

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**AĞIR TİCARİ ARAÇLAR İÇİN HIZLANDIRILMIŞ DİNAMİK YORULMA
ANALİZ YÖNTEMİ GELİŞTİRİLMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ümit BAĞDAT

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Dinamiği, Titreşim ve Akustik Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Haluk EROL

HAZİRAN 2019

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**AĞIR TİCARİ ARAÇLAR İÇİN HIZLANDIRILMIŞ DİNAMİK YORULMA
ANALİZ YÖNTEMİ GELİŞTİRİLMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Ümit BAĞDAT
(503141415)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Dinamiği, Titreşim ve Akustik Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Haluk EROL

HAZİRAN 2019

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503141415 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Ümit Bağdat, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “AĞIR TİCARİ ARAÇLAR İÇİN HIZLANDIRILMIŞ DİNAMİK YORULMA ANALİZ YÖNTEMİ GELİŞTİRİLMESİ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Haluk Erol**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Vahit Mermertaş**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Erdem Uzunsoy
Bursa Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **03 Mayıs 2019**
Savunma Tarihi : **11 Haziran 2019**





Aileme,



ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasında, makina mühendisliğindeki farklı disiplinler kullanılarak, ürün geliştirme süreçlerinde ağır ticari araçlar için kullanılabilecek düşük maliyetle hızlı ve güvenilir sonuçlar alınabilecek, sentezlenen test profili ile gerçekleştirilen analiz yöntemi geliştirilmiştir.

Eğitim ve çalışma hayatım boyunca her an yanımda hissettiğim aileme ve eşime sonsuz minnetlerimi sunarım. Tez çalışmamın yürütülmesinde ve oluşumunda ilgi ve desteğini esirgemeyen, yönlendirme ve bilgilendirmeleriyle çalışmamı şekillendiren sayın hocam Prof. Dr. Haluk EROL'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca geliştirme süreci boyunca yardımlarını esirgemeyen Mustafa KUTLU ve Mehmet Can ÇAPAR'a da teşekkür ederim.

Haziran 2019

Ümit BAĞDAT
(Makina Mühendisi)



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xii
SEMBOLLER	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xvii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xvii
ÖZET.....	xix
SUMMARY	xxii
1. GİRİŞ.....	1
2. TEST PROFİLİNİN OLUŞTURULMASI İÇİN İZLENEN YÖNTEM	7
2.1 Müşteri Protföyünün Belirlenmesi ve Anket Çalışması.....	7
2.2 Müşterilerden Yol Verisinin Toplanması.....	12
2.3 Toplanan Yol Verilerinin İşlenmesi	15
2.4 Hızlandırılmış Test Profilinin Türetilmesi	16
2.4.1 Şok cevabı spektrumu	17
2.4.2 Ekstrem cevabı spektrumu	18
2.4.3 Yorulma hasarı spektrumu	20
3. AKÜ SEHPASI İÇİN YAPILAN SAYISAL ANALİZ VE PARAMETRİK ÇALIŞMALAR	37
3.1 Akü Sehpası İçin Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması	37
3.2 Akü Sehpası İçin Modal Analizlerin Yapılması	41
3.2.1 Özdeğer problemlerinin Lancsoz Metodu ile Çözümü	42
3.3 Akü Sehpası İçin Frekans Cevabı Analizlerinin Yapılması.....	47
3.4 Akü Sehpasının Titreşim Yorulma Analizlerinin Yapılması	52
3.4.1 Dar bant yaklaşımı (Bendat ve Rice)	54
3.4.2 Geniş bant yaklaşımı (Steinberg).....	58
3.4.3 Bütün bant genişlikleri için genel yaklaşım (Dirlik).....	60
3.4.4 Lalanne/Rice yaklaşımı.....	62
4. SONUÇ.....	71
4.1 Sonuçlar ve Tartışma.....	71
4.2 Öneriler.....	72
REFERANSLAR.....	73
ÖZGEÇMİŞ.....	75

KISALTMALAR

FDS	: Yorulma Hasarı Spektrumu
SRS	: Şok Cevabı Spektrumu
ERS	: Ekstrem Cevabı Spektrumu
FRF	: Frekans Cevabı Fonksiyonu
PDF	: Olasılık Yoğunluk Fonksiyonu
PSD	: Spektral Güç Yoğunluğu
RDS	: Bağlı Hasar Spektrumu
RMS	: Ortalama Karekök



SEMBOLLER

x	: Pencereleme için seçilen süre
n	: Ortalama hesaplanmasında kullanılan nokta sayısı
μ	: Zaman sinyalinin ortalaması
Q	: Dinamik amplifikasyon
f_n	: Doğal frekans noktası
$G_{\dot{z}}$	: Belirli bir frekans için güç yoğunluğu spektrumu
T	: Zaman
K	: Tek serbestlik dereceli bir sistemin yay katılık değeri,
Γ	: Gama fonksiyonu
N	: Çevrim sayısı
S	: Gerilme genliği
b	: S-N eğrisi eğimi
G_{synth}	: türetilen hızlandırılmış test PSD'si
k	: Güvenlik katsayısı
g	: Yer çekimi ivmesi birimi
Hz	: Frekans birimi
kg	: Ağırlık birimi
mm^3	: Hacim birimi
MPa	: Basıç birimi
M	: Kütle
C	: Sönüm
Φ	: Özvektör
ω	: Açısal frekans
p	: İşlem sayısı
V	: Vektör bloğu



ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Yol verisi toplanan müşterilere ait ömür beklentileri.....	12
Çizelge 2.2 : X eksen basitleştirilmiş test PSD profili.....	32
Çizelge 2.3 : Y eksen basitleştirilmiş test PSD profili.....	32
Çizelge 2.4 : Z eksen basitleştirilmiş test PSD profili.....	33
Çizelge 3.1 : Akü sehpasına ait birinci ve ikinci model için doğal frekanslar.	46
Çizelge 3.2 : Titreşim yorulma hasarı analiz sonuçları.	65





ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Dayanım açısından kamyon geliştirme süreci.....	3
Şekil 1.2 : Yapılan çalışmalarda bir otomotiv için korelasyon seviyeleri.	5
Şekil 2.1 : Anket çalışması için ziyaret edilen müşterilerin bulunduğu şehirler.	8
Şekil 2.2 : Anket çalışması kapsamında belirlenen yol kategorileri.....	9
Şekil 2.3 : Anket kapsamında ziyaret edilen müşterilerin çalışma sahaları-1.	10
Şekil 2.4 : Anket kapsamında ziyaret edilen müşterilerin çalışma sahaları-2.	10
Şekil 2.5 : Anket kapsamında ziyaret edilen müşterilerin çalışma sahaları-3.	10
Şekil 2.6 : Anket kapsamında ziyaret edilen müşterilerin çalışma sahaları-4.	11
Şekil 2.7 : Yol verisi toplanan müşterilerin bulunduğu şehirler.	11
Şekil 2.8 : Yol verisi toplamak için kullanılan 6x4 inşaat test kamyonu.	12
Şekil 2.9 : Test kamyonu şasisi üzerinde yer alan ivmeölçer lokasyonları.	13
Şekil 2.10 : Veri toplamada kullanılan ölçüm zinciri elemanları.	14
Şekil 2.11 : İvmeölçer kablolarının araç üzerinde rotalanması.	14
Şekil 2.12 : Ortalaması kendisinden çıkartılmış yol verisi.	16
Şekil 2.13 : Tek serbestlik dereceli sistemin frekans cevabı fonksiyonu.	17
Şekil 2.14 : Şok cevabı spektrumunun hesaplanması.	18
Şekil 2.15 : Zaman sinyalinde test profili sentezleme aşamaları.	21
Şekil 2.16 : X eksenini için müşterilerin çalışma ömrünü temsil eden tek görev FDS ve SRS'lerin kıyaslanması.	24
Şekil 2.17 : Y eksenini için müşterilerin çalışma ömrünü temsil eden tek görev FDS ve SRS'lerin kıyaslanması.	24
Şekil 2.18 : Z eksenini için müşterilerin çalışma ömrünü temsil eden tek görev FDS ve SRS'lerin kıyaslanması.	25
Şekil 2.19 : X eksenini için Türkiye görev FDS ve SRS'i.	26
Şekil 2.20 : Y eksenini için Türkiye görev FDS ve SRS'i.	26
Şekil 2.21 : Z eksenini için Türkiye görev FDS ve SRS'i.	26
Şekil 2.22 : X Eksenini Hızlandırılmış Test PSD Profili.....	27
Şekil 2.23 : Y Eksenini Hızlandırılmış Test PSD Profili.....	28
Şekil 2.24 : Z Eksenini Hızlandırılmış Test PSD Profili.	28
Şekil 2.25 : X Eksenini Türkiye Görev SRS'i ile Test PSD ERS'inin Kıyaslanması..	29
Şekil 2.26 : Y Eksenini Türkiye Görev SRS'i ile Test PSD ERS'inin Kıyaslanması..	29
Şekil 2.27 : Z Eksenini Türkiye Görev SRS'i ile Test PSD ERS'inin Kıyaslanması...	30
Şekil 2.28 : X Eksenini Basitleştirilmiş Test PSD Profili ve Orjinal Test PSD Profili	30
Şekil 2.29 : Y Eksenini Basitleştirilmiş Test PSD Profili ve Orjinal Test PSD Profili	31
Şekil 2.30 : Z Eksenini Basitleştirilmiş Test PSD Profili ve Orjinal Test PSD Profili	31
Şekil 2.31 : X Eksenini için FDS SRS ve ERS'lerin karşılaştırılması.	34
Şekil 2.32 : Y Eksenini için FDS SRS ve ERS'lerin karşılaştırılması.	34
Şekil 2.33 : Z Eksenini için FDS SRS ve ERS'lerin karşılaştırılması.....	34
Şekil 3.1 : Bir inşaat kamyonunda bulunan akü sehpasının şasi üzerindeki konumu.	37
Şekil 3.2 : Akü sehpası sonlu elemanlar modeli.....	38
Şekil 3.3 : Akü sehpasında birbirine temas eden sac plakalara temas özelliğinin tanımlanması.....	39
Şekil 3.4 : Akü sehpasında buluna civataların modellenmesi.	40
Şekil 3.5 : Sonlu elemanlar modelinin sabitlendiği noktalar.	40
Şekil 3.6 : Akü sehpası tasarımında bulunan sac levhalar.	41
Şekil 3.7 : Akü sehpası birinci ve ikinci mod şekli.	46

Şekil 3.8 : Akü sehpaşı üçüncü ve dördüncü mod şekli.	46
Şekil 3.9 : 218596 numaralı elemanın sonlu elemanlar modelindeki konumu.....	50
Şekil 3.10 : Her iki model için de X yönünde 1 mm/sn ² tahrik ivmesiyle yapılan FRF sonucunda 218596 numaralı elemanın maksimum asal gerilme cinsinden transfer fonksiyonu.	51
Şekil 3.11 : Her iki model için de Y yönünde 1 mm/sn ² tahrik ivmesiyle yapılan FRF sonucunda 218596 numaralı elemanın maksimum asal gerilme cinsinden transfer fonksiyonu.	51
Şekil 3.12 : Her iki model için de Z yönünde 1 mm/sn ² tahrik ivmesiyle yapılan FRF sonucunda 218596 numaralı elemanın maksimum asal gerilme cinsinden transfer fonksiyonu.	52
Şekil 3.13 : Titreşime dayalı yorulma analizinin akış şeması.....	53
Şekil 3.14 : Dar bant zaman sinyalinde ‘beat’ dalgası ve üst tepe noktalarının Rayleigh PDF’inin gösterilmesi.	55
Şekil 3.15 : Dar Bant yaklaşımı kullanılarak PSD’den elde edilen rainflow çevrim histogramı.	56
Şekil 3.16 : 6082-T6 Alüminyum alaşımı için SN eğrisi.	57
Şekil 3.17 : Geniş bant zaman sinyali ve tepe noktalarının Gaussian PDF’i.....	58
Şekil 3.18 : Steinberg yaklaşımı ile PSD’den türetilen rainflow çevrim histogtamı.	60
Şekil 3.19 : Dirlik yaklaşımı ile PSD’den türetilen rainflow çevrim histogtamı.....	61
Şekil 3.20 : Lalanne/Dirlik yaklaşımı ile PSD’den türetilen rainflow çevrim histogramı.	63
Şekil 3.21 : St-52 SN Eğrisi.....	63
Şekil 3.22 : Akü sehpasında bulunan sac L braket.	64
Şekil 3.23 : L braket için titreşim yorulma hasarı hesaplanan bölge.	64

