



Jant İçi Elektrik Motorunun Kritik Parçalarının Yorulma Analizi

U. Görkem Çakıcı¹, S. Çağlar Başlamışlı^{*2}, Selim Solmaz³, Korhan Babacan Yılmaz⁴, Bora Yıldırım⁵

ÖZ

Elektrikli araçlar (EA) ulaşım araçlarının karbon emisyonlarının azaltılması ile benzin ve dizel gibi fosil yakıtlara bağımlılığın azaltılmasında çok önemli bir role sahiptir. Bu çalışmanın temel amacı, özgün yapım bir jant içi elektrik motorunun kritik parçalarının yorulma analizini gerçekleştirmektir. Belirtilen fırçasız jant içi elektrik motoru, TÜBİTAK Alternatif Enerjili Araçlar Yarışması için üniversite bünyesinde geliştirilen bir elektrikli araç içerisinde kullanılmaktadır. Yorulma analizi ilk olarak Von-Mises eşdeğer gerilim dağılımlarından türetilen ortalama ve değişken gerilimlerin elde edilmesi ve daha sonra kritik parçalara ASME-Elliptic yaşam döngüsü metodunun uygulanmasıyla gerçekleştirilmiştir. Ek olarak, jant içi elektrik motor modelinin kritik parçalarının farklı yol koşullarında göreceği hasar ve işletme ömürlerinin hesaplanması için yağış saydırma döngüsü (rainflow counting) ve Palmgren-Miner kuralı kullanılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Ls-Dyna, yorulma analizi, yağış saydırma döngüsü metodu, sonlu elemanlar analizi

Fatigue Analysis of Critical Parts for an In-Wheel Electric Motor

ABSTRACT

Electrical vehicles (EVs) have a major importance on reducing the carbon emissions for transportation vehicles and dependency on fossil fuels such as gasoline and diesel. The main aspect of this study is to conduct a fatigue analysis of critical parts for a homemade in-wheel electric motor. The said in-wheel BLDC electric motor is utilized in an in-house built electric vehicle designed according to the specifications of the TÜBİTAK Alternative Energy Vehicle Races. The fatigue analysis is conducted by first deriving the mean and alternating stresses from the Von-Mises equivalent stress distributions and then applying the ASME-Elliptic life cycle method to the critical parts. Rain flow counting cycle method and Palmgren-Miner's rule are also used to generate damage and operation life for the critical parts of the in-wheel electric motor assembly, for different road conditions.

Keywords: Ls-Dyna, fatigue analysis, rainflow counting method, finite element analysis

* İletişim Yazarı

Geliş/Received : 05.02.2018

Kabul/Accepted : 15.01.2019

¹ Makina Yüksek Müh., Hacettepe Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Ankara - gorkemcakici@gmail.com

² Doç. Dr., Hacettepe Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Ankara - scaglarb@hacettepe.edu.tr

³ Doç. Dr., Yakın Doğu Üniversitesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Mersin - selim.solmaz@gmail.com

⁴ Makina Yüksek Müh., Hacettepe Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Ankara - korhanbabacanyilmaz@gmail.com

⁵ Prof. Dr., Hacettepe Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Ankara - boray@hacettepe.edu.tr



1. GİRİŞ

Otomotiv endüstrisi, motorlu araç kullanımının çevreye verdiği ciddi zararları azaltmak adına elektrikli araç teknolojilerinin geliştirilmesine yönelmektedir. Bu nedenle, çevre kirliliği ve küresel ısınmanın olumsuz etkilerinin önüne geçmek amacıyla yeşil kaynaklara doğru artan bir eğilim söz konusudur. Aracın bataryalarının yenilenebilir enerji kaynakları ile şarj edilmesi durumunda, elektrikli araçlar (EA) hiçbir kirlilik yaratmamaktadır. Karbon-nötr yakıt ve elektrikli hibrit araçlar ile ulaşım gibi sürdürülebilir ulaşım çözümleri arasında EA, otomotiv ve ulaşım endüstrilerinde en fazla gelecek vadeden teknolojilerden biridir [1].

Bir EA'da geleneksel elektrik motoru yerine jant içi elektrik motoru kullanmanın düşük transmisyon kayıpları, basit tasarım süreci ve yüksek işletme verimliliği gibi çok sayıda faydası vardır. Ancak, jant içi elektrik motoru tasarım sebebiyle tekerlek toplam ağırlığının artması, aracın yaysız ağırlığının artmasına ve bu nedenle engebeli sürüş şartlarında yolcu konforunun azalmasına sebep olmaktadır. Bunun ile birlikte, jant içi elektrik motorlarına ilişkin araştırmaların artmasıyla bazı endüstriyel motor tasarımları ortaya çıkmıştır. Siemens, Michelin ve Protean [2] tabanlı jant içi elektrik motoru tasarımlarına ilişkin nitelikli bir takım bilgiler bulunabilir.

Araçlarda kullanılan süspansiyon ve süspansiyon modeli parçalarının yorulma analizine ilişkin kayda değer bazı araştırmalar bulunmaktadır. Kulkarni vd artan ağırlıktan kaynaklanan dayanıklılık ve yaşam döngülerinin belirlenmesi için yorulma analizi yapmışlardır. Süspansiyonun tahmini ömrünün belirlenmesi için yağış sayım döngüsü ve yaşam matrisi metotları kullanılmıştır [3]. Bir otomobilin denge çubuğunun kırılması, Bayrakçelen, Taşgetiren ve Aslantaş [4] tarafından kırılma çalışması ve sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak incelenmiştir. Bulgular, kırılmanın temel olarak yüklem prosedürüne ve malzemenin metalürjik yapısına bağlı olduğunu ortaya koymaktadır. Ayrıca, MacPherson yaylı süspansiyon bilyeli mafsalların ani arızalanmasına ilişkin çalışmada [5] verilmiştir. Söz konusu çalışma, defolu malzeme, aşırı yüklem veya elemanın kusurlu tasarımı gibi nedenlerle oluşan arızanın sebebini belirlemeyi amaçlamaktadır.

Bu çalışmanın amacı tarafımızca geliştirilen jant içi elektrik motorunun bileşenlerinin yorulma niteliklerini ortaya çıkarmaktır. Bu nedenle, süspansiyon modeli bileşenlerinin yorulma analizi ve tetkiki göz ardı edilerek, jant içi elektrik motoru modeli yorulmasının sonlu elemanlar analizi ANSYS Workbench (2016) ve ANSYS Workbench LS-Dyna (2016) kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmaya konu olan yorulma analizinin temel amaçları şu şekilde özetlenebilir:

- Jant içi elektrik motoru modelinin kritik bileşenlerinin belirlenmesi için bir sonlu elemanlar modeli geliştirilmesi,



- Sonlu elemanlar modeli simülasyonu için çeşitli yol koşulları tanımlanması ve geliştirilmesi,
- Jant içi elektrik motoru modelinin yorulma ömrünün belirlenmesi için ASME ömür belirleme yönteminin kullanılması,
- Yağış saydırma döngüsü (rainflow counting) yöntemi kullanarak toplam hasarın oluşturulması ve incelenmesidir.

