



Ticari Yolcu Otobüsünün Yorulma Ömürlerinin Sanal Analizler ile Belirlenmesi

Ahmet Salih Yılmaz¹, Erol Çifci², Kemal Demir³, Ahmet Alperen Çakmak⁴, Önder Türkan⁵

ÖZ

Ticari firmalar, tasarladıkları araçların hizmet süresi boyunca belirli bir km' de müşterilerine ömür garantisi vermektedir. Bu çalışma kapsamında bir ticari aracın yorulma ömür hasarları, sonlu elemanlar ve araç dinamiği paket programları kullanılarak hesaplanmıştır.

Sonlu elemanlar ve araç dinamiği analizleri öncesinde, test aracı ile gerçek yol verileri toplanmıştır. Toplanan yol verileri, analizler için girdi olarak kullanılmıştır. Sanal araç modeli ile fiziksel araç modeli arasında korelasyon sağlanmıştır. Korelasyonu yapılan sanal araç modelinin analizleri neticesinde elde edilen sonuçlar yardımıyla araç geliştirme aşamasında yapılan tasarım değişikliklerine yön vermiştir. Bu sayede, araçların arzu edilen çalışma ömrü içerisinde yapısal hasara uğramadan hizmet vermesi sağlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Yorulma analizi, sonlu elemanlar yöntemi, test, bilgisayar destekli mühendislik

Determining The Fatigue Life of Commercial Passenger Bus With Virtual Analysis

ABSTRACT

Commercial companies provide a life guarantee to their customers at a certain mileage during the service life of the vehicles they have designed. Within the scope of this study, fatigue life damages of a commercial vehicle were calculated using finite element and vehicle dynamics package programs.

Before the finite element and vehicle dynamics analyses, real road data was collected with the test vehicle. The collected road data was used as input for the analyses. The correlation between the virtual vehicle model and the physical vehicle model has been provided. Dec. As a result of the analysis of the correlated virtual vehicle model, the results obtained guided the design changes made at the vehicle development stage. In this way, it is ensured that the vehicles serve within the desired working life without structural damage.

Keywords: Fatigue analysis, finite element method, test, computer aided engineering

* İletişim Yazarı

Geliş/Received : 09.11.2021

Kabul/Accepted : 28.01.2022

¹ Anadolu ISUZU, Kocaeli, salih.yilmaz@isuzu.com.tr, ORCID: 0000-0002-1234-3815

² Anadolu ISUZU, Kocaeli, erol.cifci@isuzu.com.tr, ORCID: 0000-0002-2906-1283

³ Anadolu ISUZU, Kocaeli, kemal.demir@isuzu.com.tr, ORCID: 0000-0003-4373-9908

⁴ BIAS, İstanbul, acakmak@bias.com.tr, ORCID: 0000-0002-5719-8666

⁵ BIAS, İstanbul, oturkan@bias.com.tr, ORCID: 0000-0002-8293-8005



EXTENDED ABSTRACT

1. Introduction

In this study, it is aimed to determine the fatigue life of the Class 1 vehicle designed by Anadolu ISUZU, which operates in the automotive field, with virtual simulations. Life tests in commercial passenger vehicles are challenging for commercial firms due to their test time and costs. It is aimed to minimize the test costs and times and to determine the possible fatigue damages that may occur in the vehicle before the start of mass production by virtual analysis methods. Design improvements have been made by calculating fatigue damages that may occur in accordance with virtual analyzes.

Methods

It is aimed to complete the endurance life of the commercial vehicle that has been designed before entering mass production, above the vehicle's road target of 1,000,000 km. For this study, field data were collected in the determined physical road conditions through a vehicle similar to the commercial vehicle designed for the first time. Before collecting the road data, the weight and center of gravity values of the two vehicles were brought as close as possible. The positions of the strain-gauge attached to the test vehicle were determined according to the results of the finite element static analysis performed earlier, and it was also aimed to collect acceleration data via the vehicle to be solved in virtual simulations. Because the acceleration data collected from the vehicle wheel centers is too long, it will not be available for Adams Car 4-poster analysis with its raw shape. Using nCode Glyphworks software, the data collected from the wheel centers were shortened and virtual test repeat numbers were obtained, which provided a life profile of 1,000,000 km. The shortened wheel center acceleration data has been converted into displacement time data. The converted test data is provided as input for vehicle dynamics Adams Car 4-poster analyses.

In the next step, dynamic analyses of the vehicle, which was installed as a flexible body model with Adams Car software, were performed. Abbreviated test data were used for dynamic analyses. As a result of the analyses, the relative displacement changes occurring on each active mode were subtracted in mm/mm – seconds according to the time and provided as input to the nCode Designlife software.

Finite element static analysis was performed with HyperWorks package program software, and the correlation of the virtual vehicle model was provided by comparing the static analysis results with the collected test data. In order to use nCode as input in Designlife software, finite element model output has been obtained.

Results

In nCode Designlife software, Adams car 4-poster output (mm/mm – second) and finite element outputs were matched according to modal results and fatigue life analysis was performed by multiplying the repetition numbers calculated as a result of data abbreviations. As a result of fatigue analysis, damaged areas have been identified on the vehicle and iterations have been made to ensure that it does not receive structural damage within the specified 1,000,000 km lifetime.

Discussion and Conclusions

Possible structural damage can be prevented by using finite element and vehicle dynamics package programs before the designed vehicle goes into mass production. Time and cost can be reduced using these methods. Virtual analysis models can be used with confidence at the vehicle development stage after correlation with physical models has been achieved.



1. GİRİŞ

Bir makine parçası veya yapı elemanı üzerinde tekrarlanan ve/veya zamana bağlı değişken yüklemeye altında oluşan gerilmeler parçanın malzemesinin kopma dayanımından küçük olmasına rağmen belirli bir tekrarlama sayısı sonunda metal yüzeyinde bir çatlama ve bu çatlama sonucunda parçada kopma meydana gelir. Malzeme içerisinde bulunan bir çatlak veya kusurun yüklemeye neticesinde büyüyen kritik çatlak boyunu geçmesine yorulma denir.[1]

Araçlar, gerçek hayatta farklı dinamik yüklere maruz kalırlar. Hasar, sadece malzemenin akma dayanımını geçmesi durumunda gerçekleşmez. Ayrıca malzemenin akma dayanımını geçmemesine rağmen, çevrim sayısına bağlı olarak dinamik yükler hasar oluşturabilmektedir. Bu hasarlar yüzeyde çatlak ve devamında parçanın kırılmasına sebep olmaktadır. Bu olay, malzemelerde yorulma olarak adlandırılır.[2] Gerçekleşen yorulma hasarları, hiç uyarı vermeden ortaya çıkabildiğinden maddi ve manevi olarak ciddi hasarlar ile sonuçlanabilir. Yorulma hasarlarını, beklenen koşullarda hedeflenen parametreler ışığında, tasarım aşamasında test ve analizlerinin yapılması gerekmektedir. Araç üreticileri, araçların karşılaşılabileceği yol şartlarını göz önüne alarak doğrulama çalışmaları yapmaktadır.

2000 yılında Mo, Suh ve Hong yaptıkları çalışmada tüm aracı bilgisayarda modelleyip sonlu eleman modelini oluşturmuştur. Bu modelde, tekerlekler ve şasi sistemi de yer alıyordu. Yaptığı modeli sanal doğrulama pistinde koşturmuş ve araca etkileyen kuvvetlerin kaydını tutmuştur. Buna göre de yorulma analizini yapıp araç ömrünü tahmin etmeye çalışmışlardır. [3]

2009 yılında Miao ve arkadaşları, lokomotifin tüm gövde yapısının bilgisayar üzerinde sonlu elemanlar modelini oluşturmuşlardır. Bu model üzerinden hesapladığı yorulma değerlerine göre çeşitli parametreler çıkartmışlardır. Bu parametrelerin optimum değerlerini hesaplamışlardır. [4]

2012 yılında Akarsu, yaptığı çalışmada, önce araç üzerinden belirli bir güzergâh için veriler toplanmış, aracın boş ve dolu durumu için aracın iki noktasından güç spektrum yoğunlukları nCode yazılımı ile elde edilmiştir. Sonlu elemanlar programı ile şasi yan kolları, traverslerin bir kısmı ve arka çamurluğun modellenmesi yapılmıştır. Laboratuvar testi sonucu ile titreşim kaynaklı nCode üzerinden elde edilen yorulma analiz sonuçları, arasında tutarlı olduğuna karar verilmiştir. [5]

Ayçiçek, yüksek lisans tezi kapsamında Msc Adams/Car kullanılarak BMW 750 aracının çoklu cisimler dinamiği modeli kurulmuştur. Model üzerinden aracın seyir dinamiğine etki eden parametreler değerlendirilmiştir. Ayrıca test sonuçları ile kurulan çoklu cisim dinamiği sonuçlarını korelasyon edilmeye çalışılmıştır. [6]

The Damper Levels Influence on Vehicle Roll, Pitch Bounce and Cornering Beha-



viour of Passenger Vehicle başlıklı yüksek lisans tezinde Albinsson, öncelikle aracın matematiksel modelini kurmuş akabinde matematik model sonuçları ile test sonuçlarını karşılaştırmıştır. Matematiksel modeller üzerinden aracın süspansiyon sistemindeki amortisör sönüm karakteristiği ile aracın yalpa, başvurma ve sıçrama durumlarını optimize etme çalışması yapmıştır. [7]

Witteveen ve Firscher modal gerilme değerlerini kullanarak mod süperpozisyon yöntemi ile yorulma ömrünü hesaplamışlar ve çalışmalarını diğer yorulma ömrü hesabı için kullanılan yöntemler ile kıyaslamışlardır. Yaptıkları bu çalışmalarını otomotiv sektörüne uyarlamışlar ve araç üzerinde sonlu elemanlar analizi ile elde ettikleri sonuçları rig testi ile doğrulamışlardır. [8]

