

Kardan Mili Çatallı Flanş Parçasının Topoloji Optimizasyon Yöntemiyle Hafifletilmesi

*Makale Bilgisi / Article Info

Alındı/Received: 03.08.2023

Kabul/Accepted: 07.03.2024

Yayımlandı/Published: 29.04.2024

Lightweightening of Cardan Shaft Yoke Flange with Topology Optimization Method

Melih HATUN^{1,2*}, Selda AKGÜN KAYRAL¹, Murat ÖZBAKIŞ²

¹ Celal Bayar Üniversitesi, Fen Bilimler Enstitüsü, Makine ve İmalat Mühendisliği Anabilim Dalı, Manisa, Türkiye

² Tirsan Kardan A.Ş., Manisa, Türkiye

© Afyon Kocatepe Üniversitesi

Öz

Kardan mili ya da diğer adıyla kardan shaftı, motor tarafından üretilen torku sabit veya değişken açısız pozisyonlarda diferansiyelle iletme görevini üstlenir. Kısaca, kardan mili taşıtı harekete geçirmek adına motorda üretilen torku, vites veya transfer kutusu gibi diğer aktarma organlarından olarak diferansiyelle iletme için kullanılan bir güç aktarma organıdır. Kardan milinin açısız hareketi mafsal grubu tarafından sağlanmaktadır. Mafsal grubunun bir alt bileşeni olan çatallı flanş bu esnada gerilmelere maruz kalmaktadır. Bu çalışmada halihazırda üretimi gerçekleştirilen mevcut çatallı flanş için; bilgisayar destekli tasarım (CAD) programlarından CATIA V5 ortamında yeniden tasarım çalışması gerçekleştirilmiş, yoğunluk metodu kullanılarak Altair Inspire mühendislik yazılımı ile topoloji optimizasyonu uygulanmıştır. Topoloji optimizasyonu sonrasında, programın işaret ettiği alanlardan ve ek olarak bilgi birikimine dayalı birkaç alandan malzeme çıkarılmıştır. Böylece, son seviye optimize edilmiş çatallı flanş ortaya koyulmuştur. Optimizasyon sonucunda, mevcut çatallı flanşa kıyasla optimize edilmiş yeni çatallı flanşın ağırlığı %19 azaltılmıştır. Ortaya koyulan optimize edilmiş çatallı flanş, sonlu elemanlar analizi (FEA) yazılımlarından biri olan Altair HyperWorks kullanılarak lineer statik analiz ile sanal olarak test edilmiştir. Sonrasında üretilen komple kardan mili prototipleri ürün/proses doğrulama testlerine tabi tutulmuştur. Ürün/proses doğrulama testleri sırasında çatallı flanş üzerinde gerinim ölçer yardımıyla gerinim verileri toplanmıştır. Elde edilen veriler ilgili asal gerilim dönüşüm formüllerinden faydalanılarak gerilim değerlerine çevrilmiş ve lineer statik analiz sonucunda elde edilen gerilim değerleri ile ölçülen gerilim değerleri karşılaştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Kardan mili; Çatallı flanş; Topoloji optimizasyonu; CAD; FEA.

1. Giriş/Introduction

Kardan milleri, taşıtı harekete geçirmek için motorda üretilen torku, vites veya transfer kutusu yardımıyla diferansiyelle ileten güç aktarma organıdır (Seherr-Thoss vd. 2006). Kardan milinin temel fonksiyonları tork iletimi, devir (hareket) iletimi, Arka süspansiyondan kaynaklanan açısız değişikliklerin kompanzasyonu ve Arka

Abstract

Drive shaft, also known as cardan shaft, undertakes the task of transmitting the torque, which is produced by the engine, to the differential in fixed or variable angular positions. In sum, the cardan shaft is a power transmission element used to transmit the torque produced in the engine to the differential by taking it from other transmission elements such as gearbox or transfer box to move the vehicle. Angular movement of the cardan shaft is provided by the joint group. The flange yoke, which is a subcomponent of the joint group, is subjected to stresses during this time. In this study, a redesign work was carried out in the CATIA V5 environment, which is one of the computer-aided design (CAD) programs, for the existing flange yoke, and topology optimization was applied with the Altair Inspire engineering software by using the density method. After topology optimization, material was removed from the areas indicated by the software and additionally from a few areas based on know-how. And so, the final optimized flange yoke was created. As a result of the optimization, the weight of the new optimized flange yoke was reduced by 19% compared to the existing flange yoke. The optimized flange yoke was tested virtually with linear static analysis by using Altair HyperWorks, which is one of the finite element analysis (FEA) software. The complete cardan shaft prototypes produced subsequently were subjected to product/process validation tests. During product/process validation tests, strain data was collected using strain gauges on the flange yoke. The obtained data were converted into stress values by using the relevant principal stress conversion formulas, and the stress values from linear static analysis were compared with the measured stress values.

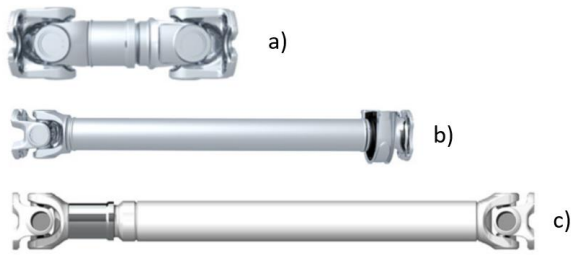
Keywords: Cardan shaft; Flange yoke; Topology optimization; CAD; FEA.

süspansiyondan kaynaklanan boy değişikliklerinin kompanzasyonu olarak dört ana maddede sıralanabilir (SAE 1991). Kardan millerinin aracın teknik özellikleri, araç altı yerleşimi ve müşteri beklentilerine göre birçok farklı uygulamaları bulunmaktadır. Şekil 1 ve Şekil 2'den görüleceği üzere ağır ticari araç gruplarında tek parçalı kardan mili çeşitleri olan kısa kardan mili, ön kardan mili,

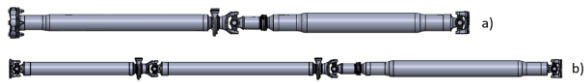
arka kardan mili kullanılırken hafif ticari araç gruplarında ise iki parçalı, üç parçalı veya çok parçalı kardan milleri kullanılmaktadır (SAE 1991).

Kardan mili açısall hareketi sağlamak amacıyla aracın yapısına göre iki veya daha fazla mafsall grubundan oluşmaktadır. Bu çalışmada ele alınacak birim parça mafsall grubunun bir parçası olan çatallı flanştır. Çatallı flanş diferansiyel bağlantısı ve ağır ticari araç grubu kardan mili çeşitlerinden ön ile arka kardan milini birleştirmek için kullanılırken, aracın yapısına göre şanzıman bağlantısında bu yapı farklılık göstermektedir.

