

Otomobil ön çarpışma bölgesine 'S' şeklinde kavisli çarpışma kolu ekleyerek yük dağılımının iyileştirilmesi

Improving the load distribution in the automobile front collision zone by adding 'S' shaped curved collision rail

Fahri Berk BİLBAY^{1*}, Murat REİS², Betül GÜLÇİMEN ÇAKAN², Cihat ENSARİOĞLU², Mustafa Cemal ÇAKIR²

¹Marelli Mako Turkey Elektrik San. ve Tic. AŞ, Bursa, Türkiye.

fahri.bilbay@marelli.com

²Makine Mühendisliği Bölümü, Mühendislik Fakültesi, Bursa Uludağ Üniversitesi, Bursa, Türkiye.

reis@uludag.edu.tr, bgulcimen@uu.edu.tr, cihatensari@uludag.edu.tr, cemal@uludag.edu.tr

Geliş Tarihi/Received: 15.04.2022

Düzeltilme Tarihi/Revision: 26.08.2022

doi: 10.5505/pajes.2022.38572

Kabul Tarihi/Accepted: 07.10.2022

Araştırma Makalesi/Research Article

Öz

Bu çalışmada, "S" şeklinde bir çarpışma kolu ile güçlendirilmiş, aracın ön çarpışma bölgesinin performansı, klasik düz çarpışma kolununki ile karşılaştırılmıştır. Taşıtlarda çok yöne ve sürekliliğe sahip yük yollarını çıkarmak amacıyla ön taraftan çarpma senaryosu Hyperworks - Optistruct yazılımı ile modeli oluşturulmuş ve aracın topoloji optimizasyonu yapılmıştır. Çıkarılan yük yolları kullanılarak aracın ön çarpışma bölgesinde yer alan komponentler tasarlanmıştır. Ön çarpışma bölgesi komponentlerinin malzeme özellikleri, bağlantı/temas bölgeleri ve eleman ağ yapılarının oluşturulmasında Altair Hypermesh yazılımı kullanılmış ve böylece ön işlem adımı tamamlanmıştır. Klasik düz çarpışma koluna sahip ön çarpışma bölgesi ile "S" şeklindeki çarpışma koluyla güçlendirilmiş ön çarpışma bölgesini karşılaştırmak amacıyla iki farklı çarpışma bölgesi modeli kullanılmış ve analizlerin çözümü için Abaqus çözücüsü kullanılmıştır. Her bir simülasyondan çarpışma bölgesi komponentleri tarafından sönmelenen enerji miktarı, çarpışma bölgesinde meydana gelen toplam deplasman, çarpışma sonucu yolcu kabinine iletilen yükler ve çarpışma kuvvetinin verimliliği (CFE) sonuç olarak elde edilmiştir.

Anahtar kelimeler: Çarpışma testi, Çarpışma kolu, Taşıt, Kavisli çarpışma kolu.

Abstract

In this study, the performance of the front collision zone of the vehicle, reinforced with an S-shaped front collision rail, was compared to that of the classic straight front collision rail. In order to create a safe living cage in automobiles, half vehicle model was used and the collision performances of two different front collision zone models were compared. Torsion, bending and frontal impact scenarios were created with Hyperworks-Optistruct software to obtain versatile and continuous load paths in the vehicle. Vehicle front collision zone elements were designed with Siemens NX software based on the resulting load paths. Altair Hypermesh software was used to create the material properties, connection/contact zones and element mesh structures of the front collision zone components, and thus the preprocessing step was completed. Two different collision zone models were used to compare the collision zone with the classic arm and the one reinforced with the "S" shaped collision arm. The amount of energy absorbed by the collision zone components, the total displacement in the collision zone, the loads transmitted to the passenger cabin and the efficiency of the collision force (CFE) were obtained from each simulation.

Keywords: Crash test, Collision rail, S rail, Vehicle, Curved collision rail.

1 Giriş

Otomobil güvenlik çalışmaları incelendiğinde 1990'lı yıllardan itibaren önemli gelişmeler sağlanmış ve yolcu güvenliği otomobil sektörü için oldukça önemli bir fenomen olmuştur. Son yıllarda otomobil güvenlik sistemlerinin önem kazanmasıyla birlikte taşıtlarda güvenli yaşam kafesi sağlanması için birçok çalışmalar ve güvenlik çözümleri sunulmaktadır. Güvenli bir yaşam kafesi tasarımında, taşıt ön gövdesinde yer alan çarpışma bölgesine dikkat edilmelidir. Taşıt ön tarafında yer alan çarpışma bölgesinden beklenen görev, kaza sırasında oluşabilecek kuvvetleri yüksek enerji emme kabiliyetine sahip çarpışma bölgesi elemanları ile sönmüleyerek sürücüyü üzerine gelebilecek darbelerden korumasıdır.

Otomotivde kullanılan darbe sönmüleyici elemanlar, taşıt güvenliğine etkisi itibarıyla aracı oluşturan sistemler içerisinde önemli bir rol oynamaktadır. Taşıttaki darbe sönmüleyicilerden temel beklenti, ön taraftan, yan taraftan veya arka taraftan çarpışma esnasında açığa çıkan kuvvetleri en

uygun bir şekilde sönmüleyerek sürücüyü meydana gelebilecek darbelerden korumasıdır [1].

Taşıt ön bölgesinde yer alan çarpışma kolları, çarpışma esnasında oluşan kinetik enerjinin %60-70'ini sönmüleyen darbe emici elemanlardır [2],[3]. Bu elemanlar fazla dayanımlı olursa yolcu kabinine ulaştırılan kuvvetin değeri de fazla olacaktır. Çarpışma kollarının düşük dayanımlı olması durumunda ise oluşan deplasman miktarı artmasına neden olur ve yolcu kabinine girişimlerin oluşmasına sebep olabilir. Bu sonucunda çarpışma sırasında darbe emici elemanlardan beklenti, sınırlı bir miktarda çarpışma kollarında deplasmana izin vererek oluşan kinetik enerjiyi, yolcuya mümkün olabilecek en az seviyede hissettirecek bir şekilde sönmülemesidir.

Taşıtlar için gerçek çarpışma testleri daha güvenilir sonuçlar verse de, bu testler oldukça maliyetli ve gerçekleştirmesi oldukça fazla zaman gerektiren uygulamalardır. Bu sebeple sonlu elemanlar analizleri, zamandan ve maliyetten tasarruf etmek için gerçek testler yerine kullanılmaktadır. Son yıllarda

*Yazışılan yazar/Corresponding author

taşıtlarda güvenlik konuları ile ilgili çok sayıda deneysel ve simülasyon çalışması vardır. Baskin ve diğ. [4] yapılan çalışmada otomotiv endüstrisinde taşıt çarpışma performansını arttırmak ve gövde ağırlığını düşürmek amacıyla aracın gerekli yük yollarını elde etmiş ve gerekli yük yollarını kullanarak aracın rijitlik, dayanıklılık ve çarpışma performanslarını arttırmayı amaçlamıştır. Gerçekleştirdikleri topoloji optimizasyonu sonucunda rijitlik ve çarpışma performansından ödün verilmeden %6 ile %15.3 ağırlık azalması elde etmişlerdir. Christensen ve diğ. [5] yeni bir taşıt mimarisini tasarlamak için topoloji optimizasyonu tekniği yardımıyla taşıttaki gerekli yük yollarını elde etmek amacıyla çalışmalar yapmıştır. Taşıt üzerinde toplam 7 adet yük bölgesi tanımlanmış ve uygulanan senaryolara göre gerçekleştirilen topoloji optimizasyonu sonucunda yük yollarının dağılımı elde edilmiştir. Bhosale ve diğ. [6] aracın eleman yoğunluk dağılımını elde etmek amacıyla çok fazlı bir yaklaşım uygulamıştır. İlk yaklaşımda, gerekli yük yollarını tanımlamak için kısıtlar belirlenmiş, CAD ve sonlu eleman tabanlı yöntemler yardımıyla katı bir taşıt tasarlanmıştır. İkinci fazda bilgisayar destekli mühendislik yazılımına tanımlanan kısıtlar girilmiş (taşıt direngenliği, ağırlıktan kazanç vb.) ve kısıtlara göre belirlenen senaryolar (eğilme, burulma, vb.) tanımlanmıştır. Bu senaryolar ve parametrelerle sonlu elemanlar yöntemine dayalı iteratif bir optimizasyon yöntemi kullanılmıştır. Optimizasyon sonucunda yük dağılım yolları çıktı olarak elde edilmiş ve bu yolla, tasarımda %5 ile %10 arasında ağırlık kazancının sağlandığını belirtmiştir.

