



RESEARCH ARTICLE

Topology Optimization Study for Rear Swing Arm of a Lightweight Solar-Powered Vehicle

* Mert Kip, ¹ Aytaç Gören

* Dokuz Eylül University, The Graduate School of Natural and Applied Sciences, Mechatronics Engineering, İzmir, Türkiye
kip.mert@ogr.deu.edu.tr, orcid.0000-0002-7301-5428

¹Dokuz Eylül University, The Graduate School of Natural and Applied Sciences, Mechatronics Engineering, İzmir, Türkiye
aytac.goren@deu.edu.tr, orcid.0000-0002-7954-1816

HIGHLIGHTS

- Finite element analysis of the independent rear suspension system under quasi-static loads
- Multi-step density-based topology optimization method within the scope of optimization
- Material selection and production in lightweight component design in electric vehicles

Keywords:

- Solar-Powered Vehicle
- Lightweight Part
- Rear Swing Arm
- Finite Element Analysis
- Topology Optimization

Article Info:

Received : 07 July 2022

Accepted : 10 August 2022

DOI:

10.53525/jster.1141878

*Correspondence:

Mert Kip,
kip.mert@ogr.deu.edu.tr
Tel: +90 537 2488606

GRAPHICAL ABSTRACT

In this study, the design improvement of the rear swing arm used in the independent rear suspension system of a single-wheel drive solar-powered vehicle was carried out by topology optimization. First of all, the quasi-static standard load conditions for the driving conditions of the solar-powered vehicle were examined, and the static analysis of the rear suspension system was performed using the finite element method. Considering the critical stress regions in the rear swing arm, a rough model was created with the same geometrical boundaries. Multi-step topology optimization is applied to this model. Finite element analysis was performed under the same boundary conditions to validate the optimized design. (Table A) The main purpose of this study is to provide an improved model by reducing the stress concentration of the rear swing arm.

Parameter\Model	Original	Optimization	Optimized
Deformation (mm)	5,167	3,575	3,754
Von-Mises stress (MPa)	160,7	139,8	125,7
Mass (kg)	1,232	1,385	1,228

Table A. Comparison of the results of the rear swing arm models

Aim of Article: The key purpose of this study is to provide an improved model for better stress distribution on the rear swing arm.

Theory and Methodology: A multi-step density-based structural topology optimization has been carried out by examining standard load conditions of the rear swing arm, which is one of the suspension system parts of a solar-powered light vehicle.

Findings and Results: It was observed that high stresses occurred around the suspension lower linkage region in all finite element analyses. In the new design obtained using topology optimization, it has been shown that the equivalent stress in these regions is reduced by about 22% compared to the existing design. In addition, numerical results show that the deformation is reduced by 27%, proving that the new design is more robust and rigid.

Conclusion: It has been achieved to reduce the stress values without increasing the weight of the rear swing arm. With this pioneering study, it is recommended to apply the method to other components of the suspension system as well.



ARAŞTIRMA MAKALESİ

Güneş Enerjili Hafif Aracın Arka Salıncak Kolunun Topoloji Optimizasyonu Çalışması

* Mert Kip, ¹ Aytaç Gören

*Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Mekatronik Mühendisliği, İzmir, Türkiye.
kip.mert@ogr.deu.edu.tr, Orcid.0000-0002-7301-5428

¹Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Mekatronik Mühendisliği, İzmir, Türkiye.
aytac.goren@deu.edu.tr, Orcid.0000-0002-7954-1816

Alıntı / Citation :

Kip, M., Gören, A. (2022). Topology Optimization Study for Rear Swing Arm of a Lightweight Solar-Powered Vehicle, Journal of Science Technology and Engineering Research, 3(2): 42-49. DOI: 10.53525/jster.1141878

ÖNE ÇIKANLAR / HIGHLIGHTS

- Bağımsız arka süspansiyon sisteminin yarı statik yükler altında sonlu elemanlar analizi uygulaması
- Optimizasyon kapsamında çok adımlı yoğunluk tabanlı topoloji optimizasyonu yönteminin kullanılması
- Elektrikli araçlarda hafif parça tasarımında malzeme seçimi ve üretimin önemi

Makale Bilgileri - Article Info

Geliş Tarihi: 07 Temmuz 2022
Kabul Tarihi: 10 Ağustos 2022

DOI: 10.53525/jster.1141878

*Sorumlu Yazar /
Correspondence :

Mert Kip,
kip.mert@ogr.deu.edu.tr
Tel: +90 537 2488606

ÖZET / ABSTRACT

Bu çalışmada, tek tekerlekten tahrikli bir güneş enerjili aracın bağımsız arka süspansiyon sisteminde kullanılan arka salıncak kolunun tasarım iyileştirmesi, topoloji optimizasyonu yöntemi yardımıyla gerçekleştirilmektedir. Öncelikle güneş enerjili aracın sürüş koşullarına göre yarı statik standart yük durumları incelenmiş ve arka süspansiyon sisteminin sonlu elemanlar metoduyla statik analizi yapılmıştır. Arka salıncak kolundaki kritik gerilme bölgeleri göz önünde bulundurularak bir kaba model, geometrik sınırları aynı kalmak şartıyla oluşturulmuştur. Bu model için çok adımlı topoloji optimizasyonu uygulanmıştır. Elde edilen son tasarımı doğrulamak için aynı sınır şartlarında sonlu elemanlar analizi yapılmıştır. Bu çalışmanın ana amacı, arka salıncak kolunun gerilme konsantrasyonunu düşürerek geliştirilmiş bir model sağlamaktır.

