. Bu güçlendirmelerden dayanımı en yüksek olanı simülasyon programıyla yaptıkları gerilme analizi sayesinde tespit etmişlerdir.

3. ARAŞTIRMA METODOLOJİSİ VE SAYISAL ANALİZ

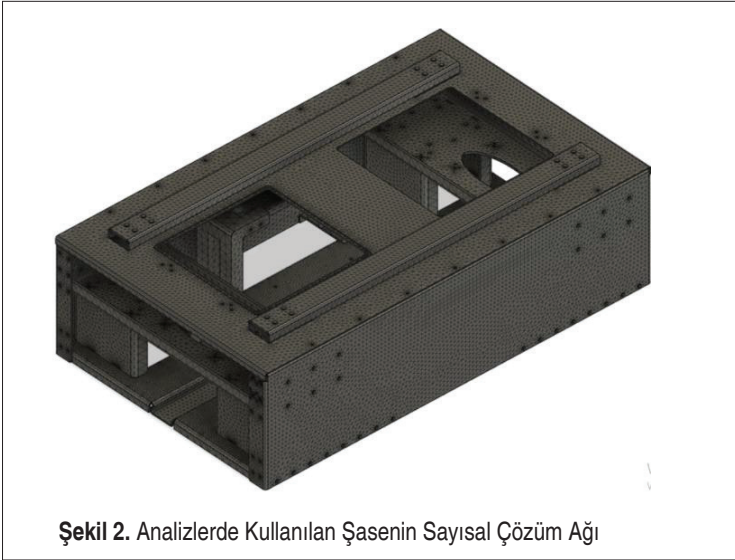
Şekil 1'de tasarımı gerçekleştirilen OMR (Şekil 1a) ve analizi yapılacak şasesi (Şekil 1b) 3 boyutlu olarak gösterilmiştir. OMR yaklaşık olarak 1.500 x 750 x 350 mm boyutlarındadır. Tasarımda diferansiyel sürüş yöntemi tercih edilmiştir. Bu sürüş yönteminde sağ ve sol olarak kullanılan iki motor tekeri farklı hızlarda hareket ederek sürüş yönlendirmesi sağlanmaktadır [17]. Her iki tekerleklerin hızları aynı büyüklükte ve hızda olduğunda robot ileri veya geri yönlü olarak doğrusal hareket gerçekleştirir. Tekerleklerin farklı hızlara sahip olması durumunda ise robot sağa veya sola doğru dönüş hareketi yapar. Bu maksatla 2 adet motora bağlı sürüş tekeri 4 adet avare tekerlek olmak üzere toplam 6 adet tekerlek kullanılmıştır. Kullanılan sürüş tekerlerinin çapı 200 mm, avare tekerlerin çapı ise 100 mm'dir. Tasarımın üstünde bulunan pa-



letler yardımı ile başlangıçta 1.000 kg ağırlığında bir yükün taşınması hedeflenmiştir. OMR'nin yüksüz ağırlığı 296 kg gelmektedir. Böylece OMR toplamda 1.296 kg ağırlığın meydana getirdiği kuvveti taşıması gerekmektedir. Şekil 1b'de gösterilen yükü taşıyacak sistem olan şasesinin ağırlığı ise 159 kg gelmektedir. Diğer kısımlar olan akü, elektrik elemanları ve şase harici yük taşımada etkili olmayan saclar gibi ekipmanların ise ağırlığı 137 kg gelmektedir. Tasarımda daha çok bağlama elemanı olarak civata/somun birleştirme yöntemi kullanılmıştır.



Şekil 2'de analiz çalışmaları için kullanılan OMR şasesinin sayısal çözüm ağı gösterilmiştir. Üçgen yapıya sahip bir çözüm ağı kullanılmıştır. Sayısal çözüm ağı yapısı yaklaşık olarak toplamda 600.000 adet hassas ve yüksek kaliteli hücreden meydana gelmektedir.