Son yıllarda birim parçalar üzerinde hafifletme, ortaklaştırma üzerine çalışmalar yapılmaktadır. Özellikle otomotiv sektöründe yakıt tüketimi ve emisyon oranlarını azaltmak için en etkili çözümlerden biri taşıtl ağırlığını azaltmaktır. Bu çalışmada kardan mili birim parçası olan çatallı flanşın hafifletilmesi topoloji optimizasyonu ile gerçekleştirilmiştir.

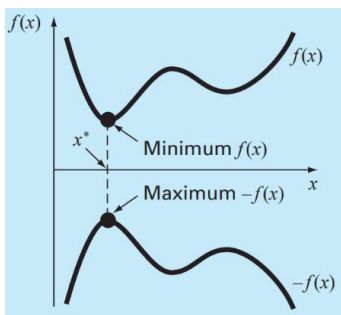


Şekil 1. Ağır ticari araç (ATA) kardan mili çeşitleri
a) Kısa kardan mili b) Ön kardan mili c) Arka kardan mili



Şekil 2. Hafif ticari araç (HTA) kardan mili çeşitleri
a) İki parçalı kardan mili b) Üç parçalı kardan mili

Optimizasyon matematikte bir fonksiyonun en büyük (maksimum) veya en küçük (minimum) değerini bulma sürecidir. Matematiksel optimizasyon genellikle belirli kısıtlar altında hedef fonksiyonunu optimize etmeyi amaçlar. "x*" noktası f(x) fonksiyonunun en küçük noktası -f(x) ise fonksiyonun en büyük noktasıdır (Şekil 3).



Şekil 3. f(x) ve -f(x) fonksiyonları (Chapra and Canale 2010)

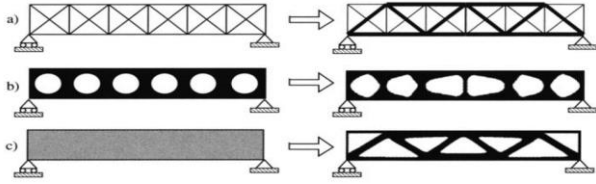
Bir optimizasyon probleminin matematiksel olarak formüle edilebilmesi için üç ana unsuru içermelidir. Bu üç ana unsur amaç fonksiyonunun belirlenmesi, değişkenlerin ve kısıtların tanımlanması şeklinde açıklanabilir (Chapra and Canale 2010).

Amaç Fonksiyonunun Belirlenmesi; optimizasyonun temel amacı bir amaç fonksiyonunu (f(x)) minimize veya maksimize etmektir. Örneğin; mühendislik probleminde maliyetin minimum veya kârın maksimum olması kriter olarak alınabilir.

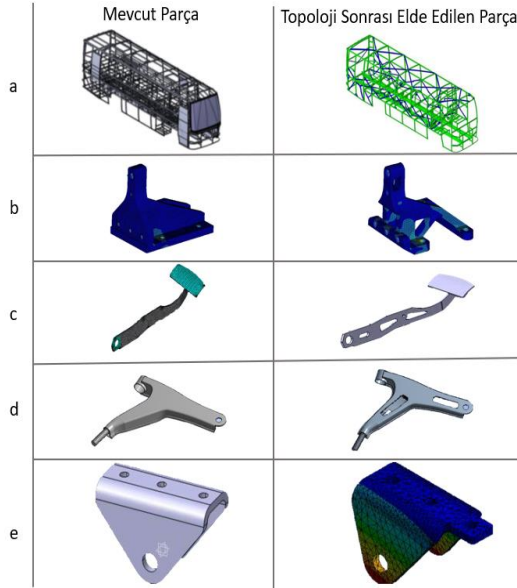
Değişkenlerin Tanımlanması; optimizasyon probleminde, amaç fonksiyonunun bağlı olduğu değişkenler (x) belirlenmelidir. Bu değişkenler amaç fonksiyonunun değerini etkileyen ve optimize edilmek istenen parametreleri temsil eder. Bu değişkenlerin değerlerini değiştirerek, amaç fonksiyonunun optimize edilmesi sağlanır.

Kısıtların Tanımlanması; optimizasyon probleminde, değişkenlerin bazı sınırlamalara tabi olacağı kısıtlar bulunabilir. Bu kısıtlar optimize edilmek istenen sistemin/parçanın gerçek dünyadaki kısıtlarını veya gereksinimlerini temsil eder. Uygun bir tasarım için uyulması gereken kurallar, kısıtlar vardır. Örnek olarak, uluslararası standartlarda belirlenen bağlantı formları ve ölçüleri gösterilebilir.

Yapısal optimizasyon yöntemi son yıllarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Yapısal optimizasyon yöntemi Şekil 4'te görüleceği üzere boyut optimizasyonu, şekil optimizasyonu ve topoloji optimizasyonu olarak üçe ayrılmaktadır. Boyut optimizasyonu, boyutsal ölçülerde değişikliğe gidilerek yapılan optimizasyon türüdür. Şekil optimizasyonu ise, dış boyutları sabit tutularak delik yapısının veya sayılarının optimize edilmesi olarak adlandırılabilir. Topoloji optimizasyonunda ise optimizasyon yapılacak olan parçanın dış boyutlarında herhangi bir değişiklik yapılmadan istenilen oranda parçanın hacminin azaltılması olarak adlandırılmaktadır. Yani kısaca topoloji optimizasyonu parçaların uygun bölgelerinden parçanın rijitliğini mümkün olan yüksek yapının elde edilmesine olanak sağlayacak şekilde malzeme çıkarılmasıdır (Bendsoe and Sigmund 2004). Topoloji optimizasyonunda malzemelerin dağılımını belirlemek için iki farklı metot mevcuttur. Bu metotlardan biri homojenleştirme metodu olup Bendsoe ve Kikuchi tarafından geliştirilmiştir (Bendsoe and Kikuchi 1988). Malzemelerin dağılımını belirleyen diğer bir metot ise yoğunluk metodu olup Yang ve Chuang tarafından geliştirilmiştir (Yang and Chuang 1994).



Şekil 4. Yapısal Optimizasyona ait 3 kategori
a) Boyut optimizasyonu b) Şekil optimizasyonu
c) Topoloji Optimizasyonu (Bendsoe and Sigmund 2004).



Şekil 5. Topoloji optimizasyon örnekleri a-) Karamert 2022 b-) Ma'arof 2022 c-) Sudin 2014 d-) Dhore 2019 e-) Kalantre 2018

Literatür incelendiğinde yapısal optimizasyon tekniği ile gerçekleştirilen optimizasyon çalışmalarında daha çok kardan milinden bağımsız farklı komponentlerde çalışmaların olduğu görülmüştür. Bu çalışmalar kısaca şöyle özetlenebilir.