Anahtar Kelimeler: Güneş Enerjili Araç, Hafif Parça, Arka Salıncak Kolu, Sonlu Elemanlar Analizi, Topoloji Optimizasyonu

I. GİRİŞ [INTRODUCTION]

Küresel iklim değişikliği ve sera gazı emisyonları ile ilgili son çevresel sorunlar, otomotiv üreticilerini yakıt tasarruflu bunun bir gerekliliği olarak da daha hafif araçların odaklanmaya sevk etti [1]. Kütle optimizasyon teknolojisi, tüm elektrikli bileşenlerin boyutunu aracın toplam kütlesine göre tasarlama gerekliliği nedeniyle, elektrik tahrikli araçlar için geleneksel araçlardan daha önemlidir [2]. Bu nedenle, dünya çapındaki çeşitli üniversite araştırma grupları tarafından uluslararası yarışmalar için katılmak üzere güneş enerjili araçlar geliştirilmiştir [3, 4].

Güneş enerjisiyle çalışan araçların mekanik ve yapısal tasarımına bakıldığında birçok fonksiyonel ve teknik bileşenin geleneksel araçlardan farklı olduğu görülmektedir [5]. Bu nedenle güneş enerjisi araçları için özel ve yenilikçi tasarım çözümleri gerekmektedir. Bunlardan birisi de güneş enerjili araçların kullanım amacına uygun, kabul edilebilir bir araç dinamiği kabiliyeti elde etmek için süspansiyon sisteminin tasarımı ve ağırlık dağılımının seçimidir [6].

Bu çalışmada tartışılan güneş enerjili araç (Şekil 1) Solaris Güneş Arabaları Ekibi tarafından tasarlanmış ve 2019 yılında üretilmiş 6. güneş enerjili araçtır. 80 kg ağırlığında bir sürücünün kullanacağı araç, enerji tüketimi açısından



verimli olacak şekilde katamaran tipi aerodinamik gövde modeli ile geliştirilmiştir. Karbon fiber takviyeli polimer (CFRP) monokok, yapısal ve yapısal olmayan parçalar ve diğer bazı ayırt edici teknik özelliklerle donatılmıştır. Güneş enerjili aracın toplam kütlesi 280 kg'dır. 4 m² m-Si fotovoltaik (PV) panel, 20 kg lityum-iyon pil ve sol arka tekerleğe tahrik edecek şekilde direkt akupule elektrik motoru ile 130 km/h maksimum hıza ulaşabiliyor.



Şekil. 1. Güneş enerjili araç, Solaris 10.

II. YÖNTEM [MATERIAL AND METHODS]

Topoloji optimizasyonu, mümkün olduğu kadar hafif bir şekilde en katı malzeme dağılımını kullanmayı amaçlayan bir mekanik tasarım aracıdır. Başka bir deyişle, topoloji optimizasyonunun amacı, katılığı maksimize etmeye eşdeğer olarak kompliyansı minimize eden en uygun malzeme dağılımını bulmaktır [7]. SIMP (Cezalandırılmalı Katı İzotropik Malzeme) yöntemiyle temsil edilen yoğunluk tabanlı topoloji optimizasyon prosedürü, malzeme dağılımı optimizasyon problemlerini çözmek için en yaygın tekniktir [8]. Bu tekniğin çalışma prensibi, verilen koşullar altında daha az yüklü hacimlerden malzeme çıkarmak ve yük taşıyan bölgelerde malzemeyi tutmaktır. Buna göre; sonlu elemanlar, katı elemanlar ve boşluk elemanlar olarak ayırt edilir. Bu nedenle, elemanlar, yük taşıma koşuluna bağlı olarak malzeme yoğunluğunun “0” ile “1” arasında değiştiği bir sözde yoğunluk (pseudo density) değeri ile yeniden tanımlanır. Sonlu elemanlar modelinde ara yoğunluklara sahip elemanlardan oluşan gri bölgelerden kaçınmak için ara yoğunlukları sıfıra veya bire daha yakın değerler almaya zorlayan bir cezalandırma faktörü kullanır [9].

