

# Rot Başının Bilgisayar Destekli Yapısal Çözümlemesi

## Computer Aided Analysis of a Tie Rod End

M. Kutay PEHLİVAN<sup>1</sup>, Murat ÖZSOY<sup>2</sup>

**Özet-** Araç ön düzeninin temel donanımlarından biri olan rot başı, sürüş güvenliği açısından birinci derece önem taşımaktadır. Bu çalışmada ticari bir araç için Teknorot A.Ş tarafından üretilen rot başının yapısal mühendislik çözümlenmesi yapıldı. Bu donanım, direksiyon bağlantısından gelen yönlendirmeleri, rot kolu üzerinden aksone aktararak, tekerin düşey ekseninde dönmesini sağlamaktadır. Sistem gövde, mafsal ve yataklardan oluşmaktadır. Bu çalışmada diğer çalışmalardan farklı olarak, rot başındaki her bir parça ayrı olarak modellendi ve bu parçalar arasında temas tanımlanarak ilişkilendirilme yapıldı. Mafsalsın sürüş esnasındaki farklı konumları için ayrı ayrı çözümlenmeler yapıldı. Bu şekilde her bir parçanın gerilme karakteri mafsalın farklı konumlarına göre incelendi. Metal parçalar için yorulma çözümlenmesi yapılarak sistemin çalışma ömrü hakkında bilgi edinildi. Son olarak, yapısal çözümlenme sonucu oluşan gerilme değerleri incelenerek gövde üzerinde tasarım iyileştirmesi yapıldı.

**Anahtar Kelimeler-** Bilgisayar destekli mühendislik, Rot başı, Sonlu elemanlar yöntemi, Yorulma ömrü

**Abstract-** The tie rod end is one of the most fundamental element of steering mechanism, and possesses direct and crucial importance in terms of driving safety. In this study the structural analysis of a tie rod end part for a van type vehicle is carried out. The main duty of this part is to transfer the routing coming from the steering linkage to steering knuckle via tie rod arm. In our study the model for the analysis includes the body, the joint and the bearing. Hence, different from previous studies, every part of the tie rod end modeled and analyzed individually by defining contact between parts. The analysis for the joint part is carried out for different possible orientations. By this way, stress characteristics of every part of the tie rod end are analyzed for different cases. A fatigue analysis for metal parts is performed to obtain information about the service life of the system. Finally by considering the stress analysis results a design improvement is achieved on the body.

**Keywords:** Computer Aided Engineering, Fatigue Life, Finite Element Method, Tie rod end,

### I. GİRİŞ

Araç dümenleme mekanizmasında rot başı, direksiyon bağlantısından gelen yönlendirmeleri tekere iletme işlevi görmektedir (Şekil 1). Mühendislik, tasarım ve imalat süreçlerinin her birinde titizlik gerektiren bu donanımda oluşabilecek arızalar, sürüş esnasında akustik ve stabilite problemlerine yol açmaktadır. Ani kırılma ve kopma gibi daha az karşılaşılan durumlarda ise kaza riski büyüktür. Arızalar; uygun olmayan malzeme seçimi, tasarım yetersizliği, metal yorulması ve yatakların deformasyonu/yıpranması sonucu gözlenmektedir.

Konu ile ilgili 2006'da A.H. Falah SUV bir aracın rot başındaki kırılma problemini incelemiştir [1]. 2 yıl dolmadan ve 30.000 km de gerçekleşen kırılma, ülkemizde de otomobil parçaları için belirlenen 2 yıl/60000 km garanti şartı için yetersiz kalmıştır [2]. Spektrum incelemesi sonucu AISI 8620 çeliğinden üretildiği belirlenen parçada yorulma kırılması gerçekleştiği ortaya koyulmuştur. 2013'te Manik A. Patil, belirli bir araçtaki rot başı ve rot kolu için statik gerilme ve doğal frekans hesaplaması yapmıştır. Tüm donanımı tek parça olarak modellediği geometri için yaptığı statik yapısal çözümlenme sonucunda, donanımın güvenli olduğunu belirlemiştir [3].

