

ÇİFT BORULU KONVANSİYONEL BİR TAŞIT AMORTİSÖRÜNDE PLASTİK KORUYUCU GÖVDE KAPAĞI MALZEME DEĞİŞİMİNİN YORULMA DAYANIMI ÜZERİNE ETKİSİ

Tuncay ALPAR *^{ID}
Abdurrahim ARKAN **^{ID}
Ramazan FERİK ***^{ID}
Enes ERFEN ****^{ID}

Alınma: 25.09.2024 ; düzeltme: 16.12.2024 ; kabul: 21.12.2024

Öz: Süspansiyon sistemi aracın güvenliğini, dinamiğini, yol tutuşunu ve sürüş konforunu etkiler. Yaylar araca yoldan gelecek tepkileri üzerine alarak salınım yapar. Amortisörler ise açık ve kapalı boy arasında sıkıştırma ve açılma yaparak salınımı sönümler. Salınım sönümleme esnasında amortisör, üzerine gelen şiddetli darbeler altında basma ve çekme kuvvetlerine maruz kalırlar. Sıkıştırma tamponu oluşacak ani kuvvetlerde enerjinin bir kısmını üzerine alarak amortisörün zarar görmesini önler ve oluşacak gürültüyü azaltır. Parçaların üzerine gelen kuvvetler malzemelerin zamanla yorulmasına ve bu yorulma neticesinde kalıcı deformasyonlara, çatlaklara ve kırılmalara neden olarak parçaların işlevlerini yitirmelerine neden olabilir. Bu çalışmada öngörülen kuvvetler ve yorulmalar göz önüne alınarak koruyucu gövde kapağı için termoplastik malzemelerden PP Moplen EP3307, PP Hostacom PPR 1042 12, PA66, PA66+GF30 seçilmiştir. Bu malzemeler, geometri sabit tutularak sonlu elemanlar yöntemiyle analiz edilmiş ve yapılan laboratuvar testleri ile incelenmiş, üretime uygunluğuna karar verilmiştir. İdeal dayanım ve maliyet göz önüne alınarak bu çalışmada PP Hostacom PPR 1042 12 malzemesi seçilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Süspansiyon Sistemi, Amortisör, Üst Kapak, Yorulma Testi

Effect of Plastic Upper Cap Material Change on Fatigue Strength of A Double Tube Conventional Vehicle Shock Absorber

Abstract: The suspension system affects vehicle safety, dynamics, handling and driving comfort. Springs oscillate by taking the reactions of the vehicle from the road. Shock absorbers dampen the oscillation by compression and rebound between open and closed length. During oscillation damping, the shock absorber is subjected to compression and tensile forces under severe impacts. The compression bumper absorbs some of the energy in the sudden forces that will occur, preventing damage to the shock absorber and reducing the noise that will occur. The forces acting on the parts may cause fatigue of the materials over time and as a result of this fatigue, plastic deformation, cracks and fractures may cause the parts to lose their function. In this study, PP Moplen EP3307, PP Hostacom PPR 1042 12, PA66, PA66+GF30 were selected for striker cap from thermoplastic materials considering the predicted forces and fatigue. These materials were analyzed with the finite element method by keeping the geometry constant and examined with laboratory

* Maysan Mando Demirtaş Dumlupınar OSB, Mh, Hanımeli Sk. No:10, 16245 Osmangazi/Bursa
Bursa Uludağ Üniversitesi Görükle Kampüsü, 16059 Nilüfer/Bursa

** Maysan Mando Demirtaş Dumlupınar OSB, Mh, Hanımeli Sk. No:10, 16245 Osmangazi/Bursa

*** Maysan Mando Demirtaş Dumlupınar OSB, Mh, Hanımeli Sk. No:10, 16245 Osmangazi/Bursa
Bursa Uludağ Üniversitesi Görükle Kampüsü, 16059 Nilüfer/Bursa

**** Bursa Uludağ Üniversitesi Görükle Kampüsü, 16059 Nilüfer/Bursa
İletişim Yazarı: Tuncay ALPAR (talpar@maysanmando.com)

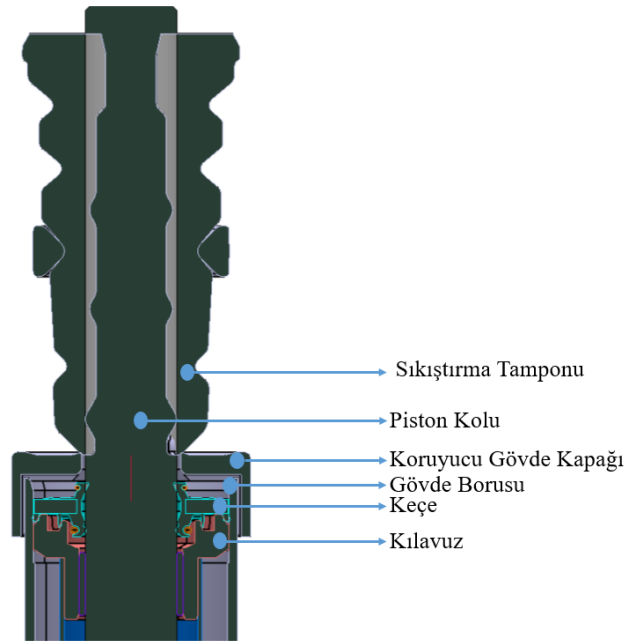
tests and it was decided that they were suitable for production. Considering the ideal strength and cost, PP Hostacom PPR 1042 12 material was selected in this study.

Keywords: Suspension System, Shock Absorber, Striker Cap, Upper Cap, Fatigue Test

1. GİRİŞ

Araçların yol seyri sırasında sürüş güvenliği önemlidir. Güvenlik, aracın içerisindeki birçok alt parçanın doğru çalışması ve aracın ömrü boyunca sağlıklı çalışması ile sağlanır. Süspansiyon sistemi, araç dinamiğini, yol tutuşunu, viraj performansını ve sürüş konforunu doğrudan etkiler. Süspansiyon sistemi birçok alt bileşenden oluşur. Sürüş konforunu ve güvenliği etkileyen temel bileşenler yay, amortisör ve bağlantı elemanlarıdır. Yay yol profilindeki düzgünsüzlüklerden kaynaklı kuvvetleri üzerine alarak salınım hareketi yapar, amortisör ise bu salınımı kısa sürede sönümler ve lastikler ile yol arası sürtünmeyi artırarak yol tutuşunu artırır (Güneri, 2019). Amortisör, içerisinde basınçlandırılmış gaz ve özel yağ barındırır. Amortisör içindeki piston valf grubu açılma-sıkışma hareketleri yaparak yağın hacminin yerini değiştirir veya sıkıştırır (Anaç, 2021). Amortisör içerisindeki hareket enerjisi ısı enerjisine dönüşerek salınım sönümlenir. Yağ kaçağı durumunda amortisörün performansı düşer, önlem alınmazsa uzun vadede güvenlik ve konforu etkiler.