Uygulanan yüke yanıt olarak yapının deformasyona direnme derecesine katılık denir. Bu bağlamda yapısal statik çözümü için lineer statik çözüm denklemi Denklem 1’de tanımlanır [10]:

$$\{F\} = [K].\{u\} \quad (1)$$

Yapının sonlu elemanlar modelinde her bir elemanın rijitlik matrisinin toplamından global rijitlik matrisi (K) oluşturulup sonra uygulanan yükler (F) ile yapılan çözümde nodal deplasman (u) değerleri elde edilir. Nodal deplasman (u), durum değişkeni olarak Denklem 2’deki gibi minimum kompliyans probleminde tanımlanır:

$$\min_{\rho} l(\rho) = u^T.K(\rho).u \quad (2)$$

Burada, ρ sözde yoğunluğu belirtir ve tasarım değişkeni tanımında sürekli fonksiyon olarak Denklem 3’teki gibi ifade edilir:

$$\int_{\Omega} \rho(x)d\Omega \leq V; \quad 0 \leq \rho_{min} \leq \rho_i \leq 1 \quad (3)$$

Yapının ilk hacmi (V), toplam yapısal hacim için üst sınırdır. Hacimdeki her bir elemanın elastisite modülü (E) Denklem 4’te gibi ifade edilir;

$$E_{ijkl}(x) = \rho^p.E_{ijkl}^0; \quad p > 1 \quad (4)$$

Burada, p ara yoğunluğu baskılayan cezalandırma faktörüdür. Ayrıca her bir eleman için elastisite modülü Hooke Yasasına dayanarak gerilme ve gerinim cinsinden temel olarak Denklem 5’teki gibi ifade edilebilir [11]:

$$E = \sigma/\varepsilon \quad (5)$$

III. TASARIM ÖZELLİKLERİ [DESIGN SPECIFICATIONS]

Güneş enerjisiyle çalışan araçlar genellikle üç veya dört tekerlekli tasarlanmaktadır. Bu çalışmaya dahil olan araç (S10, 2019), geleneksel otomobillere benzer şekilde dört tekerlekli yapıdadır. Doğası gereği bu araçlar, değişken gövde ve şasiye sahip olabildikleri için geniş bir süspansiyon sistemi varyasyonlarına sahip olmaktadır. Farklı tipteki süspansiyon sistemlerinin bir incelemesinde arka salıncak kolu diğer türlere göre basit ve kompakt olması nedeniyle öne çıkmaktadır [12].

Kütle azaltma güneş araçlarında çok önemli bir rol oynar. Araç bileşenlerinin düşük ağırlık beklentisine ek olarak, belirli sınırları karşılayan mekanik özelliklerin de olması beklenmektedir. Alüminyum alaşımı, bu iki koşulu sağlayabilen en uygun hafif malzemelerden biridir. Son zamanlarda yapılan araştırmalarda, otomotiv üreticileri tarafından ön alt kontrol kolları gibi süspansiyon

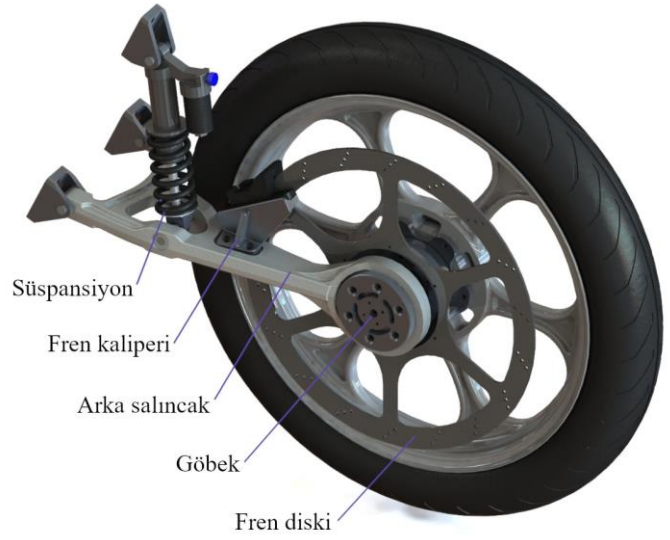
parçalarının dövme ve/veya dökme alüminyumdan yapıldığı tespit edilmiştir [13]. Bu çalışmanın literatürden farkı ve özgünlüğü, güneş enerjili araç için kullanılan arka salıncak kolunun geleneksel işleme prosesinin [14] aksine düşük basınçlı döküm prosesi ile üretilmiş olmasıdır. Otomotiv endüstrisinde yaygın olarak kullanılan alüminyum alaşımı A356 (AlSiMg0,3), düşük ağırlık ve yeterli mekanik özelliklere sahip olduğu için tercih edilmektedir. A356 alüminyum alaşımının malzeme özellikleri Tablo 1'de gösterilmektedir. Karşılaştırmak gerekirse bir önceki model aracın (S8, 2015) arka askı sisteminde talaşlı imal edilen tasarımın kütlesi 2266 gram iken çalışmaya dahil olan araç (S10, 2019) için döküm yöntemi ile imal edilmeye uygun şekilde tasarlanan tasarımın kütlesi 1233 grama kadar düşürülerek 45,6% oranında bir kütle azaltılması gerçekleştirilmiştir. Her iki tasarım da şaseye iki noktadan bağlanmıştır. Aynı model kullanılan amortisörlerin sönümleme ve yay sertlik oranları (N/mm) aynı tutulmuştur, ancak bağlantı noktalarının konumları ve açıları birbirinden farklıdır.

