

BİR OTOMOBİL SALINCAĞININ TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU

Abdulkadir NAZLI *^{ID}
Neslihan ÖZSOY **^{ID}

Alınma: 04.02.2024 ; düzeltme: 04.06.2024 ; kabul: 01.08.2024

Öz: Topoloji optimizasyonu; makine endüstrisi, otomotiv sanayi, savunma sanayi, inşaat sektörü, uzay-havacılık sanayi, sağlık sektörü gibi birçok alanda kullanılmaktadır. Bu yöntem hızlı, çözüm odaklı ve düşük maliyetlidir. Topoloji optimizasyonu sayesinde yakıt tüketiminde düşüş sağlanarak doğaya salınan zararlı emisyon gaz oranlarında da azalma görülmektedir. Bu çalışmada bir otomobil salıncağının topoloji optimizasyonu yapılarak, parça ağırlığında hafifletme amaçlanmıştır. Sonuç olarak optimum ürün elde edilmesi hedeflenmiştir. Bilgisayar ortamında tasarım ve analizler gerçekleştirilerek, prototip ve test aşamalarında harcanan zaman ve maliyetten tasarruf sağlanması hedeflenmiştir. Üç boyutlu modelleme çalışması, bilgisayar destekli tasarım aracı olan CATIA programında gerçekleştirilmiştir. Sonlu elemanlar analizi ve topoloji optimizasyonu bilgisayar destekli analiz programı ANSYS ile yürütülmüştür. Sonuç olarak parça ağırlığı 4,917kg (%57 oranında) azaltılmıştır. Araçtaki toplam ağırlıktaki azalma ise 9,83kg'dir.

Anahtar Kelimeler: Topoloji optimizasyonu, salıncak, Bilgisayar destekli tasarım, Bilgisayar destekli mühendislik

Topology Optimization of an Automobile Wishbone

Abstract: Topology optimization is used in many areas, such as the machinery, automotive, defense, construction, aerospace, and healthcare industries. This method is fast, solution-oriented, and low-cost. Thanks to topology optimization, there is a decrease in fuel consumption and a decrease in the harmful emission gases released into nature. This study aimed to reduce the weight of the parts by optimizing the topology of an automobile wishbone. As a result, it is aimed to obtain the optimum product. Performing design and analysis in a computer environment aims to save time and cost spent in the prototype and testing stages. Three-dimensional modeling work was done in the CATIA program, a computer-aided design tool. Finite element analysis and topology optimization were done with the computer-aided analysis program ANSYS. As a result, part weight was reduced by 4,917kg (57%). The decrease in the total weight of the vehicle is 9.83kg.

Keywords: Topology optimization, Wishbone, Computer aided design, Computer aided engineering

1. GİRİŞ

Bir otomotiv ürünü birçok bileşenden yani otomotiv aksamından oluşur. Bir motorlu aracı geliştirmek veya iyileştirmek için, herhangi bir bileşenini daha verimli hale getirmek önemlidir. Bir parçayı daha verimli hale getirerek hem fonksiyonel hem de maddi boyutta kazanç elde edilebilir. Bu nedenle, tüm otomotiv bileşenleri araştırma ve geliştirme ürünüdür. Günümüzde

* Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Bölümü, 54050, Serdivan, Sakarya

** Sakarya Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 54050, Serdivan, Sakarya
İletişim Yazarı: Neslihan Özsoy (nerken@sakarya.edu.tr)

gelişen teknolojiler sayesinde bu işlemleri uygulamak için çeşitli yöntemler geliştirilmiştir. Sonlu elemanlar yöntemi de sıklıkla başvurulan bu yöntemlerden birisidir. Sonlu elemanlar yönteminin ilk ve en geniş uygulama alanı gerilme analizidir. Sonraları ısı analizi, akışkan analizi, piezoelektrik analizi, elektrik analizi vb. alanlarda da kullanılmıştır (Güler ve diğ., 2015).

Süspansiyon sistemi, otomobili kullanan kişiye ve otomobil içerisindeki yolculara sürüş konforu sunan ve güvenliği için olmazsa olmaz, performans ve de enerji bakımından da ihtiyaç duyulan bir otomobil alt sistemidir. Süspansiyon sistemi amortisörler, yaylar, denge çubuğu, salıncak kolları, yaylar gibi elemanlardan oluşmaktadır. Salıncak kolları yandan ve önden gelen kuvveti alırken yayın sadece dikey yükü desteklemesine imkân verir.

Bu çalışmada sonlu elemanlar yöntemine başvurularak bir otomobil salıncığının topoloji optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Yapılan literatür araştırması sonucu topoloji optimizasyonuna örnek bazı çalışmalar aşağıda özetlenmektedir.

Khode ve diğ. (2017) ANSYS kullanarak mevcut salıncak yapısının statik analizi yapmıştır. Ardından OPTISTRUCT yazılımı ile topolojik optimizasyon gerçekleştirmiştir. Statik analiz sonuçları sınır koşulları olmak şartıyla tasarımda optimum tasarımın elde edilmesini amaçlamışlardır. Parçanın ağırlığı 1,20kg'dan 0,99kg'ye düşürülerek 0,21kg hafifletme gerçekleştirmişlerdir.

Marzbanrad ve Hoseinpour (2017) tarafından yapılan çalışmada belirlenen optimizasyon akış şeması takip edilmiştir. HyperMesh programı vasıtasıyla ilk modele sonlu elemanlar analizi uygulanmıştır. Sınır koşulları ve yükleme koşulları belirlenmiştir. Çıkan sonuçlara göre malzemede boşaltılabilecek bölgeler belirlenmiştir. Boşaltmalar gerçekleştirildikten sonra tekrar analiz yapılarak en uygun yani optimum tasarım elde edilmeye çalışılmıştır. Yapılan ilk model 3,6kg ağırlığında ve son optimum model 0,75kg ağırlığındadır.

Yende ve diğ. (2019) bir otomobildeki süspansiyon sistemindeki alt kontrol koluna tasarımı iyileştirmek için topoloji optimizasyonu uygulanmıştır. Statik analiz sonucundan alınan verilere göre topoloji optimizasyonu uygulanmıştır. Analiz programından elde edilen sonuç 3D datasını tasarım programına aktararak parçadan gerekli boşaltmalar yapılmıştır. Elde edilen ağırlığı azaltılmış parçanın datası tekrar statik analize tabi tutulmuştur ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Sonuçlara göre maksimum gerilme artmıştır. Fakat parça ağırlığı 2,7kg'dan 2,25kg'ye azaltılmıştır.

Bir diğer çalışmada fren sisteminde kullanılan Z-kam diye adlandırılan kampanalı fren sisteminin ana bileşeni olan tork plakasına topoloji optimizasyonu uygulanmıştır. Mevcut plakanın durum tespitini yapmak için analiz yapılmıştır ve ihtiyaç duyulmayan hacimler bölgesel olarak belirlenmiştir. Bu parça döküm ve ardından talaşlı imalat ile işlenmektedir. Döküm parçada %11,9'luk, işlenmiş olan parçada ise %12,2 oranında ağırlık düşüşü elde edilmiştir (Güleryüz ve Yılmaz, 2019).

