

Ticari Otobüs Gövde Yapısında Topoloji Optimizasyonu Çalışması

Topology Optimization Study of Commercial Bus Body Structure

Soner KARAMERT¹  Abdullah DEMİR² 

¹Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Bölümü, 34722, İstanbul, Türkiye

²Marmara Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 34722, İstanbul, Türkiye

Öz

Bu çalışmada, ticari bir otobüs gövde yapısında topoloji optimizasyonu tekniği kullanılarak profil örgü yapısının değiştirilmesi ile optimizasyon çalışması gerçekleştirilmiştir. Bir ticari taşıtın gövdesinin yol koşullarındaki mukavemetini değerlendirmenin birçok yöntemi bulunmaktadır. Bu yöntemlerden en kapsayıcısı olduğu değerlendirilen gövde katılık değerleri, optimizasyon çalışmasında korunması gereken kriter olarak kabul edilmiştir. Gövde yapısı optimizasyon çalışması ile değiştirilen gövde yapısının katılık değerleri ölçülmüş ve optimizasyon öncesindeki gövde yapısının değerleri ile karşılaştırılmıştır. Yapılan bu genel karşılaştırmaya ilave olarak gövde yapısında kullanılan her bir kilogram malzemenin sağladığı katılık değerleri; iki tasarım için de ölçülmüş, optimize edilmiş gövdedeki her bir kilogramın optimize edilmemiş gövdeye göre daha verimli kullanıldığını göstermiştir. Ayrıca optimizasyon sonrası ölçülen katılık değeri, literatür verisi ile de karşılaştırılmış ve otobüs gövde yapısında %9 mertebelerinde bir hafifletme gerçekleştirildiği tespit edilmiştir.

Anahtar kelimeler: Otobüs gövde yapısı, Topoloji optimizasyonu, Otobüs gövde katılığı

Abstract

In this study, an optimization study was carried out by changing the profile mesh structure using the topology optimization technique in a commercial bus body structure. There are many methods to evaluate the strength of a commercial vehicle body in road conditions. Body stiffness values, which are considered to be the most comprehensive of these methods, were accepted as the criteria to be protected in the optimization study. The stiffness values of the optimized body structure were measured and compared with the values of the non-optimized body structure. In addition to this general comparison, the stiffness values provided by each kilogram of material used in the body structure were measured for both designs and the comparison showed that each kilogram in the optimized body was used more efficiently than in the non-optimized body. The stiffness value measured after optimization was also compared with the literature data. At the end of the optimization study, 9% weight reduction is achieved.

Key words: Bus body structure, Topology optimization, Torsional stiffness

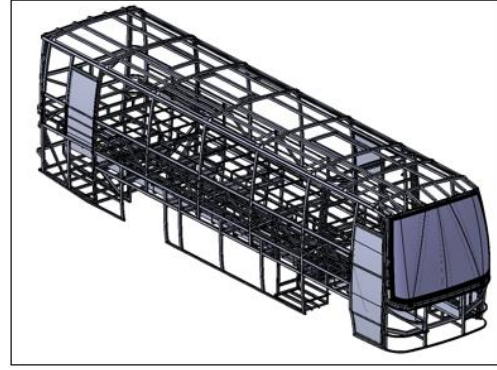
I. GİRİŞ

19. yüzyılın sonu itibarıyla insanlık tarihinde yer almaya başlayan otomobil teknolojisi ile birlikte eş zamanlı olarak otobüsler de dünya tarihinde boy göstermeye başlamışlardır. Sanayi devrimi sonrasında büyüyen şehirlerin ulaşım ihtiyaçlarına cevap vermek adına bu taşıtlar günümüze önemli değişiklikler ile ulaşmışlardır. 21. yüzyılda şehirleşme ve şehir nüfuslarındaki artışla birlikte otomobiller ve toplu taşıma araçları insan hayatında önemli bir rol oynamaya başlamış ve ulaşım temel bir ihtiyaç haline gelmiştir. Otomotiv sektöründeki firmalar ise bu ihtiyaca cevap vermeye çalışmaktadır. Bu bağlamda birçok otomotiv şirketi rekabetçiliği sağlayabilmek ve çevrecilik kaygıları doğrultusunda araçlarının satın alma ve işletme maliyetlerini düşürmek için çalışmaktadır.