AĞIR TİCARİ ARAÇLAR İÇİN HIZLANDIRILMIŞ DİNAMİK YORULMA ANALİZ YÖNTEMİ GELİŞTRİLMESİ

ÖZET

Otomotiv sektöründe ürün geliştirme süreçlerindeki önemli parametrelerden bir tanesi dayanımdır. Sektörde yaşanan rekabetten dolayı ürün geliştirme süreçlerinde yaşanan zaman ve maliyet baskısı, ürünlerin son kullanıcıya tam anlamıyla doğrulanmadan ulaşmasına sebebiyet verebilmektedir. Müşteri için ürünlerdeki en önemli beklentilerden biri de dayanım olduğundan dolayı, kullanım sırasında çok erken hasarlanabilen otomotiv komponentleri memnuniyetsizlik ve şikayet yaratabilmektedir. Özellikle de ağır ticari araç segmentinde kullanıcı tarafından en dikkat edilen özellik ürünün dayanıklı olmasıdır. Ürün geliştirme süreçlerinde ağır ticari araçlara ait dayanım verifikasyonu seri üretimden önce test pistleri ve laboratuvar yol simülasyon testleri ile sağlanmaktadır. Zaman ve maliyet baskısının getirdiği zorluklar altında test pistlerinde yapılan full araç dayanım testleri araç üzerindeki bütün komponentleri gerçek koşullarda müşterinin yorduğu kadar yoramamaktadır. Verifikasyonu ürün geliştirme süreçlerindeki testlerde eksik yapılan araç üzerindeki her komponent, gerçek çalışma koşullarında hasarlanma riski taşımaktadır. Ağır ticari araç segmentinde pistlerde yapılan dayanım testlerinde özellikle statik yüke maruz kalan şasi, diferansiyel, aks gibi komponentlerin müşteri korelasyonu yüksek iken şasi üzerinde asılı bulunan ve titreşim kaynaklı yorulmaya maruz kalan yakıt tankı, akü sehpa, hava tüpü gibi komponent ve alt sistemlerin müşteri korelasyonu düşüktür.

Bu çalışma kapsamında, ağır ticari araç segmentinde titreşime maruz kalan komponent ve alt sistemleri için zaman ve maliyet baskısı altındaki ürün geliştirme süreçlerinde kullanılmak üzere hızlı ve güvenilir bir test profili üretme ve analiz yöntemi geliştirilmiştir. Hedef pazar seçilen Türkiye’de ağır ticari araç segmentinde yer alan inşaat serisi kamyonlara ait komponentler müşteri şartlarında kısa sürede hasarlanabilmektedir. Çalışmanın ilk aşamasında Türkiye pazarında inşaat serisi kamyonların yoğun olarak kullanıldığı bölgelerde bulunan müşteriler ile anket çalışması yapıp daha sonra anket sonuçlarına göre belirlenen müşterilerden şasiye asılı parçalara gelen ivme yüklerini ölçmek için yol verisi toplanmıştır. Toplanan ivmeölçer verileri, şok cevabı spektrumu ve yorulma hasarı spektrumuna indirgenerek müşteri çalışma ömrünü temsil eden, güvenilirliği yüksek hızlandırılmış test profili x, y ve z eksenleri için türetilmiştir. Laboratuvar yol simülasyon testlerinde de kullanılabilecek şekilde türetilen profiller kullanılarak bir inşaat serisi kamyonunun akü sehpa sisteminin yorulma hasarını hesaplayabilmek için sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilmiştir. Sonlu elemanlar analizinin ilk aşamasında akü sehpa sisteminin doğal frekansları hesaplanmış sonraki adımda da frekans cevabı analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu analiz sonuçları hızlandırılmış test profilleri de kullanılarak akü sehpa sisteminin yorulma analizleri ile süreç tamamlanmıştır. Biri hafif diğeri ağır olan iki akü sehpa modeli oluşturularak gerçekleştirilen sonlu elemanlar analiz aşamasında parametrik çalışma yapılmıştır. Bu sayede geliştirilen yöntem ile tasarımların hasarlanma potansiyellerinin hızlı ve düşük maliyetle değerlendirilerek, validasyonu daha güvenilir olan optimum ağırlıkta ürünlerin üretilebilme imkanı kazanılmıştır.



ACCELERATED DYNAMIC ANALYSIS METHOD DEVELOPMENT FOR HEAVY DUTY VEHICLE

SUMMARY

Day by day, competition in the automotive industry is increasing. This creates time and cost pressure on product development processes. Cost and time pressure in the product development duration blocks to produce components with perfect durability validation. For this reason, customers generally use the automobiles with a failure potential. Early failures at the components can create dissatisfaction and complaint on customers. Especially, heavy duty vehicle customers are very sensitive in terms of durability. For this reason, durability is one of the most important parameter for the engineers during product development steps in automotive industry. Product development engineers research different alternative and practical methods for the validation processes in design phase to overcome the cost and time pressure due to competition in the automotive industry.

During product development process in terms of durability for heavy duty vehicles consists of three main steps. Developed virtual model of the vehicle is analysis with the finite element model by using some theoretical forces. After the virtual durability validation, all prototype components are manufactured and a test vehicle is assembled. Before the mass production, validation is completed with the test vehicle durability tests in the proving ground. Sometimes, durability test in proving ground can create damage some vehicle components. For this components, design are reviewed and developed. Durability tests in the proving ground are not suitable for one component validation in terms of cost and time. So, the reviewed new components are verified by the laboratory simulation tests. Input test spectrum for these tests are synthesized with the collected data from proving grounds.

For the best validation in the proving ground, full vehicle durability test procedure is provided by customer correlation methodologies. But full vehicle durability tests in the proving ground can not create equal damage like customer conditions for whole components on the vehicle. Because a vehicle consists of approximately three thousand parts. So, customer correlation is not possible for all vehicle parts. That's why, some components have a failure risk in the customer conditions. Chassis, differential and axle components have perfect customer correlation in proving ground durability tests. On the other hand, chassis hanging out components such as battery tray, fuel tank, air tubes have low correlation in durability proving ground tests. These components are affected by vibrational fatigue during mission life.

