



XIX. ULUSAL MEKANİK KONGRESİ

24-28 Ağustos 2015, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Trabzon

## YAPRAK YAYLARDA SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE YORULMA ANALİZİ

Özgün Sunar ve Mehmet Çevik

Celal Bayar Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Manisa

### ABSTRACT

In this study, the main goal is to develop a new method to minimize the number of prototypes and the testing period required to start mass production. The parameters affecting the fatigue life and the criteria for parabolic leaf spring design have been investigated before the determination of fatigue life of leaf springs. Stress and fatigue life analysis of the finite element model of the parabolic leaf spring have been performed using Ansys Workbench 14.5 and Ansys nCode Design Life 14.5 codes. The results of the finite element analysis are compared with the experimental results and verified with a maximum 9.8% difference. The present study proved that it is possible to determine the fatigue life of leaf springs used in heavy and light commercial vehicles by the finite element analysis without long test periods after the production of prototypes.

### ÖZET

Bu çalışmada yeni yaprak yay tasarımları için mümkün olan en az sayıda prototipin üretilmesini ve seri üretime en kısa sürede geçilebilmesini sağlayacak bir yöntem geliştirilmesi amaçlanmıştır. Yorulma ömrünü belirlemeden önce parabolik yaprak yay tasarımına ve yorulma ömrüne etki eden faktörler incelenmiştir. Tek katlı bir parabolik yaprak yay için sonlu elemanlar (SE) modeli üzerinde gerilme ve yorulma analizleri Ansys Workbench 14.5 ve Ansys nCode Design Life 14.5 programları ile gerçekleştirilmiştir. Elde edilen SE analizi sonuçları, deneysel değerler ile karşılaştırılmış ve maksimum %9.08'lik fark ile doğrulanmıştır. Yapılan yorulma ömrü belirleme çalışması, ağır ve hafif ticari araçlarda kullanılan yaprak yayların tasarımlarında, prototip üretimi sonrasında, parça üzerinde uzun süren denemeler yapmaya gerek kalmaksızın, yorulma ömrünün SE analizleri ile belirlenmesinin mümkün olduğunu göstermiştir.

### GİRİŞ

Yaprak yaylar, yol koşulları nedeniyle ani olarak şasi ve aktarma organlarına gelen yüklerin oluşturduğu enerjiyi üzerinde depolayıp, daha sonra açığa çıkararak sürüş konforu ve emniyeti sağlayan süspansiyon elemanlarıdır. Yaprak yaylar tek katlı olabildiği gibi bir çok katmandan oluşan çok katlı yaprak yay çeşitleri de mevcuttur. Boyları birbirinden farklı, lama şeklindeki parçaların üst üste konmasıyla meydana getirilirler. Parçaların tümü, bir merkez civatasıyla birbirine bağlanırlar. Yayların dağılmasını önlemek için saç kelepçeler veya kılıflar kullanılır. Ana yaprağın her iki ucu kıvrılarak yay bağlantı gözleri oluşturulur. Yaprak

yayın ön tarafı şasiye sabitlenmiş, arka kısmı ise bir ara parça ile serbest hareket edebilecek şekilde şasiye bağlanmıştır. [1].

Yaprak yay aksenal titreşimleri ve yol düzensizliğinden kaynaklanan titreşimleri sönmölemek zorundadır. Bu sebeple yaprak yayların enerji sönmöleme kabiliyeti çok önemlidir [2].

Yaprak yaylar araç üstünde değişken ve tekrarlı yüklere maruz kalmaktadırlar. Etki eden bu kuvvetlerin yarattığı gerilme değerleri malzemenin karakteristik değerleri olan akma ve kopma dayanımından küçüktürler. Ancak dinamik yüklemeler altında malzemeler bir süre sonra maruz kaldıkları bu yükleri taşıyamaz hale gelir ve kırılırlar. Bu durum yaprak yayın yorulması olarak değerlendirilir ve yaprak yayın yorulma ömrünün tayinini zorunlu kılar. Statik incelemelerin yanı sıra, bileşenler dinamik yüklemelere daha çok maruz kalacağından yorulma dayanımının önemi ön plana çıkmaktadır.