<sup>1</sup>[kutay5461@hotmail.com.tr](mailto:kutay5461@hotmail.com.tr)

<sup>2</sup>[ozsoy@sakarya.edu.tr](mailto:ozsoy@sakarya.edu.tr)

<sup>1,2</sup>Sakarya Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Serdivan, SAKARYA



Şekil 1. Rot başı ve yönlendirme mekanizması

Bu çalışmada diğer çalışmalardan farklı olarak, rot başındaki her bir parça ayrı ayrı modellendi ve bu parçalar arasında temas tanımlanarak ilişkilendirilme yapıldı. Mafsalın sürüş esnasındaki farklı konumları için ayrı ayrı çözümlenmeler yapıldı. Bu sayede her bir parçada oluşan gerilme değerleri farklı konumlara göre belirlendi. Şekil 2'de rot başını oluşturan parçalar görülmektedir. Rot başını oluşturan parçaların malzemelerinin mekanik özellikleri (Tablo 1, 2, 4)' te, yorulma deney verileri ise (Tablo 3, 5)' te görülmektedir.



Şekil 2. Gövde, mafsal ve yataklar

Tablo 1. Yatak malzemesi için mekanik özellikler [4]

Malzeme	Ultraform N2320 POM
Elastikiyet Modülü	3 GPa
Poisson Oranı	0.42
Akma Gerilmesi	64 MPa
Çekme Gerilmesi	84 MPa

Tablo 2. AISI 1040 için mekanik özellikler [4]

Malzeme	AISI 1040
Elastikiyet Modülü	207GPa
Poisson Oranı	0.3
Akma Gerilmesi	400 MPa
Çekme Gerilmesi	620 MPa

Tablo 3. AISI 1040 için yorulma verileri [4]

Çevrim sayısı	Gerilme
10000	380 MPa
100000	294 MPa
1000000	238 MPa
10000000	200 MPa

Tablo 4. AISI 5140 için mekanik özellikler [4]

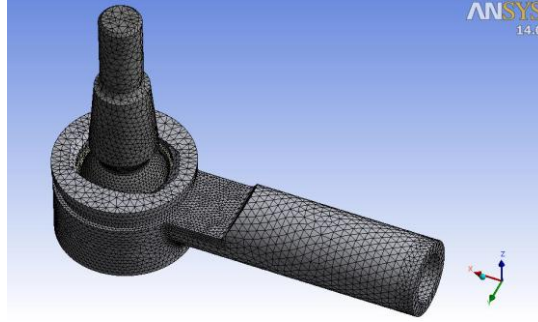
Malzeme	AISI 5140
Elastikiyet Modülü	210 GPa
Poisson Oranı	0.3
Akma Gerilmesi	1165 MPa
Çekme Gerilmesi	1310 MPa

Tablo 5. AISI 5140 için yorulma verileri [4]

Çevrim sayısı	Gerilme
1000	962 MPa
10000	862 MPa
100000	772 MPa
1000000	692 MPa

## II. GEOMETRİK VE MATEMATİKSEL MODEL

Geometrik model gövde, mafsal ve yataklardan oluşmaktadır. Alt kapak, gövde ile birleşik olarak modellenmiştir. Geometrik model Ansys Workbench Design Modeller ortamında, çözümlemede önem teşkil etmediği düşünülen bazı kısımlar (dişler, vb) göz ardı edilerek, 3 boyutlu katı model olarak oluşturulmuştur. Matematiksel model ise Ansys Workbench Mechanical ortamında oluşturulmuştur. Çözümlemede hassasiyeti yakalamak için, farklı sonlu eleman ağları kullanılarak çözümleme yapıldıktan sonra, Tablo 6'da listelenen 97.173 elemandan oluşan sonlu elemanlar ağıyla çözüm yapılmasına karar verildi. Şekil 3'te çözümlemede kullanılan sonlu elemanlar ağı görülmektedir.

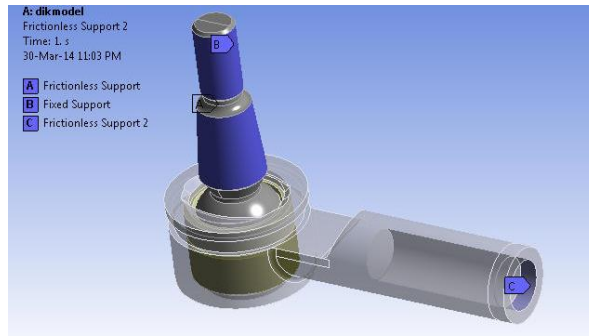


Şekil 3. Rot başı sonlu elemanlar ağı

Tablo 6. Eleman çeşidi ve sayısı

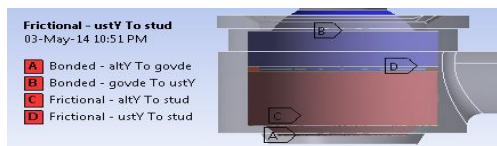
Eleman Çeşidi	Eleman Sayısı
SOLID187	75035
CONTA174	11069
TARGE170	11069

Mafsalın aksona girdiği konik yüzeyde (A) sürtünmesiz, mafsalın dişlerinin bulunduğu yüzeyde (B) sabit mesnet, mafsalın rot koluna bağlantı yapıldığı kısımda (C) ise sürtünmesiz mesnet sınır şartı olarak tanımlandı (Şekil 4).