In this thesis, for chassis hanging out components affected by vibrational fatigue in heavy duty vehicle segment, accelerated test profile is synthesized and fatigue analysis method is improved to use during product development steps which are under the cost and time pressure. Construction tipper trucks which is a heavy duty vehicle subsegment, have so hard customer condition in Turkey market. Due to heavy conditions, in early stages especially vibrational fatigue failure occurs on the most chassis hanging out parts.

In the first step of thesis, construction sites of Turkey are investigated. According to the researches, intensive construction sites are stone pits, coal mining sites, boron mining sites, chrome mining sites magnesite mining sites, cement plants, ceramic

mining sites, building construction sites, bridge construction sites, irrigation canal construction sites and dam construction site. 15 different customers which are cover these construction sites are determined to perform an survey. Contrsuction customer tipper truck customers are visited in Turkey market and different survey questions asked to characterize usage conditions of the customers. With the survey work, expectation life from tipper trucks, one tour mileage, loading quantity, total mileage for one year are learned from answers. Then, all survey data are evaluated and seven customers are determined for data collection. Survey provides to select best suitable customers which are represent Turkey construction tipper truck users.

In the second step, before the road load data collection, a reference 6x4 tipper truck is selected and its chassis is instrumented with the five accelerometers to collect input load for chassis hanging out parts. After creating measurement chain with sensors, cables, data logger and software, road load data is collected for chassis hanging out parts in selected seven customer sites. Data collection scenarios for seven customers are similar with real conditions of users like load quantity, vehicle speed, driver character. For each customer, three times load scenario data are collected, three times unload scenario data collected.

In the third step, after road load data collection, zero mean process is applied for each data set. According to the expectation life of customers, a data set which represents whole working life of a tipper truck is created for each customers. After that, for each accelerometer location and each direction, shock response spectrum and fatigue damage spectrum are synthesized from this data sets. All fatigue damage spectrums which represent each sensor locations are envelopped to create one fatigue damage spectrum for all components. The same calculation method is applied for the shock response spectrum. After these process, for the three axis, three fatigue damage spectrum and three shock response spectrum are calculated to characterize all input loads for chassis hanging out components. To create fatigue daamge spectrum and shock response spectrum for tipper trucks in Turkey user conditions, fatigue damage spectrum and shock response spectrum of seven customers are envelopped. At the end of this process, for each direction, one fatigue damage spectrum and one shock response spectrum are obtained to charactireze all input loads coming from Turkey tipper truck user conditions for all chassis hanging out components. By using these shock response spectrum and fatigue damage spectrum an accelerated test profile is synthesized for each direction.

In the last step, a vibration fatigue analysis method is shown by using this accelerated test profile. For the battery tray system which belongs to tipper truck, two finite element models are created. First battery tray finite element model is same with on the tipper truck. Second finite element model is created by decreasing panels weight. Modal analysis is performed to find mode shape and natural frequencies for both model. After that, for each direction, frequency response analysis are performed with the unit acceleration input by using modal anaysis results. The aim of frequency response analysis is to calculate stress spectrum for each element in the model. Last, each stress spectrum of element is multiplied with accelerated test profiles and obtained one life stress spectrum. With this spectrum, fatigue analysis are performed to obtain one life damage for each elements at one direction by using Wöhler material curve. These analysis are performed for each direction respectively and one life damage of an element is calculated by summing x, y and z direction damages. Performed all analysis are applied for heavy battery tray model and light battery tray

model. Damage result of each model are compared at the end of the fatigue calculation process.

At the end of this thesis, a fast and reliable test profile is created for tipper truck chassis hanging out parts tests and analysis. This test profile prevents full vehicle durability tests only for one component. This means that, synthesized test profile provides cost and time saving. Also, developed fatigue analysis method provides quickly and safely durability assessment with the parametric workings on design model during pre-design phase.





1. GİRİŞ

Dayanımın değerlendirilmesi otomotiv endüstrisi, havacılık uygulamaları, raylı sistemler ile taşımacılık, rüzgar gülü tasarımı gibi mühendisliğin olduğu her alanda olmazsa olmaz bir kriterdir. Tanımını yapacak olursak dayanım, bir parçanın veya sistemin servis ömrü boyunca hayatta kalabilme yeteneğidir.

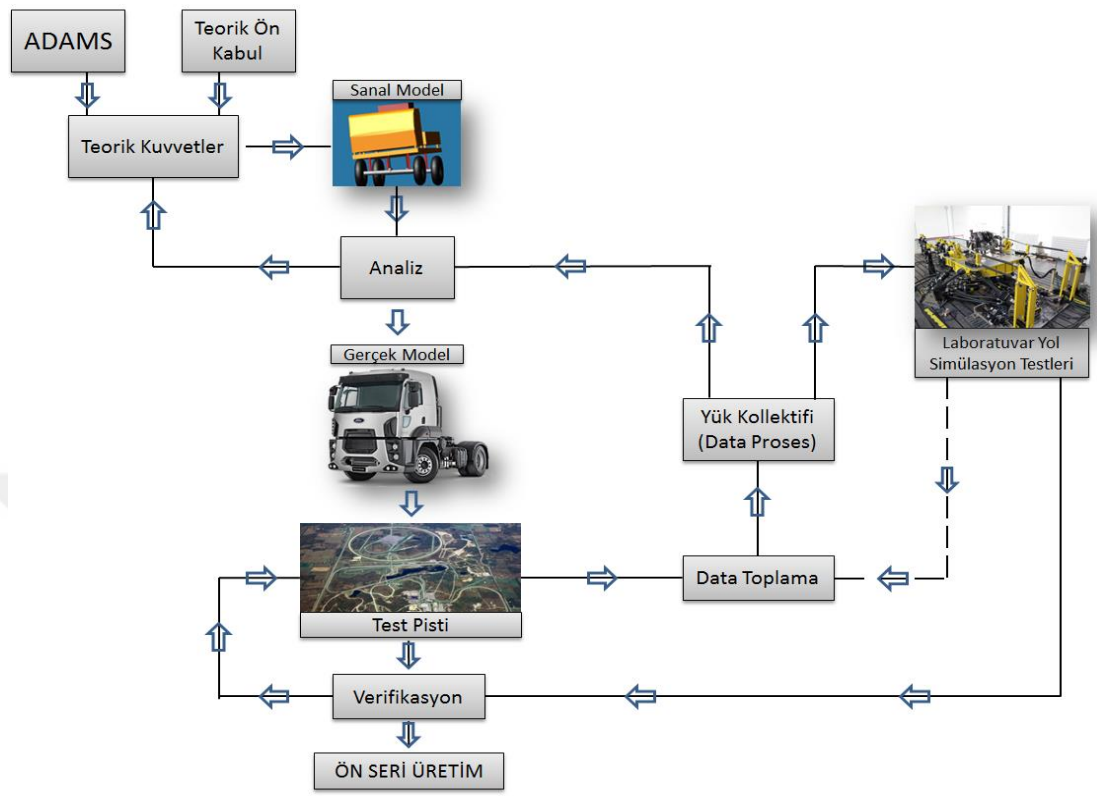
Dayanım yüklerinin analizlerine ait metodolojiler aslında ağır ticari araç mühendisliğinde geliştirilir ve daha sonra bu metodolojiler endüstrinin diğer branşlarına uygulanabilir hale getirilebilirler.