Koruyucu gövde kapağı (üst kapak) gövde borusu üstünde konumlandırılmıştır. Koruyucu gövde kapağı, amortisörün kapanması esnasında amortisör gövdesinin ve keçesinin korunmasında rol oynar. Aynı zamanda amortisörü gövde üzerine gelebilecek toz ve nemden de korur (Talele, 1998). Koruyucu gövde kapağında oluşacak bir deformasyon keçenin zaman içinde zarar görmesine ve yağ kaçağına sebebiyet verebilir. Genellikle metal, plastik ya da kompozit malzemelerden üretilirler, otomobil üreticisinin istediği mekanik ve kimyasal dayanımı karşılaması çoğu durumda yeterlidir. Bazı durumlarda otomotiv üreticisi tarafından malzeme bilgisi tedarikçi ile paylaşılmaktadır.



Şekil 1:
Amortisör Üst Bölümü Kesit Görünümü

Amortisörün üst bağlantısı (bağlantı takozu) ile koruyucu gövde kapağı arasına sıkıştırma tamponu yerleştirilir. Sıkıştırma tamponu, amortisörün kapanması esnasında hareketi bir miktar kısıtlar. Amortisörün kapalı boya gelirken oluşacak gürültüyü azaltır ve amortisör üst bağlantısı ile koruyucu gövde kapağının doğrudan çarpışmasını engelleyerek yüksek kuvvetin doğrudan bu parçalar üzerine binmesini önler, amortisörün korunmasında ve sürüş hissiyatının iyileşmesinde rol oynar.

Amortisör, kapanma anında kapalı konuma yaklaştığı bölgede sıkıştırma tamponu koruyucu gövde kapağına temas eder ve temas anında oluşacak kuvvetler üst kapağı zamanla deforme edebilir. Koruyucu gövde kapağı ömrü boyunca maruz kaldığı kuvvetler etkisinde yorulabilir ve plastik deformasyona uğrayabilir. Gövde borusu ve keçeye fazladan kuvvet bindirerek koruma işlevini yitirebilir. Deformasyonlar sonucu amortisör zarar görerek aracın güvenliğini riske atmaktadır. Bu sebeple kapağın ömrü için doğru yol verileri öngörülmesi, oluşacak kuvvetler doğru tayin edilmelidir. Öngörülen kuvvetler neticesinde sıkıştırma tamponu ve koruyucu kapak malzemesi ve geometrisi seçilmelidir. Bu çalışmada, çalışma konusu aracın parametreleri ve öngörülen yol verileri ile birden fazla kapak materyali test edilmiş ve uygun olan materyal ile nihai ürünün üretilmesine karar verilmiştir. PP Moplen EP3307, PP Hostacom PPR 1042 12, PA66, PA66+GF30 malzemeleri sonlu elemanlar yöntemi ile analiz edilmiş, gerçek ürünlerle testler gerçekleştirilerek doğrulanmıştır. PP Moplen EP3307 analiz ve testlerde başarısız sonuç verirken, PP Hostacom PPR 1042, PA6.6, PA6.6+GF30 malzemeleri analiz ve testleri tamamlamıştır. Çalışmada üretilebilirlik ve maliyet açısından PP Hostacom PPR 1042 malzemesine karar verilmiştir. Deneysel çalışmalarda kullanılan bu dört malzeme, otomobil üreticileri tarafından genellikle plastik parçalarda sıkça kullanıldığı için ve hammadde kolaylığı açısından tercih edilmiştir. Çalışma içeriği farklı malzemelerle genişletilebilir. Literatürde plastik malzemelerin mekanik dayanımı üzerine birçok çalışma olsa da amortisör özelinde koruyucu kapak için herhangi bir çalışmaya rastlanılmamıştır. Spesifik olarak amortisör alanında plastik malzemeler ile yapılacak araştırmalar için bu çalışma rehber niteliğinde olacaktır.

2. MATERYAL YÖNTEM

Koruyucu gövde kapağı geometrisi, amortisörün üst kısmı geometrisine göre tasarlanmıştır. Orta kısım piston kolunun geçebileceği çapta (piston kolu çapından bir miktar büyük), iç çapı gövde borusuna sıkı geçecek çapta silindirik bir kapak şeklinde olan gövde kapağı, plastik enjeksiyon yöntemi ile üretilebilmektedir. Gövde koruyucu kapaklar, çelik malzemeler kullanılarak da imal edilebilmektedir ancak günümüzdeki maliyet ve ağırlık azaltma çalışmalarının neticesinde OEM (original equipment manufacturer: orijinal ekipman üreticisi) firmaları plastik malzemeleri tercih etmektedir. Çelik ile üretilen parçalar yüksek dayanım gösterse de otomobil üreticisi firmalar tarafından yüksek ağırlık ve maliyet nedeniyle tercih edilmemektedir. Ayrıca ortam koşullarından korunma anlamında da plastik malzemeler çeliklere göre üstündür. Genellikle savunma sanayinde veya ağır ticari araçlarda çelik koruyucu gövde kapağı tercih edilmektedir.

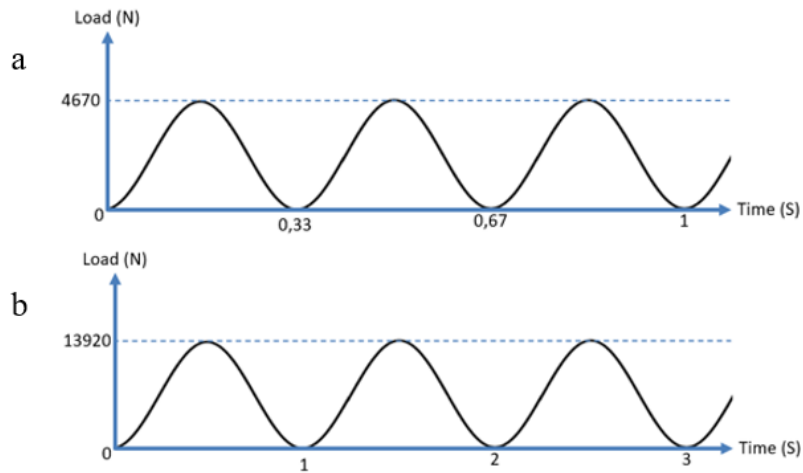
Plastik koruyucu gövde kapakları Termoplastik, termoset gibi kolay üretilebilir, maliyeti düşük ve daha hafif malzemeler doğru koşullar altında çeliğin bazı türlerinden daha yüksek dayanım gösterebilmektedir. Termoplastik malzemeler mekanik dayanım, kimyasal dayanım, hafiflik ve ekonomiklik avantajları göz önüne alındığında otomotiv sanayinde kullanımı oldukça yaygındır. Ağırlık azaltımından dolayı yakıt tasarrufu ve maliyet azaltımı sağlayabilmeleri

sayesinde üreticiler bu malzemeleri tercih etmektedirler (JOOST, 2012). Deneylerde kullanılan malzemelerin fiziksel ve mekanik özellikleri Tablo 1’de verilmiştir.