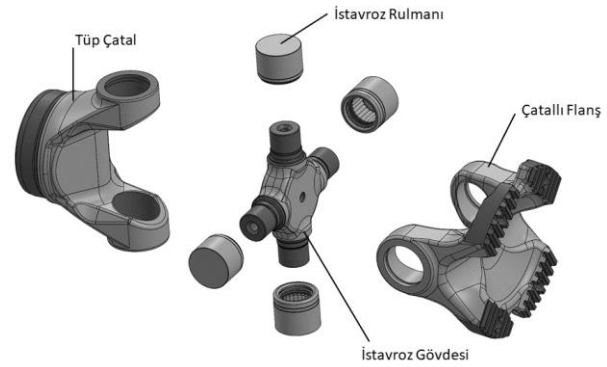
Yapısal optimizasyon tekniğiyle birlikte Şekil 5'te görüleceği üzere Karamert ve Demir (2022) otobüs gövde yapısında boyut optimizasyonu, Ma'arof vd. (2022) gemi motoruna ait brakette topoloji optimizasyonu, Sudin vd. (2014) araç fren pedalında şekil optimizasyonu, Dhore ve Thorat (2019) araç alt salıncak kolunda topoloji optimizasyonu, Kalantre vd. (2018) araç ön yaprak yay braketinde şekil optimizasyonu gerçekleştirmişlerdir.

Kardan mili kapsamında yapılan literatür araştırmalarında ise kısıtlı sayıda kardan mili ve ilişkili parçalarında optimizasyon çalışmaları yapıldığı ve bu çalışmaların daha çok malzeme ve geometrik değişimler olduğu tespit edilmiştir. Bu çalışmalarda yapılan optimizasyonlar iteratif şekilde gerçekleştirilmiş olup kısaca aşağıdaki gibi özetlenebilir.

Peddineni vd. (2012), Maheta ve Patel (2010), More ve Swami (2018), Rompicharla ve Rambabu (2012) çelik

kardan mili yerine kompozit kardan milinin kullanılmasıyla ilgili çalışmalar yaptıkları ve kompozit kardan mili kullanılması sonucunda kardan mili ağırlıklarını azalttıkları görülmektedir.

Ivanovic vd. (2014) kardan milinin birim parçalarından çatallı flanş, istavroz ve tüp çatal için sonlu elemanlar analizi gerçekleştirmişlerdir. Analiz sonuçları kapsamında kritik bölgelerdeki gerilmeler için boyut optimizasyon yöntemi kullanılarak gerilme değerlerinde düşüş sağlandığı görülmüş ve son seviye tasarımlar dondurularak çalışmalarını tamamlamışlardır.



Şekil 6. Sabit mafsals grubu

Yapılan literatür araştırmalarında, topoloji optimizasyonunun kardan mili ve birim parçalarında bağımsız olarak genellikle farklı komponentlerde yapıldığı tespit edilmiştir. Ayrıca kardan mili ve birim parçalarında ise yapılan optimizasyon çalışmaları kapsamında daha çok malzeme ve geometrik değişimlerin, topoloji programı kullanılmadan iteratif şekilde yapıldığı görülmektedir. Yapılan bu çalışmada literatür araştırmalarından farklı olarak kardan mili birim parçası olan çatallı flanşta yoğunluk metodu referans alınarak Altair Inspire yazılım programı ile topoloji optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Topoloji optimizasyonu ile hafifletilecek olan alanlar belirlenmiş ve belirlenen bu alanlar ile bilgi ve birikime dayalı birkaç alandan daha malzeme çıkarılarak CATIA V5 ortamında yeni bir çatallı flanş tasarımı gerçekleştirilmiştir. Optimize edilmiş çatallı flanş ile mevcut çatallı flanşın karşılaştırmalı analizleri Altair HyperWorks sonlu elemanlar analiz programında gerçekleştirilmiştir. Karşılaştırmalı analizlerin tamamlanması sonrasında optimize edilmiş nihai ürünün yer aldığı kardan milinin prototip üretimi gerçekleştirilerek statik torsiyon ile torsiyonel yorulma testlerine tabi tutulmuştur. Ürün, proses doğrulama testleri sırasında çatallı flanş üzerinden gerinim ölçer yardımıyla gerinim verisi toplanmış ve elde edilen veriler, ilgili asal gerilim dönüşüm formüllerinden faydalanarak gerilim değerlerine çevrilmiş ve lineer statik analiz

sonucunda elde edilen gerilim değerleri ile ölçülen gerilim değerleri karşılaştırılmıştır.

2. Materyal ve Metot / Materials and Methods

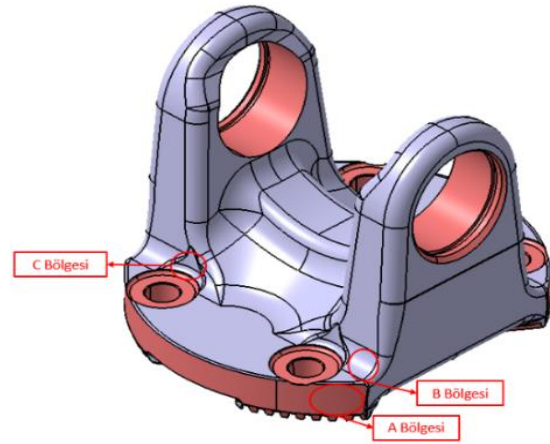
Çatallı flanş sıcak dövme yöntemiyle C45E çeliğinden üretilmiştir. Doğru malzeme verilerini kullanmak için; Özbakiş vd. (2022) daha önceden yaptığı çalışmalar doğrultusunda testler ile doğruluğu ispatlanmış malzeme özellikleri referans alınmıştır (Çizelge 1, Çizelge 2).

Kardan milinde yer alan ve Şekil 6'da belirtilen sabit mafsal grubunun bir parçası olan mevcut çatallı flanşın topoloji optimizasyonu Altair Inspire programında gerçekleştirilerek geometride çıkarılacak alanlar belirlenmiştir. Topoloji optimizasyonundan elde edilen verilere ek birkaç alandan daha malzeme çıkarılarak hafifletilmiş çatallı flanş modeli CATIA V5 programında tasarlanmıştır. Tasarlanan çatallı flanş Altair HyperWorks sonlu elemanlar analiz programında lineer statik analiz gerçekleştirilerek kritik bölgelerdeki gerilmeler incelenmiştir. Mevcut çatallı flanşa ait 3D model ve kritik kesit Şekil 7'de gösterilmiştir. Son olarak hafifletilmiş çatallı flanşın yer aldığı komple kardan mili prototip üretimi gerçekleştirilmiştir. Üretilen hafifletilmiş kardan mili statik torsiyon testi ve torsiyonel yorulma testlerine tabi tutulmuştur. Testlere tabi tutulan hafifletilmiş çatallı flanşın yer aldığı kardan mili üzerinden statik torsiyon testleri sırasında gerilim ölçer yardımıyla gerilim verisi toplanmıştır. Elde edilen veriler üzerinden eş değer gerilme (Von Mises akma kriteri), asal şekil değiştirme 1 ve asal şekil değiştirme 2 ölçümleri doğrultusunda elastisite modülü 208.000 MPa, poisson oranı 0,3 kabul edilerek çatallı flanş üzerindeki gerilmeler hesaplanmıştır. Hesaplanan bu gerilmeler ile hafifletilmiş çatallı flanş sonlu elemanlar analizinden elde edilen gerilme değerleri karşılaştırılmıştır. Çatallı flanşa ait kritik bölgeler Şekil 7'de gösterilmiştir.