2. VON-MİSES AKMA KRİTERİ

Bu bölümde, yapılan ömür analizlerinde kullanılan mukavemetsel teorik kriterlerden Von-Mises akma kriteri açıklanacaktır. Mukavemet hesapları yapılırken çeşitli akma ve kırılma kriterleri kullanılmaktadır. Gerilmelerden kaynaklı çatlaklar oluşmakta ve devamında kırılma meydana gelmektedir. Belli bir gerilme dağılımına ulaşıldığı zaman kalıcı şekil değiştirmeler, yani akma oluşmaktadır. Von-Mises akma kriteri, üç boyutlu gerilim durumunda akmanın başladığı noktanın belirlenmesinde kullanılmaktadır. Normal gerilmelerin yanında, kesme gerilimi değerlerini de içermekte ve gerilim tensörünün plastik şekil değiştirme kısmını ortaya çıkarmaktadır. Bu teoriye göre, plastik şekil değiştirme enerjisinin belli bir sınırı aşması ile cisimde hasar başlamakta ve malzemede oluşacak gerilmeler akma kriterleri ile değerlendirilmektedir. Plastik deformasyonun başlangıcı akma kriterine göre belirlenmektedir. J_1 , J_2 , J_3 sapma gerilimi sabit katsayılarıdır. Normal gerilmelerin yanında, şekil değişimini ortaya çıkartan kesme gerilimi bileşenleri de dikkate alındığında ikinci asal katsayı (J_2) göz önünde bulundurulmaktadır. Von-Mises'a göre bu değer $J_2 = k^2$ ile gösterilen kritik bir değer üzerine çıktığı durumlarda, akmanın başladığı anlamına gelmektedir. Bu katsayı asal gerilmeler üzerinden, yani eksenler kesme gerilmeleri sıfırlanacak şekilde ve normal gerilim değerlerinin aldığı en yüksek değerlere bakarak Eş.1'deki gibi yazılabilmektedir:

$$J_2 = \frac{1}{6}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2] = k^2 \quad (1)$$

Eş.1'e göre J_2 ve k Von-Mises akma kriterini göstermektedir.

Von-Mises gerilme değeri, normal gerilmeler ve kayma gerilmelerine bağlı olarak Eş.2'de belirtildiği şekilde de yazılabilir.

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(\sigma_{xx} - \sigma_{yy})^2 + (\sigma_{yy} - \sigma_{zz})^2 + (\sigma_{zz} - \sigma_{xx})^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)}{2}} \quad (2)$$

Burada; σ_{VM} : Von-Mises gerilmesi, σ_{xx} : x yönündeki normal gerilme, σ_{yy} : y yönündeki normal gerilme, σ_{zz} : z yönündeki normal gerilme, τ_{xy} : xy düzlemindeki kayma gerilmesi, τ_{yz} : yz düzlemindeki kayma gerilmesi, τ_{xz} : xz düzlemindeki kayma gerilmesi'ni ifade etmektedir.



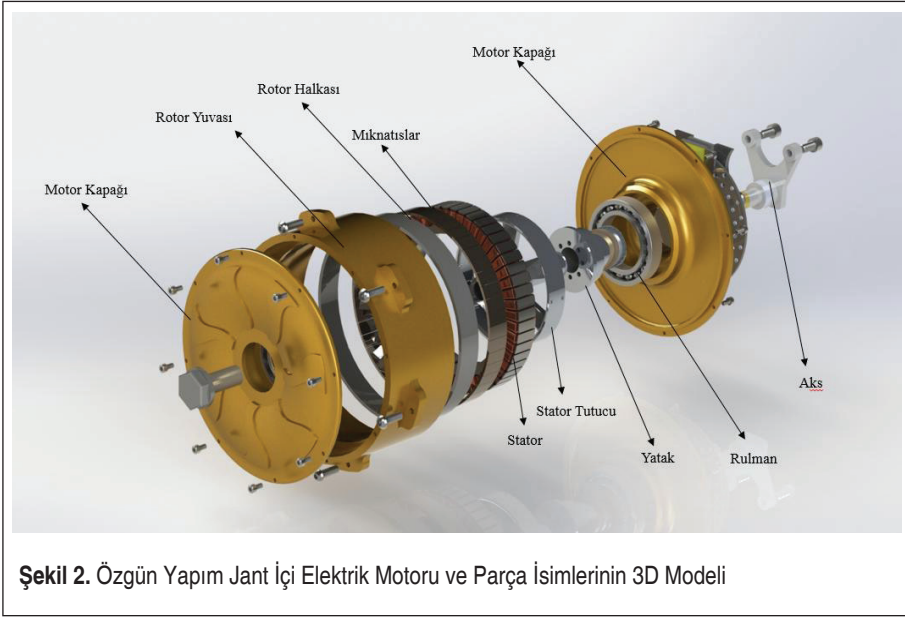
3. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ VE MALZEME MODELLERİ

Bu bölümde, sonlu elemanlar yöntemine dayalı hesaplama yaklaşımı anlatılmaktadır. Sonlu elemanlar yöntemi ANSYS Workbench (2016) ve ANSYS Workbench LS-Dyna (2016) kullanılarak hazırlanmış ve çözülmüştür. Ayrıca, modellerin data yapılandırması yerleşik anahtar data yöneticisi LS-PrePost (2016) programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Jant içi elektrik motoru ile birlikte kullanılmak üzere TÜBİTAK Alternatif Enerjili Araçlar Yarışması için üniversite bünyesinde tasarlanarak geliştirilen özgün yapım araç prototipi Şekil 1’de gösterilmektedir. Ek olarak, özgün yapım jant içi elektrik motoru ve parça isimlerinin 3D modeli Şekil 2’de göstermektedir.

Jant içi elektrik motoru modeli, tuğla elemanlar sekiz noddan ve piramit elemanlar dört noddan oluşturulmuştur. Sonlu elemanlar modeli 111752 nod ve 211615 elemandan oluşmaktadır. Çözüm zamanını kısa tutmak adına uygun bir ağ boyutu ve zaman adımını belirlemek için sonlu elemanlar modelinde Von-Mises eşdeğer gerilme dağılımlarını kontrol ederek birincil yakınsaklık analizi yapılmıştır. Kritik temas bölgeleri için eleman boyutu 3,5 mm’ye düşürülmüş ve sonlu elemanlar ağı Şekil 3’te verilmiştir. Ayrıca, bu ağ boyutu hem analizin yakınsama kriteri hem de çözüm zamanı için optimum ağ boyutudur.