Tablo 1. Moplen EP3307, Hostacom PPR1042 12, PA6.6, PA6.6 + GF30 Malzeme Kıyaslaması

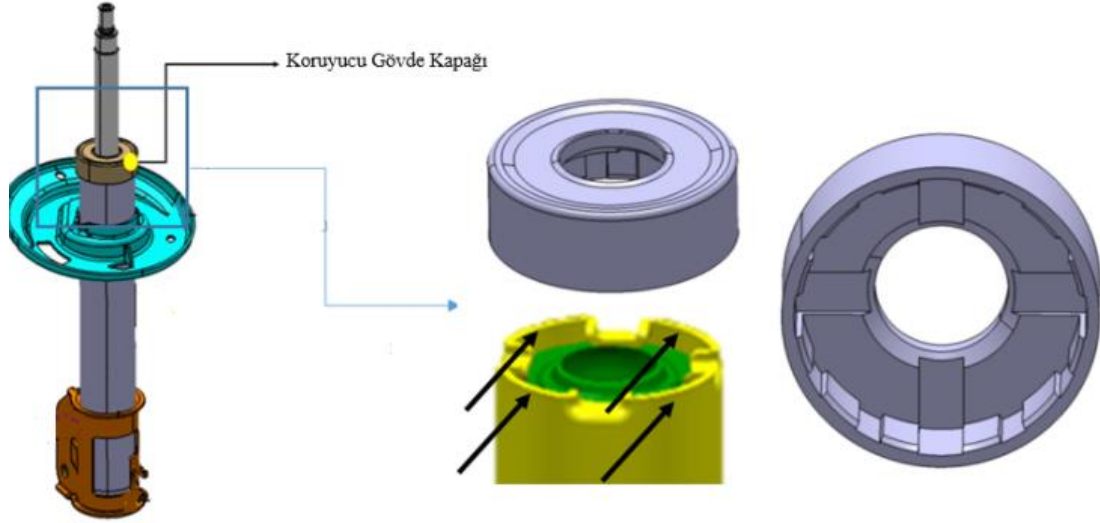
	Özellik	MOPLEN EP3307	HOSTACOM PPR 1042 12	PA 6.6	PA 6.6 + GF30	Birim	Test Metodu
		Değer	Değer	Değer	Değer		
Fiziksel Özellikler	Erime Akış Hızı, (230 °C/2.16 kg)	14	5,4	52,5	16,44	g/10 min	ISO 1133-1
	Yoğunluk	0,89	0,90	0,969	1,37	g/cm ³	ISO 1183-1
Mekanik Özellikler	Elastisite Modülü	1100	1100	3600/1500	9700/6500	MPa	ISO 527-1, -2
	Poisson Oranı	0,43	0,43	0,40	0,40		
	Akma Gerilmesi	19	26	95/60	170/130	MPa	ISO 527-1, -2
	Kopma Gerinimi	350	>50	10/>50	2,6/4	%	ISO 527-1, -2
Darbe Özellikleri	Akmada Şekil Değişimi	7	7	7	2,5	%	ISO 527-1, -2
	Charpy Darbe Dayanımı - Çentikli (23 °C)	40	10	6/12	11/13	kJ/m ²	ISO 179
	Vicat Yumuşama Sıcaklığı, (A50)	140	70	255	250	°C	ISO 306
	Isıl Eğilme Sıcaklığı B, (0,45 MPa, Tavlanmamış)	90	75	215	260	°C	ISO 75B-1, -2

Testler için istenen parametreler 12920 N, 2500 çevrim ve 4670 N, 1000000 çevrimdir. Yükleme tipi sinüzoidal 0-13920 N ve 0-4670 N’dir. Yükleme kuvvet-zaman grafikleri şekil 2’de verilmiştir. Bu testler sonrasında koruyucu gövde kapağının fonksiyonelliği bozulmaması istenmektedir. Amortisör için fonksiyonelliğin bozulması; görsel bozulma, kapağın keçeye değerek zarar vermesi ve yağ kaçağına sebep olmasıdır. Şekil 2’de gösterilen amortisör gövde borusu kapama tipinde, borunun köşelerden basılan kısımları keçeyi sabitlemektedir. Gövde borusunun açıkta kalan kısımları amortisörün kapanma hareketi esnasında koruyucu gövde kapağına baskı uygulayarak plastik deformasyona uğratmaktadır. Testlerde her bir malzemeye ait numuneden üç adet kullanılmış ve deformasyon sonuçları ortalama olarak bulgular bölümünde verilmiştir.



Şekil 2:

Deney ve SEY’de Kapaklara Uygulanan Kuvvet-zaman Grafikleri
a. 4670 N, 3 Hz, b. 12920 N, 1 Hz



Şekil 3:
Koruyucu Gövde Kapağı Geometrisi ve Amortisör Üzerinde Yerleşimi

Yorulma kuvvetleri ve maksimum kuvvet altında gerçekleştirilen testlerin uygulanması için bazı yöntemler mevcuttur. Öncelikle parçanın bilgisayar ortamında tasarımı ve simülasyonlar ile test edilmesi zaman tasarrufu sağlayacaktır. Parça tasarımı Catia V5R21 (Kıran, 2019) programında yapılmıştır. Yapılan tasarımların SEY analizleri Ansys 2023 R2 (Banginwar ve diğ., 2014) programı ile araç üretici firmanın topladığı yol verileri kullanılarak yapılmış, gerilmeler ve şekil değiştirmeler incelenmiştir. Analiz çalışmasının ardından aynı değerler ile gerçek numunelere testler gerçekleştirilmiştir. Analiz verileri gerçek veriler ile kıyaslanarak doğrulanmıştır.