2.1 Topoloji Optimizasyonu

Bu çalışmada yapısal optimizasyon yöntemi olarak son yıllarda yaygın olarak kullanılmaya başlanan topoloji optimizasyon tekniği kullanılmıştır. Topoloji optimizasyonundaki amaç, kardan milinde bulunan

mafsal grubunun en önemli parçalardan biri olan çatallı flanşın dış boyutlarında değişiklik yapmadan geometride çıkarılacak alanları belirleyerek parçayı hafifletmektir. Bu doğrultuda mevcut çatallı flanşa ait nihai ürün hazırlanmış ve Altair Inspire programında topoloji optimizasyonu yapılması için hazır hale getirilmiştir. İlk öncelikle çatallı flanş modeli üzerindeki bağlantı deliklerinden "sabitleme" komutu ile serbestlik olmayacak şekilde çatallı flanş sabitlenmiştir. Daha sonra istavroz rulmanının çalıştığı çatallı flanş kulak iç yüzeylerine Z ekseninde olacak şekilde elastik limit akma tork değeri olan 14.000 Nm tork tanımlanmıştır. Son olarak "simetrik kontrol" komutu ile simetri düzlemleri tanımlanmış ve optimize edilmiş şeklin simetrik olması sağlanarak topoloji optimizasyonu için ön hazırlıklar tamamlanmıştır. Ön hazırlıkları tamamlanan çatallı flanşın Şekil 8'de verilen sınır şartları kapsamında, amaç fonksiyonu olarak maksimum rijitlik, kısıtlayıcı olarak ise 3 farklı hacim azalması üzerine denemeler gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen bu denemeler doğrultusunda çatallı flanşın yapısı ve Şekil 9 üzerinde gösterilen kısaca XS (X Serration) olarak anılan X formundaki dişleri korumak adına %30 hacim azalması üzerine topoloji optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Topoloji optimizasyonu gerçekleştirilen çatallı flanşın sınır şartları ve 3 farklı hacim azalması ile boşaltma yapılan alanlar Şekil 8'de ifade edilmiştir.



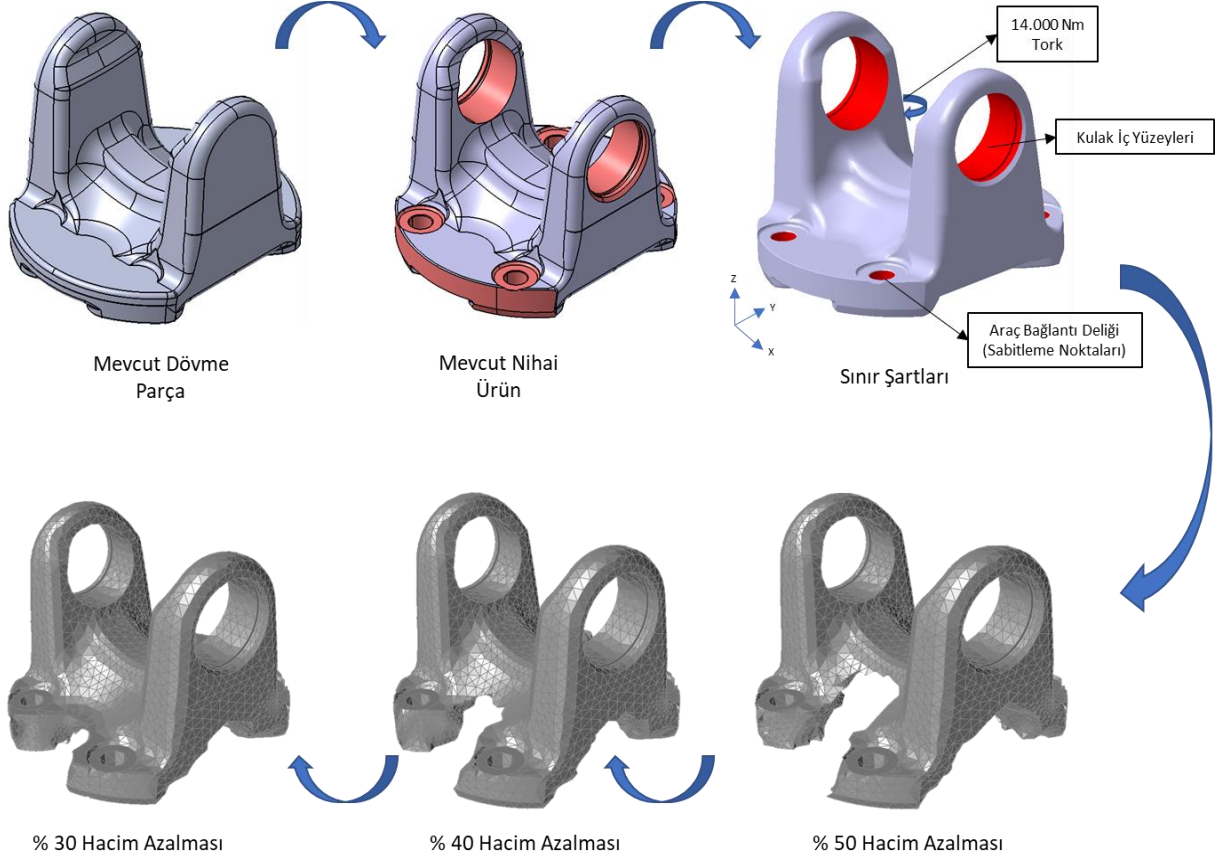
Şekil 7. Çatallı flanşa ait mevcut model ve gerilme açısından kritik bölgeler

Çizelge 1. C45E malzemesine ait alaşım elementlerinin oranları ve sertlik değeri (Özbakiş vd. 2022)

	Karbon	Krom	Aluminyum	Molibden	Silisyum	Mangan	Fosfor	Kükürt	Bakır	Kalay	Nikel	
Alaşım Elementleri / Oranları	% C	% Cr	% Al	% Mo	% Si	% Mn	% P	% S	% Cu	% Sn	% Ni	Sertlik (HB)
C45E	0,46	0,12	0,021	0,02	0,26	0,73	0,01	0,019	0,21	0,012	0,09	217

Çizelge 2. C45E malzemesinin mekanik özellikleri (Özbaşı vd. 2022)