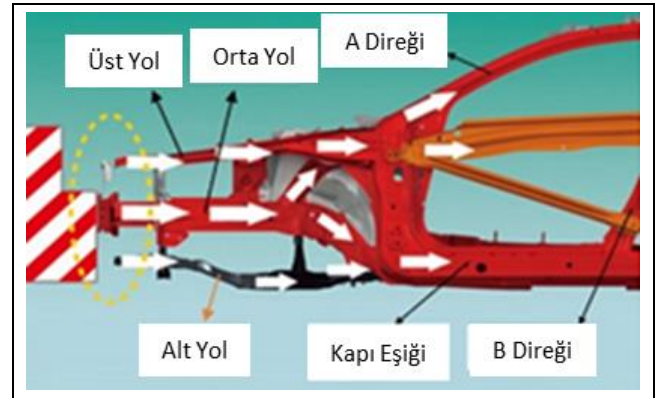
Kim ve diğ. [7] dikdörtgen kesite sahip "S" şeklindeki çarpışma kolunun (S-Rail) çarpışma performansını belirlemek amacıyla çeşitli parametreler tanımlanmış ve sonlu elemanlar yöntemi kullanarak incelemiştir. "S" şekline sahip çarpışma kolu parçasına 13.4 km/h ilk hızında ve 500 kg kütlede rijit bir duvar çarpıtılarak dinamik analiz senaryosu çözdürülmüş ve kuvvet-deplasman eğrisi elde edilmiştir. Çarpışma kolu kesiti için çeşitli en ve boy oranlarını parametre olarak belirlemiştir. Sonuç olarak, kare kesitli geometrinin, dikdörtgen ($a/b=2$) kesitli geometriye göre yaklaşık %15 daha az toplam deplasman oluşturduğu görülmüştür. Liu ve diğ. [8] taşıtlarda kullanılan ön çarpışma barının optimum kesit şeklini, malzemesini özelliğini ve kalınlık miktarını elde etmek amacıyla sanal ortamda simülasyonlar yapmıştır.

Zhou ve diğ. [9] "S" şeklindeki çarpışma kolunun pik kuvvetini azaltmak ve enerji emilimi arttırmak amacıyla "S" şeklindeki çarpışma kolu parçasının ön tarafına alüminyum arka tarafına ise AHSS çeliği kombin ederek alüminyum-çelik hibrit çarpışma kolu tasarlanmıştır. Farklı senaryolar için yapılan analizlerle hibrit çarpışma kolunda alüminyum ve çelik oranlarının çarpışma performansına etkisi incelenmiştir. Cai ve diğ. [10] özgül enerji emilimini arttırmak ve pik çarpışma kuvvetini azaltmak amacıyla "S" geometrisinde olan daha rijit ve hafif bir çarpışma kolu tasarlanmıştır. Optimum parametreleri elde etmek için Taguchi deneysel tasarım metodunu kullanmış ve tasarımı fiziksel testler ve simülasyonlarla doğrulamıştır. Çarpışma kolu yük yolunun sürekli olmasının enerji emilimine katkısı olduğunu belirlemiştir. "S" şekline sahip çarpışma kolu yaygın olarak kullanılan metodlarla kıyaslanmış ve pik çarpışma kuvvetinin %26.81 toplam ağırlığın ise %46.01 azaldığı gözlenmiştir.

Tahan ve diğ. [11] Taşıt kütlelerinin değişim miktarının çarpışma performansını hangi seviyede etkileyeceğini gözlemek amacıyla simülasyonlar yapılmıştır. Simülasyonlarda, dört adet çeşitli kütleyle sahip model %100 kapamaya (offset) sahip

bariyer ile 64 km/h hız ile çarpırtmıştır. Aracın kütlelerine oranla yolcu kabininde hissedilen ivme 47 g ile 53 g arasında değiştiği elde edilmiştir. Deb ve diğ. [12] otomotiv endüstrisinde taşıtların çarpışma elemanlarının dayanıklılığını arttırmak ve taşıt kütlelerini azaltmak için MDO (Multidisciplinary Design Optimization) yöntemini kullanmıştır. Simülasyonda 56 km/h ilk hıza sahip aracı %100 kapatmaya sahip rijit duvar ile çarpırtmıştır. Maksimum ivme, doğal frekans gibi parametrelerin yer aldığı çalışmada, oluşturduğu senaryo için maksimum yolcu kabini ivme değerini 43 g olarak elde etmiştir. Saputra ve diğ. [13] çarpışma kutularının çarpışma performanslarını rijit duvar testleri ile incelemiştir. Çarpışma kutularının performans incelemelerinde, açığa çıkan maksimum çarpışma kuvvet miktarı, toplam enerji sönümü, çarpışma kuvveti verimliliği (CFE) ve ortalama çarpışma kuvvet değerlerini baz almıştır. Wang ve diğ. [14] ticari bir aracın ön çarpışma bölgesinin performansını arttırmak amacıyla gerekli tasarım değişkenlerini belirlemiş, bu değişkenleri baz alarak ve deneysel tasarım metodu kullanarak simülasyonlar gerçekleştirmiştir. Çarpışma bölgesinin enerji sönümleme kabiliyeti, maksimum çarpışma ivmesi ve maksimum çarpışma kuvveti esas alınarak en iyi tasarım elde edilmeye çalışılmıştır. Çalışmada 50 km/h'lik çarpışma hızı ve %100 kapatmalı rijit duvar senaryosu için yolcu kabininin maksimum ivme değeri 52 g olarak elde etmiştir. Ramezani ve diğ. [15] taşıtlar arasındaki mesafeyi korumak için gerekli takip ve frenleme zaman aralıklarını incelemiştir. Kazanın etkilerini minimize etmek için frenleme zamanının öneminden ve gelecek taşıt modellerinde bunların dikkate alınabileceğinden bahsetmiştir.

Mazda Skyactiv modelinde [16], çarpışma esnasında yük yollarını aracın ön yapısında birden fazla yöne dağıtmak amacıyla sürekli yük yollarını esas alan gövde yapısını tasarlanmıştır. Şekil 1'de görüldüğü gibi önden çarpışma sonucu açığa çıkan kuvvet üst yoldan A direğine, orta yoldan B direğine ve alt yoldan yan kapı eşiğine doğru olmak üzere Şekil 1'deki gibi üç sürekli yol boyunca iletilmektedir.



Şekil 1. Mazda Skyactiv modelinin ön çarpışma bölgesinin sürekli ve çok yönlü yük yolları [16].

Figure 1. Continuous and multi-directional load path of the front crash zone of Mazda Skyactiv model [16].

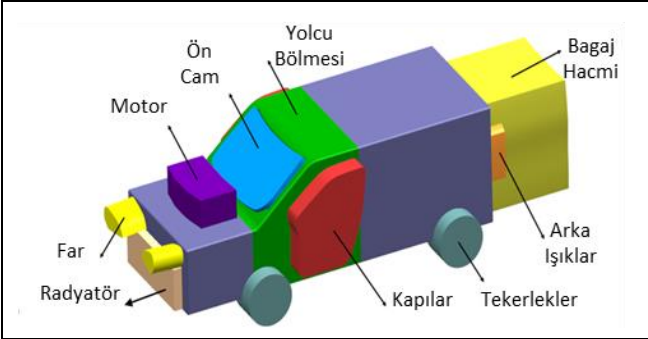
Aracın alt gövdesinde yük yolları olabildiğince sürekli ve düz devamlı olacak şekilde tasarlanmıştır. Önden veya arkadan çarpma sonucu oluşan mekanik enerji emilimi, ön yapıdaki tek bir bölge tarafından değil aynı zamanda aracın alt gövdesi tarafından da sağlanıp çarpışma performansında artış sağlanmıştır. Yeni ön çarpışma bölgesi tasarımıyla birlikte

kabine iletilen kuvvetin önemli bir biçimde azaldığını belirtmiştir.