Şekil 1. Özgün Yapım Araç Prototipi

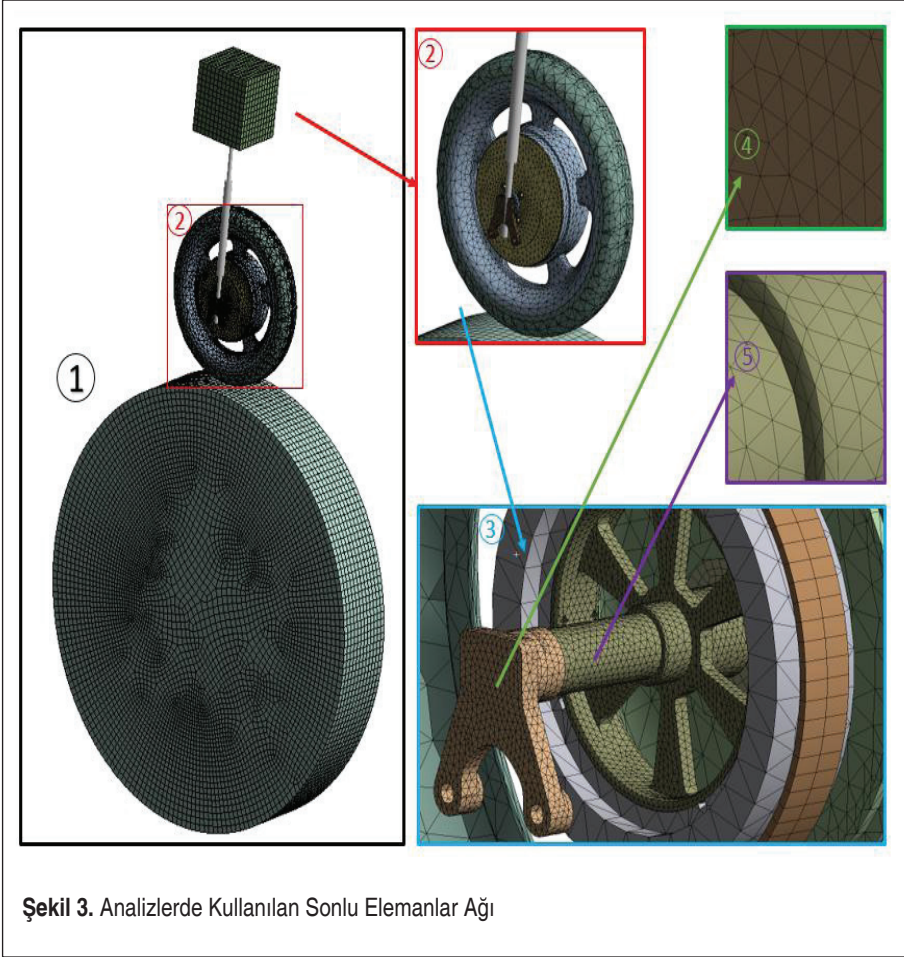


Şekil 2. Özgün Yapım Jant İçi Elektrik Motoru ve Parça İsimlerinin 3D Modeli

Şekil 3'te 1 numara ile gösterilmiş olan model tamburun ağ yapısını betimlerken 2 numarada motor, lastik ve yay parçalarının modelleri gösterilmiştir. 3 numarada ise jant içi elektrik motorumuzun detaylı görüntüsü ile birlikte ağ yapısı gösterilmiştir. 4 numarada akson ve 5 numarada stator tutucu parçamızın detaylı ağ yapısı verilmiştir. Tambur ile lastik arasındaki temas tuğla elemanlar ile sağlanırken, akson ve stator tutucu da piramit elemanlar kullanılmıştır. Temasın olduğu noktalarda hassasiyeti arttırmak için ağ yapısı daha hassas olarak 3,5 mm'ye düşürülmüştür.

Ek olarak, sonlu elemanlar modeli ve çözüm prosedürünün detayları Şekil 4'te verilmiştir. Prosedürün net bir şekilde anlaşılması için Şekil 4, ana hatlarıyla aşağıda özetlenmiştir:

1. Yazılıma 3D CAD modelinin yüklenmesi,
2. Sonlu elemanlar analizi için kondağın girilmesi,
3. Modelin 4-nodlu dört yüzlü ve 8-nodlu altıgen elemanlar kullanılarak örülmesi,
4. Doğrusal olmayan yayın girilmesi, sertlik ve sönüm katsayılarının sırasıyla 5N/mm ve 0,335 Ns/mm olarak belirlenmesi,
5. Tekerlek basıncının, yerçekiminin ve tamburların açısal hızlarının düz yol için 0,22 MPa, 9,81m/s² ve 35 rad/s (80km/h), frenleme esnasında 35 rad/s (80 km/h), engebeli yol için 17,5 rad/s (40 km/h) olarak girilmesi (yol koşulları modelleri Şekil 5'te verilmiştir),



Şekil 3. Analizlerde Kullanılan Sonlu Elemanlar Ağı

6. Jant içi elektrik motoru modeli üzerindeki manyetiğin modele bir şekilsel kütle olarak girilmesi,
7. .k dosyasının ANSYS Workbench LS-DYNA'dan (2016) dışa aktarımı,
8. .k dosyasının LS Pre Post anahtar data yönetimi yazılımına aktarılması,
9. Temas tipinin "AUTOMATIC_ONE_WAY_SURFACE_TO_SURFACE_SMOOTH" olarak değiştirilmesi,
10. Statik ve dinamik sürtünme katsayılarının sırasıyla 0,5 ve 0,5 olarak girilmesi,
11. Doğrusal olmayan yay eğrisinin girilmesi,
12. Sonlandırma zamanı, zaman adımı ve işlem sonrası seçeneklerinin girilmesi (BINARY_D3PLOT, ASCII_Option),



13. Modelin çözülmesi,
14. Sonuç dosyasının LS Pre-Post anahtar data yönetim yazılımıyla okunması,
15. Von-Mises eşdeğer gerilim dağılımlarının türetilmesi ve yağış saydırma döngüsü (rainflow counting) kullanılarak toplam hasarın belirlenmesi,
16. Modelin yorulma ömrünün belirlenmesi için ASME ömür belirleme yönteminin kullanılması,
17. Ömür sonuçlarının saat cinsinden nihai olarak işlenmesi.

Jant içi elektrik motorunu modelinde sonlu elemanlar analizi için iki farklı malzeme kullanılmıştır. Akson'da yapı çeliği kullanılarak modellenmiş ve jant içi elektrik motoru modelindeki diğer tüm parçalar alüminyum alaşım kullanılarak modellenmiştir. Bu malzemelerin özellikleri Tablo 1'de verilmiştir.