Son yıllarda otomotiv sektöründe çevreci uygulamaları destekleyen hibrit, elektrikli ve yakıt hücreli taşıtlar trendi gelişirken; bu trendler ağırlık ve maliyetleri azaltma ile performans ve yakıt ekonomisini iyileştirme gibi tamamlayıcı uygulamalarla desteklenmektedir [1]. Güvenlik zafiyeti oluşturmadan yapılacak olan optimizasyon çalışmaları, taşıtların tasarımını en uygun seviyeye getirme gayesiyle yürütülmektedir. Bu bağlamda, ticari araçlarda optimizasyon çalışmaları son dönemlerde ön plana çıkmaktadır [2,3].

Topoloji optimizasyonu, belirli bir tasarım alanı içerisindeki malzeme dağılımını belirli yük ve sınır koşulları için en uygun hale getiren ve bir dizi performans hedefini karşılayan bir yaklaşımdır [4]. Bu çalışmada, ticari bir otobüsün gövde yapısının optimize edilmesine yönelik otobüs gövdesinin profil örgü yapısında hafifletme çalışması yapılmıştır. Bu amaçla topoloji optimizasyonu tekniği kullanılarak, profil örgü yapısının geometrik olarak değiştirilmesi suretiyle en uygun tasarıma ulaşılmaya çalışılmıştır.

Bir taşıtın gövde katılığı süspansiyon sistemini ve yol koşullarında sağladığı konforu direkt olarak etkilemektedir. Katı bir gövde yol koşullarında süspansiyonların daha etkili çalışmasını sağlamaktadır. Esnemelerin minimum olduğu katı bir gövde, ses ve gürültü açısından da avantaj sağlamak suretiyle kalite algısını yükseltmektedir [5]. Ancak fazla katı bir gövde oluşturmak için ağır bir gövde yapısı kullanmak gövdenin en uygun tasarımdan uzaklaşmasına, neticede hem yakıt tüketimi ve atmosfere salınan zararlı egzoz emisyonlarının artmasına hem de rekabet edebilirlikten uzaklaşmasına neden olmaktadır [6].



Şekil 1. Otobüs geometrik modeli [8]

Bir ticari taşıtın gövdesinin yol koşullarındaki mukavemetini değerlendirmenin farklı yöntemleri bulunmaktadır. Bu çalışmada ticari bir otobüs gövde yapısı optimizasyonunda gövde katılık değerlerinin kullanılması uygun bulunmuştur [7].

Tasarımda optimizasyon, çeşitli parametrelere bağlı olarak bir hedef dahilinde en uygun geometriye ulaşmak için kullanılan bir tekniktir. Bu çalışmada, ticari bir otobüsün kaynaklı gövdesinde ağırlık azaltma çalışmaları yapılmıştır. Topoloji optimizasyonu tekniği kullanılarak ilgili aracın özgün gövde yapısının değiştirilmesi suretiyle en elverişli tasarıma ulaşılmıştır. Araç gövde yapısı optimizasyonu sırasında gövde katılığının korunması hedeflenmiştir. Optimizasyon öncesinde ölçülen gövde katılığı değerleri ile optimizasyon sonrası ölçülen gövde katılığı değerleri karşılaştırılmıştır.

II. MATERYAL VE YÖNTEM

2.1. Otobüsün gövde yapısı

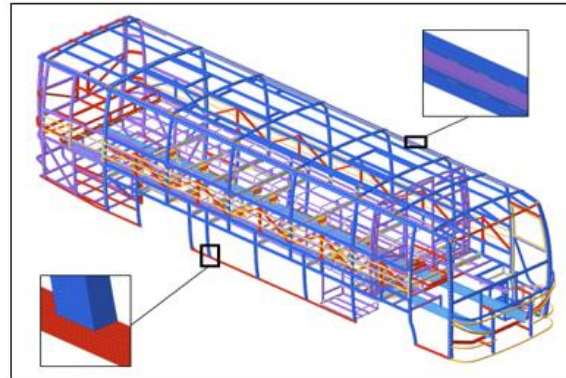
Bir otobüs geometrisi profil örgü yapısı ve bu yapıya bağlı güç paketi, kapı ve dış kaplamalar, aks ve süspansiyon sistemi ile klima, sızdırmazlık elemanları ve camlar gibi yardımcı sistemlerden oluşmaktadır.