Bu çalışmada, S şeklinde bir çarpışma kolu ile güçlendirilmiş, aracın ön çarpışma bölgesinin performansı, klasik düz çarpışma kolununki ile karşılaştırılmıştır. Bu aracın ön çarpışma bölgesi kullanılarak rijit bir bariyer kullanılarak oluşturulan çarpışma senaryosu sanal ortamda simüle edilmiştir. Çalışma iki aşamadan oluşmaktadır. İlk aşamada her bir parçanın eleman ağırları örülmüş, malzeme özellikleri tanıtılmış, gerekli kısıtlar oluşturulmuş ve çarpışma senaryosu belirlenmiştir. İkinci aşamada düz tasarıma sahip çarpışma kolunu içeren bir model ile "S" tasarımına sahip çarpışma koluyla ön çarpışma bölgesi güçlendirilmiş modelin enerji emme eğrileri, çarpışma kollarında oluşan toplam deplasman eğrisi, ön çarpışma bölgesinden yolcu kabineye iletilen yük eğrileri ve düz ve S şekline sahip ön çarpışma kolları için çarpışma kuvvet verimlilikleri (CFE) hesaplanmış, bu veriler karşılaştırılmış ve sonuçlar değerlendirilmiştir.

2 Teorik model

Bu çalışmada, çarpışma performansı yüksek bir ön çarpışma bölgesi tasarımı elde etmek için çeşitli bilgisayar yazılımlarından faydalanılmıştır. Öncelikle, Şekil 2'de görüldüğü gibi katı bir taşıt modeli kullanılarak topoloji optimizasyonu yapılmış ve taşıttaki gerekli yük yolları belirlenmiştir. Topoloji optimizasyonu sonucu elde edilen eleman yoğunlukları kullanılarak çok yönlü ve sürekli yük yollarına sahip bir ön çarpışma bölgesi tasarımı bilgisayar ortamında oluşturulmuştur. Oluşturulan tasarım için önden çarpışma senaryosu belirlenmiş ve sonlu elemanlar metodu yardımıyla simüle edilmiştir.



Şekil 2. Topoloji optimizasyonunda tasarıma dahil olmayan bölgeler.

Figure 2. Regions that are not included in the design in topology optimization.

2.1 Topoloji optimizasyonu

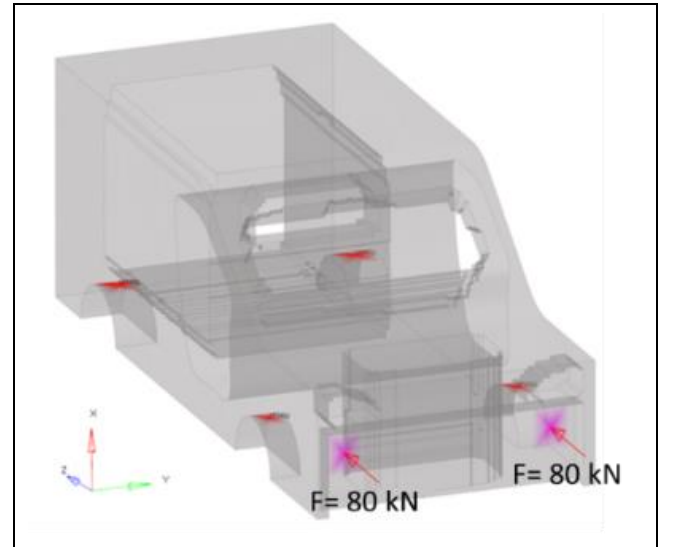
Topoloji optimizasyonu, taşıtta sistematik bir düzen oluşturmak amacıyla dört fazlı bir yaklaşım ile belirlenmiştir. İlk fazda dâhil ve dâhil olmayan bölgeler tespit edilmiş, ikinci fazda belirlenen kısıtlara göre bilgisayar destekli tasarım yazılımı kullanılarak tasarım uzayı oluşturulmuştur. Üçüncü fazda ise tasarım uzayı ve topoloji optimizasyonunda kullanılacak senaryolar belirlenmiştir. Dördüncü fazda topoloji optimizasyonu sonuçları incelenmiş ve taşıttaki eleman yoğunluğuna göre gerekli yük yolları elde edilmiştir.

Topoloji optimizasyonunda öncelikle malzeme ve yük yolları dağılımının gerek olmadığı bölgeler, yani tasarıma dâhil olmayan bölgeler belirlenmiştir. Bu bölgeler Şekil 2'de görüldüğü gibi motor bölgesi, ön cam, yolcu bölgesi, bagaj

bölgesi, arka ışıklar, tekerlekler, kapılar ve ön çarpışma bölgesinden oluşmaktadır. Topoloji optimizasyonu için aracın mimari uyumu ve ergonomisi göz önüne alınarak, tasarım uzayına dâhil olan ve olmayan hacimler belirlenerek tasarım uzayı oluşturulmuştur.

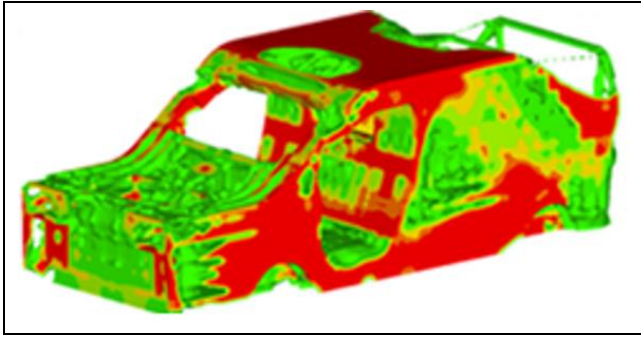
Aracın malzeme ve yük yollarının davranışlarını belirlemek amacıyla gövde yapısında bükülme, burulma ve önden çarpma olmak üzere üç farklı senaryo uygulanmıştır. Uygulanan senaryolarda toplam yer değiştirme sınır şartı olarak kabul edilmiş ve aracın eleman yoğunluğu dağılımı elde edilmiştir. Topoloji optimizasyonda kütle, hacim, kabuk eleman, düğüm sayısı ve malzeme sabit olacak şekilde tüm senaryolara uygulanmıştır. Topoloji optimizasyonunda tüm senaryolar PSOLID üç boyutlu eleman yapısında kabuk elemanlar ile oluşturulmuştur. Toplamda 374539 kabuk eleman ve 410473 düğüm sayısı mevcuttur. Aracın bükülme, burulma ve çarpma etkisinde toplam yer değiştirme miktarını elde edebilmek için OptiStruct bilgisayar destekli mühendislik yazılımı kullanılmıştır. Üç senaryo da bu yazılımda çözdürülüp yer değiştirme miktarı belirlenmiştir. Yer değiştirme miktarını belirleme işleminde senaryoda kuvvet tanımlanan alanların orta düğümünden okunan, yer değiştirmenin en yüksek noktasındaki değer kullanılmıştır.

Senaryoda, Şekil 3'teki gibi, aracın dört farklı süspansiyon kulelerine yakın kırmızı renkteki alanlarından sabitleme yapılmış, pembe renkli olan alanlarda ise kuvvetler tanımlanmıştır. Çarpma senaryosunda, aracın ön çarpışma kollarının olduğu alanlardan +Z yönünde 80 kN kuvvet uygulanmış ve çıktı olarak kırmızı renkli alanın orta düğümünden 0.0033 mm toplam yer değiştirme miktarı elde edilmiştir. Araca uygulanan senaryolar doğrultusunda gerekli eleman yoğunluklarını ve yük yollarını elde etmek amacıyla önden çarpma senaryosundan elde edilen toplam yer değiştirme miktarı 0.0033'den 0.0011 mm'ye düşürülmüş ve aracın bu şartlardaki gerekli eleman yoğunluğu elde edilmiştir. Aracın %47 oranındaki eleman yoğunluklarına göre çok yönlü ve sürekli yük yolları çıkarılmıştır. Şekil 4'te elde edilen sonuçlar, aracın ön taraftan çarpışma durumundaki gerekli yük yollarının eleman yoğunluklarını göstermektedir.