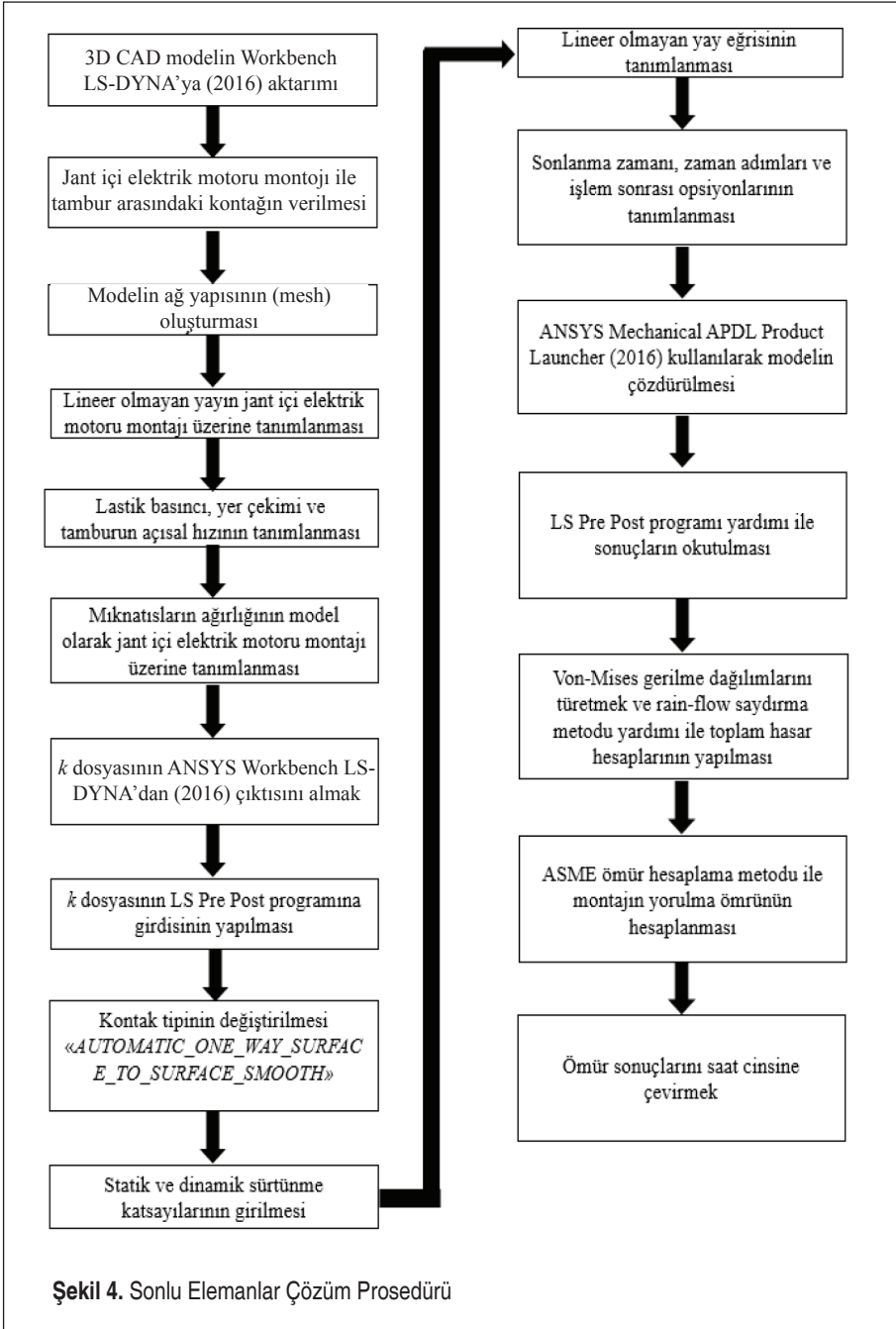
Yağış saydırma döngüsü (rainflow counting) metodu, her bir kolon içindeki sabit olmayan genlik büyüklüğüne sahip sonlu elemanlar modelinin yorulma sonuçlarının elde edilmesi için kullanılır. Kısmi hasarların hesaplanmasında değişken ve ortalama gerilimlerin elde edilmesi için hızlı sayım yöntemi kullanılmıştır. Bunun yanı sıra, söz konusu yöntem işlem süresi ve bellek kullanımının azaltılması hususlarında çok avantajlıdır. Ayrıca, hızlı sayım yöntemi aynı zamanda sayım yaparken uygun miktarda kolon kullanıldığında çok isabetlidir. Daha fazla sayıda kolonun daha doğru ve isabetli hasar değerleri verdiği bilinmektedir; ancak, toplam çözüm süresi artmaktadır ve bu arzu edilen bir durum değildir. Dolayısıyla, bu çalışmada isabetli sonuçlar elde etmek adına 13 kolon kullanılmıştır. Sonlu elemanlar yazılımında gerçek çevre şartlarını simüle etmek adına, her iki sonlu elemanlar analizinde de bir dayanım indirgeme faktörü kullanılmıştır. Yorulma indirgeme faktörü Eş.3'te gösterilmektedir,

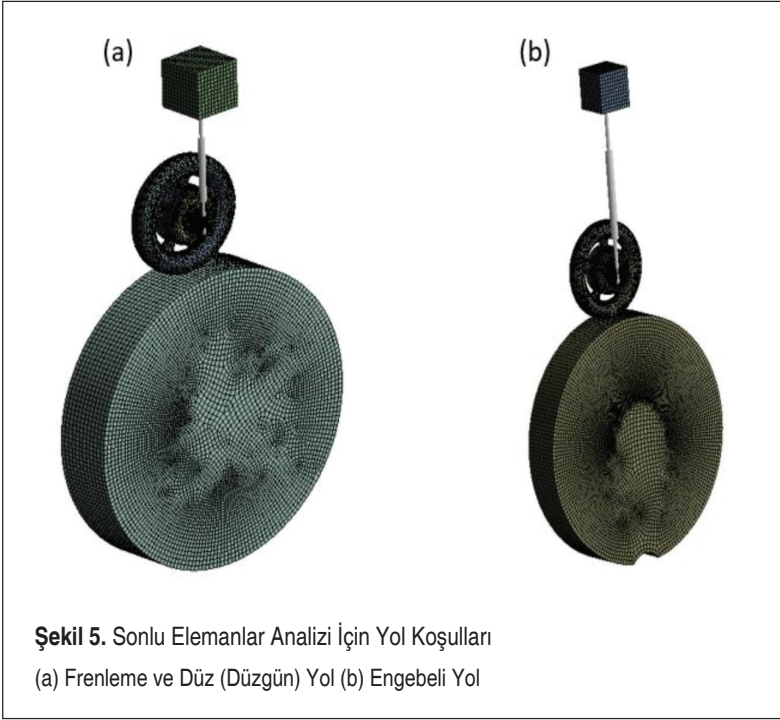
$$K_f = K_c K_m K_{freq} K_t K_r K_n K_{fret} \quad (3)$$

Parametreler K_c , K_m , K_{freq} , K_t , K_r , K_n , K_{fret} sırasıyla korozyon faktörü, yüklenme modu indirgeme faktörü, frekans indirgeme faktörü, boyut indirgeme faktörü, sıcaklık indirgeme faktörü, güvenilirlik indirgeme faktörü, çentik etkisi indirgeme faktörü ve aşınma faktörüdür. Ayrıca, bu çalışmada yorulma indirgeme faktörü K_f , 0,9 olarak alınmıştır.