Daha çok hafif ve ağır ticari araçlarda sürüş konforu ve emniyetini sağlayan yaprak yayların güvenilirliği, genellikle, statik ve dinamik etkiler altında “Sonlu Elemanlar Yöntemi” (SEY) yazılımları kullanılarak incelenmektedir. Bilgisayar ortamında SE modeli ile yorulma çalışmaları yapılmakta ve deneysel olarak bu değerler doğrulanıp tüketici güvenini ve güvenliğini artırıcı yöntemler geliştirilmeye devam edilmektedir.

Güven vd. [3] parabolik ve konvansiyonel yaprak yayların SE analizleri için çalışmalar yapmış ve sonuçları deneysel yöntemlerle doğrulamışlardır. Elde ettikleri sonuçlar sayesinde test sürecini SEY analizleri ile kısaltmayı ve bu sayede daha kısa sürede doğru sınır şartları altında gerçeğe en yakın sonuçları elde etmeyi başarmışlardır.

Esen çalışmasında [4], kompozit yaprak yaylar ile yaklaşık aynı ağırlığa sahip çelik yaprak yayları karşılaştırmış ve sonuçları SE analizi ile kıyaslamıştır. Aynı ağırlığa sahip çelik yaprak yay göre daha uzun ömürlü kompozit yaprak yay üretmiştir. Kumar ve Vijayarangan [5] SEY ile elde ettikleri yaprak yay yorulma ömürlerini deneysel yöntemlerle kıyaslamışlardır. Shokrieh ve Rezaei [6] SEY ile optimizasyonunu yaptıkları kompozit yaprak yay ile çelik yaprak yayı kıyaslamış, kompozit yaprak yay üzerinde daha düşük gerilmeler elde etmişlerdir. Soner vd. [7] SEY aracılığı ile yaptıkları optimizasyon çalışmaları sonucunda yaprak yay üzerinde ağırlık yaklaşık 20 kg azaltılmıştır.

SE yazılımları ile elde edilen yorulma dayanım değerleri sayesinde geliştirilen ürünlerin çatlak başlangıçları önceden belirlenebilecek, daha iyi bir tasarım gerçekleştirilebilecektir.

Bu çalışmada yeni yaprak yay tasarımları için mümkün olan en az sayıda prototipin üretilmesi ve seri üretime en kısa sürede geçilebilmesini sağlayacak bir yöntem geliştirilmiştir.

Çalışma süresince gerilme ve yorulma analizleri Ansys Workbench v14.5 yazılımı ile gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar fiziksel test değerleri ile karşılaştırılarak yorumlanmıştır.

## MALZEME VE YÖNTEM

Yaprak yay üreticileri tarafından yaprak yay imalatında dayanımları 1300-1800 MPa arasında değişen yay çelikleri kullanılmaktadır. Özellikle parabolik tek katlı yaprak yayların yüksek dayanıma, kaliteye ve emniyete sahip olması istenmektedir. Bu çalışmada 51CrV4 yay çeliğinden imal edilmiş tek katlı parabolik yaprak yay kullanılmıştır. Yaprak yay tasarımında kullanılan parametreler Çizelge 1’de, yay imalatında kullanılan çeliğin kimyasal bileşenleri ise Çizelge 2’de gösterilmiştir.

Çizelge 1. Yaprak yay parametreleri.

Parametre	Değer
Deplasman	146 mm
Yay uzunluğu	1375 mm
Yay oranı	85 N / mm
Ön göz-eksen mesafesi	694 mm
Yay genişliği	60 mm
Statik Yük	12410 N
Max Yorulma Yüğü	12410 N
Min Yorulma Yüğü	1700 N

Çizelge 2. 51CrV4 % Kimyasal Bileşenler [8].