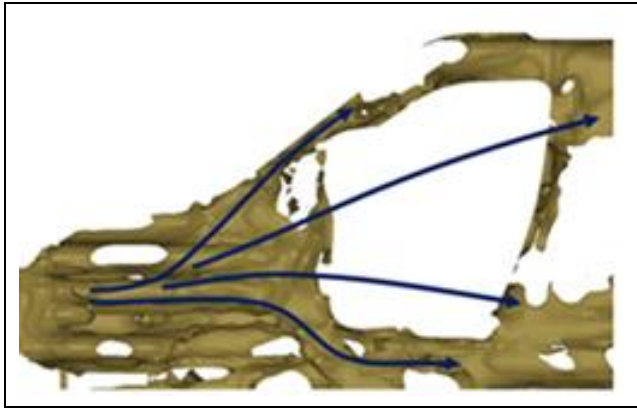


Şekil 3. Önden çarpma senaryosu sınır şartları.

Figure 3. Frontal collision scenario boundary conditions.



(a)



(b)

Şekil 4. Topoloji optimizasyon sonucu önden çarpma senaryosunun eleman yoğunluklarının; (a): Yük yollarının çıkarılması (b).

Figure 4. Extraction of element densities. (a): Load paths. (b): The frontal impact scenario as a result of topology optimization.

Aracın analiz sonucu elde edilen eleman yoğunluğu baz alınarak çarpışma anında aracın ön tarafında açığa çıkan enerjinin en iyi şekilde sönmünebilmesi için Şekil 4'te görülen çok yönlü ve gerekli yük yolları oluşturulmuştur. Topoloji optimizasyonu sonucunda, açığa çıkan kuvvet A direğine, yan kapı alt eşiklerine ve kapı destek kirişleri vasıtasıyla B direğine aktarılmış, böylelikle çok yönlü yük yolu iletiminin gerçekleştiği görülmüştür.

2.2 Ön çarpışma bölgesi tasarımı

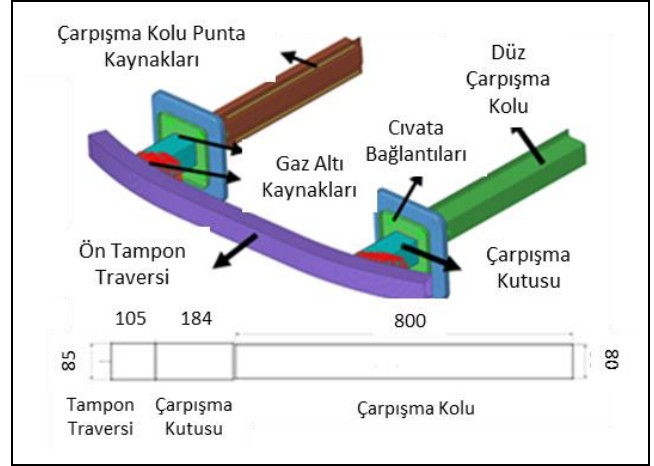
Klasik düz çarpışma koluna sahip çarpışma bölgesi ile "S" şeklindeki çarpışma koluyla güçlendirilmiş çarpışma bölgesini karşılaştırmak amacıyla iki farklı tasarım oluşturulmuştur. Tasarımların sadece düz çarpışma koluna sahip çarpışma bölgesi Tablo 1'deki gibi DÇB, "S" şeklindeki çarpışma koluyla güçlendirilmiş çarpışma bölgesi ise SÇB olarak adlandırılmıştır.

Tablo 1. Düz ve "S" şeklindeki çarpışma koluna sahip çarpışma bölgelerinin tanımı

Table 1. Description of collision zones with straight and "S" shaped collision arms.

Çarpışma kolları	Düz çarpışma kolu kalınlığı (mm)	'S' şeklindeki çarpışma kolu kalınlığı (mm)
DÇB	Düz	2.6
SÇB	Düz ve 'S' şeklindeki	2

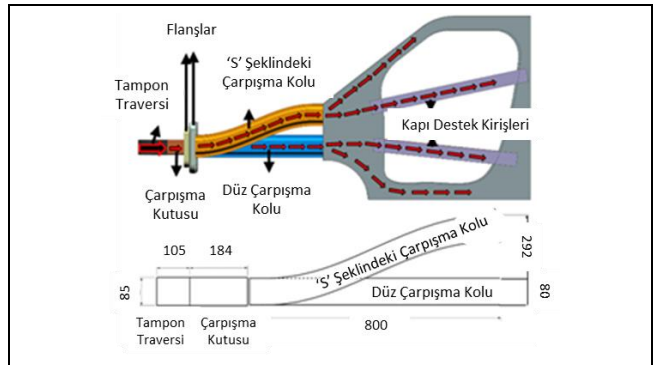
Sadece düz çarpışma koluna sahip ön çarpışma bölgesi (DÇB) Şekil 5'te üç ve iki boyutlu olarak verilmiştir. Düz çarpışma kolunun kesit geometrisi incelenen literatür araştırmaları sonucunda kare kesite sahip, boyutları 800 mm, 80 mm, 80 mm olarak tasarlanmıştır [8]. Taşıt ön bölgesinde yer alan destek transversinin boyutları 105 mm, 1525 mm, 85 mm olarak, çarpışma kutusunun ölçüleri ise 184 mm, 100 mm, 85 mm olacak şekilde tasarlanmıştır. Destek transversinin her iki tarafından 1500 mm radyus verilmiştir.



Şekil 5. Düz çarpışma koluna sahip ön çarpışma bölgesinin (DÇB) sonlu elemanlar modeli ve iki boyutlu ölçülendirmesi.

Figure 5. Finite element model and two-dimensional dimensioning of the forward collision zone with a straight collision arm (DÇB).

Tasarlanan "S" şeklindeki çarpışma kolunun geometrisinde belirleyici en önemli etmenlerden biri yük yollarının sürdürülebilir ve devamlı bir şekilde sağlanması olmuştur. Tasarım geometrisi, "S" şeklindeki çarpışma kolunun A direğiyle olan yük yolu sürdürülebilirliğini sağlamak amacıyla tasarlanmıştır. Bu sürdürülebilir yük yolları çarpışma sonucu açığa çıkan kuvveti aracın iki farklı bölgesine ileterek aracın daha verimli bir şekilde enerji sönmünebilmesine olanak sağlamaktadır. Düz ve "S" şeklindeki çarpışma kollarına sahip güçlendirilmiş ön çarpışma bölgesi (SÇB) Şekil 6'da üç boyutlu ve iki boyutlu olarak verilmiştir.

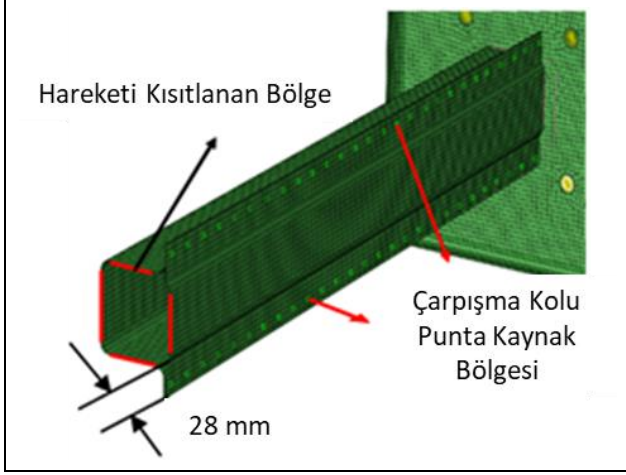


Şekil 6. 'S' şeklindeki çarpışma koluna güçlendirilmiş ön çarpışma bölgesinin (SÇB) yük yolu dağılımı ve iki boyutlu ölçülendirmesi.

Figure 6. Load path distribution and two-dimensional dimensioning of the frontal collision zone reinforced by the 'S' shaped collision arm (SÇB).