Başka bir çalışmada ise fren pedal sistemindeki ayakla bastığımız fren kolunun ağırlığını azaltmak için topoloji optimizasyonu çalışmaları yapılmıştır. İlk tasarım ve ağırlık azaltılması hedeflenen iki parça arasında %11,65 oranında fark oluşmuştur (Albak, 2019).

Otomotiv sektöründeki birçok parçaya ait topoloji optimizasyonu çalışmaları vardır. Bunlardan birinde egzoz sisteminin montaj braketine topoloji optimizasyonu uygulanmıştır ve alınan sonuçlara göre parçanın ağırlığı %50 oranında azaltılmıştır (Jagtap ve Dhoke, 2017). Bir başkasında ise ağır sınıf araçlardan olan kamyonlardaki arka aks sistemindeki bağlantı braketine topoloji optimizasyonu uygulanmıştır. Yapılan çalışmalar neticesinde parçanın ağırlığında %63 oranında azaltma sağlanmıştır (Topaç ve diğ., 2020).

Tekerlek sistemindeki tekerlek göbeğinin montaj bağlantısı için yapılan topoloji optimizasyonu çalışmasında %24,09 ve bağlantı mafsalı için %16,30 ağırlık azalması sağlanmıştır (Chaudhari ve Khairnar 2020).

Şanzıman sistemindeki kavrama çatalına topoloji ve şekil optimizasyonu uygulamasında yeniden tasarlanmış olan parçanın ağırlığı %24 oranında azaltılmıştır (Kaya ve diğ., 2010).

Kamyonlardaki denge çubuğuna uygulanan topoloji optimizasyonu çalışması sonucunda parçada %50 ağırlık azaltımı sağlanmıştır (Yenilmez ve diğ., 2019).

Otomobillerdeki süspansiyon sistemindeki amortisör alt tablasında ağırlık azaltılması için topoloji ve topografya optimizasyonları birlikte kullanılmış olup, yeni parça tasarımı gerçekleştirilmiştir. Yeni tasarımı yapılan parçada %36,5 oranında ağırlık düşüşü sağlanmıştır (Kong ve diğ., 2016).

Spor araçlardaki ağırlık hızlanmaya çok büyük etkisi vardır. Bu nedenle bir çalışmada spor otomobilde bulunan gösterge sisteminin paneline topoloji optimizasyonu yapılmıştır. Çalışma sonucunda %20 oranında ağırlık azaltılmasının uygun olabileceği değerlendirilmiştir (Mantovani ve diğ., 2017).

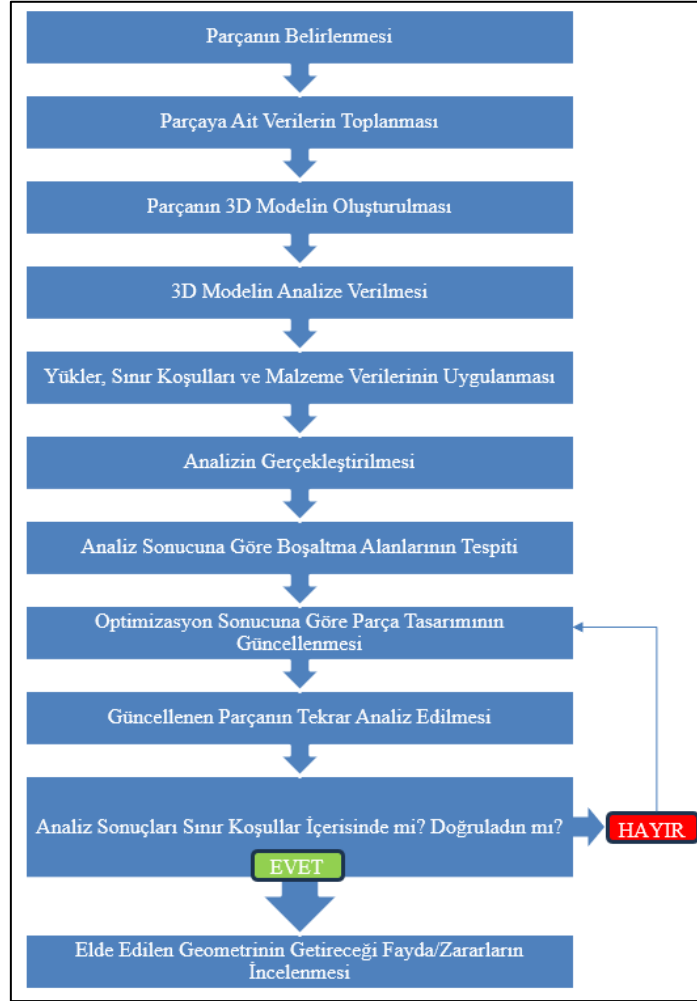
Ürün tasarım süresi boyunca, maliyet ve dayanıklılık anlamında en optimum tasarımın elde edilmesi gerekmektedir ve bu da son yıllarda araştırmacıların ilgi odağı haline gelmiştir (Çelik ve Yıldız, 2022). Görüldüğü üzere literatür incelemesi sonucu birçok topoloji optimizasyonu çalışmasına rastlanmıştır. Bu çalışma ile, otomobillerin süspansiyon sistemindeki salıncak parçasının topoloji optimizasyonu yöntemiyle optimum tasarımı yapılarak literatüre katkı sağlanması amaçlanmıştır.

2. TASARIM VE YÖNTEM

Bir otomobili oluşturan parçaların tasarımını yaparken, başta gelen tasarım kriterlerinden dikkat edilmesi gereken en önemli yer kendilerinden beklenen sağlamlığı yani mukavemet değerlerini sağlamalarıdır. Tekerlekleri aracın şasisine bağlantısını gerçekleştiren salıncaklar maruz kaldıkları yüklerdeki zorlanmalara karşı dayanıklı olmak durumundadır. Denge denklemleri yardımıyla farklı yol durumlarındaki etki eden değişken kuvvet ve momentler altında çözüme ulaşılması genellikle zordur. Durum böyle olunca farklı metotların kullanılması gerekmektedir. Bu metotlardan sonlu elemanlar analizi günümüz şartlarında en kolay yöntem sayılabilir.

Öncelikle CATIA V5 bilgisayar yazılımında salıncak modeli oluşturulmuştur. Topoloji optimizasyonu için ANSYS'te sonlu elemanlar modeli kurularak optimizasyon parametreleri belirlenmiştir. Yükler, sınır koşulları ve malzeme verilerine göre statik analiz gerçekleştirilip, ilk tasarımın dayanım değerleri elde edilmiştir. Topoloji optimizasyonu sonucu elde edilen model üretilebilir olarak tekrar üç boyutlu olarak modellenmiştir. Yeni model validasyon için tekrar analiz programında statik analiz sürecine tutulmuş ve dayanım değerlerine uygun olup olmadığı kontrol edilmiştir.