Otobüs gövde yapısı, otobüs geometrilerinde bulunan ve bağlı alt sistemleri bir arada tutmak ve yol koşullarındaki mukavemeti sağlamak için kullanılan bir sistemdir. Otobüslerde de yer yer şasi geometrisinin kullanıldığı görülmekle birlikte çoğunlukla profil örgü yapısı kullanılarak oluşturulan yapı alt sistemleri bir arada tutarak otobüsün iskeletini oluşturmaktadır. Bu iskelet örgü yapısının adına otobüs gövde yapısı adı verilmektedir. Kısa mesafe yolcu taşımacılığı ve servis amaçlı kullanılan otobüslerde ise çoğunlukla şasi ve gövde yapısı birlikte kullanılmaktadır.

Bu çalışmaya konu olan otobüs, iki adet U profil yapısının oluşturduğu şasinin üzerine inşa edilmiş bir gövde yapısına sahip 10 metre uzunluğundaki ticari bir otobüs geometrisidir. Otobüs ön ve arka akslarının genişliği 1840 mm'dir. Söz konusu geometri açık kaynaklı bir geometri paylaşım ortamından bu çalışmada yapılacak sonlu elemanlar analizlerinde kullanılmak üzere temin edilmiştir [8].

2.2. Sonlu elemanlar modeli

Söz konusu otobüs gövde yapısının bu çalışmada icra edilecek sonlu elemanlar analizlerinde kullanılmak üzere model ağ örgüsü oluşturulmuştur (Şekil 2). Sonlu elemanlar modelinde profiller kabuk elemanlarla modellenmiş ve paralel kaynak bağlantıları düğüm noktaları arasındaki rijit elemanlardan oluşturulurken geometrinin birbirine dikey olarak bağlandığı bölgeler düğüm yapılarının birbirlerine birleştirilmesi ile temsil edilmiştir. Orta yüzey yardımı ile kabuk modellemeye uygun olmayan yapılar katı elemanlarla modellenmiştir. Modelde kullanılan ortalama eleman büyüklüğü 7 mm olarak seçilmiştir. Otobüs gövde yapısının sonlu elemanlar modelinde 2,1 milyon kabuk eleman (CQUAD4), 380 bin katı eleman (CTETRA4) ve 18.000 rijit(rbe2) eleman kullanılmıştır. Sonlu elemanlar modeli yaklaşık 2,5 milyondan, Hypermesh yazılımı ile oluşturulmuştur.



Şekil 2. Otobüs gövde yapısı sonlu elemanlar modeli

Bu çalışmada otomotiv sektöründe yoğun olarak kullanılmakta olan St52 çeliği geçerli malzeme olarak tanımlanmıştır [9]. İlgili malzemenin mekanik özellikleri Tablo 1'de verilmiştir.

Tablo 1. Malzeme özellikleri

Malzeme	Elastisite Modülü (GPa)	Poisson Oranı	Yoğunluk (kg/m ³)
St 52	210	0,3	7.850

2.3. Gövde katılığı

Literatür incelemesinde, otobüs gövde katılık değerlerinin aracın mukavemetini belirlemede, geometrik optimizasyon çalışmalarında kullanılan önemli bir parametre olduğu değerlendirilmiştir [10,11,12,13]. Bu çalışmada sonlu elemanlar analizi ile tespit edilen burulma katılığı değerleri kullanılarak, araç gövde yapısının optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon analizleri sonuçları incelenerek tekrar bu sonuçlar doğrultusunda yeni bir gövde geometrik modeli oluşturulmuştur. Optimize geometrik yapının sonlu elemanlar modeli oluşturularak burulma katılığı ölçümü analizleri yapılmıştır. Son olarak optimizasyon çalışması öncesi ve sonrasındaki burulma katılığı değerleri ağırlık kazancı ile birlikte karşılaştırmalı olarak incelenmiştir.