Otomotiv endüstrisinin genelinde olduğu gibi ağır ticari araç geliştirme süreçleri de global anlamda yaşanan büyük rekabetten dolayı üreticiler tarafından çok kısa tutulmaktadır. Sıfırdan bir ağır ticari araç tasarım geliştirme süreci yaklaşık dört yıl sürmektedir. Rekabetin getirdiği zaman ve maliyet baskısından dolayı da ürün geliştirme safhalarında araç üzerinde bulunan her parçanın doğrulanması tam anlamıyla yapılamamaktadır. Dayanım verifikasyonu yapılamayan her komponent ve alt sistem, çalışma koşullarında hasarlanma potansiyeline sahiptir ve bu durumun yaşanması, sadece son kullanıcıda mağduriyet ve memnuniyetsizlik oluşturmaz aynı zamanda üreticilerde de prestij ve para kaybına sebebiyet verir. Zaman baskısı, ürün geliştirme süreçlerinde görev alan mühendisleri hızlı ve ekonomik doğrulama metodolojilerine yöneltme mecburiyeti getirmiştir. Bu sayede rekabetten kaynaklı zaman ve maliyet baskısına rağmen kullanım şartlarının gerektirdiği dayanıklılığın tasarlanan tüm sistem ve komponentlere geliştirilen hızlı ve ekonomik metotlar ile kazandırılması amaçlanmaktadır.

Ağır ticari araçların dayanım açısından geliştirme süreci ilk olarak sanal modelleme ile başlamaktadır. Tasarım süreci sonlandırılan kamyon sanal olarak sonlu elemanlar yöntemi ile modellenir. Sonlu elemanlar yöntemi ile yapılacak dayanım analizleri için gerekli yük profilinin türetilmesi için iki seçenek vardır. Bunlardan birincisi, geçmişe dayanan tecrübenin katkısıyla teorik olarak hesaplama, ikincisi de ADAMS gibi programlar ile yapılan kinematik analizlerle elde etmektir. Bu iki yöntem yardımı ile

türetilen yük profilleri ile yapılan analizler, tasarımı yapılan komponent veya sistemlere dayanım kriteri açısından ön onay verir. Sanal olarak yapılan çalışmalar neticesinde prototip parçalar üretilerek dayanım testleri için kullanılacak bir araç üretimi yapılır. Bu prototip araç özel yüzeyli parkurlara sahip test pistinde test koşullarını, çevrim sayılarını ve yükleme koşullarını belirten bir prosedüre göre dayanım testlerine tabii tutulur. Test sonunda dayanım kriterlerini tüm sistem olarak sağlayan prototip araç, dayanım açısından doğrulanmış olur ve seri üretim onayını alır. Sanal analiz sürecinde kullanılan teorik yükler aslında eğer imkan varsa tasarımı yapılan araca teknik özellik olarak benzeyen bir araç ile test pistinden toplanan verilerin işlenmesi ile de elde edilebilir. Pistte gerçekleştirilen testler sırasında kırılabilen veya görevini yerine getiremeyecek şekilde hasar alabilen prototip araca ait alt sistem veya komponentler olabilir. Bu durum, sanal analizler sırasında yapılan kabullerden veya üretimden kaynaklı belirsizlikten dolayı tasarım sürecinde gözden kaçabilmektedir. Böyle durumların ürün geliştirme safhasında yaşanması, gerçekte çokça karşımıza çıkmaktadır ve gayet normal bir durumdur. Dayanım kriterini sağlayamayan bu komponentler için iyileştirme süreci başlar ve yeni prototipleri üretilir. Tasarımı iyileştirilen prototiplerin gerçek koşullarda nasıl bir davranış sergilediğini görmek için tekrar teste ihtiyaç vardır. Ancak bu durumda tek bir komponent için pistte araç testi yapmak hem pahalı hem de uzun bir süreçtir. Bu olumsuzluğu gidermek için laboratuvar ortamında ilgili parçaya ait yol simülasyon testleri gerçekleştirilmektedir. Laboratuvar yol simülasyon testleri, ürün geliştirme sürecini zaman ve maliyet anlamında minimal olarak etkilemektedir. Laboratuvar testlerinin yapılması için de gerekli yük profili, ilgili komponent veya sistemin kullanılacağı prototip araç ile pistten toplanan yol verisinden türetilir. Araçlar üzerinde statik ve dinamik yüklemeye maruz kalan parçalar bulunmaktadır. Laboratuvarda bulunan sistemlerin özelliklerine göre testler statik veya dinamik olarak gerçekleştirilebilmektedir. Statik yüke maruz kalan bir araç dingili düşük frekanslarda çalışan ve yüksek deplasmanlar üretebilen hidrolik pistonlar ile tek eksen veya üç eksenle test edilebilirken, titreşim gibi dinamik yüke maruz kalan yakıt tankı gibi sistemler elektrodinamik sarsıcı veya çok eksenli hidrolik sarsıcı sistemleri ile test edilebilmektedir. Bu sistemler ile yapılan laboratuvar testlerinden sonra dayanım gerekliliklerini sağlayan iyileştirilmiş komponentin veya sistemin doğrulanması sağlanmış olur ve seri üretimi için araca montajı yapılabilir. Anlatılan dayanım

açısından ürün geliştirme süreci basit bir şekilde şematik olarak Şekil 1.1’de belirtilmiştir.



Şekil 1.1 : Dayanım açısından kamyon geliştirme süreci.