Tablo I. A356 malzemesinin mekanik özellikleri [15, 16]

Yoğunluk [kg/m ³]	Poisson Oranı	Elastisite Modülü [GPa]	Akma Dayanımı [MPa]	Çekme Dayanımı [MPa]	Uzama [%]
2660	0.33	74	220	290	5

Solaris 10 güneş enerjili aracın arka tekerlek aksamı Şekil 2'de gösterilmektedir. Yoldan gelen tepki kuvvetleri, tekerlek aracılığıyla iş miline, göbeğe, arka salıncak koluna, braketlere ve şasiye aktarılır. Mekanik aksamlar incelendiğinde arka salıncak kolu tüm bileşenlerin kendisine bağlı olduğu kısımdır ve tepki kuvvetlerini karşılayan ana bileşendir [17, 18].

Mevcut tasarım, aracın havada asılı durumundaki konumu için yatay eksenle 8 derecelik bir açı yapacak şekilde yerleştirilmiştir. Bu, tekerleğin 0-8 derecelik çalışma aralığı için önemlidir, çünkü tekerlek çalışırken aşağı yukarı hareketi neticesinde fotovoltaik panellerin kurulduğu üst kabuğa temas etmemelidir. En yüksek tekerlek konumu, arka salıncak kolu yatay konumuna gelmesi olarak ayarlanmıştır. Bu durumda aracın en alçak noktasından zemine olan mesafesinin ideal olarak 95 mm olduğu dikkate alındığında tekerleğin düşey yönde yaklaşık 50 mm yükselmesine izin verilmektedir.



Şekil. 2. Sağ arka salıncak süspansiyon sistemi ve tahriksiz tekerlek montajı

IV. BULGULAR [RESULTS]

A. Statik Analiz

Bu çalışmada incelemesi yapılan arka salıncak kolunun bilgisayar destekli 3B katı modeli Dokuz Eylül Üniversitesi'nden Solaris Güneş Arabaları Ekibi tarafından sağlanmıştır. Sonlu elemanlar metodu (SEM) statik analizi bu katı model üzerinde ANSYS® Workbench 2021 R2 ticari paket programında gerçekleştirilmiştir.

Statik analiz, önceden oluşturulmuş bir verisinin bir sonlu elemanlar analizi (SEA) programı yardımıyla geometri temizleme, ağ oluşturma, modelleme ve çözüm aşamalarına tabi tutulmuştur. Oluşturulan modele statik yük değerleri uygulanarak ve gerekli sınır koşulları girilerek analiz gerçekleştirilmiştir. Bu tür bir analiz için en önemli kabul, zamanın analizde önemli bir rol oynamadığı ve sonuçlar üzerindeki etkisinin göz ardı edilebileceği varsayımına dayanmaktadır.

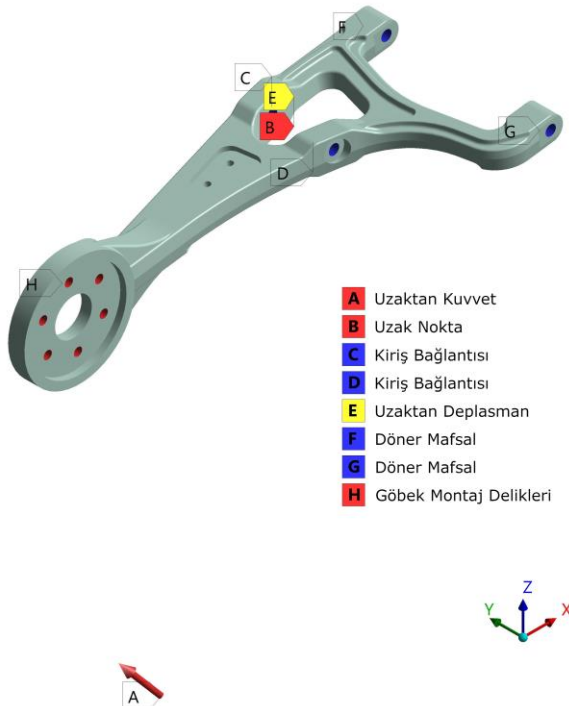
Analizde sürüş koşulunun etkisini incelemek için, literatürde mukavemet tasarımı analizi için önerilen yarı statik standart yük durumları araştırılmıştır [19]. Önerilen bazı yük durumlarından olan virajlarda frenleme ve virajda hızlanma yarış pisti koşullarında yarışan güneş enerjili araçlar için en olası kritik senaryolar olduğu varsayılarak sonlu elemanlar modeline uygulandı. Ayrıca süspansiyon sistemi, tekerleğin dikey yönde hareket ederken yanal yönde kaymasına izin vermediği için viraj kuvvetleri, arka salıncak kolu için daha da önemli hale gelmektedir [20]. Söz konusu yük durumlarının ivme bileşenleri, Tablo 2'de yerçekimi ivmesi (g) cinsinden

gösterilmiştir ve lastik temas noktasından etki etmesi beklenen kuvvetlerin bir katsayısı olarak kabul edilebilir.