Bu çalışma kapsamında yapılan analizlerde araç şasisinin deformasyon senaryolarından burulma senaryosu kullanılmıştır [14].

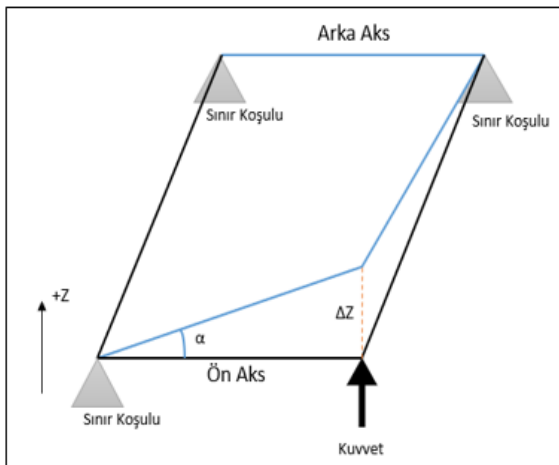
2.3.1. Burulma katılığı

Dört temel yükleme türü arasındaki en temel olan yüklemelerdir. Burulma yüklemesi, araç gövdesinin asimetrik kasis veya tümseklerden geçerken karşılaştığı yüklemeler türüdür. Araç gövde yapısının yol koşullarında bu yüke karşı gösterdiği direnç ise burulma katılığı olarak adlandırılmaktadır [14,15].

$$K_b = \frac{M}{a_b} \quad (1)$$

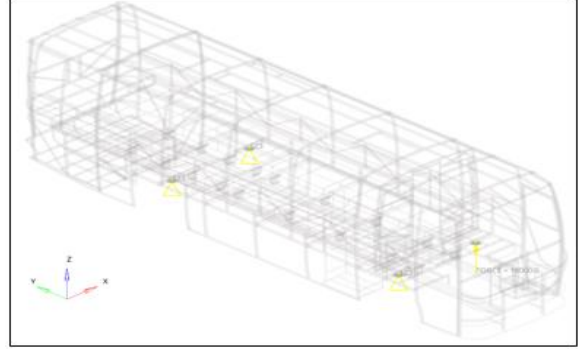
$$a_b = \tan^{-1} \left(\frac{\Delta Z}{w} \right) \quad (2)$$

Burada K_b , Nm/rad cinsinden otobüs gövde yapısının burulma katılığıdır. w , metre cinsinden araç aks genişliğini ifade etmektedir. ΔZ ise yüklemenin uygulandığı bölgede belirlenen noktalardan alınan deplasman değerlerini ifade ederken, M ifadesi ise aks bölgesine uygulanan momenti (Nm) ifade etmektedir. a_b ise burulma açısını temsil etmektedir.



Şekil 3. Burulma katılığı yüklemesi

Burulma katılığı yükleme ve sınır koşulları Şekil 3’de gösterilmiştir. Bu senaryoda yükleme değeri olarak 10.000 N modele tatbik edilmiştir. Bu uygulamanın nedeni bu şekilde katılık hesaplarındaki kusurlardan oluşabilecek hata miktarının azaltılmasıdır. İlgili yükleme sonlu elemanlar modelinde sol ön tekerleğin süspansiyon yay bağlantı bölgesine tanımlanmıştır (Şekil 4).