Şekil 1'de optimizasyon metodolojisi verilmektedir. Akışa baktığımızda; öncelikle optimizasyonu yapılacak parça belirlenmiştir. Ardından parçaya ait malzeme bilgisi gibi teknik veriler toplanmalıdır. İlgili parçanın üç boyutlu modeli oluşturulmalıdır. Ardından mevcut modelin yapısal analizi yapılarak dayanım değerleri elde edilir. Ardından optimizasyon modülü ile ağırlık boşaltılacak hacim belirlenir. Belirlenen bölge boşaltılarak parça tasarımı yeniden yapılır. Ardından optimize edilmiş üç boyutlu model yeniden yapısal analize tabi tutulur. Sonuçlar eğer sınır koşulları içerisinde değilse, modelleme tekrar yapılır. Analiz ile doğrulanan optimize parçanın sistem üzerindeki etkileri analiz edilerek tasarımda değişiklik kararı verilir.

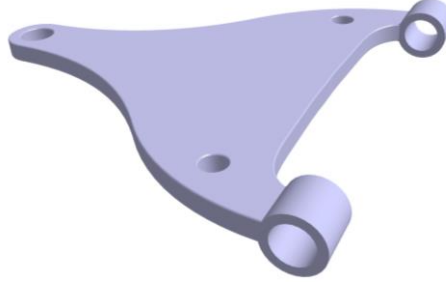


Şekil 1:
Optimizasyon metodolojisi

2.1. Salıncak Kolu Üç Boyutlu Modellenmesi

Salıncaklar, otomobil süspansiyonunun önemli bir bileşenidir. Salıncak, tekerleklerin istenmeyen yönlerdeki hareketlerini engelleyecek ve kısıtlayacak şekilde tasarlanmaktadır. Salıncığın işlevi esas olarak hızlanma, frenleme ve viraj alma sırasında oluşan kuvvetleri karşılamaktır. Salıncakların bağlantı yerleri kauçuk burçlar ile yataklanmaktadır. Tekerlerler dönme ya da sağ sol hareketini yaparken süspansiyon sistemindeki salıncığın öne doğru ve arkaya doğru olan hareket etme yönelimleri, burçlarla destek verilen bağlantı noktaları tarafından sönümlenmektedir. Salıncaklar ani olarak değişken veya sürekli olarak yüklemelere maruz kalmaktadır. Bundan dolayı salıncığın dayanıklı olması ürün güvenliği açısından zorunludur.

Aşağıda Şekil 2’de CATIA bilgisayar yazılımında salıncak parçasının basit modellemesi yapılmıştır. CATIA programının part design modülü kullanılmıştır. Bu modelleme yapılırken otomobillerde kullanılan salıncak parçaları incelenmiştir. Tasarlanan salıncak parçasının malzemesi alüminyum olarak seçilmiştir. Parçanın boyutlandırılmasında bir otomobile ait salıncak parçasına yakın ölçülendirilme yapılmıştır.



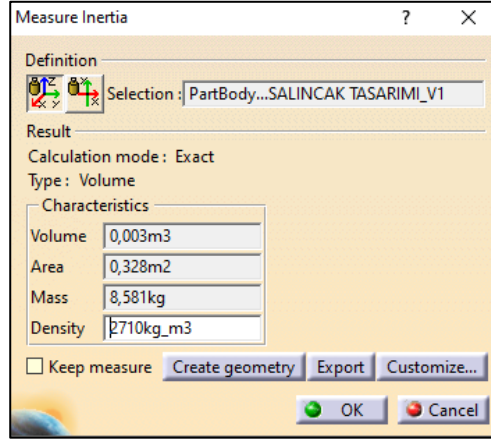
Şekil 2:
CATIA'da modellenen salıncak parçası

Malzeme seçimi için otomotiv sektöründe süspansiyon parçalarında dövme parçalar için kullanılan alüminyum A6061 alaşımı seçilmiştir. Bu malzemenin detaylı olarak özellikleri Tablo 1'de belirtilmiştir. Alüminyum malzemenin çeliğe göre hafif olması en büyük avantajlarından biridir.

Tablo 1. Alüminyum A6061 özellikleri (Değerler ANSYS programından alınmıştır)

Özellik	Değer
Young modülü	69.04 GPa
Poisson oranı	0.33
Kesme modülü	25.9 GPa
Özkütle	2713 kg/m ³
Akma dayanımı	259 MPa
Kopma dayanımı	313 MPa

Malzemeyi tanımladıktan sonra malzemenin özkütlesi ve diğer özelliklerine göre parçanın ağırlığı, hacmi, yüzey alanı vb. özelliklerini ölçebilmekteyiz. Bu sayede tasarladığımız parçalar üretilmeden önce ağırlıkları hakkında ön bilgiye sahip olabiliriz. Tasarlanan 3 boyutlu modelde ve Şekil 3'te görüldüğü üzere program sayesinde parçanın ağırlığı 8,581kg olarak hesaplanmıştır. Bu parça ön süspansiyon sisteminde kullanıldığından sol ve sağ tekerlekte bulunmak üzere toplamda 2 adet kullanılmaktadır.



Şekil 3:
CATIA'da parça ağırlık bilgisinin gösterilmesi

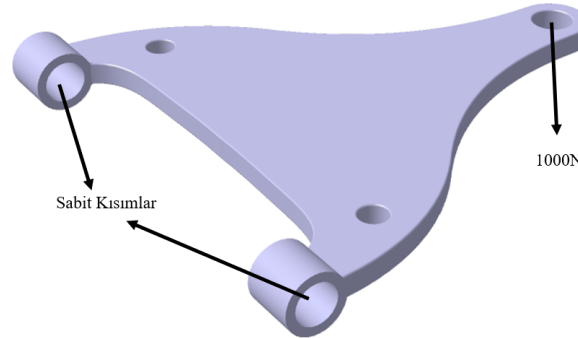
Yapılan çalışmada ilk belirlenen toplam ağırlık 17,162kg olarak ortaya çıkmaktadır. Otomobil üreticileri, çevre kuruluşları ve trafik yönetimi yetkilileri tarafından yapılan testlere göre, ağırlıktaki her % 5'lik artış, yakıt tüketiminde % 2'lik bir artışa neden oluyor (2023).

2.2. Salıncak Parçasının Optimizasyonu

Topoloji optimizasyonu gerçekleştirebilmek için ANSYS Workbench 2023 R2 Student versiyonlu yazılım kullanılmıştır.

Malzeme alüminyum A6061'dir. Optimizasyon çalışması sadece statik yükleme koşulu için yapılacaktır. Şekil 4'te görüldüğü gibi analiz aşamasında şasiye montajlanan millerin geçeceği iki kısım aksenal ve teğetsel olarak sabitlenerek sınırlandırılmıştır. Yüke maruz olan kısma ise 1000N' luk z yönünde kuvvet uygulanmıştır.