Tüm malzemelerden numune üretilmiş ve test makinalarında yorulma testleri yapılmıştır. Testler esnasında bilgisayar kontrollü hidrolik MTS 25 kN yük kapasiteli servo hidrolik lineer aktüatör (Arkan, 2017) kullanılmıştır. Numuneler üzerinden alınan boyutsal ölçümler kumpas ve komparatör ile elde edilmiştir.

Çalışmada tekrarlı yüklemeler altında çalışan koruyucu gövde kapaklarının SEY analizi ve deney numunelerinin gerçek deformasyon miktarları kıyaslanmıştır. Otomobil üretici tarafından testler sonrası numunelerde deformasyon miktarının 3 mm'i aşmaması beklenmektedir. Metin içerisinde ve tablolardaki “deformasyon miktarı düşük” ve “deformasyon miktarı yüksek” ifadeleri 3 mm ile kıyaslanmıştır.

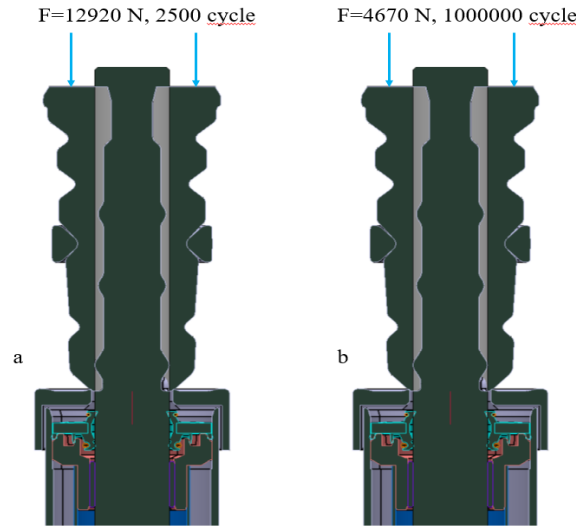
2.1. Sınır Koşulları



Şekil 4:

25 kN Kapasiteli MTS Lineer Aktüatör Test Cihazı ve Teste Bağlı Amortisör

Test için amortisör alt bağlantısı makinenin alt bağlantısına sabitlenmiştir. Üst kısımdan koruyucu gövde kapağına gelecek kuvvetleri simüle etmek için sıkıştırma tamponu, koruyucu gövde kapağı yüzeyine uygun olarak sabitlenerek üst kısımdan tekrarlı şekilde kuvvetler uygulanmıştır (Şekil 4).



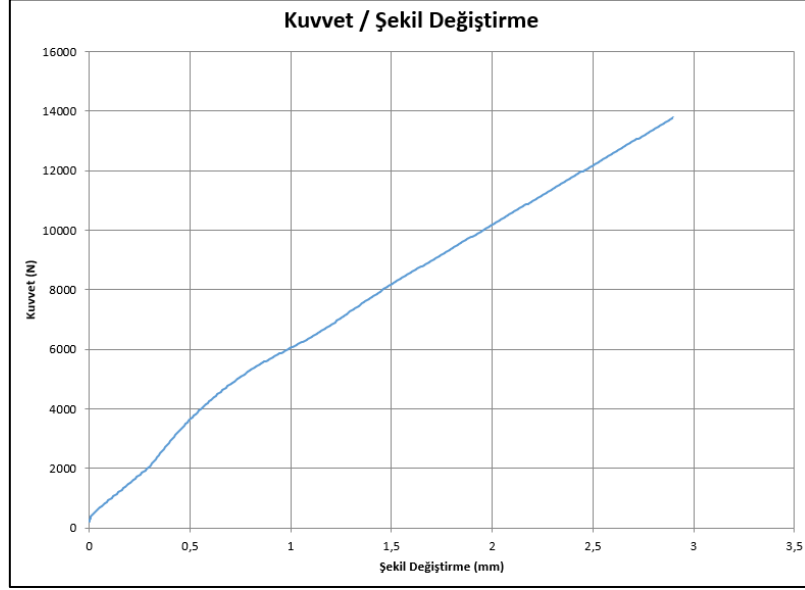
Şekil 5:

Koruyucu Gövde Kapağı Testi Uygulanması a. Maksimum Kuvvet Testi b. Yorulma Testi

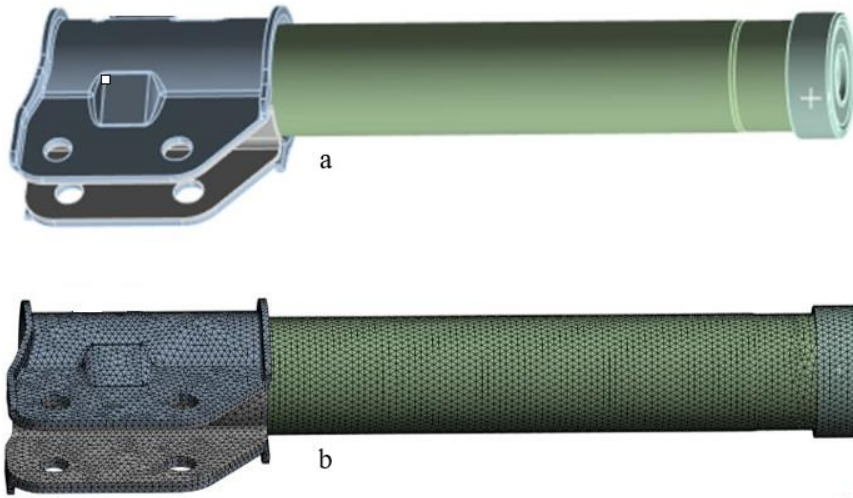
2.2. Yapısal Analiz

Yapısal analiz gerçekleştirme aşamasında amortisörün 3d verisi Ansys programına girdi olarak alınmıştır. Analiz için ağ yapısı oluşturmada önce amortisör üzerindeki gerekmeyen detay ve yapılar kaldırılmıştır. Çözüm hızı ve yakınsama doğruluğu için iyileştirici bir işlemdir. Ardından amortisör modeline ağ yapısı oluşturulmuştur. Kullanılan dört malzeme de hiper elastik malzeme sınıfına girmemektedir. Gerçek testi simüle edecek şekilde kapaklara 13500 N'a kadar basma testi gerçekleştirilmiştir, testler neticesinde malzemelerin lineer davranış gösterdiği

saptanmıştır. Şekil 6’da basma testi kuvvet-yer değiştirme grafikleri mevcuttur. SEY’de analiz tipi yapısal statik analiz olarak gerçekleştirilmiştir. Gerçek deneyde kapak hareketsiz olduğu için statik yapıda davranış göstermektedir. SEY’de sınır koşulları oluşturulurken, sabitleme bölgesi araç üzerinde olduğu gibi alt bağlantı braketinin deliklerinden, kuvvet ise tüm üst yüzeyinden tanımlanmıştır. Deney esnasında tampon sıkışarak kapağın tüm üst yüzeyine etki eder. Kapak ile gövde borusu arasındaki temas bölgesine sürtünmeli kontak tanımlanmıştır. Gerçek montaj durumu bu şekilde simüle edilmiştir.