Tablo II. Yapısal dayanım için standart yük durumları [19]

Yük durumu	İvme bileşenleri (g)		
	x	y	z
Virajda frenleme	-0,75	0,75	1,00
Virajda hızlanma	0,50	0,50	1,00

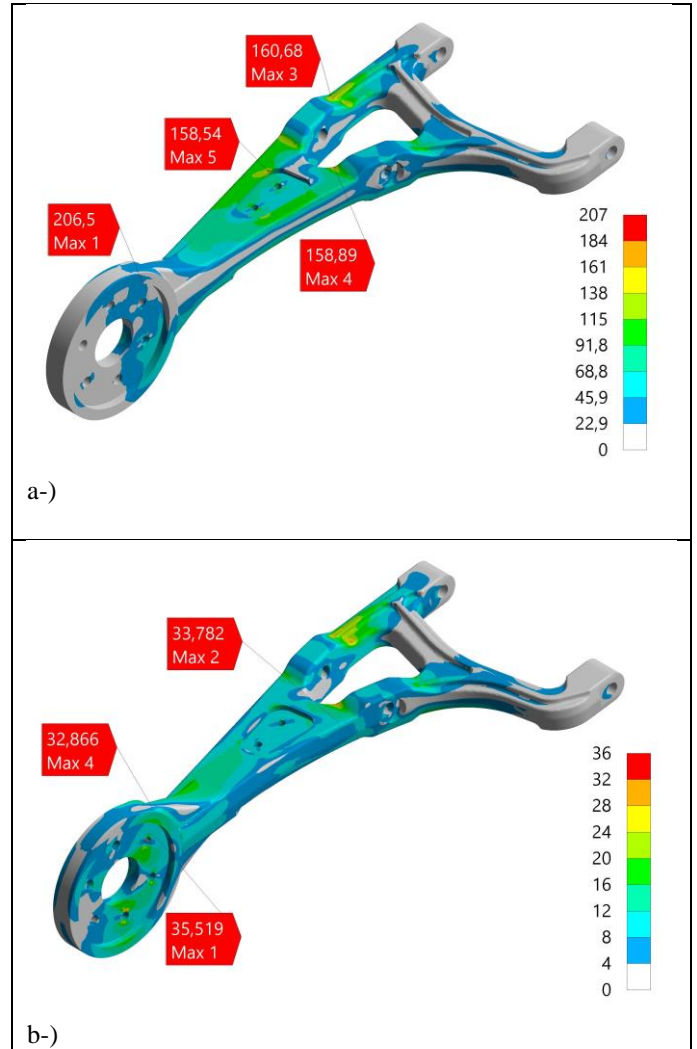
Buradaki katsayılar aracın toplam 280 kg (80 kg sürücü dahil) kütesinin tekerlek sayısına bölünmesiyle hesaplanan tekerlek yükü ile çarpılır. Hesaplanan kuvvetler sonlu elemanlar analizinde, tekerlek temas noktasına denk gelen noktadan arka salıncak kolunun göbek montaj deliklerine uzaktan kuvvet olarak uygulanmıştır. Bu ve diğer sınır şartları Şekil 3'te gösterilmektedir. Salıncağın yataklaması, menteşe mantığında çalıştığı için modelde döner mafsalsal (revolute joint) olarak tanımlanmıştır ve ideal olarak çalıştığı kabul edilmiştir. Yüksek yay oranı ve ön sıkıştırma nedeniyle amortisör, rijit davrandığı varsayılmış ve modelde eklenmemiştir. Bunun yerine amortisörün alt bağlantı deliği uzak nokta olarak işaretlenmiş ve üç eksendeki deplasmanı sıfır olarak verilmiştir. Arka salıncak kolundaki amortisör bağlantı delikleri bu uzak noktaya 10 mm çapındaki kiriş elemanları (beam element) ile bağlanmıştır.



Şekil 3. Arka salıncak modelinin sınır şartları

Sonlu elemanlar analizinde ağ oluşturma ile ilgili dikkate alınması gereken en önemli etkenlerden biri ortalama eleman kalitesidir. Ortalama eleman kalitesinin %80 ve üzerinde olması, sonlu elemanlar analizinin doğru sonuca yakınsayabilmesi için gerekli koşullardan biridir [21]. Bu çalışmada çözüm için tüm modellerde 3,5 mm boyutlu dört yüzlü (tetrahedral) elemanlara sahip bir ağ oluşturulmuştur ve ortalama eleman kalitelerinin 80% üzerinde olduğu görülmüştür. Mevcut tasarımın ağ modeli 340911 düğüm ve 220985 elemandan oluşmaktadır ve ortalama eleman kalitesi 80,4%' tür.

Gerçekleştirilen yapısal statik analizlerde iki yük durumu içinde en yüksek eşdeğer gerilmenin virajda frenleme durumunda Şekil 4a'da ortaya çıktığı ve $\sigma_{\text{maks}} = 160,68$ MPa değerini aldığı görülmüştür. Gerilme değerinin 206,5 MPa çıktığı bölgede keskin köşede gerilme tekilliği olduğu için bu değer önemsenmemelidir.