Bu 1000N'luk değer benzer bir çalışma yapan makaleden elde edilmiştir (Eren ve Sezer, 2019).

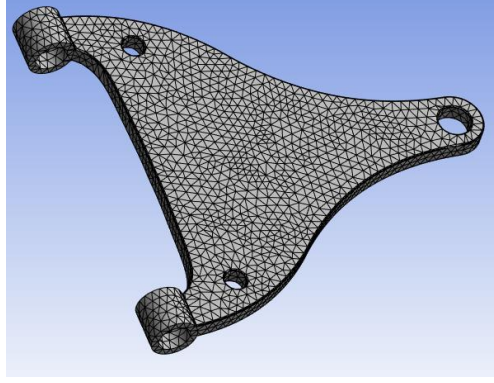


Şekil 4:
Parçaya uygulanan sınır koşullar

Topoloji optimizasyonu sonucunda parçanın ağırlığında %30 oranında bir azalışı elde etmek amaçlanmıştır. CATIA'da çizmiş olduğumuz *.STP uzantılı dosyadaki parçayı geometri modülünden ANSYS programı içerisine alınmıştır ve malzeme tanımlaması yapılmıştır. Geometri içeri alındıktan sonra model adımına geçilerek mesh tanımlaması yapılacaktır.

Analizin bu adımında; mesh sizing 12,5mm olarak girilmiştir. Topoloji optimizasyonunda ne kadar küçük mesh atanırsa o kadar doğru sonuçlar ortaya çıkacaktır. İlk adım olarak programın izin verdiği sınırlar koşullardaki minimum değer olan

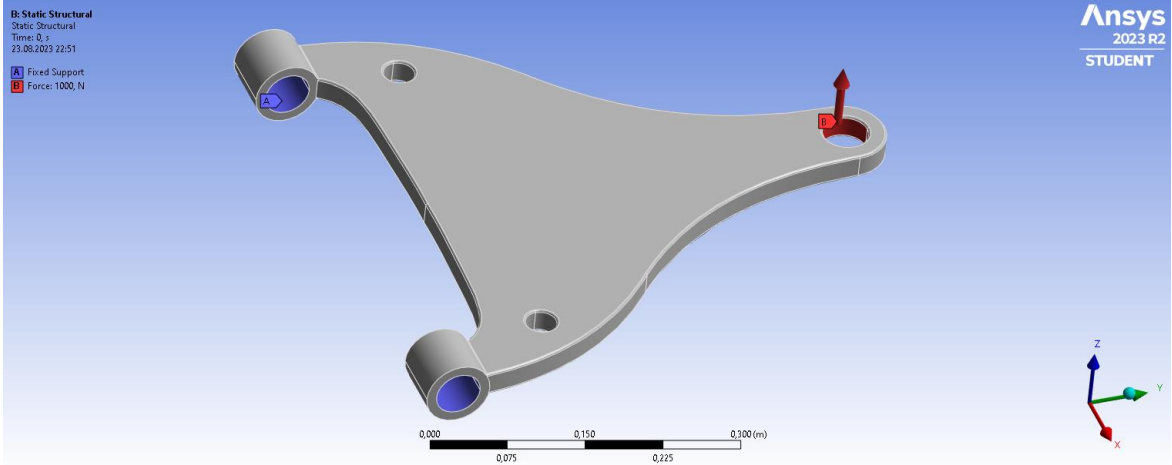
“Mesh Sizing” 12.5mm olarak girilmiştir. Parçanın şekli kısmen karmaşık yapıya sahip olduğu için meshi oluşturmak için Quadratic element tipi seçilmiştir. Mesh özelliklerine baktığımızda 29804 nodes ve 17639 element olduğunu aşağıda Şekil 5’te görülmektedir.



Şekil 5:

Meshli datanın gösterimi

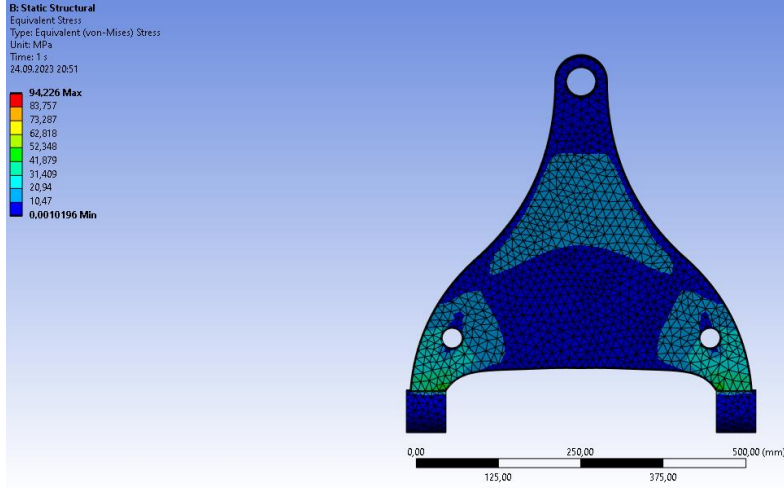
CAD modeli üzerinde meshleme yapıldıktan sonra sınır koşulları uygulanmıştır. Şasi ile bağlantı olan arayüzleri olan A noktaları sabitlenmiştir. B noktasına ise z yönünde 1000N ’luk yük uygulanmıştır. Şekil 6’da sınır koşullar, A ve B noktaları görülmektedir.



Şekil 6:

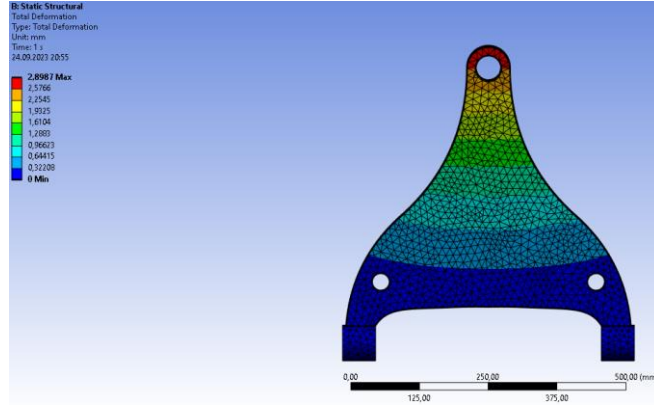
Sınır koşullar A ve B noktalarının gösterimi

Mevcut model için statik analizden toplam gerilme ve toplam deformasyon sonuçlarına bakılmıştır. Şekil 7’de gösterildiği gibi sabitlenen arayüzlerin dip kısım bölgeleri, yeşil renkli bölgede gösterildiği gibi yüksek gerilime maruz kalmaktadır. Geriye kalan kısım ise daha düşük düzeyde gerilime maruz kalmaktadır ve mavi bölgeyle gösterilmektedir. Maksimum gerilme 94,2 MPa olarak bulunmuştur. Tablo 1’de malzeme özelliklerinde belirtilen 259 MPa akma dayanımının altında kaldığından güvenli tasarım olarak kabul edilebilir.