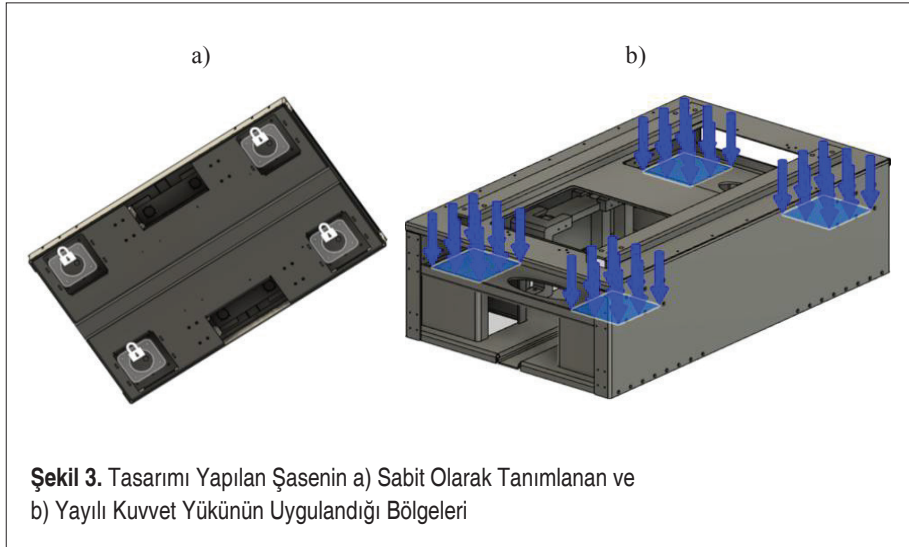


Tasarımda aktüatörler tarafından kaldırılacak olan yükün direk olarak taşıyıcı avare tekerler üzerine etki etmesi Şekil 3b’de gösterildiği gibi sağlanmıştır. Bu şekilde öz-
gün bir tasarım gerçekleştirilerek yükün etki ettiği yer ile taşıyıcı tekerler arasındaki mesafe minimum tutulmuştur. Böylece yükün taşınması için, şasenin yapısı ve boyut-
larından ziyade taşıyıcı tekerleklerin taşıma kapasitesi ön plana çıkmıştır.

4. SINIR VE BAŞLANGIÇ ŞARTLARI

Tasarım geometrisi ve sayısal analizi bölüm başlığı altında bahsedildiği gibi OMR’nin toplam ağırlığı (296 kg) şase ağırlığının (159 kg) 1,86 katıdır. Analiz çalışmalarında sadece yükün ve ağırlığın etki ettiği şaseye gelen kuvvetlerin etkisi incelenmiştir. Hâlbuki şasenin haricinde yükü taşımada etkisi olmayan fakat OMR’nin toplam ağırlığına etki eden akü, PC, motor, motor sürücüsü, alan tarayıcı, kamera ve taşımaya etkisi olmayan saclar gibi kısımlar da bulunmaktadır. Analiz çalışmalarına OMR’nin şase haricindeki ağırlığının etkisini hesaba katabilmek için şasenin yoğunluğu 1,86 kat fazla olacak şekilde programda tanımlanmıştır. Analizlerde ayrıca -z yönünde yerçekimi tanımlanmıştır. Böylece şasenin ağırlığı yerçekiminin etkisi ile OMR’nin toplam ağırlığına eşit olmuştur.