ASME-Elliptic formülasyonu akson, jant ve stator tutucu parçaların yaşam döngülerini elde etmek için kullanılır, çünkü bu yöntem rotasyonel sistemler için gayet güvenli yorulma ömrü tahminleri sunar [8]. ASME-Elliptic formülasyonu denklemi, Eş. 4'te verilmiştir:

$$\left(\frac{n\sigma_a}{s_e}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_m}{s_y}\right)^2 = 1 \quad (4)$$





Şekil 5. Sonlu Elemanlar Analizi İçin Yol Koşulları
(a) Frenleme ve Düz (Düzgün) Yol (b) Engebeli Yol

Tablo 1. Sonlu Elemanlar Analizinde Kullanılan Malzemelerin Özellikleri [6],[7].

Elastisite Özellikleri	Alüminyum Alaşım	Yapı Çeliği
Yoğunluk [kg/m ³]	2770	7850
Elastisite modülü [Pa]	71E9	20E10
Poisson oranı	0,33	0,3
Kesme modülü [Pa]	26,6E9	7,6E10

Parçalar üzerindeki hasar değerlerini elde etmek için kullanılan toplam hasar (D) aşağıda yer alan Eş 5'te verilmiştir:

$$D = \sum_i \frac{n_i}{N_i} \leq 1 \quad (5)$$

Burada, N_i tüm döngüler için yaşam süreleri ve n_i Palmgren-Miner kuralındaki döngülerin sayısıdır [9].



4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

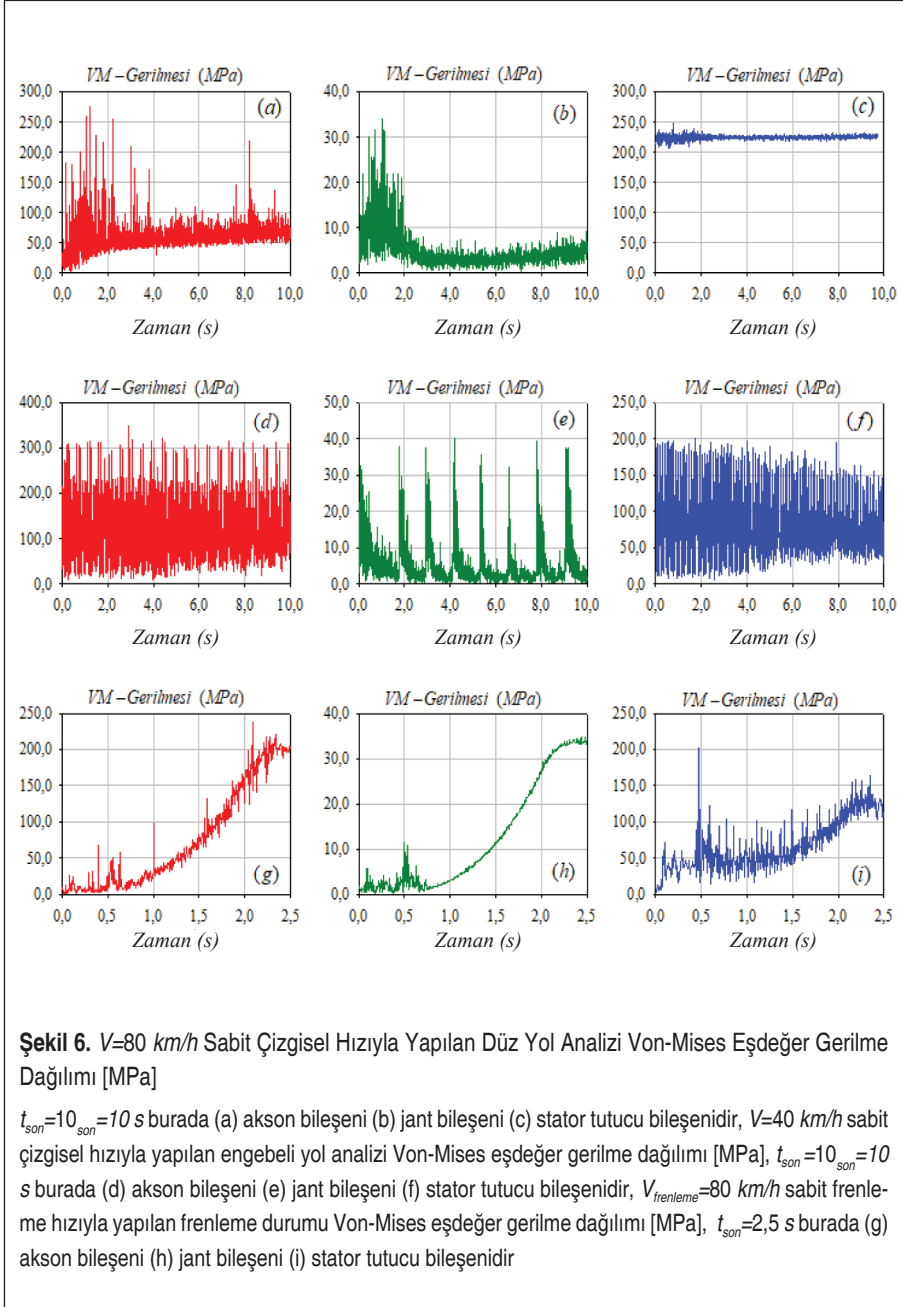
Bu bölümde, düz yolda, engebeli yolda ve düz yolda frenleme durumunda sabit hızlı rotasyon için Von-Mises eşdeğer gerilimi, yorulma ömrü ve hasar sonuçları verilmiştir. Üstteki koşullardan elde edilen gerilme sonuçları ve yorulma ömrü döngüleri, analizlerin dengelenme süresinden sonra kabul edilebilir durumdadır. Çizimlerde yer alan Von-Mises eşdeğer gerilimlerdeki gerilim dalgalanmalarından dolayı dengelenme süresi iki saniye olarak belirlenmiştir.