Yorulma tasarımı pratikteki mekanik hasarlanmalarda gözlemlenen bir numaralı etkidir. Bu yüzden yorulma, uçaklar, köprüler, binek araçlar, araç süspansiyonu, araç gövdesi gibi yapılarda en önemli tasarım parametresi olarak dikkate alınmaktadır. Bu tür yapılarda dizaynın yetersiz kalması durumunda tekrarlı yüklemelerin yorulma hasarına yol açtığı gözlemlenmiştir. [9]

Bu çalışma kapsamında Anadolu ISUZU firması tarafından üretilecek olan Class 1 aracın, gerçek yollardan toplanan yol verileri doğrultusunda CAE metotları ile yorulma analizi yapılmıştır. Proje kapsamında öncelikle aracın, farklı yol koşullarında maruz kaldığı ivme-deplasman ve birim şekil değiştirme değerleri toplanmıştır ve yorulma hasar ömürlerinin karşılaştırmalarını yapabilmek için birim şekil değiştirme değerleri hesaplanmıştır. Toplanan veriler, dijital sinyal işleme sürecinden geçirilmesi neticesinde, elde edilen veriler ADAMS programında araç modeline uygulanmıştır ve modal koordinat verileri elde edilmiştir. Sonlu elemanlar tabanlı dinamik analiz sonuçları doğrultusunda bulunan gerilme değerleri, ADAMS yazılımından elde edilen modal koordinat ile eşleştirilerek nCode Designlife yazılımı ile toplam ömür hesapları yapılmıştır.

Ayrıca, toplanan bu veriler doğrultusunda, doğrulanmış bir sonlu elemanlar modeli elde edilmiştir. Bu sonlu elemanlar modeli sayesinde, sanal test düzeneğinde aracın fiziki testlerine gerek kalmaksızın doğrulama çalışmaları yapılabilecektir.

2. YÖNTEM

Class-1 aracının sonlu elemanlar tabanlı dinamik analizlerinde Craig-Bampton metodu kullanılmıştır. Craig-Bampton metodu sonlu elemanlar modelini indirgeyerek model boyutunu önemli ölçüde küçültülür ve hesaplama kolaylığı sağlar. Craig-Bampton metodunda, sınır noktalarının sabit olduğu varsayılarak sınır noktalarının hareketini, yapının modları ile birleştirilir. Craig-Bampton metodu, ayrıca sahadan toplanan ivme değerleri ile aracın karşılaşacağı kuvvetleri Çoklu Cisimler Simülasyonu aracılığıyla aracın modlarına uygulanmak için kullanılabilir. [10]



Yapılan projenin adımları aşağıdaki gibi sıralanabilir;

- ❖ İvme-Deplasman verilerinin toplanması,
- ❖ Toplanan verilerden tekerlek deplasman verilerinin elde edilmesi,
- ❖ Hasar göz önünde bulundurularak toplanan deplasman verilerinin sürelerinin kısaltılması,
- ❖ Sonlu elemanlar modelinin oluşturulması ve dinamik analizlerin gerçekleştirilmesi,
- ❖ Taşıt Dinamiği Modelinin saha ölçümleri ile doğrulama,
- ❖ Çoklu Cisimler Dinamiğinde, rijit araç gövde modeli ile dinamik ve kinematik analizlerin yapılması,
- ❖ Çoklu Cisimler Dinamik analizlerini, esnek araç modelini (Şekil 8) kısaltılmış deplasman veriler ile çözdürülmesi,
- ❖ Farklı parkurlara ait modal koordinat hesaplanması,
- ❖ Elde edilen modal koordinat çıktılarının kontrolü ve ölçümler ile karşılaştırılması,
- ❖ Yorulma analizlerinin yapılması.
- ❖ Tasarımın iyileştirilip, yorulma analizlerinin tekrarlanması.

3. ARAÇ SINIFLARI

Sürücüyü ek olarak 22 yolcuyu aşan kapasiteye sahip araçlar için üç sınıf araç vardır.

Class-1; Kalabalık yolcu hareketine izin vermek için, ayakta yolcular için alanlar içeren araçlar.

Class-2; Esas olarak oturan yolcuların taşınması için tasarlanmış ve koridor ve/veya iki çift koltuk için sağlanan alanı aşmayan bir alanda ayakta yolcuların taşınmasına izin veren araçlar.

Class-3; Özel olarak oturmuş yolcuların taşınması için özel olarak yapılmış araçlardır. [11]

4. SAHA VERİSİ TOPLANMASI

Saha testleri, yakın tasarım benzerliklerine sahip olan farklı bir araç üzerinden yapılmıştır. Test edilen araçta ekstra batarya ağırlıkları ve elektrik motorunun getirdiği ağırlıkların olmamasından dolayı araçlar arasında fark oluşmaktadır. Teorik ağırlık ve ağırlık merkezi bilgilerini göz önüne alarak test edilen aracın tavanına belirli ağırlıklar yerleştirilmiş ve bu sayede ağırlıklardan dolayı oluşan farklılıklar giderilmiştir

(Şekil 1). Test aracı yaklaşık 6700 kg iken, üzerine eklenen 2300 kg kütleler ile araç ağırlığı 9000 kg olmuştur. Tasarlanan aracın ve Test edilen araçtan, sonlu elemanlar analiz modeli doğrulama çalışmasında kullanmak amacıyla, yükleme verisi kaydı ve tekil ölçümler toplanmıştır. Daha sonra ise yorulma ömrü hesaplamaları için belirlenen yol güzergâhlarında aracın sürüşü esnasında ivme-deplasman ve birim şekil değiştirme verileri toplanmıştır.



Şekil 1. Test Aracı ve Eklenen Ağırlıklar (Örnek Bir ISUZU Aracı)

Saha testleri sonucunda elde edilen çıktılar, yorulma ömrü analizlerini ve sonlu elemanlar araç modelini doğrulama işlemlerinde girdi olarak kullanılmıştır.

Saha testlerin gerçekleştirildiği senaryolar; kasis geçişi, ani fren, araç yükleme, aracın yüklü ve yüksüz hali ile D-100 karayolu, minibüs yolu, otopan, uygun olan kötü yol güzergâhlardaki yapılan yol ölçümleridir.

Veri Toplama Sistemi:

Ölçümler sırasında 37 kanal analog veri (birim şekil değiştirme, ivme ve deplasman verileri) IMC CRONOSflex veri toplama sistemi ile toplanmıştır. Deplasman verileri 100 Hz ile, diğer kanallar ise 1 kHz ile örneklenmiştir.

İvmeölçer:

- ± 50 g şok ivmeölçeri (x4): Dytran 7523A5
- ± 10 g 6-eksen şok ivmeölçeri (x1): Dytran 7576A2

Deplasman ölçer:

- ± 750 mm deplasman sensörü (x4): Micro Epsilon WPS-750-MK30-P10



Birim şekil değiştirme ölçerler:

- Dikdörtgen Rozet Tip (x5): Vishay CEA-13-0125-UR-350

Sensor Yerleştirme:

- 4 tekerlek göbek noktasına tek eksenli DC tip ivmeölçer (Şekil 2 Sol Resim)
- 4 tekerlek göbeği ve araç gövdesi arasında ipli deplasman sensörü (Şekil 2 Sağ Resim)
- Ağırlık merkezine 3 doğrusal ivme 3 açısız hız ölçen IMU
- 5 noktaya dikdörtgen rozet birim şekil değiştirme ölçerler (Şekil 3)

4.1 Taşıt Dinamiği Modeli Doğrulama Testleri

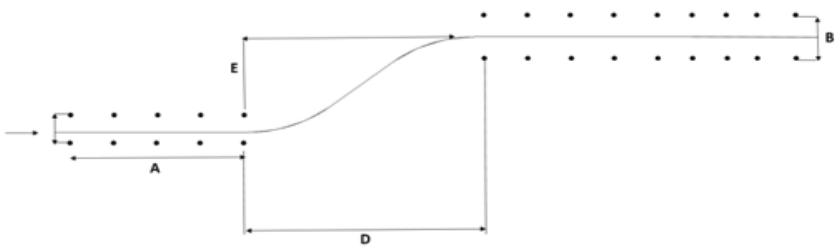
Test aracının taşıt dinamiği davranışını incelenmek amacıyla, Şerit Değiştirme testleri de yapılmıştır. İncelemede; hız, 3 yöndeki ivmeler, açısal ivme, yuvarlanma açısı, kayma açısı, yükselme açısı parametreleri değerlendirilmiştir. Yapılan testlerde 30 km/h, 40 km/h, 50 km/h ve 60 km/h mertebelerinde hızlarla sırasıyla sağ şeritten sol şeride geçiş ve sol şeritten sağ şeride geçiş şeklinde uygulanmıştır. Taşıt dinamiği testi, arzu edilen yol profiline uygun bir yolda gerçekleştirilmiştir. Taşıt dinamiği doğrulama testleri sonucunda, dinamik araç modelinin aks ve süspansiyon sistemleri doğrulanmıştır.