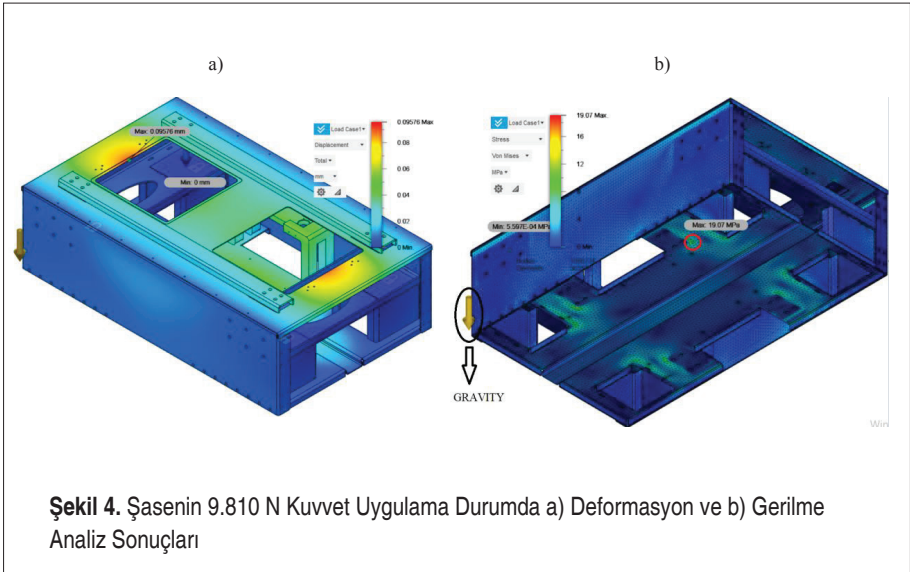
OMR’de avare tekerlerin tabanlarının temas ettiği yerler Şekil 3a’da gösterildiği gibi sabit olarak tanımlanmıştır. Taşınacak yükün etkisinin hesaplanmasında aktüatörlerin analizi yapılmamıştır. Yalnızca taşıyıcı olan şasenin analizi gerçekleştirilmiştir. Bunun için aktüatörlerin bağlanıp temas ettiği yüzeylere Şekil 3b’de gösterildiği gibi kuvvet uygulanmıştır. Bunun için her birinin alanı 27,2 cm² olan 4 bölgeye 1.000/4=250 kg (2452,5 N) yayılı kuvvet yükü tanımlanmıştır.