“S” şeklindeki çarpışma kolu Şekil 6’da görüldüğü gibi yüksekliği 292 mm, “S” şeklinin kıvrımının X eksenine göre açısı 22.5° ve toplam uzunluğu 800 mm olarak tasarlanmıştır. 2 mm et kalınlığına sahip “S” şeklindeki her bir çarpışma kolunun kütlesi 5.15 kg’dır.

Literatürde yapılan çalışmalara paralel olarak kaynak kalitesinden ödün vermeden en az sayıda punta kaynağı oluşturabilmek için tasarlanan üst ve alt etek genişliklerinin kopyalama yüzeyleri Şekil 7’deki gibi 28 mm olarak tasarlanmıştır. Çarpışma kolunu ve flanşını birbirine bağlamak amacıyla punta kaynak kullanılmıştır.



Şekil 7. Çarpışma kolunun punta kaynak ve hareketi kısıtlanan bölgesi.

Figure 7. Spot welding and displacement restricted area of collision arm.

2.3 Ön çarpışma bölgesi simülasyon modeli

FCA punta kaynak normu baz alınan tasarımda punta kaynağını daha iyi dağıtmak amacıyla punta kaynağının merkez noktaları arasındaki mesafe 35 mm olarak, punta kaynağın çapı ise 10 mm olarak tasarlanmıştır (Şekil 7).

Çarpışma kolları ve kapakların arasında punta kaynak tanımı, iki parça arasındaki bağlantıyı sağlamak amacıyla gerçekleştirilmiştir. Çarpışma kollarının yan çıkıntı yüzeylerine oluşturulacak punta kaynağının çapını ve miktarını belirlemek için FCA punta kaynak standartları baz alınmış ve sonlu elemanlar yazılımında ‘Rbe2’ eleman tipinde 27 tane punta kaynak tanımı Şekil 7’deki bölgelerde tanımlanmıştır. Punta kaynak merkez noktaları arasındaki mesafe 35 mm ve punta kaynak çapı ise 10 mm olacak biçimde oluşturulmuştur.

Aracın ön çarpışma bölgesinde yer alan komponentlerin elemanları 5 mm boyutuna sahip olup kabuk eleman yapısı (S3R ve S4R) olarak tanımlanmıştır. Modelde 66265 adet eleman ve 67306 adet düğüm vardır. Modelde komponentler arasındaki bağlantıyı tanımlamak amacıyla civata bağlantıları, gaz altı kaynaklar ve punta kaynak tipleri kullanılmıştır. Destek traversi ve çarpışma kutusu arasında, flanşlar ve çarpışma kolları arasında kaynak bölgeleri oluşturulmuştur. Bu kaynak bölgelerinde iki parça arasındaki düğümler ‘rbe2’ eleman tipiyle birbirine bağlanmış olup tüm eksenlerde hareketleri kısıtlanmıştır [17]. Civatalı bağlantının görevi, çarpışma esnasında flanş ile darbe sönümleyici elemanlar arasındaki bağlantıyı sağlamasıdır. Deformasyonuna izin verilmeyen rijit duvar dört düğüme sahip kabuk elemandan oluşturulmuştur. Rijit duvar ile çarpışma bölgesinin başlangıcı olan tampon

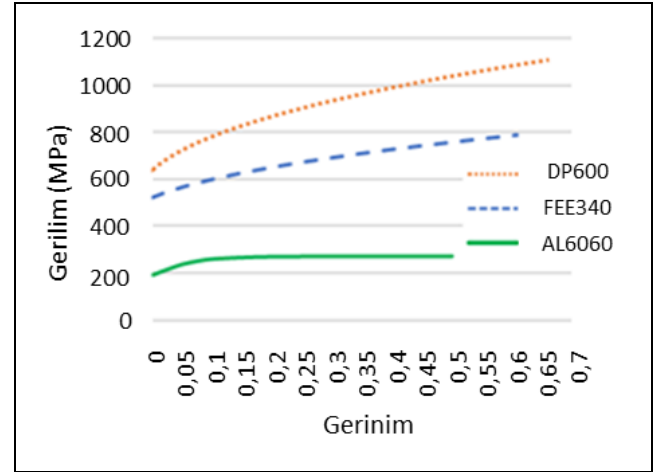
traversi arasında temas ilişkisi tanımlanmıştır. Altair Hypermesh’in Abaqus yazılımı eklentisi kullanılarak modellenmiştir.

Taşıt ön bölgesindeki çarpışma kollarında FEE340, flanşlarda DP600 ve çarpışma kutuları ile tampon traversinde AL6060 malzemeleri kullanılmıştır ve malzeme özellikleri Tablo 2’de gösterilmiştir.

Tablo 2. DP600, AL6060 ve FE için malzeme özellikleri.

	Yoğunluk [ton/mm ³]	Elastisite Modülü [MPa]	Akma Gerilmesi [MPa]
DP600	7.68E-09	210000	640
AL6060	2.7E-09	68000	191
FEE340	7.68E-09	210000	522

Tampon traversinde ve çarpışma kutularında kullanılan malzemelerin et kalınlıkları her iki model için 3 mm olarak tanımlanmıştır. Çelik ve alüminyum malzemelerin plastik şekil değişimleri Şekil 8’de verilmiştir.



Şekil 8. FEE340 ve DP600 çelik ve AL 6060 alüminyum malzemelerin plastik şekil değiştirme eğrileri.

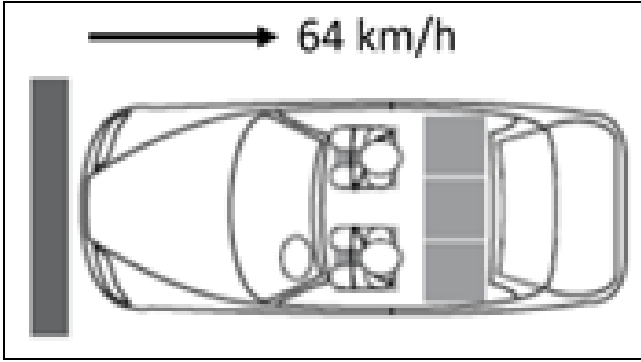
Figure 8. Plastic strain curves of DP600, FEE340 steels and AL6060 aluminum.

Ön çarpışma bölgesi modeline çarpıtılacak rijit duvar kütlesi, aracın 1000 kg’lık boş kütlesine eşit olacak şekilde tanımlanmıştır. 1000 kg kütleye ve 64 km/h hızı sahip rijit bir duvarda açığa çıkan çarpma enerjisi Denklem (1)’de verilmiştir.

$$E_k = \frac{1}{2} mV^2 = \frac{1}{2} 1000(17.77)^2 = 158 \text{ kJ} \quad (1)$$

Ön ve üst çarpışma kollarının malzeme et kalınlıklarının geniş bir aralıkta incelenmesi amacıyla Şekil 9’daki gibi %100 kapatmalı ve 64 km/h hızındaki rijit duvar aracın çarpışma bölgesine çarpıtılmıştır. Senaryo seçilirken literatür çalışmaları göz önüne alınmıştır [11],[12].

Sonlu elemanlar analizi sonucunda her bir parçanın sönümediği enerji, parçalarda oluşan deplasman, yolcu kabinine iletilen kuvvet miktarları gibi eğrileri elde etmek için 120 ms analiz süresinde eşit zaman dilimlerinde değerler alınmıştır.



Şekil 9. İlk hızı 64 km/h ve %100 kapatmaya (offsete) sahip rijit duvar senaryosu.

Figure 9. Rigid wall scenario with 64 km/h initial speed and 100% offset.

Zamana bağlı dinamik analizler için zaman adımı, analiz çözüm süresi ve analizin güvenilirliği açısından önemli bir rol oynamaktadır. Literatürde çarpışma analizlerinin çözüm süreleri incelendiğinde genel olarak 120 ms civarında olduğu görülmüştür [12]. Bu araştırmaların sonucunda bu çalışmada analiz süresi 120 ms seçilmiştir. Analizin süresinin ölçeklendirme faktörü ve otomatik zaman artımı özelliği yazılımın dinamik analiz için önerdiği değerler kullanılmıştır.