5. DİJİTAL SİNYAL İŞLEME

Dijital veri toplama sırasında, sensörün analog çıkış sinyali dijital ortama aktarılmıştır. Bilgisayar sürekli olan analog sinyalleri sensörün gönderdiği gibi depolayamaz. Bu yüzden bilgisayar sinyalleri depolamak için belirli parçalara ve örneklere ayırır. Dijital sinyal işleme süreci elde edilen dijital sinyallerin temizlenmesi, filtrelenmesi ve verilerin kısaltılması gibi adımları içermektedir. [12]

Dijital sinyal işleme adımında nCode Glyphworks yazılımı kullanılarak, kontrollü şekilde kısaltılmış teker deplasmanı zaman verilerinin elde edilmesine çalışılmıştır. Teker deplasmanı zaman verileri, aks üzerinde konumlandırılan (her tekerlek üzerinden) ivmeölçer zaman verilerinden türetilmiştir. Elde edilen teker deplasmanları, araç

Test No	Senaryo	Hız [km/h]	Yön	A [m]	B [m]	C [m]	D [m]	E [m]	Toplam Mesafe [m]
1	Lane Change	30	Sol => Sağ	11.7	3	25.5	21.8	3	59
2	Lane Change	41	Sağ => Sol	11.7	3	25.5	21.8	3	59
3	Lane Change	50	Sol => Sağ	11.7	3	25.5	21.8	3	59
4	Lane Change	60	Sağ => Sol	11.7	3	25.5	21.8	3	59
5	Lane Change	64	Sağ => Sol	11.7	3	25.5	21.8	3	59

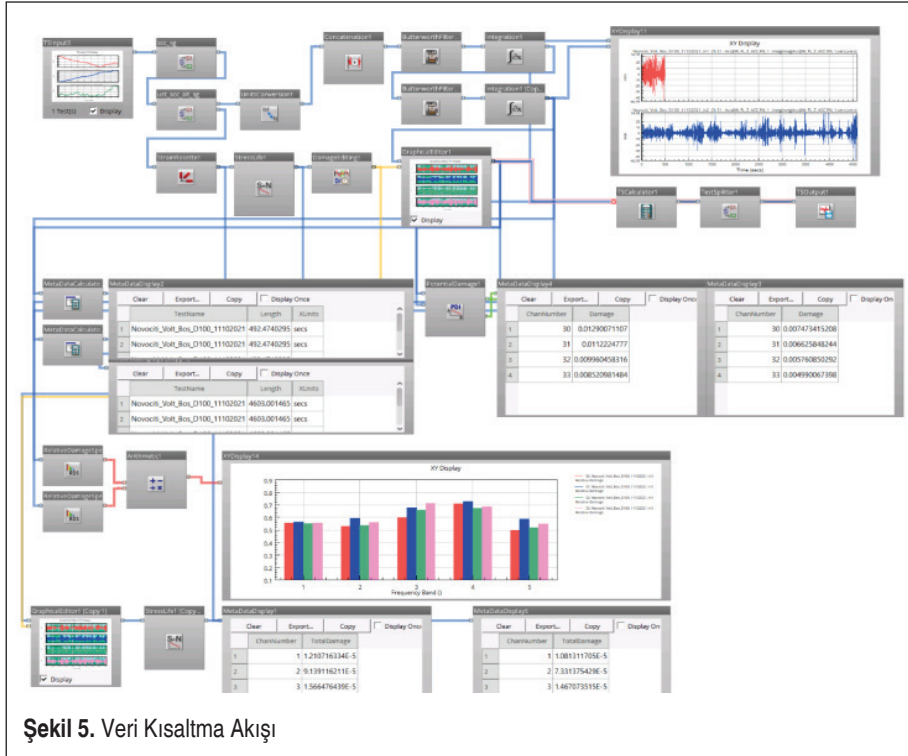


Şekil 4. Lane Change Senaryosu

üzerinde çeşitli konumlarda hesaplanan hasarlar göz önünde bulundurularak kısaltılmıştır. Veriler 1000 Hz ile toplanmıştır.

5.1 Test Verilerinin Kısaltılması

Taşıt dinamiği analiz sürelerinin kısaltılması için, toplanan yol verisinin aynı hasar etkisini koruyacak şekilde kısaltılması gerekmektedir. Bu kısaltma işlemi, hasar etkisi düşük olan küçük genlikli deplasman değişimlerini, analizlerde kullanılacak girdi verileri içerisinde çıkarılarak yapılmıştır. Özetle, bir girdi verisini, eş hasar veren,



Tablo 1. Deneysel Sonuçlar

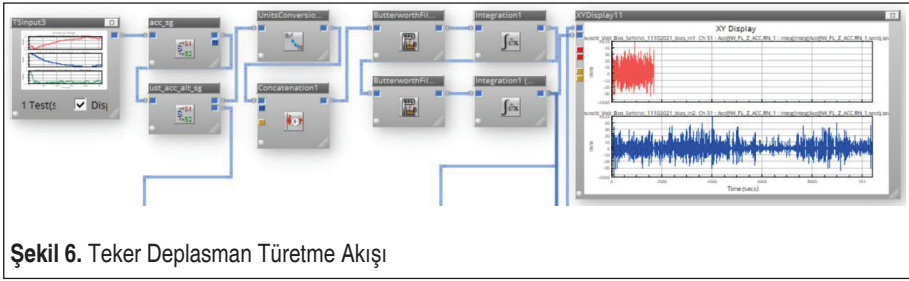
Parkur	Boş Araç	Yüklü Araç
Incity (Minibüs Yolu)	75%	65%
Intercity (D100)	80%	85%
Otoban	70%	70%
Köy	60%	75%

yorulma mekanizmasını değiştirmeyen ve daha kısa süreye sahip veri haline getirilmiştir.

Testler için uygun görülen muhafaza edilecek hasar oranı belirlenirken araç üzerindeki tüm birim şekil değiştirme ölçer konumlarında hasarların benzer mertebede azalması şartı dikkate alınmıştır. Ayrıca teker deplasmanlarının da kendi içlerinde tutarlı olması da değerlendirilmiştir. Tablo 1’de verilmiş değerler, verinin kısaltıldıktan sonra hasarın ne kadar azaldığını göstermektedir. Bu bilgiler ile görev döngüleri (duty cycle) belirlenmiştir. Rakamlar şirket gizliliğinden dolayı değiştirilmiştir.

5.2 Tekerlek Deplasmanının Türetilmesi

Teker deplasmanlarının türetilmesi ve kısaltılması işlemleri için yalnızca düşey yönde (z eksen) aks ivme verileri ve strain gauge verileri akışa dahil edilmiştir. Gereksiz verilerin akış dışı bırakılması art arda kullanılan iki “Test Splitter” glyph’i ile sağlanmıştır. Ayrılan ivme zaman verileri (4 kanal ivme), öncelikle “Units Conversion” glyph’i ile mm/s² birimine çevrilmiştir. Böylece zaman eksenini saniye olan verinin iki defa integrali ile elde edilecek nihai veriler mm cinsine dönüştürülmüştür.



Şekil 6. Teker Deplasman Türetme Akışı

İntegral işlemi sonucu düşük frekanslı bileşenlerin genlikleri artmaktadır. İvmeölçer sensörünün çok düşük frekansları doğru tayin edemediği de göz önünde bulundurularak integral işlemlerinden önce veriye yüksek geçiren filtre uygulanmıştır. Uygulanacak filtrenin kesme frekansı çok düşük olacağı için filtre hatalarını ortadan kaldırmak için sinyalin baş/son değerleri sıfıra gidecek şekilde kıvrılmıştır. Uygulanan işlemler sırasıyla;

- “Concatenation” glyph’i kullanılarak ivme verilerinin uçları kıvrılmıştır. Kıvrılacak zaman dilimlerin sinyalin başı ve sonundaki 0,5 saniyedir.
- “Butterworth Filter” glyph’i kullanılarak verilere yüksek geçiren filtre uygulanmıştır. Uygulanan filtrenin kesme frekansı 0.7 Hz, mertebesi 4’tür (ForwardBackward filtreleme kullanıldığı için pratikte 8.mertebeğe karşılık gelmektedir.)
- “Integration” glyph’i kullanılarak verinin zamana göre integrali hesaplanmıştır. - Yüksek geçiren filtre ve integral işlemleri tekrarlanmıştır.

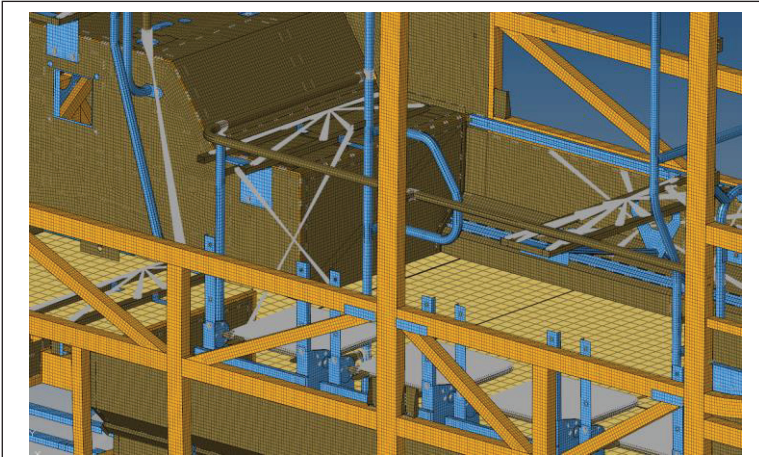
5.3 Veri Kısaltma Değerlendirmeleri

Kısaltılan teker deplasmanı verilerinin, yol verilerinin aslını doğru bir şekilde yansıtip yansıtmadığına karar vermek ve kısaltma işleminin başarısını değerlendirmek için aşağıdaki kıstaslar kullanılmıştır.

- Kısaltılan Test Süresi değerlendirilmesi
- Birim şekil değiştirme – Yerel Hasar Karşılaştırması
- Teker Deplasman Bağıl Hasarları (Relative Damage);
- Teker Deplasman Bağıl Hasarları Spektrumları (Relative Damage Spectrum);

6. SONLU ELEMANLAR MODELİ KURULMASI VE DİNAMİK ANALİZLER

Class-1 aracının sonlu elemanlar modeli Anadolu ISUZU Bilgisayar Destekli Mühendislik ekibi tarafından oluşturulmuş ve testler ile doğrulanmıştır. Sonlu elemanlar modeli üzerinde, modal analizde görülen gereksiz mod oluşturan parçalar, model üzerinden çıkarılmıştır. Çıkarılan parçaların kütleleri araca eklenmiştir. Daha sonra model üzerinde, sonlu elemanlar tabanlı dinamik analizler gerçekleştirilmiş olup, doğal frekanslar ve zorlanan bölgeler tespit edilmiştir.