Şekil 6:
Malzemelere Uygulanan Kuvvet- Basma Grafiği



Şekil 7:
a. Analiz için sadeleştirilmiş amortisör modeli b. Analiz modelinin ağ yapısı

Sınır koşulları analiz ortamında uygulanırken gerçek testlere yakın olmasına dikkat edilmiştir. Bu aşamada amortisörün araç üzerinde de test düzeneğinde de sabitlemesinin yapıldığı alt bağlantı braketinin delik ve temas yüzeylerinden sabitlemeler yapılmıştır. Şekil 8’de ilgili

sabitlenme yönteminin görseli bulunmaktadır. Bu aşamada analiz çözüm detayı ve optimum çözüm süresi için 3 mm ağ boyutu tayin edilmiştir. Kapak üzerinde radyuslu bölgeler olduğu için kare yerine üçgen ağ yapısı tercih edilmiştir. Toplam eleman sayısı (mesh) 76985 ve toplam düğüm noktası sayısı (node) 153389'dur. Oluşturulan ağ yapısında maksimum en boy oranı (aspect ratio) kapak için 7,35, modelin geri kalanı için maksimum 20,65 ve modelin tamamı için ortalama olarak 2,04'tür. Çarpıklık (skewness) değeri maksimum 0,6358, ortalama 0,2265'tir. Jakobien oranı minimum 0,8424, ortalama 0,9748'dir. Daha önceki SEY ve deney sonuçları kıyaslandığında, bu değerlerin yeterli olduğu bilinmektedir. Şekil 7'de amortisörün sadeleştirilmiş modeli ve ağ yapısının görselleri bulunmaktadır.



Şekil 8:
Amortisör sabitleme alanının gösterimi

Analiz yapılması için yorulma modeli olarak üç model incelenmiştir. Soderberg, Goodman ve Gerber teorileri bu modelleri ifade etmektedir. Bu teorilerin denklemleri aşağıda verilmiştir. Şekil 9'da bu teorilerin denklemlerinin eğri üzerinde ifadesi görülmektedir (Doğan, 2007). Soderberg:

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{yt}} = 1; K_f \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{N} \quad (1)$$

Goodman:

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1; K_f \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{N} \quad (2)$$

Gerber:

$$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1; K_f \frac{N\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{N\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad (3)$$

Burada;

Sa: Gerilme genliği

Sm: Ortalama gerilme

Se: Yorulma dayanımı

Syt: Akma gerilmesi

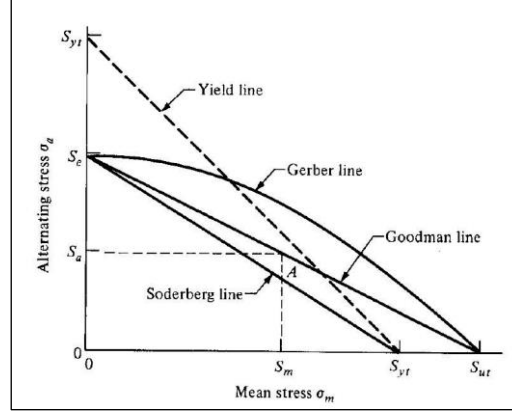
Sut: Kopma gerilmesi

N: Yük tekrar sayısı

Kf: Düzeltme katsayısı

$Kf = 1/(\text{ççentik.cboyut.cyüklemeye.cyüzey....})$

olarak ifade edilebilir.



Şekil 9:

Soderberg-Goodman-Gerber teorilerinin eğrileri (Doğan, 2007)

Tecrübeler gösterir ki, Goodman ve Gerber yöntemleri gerçek sonuçlarla örtüşmektedir. Gerber teorisi genellikle sünek malzemeler için daha uygun olurken, Goodman teorisi de yüksek dayanımlı malzemeler için daha uygun olup gerçeğe daha yakın sonuçlar verebilmektedir. Bundan dolayı bu çalışmada yorulma analizleri konusunda Gerber yorulma modeli baz alınmıştır (Bannantine ve diğ., 1990).

3. BULGULAR

3.1. Bilgisayar Destekli Analizler

Yapılan testlerle dört farklı malzeme incelenmiştir. Malzemelerin ömür ve yorulma dayanımı bilgisayar destekli analiz ve deneysel testler ile incelenmiştir. Malzemenin ömrü belirlenen çevrimin üzerinde olmalı ve koruyucu gövde kapağı ömrü boyunca maruz kaldığı kuvvetlerden kaynaklı işlevini yitirmesine neden olabilecek deformasyonlara uğramamalıdır. Koruyucu gövde kapağı maksimum 12920 N yük altında en az 2500 çevrim ve 4670 N altında en az 1000000 çevrim boyunca işlevini yerine getirmelidir. Ansys üzerinden yapılan SEY analizlerden elde edilen veriler Tablo 2 ve Tablo 3'te özetlenmiştir.

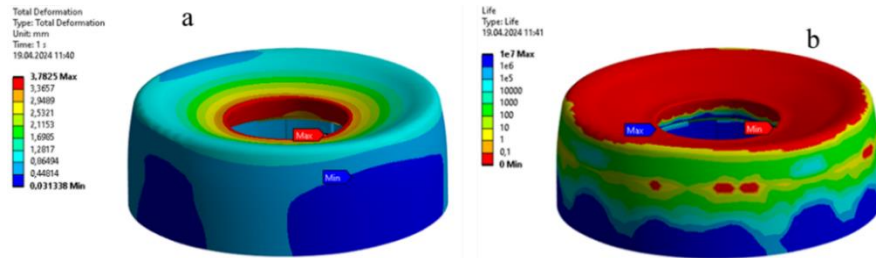
Tablo 2: Sonlu Elemanlar Yöntemi Sonucundaki Ömür Değerleri