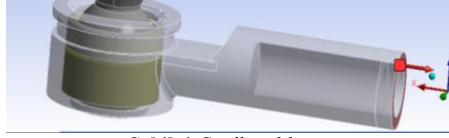
Şekil 4. Sınır şartları

Şekil 5'te parçalar arasında tanımlanan temaslar görülmektedir. Gövde ile yataklar arasında (A ve B) bağlı (Bonded) temas, mafsal ile yataklar arasında (C ve D) sürtünmeli (Frictional) temas tanımlandı. Yataklama bölgesinde, gövde ile yatak arasındaki sürtünme katsayısı 0,22 kabul edildi [5]. Küçük kaymaların görüldüğü durumlar için sürtünme katsayısı kuvvet ile değişmemektedir [6]. Bu nedenle, montajın son adımı olarak gerçekleştirilen ön yüklemenin sürtünme katsayısına etkisi bulunmamaktadır.



Şekil 5. Temas yüzeyleri

Son olarak statik çözümlemede kullanılacak yükleme için Teknorot A.Ş.' den edinilen bilgiler çerçevesinde X eksenini doğrultusunda -2.000 Newtonluk yük Şekil 6'daki gibi tanımlandı. Bu yükleme şartı, sağ rot başı için aracın sola dönüşündeki, sol rot başı için aracın sağa dönüşündeki zorlanmayı temsil etmektedir. 2011'de K.H. LEE benzer kullanım özelliklerinde bir binek araç için yaptığı çözümlemede, rot başına 1.538 Newton'luk statik yük uygulamıştır [7]. Dolayısıyla firmadan alınan 2.000 Newton'luk yükleme koşulu bilgisinin uygun olduğu kabul edildi.



Şekil 6. Statik yükleme

Rot gövdesi içerisinde bulunan mafsalsal, sürüş esnasında çoğunlukla dik konumda olmakla birlikte, dik eksen etrafında dönme ve  $\pm 28^\circ$  yatma kapasitesine sahiptir. Bu sayede, maksimum dönme açıları ve değişken yol koşullarında, sürücünün aracı yönlendirme kabiliyetini sürdürmesini sağlar. Bu çalışmada mafsalsalın dik eksen ile  $0^\circ, 25^\circ, 28^\circ$  konumları için statik yapısal çözümleme yapıldı. Bu çözümleme sonrasında elde edilen değerler ömür tayini için yapılan yorulma çözümlemesinde girdi olarak kullanıldı.

Tablo 7. Yüzey düzgünlük faktörü değerleri [8]

Kopma Dayanımı (MPa)	300	400	500	600	700	800	1000
Çok ince parlatılmış	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Parlatılmış	1,00	0,99	0,985	0,975	0,972	0,972	0,97
Taşlanmış	0,97	0,96	0,95	0,935	0,935	0,932	0,93
İnce talaş alınmış	0,93	0,92	0,91	0,89	0,89	0,885	0,88

Tablo 8. Boyut faktörü değerleri [8]

Çap, d(mm)	Boyut faktörü( $b_0$ )
10	1,00
15	0,98
20	0,95

$$K_f = b_0 b_1 \quad (1)$$

Yorulma çözümlemesinde ömür hesabına dahil edilen (mukavemet azaltıcı etken,  $K_f$ ) katsayı, yüzey düzgünlüğü ve deney numunesine göre boyut farkı dikkate alınarak hesaplandı. Gövde için kesit çapı 20 mm dir. Tablo 8'e göre boyut faktörü ( $b_0$ ) 0,95 olarak alınmalıdır. Parçada yüzey işleme olarak ince talaş alınmıştır. Malzeme kopma gerilmesine göre Tablo 7'den 600 MPa için yüzey düzgünlük faktörü ( $b_1$ ) 0,90 olarak seçildi. Denklem 1'den  $K_f$  0,855 olarak hesaplandı. Mafsalsalda en yüksek gerilmelerin olduğu kesitte çap 11,5 mm dir. Tabloya göre boyut faktörü 0,99 alınır. Parça yüzey işleme olarak parlatılmıştır. Malzeme kopma gerilmesine göre tablodan 1300 MPa için  $b_1$  0,98 seçildi. Denklem 1 den mafsalsal için  $K_f$  0,97 olarak hesaplandı.