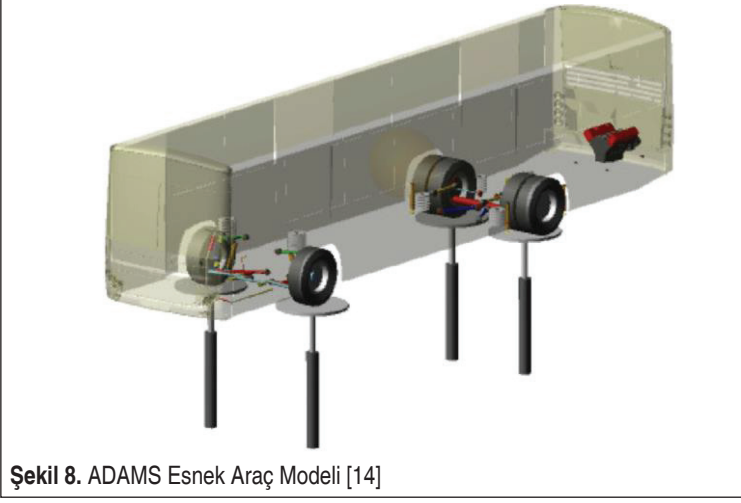


Şekil 7. Analizde Kullanılan FEM Modeli (Aracın Belli Bir Yerinden Örnek Gösterilmiştir)

7. ÇOKLU CİSİMLER DİNAMİK ANALİZLERİ

7.1 Araç Dinamiği Modelinin Kurulması

Esnek cisim dinamiği analizlerinde, ADAMS Car yazılımıyla önceden belirtilmiş olan



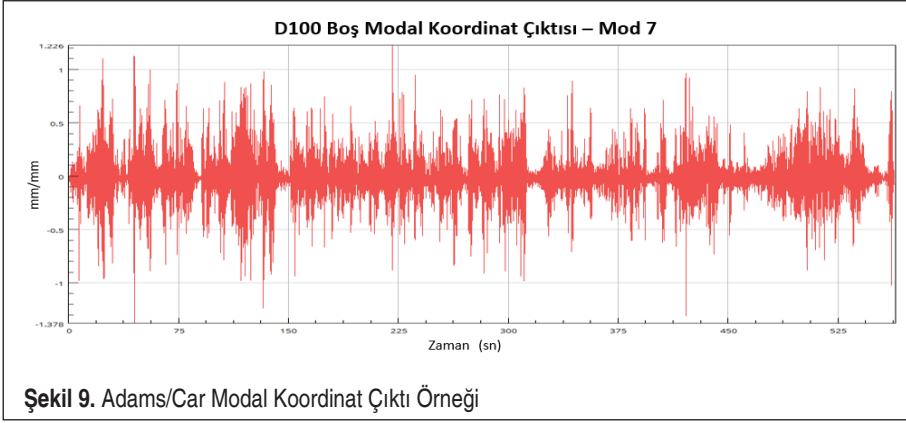
Şekil 8. ADAMS Esnek Araç Modeli [14]

Craig-Bampton yaklaşımı kullanılarak, yapının esnek davranışı incelenmiştir. Esnek yapıda meydana gelen gerilme ve birim şekil değiştirme dağılımı, çoklu cisimler sanal analizleri boyunca hesaplanmıştır. Esnek yapı analizlerinde, yapının doğal frekansları da hesaba katılmıştır. [13]

Sonlu elemanlar modelinden türetilen, aracın yüklü ve yüksüz durumlarına ait 2 adet sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur. Sonlu elemanlar modellerinin, Adams Car yazılımında doğru bir şekilde çözdürülmesi için araç dinamiği modeline çevrilmesi gerekmektedir. Çevirme işleminde, sonlu elemanlar modelinde bulunan aks bağlantı noktalarında süper elemanlar (Super Element) tanımlanarak, aks bağlantı noktalarının sınır noktalarının sabit olduğu varsayılarak sınır noktalarının hareketini, yapının modları ile birleştirilerek araç gövdesi esnekleştirilmiştir. Bu metot ile yüklü ve yüksüz araçların esnekleştirme işlemi tamamlanmış ve 2 adet farklı çoklu cisimler modeli çıkarılmıştır. Class 1 aracının, ADAMS Car yazılımında esnek araç modeli Şekil 8’de gösterilmiştir. Esnek araç modeli, Adams Car Ride modülü aracılığıyla 4 tekerlek merkezinden de tahrik verebilen 4-poster üzerine taşınmıştır. Dijital sinyal işleme sürecinden elde edilen tekerlek deplasman verileri tahrik olarak uygulanmıştır.

Yüklü ve yüksüz araç modelleri için gerçekleştirilen tüm analizlerde, esnek model için 10 Hz altı ve 100 Hz’ın üstü doğal frekans modları çözümden çıkarılmıştır.

Yapılan 4 poster analizleri sonuçları doğrultusunda, yorulma analizlerinde kullanılması için esnek sonlu elemanlar modelinin her bir aktif modu için modal koordinatları çıkarılmıştır. Çıkarılan veriler, yapının modları üzerinde meydana gelen bağıl deplasman değişimlerini zamana göre mm/mm cinsinden kaydetmektedir. Daha sonra her bir mod özelinde modal koordinatlar, sonlu elemanlar analiz sonucu üzerinden elde



edilen öz vektör ile çarpılarak, belirtilen modlar üzerinde zamana göre meydana gelen gerilme cevabı elde edilecektir.

ADAMS Car Ride analizlerin sonucunda elde edilen modal koordinat verilerinin bir örneği Şekil 9’da verilmiştir. Bu grafik modların, gerilme üzerindeki katkısını ifade eden bir veridir. Yüksek modların global gerilme üzerindeki etkisi az olacağından yüksek modlara doğru gidildikçe katkıları azalmaktadır.

8. YORULMA ANALİZ GİRDİLERİ

Class 1 aracının, yorulma hasar ömrü hesaplamaları sanal ortamda gerçekleştirilmiştir. Proje kapsamında aracın yolda maruz kaldığı ivme, deplasman, birim şekil değiştirme verileri, belirlenen yol güzergahlarında toplanmıştır.

Yol testleri sonucu da, belirli kilometre bir yol verisi kaydedilmiştir. Yorulma analizinde, aracın hedeflenen ömrü 1.000.000 km olarak kabul edilmiştir. Bu mesafeyi yarısı yüksüz, kalan yarısı ise yüklü şekilde gideceği varsayılmıştır. Araç ömrü, belirlenen test parkurlarında 1.000.000 km kabulüne göre aracın gideceği yol mesafeleri Tablo 2’deki gibi belirlenmiştir.

Tablo 2. Toplanan Verilerin Uzunluğu

Parkur	Dolu [km]	Boş [km]
Incity (Minibüs Yolu)	56,6	56,6
Intercity (D100)	44,4	44,4
Otoban	55,2	55,2
Köy	42,5	42,5



Tablo 3. Araç Ömrü Hedef Mesafeler

Parkur	Oran Dolu-Boş	Hedef Dolu [km]	Hedef Boş [km]
Incıty (Minibüs Yolu)	%20-20	200000	200000
Intercıty (D100)	%20-20	200000	200000
Otoban	%5-5	50000	50000
Köy	%5-5	50000	50000

Araçın yorulma ömrü analizlerinde kullanılacak görev döngüsü, araçın hedeflenen yol mesafelerinin, gerçek testin yapıldığı mesafelere oranıyla belirlenir. Görev döngüsü belirlenirken, veri kısaltma işleminde yapılan hasar oran hesabının da işleme katılması tavsiye edilir. Hasar oranlarında hesaba katılmasıyla düzeltilmiş tekrar sayıları Tablo 4’te gösterilmiştir. Rakamlar şirket gizliliğinden dolayı değiştirilmiştir. En fazla tekrar eden parkur’u diğer yol profillerine göre oranlanmıştır.

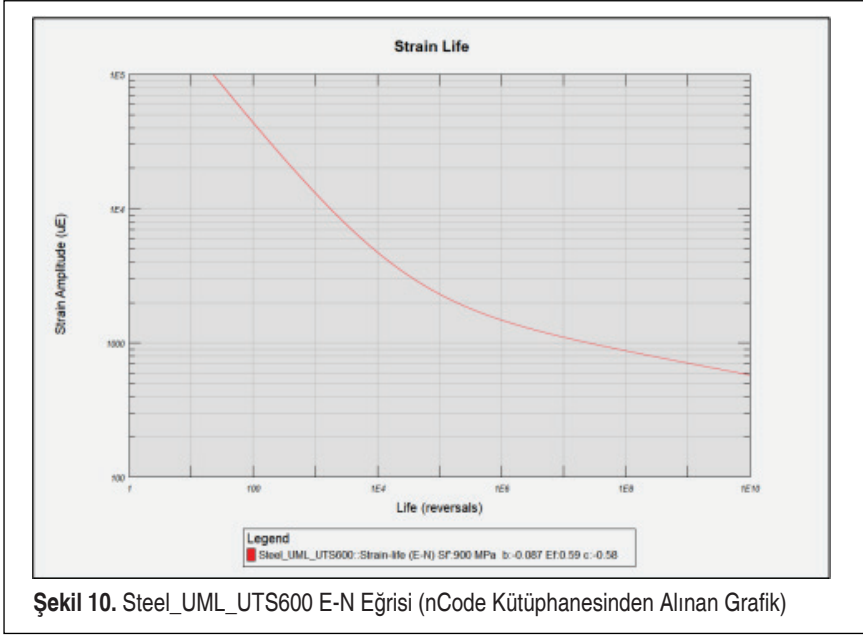
Tablo 4. 1.000.000 km Ömür Profili Tekrar Sayıları

Parkur	Yüklü Araç	Boş Araç
Minibüs Yolu	%78,4	%78,4
D100	%100	%100
Otoban	%17,9	%17,9
Köy	%38,9	%38,9

Yapı üzerinde kullanılan malzemelerin mekanik özellikleri Tablo 5’te gösterilmiştir. nCode malzeme kütüphanesinden malzeme belirlenirken, Class 1 aracının karkasında ve braketlerinde kullanılan malzeme özelliklerine en yakın malzemeler seçilmiştir. Yapısal dayanıma katkısı olmayan cam, tahta gibi malzemeler ömür hesabı dışında bırakılmıştır. Malzeme isimleri şirket gizliliğinden dolayı değiştirilmiştir.