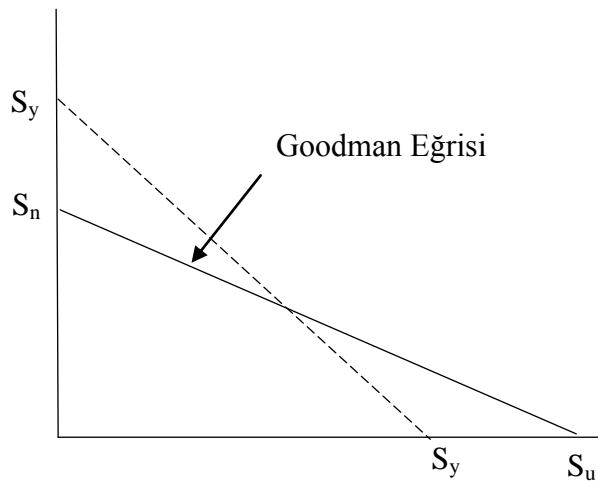
C	Si	Mn	Cr	V	Diğer
0.5	0.25	0.9	1.10	0.12	(Pb)

Yorulma ömrünün belirlenebilmesi için ortalama gerilmelerin etkileri incelenmelidir. Ortalama gerilmenin yeri hakkında bilgi vermesi bakımından DIN 50100'de bir gerilme oranı olarak S değeri tanımlanmıştır. S değeri, alt gerilmenin üst gerilmeye oranıdır [9].

$$S = \frac{\sigma_a}{\sigma_u}$$

Yorulma mukavemeti incelenirken ortalama gerilme etkisi göz önünde bulundurularak gerilme genliğine bağlı ömür eğrisi (S-N eğrisi) elde edilmektedir. Ortalama gerilme ile izin verilen gerilme genliği arasında lineer bir ters orantı vardır. Ortalama gerilme etkilerini ortaya koyabilmek için Goodman tarafından teorik bir yaklaşım önerilmiştir.

$$\frac{S_a}{S_n} + \frac{S_m}{S_u} = 1$$



$S_a$ : Belirli bir ömürde ortalama gerilmeye karşılık gelen gerilme genliği

$S_n$ : Dayanım limiti

$S_m$ : Ortalama gerilme

$S_u$ : Malzemenin kopma dayanımı

$S_y$ : Malzeme akma dayanımı

## BİLGİSAYAR DESTEKLİ GERİLME VE YORULMA ANALİZLERİ

### Statik Gerilme Analizi

51CrV4 malzemeden imal edilmiş parabolik yaprak yay Solidworks programı ile tek parça olarak modellenmiştir. Yaprak yayın SE modelinin mesh işlemi “hex dominant” eleman tipi ile Ansys Workbench 14.5 yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Analizde Ansys eleman kütüphanesinden 3 boyutlu, 20 düğümlü ve 6 serbestlik derecesine sahip SOLID186 elemanı seçilmiştir. SE modelinin özellikleri Çizelge 3’te verilmiştir.

Çizelge 3. SE modeli özellikleri.

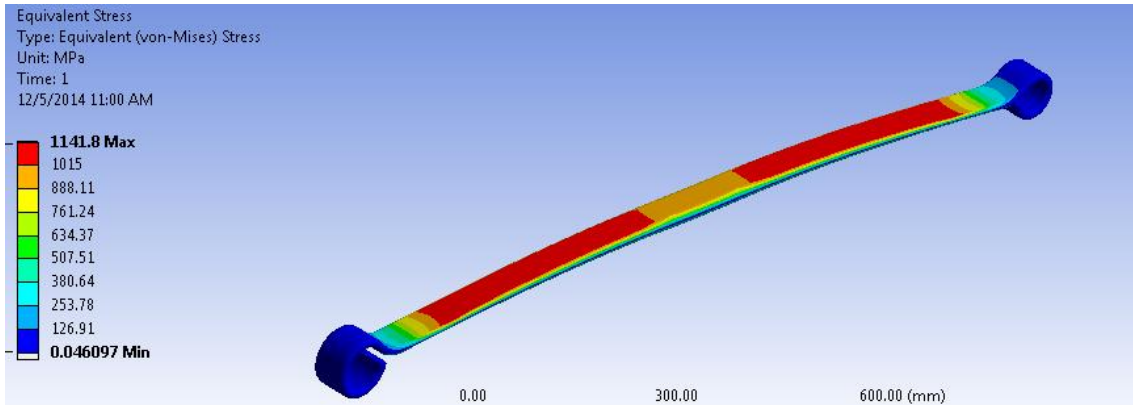
	Değer
Young Modülü	$2.1 \times 10^5$ MPa
Poisson Oranı	0.3
Mesh Büyüklüğü	5 mm
Eleman Sayısı	23134
Düğüm Sayısı	94986
Statik Yük	12410 N