Dayanım açısından ağır ticari araç geliştirme sürecindeki en önemli aşama, verifikasyondan önce dayanıklılık için yapılan yol ve laboratuvar testleridir. Bu testler gerçek komponenterde yapılan ve seri üretim onayından önceki son aşamalardır. Bu yüzden yapılan bu testler ürünün hitap ettiği müşteri şartlarını mümkün olduğu kadar en iyi şekilde temsil etmelidir. Bir kamyonu düşündüğümüzde genelde tasarım ömrü yaklaşık olarak 10 yıldır. Bu süre boyunca üretilmiş olan kamyonu kullanan bir müşterinin koşullarını test ortamında dayanım kriteri açısından sağlayabilmek için önemli olan parametreler, yol yüzey pürüzlülüğü, sürüş karakteristiği ve yükleme miktarıdır.

kullanılarak, müşterinin kullanım ömrü boyunca araca vereceği hasar test pistine geliştirilen teknikler ile indirgenmiş olur. Örnek olarak spesifik bir komponent üzerinden toplanan gerinim verisi ile yapılan korelasyon çalışması ilgili komponent için %100'e yakın bir doğruluk ile yapılabilmektedir. Ancak bir araç yüzlerce parçanın montajından meydana geldiğinden, korelasyon çalışması sırasında her parçadan gerinim ölçmek mümkün değildir. Bu durumun mümkün olması halinde bile müşteri koşulları ile test pistini hasar açısından eşitleyebilmek için kullanılan yöntemlerdeki matrisleri çözüme yakınsamak imkansızdır. Bu sebeple genellikle müşteri korelasyonu çalışmalarında araca gelen yüklerin ölçülmesi ve bu verilerin hasar eşitlenmesinde kullanılması amaçlanır. Çoğunlukla kullanılan ölçüm metotları;

1. Kamyon kütle merkezinden ivme verisi toplamak
2. Kuvvet sensörleri ile kamyon teker merkezlerinden kuvvet verisi toplamak
3. Kamyon tekerlerinin yaptığı deplasman ile direksiyon açısına ait verileri toplamak
4. Araç dingillerinden üç eksenli ivme verisi toplamak
5. Gerinim ölçer veya yük sensörleri ile birçok noktadan veri toplamak
6. CAN ve GPS verisi toplamak

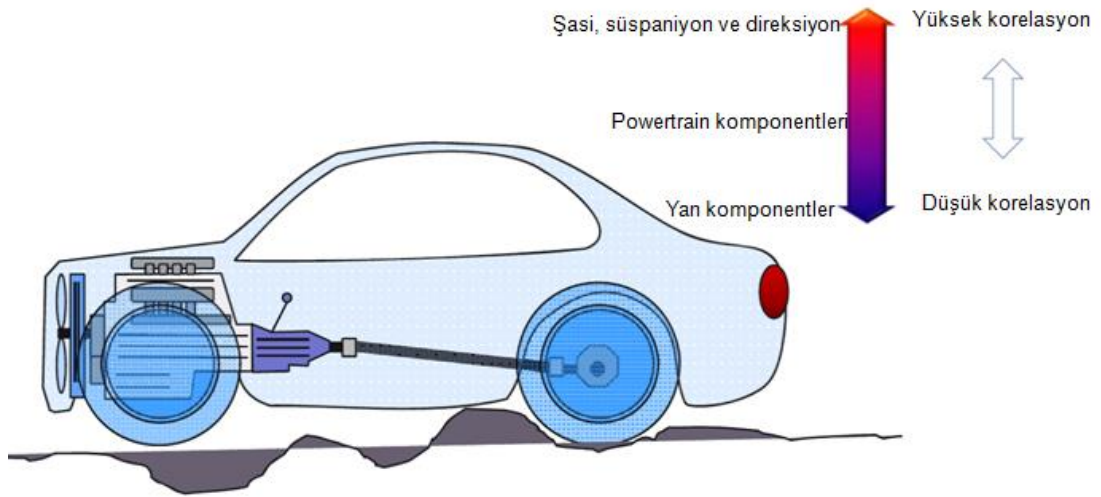
Yukarıda belirtilen ölçüm lokasyon seçenekleri arasında en iyi müşteri korelasyonunu 'kuvvet sensörleri ile kamyon teker merkezlerinden kuvvet verisi toplamak' sağlar. Ancak yatırım maliyeti ve kullanımında yaşanan karmaşıklık sebebiyle mühendisler tarafından pek tercih edilemez.

Korelasyon için müşterilerden toplanan yol verileri ile test pistinden toplanan verilerin kıyaslamasını yapmadan önce verilerin karakterize edilmesi gerekmektedir. Literatürde yol veri tipine bağlı olarak da seçilen karakterizasyon yöntemleri aşağıdaki gibidir.

1. Level Crossing Analiz
2. Time at Level Histogram
3. Rainflow Çevrim Sayma Metodu
4. Yalancı Hasar İndeksi
5. Bağlı Hasar Spektrumu (RDS) ve Yorulma Hasarı Spektrumu (FDS)
6. Spektral Güç Yoğunluğu (PSD)

Tanımlanan ölçüm lokasyonlarından toplanan yol verisi yukarıda belirtilen metotlar ile karakterize edildikten sonra optimizasyon yöntemleri ile hasar eşitlemesi yapılarak korelasyon tanımlanır. Yukarıda bahsedilen metotlar içerisinde en yaygın metot, yol verisinin gerilme aralığını, tekrar sayısını, ortalamasını sayabilen rainflow yöntemidir.

Özel yüzeye sahip pistlerde yapılan dayanım testleri, müşteri korelasyonuna ne kadar sahip olsa da test aracı üzerindeki her komponent veya alt sistem müşteride yorulduğu kadar yorulmaz. Yani yapılan müşteri korelasyonu tüm parçalar için %100 değildir. Şekil 1.2’de de gösterildiği gibi müşteri kullanım koşullarından kaynaklı hasarı test pistine indirirken, en yüksek korelasyon oranı şasi, süspansiyon ve direksiyon sistemlerinde olurken en düşük korelasyon ağır ticari bir aracı düşünecek olursak, şasiye bağlı yakıt tankı, hava tüpleri, üre tankında ve motora asılı komponentlerde olur. Belirtilen komponentler için oluşan yorulma hasarı titreşim kaynaklıdır. Dolayısıyla Şekil 1.1’de gösterilen ürün geliştirme akışı içerisinde yer alan pist testleri ile bu pistlerden elde edilerek yapılan laboratuvar testleri ve sanal analizlerin güvenilirliği özellikle şasi ve motora asılı, titreşimden etkilenen komponentler için düşüktür. Yani nihai ürünün müşteri çalışma şartlarında kullanılamayacak şekilde hasarlanması yüksek olasıdır.