Tablo 5. nCode Yorulma Analizi Malzemeler

İsim	Elastisite Modülü [MPa]	Analizde Kullanılan Malzeme
Malzeme _1	210000	Steel_UML_UTS_600
Malzeme _2	210000	Steel_UML_UTS_400
Malzeme _3	210000	Steel_UML_UTS_300
Malzeme _4	70000	Al_Alloy_UML_UTS200



Araç yorulma ömrü analizlerinde kullanılan malzemeler, nCode kütüphanesinde hazır olan malzemelerden seçilmiştir. Seçim işlemi, malzemelerin kopma dayanımı, akma dayanımı ve elastikiyet modül değerleri kontrol edilmiştir ve parametrelere en yakın malzeme seçilerek, parçalara o malzemeler atanmıştır. Aşağıdaki resim 'de (şekil 10) seçilen bir malzemenin strain life (ϵ -N) / ömür grafiği gösterilmektedir.

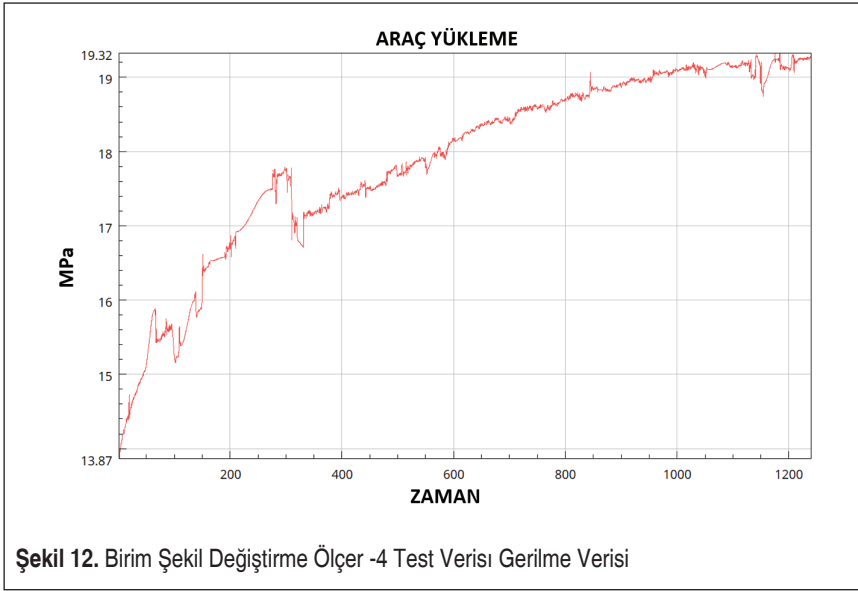
9. SONLU ELEMANLAR MODELİ DOĞRULAMA ÇALIŞMASI

Yol testlerinden toplanan birim şekil değiştirme verilerinden, yapı üzerinde oluşan Von Mises gerilmeleri hesaplanmıştır. Gerilme değerleri hesaplanırken malzemenin Elastisite Modülü 210.000 MPa, Poisson oranı ise 0.3 alınmıştır. Sonlu elemanlar modeli doğrulama çalışması için, testte kullanılan aracın, yolcu yükleri yüklenmesi neticesinde aracın tabanından gerinim ölçer vasıtası ile gerinim verisi toplanmıştır. Toplanan veriler ile fem modelin boş ve yüklü statik analizinden elde edilen gerilmelerin, gerçek yapıda oluşan gerilmeler ile karşılaştırması Şekil 11-12-13'te gösterilmiştir.

Esnek araç modeline ait gerilme değerleri, yol testlerinde araç tekerlek merkezlerinden toplanan ivme verisinin deplasman değerlerine dönüştürülerek, esnek araç modeline sınır koşulu olarak uygulanmış ve Von Mises gerilmeleri hesaplanmıştır. Doğrulama çalışması için test aracı üzerinden toplanan birim şekil değiştirme ölçer konumlarındaki gerilme değerleri ile esnek araç modelinde aynı bölgelerden gerilme değerleri karşılaştırılmıştır.

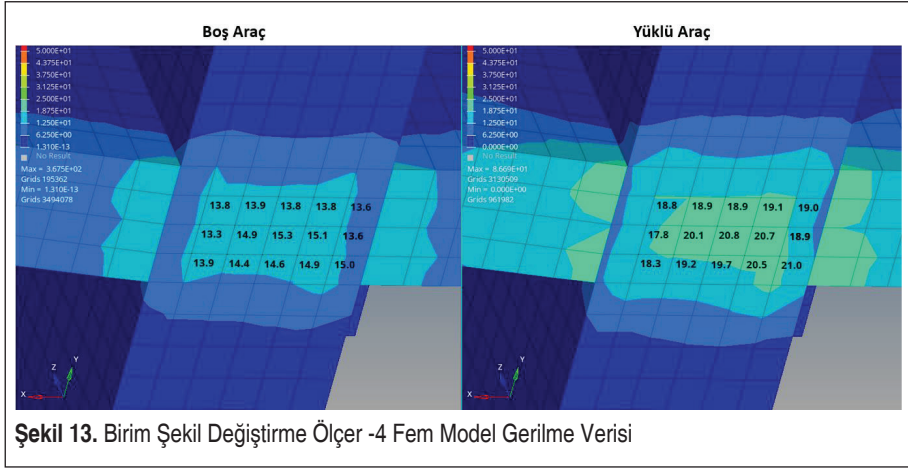


Şekil 11. Birim Şekil Değiştirme Ölçer -4 Konumu



Şekil 12. Birim Şekil Değiştirme Ölçer -4 Test Verisi Gerilme Verisi

Test aracının boş ağırlıktaki yol testleri tamamlandıktan sonra, dolu ağırlıktaki yol testlerinin yapabilmeleri için, araç içerisine ağırlıklar yüklenerek aks kapasitesinin izin verdiği ağırlığa getirilmiştir. Araç yüklenirken, araç taban karkasından Şekil 11’de görülen bölgeden, birim şekil değiştirme ölçer ile birim şekil değiştirme verisi toplanmıştır. Toplanan veriler, nCode yazılımı vasıtasıyla Von Mises gerilmesine dönüş-



türülmüştür. Veri toplanan bölgede, araç boş ağırlığında yaklaşık 14 MPa gerilme varken, dolu ağırlığına ulaştığında yaklaşık 19.5 MPa Von Mises gerilme değerine ulaştığı ölçülmüştür (Şekil 12).

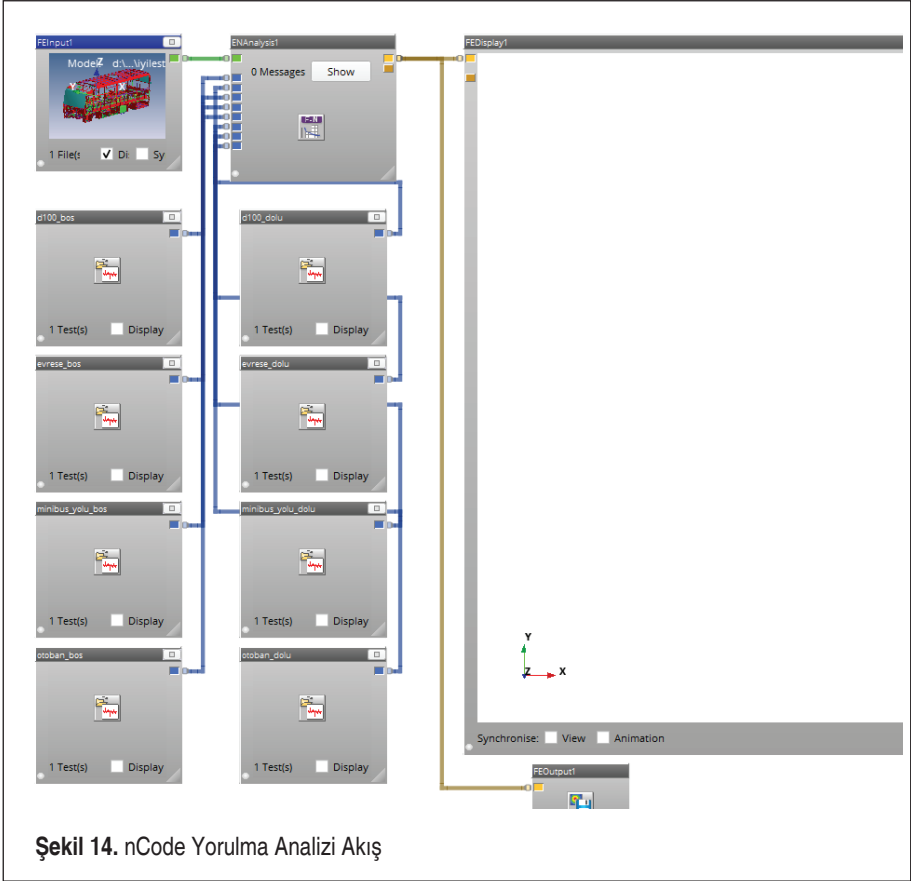
Sonlu elemanlar statik analizinden çıkan sonuçlara göre, Şekil 13'te sol taraftaki resimde boş aracın yer çekimi etkisindeki Von Mises gerilme değerleri görülmektedir. Boş araçta yaklaşık olarak 13-15 MPa arasında gerilme değerleri görülürken, Şekil 13'te sağ taraftaki resimde dolu araç üzerinde yapılan aynı statik analiz sonucunda yaklaşık olarak 19-21 MPa arasında Von Mises gerilme değeri görülmektedir.