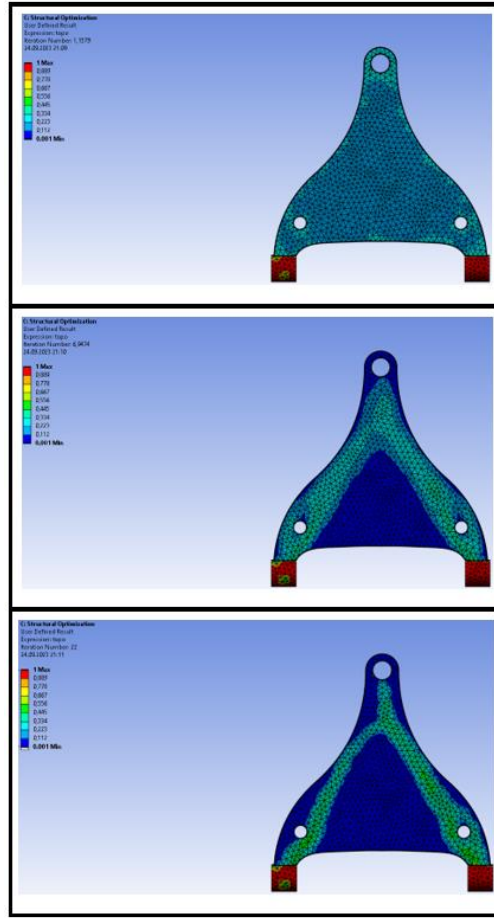
Şekil 7:
Mevcut modelin Von-Mises gerilme sonuçları

Maksimum toplam deformasyon 2,89 mm olarak bulunmuştur. Maksimum deformasyonun olduğu bölge aşağıdaki Şekil 8’de kırmızı ile yük uygulanan bölge etrafında olduğu görülmektedir.



Şekil 8:
Mevcut modelin toplam deformasyon sonuçları

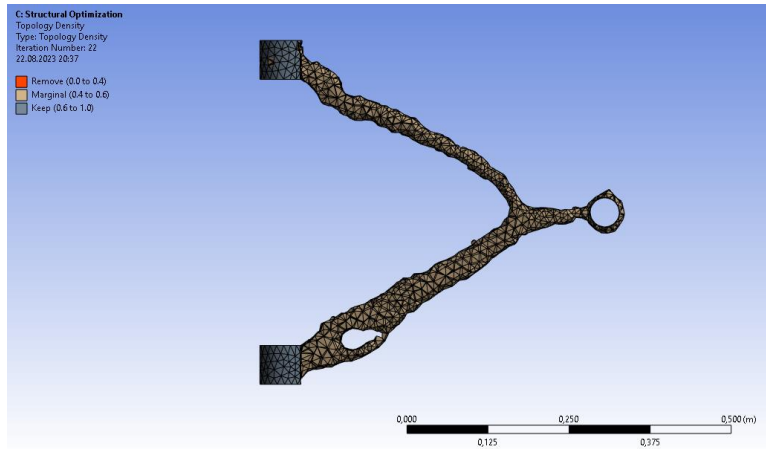
Bu aşamadan sonra artık topoloji optimizasyonu yapılabilecektir. ANSYS programı üzerindeki topoloji optimizasyonu arayüzünde ağırlık azaltmak hedeflenmiştir. Hedeflenen değer daha önceden de belirtildiği üzere %30’dur. Topoloji optimizasyonunu koşturduğumuzda arka planda 22 farklı iterasyon çalıştığı görülmüştür ve 22. olan optimum seçenek olarak sonuç vermiştir. Aşağıdaki Şekil 9’da 1., 6. ve 22. iterasyon sırasıyla gösterilmiştir. Yazılım sayesinde tüm ara iterasyonlardaki sonuçları ve verilere erişim imkânı mevcuttur. Optimizasyon algoritmasına bakıldığında parçanın sınır koşulları, maksimum gerilme değerleri vb. bilgileri doğrultusunda parçanın malzeme dağılımındaki yük gerilmesinin oluşmadığı veya kabul edilebilir seviyede çok az olduğu hacimlerin tasarımdan uzaklaştırılması şeklindedir.



Şekil 9:

Topoloji optimizasyonu iterasyonları

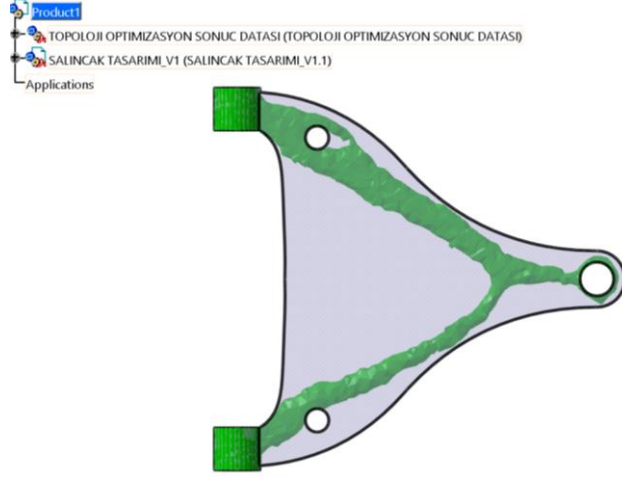
Topoloji optimizasyonunun temel amacı, fazla malzemeyi düşük gerilimli bölgeden uzaklaştırarak ağırlığı azaltmaktır. Herhangi bir topoloji optimizasyon problemi çözmek için üç parametrenin belirtilmesi gerekir: tasarım değişkenleri (malzeme yoğunluğu), tasarım hedefi (ağırlık azaltma) ve tasarım kısıtlamaları (hacim). Topoloji optimizasyonu, yapının optimal şeklini oluşturmak için kullanılmaktadır. Şekil 10'da optimizasyon sonucu elde edilen geometri görülmektedir.



Şekil 10:

Optimizasyon sonucu

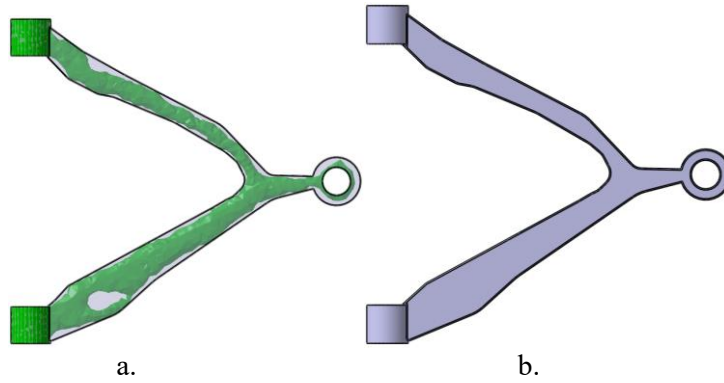
Topoloji optimizasyon sonucu ANSYS programından çıkan data *.STL formatında export edilmiştir. *.STL olarak çıkartılan data CATIA programına aktarılmıştır. Mevcut data ve optimize edilmiş data üst üste çakıştırılmıştır ve aşağıdaki Şekil 11’de görülmektedir. Şeffaf olan görsel ilk kaba tasarımdır ve yeşil olarak gösterilen data ANSYS programında topoloji optimizasyonu sonucu çıkan datadır.