Düz yol analizi için akson parçası üzerindeki Von-Mises eşdeğer gerilme dağılımı Şekil 6(a)'da gösterilmiştir. Şekilden görülebileceği gibi, ayarlama süresinden önce kayda değer bir gerilim dalgalanması vardır ($t_s=2 s$). Bu noktadan sonra, Von-Mises eşdeğer gerilmeleri 40 MPa ile 160 MPa arasında değişmektedir ve bu durum yapı çeliğinin akma dayanımına nazaran oldukça küçüktür.

Şekil 6(b) ve 6(c)'de, jant içi elektrik motoru modelinin jant ve stator tutucu bileşenleri için Von-Mises eşdeğer gerilme dağılımları verilmiştir. Şekil 6(a)'ya benzer şekilde, Von-Mises eşdeğer gerilmelerindeki dalgalanma ayarlama süresinden önce gerçekleşir ($t_s=2 s$). Üstelik jant üzerindeki Von-Mises eşdeğer gerilme dağılımı, stator tutucudaki gerilme dağılımından daha küçüktür, çünkü modelin destek parçaları jant üzerindeki oluşan gerilmeleri azaltmaya yardımcı olur. Ayrıca, jant ve stator tutucu kısımlarındaki Von-Mises eşdeğer gerilmeleri sırasıyla 4-10 MPa ve 240-255 MPa arasında değişmektedir.

Şekil 6(d) 6(e) ve 6(f) engebeli yol koşullarında akson, jant ve stator tutucu kısımları için Von-Mises eşdeğer gerilme dağılımlarını göstermektedir. Bu sonuç kümesi için, en kötü senaryo dikkate alınmaktadır ($V=40 km/h$). Şekil 6(c) ve 6(e)'den görüleceği üzere, Von-Mises eşdeğer gerilmeleri, akson ve stator tutucu kısımları arasındaki sürekli titreşim nedeniyle çok hızlı bir şekilde dalgalanmaktadır. Öte yandan, Şekil 6(e)'de, jant kısmında meydana gelen Von-Mises eşdeğer gerilmeleri, jant için elektrik motoru düzeneği yol üzerindeki engebelere çarptığında artmaktadır. Ayrıca, özgül yapım jantın takviyeli yapısı, jant kısmının sertliğini artırır. $V_{frenleme} = 80 km/h$ başlangıç hızıyla yapılan frenleme analizi sırasında Von-Mises eşdeğer gerilme dağılımı Şekil 6(g) 6(h) ve 6(i)'de gösterilmiştir. Şekillerden görüleceği üzere, jant içi elektrik motoru modelinin hızı azaldıkça ortaya çıkan Von-Mises eşdeğer gerilmesi artmaktadır. Ek olarak, stator tutucu, akson-stator tutucu grubundaki mobil parça olduğundan, stres dalgalanması akson parçasından biraz daha yüksektir. Ayrıca, hız sıfıra indiğinde her iki parçadaki maksimum Von-Mises eşdeğer gerilimi neredeyse birbirinin aynıdır.

Şekil 7, yağış saydırma döngüsü (rainflow counting) yöntemini kullanarak elde edilen akson, jant ve stator tutucu parçaların sayım döngülerini ve hasarlarını göstermektedir. Şekil 7(a), 7(b) ve 7(e), 7(f)'de görüldüğü üzere, döngü azaldıkça hasar artmaktadır.



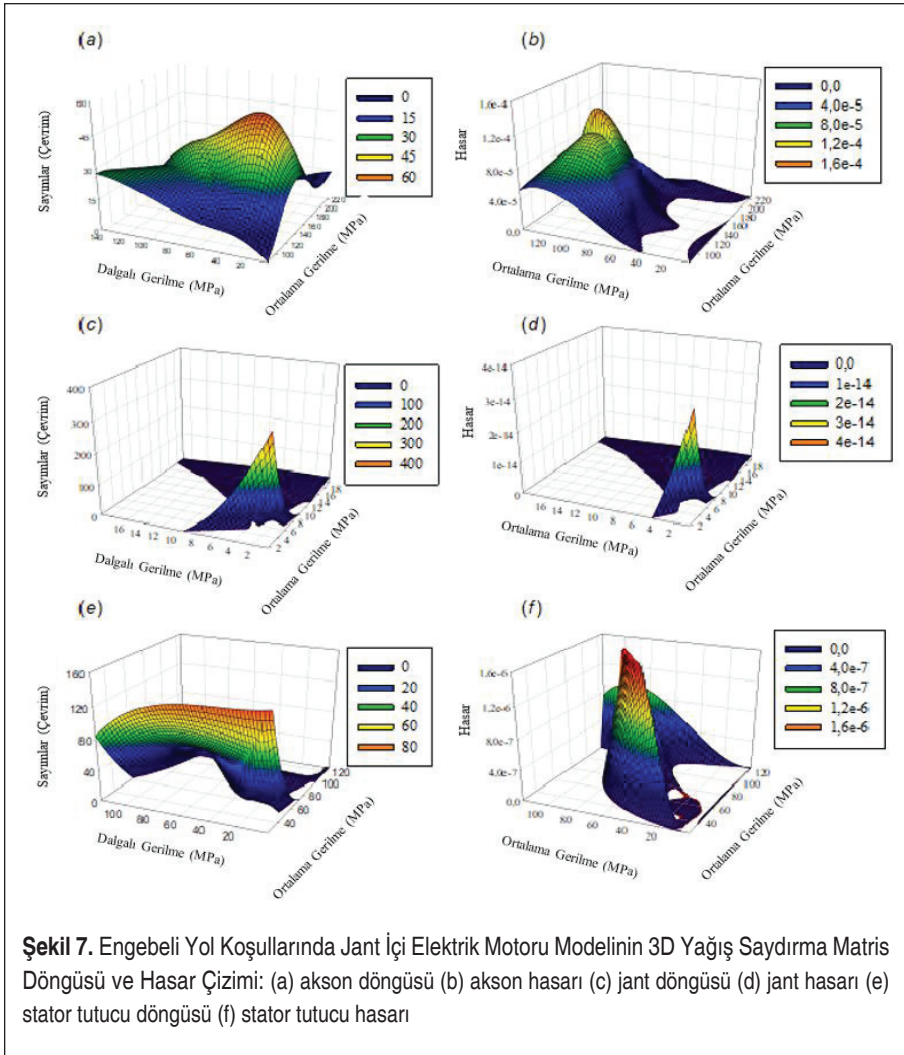
Şekil 6. $V=80$ km/h Sabit Çizgisel Hızıyla Yapılan Düz Yol Analizi Von-Mises Eşdeğer Gerilme Dağılımı [MPa]

$t_{son}=10_{son}=10$ s burada (a) aksion bileşeni (b) jant bileşeni (c) stator tutucu bileşenidir, $V=40$ km/h sabit çizgisel hızıyla yapılan engelibeli yol analizi Von-Mises eşdeğer gerilme dağılımı [MPa], $t_{son}=10_{son}=10$ s burada (d) aksion bileşeni (e) jant bileşeni (f) stator tutucu bileşenidir, $V_{frenleme}=80$ km/h sabit frenleme hızıyla yapılan frenleme durumu Von-Mises eşdeğer gerilme dağılımı [MPa], $t_{son}=2,5$ s burada (g) aksion bileşeni (h) jant bileşeni (i) stator tutucu bileşenidir



dır. Ayrıca jant kısmında meydana gelen Von-Mises eşdeğer gerilmesi oldukça düşük olduğundan, oluşan hasarlar aksion ve stator tutucu parçalardaki hasarlardan daha düşüktür. Ayrıca, aksion, jant ve stator tutucu parçalarının hasar ve yaşam döngüleri de Tablo 2’de gösterilmektedir.