Şekil 4. Burulma katılığı analizi yükleme ve sınır koşulları

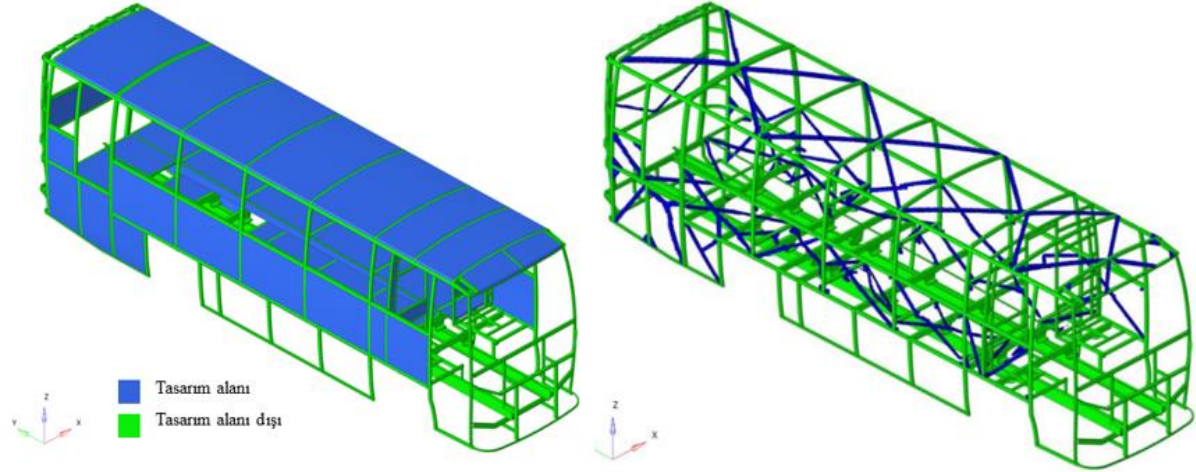
Bu çalışmada burulma katılığı ölçümü için kullanılan sonlu elemanlar analizi modelinde sınır koşulu olarak yüklemenin yapıldığı sol ön tekerlek süspansiyon yay bağlantı bölgesi dışındaki diğer üç tekerlek süspansiyon yay bağlantı bölgesi, üç adet eksenel yönde sabitlenmiştir. Bu bölgelere tanımlanan sınır koşullarına dönme serbestliği tanımlanmıştır. Bu senaryodaki yükleme ve sınır koşulları tanımlanırken literatür verileri dikkate alınmıştır [7].

2.4. Topoloji optimizasyonu analizi

Optimizasyon analiz modeli Şekil 5’te gösterilmiştir. Ayrıca analiz modelinde kullanılan parametrelerin bilgisi ise Tablo 2’de verilmiştir. Mavi bölgeler tasarım alanı olarak belirlenirken yeşil bölgeler ise tasarım alanı dışında bırakılmıştır. Profil örgü yapısının daha iyi belirlenmesi adına otobüs gövde yapısı katı elemanlarla modellenmiştir. Optimizasyon analizi Optistruct programında yapılmıştır (Şekil 5).

Tablo 2. Optimizasyon analizi parametreleri

Parametre	Bilgi
Hedef Fonksiyonu	Esneklik (Compliance) Enazaltılması
Tasarım Kısıtı	Tasarım Alanı Hacim Oranı ($0,75 \geq x \geq 0,90$)
Minimum Boyut	21 mm
Hedef Toleransı	$\pm 0,005$
Discrete (Panelizasyon-1)	3
Metot	Kabul Edilebilir Yönler Yöntemi (Method of Feasible Directions)



Şekil 5. Optimizasyon analiz modeli ve sonuçları

III. ANALİZ

3.1. Optimizasyon öncesi ve sonrası gövde yapıları

Yukarıda model bilgisi verilen optimizasyon analizi sonucu Şekil 6'da gösterilmiştir. Optimizasyon analizi, 39 iterasyon ile daha önce belirlenen hedef toleransı kapsamında yakınsamış ve sonuçlanmıştır. Sonuçlanan analiz uyarınca bir optimize gövde yapısı oluşturulmuştur. Optimizasyon analizi sonuçlarında görülen profil yapısı aynı kalınlık özellikleriyle tekrar şekillendirilmiş ve yeni optimize gövde oluşturulmuştur. Oluşturulan gövdede düz görülen birçok profilin çapraz olarak konumlandırıldığı ve bazı profillerin kaldırıldığı Şekil 6'dan görülebilmektedir.