Malzeme	Akma Mukavemeti [MPa]	Çekme Mukavemeti [MPa]	Yorulma Mukavemeti [MPa]	Elastisite Modülü [MPa]	Yüzde Uzama [%]
C45E	431	795	400	208.000	18%



Şekil 8 Optimizasyon aşamaları

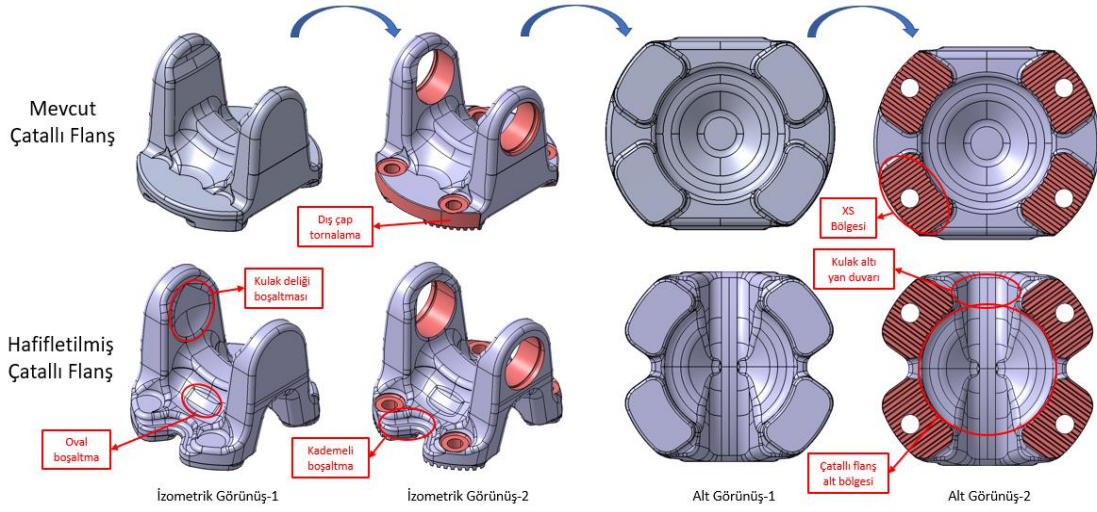
2.2 CAD Tasarım

Mevcut çatallı flanşa ait görüntüler ve topoloji optimizasyonu sonrasında mevcut çatallı flanştan çıkarılacak olan alanlar Şekil 8'de belirtilmişti. Topoloji optimizasyonun çıktısı olarak boşaltılacak olan bu alanlar dikkate alınarak bilgisayar destekli tasarım programı CATIA V5'te yeni çatallı flanşa ait dövme model oluşturulmuştur. Dövme model oluşturulurken topoloji optimizasyonunun işaret ettiği çatallı flanş alt bölgesi ve kulak altlarında mevcuda göre bir miktar boşaltma yapılmıştır. Model oluşturulurken topoloji optimizasyonundan elde edilen verilere ek olarak bilgi ve birikime dayalı birkaç alandan daha malzeme çıkarılmıştır. Bunların başında Şekil 9'da gösterilen kulak bölgesinde kulak deliği çapında bir miktar boşaltma yapılmıştır. Diğer

bir hafifletmek için çıkarılan alan ise çatallı flanşın karşılık parçasının mafsalsal açısı kadar açı yaptığındaki bölgede oval bir boşaltma yapılmıştır. Son olarak mevcut çatallı flanş dövme parçasından nihai ürün işlenirken dış çap tornalama yapılmaktadır. Yeni yapılan hafifletilmiş çatallı flanşta dış çap tornalama iptal edilerek çapta 5 mm'lik bir avantaj sağlanmış ve dövme model oluşturulmuştur. Hafifletilmiş dövme model üzerine kulak deliği, segman kanalı, bağlantı delik detayları ve XS boşaltmaları (ISO 12667) standardına uygun şekilde açılarak nihai ürün sonlu elemanlar analizine hazır hale getirilmiştir. Bu tasarım ile birlikte hafifletilmiş çatallı flanş talaş miktarı, mevcut çatallı flanş talaş miktarına göre %14,38 oranında azalmıştır. Mevcut ve hafifletilmiş çatallı flanş ağırlıkları ile talaş miktarları Çizelge 3'te ifade edilmiştir.

Çizelge 3. Mevcut ve hafifletilmiş çatallı flanş ağırlıkları ile talaş miktarları

	Dövme Ağırlığı [kg]	Nihai Ürün Ağırlığı [kg]	Talaş Miktarı [kg]
Mevcut Parça	7,56	6,10	1,46
Hafifletilmiş Parça	6,15	4,90	1,25
Ağırlık Farkı	1,41	1,20	0,21
Ağırlık Yüzde Farkı [%]	% 18,65	% 19,67	% 14,38