Parça	SEY			
	Test	Kriter	Sonuç	Sonuç
PP Moplen EP3307	Maksimum	12920 N Minimum Blok Çevrim> 2500	Ömür = 0 çevrim	Uygun değil (Kapakta hasar)
	Yorulma	4670 N Minimum Blok Çevrim> 1 e6	Ömür =2 çevrim	Uygun değil (Kapakta hasar)
PA 6.6	Maksimum	12920 N Minimum Blok Çevrim> 2500	Ömür = 15 çevrim	Uygun değil (Kapakta hasar)
	Yorulma	4670 N Minimum Blok Çevrim> 1 e6	Ömür = 1123600 çevrim	Uygun (Kapakta hasar görülmedi)
PA 6.6+GF30	Maksimum	12920 N Minimum Blok Çevrim> 2500	Ömür = 3890 çevrim	Uygun (Kapakta hasar görülmedi)
	Yorulma	4670 N Minimum Blok Çevrim> 1 e6	Ömür = 3000000 çevrim	Uygun (Kapakta hasar görülmedi)

Tablo 3: Sonlu Elemanlar Yöntemi Sonucundaki Deformasyon Değerleri

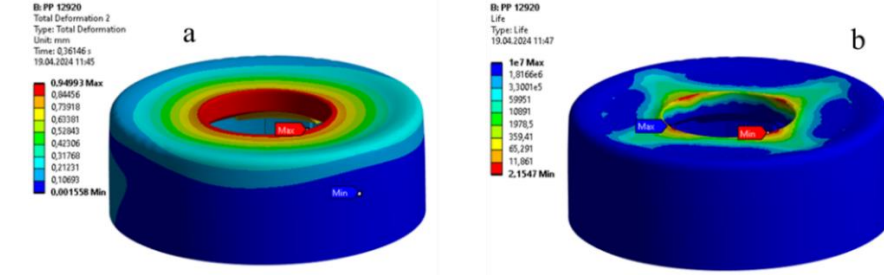
Parça	SEY			
	Test	Kriter	Sonuç	Sonuç
PP Moplen EP3307	Maksimum	12920 N Maksimum Deformasyon <3 mm	Deformasyon: 3,78 mm>3 mm	Uygun değil (Deformasyon 3 mm'den yüksek)
	Yorulma	4670 N Maksimum Deformasyon <3 mm	Deformasyon: 0,95 mm<3 mm	Uygun (Deformasyon 3 mm'den düşük)
PA 6.6	Maksimum	12920 N Maksimum Deformasyon <3 mm	Deformasyon: 1,29 mm<3 mm	Uygun (Deformasyon 3 mm'den düşük)
	Yorulma	4670 N Maksimum Deformasyon <3 mm	Deformasyon: 0,46 mm<3 mm	Uygun (Deformasyon 3 mm'den düşük)
PA 6.6+GF30	Maksimum	12920 N Maksimum Deformasyon <3 mm	Deformasyon: 0,58 mm<3 mm	Uygun (Deformasyon 3 mm'den düşük)
	Yorulma	4670 N Maksimum Deformasyon <3 mm	Deformasyon: 0,21 mm<3 mm	Uygun (Deformasyon 3 mm'den düşük)

Tablolarda gösterilen analiz sonuçları ile ilgili görsel sonuçlar Şekil 10-15'te sıralanmıştır.



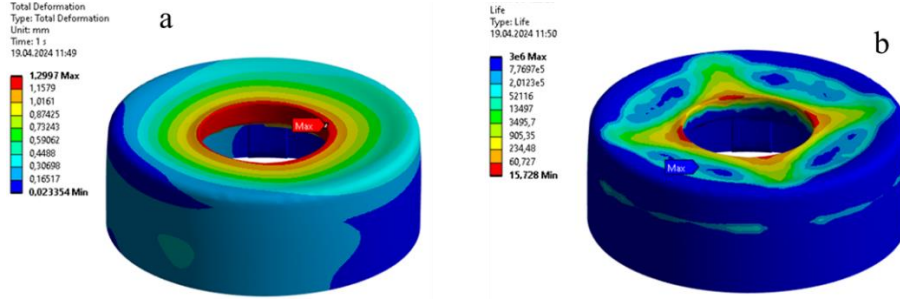
Şekil 10:

- a.** PP Moplen malzeme için 'Maksimum' sınır koşulunda kapak üzerindeki maksimum yük altındaki deformasyon miktarı **b.** PP Moplen malzeme için 'Maksimum' sınır koşulunda kapak üzerindeki minimum ömür değeri



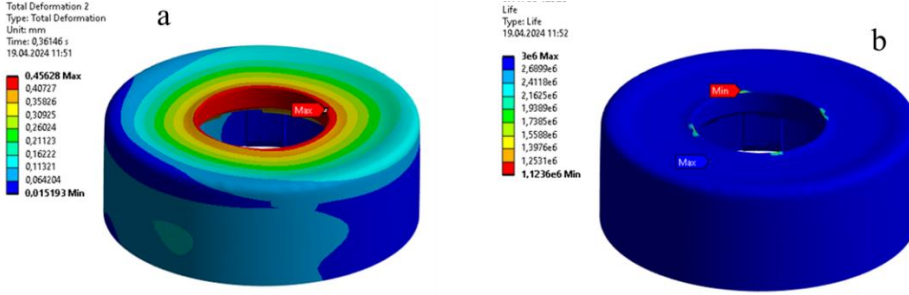
Şekil 11:

- a. PP Moplen malzeme için 'Yorulma' sınır koşulunda kapak üzerindeki maksimum yük altındaki deformasyon miktarı b. PP Moplen malzeme için 'Yorulma' sınır koşulunda kapak üzerindeki minimum ömür değeri



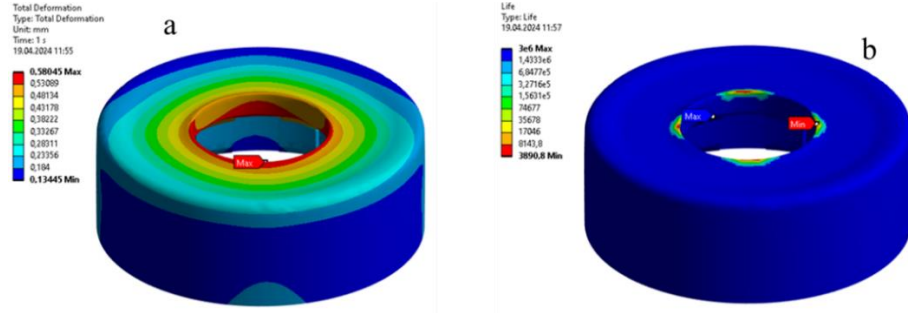
Şekil 12:

- a. PA 6.6 malzeme için 'Maksimum' sınır koşulunda kapak üzerindeki maksimum yük altındaki deformasyon miktarı b. PA 6.6 malzeme için 'Maksimum' sınır koşulunda kapak üzerindeki minimum ömür değeri