Mesh hassasiyetini belirlemek için mesh büyüklüğünün deplasman ve gerilme üzerine etkilerinin incelendiği yakınsama çalışması yapılmıştır. Yapılan yakınsama çalışmasında en az değişim 23134 elemana sahip, mesh büyüklüğünün 5 mm olduğu modelde gerçekleşmiştir.

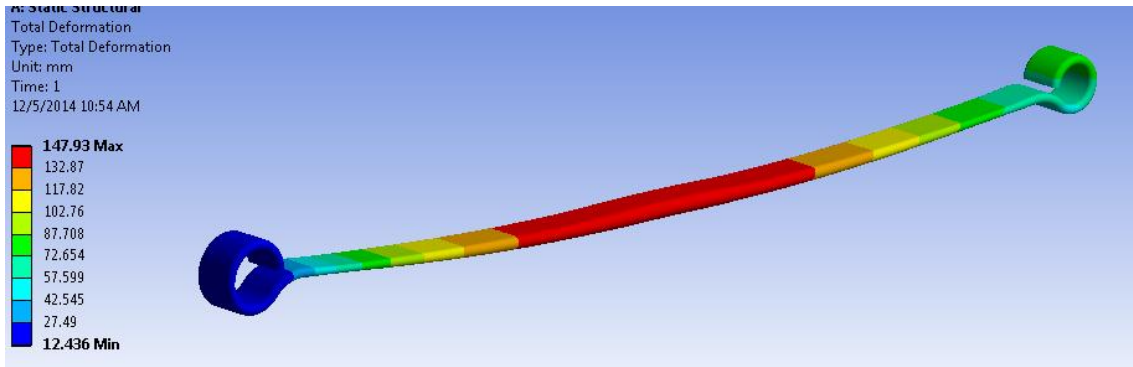
Çizelge 4. Yakınsama Çalışması.

Mesh Size [mm]	Eleman	Gerilme [MPa]	Deplasman [mm]
20	1878	1141	147.83
18	2143	1219	148.33
16	2779	1171	148.38
14	3214	1150	148.11
12	4311	1142	148.05
10	5896	1181	148.02
8	8946	1163	148.01
6	15017	1141.5	147.94
5	23134	1141.8	147.93

Uygun mesh boyutunun belirlenmesi ile birlikte Von-Mises Gerilme kriteri dikkate alınarak statik gerilme analizi gerçekleştirilmiş ve maksimum 1141,8 MPa gerilme ve 147,93 mm deplasman değerleri elde edilmiştir.



Şekil 1. SEY ile gerilme analizi



Şekil 2. SEY ile deplasman analizi

### Yorulma Ömrü Analizi

Yaprak yay yorulma ömrünü belirleyebilmek için Ansys nCode 14.5 SEY yazılımından faydalanılmıştır. nCode yazılımında girdi olarak Ansys Workbench ile elde edilen SE modeli kullanılmıştır.