Çarpışma analizleri gibi aşırı deformasyonların meydana geldiği analizlerde parçalar kendileri arasında temasa girme ihtimali yüksektir. Bu durum için yazılımın içerisinde modeli oluşturan tüm parçalar genel temasa dahil edilmiştir. Metaller arasındaki genel temastaki sürtünme katsayısı 0.15 alınmıştır. Rijit duvarın başlangıç hızı 64 km/h değerinde, çarpışma bölgesinin arkasındaki düğümleri ankastre mesnet olarak tanımlaması yapılmıştır.

Çalışmadaki Düz ve "S" şeklindeki çarpışma koluyla güçlendirilmiş çarpışma elemanların darbe sönümleme performanslarını belirlemek için çarpışma kuvveti verimliliği kullanılarak değerlendirilmiştir [2]. Çarpışma esnasında sistemde oluşan ortalama kuvvet değerinin, maksimum kuvvet değerine oranı olarak, 0 ile 1 arasında değişir. Bu oran CFE katsayısını vermektedir ve aşağıdaki formül ile ifade edilmektedir:

$$CFE = \frac{F_{ort}}{F_{pik}} \quad (2)$$

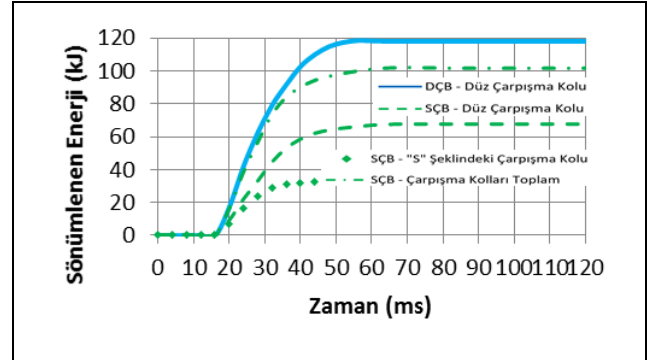
CFE değeri, darbe emici parçaların ezilmesi sonucunda ortaya çıkan yavaşlama ivme değerinin yolcuya meydana getirdiği hasarın seviyesini belirlemede rol oynamaktadır. CFE 1'e yaklaştığı senaryolarda, kuvvet-deplasman eğrisi de yatay düzlemde o kadar düzleşir. Düşük CFE değeri yüksek derecede pik kuvvetlerini meydana getireceği için yolcu ve taşıt için riskleri artırır. Sonuç olarak CFE değeri 1'e ne kadar yakın olursa o kadar yüksek çarpışma performansının verimliliği artmış olur.

3 Bulgular

Bu çalışmada düz çarpışma koluna sahip klasik ön çarpışma bölgesine (DÇB) haiz bir model ile 'S' şeklindeki çarpışma kolu ile güçlendirilmiş ön çarpışma bölgesine (SÇB) haiz modellerin çarpışma performansları karşılaştırılmış ve 'S' şeklindeki çarpışma kolu ile güçlendirilmiş modelde oluşan yük yollarının çarpışma performansına etkisi incelenmiştir. Her iki modelde

parçalarda oluşan deplasman miktarı, parçaların sönümlediği enerji miktarı, CFE değerleri ve yolcu bölmesine iletilen yüklerin eğrileri sonlu elemanlar yazılımında simüle edilerek değerlendirilmiştir.

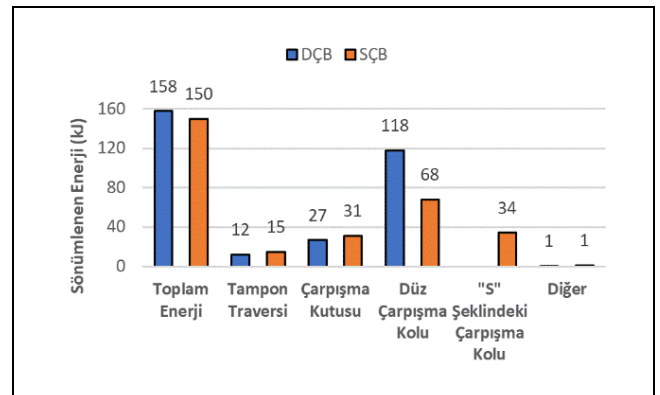
Şekil 10'da DÇB ve SÇB modelleri için çarpışma kollarında sönümlenen enerjinin zamana bağlı değişimi verilmektedir. DÇB 'nin düz çarpışma kolu 118 kJ; SÇB 'nin çarpışma kolları ise düz çarpışma kolunda 68 kJ, "S" şeklindeki çarpışma kolunda 34.4 kJ olmak üzere toplamda 102.4 kJ enerji sönümlenmiştir. DÇB 'de düz çarpışma kolu %73.8 enerjini tek başına sönümleyenken, SÇB 'de düz çarpışma kolunda %43.4, "S" şeklindeki çarpışma kolunda ise %24.2 enerji sönümlenmiştir.



Şekil 10. DÇB ve SÇB için sadece çarpışma kollarının enerji sönümlemesinin zaman ile değişimi.

Figure 10. Variation of energy dissipation of only collision arms with time for DÇB and SÇB.

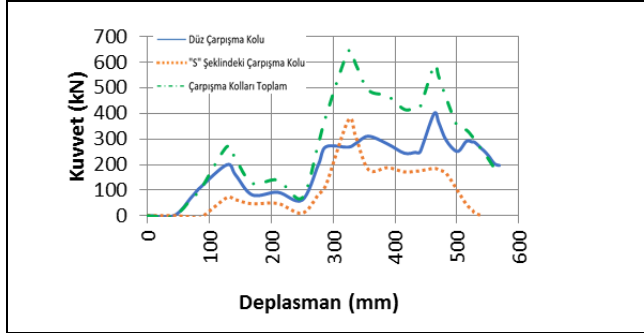
Şekil 11'de DÇB ve SÇB modelleri için çarpışma kollarında her bir eleman tarafından sönümlenen enerji değerleri verilmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere DÇB 'nin tüm elemanların sönümlediği toplam enerji 158 kJ dur. Açığa çıkan enerjinin 12.3 kJ seviyesinde tampon traversi, 26.9 kJ seviyesinde çarpışma kutuları, 118.6 kJ seviyesinde çarpışma kolları sönümlediği görülmüştür. SÇB'nin çarpışma kollarının sönümlediği enerji 112.4 kJ olmakla birlikte bu enerji S şeklindeki çarpışma kolu tarafından 34.4 kJ, düz çarpışma kolu tarafından 68 kJ sönümlendiği görülmüştür. Yüzde değerler ise çarpışma sonucu çıktı olarak her bir elemanın sönümlediği enerjiler Abaqus yazılımından çekilmiş ve toplam enerjiye oranlanmıştır.



Şekil 11. DÇB ve SÇB için çarpışma bölgesi elemanlarının sönümlediği enerji miktarları.

Figure 11. Absorbed energy amounts of the collision zone elements for the DÇB and the SÇB.

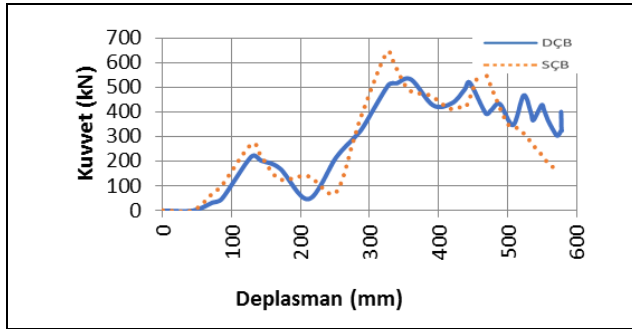
Şekil 12’de yalnızca SÇB için düz ve “S” şeklindeki çarpışma kollarından yolcu kabinine iletilen kuvvetin deplasmana bağlı değişimi verilmiştir. Şekilden, SÇB’nin düz çarpışma kolunun 463 mm deplasman miktarında, “S” şeklindeki çarpışma kolunun ise 324 mm deplasman miktarında pik kuvvet yaptığı görülmüştür.



Şekil 12. SÇB için düz ve 'S' şeklindeki çarpışma kollarından yolcu kabinine iletilen kuvvetin deplasmana bağlı değişimi.