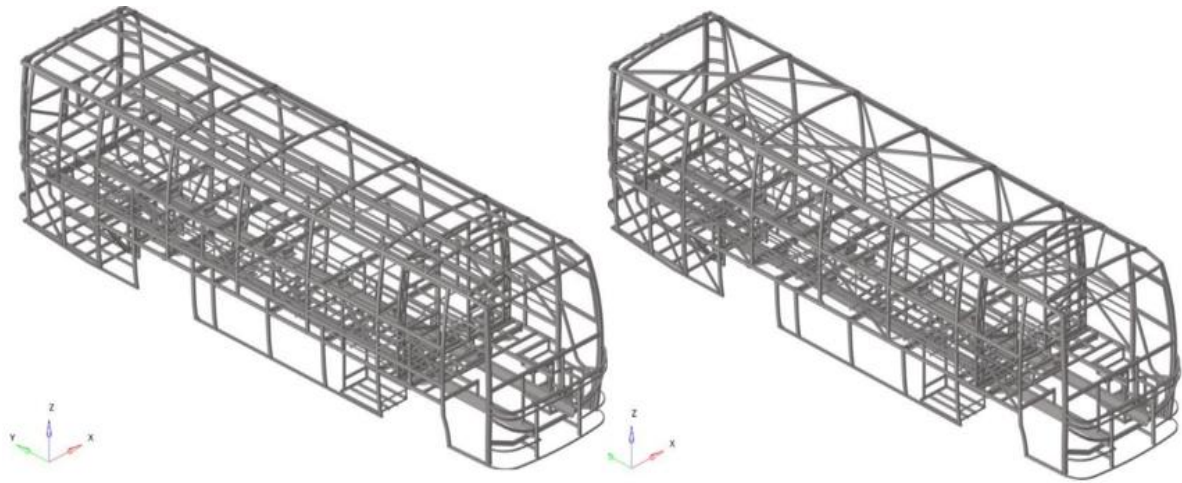
Optimizasyon analizi sonuçları uyarınca oluşturulan gövde yapısı optimizasyondan önceki gövde yapısı ile karşılaştırılmış ve ağırlık anlamında kazanç ile kazancın yüzdesi tespit edilmiştir (Tablo 3).

Tablo 3. Gövde ağırlığı karşılaştırması

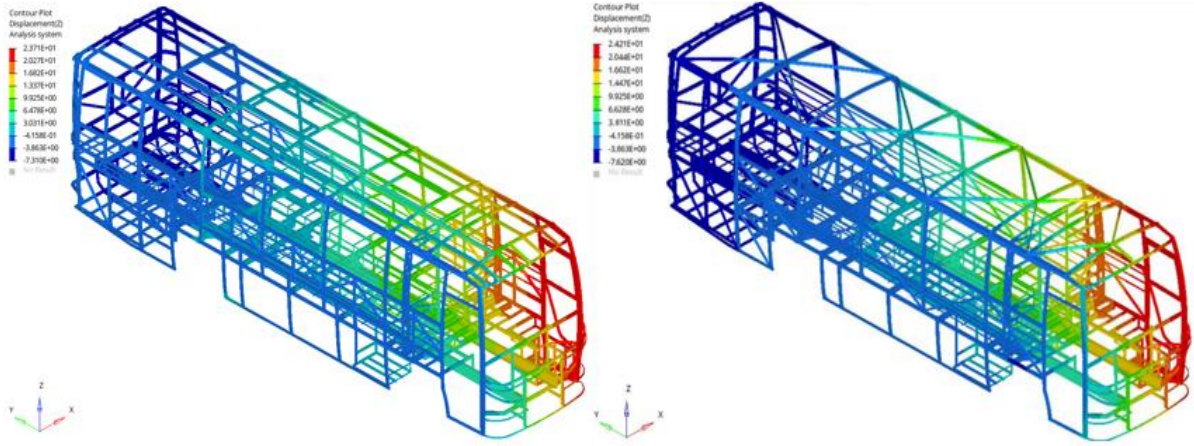
Optimizasyon Öncesinde Gövde Ağırlığı (kg)	Optimizasyon Sonrasında Gövde Ağırlığı (kg)	Yüzdellik Kazanç (%)
2.409	2.193	8,96

3.2. Optimizasyon öncesi ve sonrası burulma katılığı ölçümü

Şekil 7'de sonuç görseli verilen analiz düşey deplasman sonuçları incelendiğinde gövde yapısındaki maksimum deplasmanın 23,71 mm olduğu görülmektedir. Ancak gövde katılığının net olarak ölçülebilmesi için yükleme yapılan süspansiyon bağlantı bölgesindeki deplasmanlar incelenmelidir. Burulma katılığı analizleri Nastran programında yapılmıştır.