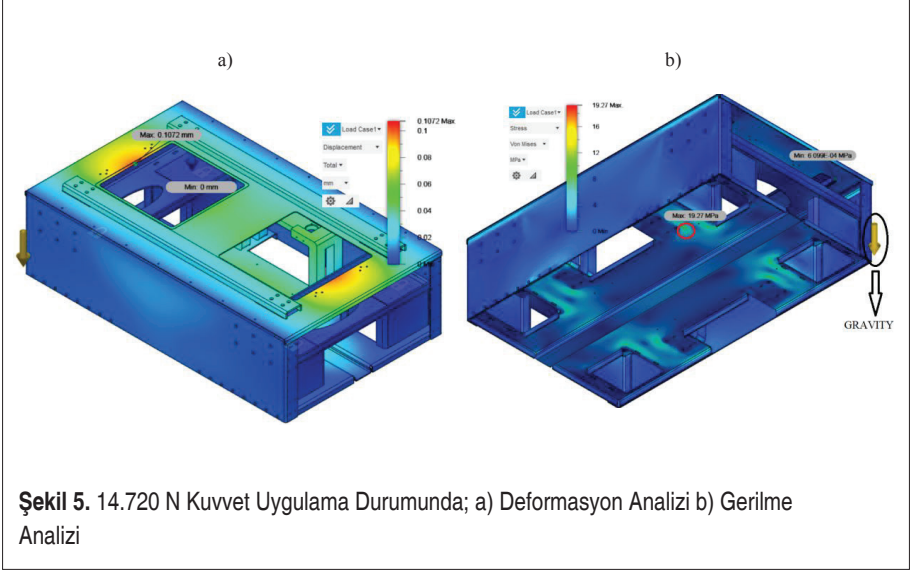
5. BULGULAR VE TARTIŞMA

OMR'nin 9.810 N (1.000 kg) kuvvet altında şekil değiştirmesi Şekil 4a'da gösterilmiştir. Bu sonuca göre uygulanan kuvvet altında maksimum 0,0968 mm deformasyona uğrayan bölge kırmızı renk ile belirtilmiştir. Maksimum deformasyon şasesinin üst bağlantı sacının kapak takılan bölgelerinde olmaktadır. Şekil 4b'de ise 9.810 N kuvvet altında oluşan maksimum gerilmeyi ve bu gerilmenin etki ettiği bölge gösterilmiştir. Bu maksimum gerilme bölgeleri avare tekerlerin bağlantı bloklarının alt şaseye monte edildiği yerlerinde olmaktadır. Maksimum gerilme 19,07 MPa ve kullanılan malzemenin akma dayanımı 207 MPa olduğundan yaklaşık 10 kat emniyetli bir tasarım olmaktadır.

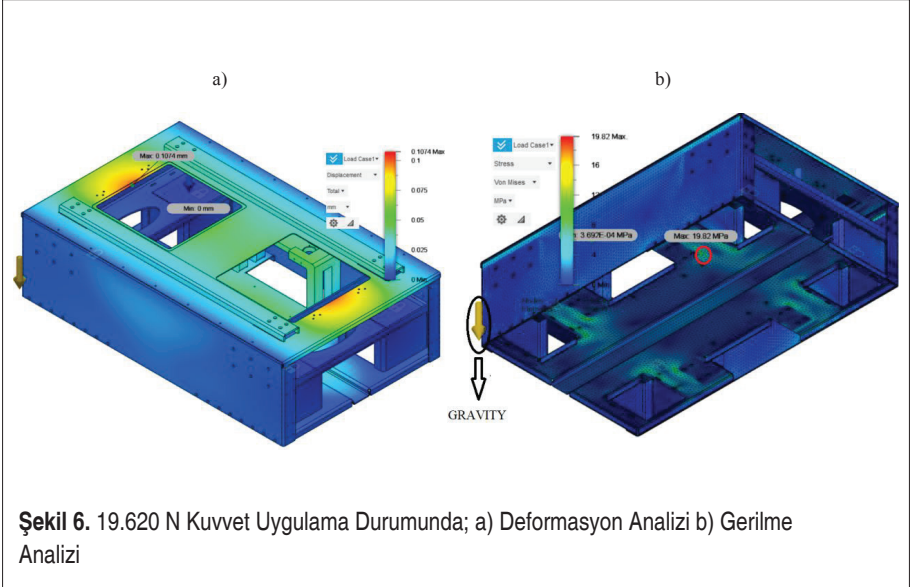


Şekil 5a'da 14.720 N (1.500 kg) kuvvet altında şekil değiştirmesi gösterilmiştir. Bu sonuca göre uygulanan kuvvet altında maksimum 0,1072 mm deformasyona uğrayan bölge kırmızı renk ile belirtilmiştir. Şekil 5b'de ise 14.720 N kuvvet altında oluşan maksimum gerilmeyi ve bu gerilmenin nerede olduğunu göstermektedir. Maksimum gerilme 19,27 MPa ve kullanılan malzemenin akma dayanımı 207 MPa olduğundan yine bu kuvvet altında da şasesinin dayanımı yaklaşık 10 kat emniyetli olduğu görülmüştür. Böylece deformasyon ve gerilmenin hem büyüklükleri hem de etki ettiği yerler yaklaşık olarak 9.810 N kuvvetin etki ettiği sonuçlar ile aynı olmaktadır.

Şekil 6a'da 19.620 N (2.000 kg) kuvvet altında şekil değiştirmesi gösterilmiştir. Bu sonuca göre uygulanan kuvvet altında maksimum 0,1074 mm deformasyona uğrayan bölge kırmızı renk ile belirtilmiştir. Şekil 6b'de ise 19.620 N kuvvet altında oluşan



maksimum gerilmeyi ve bu gerilmenin nerede olduğunu göstermektedir. Maksimum gerilme 19,82 MPa ve kullanılan malzemenin akma dayanımı 207 MPa olduğundan yine yaklaşık 10 kat emniyetlidir. Simülasyonu yapılan en büyük kuvvet olan 19.620 N kuvvette de deformasyon ve gerilmenin hem büyüklükleri hem de etki ettiği yerler yine yaklaşık aynı olmaktadır.