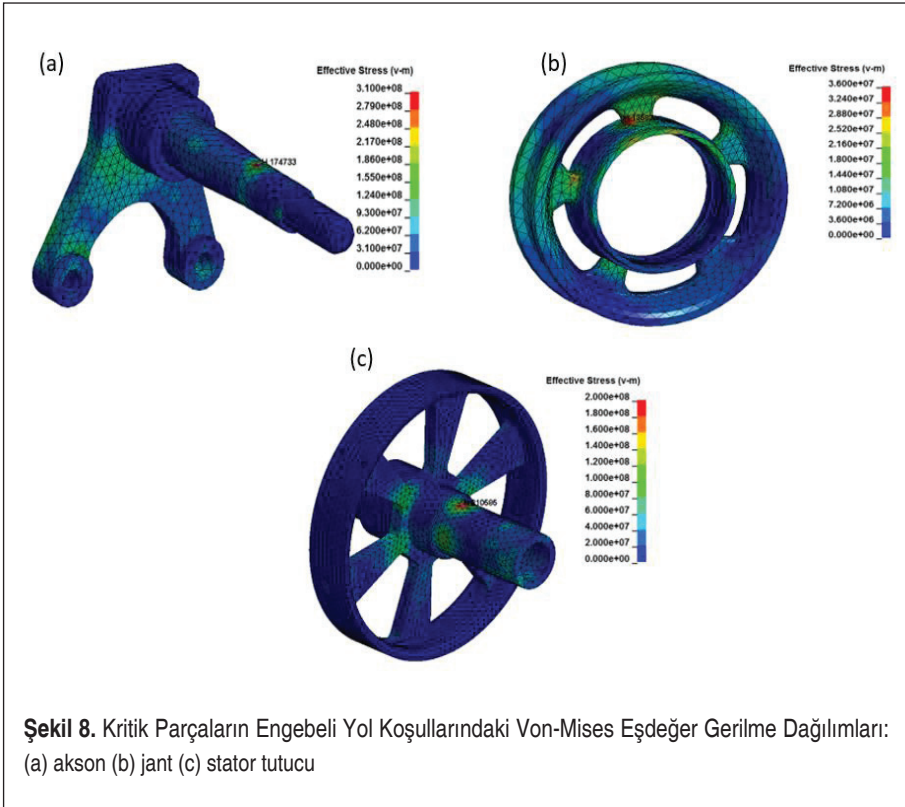
Kritik parçalar için Von-Mises eşdeğer gerilme dağılımları Şekil 8-10’da gösterilmektedir. Parçalardaki en kritik unsur, LS-PrePost’taki (2016) prob yöneticisi kullanılarak belirlenmiştir.

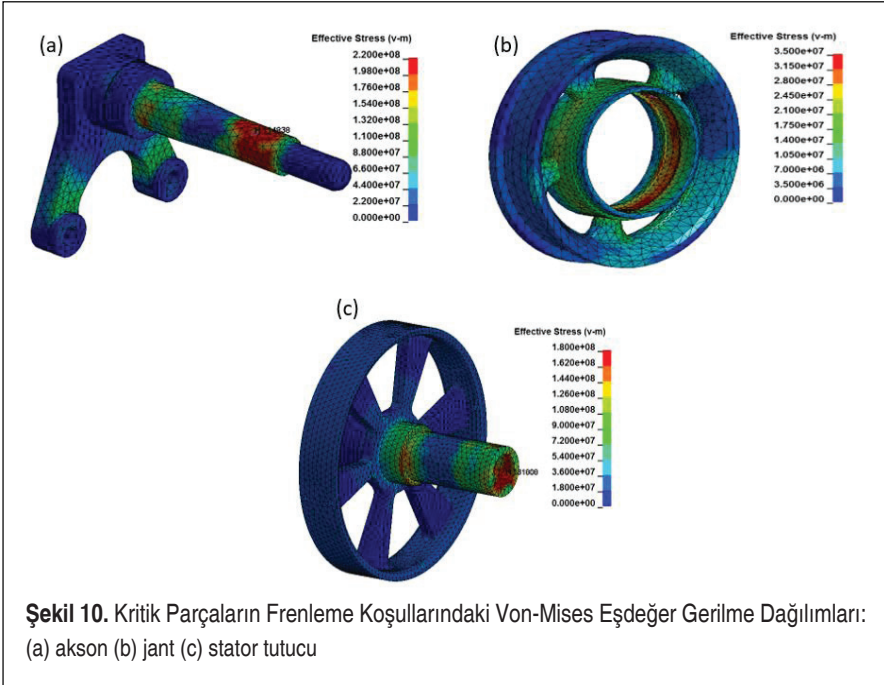
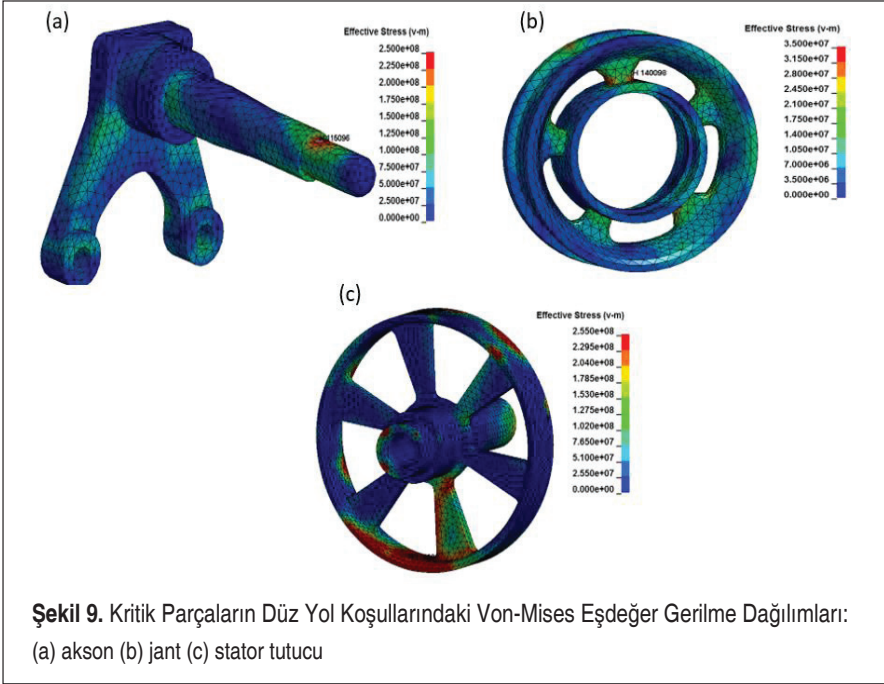