Şekil 11:

Topoloji optimizasyonu ve mevcut datanın çakıştırılması

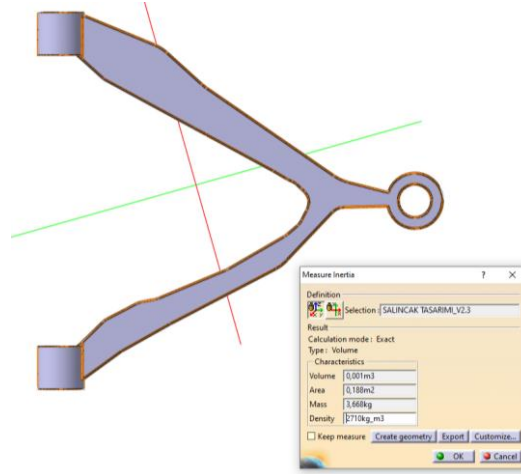
Yapılan data çakıştırılmasının amacı CATIA programında parça üretilebilir olabilecek şekilde yeniden tasarım yapılmasıdır. *.STL formatındaki datanın yüzeyleri şekil optimizasyonu ile sınırlar belirlenerek üretilebilir bir parça tasarımı ortaya konulmuştur. Yapılan tasarım ile aşağıda Şekil 12’de oluşturulan karşılaştırmada gösterildiği gibi topoloji optimizasyonuna göre daha düz çizgilere sahip basit bir geometri elde edilmiştir.



Şekil 12:

Topoloji sonucu: a. ham data ve b. optimize edilmiş data

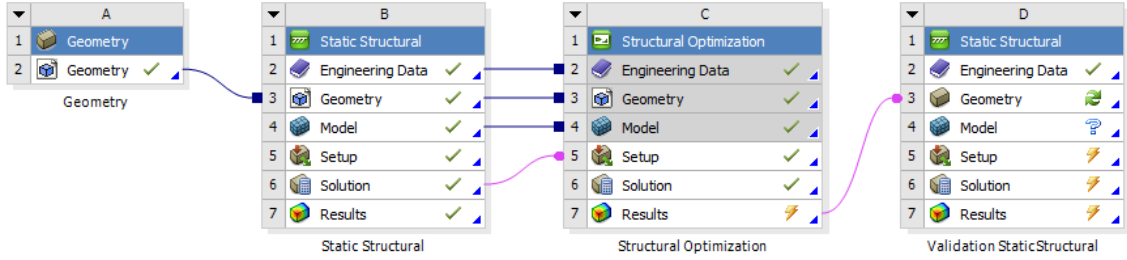
Data 3 boyutlu olarak üretilebilir şekilde ve topoloji optimizasyon sonucundan çıkan parça sınırları içerisinde yeniden tasarlanmıştır. Bir nevi topoloji optimizasyonu sonucuna şekil optimizasyonu yapılmıştır. Tasarım sonucuna göre parçanın ağırlığı aşağıdaki Şekil 13’te gösterildiği gibi CATIA programında 3,664 kg olarak ölçülmüştür.



Şekil 13:

Yeni tasarımın kütle özelliklerinin CATIA'da gösterimi

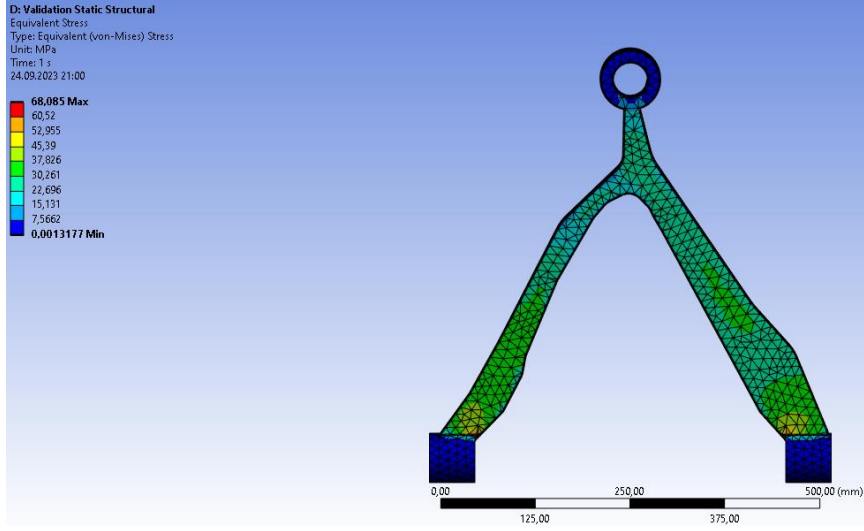
ANSYS programındaki topoloji optimizasyon sonucunu doğrulamak için “Transfer to Design Validation System (Geometry)” adımı uygulanır. ANSYS programı tüm aşamaları seri bir şekilde yapmaktadır. Bu sayede program güvenilir sonuçlar vermektedir. Şekil 14’te D sütunu altındaki işlem statik analiz yapılarak modelin doğrulması üzerine yapılmıştır.



Şekil 14:

ANSYS programı model validasyon için kullanılacak arayüzler

D sekmesindeki validasyon statik yapıdaki geometri kısmına CATIA’da elde edilen yeni 3 boyutlu model eklenmiştir. Ardından yeni parçayı doğrulamak için statik analiz tekrar koşturulmuştur. Şekil 15’te sonuca göre 68 MPa maksimum gerilme sonucu elde edilmiştir. Çıkan sonuçlara göre parça dayanımı malzeme özelliklerinin (259 MPa akma dayanımı) içerisinde kalmıştır ve optimizasyon datası güvenli olarak kullanılabilir sonucuna ulaşılmıştır.