Bu çalışma bütün birim şekil değiştirme ölçerleri için yapılmış olup, sonuçların tutarlı olduğu gözlenmiştir.

10. YORULMA ANALİZLERİ SONUÇLARI VE İTERASYONLAR

Yorulma analiz girdisi olarak, yüklü ve yüksüz durumdaki sonlu elemanlar araç modelleri ve bu modellere ait modal koordinat çıktıları kullanılmıştır. Yorulma analizine ait nCode akış diyagramı Şekil 14'te verilmiştir.

Yorulma ömrü hesabı için strain life (ϵ -N) method yöntemi kullanılmıştır. Strain life yöntemi, malzemenin kırılmadan önce kaç çevrim süreceğini belirlemek için malzemenin elastik ve plastik deformasyonu kullanılır. Bu bağlamda, kırılma, küçük bir çatlak oluşumu (tipik olarak 1 mm) olarak tanımlanır, bu nedenle malzeme özelliklerinin tek eksenli çekme testi kullanılarak doğru bir şekilde ölçülmesi şartıyla, malzemenin geometrisinin dikkate alınmasına gerek yoktur. Ayrıca, yüksek genlikli gerilmeler strain life yönteminde doğru tekrar sayıları ile değerlendirilebilirken, stress life yön-



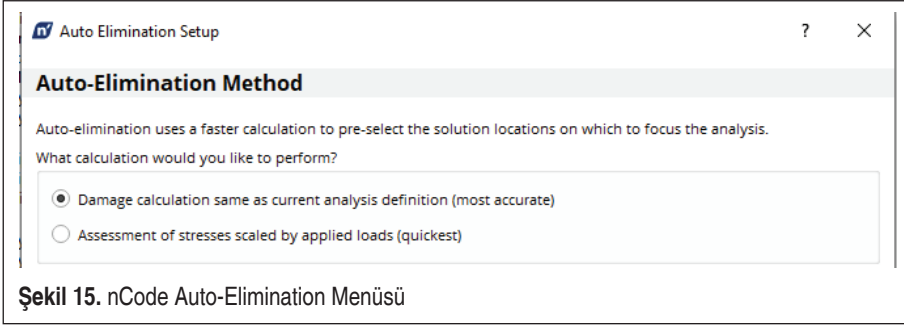
Şekil 14. nCode Yorulma Analizi Akış

teminde akma bölgesinin %60 mertebesinin üzerindeki gerilme değerlerinde yorulma ömrü sonuçları hataya açıktır.

Analizlerin sadece kritik elemanlara yapılması için Şekil 15'te gösterilen Auto-Elimination özelliği kullanılmıştır. Bu fonksiyon öncelikle, hasar açısından kritik olan nod'ları belirlemekte ve hesaplamalarda sadece bu nod'ların çözülmesini sağlamaktadır. Böylece hasar etkisi olmayan elemanların çözümüne ihtiyaç kalmamaktadır.

Yorulma ömrü hesaplamalarında, yüksüz araca ait sonlu elemanlar modeli ile yüksüz araç için oluşturulan modal koordinatlar, yüklü araca ait sonlu elemanlar modeli ile yüklü araç için oluşturulan modal koordinatlar eşleştirilmiştir. Analizde iki farklı model ve her model için dört farklı yol senaryonun verisi bulunmaktadır.

Bütün zaman verileri, hesaplanan miktarlarda tekrarlanacağı için yüklem tipi olarak "Duty Cycle" seçilmiştir. İlgili tekrar sayıları, analiz parametreleri olarak girilmiştir.

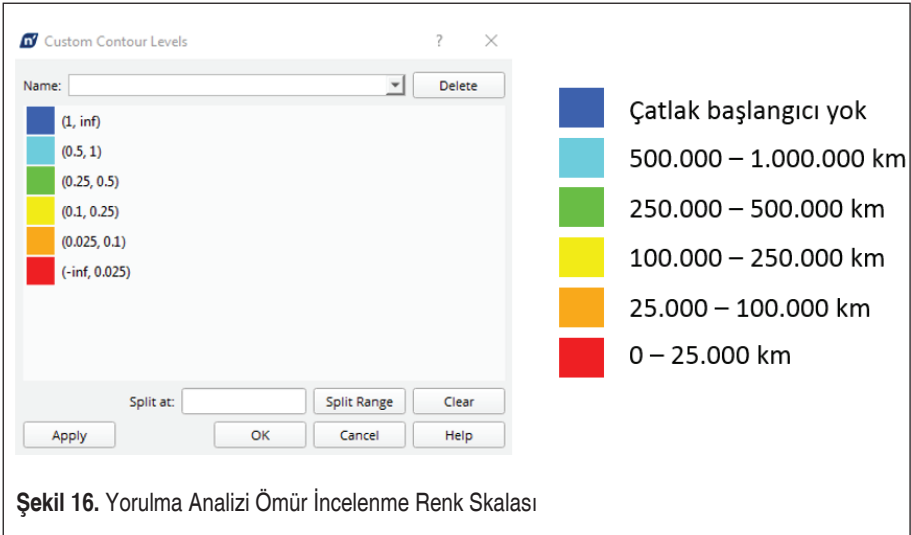


Şekil 15. nCode Auto-Elimination Menüsü

İşlem boyunca belirtilen yol profillerine ve araç durumlarına (yükli ve yüksüz) ait, zaman verilerinden hasar hesaplanır, elde edilen değerler ilgili tekrar sayıları ile çarpılır ve bulunan hasarlar toplanarak bileşke sonuç elde edilir. Zaman verilerinin birbirinden ve tekrar sayılarından bağımsız işlenmesi zamandan tasarruf sağlamaktadır.

10.1. 1.000.000 Km Görev Profili Hasar İncelemesi

Yorulma analizlerinin sonuçları 1.000.000 km servis süresi içerisinde çatlak başlangıcı oluşturan bölgeler incelenmiştir. Sonlu elemanlar üzerinde oluşan çatlakların, oluşma skalası Şekil 16’de gösterilmiştir.

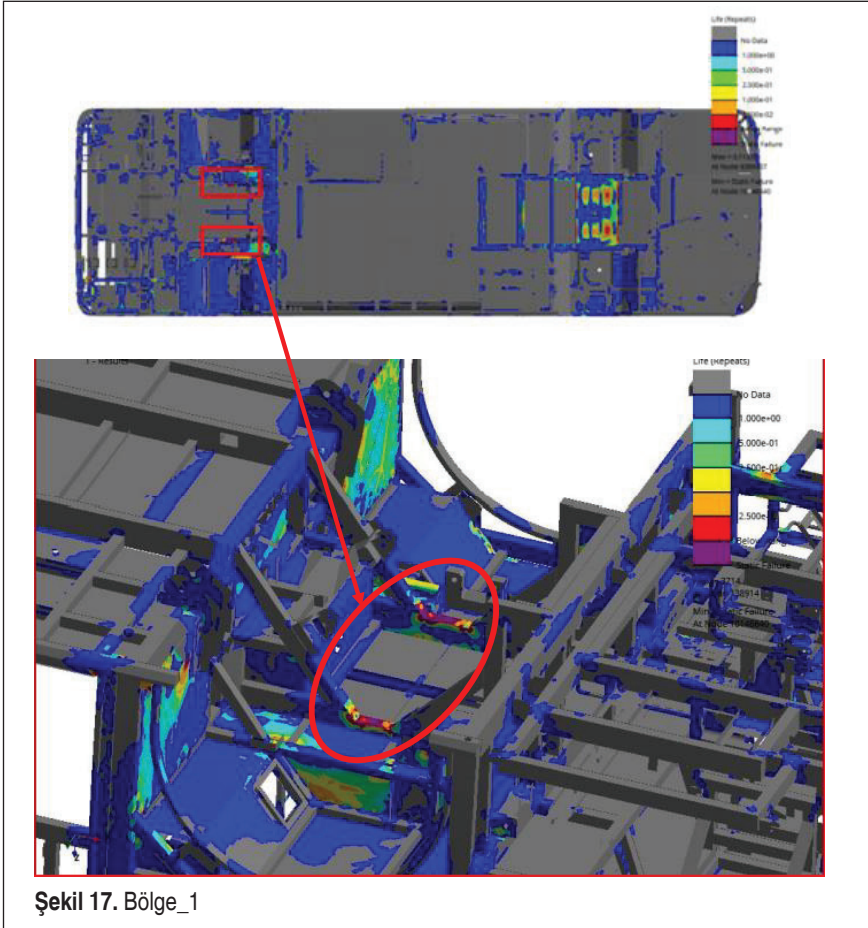


Şekil 16. Yorulma Analizi Ömür İncelenme Renk Skalası

10.2 Genel Yorulma Analizi Sonuçları

10.2.1 Bölge_1

Bölge_1 olarak gösterilen lokasyon da çekme dayanımını geçen gerilme seviyeleri Şekil 17’de gösterilmiştir. Bölge_1 detaylı olarak incelendiğinde, birleştirme meto-