Şekil 1.2 : Yapılan çalışmalarda bir araca ait alt sistemler için korelasyon seviyeleri.

Test pistlerinde dayanımı doğrulanamayan ve titreşimden kaynaklı yorulmalardan etkilenen komponentlerin verifikasyonu için en hızlı ve en güvenilir metot, hedef müşteri potansiyeli bulunan pazarlarda yol verilerinin toplanıp titreşime dayalı sanal analiz ve laboratuvar testleri için test profilleri oluşturmaktır.

Yapılan bu çalışma ile, ağır ticari araçların ürün geliştirme süreçlerinde tasarlanan şasiye bağlı komponentlerin yorulma testleri ve analizlerini hızlı ve güvenli bir şekilde yapabilmek için test profili oluşturma metodu geliştirilmesi amaçlanmıştır. Geliştirilen metodoloji ile zaman ve maliyet baskısı altında olan ürün geliştirme süreçlerinde, testler ve analizlerin yapılış süreleri geleneksel metotlara göre mümkün olduğunca kısa tutulmaya çalışılmıştır. Edinilen gözlemler neticesinde ağır ticari araç grubunda yer alan ve ağır çalışma şartlarına sahip kırılmaların kısa sürede yaşandığı inşaat serisi kamyonlar için uygulama yapılmıştır. İnşaat serisi kamyon şasisi üzerinden toplanan yol verileri ile şasiye bağlı ve titreşimden kaynaklı yorulmaya maruz kalan tüm komponent ve alt sistemler için uygulanabilir hızlandırılmış test profili geliştirilmiştir. Geliştirilen hızlandırılmış ve korelasyon oranı yüksek test profili ile inşaat serisi kamyonu ait akü sehpaına sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yorulma analizi yapılmıştır. Mevcut akü sehpaı ağırlığı hafifletilerek yorulma hasarı analizleri tekrarlanıp parametrik çalışma gerçekleştirilmiştir.

2. TEST PROFİLİNİN OLUŞTURULMASI İÇİN İZLENEN YÖNTEM

Test profili oluşturulan müşteri koşulları Türkiye’deki inşaat ve maden çalışma alanları olmuştur. Metodolojinin geliştirilmesi için sırasıyla izlenen adımlar aşağıda gösterilmiştir.

- I. Müşteri Portföyünün Belirlenmesi ve Anket Çalışması
- II. Müşterilerden Yol Verisinin Toplanması
- III. Toplanan Yol Verilerinin İşlenmesi
- IV. Hızlandırılmış Test Profiline Türetilmesi

2.1 Müşteri Portföyünün Belirlenmesi ve Anket Çalışması

Türkiye’de çalışan inşaat serisi kamyonlarının kullanım koşullarını temsil eden bir yol verisi havuzu oluşturmak için bütün müşterileri gezmek ve bu çalışma sahalarında yol verisi toplamak zaman ve maliyet açısından imkansızdır. Bu sebeple Türkiye’de inşaat sahalarındaki genel kullanım koşullarını temsil eden müşteriler belirleyip bu sahalardan veri toplamak gerekmektedir. İşte bu sebepten dolayı ilk adım olarak bir anket çalışması düzenlenmiştir. Anket çalışmasından önce gidilecek müşterileri belirlemek için Türkiye genelinde inşaat serisi kamyonların yoğun olarak çalıştığı saha şartları aşağıdaki gibi kategorize edilmiştir.

1. Seramik Maden Sahası
2. Kömür Maden Sahası
3. Taş Ocağı Sahası
4. Bor Maden Sahası
5. Havalimanı ve Baraj İnşaat Sahaları
6. Kanal Islahları

Çalışma sahaları kategorize edilirken varsa maden tipi, zemin sertliği, mevcut büyük ve prestijli projelerde bulunan zaman baskısı gibi parametreler göz önüne alınmıştır.

Bu tip kriterler doğrudan ve dolaylı olarak inşaat serisi kamyonu ve komponentlerine gelen hasarı etkilemektedir. Bu bağlamda belirtilen kategorilerin hepsinin yer aldığı 15 farklı müşteri, 15 farklı şehirde ziyaret edilerek anket çalışması gerçekleştirilmiştir. Ziyaret edilen şehirler Şekil 2.1’de Türkiye haritası üzerinde gösterilmiştir.

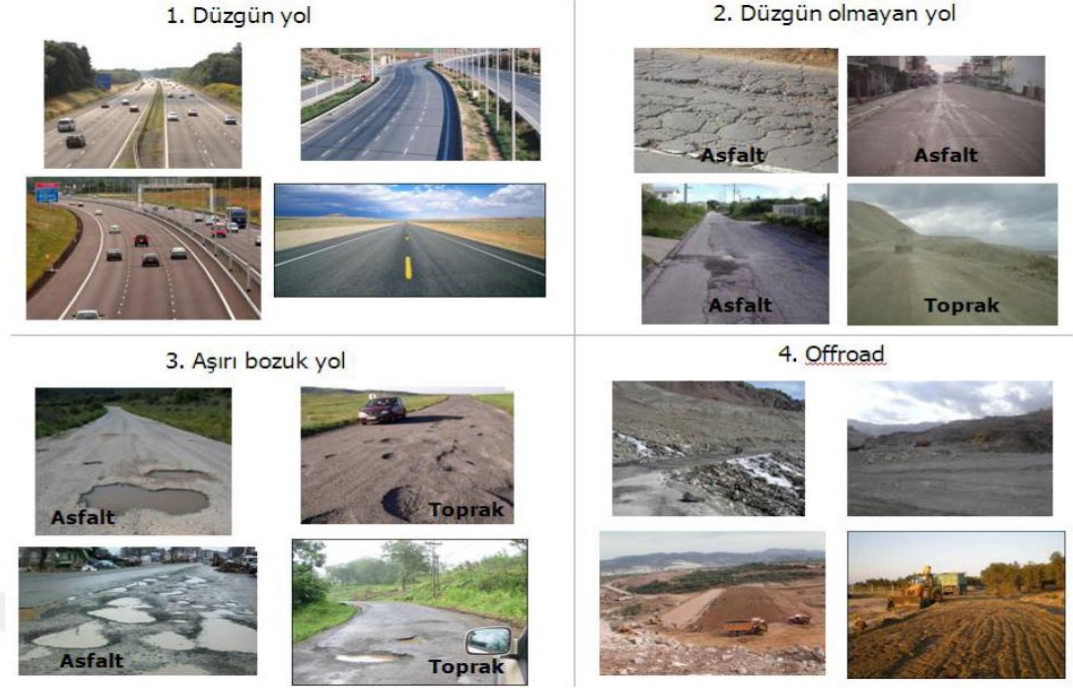


Şekil 2.1 : Anket çalışması için ziyaret edilen müşterilerin bulunduğu şehirler.