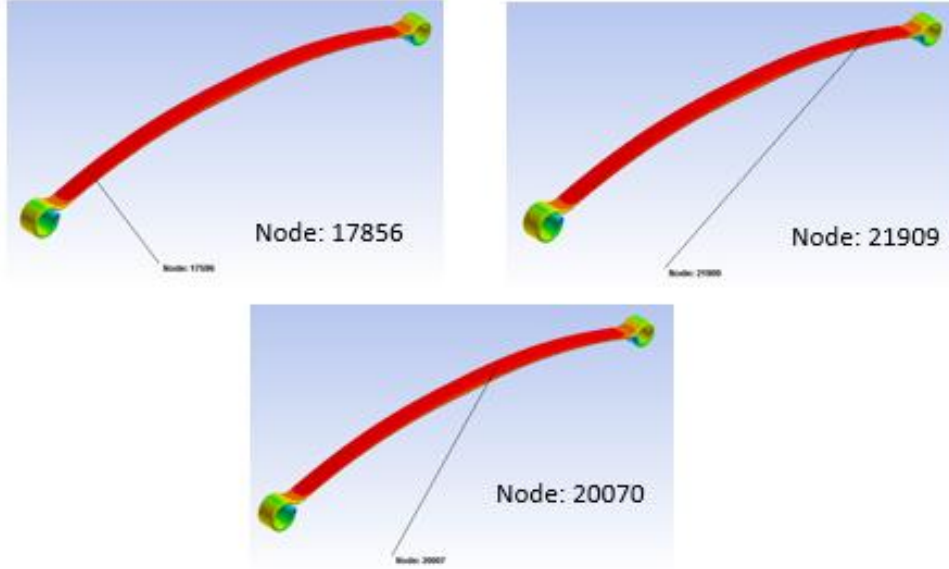
Bilgisayar destekli yorulma ömrü analizi için 51CrV4 yay çeliğinin S-N parametreleri 600 MPa ortalama gerilmeye bağlı olarak gerilme genliği cinsinden programa tanımlanmıştır.

Çözümler SE modelinde kullanılan Von-Mises kriterine göre gerçekleştirilmiştir. nCode yazılımı ile yapılan yorulma analizinde en hassas bölgenin 129200 çevrim yorulma ömrüne sahip olduğu görülmüştür.

7	8	9	10
Mean biaxiality ratio	Non-proportionality	Dominant stress direction	Life
		degrees	Repeats
0.007668	0	-88.46	1.292e+05
0.007359	5.853e-09	-88.33	1.292e+05
0.007324	6.757e-09	-88.46	1.293e+05
0.00673	0	88.33	1.294e+05
0.008531	0	-88.37	1.294e+05
0.0065	0	88.46	1.296e+05

Şekil 3. nCode Yorulma Ömrü Sonuçları

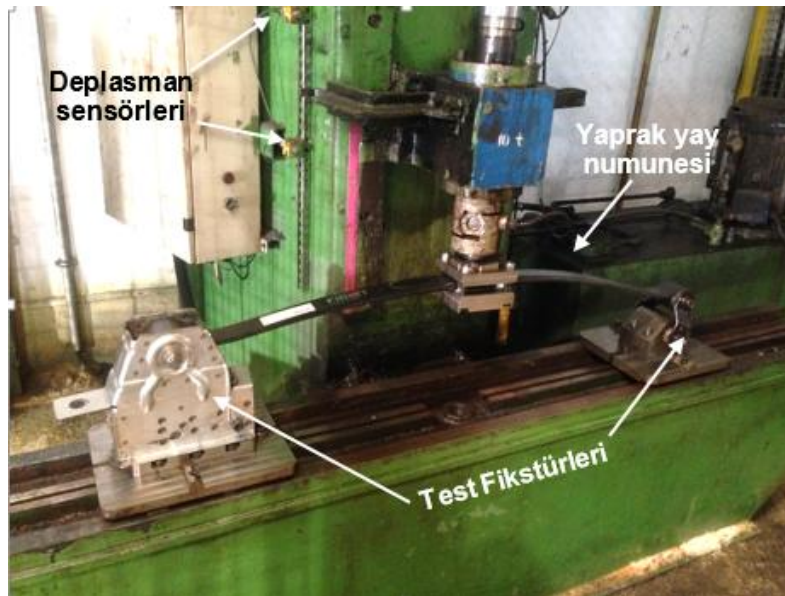
Ayrıca Ansys nCode “Hotspot spot detection” yöntemi ile yorulma çatlaklarının başlayabileceği kritik bölgeler belirlenmiş ve model üzerinde gösterilmiştir. Yorulmaya bağlı çatlak oluşumunun yapılan analiz sonucunda 17586, 21909, 20070 numaralı düğüm bölgeleri etrafında meydana gelebileceği öngörülmüştür.