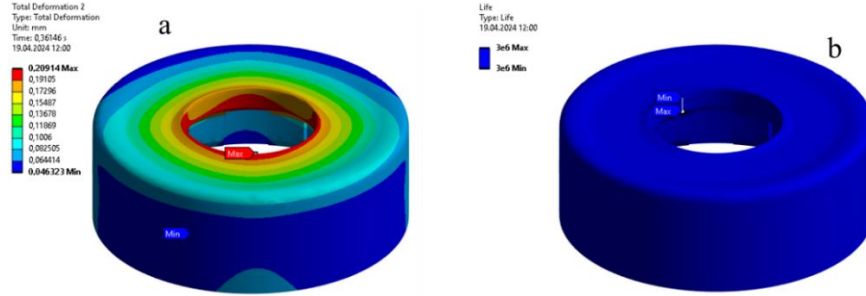
Şekil 13:

- a. PA 6.6 malzeme için 'Yorulma' sınır koşulunda kapak üzerindeki maksimum yük altındaki deformasyon miktarı b. PA 6.6 malzeme için 'Yorulma' sınır koşulunda kapak üzerindeki minimum ömür değeri



Şekil 14:

- a. PA 6.6 +GF30 malzeme için 'Maksimum' sınır koşulunda kapak üzerindeki maksimum yük altındaki deformasyon miktarı b. PA 6.6 +GF30 malzeme için 'Maksimum' sınır koşulunda kapak üzerindeki minimum ömür değeri



Şekil 15:

- b. PA 6.6 +GF30 malzeme için 'Yorulma' sınır koşulunda kapak üzerindeki maksimum yük altındaki deformasyon miktarı b. PA 6.6 +GF30 malzeme için 'Yorulma' sınır koşulunda kapak üzerindeki minimum ömür değeri

Yapılan analizlerde sonuç olarak deformasyon miktarı azdan başlamak üzere sırasıyla; PA 6.6 + GF30, PA 6.6 ve PP Moplen olarak görülmüştür. Elde edilen bu sonuçlar da sadece analiz sonuçlarına göre PA 6.6 + GF30 malzemesi seçilebileceğini göstermektedir. Ancak plastik malzemelerde oluşan farklılık nedeniyle sayısal analizler doğrulama açısından yeterli olmayacaktır. Gerçek testler de yapılarak bu sonuçların doğrulanması gerekmektedir. PP Hostacom PPR 1042 12 malzemesi için SEY analizleri yapılamamıştır. Bunun nedeni sayısal analiz için girdi kabul edilen malzeme özelliklerinde bazı verilerin doğrulanamamasıdır. Özellikler yorulma verilerindeki eksiklikler analiz sonuçlarında yanlış yönlendirmelere mahal verebilecektir. Bu konuda gerçek test yapılarak malzeme sonuçları elde edilmiştir. Bu durum da doğrulama için yeterli olacaktır.

3.2. Numune Testleri ile Analiz

Elde edilen analizler sonucunda gerçek numune testleri yapılmıştır. Bu testler maksimum kuvvet için 12920 N, 2500 çevrim, 1 hertz ve yorulma testleri için 4670 N, 1000000 çevrim, 3 hertz olarak uygulanmış, numunelerde oluşan deformasyonlar incelenmiştir. Test koşulları genellikle otomobil üreticileri tarafından yoldan alınan veriler ile elde edilmektedir. 12920N, 2500 çevrim testi sonrası numunelerin alt ve üst görünüşleri Şekil 16-19'de verilmiştir. 4670 N, 1000000 çevrim ile yapılan testlerin görselleri ayırt edilebilir olmadığından verilmemiştir.



Şekil 16:

c. PP Moplen EP3307 12920 N, 2500 çevrim, 1 hertz testi sonrası alt ve üst görünümü



Şekil 17:

PA 6.6 12920 N, 2500 çevrim, 1 hertz testi sonrası alt ve üst görünümü



Şekil 18:

PA 6.6 + GF30 12920 N, 2500 çevrim, 1 hertz testi sonrası alt ve üst görünümü



Şekil 19:

PP Hostacom PPR 1042 12 12920 N, 2500 çevrim, 1 hertz testi sonrası alt ve üst görünümü

Tablo 4: Testler Sonucundaki Ortalama Deformasyon Değerleri

Parça	TEST NUMUNELERİ			
	Test	Kriter	Sonuç	Sonuç
PP Moplen EP3307	Maksimum	12920 N Maksimum Deformasyon <3 mm	Deformasyon: 3,91 mm> 3mm	Uygun değil (Deformasyon 3 mm'den yüksek)
	Yorulma	4670 N Maksimum Deformasyon <3 mm	Deformasyon: 0,99 mm<3 mm	Uygun (Deformasyon 3 mm'den düşük)
PA 6.6	Maksimum	12920 N Maksimum Deformasyon <3 mm	Deformasyon: 1,24 mm<3 mm	Uygun (Deformasyon 3 mm'den düşük)
	Yorulma	4670 N Maksimum Deformasyon <3 mm	Deformasyon: 0,44 mm<3 mm	Uygun (Deformasyon 3 mm'den düşük)
PA 6.6+GF30	Maksimum	12920 N Maksimum Deformasyon <3 mm	Deformasyon: 0,55 mm<3 mm	Uygun (Deformasyon 3 mm'den düşük)
	Yorulma	4670 N Maksimum Deformasyon <3 mm	Deformasyon: 0,19 mm<3 mm	Uygun (Deformasyon 3 mm'den düşük)
PP Hostacom PPR 1042 12	Maksimum	12920 N Maksimum Deformasyon <3 mm	Deformasyon: 1,95 mm<3 mm	Uygun (Deformasyon 3 mm'den düşük)
	Yorulma	4670 N Maksimum Deformasyon <3 mm	Deformasyon: 0,64 mm<3 mm	Uygun (Deformasyon 3 mm'den düşük)

Şekil 16-19'daki numunelerin şekil değiştirme miktarları komparatör yardımı ile ölçülmüştür. Amortisör gövde borusu geometrisinden kaynaklanan metalin katlanmayan kısmına binen yükler koruyucu gövde kapağında deformasyonlara neden olmaktadır. PP Moplen SEY analizinde ve deneylerde yeterli görülmemiştir. PA 6.6, PA 6.6+GF30 ve PP Hostacom ile üretilen numuneler ise her iki testten de başarılı bir şekilde geçmiştir. Oluşan deformasyonlar koruyucu gövde kapağına ya hasar vermemiştir ya da verdiği hasar kabul edilebilir düzeyde kalmıştır. SEY sonuçları ve deney sonuçları (Şekil 10-15 ve Şekil 16-19) birbirini desteklemektedir. Benzer sonuçlar elde edilmiştir. SEY ve deneysel sonuçların yüzdesel farklılıkları tartışmalar bölümünde daha detaylı verilmiştir.