### III. YAPISAL ÇÖZÜMLEME SONUÇLARI

#### A. Statik Yapısal Çözümleme Sonuçları

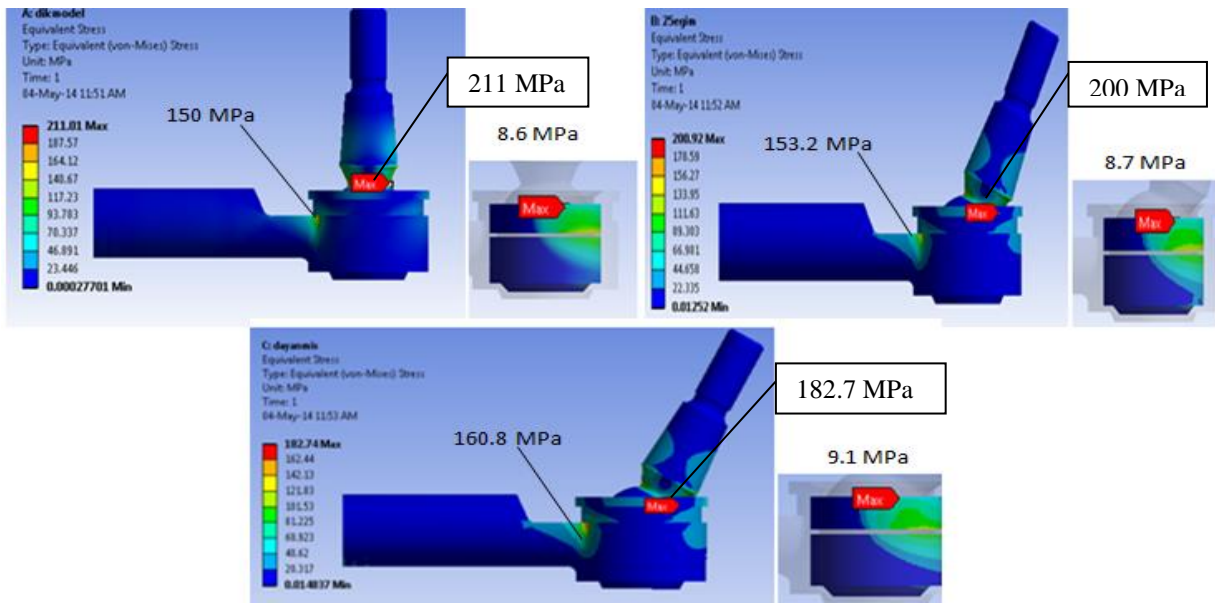
Statik çözümlemeler mafsalsalın 0 derece, 25 derece ve gövdeye dayanma gerçekleşen 28 derece olmak üzere 3 değişik konumda gerçekleştirildi. Çözümlemeler sonrasında her bir konumda oluşan maksimum gerilme değerleri Tablo 9'da, her parçada oluşan maksimum gerilmenin hangi konumda olduğu ise Tablo 10'da görülmektedir.

**Tablo 9.** Her konum için parçalarda oluşan gerilmeler

Konum (Derece)	Gövde Maksimum Gerilme(MPa)	Mafsal Maksimum Gerilme(MPa)	Alt Yatak Maksimum Gerilme(MPa)	Üst Yatak Maksimum Gerilme(MPa)
0	150	211	6,5	8,6
25	153,2	200,9	6,6	8,7
28	160,8	182,7	6,1	9,1

**Tablo 10.** Maksimum gerilmeler ve konum

Parça	Maksimum Gerilme (MPa)	Dikey eksen ile açı (Derece)
Mafsal	211	0
Gövde	160,8	28 (Temas)
Yataklar	9,1	28 (Temas)