Şekil 4 Yorulma çatlaklarının başlayabileceği olası bölgeler

### YORULMA ÖMRÜ TESTİ

Prototipi üretilen tek katlı parabolik yaprak yayın yorulma ömrünün yorulma testi ile doğrulanması aşamasında yaprak yay prototipi test fişürleri aracılığı ile tek eksenli yorulma cihazı üzerine bağlanmıştır. Hidrolik yorulma cihazı üzerine bulunan sensörler vasıtasıyla yaprak yay kuvvet-deplasman eğrisine uygun olarak 146 mm deplasman yapması sağlanmıştır. Yorulma testine Şekil 5’te gösterilen yorulma cihazı üzerinde minimum 1700 N ve maksimum 12410 N kuvvet uygulanarak numune tamamen kırılıncaya kadar devam edilmiştir.

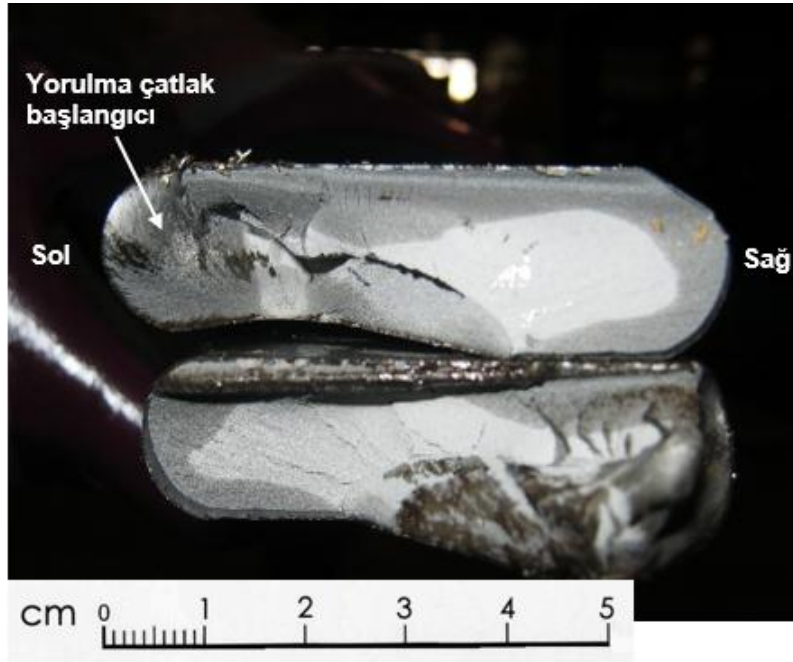


Şekil 5. Yaprak yay yorulma düzeneği

Gerçekleştirilen yorulma ömür testi sonucunda yaprak yayda 117462 çevrim sayısında merkez-arkagöz arasında merkezden 170 mm uzaklıkta yorulma kırılması meydana gelmiştir. Yorulma kırılmasının parça üzerindeki konumu Şekil 6’da gösterilmiştir.



Şekil 6. Yorulma kırılması



Şekil 7. Kırılma yüzeyi

Yorulma kırılmasının Şekil 7’de görüldüğü gibi yaprak yay kesitinin solundan başlayarak, sağa doğru ilerlediği görülmüştür. Çatlak başlangıcından sonra iki parçaya ayrılmaya başlayan yaprak yay, temas yüzeyinin azalması ile birlikte üzerine gelen kuvveti taşıyamayarak yaprak yay kesitinin sağ tarafından plastik deformasyona uğrayarak tamamen kırılmıştır.