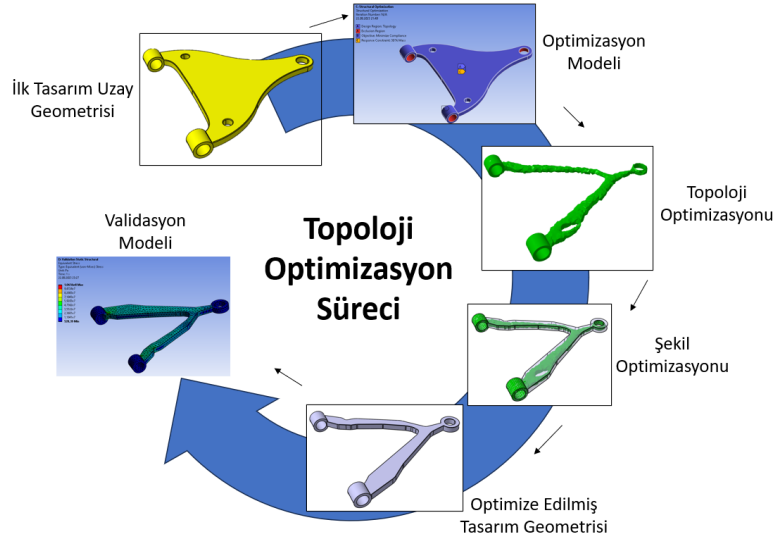
Şekil 15:
Optimize edilmiş modelin Von-Mises gerilim sonuçları

3. BULGULAR VE TARTIŞMA

Dünyamızda hava kirliliğinin içten yanmalı motorlara sahip otomobillerden kaynaklandığı düşünüldüğünde, otomobillerin ürettiği zararlı gazları azaltmak için çözümlerden biri kütle azaltma olabilir. Bu yaklaşım, daha az enerji tüketim ihtiyacı ve fosil yakıt tüketim ihtiyaç miktarının azaltılmasını sağlayacaktır (Küçükoglu ve diğ., 2020).

Otomobillerde ağırlık bileşeni yakıt tüketimi için büyük öneme sahiptir. Otomobil sektöründe olduğu gibi savunma sanayi araçlarında ağırlık daha kritik öneme sahiptir. Çünkü güç/ağırlık oranına göre güç paketi seçilmektedir. Aynı zamanda ağırlık bileşeni araçların gideceği menzili de doğrudan belirlemektedir. Tasarımda topoloji optimizasyonları yapılarak hem üretim maliyetlerini ciddi anlamda düşürmek hem de optimum parçalar ortaya koyarak pazarda rekabetçi ortamda öne çıkılabilecektir. Tasarım ve üretim aşamalarında bu yöntem sayesinde sonsuz deneme fırsatı elde edilmektedir. Bunların yapılması maliyette düşüş, işçilik yükünde azalma ve zaman tasarrufu yapılmasını sağlamaktadır (Kılıçarpa ve diğ., 2022).

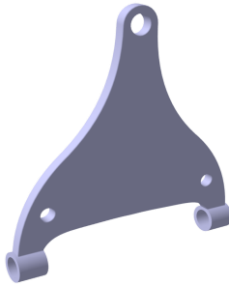
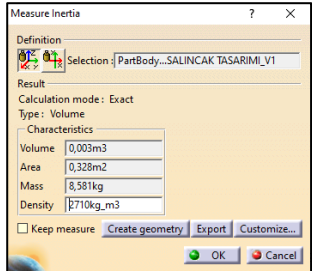
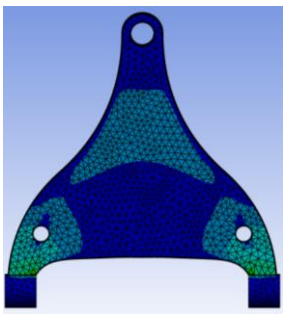
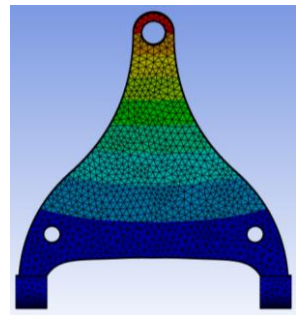
Topoloji optimizasyonu için yapılan çalışmadaki süreçler Şekil 16'da özetlenmektedir.

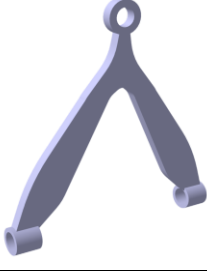
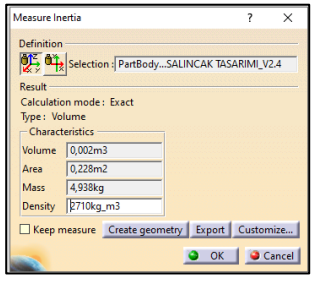
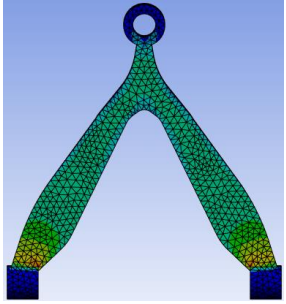
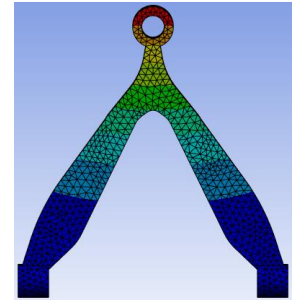


Şekil 2:
Topoloji optimizasyon süreci

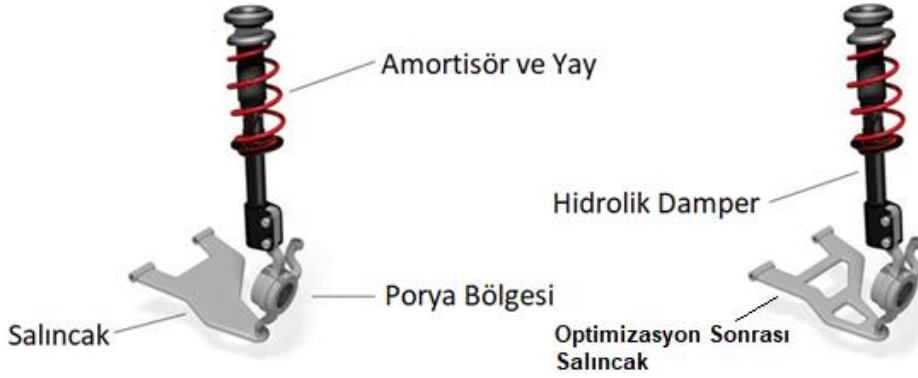
Tablo 2’de ilk tasarım ve optimizasyonu gerçekleştirilen parçanın ağırlık, maksimum gerilme ve toplam deformasyon sonuçları karşılaştırılmalı olarak verilmiştir. İlk tasarımın üç boyutlu ile optimizasyon sonrası üç boyutlu model kıyaslandığında tablodaki şekilde de görüldüğü üzere ciddi bir şekil değişikliğine uğramıştır.

Tablo 1: İlk tasarım ve topoloji sonrası sonuçlar

	Ağırlık (gr)	Maksimum Gerilme (MPa)	Toplam Deformasyon (mm)
İlk Tasarım	8581	94,2	2,8
			
	4938	49,04	3,8

<p>Optimizasyon Tasarımı</p> 			
Yazılım	CATIA V5R20	ANSYS Workbench 2023 R2 Student	

Topoloji optimizasyonu uygulanmış süspansiyon sistemindeki salıncak parçasının değişimi aşağıdaki Şekil 17’de gösterildiği gibi olmaktadır. Bu çalışmada yapılması amaçlanan çalışmayı özetleyen bir görüntüdür.