Tablo 2. Farklı Senaryolar İçin Hasar ve Yaşam Döngüleri ($\infty \rightarrow \gg 10^6$ saat)

Senaryo	Akson	Jant	Stator Tutucu
Düz Yol			
Hasar	0	0	0
Ömür (Saat)	∞	∞	∞
Frenleme			
Hasar	0	0	0
Ömür (Saat)	∞	∞	∞
Engelibeli Yol			
Hasar	1,8E-6	0	2,12E-6
Ömür (Saat)	1224,07	∞	1043,43







5. SONUÇ TESPİTLERİ

Bu çalışmada, jant içi elektrik motorunun belirli parçalarının Von-Mises eşdeğer gerilmelerini, yaşam döngülerini ve hasarlarını elde etmek için sonlu elemanlar yöntemi kullanılmıştır. Farklı koşullar senaryo edilerek yapılan analizler sonucunda jant için elektrik motorunda kritik parçalar; akson, jant ve stator tutucu olarak belirlenmiştir. Kritik parçaların belirlenmesinde ise uygulanan senaryolarda en yüksek gerilmeler ölçülmüştür. Bu çalışmadan elde edilen bulgular ışığında aşağıdaki sonuçlar çıkarılabilir:

- Jant, takviyeli yapısal bir tasarıma sahip olduğundan, oluşan Von-Mises eşdeğer gerilmeleri, akson ve stator tutucu parçalarında oluşan gerilimden biraz daha düşüktür. Bu sebeple, bu parça üzerindeki toplam hasar göz ardı edilebilir.
- Maksimum Von-Mises eşdeğer gerilmeleri engebeli yol analizinde akson parçası üzerinde oluşur, zira bu senaryo için en kötü durum varsayımı yapılmıştır.
- Stator tutucu düzenekteki dönen parça olduğundan ortaya çıkan Von-Mises eşdeğer gerilmeleri gayet yüksektir. Dolayısıyla, toplam hasar jantın aldığı toplam hasardan daha fazladır.
- Akson ve stator tutucu üzerinde en yoğun gerilmeler engebeli yol koşulunda oluşmaktadır.
- Akson üzerinde oluşan maksimum gerilmelerin aksonun uç noktasında kalınlığının azaldığı bölgelerde oluştuğu gözlenmektedir.
- Jant üzerindeki maksimum gerilmeler ise jant kollarında ana gövde ile birleşmenin sağlandığı bölgelerde gözlenmektedir.
- Stator tutucuda ise maksimum gerilme noktaları senaryolara göre değişiklik göstermektedir. Engebeli yol üzerinde ani yüklenmeler nedeni ile maksimum gerilmeler stator kolları üzerinde gözlemlenirken, düz yol ve frenleme esnasında parçanın dış ve iç yüzeylerinde dağılmış şekilde gözlenmektedir.

TERİMLER

σ_{VM} : Von-Mises gerilmesi (MPa)

σ_{xx} : x yönündeki normal gerilme (MPa)

σ_{yy} : y yönündeki normal gerilme (MPa)

σ_{zz} : z yönündeki normal gerilme (MPa)

τ_{xy} : xy düzlemindeki kayma gerilmesi (MPa)

τ_{yz} : yz düzlemindeki kayma gerilmesi (MPa)

τ_{xz} : xz düzlemindeki kayma gerilmesi (MPa)



- σ_1 : x yönündeki asal gerilme (MPa)
 σ_2 : y yönündeki asal gerilme (MPa)
 σ_3 : z yönündeki asal gerilme (MPa)
 K_f : Yorulma indirgeme faktörü
 K_c : Korozyon faktörü
 K_m : Yükleme indirgeme faktörü
 K_{freq} : Frekans indirgeme faktörü
 K_l : Boyut indirgeme faktörü
 K_t : Sıcaklık indirgeme faktörü
 K_r : Güvenilirlik indirgeme faktörü
 K_n : Çentik etkisi indirgeme faktörü
 K_{fret} : Aşınma faktörü
 S_e : Dayanma gerilmesi (MPa)
 S_y : Akma gerilmesi (MPa)

KAYNAKÇA

1. **Marzougui, H., Amari, M., Kadri, A., Bacha, F., Ghouili, J.** 2017. "Energy Management of Fuel Cell/Battery/Ultracapacitor in Electrical Hybrid Vehicle," International Journal Of Hydrogen Energy 42 8857-8869.
2. Electric & Hybrid Vehicle Technology International, Wheel motor feature electric hybrid. www.tm4.com/wpcontent/uploads/2013/12/Wheel_motor_feature_Electric__Hybrid_July_2013.pdf, Yayın Tarihi Temmuz 2013, son erişim tarihi: 8 Ekim 2017.
3. **Kulkarni, A., Ranjha, S. A., Kapoor, A.** 2016. Fatigue Analysis of a Suspension for an In-Wheel Electric Vehicle, Engineering Failure Analysis 68 150–158.
4. **Bayrakceken, H., Tasgetiren, S., Aslantas, K.** 2006. "Fracture of an Automobile Anti-Roll Bar," Engineering Failure Analysis 13, p. 732–738.
5. **Ossa, E. A. , Palacio, C. C. , Paniagua, M. A.** 2011. "Failure Analysis of a Car Suspension System Ball Joint," Engineering Failure Analysis 18, p. 1388–1394.
6. Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1
7. General aluminum alloy. Fatigue properties come from MIL-HDBK-5H, page 3-277.
8. **Marin, T., Nicoletto, G.** 2009. "Fatigue Design of Welded Joints Using the Finite Element Method and the 2007 ASME Div. 2 Master Curve, T. Marin et alii, Frattura ed Integrità Strutturale," 9 p. 76 - 84; DOI: 10.3221/IGF-ESIS.09.08.2009.
9. **Hashin Z.,** 1980. "A Reinterpretation of the Palmgren-Miner Rule for Fatigue Life Prediction, J. Appl. Mech 47(2), p. 324-328, doi:10.1115/1.3153663, Jun 01, 1980.