4. TARTIŞMALAR

Tablo 5’te deney ve SEY sonuçları kıyaslanmıştır. SEY sonuçları ve deney deformasyon sonuçları birbiri ile tutarlı çıkmıştır (sapma < %10).

Belirlenen yüklerde PP Moplen EP3307 analiz ve testlerde gereksinimleri karşılayamamıştır.

PP Hostacom PPR 1042 12, PA6.6, PA6.6+GF30 malzemeleri ile üretilen kapaklar analiz ve testleri tamamlayarak gereksinimleri karşılamıştır.

En düşük deformasyon değerleri sırasıyla PA6.6+GF30, PA6.6, PP Hostacom PPR 1042 12’de elde edilmiştir.

PP Hostacom PPR 1042 12 malzemesi ile üretilen kapakta 12920 N yük altında 2500 çevrimde ve 4670 N yük altında 1000000 çevrimde kabul edilebilir seviyede deformasyon görülmüştür. Otomotiv sektörü açısından maliyet etkisi de göz önüne alındığında PP Hostacom PPR 1042 12 malzemesine karar verilmiştir.

Tablo 5: Testler ve SEY Sonuçları Arasındaki Deformasyon Miktarı Kıyaslaması

Malzeme	Deney Türü	Deneysel Maksimum Test Deformasyon Miktarı (mm)	SEY Maksimum Test Deformasyon Miktarı (mm)	Fark %
PP Moplen EP3307	12920N, 2500 çevrim, 1 Hz	3,91	3,78	%3
PP Moplen EP3307	4670N, 1000000 çevrim, 3 Hz	0,99	0,95	%4
PP Hostacom PPR 1042 12	12920N, 2500 çevrim, 1 Hz	1,95	-	-
PP Hostacom PPR 1042 12	4670N, 1000000 çevrim, 3 Hz	0,64	-	-
PA6.6	12920N, 2500 çevrim, 1 Hz	1,24	1,29	- %4
PA6.6	4670N, 1000000 çevrim, 3 Hz	0,44	0,46	- %4
PA6.6+GF30	12920N, 2500 çevrim, 1 Hz	0,55	0,58	-%5
PA6.6+GF30	4670N, 1000000 çevrim, 3 Hz	0,19	0,21	-%10

5. SONUÇ

Bu çalışmada çift borulu konvansiyonel bir araç amortisörünün plastik koruyucu gövde kapağının tekrarlı yükler altındaki dayanımı incelenmiştir. Belirlenen dört farklı malzeme (PP Moplen EP3307, PP Hostacom PPR 1042 12, PA6.6, PA6.6+GF30) sonlu elemanlar yöntemi ve laboratuvar testleri ile incelenmiştir. Analiz sonuçları ve gerçek numune testleri birbiri ile tutarlı sonuç vermiştir. Çalışmada geometri değişikliği üzerine herhangi bir çalışma gerçekleştirilmemiş, sabit tutulmuştur.

İncelenen malzemelerin mekanik dayanımları detaylı şekilde verilmiş ve doğrulaması yapılmıştır. Çalışma, deney türü ve yükler değiştirilerek farklı çalışmalara ışık tutacaktır. Literatürde daha önce çalışması yapılmamış olan amortisör gövde koruyucu kapağı dayanımı, fiyat/performans açısından en uygun malzeme ile tanımlanmıştır. Ortalama binek sınıf bir araç için yeterli dayanımlar sağlanmıştır.

ÇIKAR ÇATIŞMASI

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

YAZAR KATKISI

Tuncay ALPAR çalışmanın proje yürütücülüğü, veri toplama, tasarım süreçlerinin belirlenmesi ve yönetimi, makale yazımı ve düzenlenmesi, Ramazan FERİK çalışmanın bilgisayar ortamında analizi, yorulma ve maksimum kuvvet değerlerini oluşturma ve toplama, Abdurrahim ARKAN laboratuvar ortamında yapılan testlerin gerçekleştirilmesi, test düzeneklerinin oluşturulması ve test raporlarının oluşturulması, test verilerini anlamlı verilerle gösterimi, Enes ERFEN çalışmanın literatür taraması, veri toplama, makale yazımı ve düzenlenmesi alanlarında çalışmalar yapmıştır.

KAYNAKLAR

1. Anaç, H. (2021). Çift borulu pasif bir teleskobik amortisörde silindir konfor kanallarının amortisör karakteristiğine etkisinin deneysel olarak incelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa.
2. Ansys. (2023). Ansys Mechanical (Version 2023 R2) [Computer Software]
<https://www.ansys.com/products/structures/ansys-mechanical> (Erişim tarihi: 16.04.2024)
3. Arkan, A. (2017). Binek Araç Amortisörlerinde Hızlandırılmış Ömür Testi ve Bir Uygulama, 2nd International Mediterranean Science and Engineering Congress, Adana, Türkiye.
4. Banginwar, A. P., Bhusale, N. D., & Totawar, K. V. (2014). Design and analysis of shock absorber using FEA tool, *International Journal of Engineering Research and Development*, 10(2), 22-28.
5. Bannantine, J. A., Comer, J. J., & Handrock, J. L. (1990). *Fundamentals of metal fatigue analysis*.
6. Dassault Systems. (2023). Catia (Version V5 R21) [Computer Software]
Erişim Adresi: <https://www.3ds.com/products/catia> (Erişim tarihi: 16.04.2024)
7. Doğan, M. (2007). Taşıt elemanlarında yorulma analizi, *Yüksek Lisans Tezi*, U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa.
8. Güneri, C. (2019). Valf grubu tasarım parametrelerindeki değişikliklerin araçlarda kullanılan amortisörlerin çalışma performansına olan etkilerinin incelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa.
9. Joost, W.J. Reducing Vehicle Weight and Improving U.S. Energy Efficiency Using Integrated Computational Materials Engineering. *JOM* 64, 1032–1038 (2012).
<https://doi.org/10.1007/s11837-012-0424-z>
10. Kiran, C. S. (2019). Design and analysis of shock absorber using ansys workbench. *CVR Journal of Science and Technology*, 17(1), 144-149.
11. Sonal K Talele, Dr. Rachayya R. Arakerimath (1998). Computer models as support for complex negotiations, *SSRG International Journal of Mechanical Engineering (SSRG-IJME)*, Alard college, Raison College, Pune, 14-20. DOI:10.14445/23488360/IJME-V4I9P104