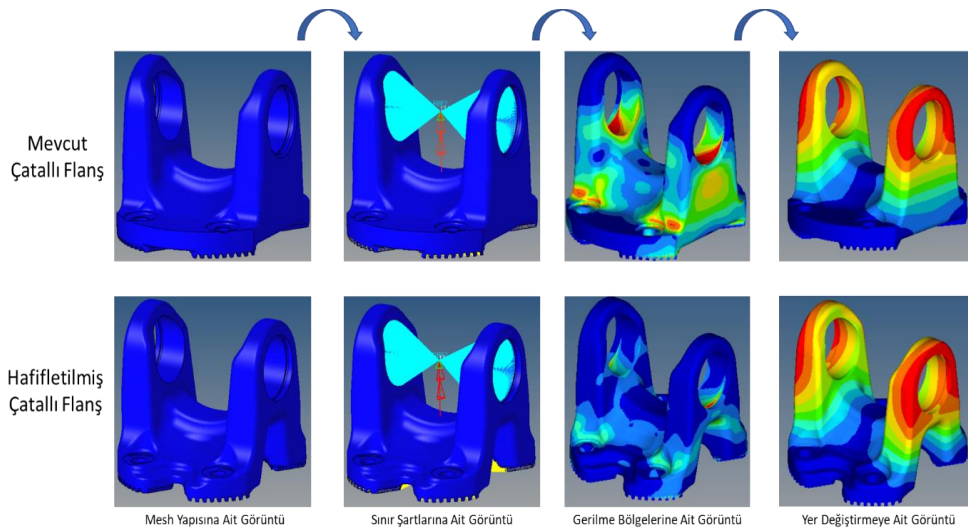


Şekil 9. Mevcut ve hafifletilmiş çatallı flanşa ait tasarım görüntüleri

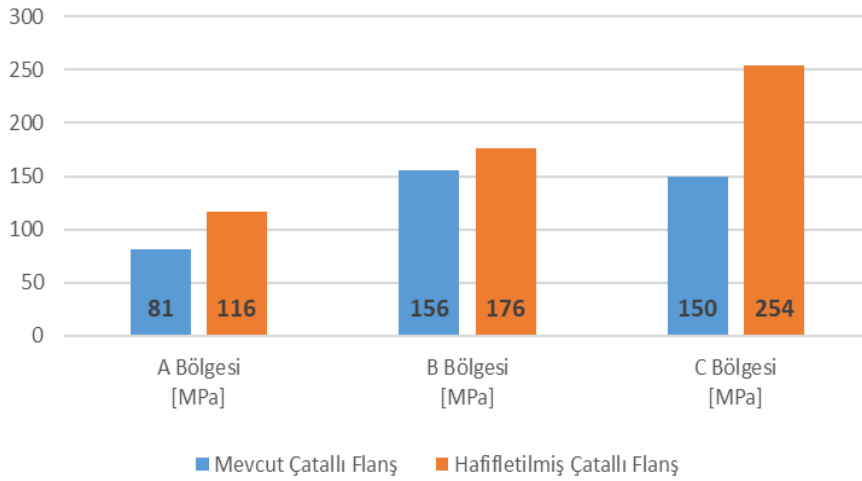
2.3 Sonlu Elemanlar Analizi

Bilgisayar destekli tasarım programı CATIA V5'te tasarlanan mevcut ve hafifletilmiş çatallı flanş Altair HyperWorks'te sonlu elemanlar analizine tabi tutulmuştur. İlk öncelikle düzgün sorunsuz bir ağ yapısı oluşturmak adına model üzerinde geometrik düzenlemeler yapılarak yüklerin tanımlanacağı ağ yapısı oluşturulmuştur. Ağ yapısı oluşturulurken Kahyalar ve Şen'in (2020) daha önceden yaptığı çalışmalar doğrultusunda testler ile doğruluğu ispatlanmış olan eleman boyutunda R-trias ve 3D tetra elemanlarından yararlanılmıştır. Oluşturulan bu ağ yapısı Tirsan Kardan firması tarafından referans gösterilen yayına konu olan üründe değil, tüm ürünlerde çok uzun yıllardır oluşturduğu bilgi birikimi ve test veri tabanı ile doğrulanmıştır. Ağ yapısı oluşturulduktan sonra XS bağlantı yüzeylerinden rijit elemanlar ile birbirine bağlanarak rijit elemanların orta noktasına sabitleme elemanları atanmış ve sınır koşulları belirlenmiştir. Daha sonra istavroz rulmanının hareket ettiği çatallı flanş kulak

iç yüzeyleri rijit elemanlar ile birbirine bağlanarak orta noktasına 14.000 Nm tork tanımlanmıştır. Tork tanımlanmasından sonra elastisite modülü 208.000 MPa ve poisson oranı 0,3 olarak tanımlanmış ve analize ait ön hazırlıklar tamamlanmıştır. Ön hazırlığı tamamlanan ve analiz için hazır olan mevcut çatallı flanş ile hafifletilmiş çatallı flanşa ait sonlu elemanlar analiz görüntüleri Şekil 10'da belirtilmiştir. Çatallı flanş alt bölgesinde sarı renk ile belirtilen rijit elemanlar modelin sabitlenmesi için, kulak deliklerinde turkuaz renk ile belirtilen rijit elemanlar ise tork tanımlamak için kullanılmıştır. Yapılan analizler doğrultusunda Şekil 7'de belirtilen A, B, C kritik bölgeleri dikkate alınarak mevcut ve hafifletilmiş çatallı flanşlarda görülen gerilme değerleri Şekil 11'de belirtilmiştir. Mevcut ve hafifletilmiş çatallı flanş için yapılan analiz yapısal olarak lineer statik koşulda gerçekleştirilmiş olup, mevcut çatallı flanş 1.308.273 adet eleman ve 275.673 adet düğümden oluşmaktadır. Hafifletilmiş çatallı flanş ise 1.251.360 adet eleman ve 264.821 adet düğümden oluşmaktadır.



Şekil 10. Mevcut ve hafifletilmiş çatallı flanşa ait sonlu elemanlar analiz görüntüleri



Şekil 11. Sonlu elemanlar analiz sonuçlarının karşılaştırması

3. Bulgular / Results and Discussions

Topoloji optimizasyonu ile hafifletilmiş çatallı flanş sıcak dövme yöntemiyle üretilmiş olup parça üretim bölümümüzde tasarımı yapılan nihai ürüne göre parçalar işlenmiştir. İşlenen hafifletilmiş çatallı flanşın kullanıldığı kardan millerinin üretimleri montaj bölümümüzce gerçekleştirilerek test edilmek üzere hazır hale getirilmiştir. Üretilen kardan milleri statik torsiyon ve torsiyonel yorulma testlerine tabi tutulmuştur. Yapılan statik torsiyon testleri doğrultusunda elastik limit akma tork değeri 14.000 Nm olmasına rağmen yapılan testlerde elastik limit tork değeri ortalama 23.000 Nm olarak görülmüş ve ortalama 32.750 Nm tork değerlerinde kardan mili sabit mafsallı istavroz gövdesinden kırılmıştır. Torsiyonel yorulma testlerinde ise fonksiyonel limit torkunun belli bir yüzdesinde uygulanan tork, 1 Hz yükleme frekansı ve saha tecrübelerine istinaden 300.000 çevrim doğrultusunda teste tabi tutulmuş olup ortalama 734.000 çevrim değerlerinde testler durdurulmuştur. Durdurulan testlerde kullanılan kardan mili ve birim parçalarında herhangi bir kırılma görülmemiştir.

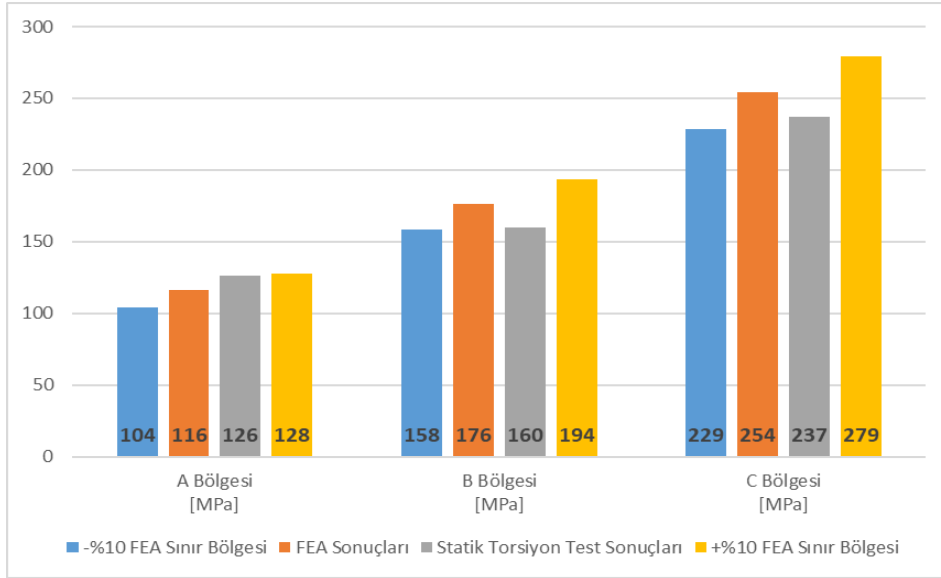
Testler sırasında gerinim ölçer yardımıyla Şekil 14'te belirtilen bölgeler üzerinden gerinim verisi toplamak için bir grup ön hazırlık yapılmıştır. Yapılan bu ön hazırlıklar için öncelikle birim parça olan topoloji optimizasyonu ile hafifletilmiş çatallı flanşta veri toplanacak olan kritik bölgeler belirlenmiştir. Belirlenen bu bölgelere 80-150-320'lik zımpara yapılmıştır. Zımpara yapılan bu bölgelere ait yüzeyler alkol ve yağ çözücü ile temizlenmiş ve temizlenen yüzeye TML (Tokyo Measuring Instruments Laboratory Co) firmasına ait yapıştırıcı ile rozetler enstrümanete edilerek 5-10 dakika arasında baskı uygulanmıştır. Uygulanan baskı sonrasında kâğıt bantlar yardımıyla etrafı çevrelenerek bantlanmıştır. Kâğıt bantların üzerine terminaller yerleştirilerek lehimleme yöntemi ile çeyrek köprü bağlantısı yapılmıştır. Yapılan bu