Şekil 6. Optimizasyon öncesi gövde geometrisi (Solda), Optimize edilmiş gövde geometrisi (Sağda)



Şekil 7. Burulma katılığı analiz sonucu optimizasyon öncesi (solda), optimize edilmiş gövde (sağda)

Aynı modelleme yöntemi ve sınır koşulları ile optimize edilmiş gövde yapısı da mukavemet analizlerine tabi tutulmuştur. Analiz sonuçlarında gözlemlenen deplasman değerleri optimizasyon öncesi yapılan mukavemet analizinin sonuçlarında görülen deplasman değeri ile karşılaştırılmıştır. Optimizasyon öncesi ve sonrasında ölçülen gövde burulma katılık değerlerinin karşılaştırmalı sonuçları ile ağırlık hafifletmesi sonrasında optimize edilmiş ve optimizasyon öncesi gövde yapıları kilogram başına sağladıkları katılık değerleri açısından karşılaştırmalı olarak incelenmiş değerleri Tablo 4'de verilmiştir.

Tablo 4. Burulma katılığı analizi deplasman sonuçları (süspansiyon bölgesi) ve burulma katılığı değerleri

Deplasman ve Burulma Katılığı	Değer
Optimizasyon Öncesi Ölçülen Deplasman (mm)	16,61
Optimizasyon Sonrası Ölçülen Deplasman (mm)	17,05
Optimizasyon Öncesi Burulma Katılığı ($\times 10^6$ Nm/rad)	2,044
Optimizasyon Sonrası Burulma Katılığı ($\times 10^6$ Nm/rad)	1,987
Optimizasyon Öncesi Kilogram Başına Gövde Katılığı (Nm/(rad*kg))	848,48
Optimizasyon Sonrası Kilogram Başına Gövde Katılığı (Nm/(rad*kg))	906,06
Yüzdeler Artma (%)	6,78

IV. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

4.1. Sonuç

Bu çalışmada, ticari bir otobüsün gövde yapısında optimizasyon çalışmaları yapılmıştır. Bu bağlamda topoloji optimizasyonu tekniği kullanılarak profil örgü yapısının geometrik olarak değiştirilmesi suretiyle en uygun tasarıma ulaşılmıştır.

Sonlu elemanlar analizi ile bilgisayar ortamında yapılan simülasyonlarla gövde yapısı optimize edilmiştir. Bu optimizasyon çalışmaları sonucunda otobüs gövde yapısında %8,96'lık ağırlık kazancı elde edilmiştir.

Literatürde otobüs gövde yapısı için kesin bir katılık sınırına rastlanılmamakla birlikte incelenen çalışmalarda elde edilen ve tavsiye niteliği taşıyan, burulma ve eğilme katılığına dair birtakım değerler tespit edilmiştir [16,17,18,19]. İlgili değerler burulma katılığı için yaklaşık $1,5 \times 10^6$ Nm/rad ile $2,5 \times 10^6$ Nm/rad aralığındadır. Bu çalışmada optimize edilmiş otobüs gövde yapısı katılık verileri bu sınırlar arasında yer almaktadır.

Optimizasyon çalışmaları öncesi ve sonrasındaki analizler ile ölçülen gövde katılıkları karşılaştırılmış ve gövde katılığında %2,78'lik bir azalma gözlenmiştir. Ancak bu katılık verileri literatürden elde edilen değerler ile karşılaştırılmış ve kabul edilebilir aralıkta olduğu tespit edilmiştir. Bunun yanında gövde yapısındaki profillerin kilogram başına sağladığı katılık değerleri incelenmiştir. Elde edilen verilerde optimize edilmiş gövde yapısının kilogram başına katılık değerlerinin %6,78 değerinde arttığı tespit edilmiştir.

Bu veriler kütle kazancı verileri ile birlikte değerlendirildiğinde gövde yapısının daha verimli hale getirildiği, gövde katılık değerlerinde azalma meydana gelmiş olsa da kilogram başına katılık değerlerinde artış sağlanması dolayısıyla verimli ve en uygun geometriye ulaşıldığı tespit edilmiştir.