Figure 12. The displacement dependent variation of the force transmitted from the straight and 'S' shaped collision arms to the passenger compartment for the SÇB.

Şekil 13’te DÇB ve SÇB’nin yolcu bölgesine iletilen yükün çarpışma bölgesindeki komponentlerin toplam deplasmanına bağlı eğrisi verilmiştir. Şekilde, yolcu kabinine iletilen maksimum kuvvetin DÇB için 531.9 kN, SÇB için ise 641.2 kN olduğu görülmektedir.

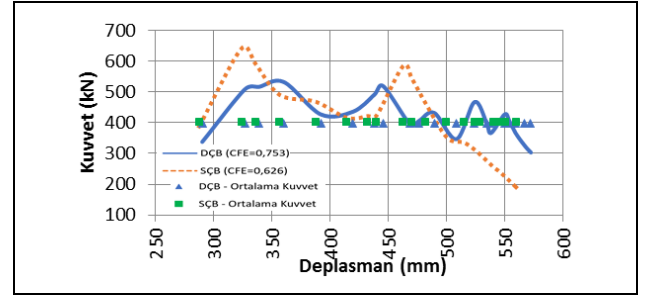


Şekil 13. DÇB ve SÇB için yolcu kabinine iletilen kuvvet ve aracın çarpışma elemanlarının toplam deplasmanı (aracın ezilmesi).

Figure 13. The force transmitted to the passenger compartment and the total displacement of the vehicle's collision elements (vehicle crushing) for the DÇB and SÇB.

Şekil 14’te DÇB ve SÇB modellerde çarpışma kollarının deplasmana uğradığı aşama için, sırasıyla, düz ve düz + “S” şeklindeki çarpışma kollarından yolcu kabinine iletilen kuvvetin deplasmana bağlı değişimi verilmiştir.

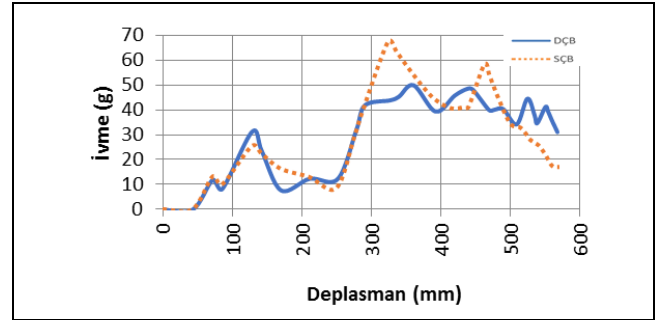
Denklem 2 kullanılarak CFE değerleri hesaplanmış ve şekilde parantez içinde değerleri verilmiştir. Düz eğriler ise ortalama kuvveti göstermektedir. SÇB 'de düz çarpışma kolunun şasi kısmına ilettiği ortalama 273.5 kN ve “S” şeklindeki çarpışma kolunun A direğine ilettiği ortalama 127.6 kN olmak üzere toplamda ortalama 400 kN kuvvet, aracın iki farklı kısmında sönümlenmiştir. Ayrıca, Şekil 14’te, SÇB için, “S” şeklindeki çarpışma kolu 324 mm deplasmanda 373.1 kN luk bir pik kuvvet oluştururken düz çarpışma kolu 463 mm deplasmanda 399.2 kN’luk bir pik kuvveti oluşturduğu gözlenmiştir.



Şekil 14. DÇB ve SÇB için, çarpışma kollarının kuvvet-deplasman eğrisi ve ortalama kuvvet (parantez içindekiler çarpışma kollarının CFE değerlerini ve doğrusal çizgiler ortalama kuvveti göstermektedir).

Figure 14. Force-displacement curve and average force of the collision arms for the DÇB and SÇB (in parentheses show the CFE values of the collision arms and the linear lines show the average force).

Şekil 15’te DÇB ve SÇB modelleri için yolcu bölümündeki yavaşlama ivmesi ile çarpışma bölgesindeki elemanların oluşan toplam deplasmanı ile değişimi gösterilmiştir. DÇB için 361 mm deplasmanda 49.9 g, SÇB için ise 324 mm deplasmanda 67.5 g değerindeki en yüksek ivme değerinin oluştuğu görülmektedir.



Şekil 15. DÇB ve SÇB için yolcu kabini yavaşlama ivmesinin aracın çarpışma elemanlarının toplam deplasmanı (aracın ezilmesi) ile değişimi.

Figure 15. Variation of passenger compartment deceleration acceleration with the total displacement of the vehicle's collision elements (vehicle crushing) for DÇB and SÇB.

Her iki tasarımdan elde edilen simülasyon sonuçları bir araya toplanmış ve Tablo 3’te gösterilmiştir. Çarpışma kollarının CFE oranları Denklem (2) yardımı ile SÇB için 0.626, DÇB için ise 0.753 olarak hesaplanmış ve Tablo 3’te gösterilmiştir.

Tablo 3. Düz ve “S” şeklindeki çarpışma koluna sahip çarpışma bölgelerinin tanımı

Table 3. Description of collision zones with straight and “S” shaped collision arms

	DÇB	SÇB
Şasiye iletilen ort. kuvvet (kN)	400	273.5
A direğine iletilen ort. kuvvet (kN)	-	127.6
Pik kuvvet (kN)	531.9	641.2
CFE	0.753	0.626
Maks. deplasman (mm)	579.5	598.9
Maks. ivme (g)	50	67

SÇB 'de “S” şeklindeki çarpışma kolunun ve düz çarpışma kolunun pik kuvvetinin farklı deplasman noktalarında oluşması nedeniyle (324 ve 463 mm) “S” şekline sahip üst çarpışma kolu kullanımının yolcu kabinine iletilen pik kuvveti iki farklı

bölgeye yaydığı görülmüştür. DÇB 'de şasiye iletilen ortalama kuvvet 400 kN iken, SÇB 'de şasiye iletilen ortalama kuvvet 273 kN, A direğine iletilen ortalama kuvvet 127 kN'dur. SÇB çarpışma sonucu oluşan kuvveti aracın iki bölmesine ayırmış, toplam ortalama kuvvet her iki modelde aynı olmasına rağmen SÇB 'nin iki yönlü yük yolunun oluşturduğu görülmüştür.

4 Sonuçlar

Bu çalışmada, ilk olarak, tasarlanan örnek bir aracın eleman yoğunluklarını elde etmek amacıyla çeşitli senaryolar uygulanmış ve otomobiller için topoloji optimizasyonu yapılmıştır. Topoloji optimizasyonu sonucu eleman yoğunlukları baz alınarak aracın çok yönlü ve sürekli yük yolları belirlenmiştir. Ön çarpışma bölgesi, kaza anında açığa çıkan kuvveti taşıta iki farklı bölgeye yaymak amacıyla çok yönlü ve sürekli yük yolları esas alınarak tasarlanmıştır. Parametrik karşılaştırma yapabilmek amacıyla iki farklı ön çarpışma bölgesi modeli oluşturulmuş ve modellere belirli bir ilk hızda rijit duvar testi uygulanmıştır. Son olarak, iki adet ön çarpışma bölge modeli karşılaştırılarak, üst çarpışma kolu kullanımının otomobil çarpışma performansına olan etkileri incelenmiştir.

Simülasyon sonuçları incelendiğinde "S" şeklindeki çarpışma koluna sahip olan tasarımın (SÇB), çarpışma sırasında oluşan kuvvetleri sadece şasi kısmına iletmekle kalmadığı ayrıca A direğine de ilettiği görülmüştür. SÇB 'nin, ön çarpışma bölgesinde oluşan kuvveti aracın iki farklı bölmesine yaydığı ve bu sayede düz çarpışma koluna sahip ön çarpışma bölgesine (DÇB) göre şasiye iletilen ortalama kuvveti %46 azalttığı görülmüştür.

DÇB'nin çarpışma sırasında tek zaman diliminde pik kuvveti oluşturduğu görülmüştür. Bunun yanı sıra SÇB 'de iki farklı çarpışma kolu olması nedeniyle ilk önce "S" şeklindeki çarpışma kolu vasıtasıyla A direğinde pik kuvveti oluşmuş, sonrasında ise düz çarpışma kolu vasıtasıyla şasi bölgesinde pik kuvveti oluşmuştur. Bunun sonucunda SÇB 'nin yolcu kabininde oluşan pik kuvveti de iki farklı zaman dilimine ayırdığı görülmüştür (Şekil 12).