Şekil 17:
Topoloji optimizasyonu sonucu salıncak parçasındaki değişim

4. SONUÇ

Bu çalışmada, bir otomobil salıncağına topoloji optimizasyonu yapılarak; çıkan sonuca göre optimum ürün elde edilmesi hedeflenmiştir. Sonuç olarak salıncak parçasının ağırlığında hafifletme gerçekleştirilmiştir ve yeterli dayanıma sahip olduğu analiz sonuçlarıyla belirtilmiştir. Hafifletme sağlanarak maliyet düşürülmesi hedeflenmiştir. Ayrıca hafifletme sayesinde ortama salınan egzoz emisyon değerleri düşürülerek çevreye verilen zarar da azaltılabilecektir. Tasarım optimizasyonu sonuçlarına göre:

Bir adet parça ağırlığı 4,917kg (%57 oranında) azaltılmıştır. Araçtaki toplam ağırlık düşüşü ise 9,83 kg’dır. 100 km’de tüketilen ortalama yakıt %0,2 azaltılmıştır. 100 km’de egzoz emisyonu yaklaşık 0,819 g CO₂ azaltılmıştır.

Bu sayede; ağırlık olarak daha hafif ürün, maliyet düşüşü, malzeme tasarrufu, çevreye salınan emisyon değerinin azaltılması, bilgisayar ortamında tasarım ve analizlerin gerçekleştirilmesinin, prototip ve test aşamalarında zaman tasarrufu sağlayabileceği görülmektedir.

ÇIKAR ÇATIŞMASI

Yazarlar, bilinen herhangi bir çıkar çatışması veya herhangi bir kurum/kuruluş ya da kişi ile ortak çıkar bulunmadığını onaylamaktadırlar.

YAZAR KATKISI

Abdülkadir Nazlı, literatür çalışması, çalışmanın tasarım ve analizi, sonuçların değerlendirilmesini gerçekleştirmiştir.

Neslihan Özsoy, çalışmanın tasarım ve analiz takibi, sonuçların kontrolü ve yorumlanması, yazım düzeltmelerini gerçekleştirmiştir.

KAYNAKLAR

1. Albak, İ. (2019). Optimum design of brake pedal using topology optimization method intended for weight reduction on the formula SAE car, *Uluslararası Mühendislik Araştırma ve Geliştirme Dergisi*, 328–334. doi:10.29137/umagd.467057
2. Chaudhari, P. ve Khairnar, R. (2020). Weight optimization of hub and knuckle using topology optimization. *International Journal of Mechanical Engineering*, 7(6), 20–23. doi:10.14445/23488360/ijme-v7i6p103
3. Çelik, A., ve Yıldız, A. R. (2022), Otomobil Salıncak Kolunun Yapısal Analiz ve Optimizasyon Teknikleri ile Ağırlık Azaltılması. *Uludağ University Journal of The Faculty of Engineering*, 27(2), 817-830. doi:10.17482/uumfd.1055392
4. Eren, O., ve Sezer, H. (2019), Üretken Tasarım ve Topoloji Optimizasyonu Yaklaşımlarıyla Ürün Tasarımı, *Uluslararası Bilim, Teknoloji ve Sosyal Bilimlerde Güncel Gelişmeler Sempozyumu*, Ankara, Türkiye, (2), 251-262
5. Güler, M. ve Şen, S. (2015). Sonlu Elemanlar Yöntemi Hakkında Genel Bilgiler, *Ordu Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi*, 5 (1),56-66.
6. Güler, İ. ve Yılmaz, B. (2019). Ağır hizmet araçlarında kullanılan Z-kam kampanalı fren tork plakası ağırlık optimizasyonu, *Academic Perspective Procedia*, 2(3), 466-475. doi:10.33793/acperpro.02.03.34
7. <https://www.torque.com.sg/features/fuel-consumption-and-vehicle-weight/>, Erişim Tarihi: 02.08.2023
8. Jagtap, M. ve Dhoke, A. (2017). Topology optimization of exhaust mounting bracket, *In Tech Mahindra, Altair Technology Conference*.
9. Kaya, N., Karen, İ. ve Öztürk, F. (2010). Re-design of a failed clutch fork using topology and shape optimisation by the response surface method. *Materials and Design*, 31(6), 3008–3014. doi:10.1016/j.matdes.2010.01.002
10. Khode, S. S., Patil, A., Gaikwad, A. (2017), Design Optimization of a Lower Control Arm of Suspension System in a LCV by using Topological Approach, *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*, 6 (6). doi:10.15680/IJIRSET.2017.0606084
11. Kılıçarpa, U. A., Yıldız, B. S., Ve Yıldız, A. R. (2022), Optimum Design of Thermo-Plunger Support in Commercial Vehicles by Using Structural Design and Finite Element Methods. *Uludağ University Journal of The Faculty of Engineering*, 27(3), 1137-1146. doi:10.17482/uumfd.1176365

12. Kong, Y. S., Abdullah, S., Omar, M. Z. ve Haris, S. M. (2016). Topological and topographical optimization of automotive spring lower seat. *Latin American Journal of Solids and Structures*, 13(7), 1388–1405. doi:10.1590/1679-78252082
13. Küçüköğlü, A., Bağrıyanık, A. O., Bahar, İ., Sirkeci, F., vd. (2020), Front End Module Development for a Light Commercial Vehicle, *Uludağ University Journal of The Faculty of Engineering*, 25(3), 1315-1324. doi:10.17482/uumfd.735003
14. Mantovani, S., Presti, I. L., Cavazzoni, L. ve Baldini, A. (2017). Influence of manufacturing constraints on the topology optimization of an automotive dashboard, *Procedia Manufacturing*, 11, 1700-1708. doi:10.1016/j.promfg.2017.07.296
15. Marzbanrad, J. ve Hoseinpour, A. (2017). Structural Optimization Of Macpherson Control Arm Under Fatigue Loading, *Technical Gazette*, 24 (3), 917-924.
16. Topaç, M. M., Karaca, M., Aksoy, B., Deryal, U. ve Bilal, L. (2020). Lightweight design of a rear axle connection bracket for a heavy commercial vehicle by using topology optimisation: A case study. *Mechanica*, 26(1), 64-72. doi:10.5755/j01.mech.26.1.23141
17. Yende, S. V., Tadamalle, A. P., & Burande, D. H. (2019). Topology Optimization of Lower Control Arm for LMV. *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*, 8(07), 829-834.
18. Yenilmez, E., Yasar, A. ve Şendur, P. (2019). Şantiye kamyonlarında denge çubuğu tasarımı ve optimizasyonu, *Mühendis ve Makina Güncel*, 32, 28-32.