Elde edilen sonuçlara göre; uygulanan kuvvet değerinin arttırılmasıyla, OMR'nin yük taşımada etkili olan şasesinde oluşan maksimum gerilme ve deformasyon ihmal edilebilecek seviyede değişim göstermiştir. Bu çalışmadaki özgün tasarımda aktüatörler tarafından kaldırılacak yükün doğrudan taşıyıcı avare tekerlerin üzerine etki etmesi sağlanmıştır. Bu şekilde yükün etki ettiği yer ile avare teker arasında meydana gelecek olan gerilme yükten bağımsız hale getirilmiştir. Böylece avare tekerin taşıma kapasitesi hangi büyüklükte seçilirse seçilsin, OMR'nin taşıma kapasitesi, şasenin yapısı ve boyutundan bağımsız olarak avare tekerlerin toplam taşıma kapasitesi değerinde olmaktadır. Taşınacak yük ilk etapta şaseye etki ettirilip daha sonra şase üzerinden taşıyıcı tekerlere iletilmesi durumunda ise; Ahmad ve diğ. [12] ve Kaloutsakis ve diğ. [18] çalışmasında olduğu gibi taşınacak yükün kapasitesi şasenin boyutu ve tasarımından etkilenmektedir. Hâlihazırdaki özgün tasarım ile uygulanan yük ve taşıyıcı olarak kullanılan avare tekerler arasındaki mesafenin minimum tutulması bu tasarıma literatürde bulunmayan bir özgünlük kazandırmıştır.

6. SONUÇLAR

Bu çalışmada, tasarımı gerçekleştirilen OMR için 1.000, 1.500, 2.000 kg olmak üzere 3 farklı kuvvet uygulanarak analiz çalışması yapılmıştır. Yapılan analiz sonuçları kullanılarak, 3 farklı kuvvet için gerilme ve deformasyon analiz sonuçları karşılaştırılmıştır.

Yapılan analizler sonucunda özgün tasarımı gerçekleştirilen OMR'de maksimum gerilme ve deformasyon etkisinin ihmal edilebilecek kadar düşük bir seviyede olduğu görülmüştür. Bu durum tasarım planlamasında, yük dağılımının ve avare tekerleklerin pozisyonlanmasının doğru yapılması sayesinde gerçekleşmiştir. Bu çalışma için gerçekleştirilen tasarımda, aktüatörler tarafından kaldırılan yük direk taşıyıcı tekerlerin üzerine gelecek şekilde bir tasarım yapılmıştır. Böylece tasarımın kaldırabileceği maksimum yük, şasenin yapısı ve boyutlarından bağımsız hale getirilerek yalnızca avare tekerlerin taşıma kapasitesine bağlı olması sağlanmıştır. Buradaki tasarımı özgün kılan durum, yükün etki ettiği bölge ile yükün tekerlekler üzerinden yere iletileceği kısımlar arasındaki mesafenin minimum tutulmasıdır.

Bu çalışmada, benzer tasarımları gerçekleştirecek tasarım mühendisleri için OMR tasarımında çok kritik bir konu olan taşınacak yükün etki ettiği bölge ile taşıyıcı tekerlerin şaseye bağlandığı bölge arasındaki mesafenin minimum tutulmasının önemi için bir farkındalık oluşturması hedeflenmiştir.

KAYNAKÇA

1. **Bakan, İ., Şekkeli, Z. H.** 2018. "Endüstri 4.0 In Etkisiyle Lojistik 4.0," J. Life Econ., 5(2), pp. 17–36.
2. **Şenaras, A. E., Şenaras, O. M.** 2020. "Otomatik Yönlendirmeli Araç (AGV) Rotalama



İçin En Yakın Yaklaşım Yöntemi,” 3, pp. 737–748.