bağlantılar ohm metre yardımı ile kontrolleri gerçekleştirilmiş ve birbirine temas etmemesi için sıvı conta ile kaplanarak ön hazırlık işlemi tamamlanmıştır.

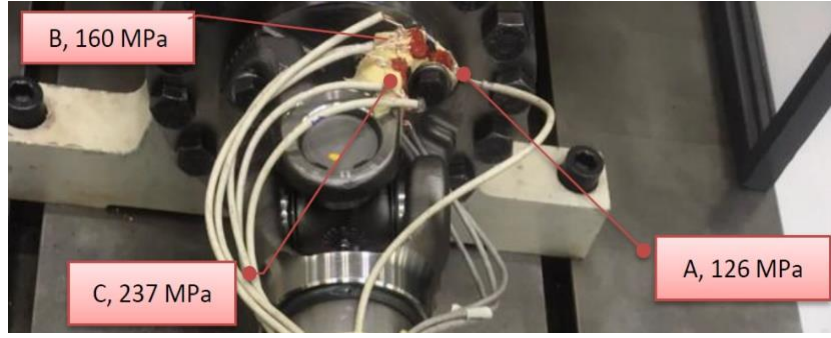
Kardan milleri veri toplama çalışmasında test cihazına bağlandıktan sonra LMS köprü kalibrasyonu yapılmıştır. Hafifletilmiş çatallı flanşın belirlenen bölgelerinden ilgili tork seviyelerinde 9 farklı kanal kullanarak 3 adet gerinim ölçer ile tek seferde veri toplama gerçekleştirilmiştir. Elde edilen veriler üzerinden eş değer gerilme (Von Mises akma kriteri), asal şekil değiştirme 1 ve asal şekil değiştirme 2 ölçümleri doğrultusunda elastisite modülü 208.000 MPa, poisson oranı 0,3 kabul edilerek çatallı flanş üzerindeki gerilmeler hesaplanmıştır. Veri toplama çalışmasına ait görüntü Şekil 13'te belirtilmiş olup çatallı flanşa ait kritik bölgelerde sonlu elemanlar analiz sonuçları ile çatallı flanş üzerinden alınan veriler doğrultusunda hesaplanan gerilme değerleri Şekil 12'de karşılaştırılmıştır. Sonlu elemanlar analiz sonuçları ile yapılan testler arasındaki fark Kasaba vd. (2019) daha önceden yaptığı çalışmalar doğrultusunda testler ile doğruluğu ispatlanmış olan \pm %10 skalası referans alınmış olup bu çalışmadaki fark ortalama %7-9 arasında olduğu görülmüştür.

4. Sonuçlar ve Tartışma / Conclusions

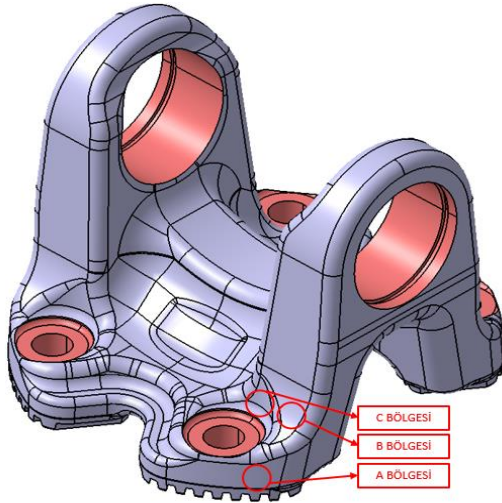
Otomotiv ve havacılık gibi birçok üretim alanında; iyileştirme, malzeme tasarrufu, zaman ve maliyet verimliliği için ürünlerin optimizasyonu büyük önem taşımaktadır. Araçların yakıt tüketimi ve emisyon oranlarını azaltmak için en etkili çözümlerden biri taşıt ağırlığını azaltmaktır. Bu çalışmada taşıtlarda kullanılan kardan milinin birim parçası olan çatallı flanş için topoloji optimizasyon tekniği kullanılarak mevcut çatallı flanş optimize edilmiş ve hafifletilmiş çatallı flanş tasarımı gerçekleştirilmiştir.



Şekil 12. Sonlu elemanlar analizi ve statik torsiyon testi sonuçlarının karşılaştırılması



Şekil 13. Veri toplama çalışmasına ait görüntü



Şekil 14. Hafifletilmiş çatallı flanşta gerilim verisi toplama bölgeleri

Tasarımı gerçekleştirilen hafifletilmiş çatallı flanş ve mevcut çatallı flanş sonlu elemanlar analizine tabi tutulmuştur. Tasarımı ve analizleri gerçekleştirilen hafifletilmiş çatallı flanş ağırlığı, mevcut çatallı flanş ağırlığına göre %19 oranında düşürülmüştür. Hafifletilmiş çatallı flanşın yer aldığı komple kardan mili prototipleri

ürün/proses doğrulama testlerine tabi tutulmuştur. Ürün/proses doğrulama testleri kapsamında statik torsiyon testlerinde elastik limit akma tork değeri 14.000 Nm olmasına rağmen yapılan testlerde, elastik limit akma tork değeri ortalama 23.000 Nm görülmüştür.

Aynı şekilde torsiyonel yorulma testlerinde de saha tecrübelerine istinaden 300.000 çevrim olmasına rağmen yapılan testlerde, ortalama 734.000 çevrim değerlerinde testler durdurulmuştur. Testlerde kullanılan kardan mili ve birim parçalarında herhangi bir kırılma görülmemiştir.