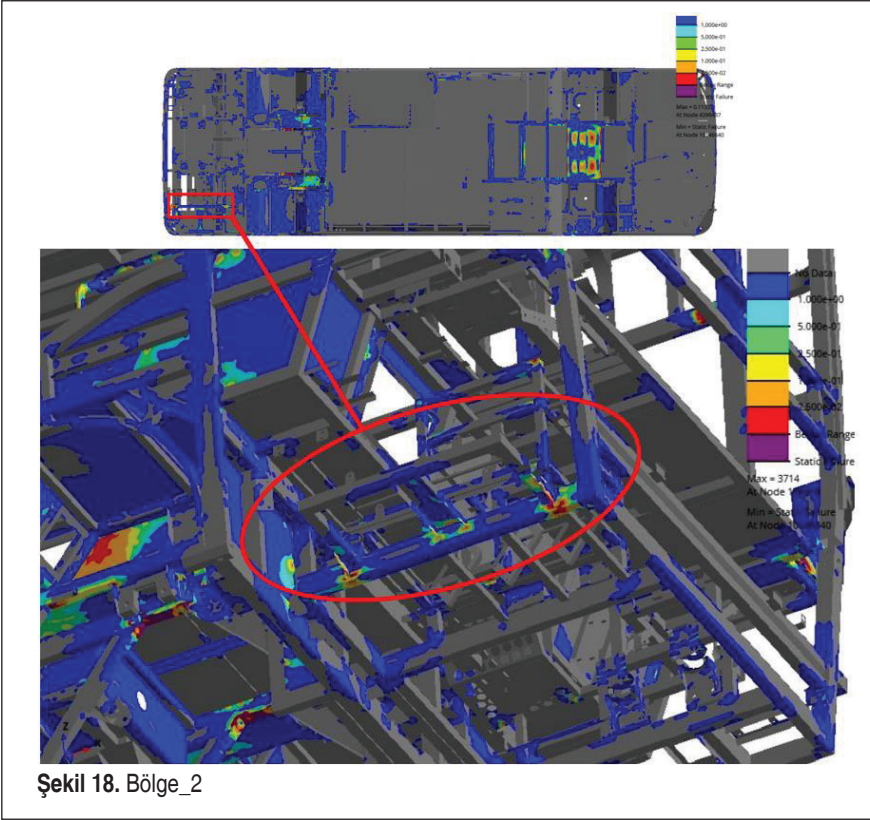
dundan kaynaklı parça üzerinde yüksek gerilme oluşmakta ve ömür olarak ilk 25.000 km içerisinde çatlak başlangıçları olacağını göstermektedir.

10.2.2 Bölge_2

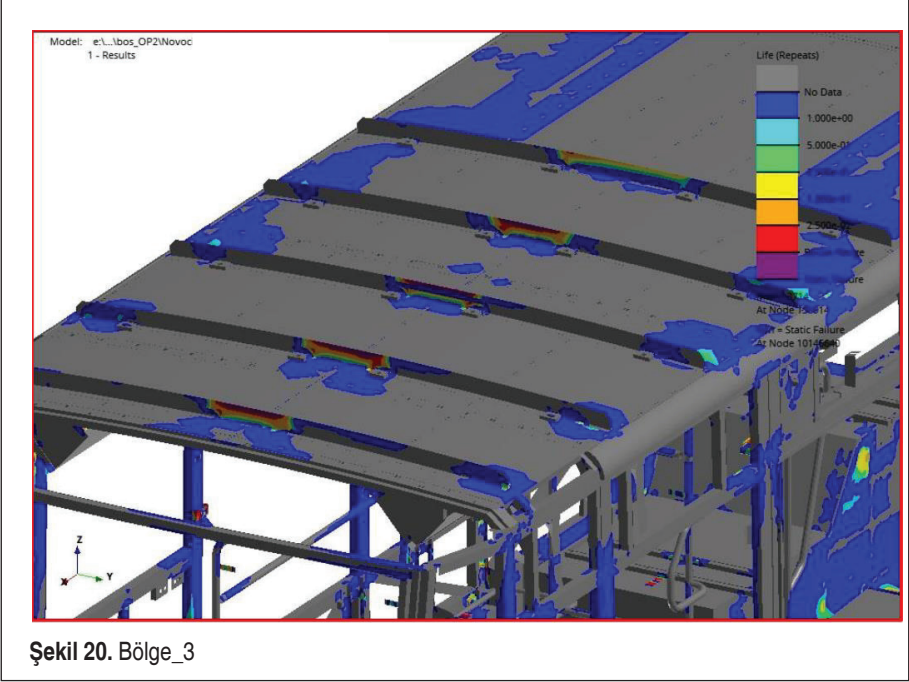
Bölge_2’de yer yer çekme dayanımı aşan bölgeler dışında, ortalama 100.000 km içinde çatlak başlangıcı gözleneceği öngörülmüştür. Bölge 2’nin tasarımından dolayı üzerinde bulunan kütle etkisiyle yoldan gelen titreşimler neticesinde çok fazla salınım yapacaktır. Tasarım olarak, bu salınımın engellenmesi için braket takviyesi yapılmış fakat yorulma ömrü analizleri neticesinde braket bağlantısında ve braket üzerinde çatlak başlangıçları olacağı görülmektedir.

10.2.3 Bölge_3

Bölge_3’te, kullanılan malzemenin dayanımını geçen gerilme seviyeleri Şekil 19 ve Şekil 20’de gösterilmiştir. Aracın tavanında bulunan şekilli lamaların her iki tarafına



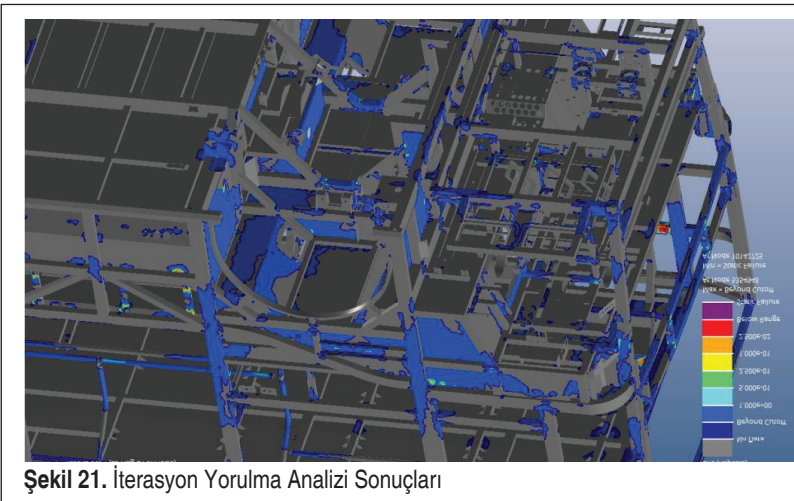
bağlanan parçaların etkisiyle orta bölgede eğilme etkisi görülmektedir ve şekilli lamalar orta bölgelerinden çatlak başlangıçları görülmektedir.



Şekil 20. Bölge_3

10.3 İterasyon Yorulma Analizi Sonuçları

Sanal yorulma ömür analizler yardımı ile mevcut haldeki araç tasarımının istenilen yapısal özellikleri göstermediği bazı bölgelerde çatlak başlangıçları görülmüştür. Gerekli tasarım değişiklikleri yapılarak, araç yapısal özelliklerinin iyileşmesi hedeflenmiş ve sanal analizler tekrar edilmiştir.



Şekil 21. İterasyon Yorulma Analizi Sonuçları

10.3.1 Bölge_1

Mevcut araç tasarımı üzerinde yapılan bağlantıların değiştirilmesi neticesinde, Şekil 22’de görülebileceği gibi ilk yorulma ömür analizde kırılma olması beklenen bölgede iyileşme sağlanmıştır. Bu bölgelerden de daha sonra da gerinim verisi toplanarak incelenmiştir ve sonuçların tutarlı olduğu, kırılmaya neden olacak gerilme seviyeleri görülmemiştir.

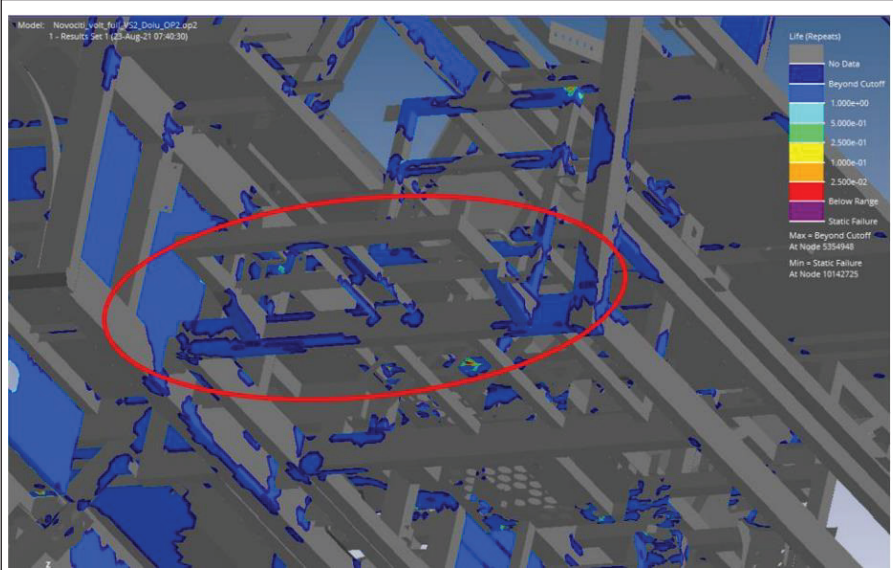
10.3.2 Bölge_2

Bölge_2’de, ilk yorulma ömrü analizi sonucunda ortalama 100.000 km içerisinde, yapının tasarımından dolayı çok fazla salınım yapacağı ve çatlak başlangıcı olacağı öngörülmekteydi. Mevcut tasarıma yapıyı güçlendirmek için ilk tasarımda olan braket iptal edilmiştir ve profillerin altına, profil genişliğinde üçgen braketler eklenmiştir. Yeni tasarıma modal ve statik analiz yapılarak belirli bir iyileşme görülmüştür. Elde edilen sonuçlar neticesiyle yorulma ömür analizleri tekrarlanmıştır ve Şekil 23’te görülebileceği gibi bölge_2’de kırılma beklenmemektedir.