### SE ANALİZİ VE TEST DEĞERLERİNİN KIYASLANMASI

Yorulma testi ile SE analizi sonuçları kıyaslandığında, yorulma testi sonucunda meydana gelen yorulma kırılmasının daha önceden SE yöntemiyle kritik nokta olarak belirlenen ve Şekil 4.18’de gösterilen 20070 numaralı düğüm noktası etrafında olduğu görülmüştür.

Yaprak yayın SEY yazılımı ile 129200 çevrim yorulma ömrüne, yorulma testi sonucunda ise 117462 çevrim yorulma ömrüne sahip olduğu gözlenmiştir. Elde edilen sonuçlar doğrultusunda SEY sonuçları ile test sonuçları arasında %9.08'lik bir fark bulunmaktadır.

### SONUÇ VE TARTIŞMA

Bu çalışmada 51CrV4 yay çeliğinden imal edilmiş tek katlı parabolik yaprak yayın SEY ile Ansys Workbench ve nCode yazılımlarından faydalanılarak bilgisayar destekli statik gerilme ve yorulma analizleri yapılmıştır. Elde edilen analiz sonuçları, test değerleri ile kıyaslanarak doğrulukları incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre;

- Yaprak yay yorulma testinde ve SE ile yorulma analizinde sonuçlar birbirini doğrulayacak yakınlıktadır.
- Yorulma testi sonunda meydana gelen yorulma kırılması, yazılım ile belirlenen 20070 numaralı düğüm noktası etrafında gerçekleşmiş ve yapılan kritik nokta belirlemesini doğrulamıştır.
- Yapılan yorulma ömrü çalışması otomotiv ana sanayinde hafif ve ağır ticari araçlarda kullanılan yaprak yay tasarımlarında prototip üretim sonrasında parça üzerinde uzun süren denemeler olmadan yaprak yay yorulma ömürlerine SE analizleri ile ulaşılmasının mümkün olduğunu göstermiştir.
- Daha tasarım aşamasındayken, yaprak yaydan istenilen yorulma dayanımını sağlayacak en uygun yay malzemesini ve mukavemet özelliklerini seçmek ve yaprak yayda yorulmaya etkiyen parametreleri analiz programları aracılığıyla önceden öngörebilmek olası olacaktır. Bu durum işgücü, malzeme, enerji kaynaklarının fazladan kullanılmasının önüne geçecektir.

Bu çalışma Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı tarafından 0369.STZ.2013-2 kodlu Santez projesi kapsamında desteklenmiştir.

### KAYNAKLAR

- [1] Manual on design & application of leaf springs, SAE International, 978-0-89883-383-6, 1980.
- [2] A. Corvi, A preliminary approach to composite beam design using FEM analysis, *Composite Structures*. 16 (1990) 259-275.
- [3] N. Güven, V. Temiz, Z. Parlar, Evaluation of leaf spring design and fatigue life: *International Conference on Advances in Materials and Processing Technologies*, SAE 11M-0069 (2011).
- [4] Ö. Esen, *Kompozit yaprak yayların sonlu elemanlar yöntemi ile yorulma analizinin yapılması*, Yüksek Lisans Tezi, Balıkesir Üniversitesi, 2009.
- [5] M.S. Kumar, S. Vijayarangan, Static analysis and fatigue life prediction of steel and composite leaf spring for light passenger vehicles, *Journal of Scientific & Industrial Research*. 66 (2007) 128-134.
- [6] M.M. Shokrieh, D. Rezaei, Analysis and optimization of a composite leaf spring, *Composite Structures*. 60 (2003) 317-325.
- [7] M. Soner, N. Güven, A. Kanbolat, T. Erdoğan, M. Karaağaç, Parabolic leaf spring design optimization considering FEA and rig test correlation: *SAE Commercial Vehicle Engineering Congress*, SAE, USA, 2011: doi: 10.4271/2011-01-2167.
- [8] Saerstahl - Material specification sheet 51CrV4 (50CrV4).



[9] C. Meran, M. Yüksel, *Malzeme Bilgisine Giriş-Cilt 2*, TMMOB Makine Mühendisleri Odası, 2010.