Simülasyonlarda pik kuvvetin çarpışmanın ilk anlarında (çarpışma kollarında ilk burkulma tamamlanırken) oluştuğu görülmektedir. Buna karşın, çarpışma kollarının uç kısımlarına ezilme kolaylaştırıcı (trigger) şekiller verilerek, çarpışma anında açığa çıkan pik kuvvet seviyelerini düşürmek mümkün hale gelmektedir. Bahsedilen bu etkiyi gösterecek özel form şekillerine sahip ön çarpışma kolları ve ön çarpışma kollarında alüminyum köpük malzemesinin takviyesi/güçlendirilmesi gelecek çalışmalar için oldukça ilginç konular olabilir. Bunun yanında ön çarpışma bölgesine "S" şeklinde bir üst çarpışma kolunun eklenmesi taşıt gövdesindeki toplam kütleyi arttırmaktadır. Bu sebeple üst çarpışma kolunda yoğunluğu düşük ve yüksek mukavemetli kompozit malzemelerin kullanılması da diğer bir çalışma konusudur.

5 Conclusions

In this study, firstly, various scenarios were applied to obtain the element densities of a designed sample vehicle and topology optimization was made for the automobiles. As a result of topology optimization, multidirectional and continuous load paths of the vehicle were determined based on element densities. The front collision zone is designed on the basis of multi-directional and continuous load paths in order to spread the force released in the event of an accident to two

different parts of the vehicle. In order to make parametric comparison, two different frontal collision zone models were created and a rigid wall test was applied to the models at a certain initial speed. Finally, the effects of the use of the upper collision arm on automobile crash performance were investigated by comparing two frontal collision zone models.

When the simulation results are examined, it is seen that the design with the "S" shaped collision arm (SÇB) not only transmits the forces generated during the collision to the chassis part, but also to the A-pillar. It has been observed that the SCF spreads the force generated in the forward collision zone to two different compartments of the vehicle, thus reducing the average force transmitted to the chassis by 46% compared to the forward collision zone (AFP) with the straight collision arm.

It has been observed that the DÇB generates the peak force in a single time period during the collision. In addition, due to the presence of two different collision arms in the SCF, the peak force was first formed on the A-pillar through the "S" shaped collision arm, and then the peak force was formed in the chassis region through the straight collision arm. As a result, it was observed that the SCF divides the peak force in the passenger cabin into two different time periods (Figure 12).

In the simulations, it is seen that the peak force occurs in the first moments of the collision (when the first buckling in the collision arms is completed). On the other hand, it is possible to reduce this peak force value, which occurs in the first moments of the collision, by giving crush-inducing (trigger) forms to the ends of the collision arms. Front collision arms with a special form and aluminum foam reinforcement in front collision arms are very interesting study subjects for the future. In addition, the addition of an "S" shaped upper collision arm to the front collision area increases the total mass of the vehicle body. For this reason, the use of low-density and high-strength composite materials in the upper collision arm is another subject of study.

6 Yazar katkı beyanı

Gerçekleştirilen çalışmada, Fahri Berk BİLBAY literatür taraması, tasarımın yapılması, kaynak ve malzemelerin temini, analizlerin gerçekleştirilmesi, veri toplama, yazım, Murat REİS fikrin oluşturulması, literatür taraması, veri toplama, yazım ve eleştirel inceleme, Betül GÜLÇİMEN ÇAKAN literatür taraması, analizlerin gerçekleştirilmesi, yazım ve eleştirel inceleme, Cihat ENSARIOĞLU literatür taraması, veri toplama, yazım ve eleştirel inceleme, Mustafa Cemal ÇAKIR fikrin oluşturulması, eleştirel incelemede katkı sunmuşlardır.

7 Etik kurul onayı ve çıkar çatışması beyanı

Hazırlanan makalede etik kurul izni alınmasına gerek yoktur.

Hazırlanan makalede herhangi bir kişi/kurum ile çıkar çatışması bulunmamaktadır.

8 Kaynaklar

- [1] Çakan BG, Ensarioğlu C, Çakır MC. "Farklı oranlarda alüminyum köpük takviyeli çarpışma-kutularının mekanik performanslarının karşılaştırılması". *Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, 21(1), 295-305, 2019.
- [2] Altın M. "Investigation of performances of energy absorbing profiles having different geometries under oblique loads". *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 34(3), 1518-1525, 2019.

- [3] Ensarioğlu C, Çakan BG, Reis M, Koluk H, Celik H, Uguz A, Cakir MC. "Reinforcement of a thermoplastic crash-box with aluminum foam and tie beams". *Academic Conference on Engineering, IT and Artificial Intelligence (AC-EITAI)*, Prague, Czech Republic, 10-13 August 2018.
- [4] Baskin DM, Reed DB, Seel TN, Hunt MN, Oenkal M, Takacs Z, Vollmer AB. "A case study in structural optimization of an automotive body-in-white design". *SAE World Congress & Exhibition*, Detroit, United States, 14-17 April 2008.
- [5] Christensen J, Bastien C, Blundell MV, Gittens A, Tomlin O. "Lightweight hybrid electrical vehicle structural topology optimisation investigation focusing on crashworthiness". *Int. J. Vehicle Structures & Systems*, 3(2), 113-122, 2011.
- [6] Bhosale SH, Kalal MG, Sahu A. "Systematic Approach for Structural Optimization of Automotive Systems". SAE Technical Paper, Pennsylvania, United States, 01-5018, 2017.
- [7] Kim, HS, Wierzbicki T. "Closed-form solution for crushing response of three-dimensional thin-walled "S" frames with rectangular cross-sections". *International Journal of Impact Engineering*, 30(1), 87-112, 2004.
- [8] Liu XT, Liu CH, Shi SL, Zhao LH, Huang H. "The analysis of front rail crash on mini-bus chassis". *International Conference on Computer and Automation Engineering*, Singapore, Singapore, 26-28 February 2010.
- [9] Zhou Y, Lan F, Chen J. "Crashworthiness research on S-shaped front rails made of steel-aluminum hybrid materials". *Thin-Walled Structures*, 49(2), 291-297, 2011.
- [10] Cai K, Wang D. "Optimizing the design of automotive S-Rail using grey relational analysis coupled with grey entropy measurement to improve crashworthiness". *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 56(6), 1539-1553, 2017.
- [11] Tahan FJ, Park CK, Morgan RM, Cui C, Brar B, Shanks K, Kan CD. "The Effect of Reduced Mass on Frontal Crashworthiness". *IRCOBI Conference*, Gothenburg, Sweden, 11-13 September 2013.
- [12] Deb A, Gunti RS, Chou C, Dutta U. "Use of truncated finite element modeling for efficient design optimization of an automotive front end structure". SAE Technical Paper, No. 2015-01-0496, 2015.
- [13] Saputra H, Rochardjo HS. "The prediction of energy-absorption on the car crush box". *International Science and Technology-Computer (ICST) Conference*, Yogyakarta, Indonesia, 11-12 July 2017.
- [14] Wang T, Wang L, Wang C, Zou X. "Crashworthiness analysis and multi-objective optimization of a commercial vehicle frame: A mixed meta-modeling-based method". *Advances in Mechanical Engineering*, 10(5), 1-12, 2018.
- [15] Ramezani-Khansari E, Nejad FM, Moogeh S. "Comparing time to collision and time headway as safety criteria". *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 27(6), 669-675, 2020.
- [16] Anonim. "Mazda Skyactiv-Body Technology" <https://www.mazda.com/en/archives/skyactiv/skyactiv-body/> (20.05.2019).
- [17] Rahman MM, Rosli AB, Noor MM. "Fatigue Analysis of Spot-Welded Joints using Finite Element Analysis Approach", *Regional Conference On Engineering Mathematics, Mechanics, Manufacturing & Architecture*, Kuala Lumpur, Malaysia, 27-28 November 2007.