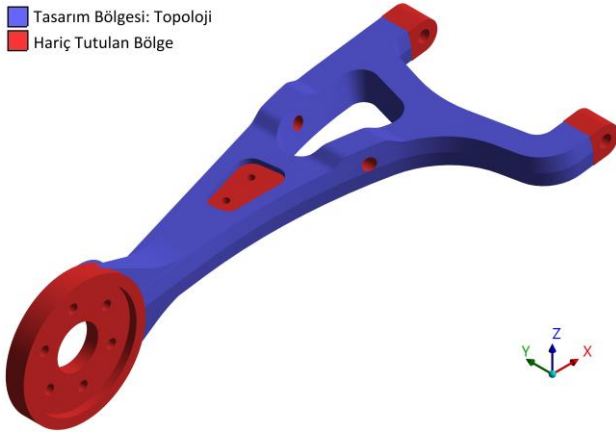
Şekil 4. a-) Virajda frenleme ve b-) virajda hızlanma yük

durumları için mevcut tasarımın eşdeğer gerilme dağılımı ve kritik gerilmeler (MPa)

Farklı yük girdilerine sahip bu iki statik yapısal analiz değerlendirildikten sonra aynı ağırlık çarpanlarıyla topoloji optimizasyonu modülü ile ilişkisi kurularak çoklu yükleme senaryosu gerçekleştirilmiştir.

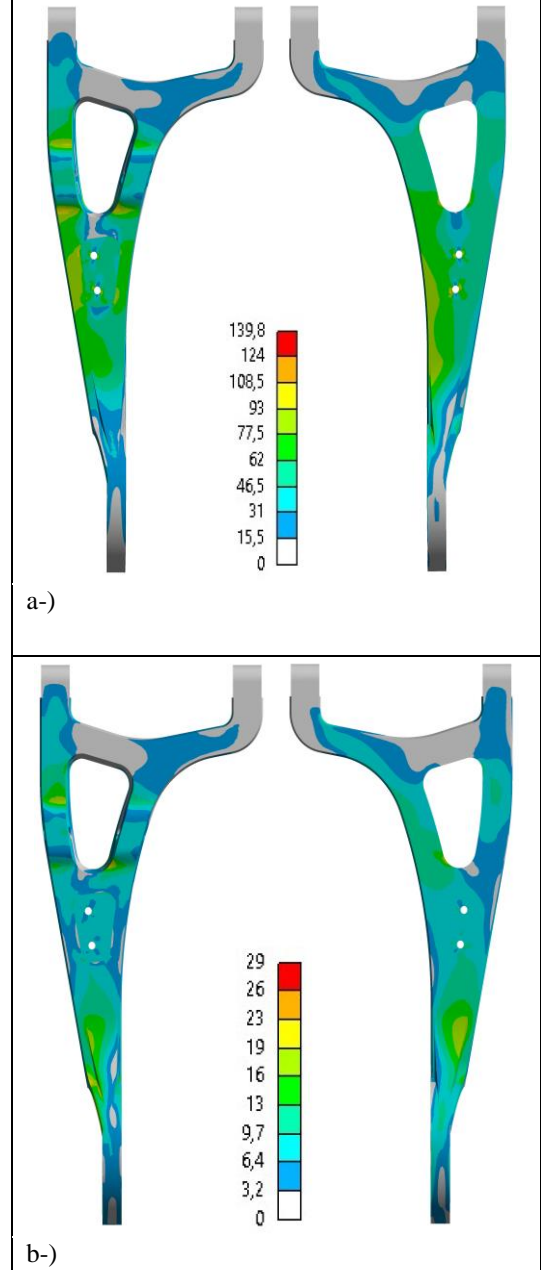
B. Topoloji Optimizasyonu ve Tasarım Doğrulama

Öncelikle optimizasyon işlemi için mevcut 3B katı modelin hacim genişlemesi yapılarak tasarım alanı oluşturulmuştur. Modelde kritik gerilmelerin görüldüğü üst ve alt yüzeyindeki kaburga yapıları kaldırılarak en dış sınırlarına kadar malzeme eklenmiştir. Bu işlem esnasında 7 ve 9 derecelik kalıp çıkma açıları (draft) korunmuştur ve detaylar basitleştirilmiştir. Ansys® SpaceClaim 2021 R2 tasarım programında hazırlanan katı model aynı ticari paket programda yapısal optimizasyon modülüne aktarılır. Tasarım alanında boşaltmanın istenmediği bölgeler Şekil 5'te belirtilmektedir. Bu değiştirilemeyen bölgelerden motor bağlantı bölgesi ve iki yataklama bölgesi model tasarımında gruplandırılmıştır.



Şekil 5. Kaba tasarımda dahil edilen ve hariç tutulan bölgeler

Parçanın yeniden dökümle üretilebileceği ihtimali göz önünde bulundurularak kalıpta üst ve alt maçanın ayrılma yüzeyleri parçanın orta kesitinde hizalandığı için boşaltma işlemi kalıp ayrılma yönünde sabit kesitli (extrusion) olarak seçilmiştir. Kaba tasarıma uygulanan ağ modeli 131621 düğüm ve 84992 elemandan oluşmaktadır ve ortalama eleman kalitesi 82,1%' dir. Yapısal statik analiz sonuçlarında ortaya çıkan maksimum eşdeğer gerilme değeri $\sigma_{V_{maks}} = 139,8$ MPa olarak Şekil 6a'da belirlenmiştir.