**Şekil 7.** Her konum için parçalarda oluşan maksimum gerilmeler

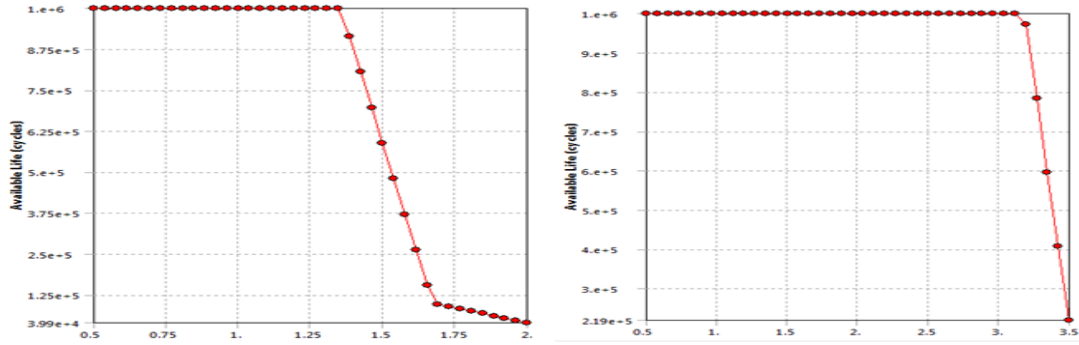
### B. Yorulma Çözümlemesi Sonuçları

Yapısal statik çözümleme sonrasında elde edilen değerler, yorulma çözümlemesi için girdi olarak kullanıldı. Bu çözümleme sadece metal parçalara uygulandı. Mafsal çoğunlukla dik konumda bulunduğu için, mafsalın dik konumdaki gerilme değerleri kullanıldı. Yorulma çözümlemesinde  $10^6$  çevrim ömrü hedeflendi. Çözümleme sonucunda elde edilen, yükleme büyüklüğünün değişimine karşı parçaların ömrü Şekil 8'de görülmektedir. Şekilde Y eksenini ömür, X eksenini mevcut yükleme büyüklüğü (2.000N) ile çarpılacak katsayıdır. Tablo 11'de görüldüğü gibi gövdenin yorulma güvenlik katsayısı 1,35 olarak, mafsalın yorulma güvenlik katsayısı ise 3,18 olarak tespit edildi.

**Tablo 11.** Yorulma güvenlik katsayıları

Parça	Tasarım ömrü	Yorulma güvenlik katsayısı
Mafsal	$10^6$	3,18
Gövde	$10^6$	1,35

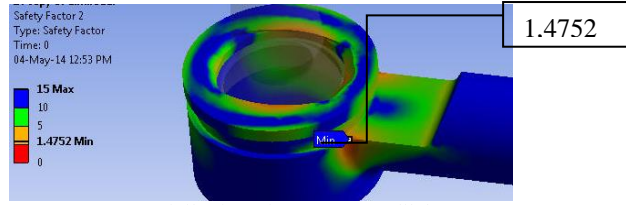




Şekil 8. Gövde ve mafsals için ömür-yüklemeye değerleri

### C. Gövde İçin Tasarım İyileştirmesi ve Sonuçları

Yapısal statik çözümler incelendiğinde, gövde üzerinde oluşan gerilme yığılmasının güvenlik katsayısını önemli ölçüde düşürdüğü görülmektedir. Kesit geçişini iyileştirmek amacıyla gerilme yığılması bölgesindeki 2 mm olan yuvarlatma yarıçapının 3 mm olarak değiştirilmesi sonrası yapısal statik çözümleme tekrarlandı. Şekil 9'da görüldüğü gibi, kütlede artış olmaksızın güvenlik katsayısının 1,48 olarak gerçekleştiği görüldü.



Şekil 9. Tasarım iyileştirmesi sonrası güvenlik katsayısı

### D. Sonuçların İncelenmesi ve Öneriler

Donanım üzerinde gerçekleştirilen yapısal statik hesaplama sonuçları incelendiğinde, parçalar üzerinde meydana gelen gerilmelerin akma gerilmelerinin altında olduğu görüldü. Metal parçalara  $10^6$  çevrim ömrü için yapılan yorulma çözümlemesinde de donanımın güvenli olduğu tespit edildi. Yüklemeye büyüklüğünün 1,35 katına çıkması durumunda bile metal parçaların istenen ömrü sağladığı görüldü.

Çözümleme sonuçlarında maksimum gerilmeler mafsals için 211 MPa gövde için 160.8 MPa yataklar için 9.1 MPa değerlerine ulaşmaktadır. En yüksek gerilmeler mafsals üzerinde oluşmasına rağmen AISI 5140'ın yüksek akma gerilmesi ve ömür-gerilme değerleri nedeniyle en düşük güvenlik katsayısı gövde üzerinde görülmektedir. Dolayısıyla analiz sonuçlarına göre gövde üzerinde kırılma ve deformasyonlar daha erken gözlemlenecektir.