Semboller

- K_b : Nm/rad cinsinden otobüs gövde yapısının burulma katılığı
- W : Metre cinsinden araç aks genişliği
- ΔZ_i : Yüklemenin uygulandığı bölgede belirlenen noktalardan alınan deplasman değerleri
- M : Aks bölgesine uygulanan moment
- a_b : Burulma açısı

Not:

Bu çalışma “*Ticari Bir Otobüs Gövde Yapısında Gövde Katılığına Göre Topoloji ve Kalınlık Optimizasyonu*” isimli yüksek lisans tezinden hazırlanmıştır.

KAYNAKLAR

- [1] German, J. (2015). Hybrid vehicles: Technology development and cost reduction. The International Council on Clean Transportation, Washington DC, USA.
- [2] Brennan, J. and Hayes, K. (2000). Recent applications of topology and topography optimization in automotive design. In 8th Symposium on Multidisciplinary Analysis and Optimization (p. 4709).
- [3] Shi, J. F. and Sun, J. H. (2009, February). Overview on innovation of topology optimization in vehicle CAE. In 2009 International conference on electronic computer technology (pp. 457-460). IEEE.
- [4] Zhu, J. and Gao, T. (2016). Topology optimization in engineering structure design. Elsevier, Oxford, UK.
- [5] Danielsson, O. and Cocaña, A.G. (2015). Influence of body stiffness on vehicle dynamics characteristics in passenger cars. MSc Thesis, Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden.
- [6] Clark, N., Khan, A. S., Wayne, W. S., Gautam, M., Thompson, G. J., McKain et al. (2007). Weight effect on emissions and fuel consumption from diesel and lean-burn natural gas transit buses (No. 2007-01-3626). SAE Technical Paper.
- [7] Reyes, C.A., Ramírez, E. I., Ruiz, O. and Ortiz, A. (2013). Analysis and Optimization of a Passenger Bus Frame Through Finite Element Software. 2013 SIMULIA Community Conference.
- [8] www.grabcad.com, Erişim Tarihi: 20 Ocak 2019.
- [9] Haldankar, M. and Shirahatti, A. M. (2014). Finite element analysis and optimization of commercial bus body structure. International Journal of Engineering and Technical Research, 2(12), 175-178.
- [10] Kim, T. (1993). Study on the stiffness improvement of bus structure (No. 931995). SAE Technical Paper.
- [11] Falck, J. (2013). Effect of side windows, stiffening plate and roof sheet on the stiffness of the bus body. MSc Thesis, KTH Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden.
- [12] Zhong, W., Su, R., Gui, L. and Fan, Z. (2015) Topology and sizing optimisation of integral bus chassis with the use of a cooperative coevolutionary genetic algorithm with independent ground structures. In Proceedings of the 11th World Congress on Structural and Multidisciplinary Optimisation, 07-12 June, Sydney, Australia.
- [13] Iozsa, M.D., David, V. C. and Manea, A. M. (2018). Effect of side stiffening plates on the stiffness of the bus structure. MS&E, 444(7), 072004.
- [14] Riley, W. B. and George, A. R. (2002). Design, analysis and testing of a formula SAE car chassis (No. 2002-01-3300). SAE Technical Paper.
- [15] Jain, A. (2014). Computational Analysis and Optimization of Torsional Stiffness of a Formula-SAE Chassis (No. 2014-01-0355). SAE Technical Paper.
- [16] Lan, F., Chen, J. and Lin, J. (2004). Comparative analysis for bus side structures and lightweight optimization. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 218(10), 1067-1075.
- [17] Bosch, (2004). Bosch Electronic Automotive Handbook. Robert Bosch GmbH.
- [18] Croccolo, D., De Agostinis, M. and Vincenzi, N. (2011). Structural analysis of an articulated urban bus chassis via FEM: a methodology applied to a case study. Strojniški vestnik- Journal of Mechanical Engineering, 57(11), 799-809.
- [19] Jain, R., Tandon, P. and Vasantha Kumar, M. (2014). Optimization methodology for beam gauges of the bus body for weight reduction.