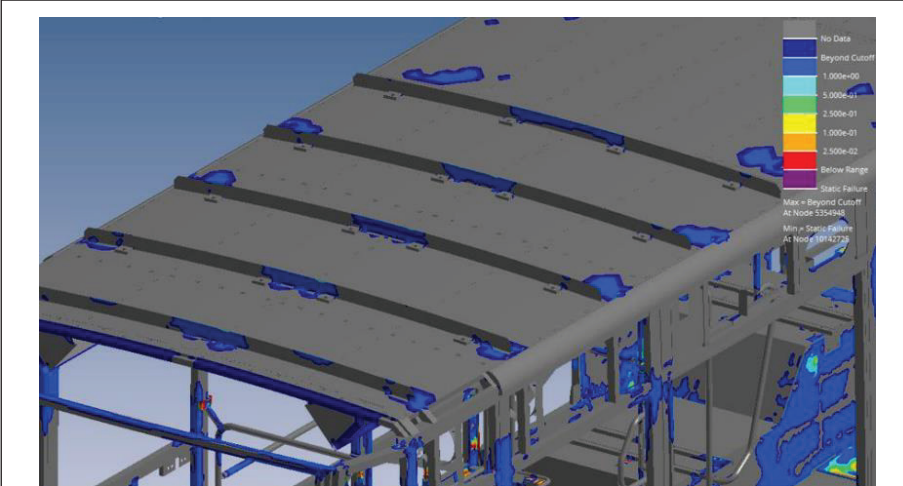
10.3.3 Bölge_3

İlk yorulma analizi sonucunda, kullanılan malzemenin çekme dayanımını geçen gerilme seviyeleri gözlemlenmişti. Şekilli lamaların konumu itibariyle çok fazla tasarım değişikliği yapılamaması neticesinde, şekilli lamaların kalınlıkları arttırılmıştır ve kullanılan malzeme, kopma dayanımı daha yüksek malzeme seçilerek yorulma ömür analizleri tekrar edilmiştir. Tekrarlanan yorulma ömür analizi sonucunda, şekilli





Şekil 23. Bölge_2



Şekil 24. Bölge_3

lamalar üzerinde görülen çatlak başlangıçları engellenmiş ve parçalar sonsuz ömür bölgesine taşınmıştır.

11. SONUÇLAR

Çalışma kapsamında, Anadolu ISUZU firmasının tasarladığı Class – 1 aracının yorul-



ma ömür analizleri yapıp, araç dayanımı ve 1.000.000 km ömrü hakkında sonuçlara ulaşılmıştır.

Yorulma analizlerine ilk olarak fiziki yol üzerinden veri toplanarak başlanmıştır. Test aracı olarak da, tasarım aşamasında olan araca benzer bir araç üzerinden yol verileri toplanmıştır. Test aracı üzerine, statik analiz sonucunda yüksek gerilme görülen ve daha önceki araçlarda tecrübe edilen bölgelerden gerinim ölçerler vasıtasıyla veriler toplanmıştır. Ayrıca, aracın ağırlık merkezinden ve tekerlek merkezlerinden de ivme ölçerler ile ivme verileri toplanmıştır. Toplanan yol verileri, ADAMS Car yazılımıyla yapılan 4-poster analizlerinde kullanmak için çok uzun olmakla birlikte analiz zamanlarını uzatmaktadır. Bu kapsamda toplanan yol verilerinin kısaltılması için nCode Glyphworks yazılımı kullanılmış olup, yol verilerinin aynı eş değer hasarı verecek şekilde kısaltması işlemi gerçekleştirilmiştir. Kısaltılan yol verilerinin kısaltma önceki veriler ile aynı hasarı verecek ömür hesapları için sanal analizlerde kullanılacak tekrar sayıları hesaplanmıştır.

Tasarım çalışması yapılan Class – 1 aracının sonlu elemanlar modeli Hypermesh yazılımıyla oluşturulmuştur. Yüklü ve yüksüz olmak üzere iki adet model oluşturulmuştur. Oluşturulan sonlu eleman modellerinin doğrulama çalışması için, yüklü ve yüksüz sonlu eleman modelleri yerçekimi etkisi verilere statik analizler yapılmıştır. Çıkan sonuçlar, testte kullanılan aracın yolcu yükleri yüklenmesi neticesinde gerinim ölçerler ile toplanan veriler ile karşılaştırılmıştır ve sonuçların tutarlı olduğu görülmüştür. Bunun sonucunda, aracın yüklü ve yüksüz olarak içerisinde stres bilgileri olan çözüm dosyası (op2) ve Adams Car yazılımına kullanılmak için model içerisinde deplasman bilgisi yer alan esnek modeller (mnf) oluşturulmuştur.

ADAMS Car yazılımında, fiziki testler ile doğrulanmış sanal taşıt modeli ile esnek modeller ayrı ayrı birleştirilmiştir. Daha önce kısaltılan yol verileri, Adams Car yazılımında birleştirilen esnek modelin tekerlek(4-poster analizi) merkezlerinden yol girdileri sanal modele uygulanış ve 4- poster analizleri yüklü ve yüksüz olmak üzere her bir yol profili için tekrarlanmış akabinde yorulma ömür analizlerinde kullanılması için esnek sonlu elemanlar modelinin her bir aktif modu için modal koordinatları çıkarılmıştır.

Sonlu elemanlar modeli ile elde edilen op2 çıktıları ile araç dinamiğinden elde edilen *dac (modal koordinat) verileri, nCode Designlife yazılımı üzerinde aynı mod değerleri eşleştirilmiştir. Malzeme verileri nCode kütüphanesinden yararlanılmıştır ve tekrar sayıları girilerek EN metodu ile yorulma ömür analizi yapılmıştır. Yorulma ömür analizi sonucunda, çatlak başlangıcı görülen yerler belirlenmiştir ve çatlak başlangıcı görülen yerlere iterasyon çalışmaları yapılmıştır. İterasyon modeline, tekrardan yorulma ömür analizi yapılarak çıkan sonuçlar incelenmiş ve çatlak başlangıcı görülen yerler sonsuz ömür bölgelerine çekildiği görülmüştür.



Bu çalışmada elde edilen tecrübe, ileride buna benzer çalışmalara ışık tutacaktır.

KAYNAKÇA

1. **Ergin, K.** 2019. “Kamyon Yan Eteklerinin Titreşim Kaynaklı Yorulma Analizi”, İstanbul Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
2. **Eryılmaz, E., Pekbey, Y., Küçük, Ö.** 2016. “Hızlandırılmış Yorulma Testleri ile Motor Braketlerinin Analiz Metodolojisinin Geliştirilmesi”, OTEKON 8. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, 23-24 Mayıs 2016, Bursa.
3. **Mo, K.H., Suh, K.W., Hong, S.G.** 2000. “New Approach in Vehicle Durability Evaluation, Virtual Proving Ground”, Seoul FISITA World Automotive Congress, 12-15 Haziran 2000, Seoul.
4. **Miao, B., Zhang, W., Zhang, J., Jin, D.** 2009. “Evaluation of Railway Vehicle Car Body Fatigue Life and Durability using a Multi-disciplinary Analysis Method”, International Journal of Vehicle Structures & Systems, Vol. 1(4), pp.85-92.
5. **Akarsu, C., Ereke, M.** 2012. “Bir Ticari Kamyon Şasisine Bağlı Parçaların Titreşim Kaynaklı Yorulma Analizi”, Tez (Yüksek Lisans), İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
6. **Ayçiçek, T.** 2002. “Bir Taşıt Seyir Dinamiği Modeli”, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ, Fen Bilimler Enstitüsü, İstanbul.
7. **Albinsson, A., Routledge, C.** 2013. “The Damper Levels Influence on Vehicle Roll, Pitch Bounce and Cornering Behaviour of Passenger Vehicle ”, Master’s Thesis in Automotive Engineering, Chalmers University of Technology, Sweden.
8. **Fischer, P., Witteveen, W.** 2000. Durability Analysis Of Truck Frame Components by Modal Stresses, ADAMS User Meeting.
9. **Richard, C. R., Brian N. L., Drew, V. N., Henry, D. B., Dan, L.** 1988. Fatigue Design Handbook, Society of Automotive Engineers, Inc
10. **Craig, R., Bampton, M.** 1968. “Coupling of Substructures for Dynamic Analysis”, AIAA Journal, American Institute of Aeronautics and Astronautics, vol. 6 (7), pp.1313-1319.
11. Regulation No 107 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UNECE) — Uniform provisions concerning the approval of category M2 or M3 vehicles with regard to their general construction [2018/237]
12. DTA Mühendislik, (2019). “Dijital Sinyal İşleme: Örnekleme Frekansı, Bant Genişliği, Spektral Çizgi”, <https://blog.dta.com.tr/dijital-sinyal-isleme-orneklemefrekansi-bantgenisligi-spektral-cizgi/>, 27.10.2021.
13. **Gültekin, A., Saranlı, G., Güven, G. vd.** 2014. “Traktör Ömür Analizinde Esnek Cisim Dinamik Modeli Kullanılması”, OTEKON 7. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, 26-27 Mayıs 2014, Bursa
14. **Iyidiker, Ç., Çokal, I., Yılmaz, A., Kılıç, N.** 2010. “Fatigue Life Prediction Of A Bus Body Structure Using CAE Tools”, FISITA 2010 World Automotive Congress, vol 1, pp.319-329.