3. **Wu, X., Lou, P., Cai, Q., Zhou, C., Shen, K., Jin, C.** 2012. “Design and Transport System for Automated Guided Vehicle,” Proc. 2012 UKACC Int. Conf. Control. Control 2012, (September), pp. 765–770.
4. **Gonzalez, A. G. C., Alves, M. V. S., Viana, G. S., Carvalho, L. K., Basilio, J. C.** 2018. “Supervisory Control-Based Navigation Architecture: A New Framework for Autonomous Robots in Industry 4.0 Environments,” IEEE Trans. Ind. Informatics, 14(4), pp. 1732–1743.
5. **Shneier, M., Bostelman, R.** 2015. “Literature Review of Mobile Robots for Manufacturing Literature Review of Mobile Robots for Manufacturing,” Natl. Inst. Stand. Technol. US Dep. Commer., p. 21.
6. **Andersson, D., Ansson, E. M.** 2012. “Landfill Monitoring Positioning and Docking of Programs an AGV in a with the Aid of Geoelectrical - Imaging Techniques Clinical Environment And.”
7. **Keighobadi, J., Fazeli, K. A., Shahidi, M. S.** 2013. “Self-Constructing Neural Network Modeling and Control of an AGV,” Positioning, 04(02), pp. 160–168.
8. **Li, X. Y., Chiu, Y. J., Mu, H.** 2019. “Design and Analysis of Greenhouse Automated Guided Vehicle,” Adv. Intell. Syst. Comput., 891(600), pp. 256–263.
9. **Xing, W., Jingyang, W., Peng, J., Hua, C., Chao, S., Peihuang, L.** 2018. “Genetic Algorithm-Based Structure Optimization and Load-Carrying Analysis for the Body Frame of Heavy-Duty AGVs,” Int. J. Robot. Eng., 3(2).
10. **Zheng, S. W., Chiu, Y. J., Chen, X. D.** 2019. “Design and Analysis of Solar Balance Cars,” Advances in Intelligent Systems and Computing.
11. **Chen, R., Hao, F., Fei, Z.** 2019. “Design of Magnetic Navigation Automatic Guided Vehicle System,” J. Phys. Conf. Ser., 1311(1).
12. **Ahmad, S., Yeong, C. F., Su, E. L. M., Tang, S. H.** 2014. “Improvement of Automated Guided Vehicle Design Using Finite Element Analysis,” Appl. Mech. Mater., 607(July), pp. 317–320.
13. **Hossain, S., Saha, J.** 2018. “A Case Study on The Automated Guided Vehicle System Through Reverse Engineering,” Int. J. Comput. Sci. Eng., 6(7), pp. 77–87.
14. **Ariyarat, A., Katasila, P., Srinaem, T., Sukkhanthong, W.** 2020. “The Multi-Objective Design Optimization of Automated Guided Vehicles Car Structure Using Genetic Algorithms,” Proc. 2020 IEEE 11th Int. Conf. Mech. Intell. Manuf. Technol. ICMIMT 2020, pp. 103–107.



15. **Bozkurt, Ö. Y., Dai, I. C., Özbek, Ö.** 2017. “The Finite Element Analysis and Geometry Improvements of Some Structural Parts of a Diesel Forklift Truck,” *Period. Eng. Nat. Sci.*, 5(2), pp. 202–209.
16. **Panganiban, H., and Cheol, S. C.** 2010. “Analysis of New Concept Design of a Side-Loading Forklift Trailer,” pp. 825–826.
17. **Wang, T., Dong, R., Zhang, R., Qin, D.** 2020. “Research on Stability Design of Differential Drive Fork-Type AGV Based on PID Control,” *Electron.*
18. **Kaloutsakis, G., Tsourveloudis, N., Spanoudakis, P.** 2003. “Design and Development of an Automated Guided Vehicle,” *Proc. IEEE Int. Conf. Ind. Technol.*, 2, pp. 990–993.