Şekil 7'de görüleceği üzere mafsals dik konumundan 25 dereceye geldiğinde, maksimum gerilmeye 10 MPa azalma gerçekleşti. 28 derecede gövdeye temas etmesiyle birlikte, mafsals için maksimum gerilme %13 azalarak minimum değerini almaktadır. Açı arttıkça gövde üzerindeki maksimum gerilme değerinde artış eğilimi izlenmekte, temasın gerçekleşmesiyle birlikte bu değer maksimuma (160,8 MPa) ulaşmaktadır. Yataklar için maksimum gerilme değeri temas konumunda ve üst yatakta izlenmektedir (9,1 MPa).

Mafsals çoğunlukla dik konumda bulunmakla birlikte, maksimum dönme açıları ve bozuk yol koşullarında açı yapabilmekte hatta gövdeye yaslanabilmektedir. Arızaların en çok gözlemlendiği gövde ve yataklar için en tehlikeli mafsals konumu 28 derecede gerçekleşen temas konumudur. Dolayısıyla uygunsuz yol koşulları ve sürüş, donanım ömrünü büyük ölçüde kısıltacaktır.

Üretici firma Teknorot A.Ş. ye, donanım için en fazla arıza bildirimleri, yataklama bölgesinde oluşan deformasyonlardan kaynaklanan problemler için gelmektedir. Tablo 9'daki gerilme değerleri incelendiğinde, üst yatak üzerinde %33 daha büyük değerler izlenmektedir. Bu büyük gerilme farkı nedeniyle üst yatağın daha kısa sürede deforme olmasını önlemek amacıyla üst yatak için malzeme değişikliğine gidilebilir.

Rot başını oluşturan herhangi bir parçada gerçekleşecek deformasyon donanımı kullanılmaz hale getirebileceği için, gerilmelerin yoğunlaştığı bölgeler incelenerek tasarımda iyileştirmeler gerçekleştirilmelidir. Bu doğrultuda gövde üzerindeki maksimum gerilme değerini azaltmak amacıyla, kesit değişim bölgesindeki yuvarlatma yarıçapı 2 mm'den 3 mm'ye çıkarılarak tekrarlanan çözümleme sonrası kütle artış olmaksızın yorulma güvenlik katsayısında %10'luk iyileşme elde edildi. Gövde için elde edilen 1,48'lik yeni yorulma güvenlik katsayısı yeterli görülmediği takdirde, malzeme değişikliğine gidilmelidir.

## TEŞEKKÜR

Bu çalışma sırasında verdiği katkılardan dolayı Teknorot A.Ş adına, AR-GE koordinatörü Sayın Murat IŞIK 'a teşekkür ederiz.

## KAYNAKLAR

- [1] Falah, A.H., Alfares, M.A., Elkholly, A.H., “Failure investigation of a tie rod end of an automobile steering system”, *Mechanical Engineering Department, Kuwait University*, P.O. Box 5969, Safat 13060, Kuwait, 19 November 2006.
- [2] Garanti Belgesi Uygulama Esaslarına Dair Yönetmelik Resmi Gazete Tarh-No:14.06.2003-25138.
- [3] Patil, M. A., Chavan, D.S., Kavade, M.V., Ghorpade, U. S., “FEA of Tie Rod of Steering System of Car” *Mechanical Engineering Dept. Rajarambapu Institute of Technology, Sakharale. Islampur, India* 5 May 2013
- [4] Fatigue Data Library. [Online]. <http://www.keytometals.com/>, erişim tarihi: 24.11.2013
- [5] Shinohara, K. , “Thermoplastic Resin Composition Containing Mesoporous Powders Absorbed With Lubricating Oils”, *WO 2006057974 A1*, 1 June 2006.
- [6] Ernest Rabinowicz, *Friction and Wear of Materials*, Wiley-Interscience, 1995.
- [7] Lee, K.-H., Kim, J. K., Kim, Y. J. , Yang, W. H., Park, Y. C., “Structural Design of An Outer Tie Rod For a Passenger Car”, *Department of Mechanical Engineering, Dong-A University, Busan, Korea*, 2011.
- [8] Temiz, V. ,*Makine Elemanları Ders Notu*, İTÜ Makine Fakültesi, 2009.