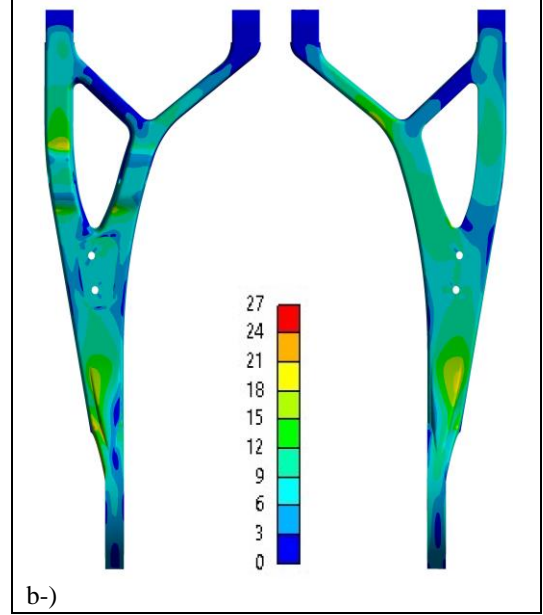
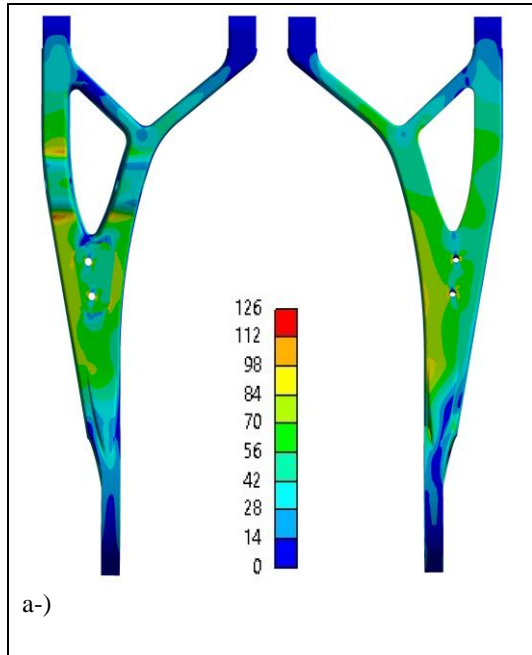
Şekil 6. a-) Virajda frenleme ve b-) virajda hızlanma yük durumları için kaba tasarımın eşdeğer gerilme dağılımı (MPa)

Topoloji optimizasyonunun sonucu ve ondan elde edilen yeni tasarım Şekil 7'de karşılaştırılmaktadır. Kaba tasarım üzerinde malzeme fazlalığının görüldüğü bölgeler süspansiyon alt bağlantı bölgesi ile yataklama arasında kalan bölgeler olarak gözlemlenmiştir. Yeni geometride bu bölgedeki dik kesitli yan yüzlerde kalıp çıkma açıları düzenlenmiştir. Yeni tasarımın uygulanan ağ modeli 188550 düğüm ve 120255 elemandan oluşmaktadır ve ortalama eleman kalitesi 81,3%' tür.



Şekil 7. a-) Topoloji optimizasyonu sonucu ve ondan elde edilen b-) yeni geometrinin karşılaştırılması.

Oluşturulan yeni tasarımın mukavemet koşullarını sağlayıp sağlamadığının belirlenebilmesi amacıyla, Tablo 2’de verilen yük durumları kullanılarak, doğrulama amaçlı sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiştir. En yüksek eşdeğer gerilmenin $\sigma_{V_{maks}} = 125,7$ MPa değerini aldığı Şekil 8a’da gösterilmektedir.



Şekil 8. a-) Virajda frenleme ve b-) virajda hızlanma yük durumları için yeni tasarımın eşdeğer gerilme dağılımı ve kritik gerilmeler (MPa)

Yeni tasarımın mevcut tasarımla karşılaştırılması, Tablo 3’te deformasyon, eşdeğer gerilme ve kütle değerleri cinsinden gösterilmektedir. Elde edilen yeni tasarımın, mevcut tasarıma çok yakın bir kütleye sahip olduğu görülmüştür. Bununla beraber, eşdeğer gerilme açısından 22% oranında ve deformasyon açısından ise 27% oranında bir azalma sağlandığı belirlenmiştir. Ayrıca ilgili tabloda kaba tasarımın sayısal değerleri de gösterilmiştir. Kütle artırımlı kaba tasarımın deformasyonu ve eşdeğer gerilmesinin mevcut tasarıma oranla oldukça düştüğü görülmektedir. Yeni tasarımın ise kaba modele göre deformasyonunun 5% oranında arttığı ancak eşdeğer gerilmesinin 10% oranında azaldığı görülmektedir. Ağırlık göz önüne alındığında bu karşılaştırma, topoloji optimizasyonunun verimliliğini daha da fazla ortaya koymaktadır.