Ayrıca ürün/proses doğrulama testleri sırasında çatallı flanş üzerinde gerinim ölçer yardımıyla gerinim verileri toplanmıştır. Elde edilen veriler ilgili asal gerilim dönüşüm formüllerinden faydalanılarak gerilim değerlerine çevrilmiş ve lineer statik analiz sonucunda elde edilen gerilim değerleri ile ölçülen gerilim değerleri karşılaştırılmıştır.

Karşılaştırılan bu değerler testler ile doğruluğu ispatlanmış olan \pm %10 skalası referans alınmış olup bu çalışmadaki fark ortalama %7 - %9 arasında olduğu görülmüştür.

Sonuç olarak çatallı flanş için gerçekleştirilen bu çalışmada, elbette üretim yöntemi ve çatallı flanş geometrisindeki kısıtlar dikkate alınmıştır. Örneğin, sıcak dövme yönteminde kesit kalınlığının belirli bir sınır değer altına düşmemesi, kesit değişikliklerinde ürünün lif yönlenmesinin de dikkate alınması gibi üretim kısıtları yanında, çatallı flanşın tork taşıma kapasitesini belirleyen kulak deliği çapı, gerekli mafsalsal açısını sağlayan eksen yüksekliği ve uluslararası standartlar ile belirlenmiş bağlantı bölgesi ölçü ve geometrisinde değişiklik yapılması mümkün olmamaktadır.

Etik Standartlar Bildirgesi/ Declaration of Ethical Standards

Yazarlar tüm etik standartlara uyduklarını beyan ederler.

Yazarlık Katkı Beyanı/ Credit Authorship Contribution Statement

Yazar 1: Kaynaklar, Araştırma, Deney, Yazma – orijinal taslak
Görselleştirme, Yazma – orijinal taslak

Yazar 2: Biçimsel analiz, Doğrulama, Metodoloji, Görselleştirme,
Yazma/inceleme ve düzenleme

Yazar 3: Araştırma, Fikir Sahibi, Deney tasarımı, Görselleştirme,
Yazma/inceleme ve düzenleme

Çıkar Çatışması Beyanı/Declaration of Competing Interest

Yazarların bu makalenin içeriğiyle ilgili olarak beyan edecekleri hiçbir çıkar çatışması yoktur.

Verilerin Kullanılabilirliği/ Data Availability

Bu çalışma sırasında oluşturulan veya analiz edilen tüm veriler, yayınlanan bu makaleye dahil edilmiştir.

Teşekkür / Acknowledgement

Çalışmaya vermiş oldukları destek nedeni ile Tirsan Kardan Ar-Ge Merkezi ekibi ve yöneticilerine teşekkür ederiz.

5. Kaynaklar / References

Bendsoe M.P., Kikuchi N., 1988. Generating optimal topologies in structural design using a homogenization method. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* **71**, 197-224.
[https://doi.org/10.1016/0045-7825\(88\)90086-2](https://doi.org/10.1016/0045-7825(88)90086-2)

Bendsoe M.P., Sigmund O., 2004. *Topology Optimization Theory, Methods and Applications*. Springer, 2.

Chapra S.C., Canale R.P., 2010. *Numerical Methods for Engineers*. McGraw-Hill, 347.

Dhore R., Thorat M.L., 2019. Experimental analysis and topology optimization of lower suspension arm of car. *International Research Journal of Engineering and Technology*. **6(3)**, 7605-7609.

Ivanovic L., Josifovic D., Ilic A., Stojanovic B., Zivkovic K., 2014. Optimization of cardan joint design from load

capacity aspect. *International Congress Motor Vehicles & Motors.*, 396-404.

International Standard ISO 12667., 1993. *Commercial Vehicle and Buses – Cross Tooth Propeller Shaft Flanges, Type T*. International Organization for Standardization.

Kahyalar M.C., Şen O., 2020. Kardan mili istavroz gövdesinde dayanıklılığın artırılması ve yapısal analiz ile doğrulanması. *Manisa Celal Bayar Üniversitesi III. Ulusal Üniversite Sanayi İşbirliği, Ar-Ge ve İnovasyon Kongresi*. Manisa, Türkiye, 154-160.

Kalantre V., Munde K.H., Pawar A., 2018. Topology optimization of front leaf spring mounting bracket. *International Journal of Scientific Development and Research*, **3(7)**, 12-19.

Karamert S., Demir A., 2022. Ticari otobüs gövde yapısında topoloji optimizasyonu çalışması., 2022. *International Journal of Advances in Engineering and Pure Sciences*, **34(2)**, 229-234.
<https://doi.org/10.7240/jeps.988228>

Kasaba M., Tarakçı S., Işık E., Akkaş O., 2019. A correlation study of an fea method developed for heavy duty driveshaft applications. *The Eurasia Proceedings of Science, Technology, Engineering & Mathematics.*, **7**, 315-320.

Ma'arof M.I.N., Husain H., 2022. Topology optimization of an engine mounting bracket. *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering.*, **12(7)**,156-161.
https://doi.org/10.46338/ijetae0722_17

Maheta V.V., Patel A.B., 2010. Design analysis and optimization in automobile drive shaft. *International Journal for Innovative Research in Science & Technology.*, **1(12)**, 432-439.

More S.D., Swami M.C., 2018. Design and optimization of composite propeller shaft. *Journal of Mechanical and Civil Engineering.*, **15(2)**, 83-89.

Özbakiş, M., Yeni, E.C., Kahyalar, M.C., 2022. Investigation of the similarity between physical tests and fatigue simulation of flange yoke made of C45 E material used in cardan shafts. *Materialwiss. Werkstofftech.*, **53**, 1-12.
<https://doi.org/10.1002/mawe.202000257>

Peddineni V.P.P., Sessaiah T., Babu T.V., 2012. Optimal design and analysis of polymer composite automobile

propeller shaft. International Journal of Mathematical Education in Science and Technology., **6(2)**, 117-128.

Rompicharla R.P.K., Rambabu K., 2012. Design and optimization of drive shaft with composite materials. International Journal of Modern Engineering Research., **2(5)**, 3422-3428

SAE Driveshaft Committee., 1991. Universal Joint and Driveshaft Design Manual. Advance in Engineering Series, United States of America, 7, 15 s.

Seherr-Thoss, H.Chr., Schmelz, F., Aucktor, E., 2006. Universal Joints and Drive Shafts. Springer, 366.

Sudin M.N., Tahir M.M., 2014. Topology optimization in automotive brake pedal redesign. International Journal of Engineering and Technology., **6(1)**, 398-402.

Yang, R.J., Chuang, C.H., 1994. Optimal topology design using linear programming. Computer & Structures **52.**, 265-275.
[https://doi.org/10.1016/0045-7949\(94\)90279-8](https://doi.org/10.1016/0045-7949(94)90279-8)