Tablo III. Arka salıncak kolu modellerinin sonuçlarının karşılaştırılması

Parametre\Model	Mevcut	Kaba	Yeni
Deformasyon (mm)	5,167	3,575	3,754
Eşdeğer gerilme (MPa)	160,7	139,8	125,7
Kütle (kg)	1,232	1,385	1,228



V. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME [CONCLUSION]

Bu çalışmada, bir güneş enerjili aracın bağımsız arka süspansiyon sisteminin en önemli parçalarından biri olan arka salıncak kolunun mekanik kavramsal tasarım özellikleri özetlenmiştir. Çalışma kapsamında SEM ve topoloji optimizasyonu gibi yaklaşımların kullanıldığı bir tasarım yöntemi ortaya konmuştur. Yapılan tüm sonlu elemanlar analizlerinde yüksek gerilmelerin süspansiyon alt bağlantı bölgesinde olduğu görülmüştür. Topoloji optimizasyonu kullanarak elde edilen yeni tasarımda mevcut tasarıma oranla bu bölgelerde eşdeğer gerilmenin yaklaşık 22%'ye kadar azaldığını göstermiştir. Bununla beraber, sayısal sonuçlar deformasyonun 27% oranında azaldığını göstererek yeni tasarımın daha dayanıklı ve rijit olduğunu kanıtlamaktadır.

ÇIKAR ÇATIŞMASI [CONFLICTS OF INTEREST]

Yazarlar arasında ve ilgili kurumları arasında herhangi çıkar çatışması olmadığını bildirmişlerdir.

ETİK KURALLARA UYGUNLUK [COMPLIANCE WITH ETHICAL RULES]

Yazarlar bu makalenin etik kurul onayı veya herhangi bir özel izin gerektirmediğini beyan ederler.

TEŞEKKÜR [ACKNOWLEDGMENT]

Yazarlar, Solaris Güneş Arabaları Ekibi'ne ve sağladıkları lisanslı yazılım desteklerinden dolayı, Cevher Jant Sanayii A.Ş.'ye teşekkür ederler.

KAYNAKLAR [REFERENCES]

- [1] Pervaiz, M., Panthapulakkal, S., Sain, M., & Tjong, J. (2016). Emerging trends in automotive lightweighting through novel composite materials. *Materials sciences and Applications*, 7(01), 26.
- [2] Lutsey, N. (2010). Review of technical literature and trends related to automobile mass-reduction technology.
- [3] Minak, G., Fragassa, C., & de Camargo, F. V. (2017, April). A brief review on determinant aspects in energy efficient solar car design and manufacturing. In *International Conference on Sustainable Design and Manufacturing* (pp. 847-856). Springer, Cham.
- [4] Paterson, S., Vijayaratanam, P., Perera, C., & Doig, G. (2016). Design and development of the Sunswift eVe solar vehicle: a record-breaking electric car. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 230(14), 1972-1986.
- [5] Gören, A. (2017). Solar energy harvesting in electro mobility. In *Energy Harvesting and Energy Efficiency* (pp. 293-326). Springer, Cham.
- [6] Camargo F.V., Fragassa C., Pavlovic A., and Martignani M., (2017) Analysis of the Suspension Design

Evolution in Solar Cars (pp. 394-404) *FME Transactions*. doi:10.5937/fmet1703394V

- [7] Bendsøe, M. P., & Kikuchi, N. (1988). Generating optimal topologies in structural design using a homogenization method. *Computer methods in applied mechanics and engineering*, 71(2), 197-224.
- [8] Rozvany, G. I. (2009). A critical review of established methods of structural topology optimization. *Structural and multidisciplinary optimization*, 37(3), 217-237.
- [9] Bendsøe, M. P., & Sigmund, O. (2003). *Topology Optimization - Theory, Methods, and Applications*. Springer Verlag.
- [10] Zienkiewicz, O. C., Taylor, R. L., & Zhu, J. Z. (2005). *The finite element method: its basis and fundamentals*. Elsevier.
- [11] Ugural, A. C. & Fenster, S. K. (2003). *Advanced Strength and Applied Elasticity* (4th ed.). Prentice-Hall.
- [12] Power, A., & O'Camb, A. (2016). *Solar Car Suspension System*. California Polytechnic State University, USA.
- [13] Halonen A. (2021) Electric Vehicle Material Selection for Chassis and Suspension Components, *Light Metal Age*. (pp.16-20) June 2021.
- [14] Ramos J. D. da C. (2016). *Front and Rear Swing Arm Design of an Electric Racing Motorcycle*, Técnico Lisboa M.Sc. Thesis. November 2016.
- [15] Rheinfelden, *Primary Aluminium Casting Alloys*, Datasheet L 2.06/3-KH.
- [16] Ansys. (2021). *Ansys GRANTA EduPack software*.
- [17] Milliken, W. F., & Milliken, D. L. (1995). *Race car vehicle dynamics* (Vol. 400, p. 16). Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers.
- [18] Gillespie, T. D. (1992). *Fundamentals of vehicle dynamics* (Vol. 114). SAE Technical Paper.
- [19] Heiβing B, Ersoy M, Gies S. (2011). *Fahrwerkhandbuch: Grundlagen, Fahrtechnik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven*. Wiesbaden, Germany: Vieweg & Teubner.
- [20] Mathijssen, D. (2016). Redefining the motor car. *Reinforced Plastics*, 60(3), 154-159.
- [21] Erden, S. & Yayla, P. (2021). Finite Element Stress Analysis of Airplane Seat. *European Mechanical Science*, 5 (1), 6-13.