Yapılan anket çalışmaları sırasında inşaat serisi kamyonların çalışma şartları, sürücülerin sürüş karakteristikleri incelenmiştir. Ayrıca anket çalışması kapsamında aşağıdaki kriterlere ait bilgiler de kayıt altına alınmıştır.

- Aracın kullanıldığı yol güzergahı ve tipleri
- Yükleme miktarı
- Boş-dolu çalışma oranları
- Günlük, aylık ve yıllık km verileri
- Kullanılan kamyonlarda karşılaşılan problemler
- Kamyonlar ile yapılan ortalama hızlar
- Sürücü sürüş karakteristikleri

Anket çalışmasında yol tipleri düzgün yol, düzgün olmayan yol, aşırı bozuk yol ve offroad olarak dört farklı kategoriye ayrılmıştır. Bu dört kategoriye temsil eden yol profilleri Şekil 2.2’de gösterilmiştir. Anket çalışmaları neticesinde inşaat kamyonlarının ihmal edilebilecek kadarı şehirler arası düzgün ve asfalt yollarda çalışırken, önemli bir kısmının çalışma güzergahlarında kullandıkları yol tipi %100 olarak offroad yol olduğu görülmüştür.



Şekil 2.2 : Anket çalışması kapsamında belirlenen yol kategorileri.

Genel olarak Türkiye şartlarında inşaat serisi kamyonların tasarım aşamalarında referans olarak kullanılan yük miktarından iki kat daha fazla yükü bir anda taşıdığı yani aşırı yüklemeye maruz kaldığı anket çalışmasında ortaya çıkmıştır. Ayrıca ziyaret edilen müşterilerde bulunan inşaat serisi kamyonların yaklaşık %90'ı bir A noktasından bir B noktasına aşırı yükleme ile gittikten sonra tekrar A noktasına boş olarak yani üzerinde herhangi bir yük olmadan döndüğü saptanmıştır. Bu durum da bu tür araçların çalışma ömrünün %50'sini aşırı yüklü olarak kalan %50'sini de yüksüz çalışarak geçirdiğini göstermektedir. Özellikle büyük projelerin getirdiği zaman baskısından dolayı da kötü yol koşullarında araçların olması gerektiğinden daha hızlı kullanıldığı ortaya çıkmıştır. Bu durum özellikle titreşime maruz kalan parçaların ömrünü aşırı derecede azaltmaktadır. Anketler ile toplanan bilgilerde de yakıt tankı braketlerinde, egzoz braketlerinde, yakıt tankında ve buna benzer komponentlerde kırılmaların yoğun yaşandığı görülmüştür. Normalde, yaklaşık 10 yıllık bir çalışma ömrü referans alınarak tasarlanan kamyonlardan Türkiye'de bulunan müşterilerin ömür beklentisinin ortalama 5 yıl olduğu anket sonuçlarında görülmüştür. Aslında müşterilerde bu beklentinin oluşumu ağır çalışma koşullarını kabullendiklerini göstermektedir. Anket için ziyaret edilen müşterilere ait bazı fotoğraflar Şekil 2.3, Şekil 2.4, Şekil 2.5 ve Şekil 2.6'da gösterilmiştir.



Şekil 2.3 : Anket kapsamında ziyaret edilen müşterilerin çalışma sahaları-1.



Şekil 2.4 : Anket kapsamında ziyaret edilen müşterilerin çalışma sahaları-2.



Şekil 2.5 : Anket kapsamında ziyaret edilen müşterilerin çalışma sahaları-3.



Şekil 2.6 : Anket kapsamında ziyaret edilen müşterilerin çalışma sahaları-4.

Onbeş farklı müşteri ile yapılan anket çalışmasından sonra elde edilen bilgiler yorumlanarak bu müşterilerin yedisinden yol verisi toplama kararı alınmıştır. Anket çalışması, başlangıçta belirlenen onbeş müşterinin yediye inmesini sağlamıştır. Bu sayede saha çalışmalarında zaman ve maliyet anlamında kazanç sağlanmıştır. Elde edilen yazılı veriler ve gözlemler neticesinde Şekil 2.7’de işaretlenen şehirlerde bulunan yedi müşteriden toplanan ivme verileri ile, Türkiye’de çalışan inşaat serisi kamyonlarda bulunan ve titreşime maruz kalan şasiye bağlı komponentlerin tümüne gelen ivme yüklerinin temsil edilebileceği kararlaştırılmıştır.



Şekil 2.7 : Yol verisi toplanan müşterilerin bulunduğu şehirler.

Belirlenen müşterilerden toplanan verilerin ekstrapolasyonu için gerekli boş-dolu kullanım miktarları, ömür beklenti gibi bilgiler Çizelge 2.1’de verilmiştir.

Çizelge 2.1 : Yol verisi toplanan müşterilere ait ömür beklentileri.

Müşteri - Şehir	Bir Tur (km)	Boş Çalışma (km)	Dolu Çalışma (km)	Müşteri Ömür Beklenti (yıl)	Müşteri Ömür Beklenti (km)
İstanbul	3.4	15000	15000	5	150000
Ankara	4.3	24000	24000	5	240000
Aydın	35	49500	49500	5	495000
Balıkesir	7.5	62000	62000	5	620000
Mersin	52.0	49500	17500	5	495000
Bingöl	20.0	37500	37500	5	175000
Manisa	7.0	22000	22000	5	220000

2.2 Müşterilerden Yol Verisinin Toplanması

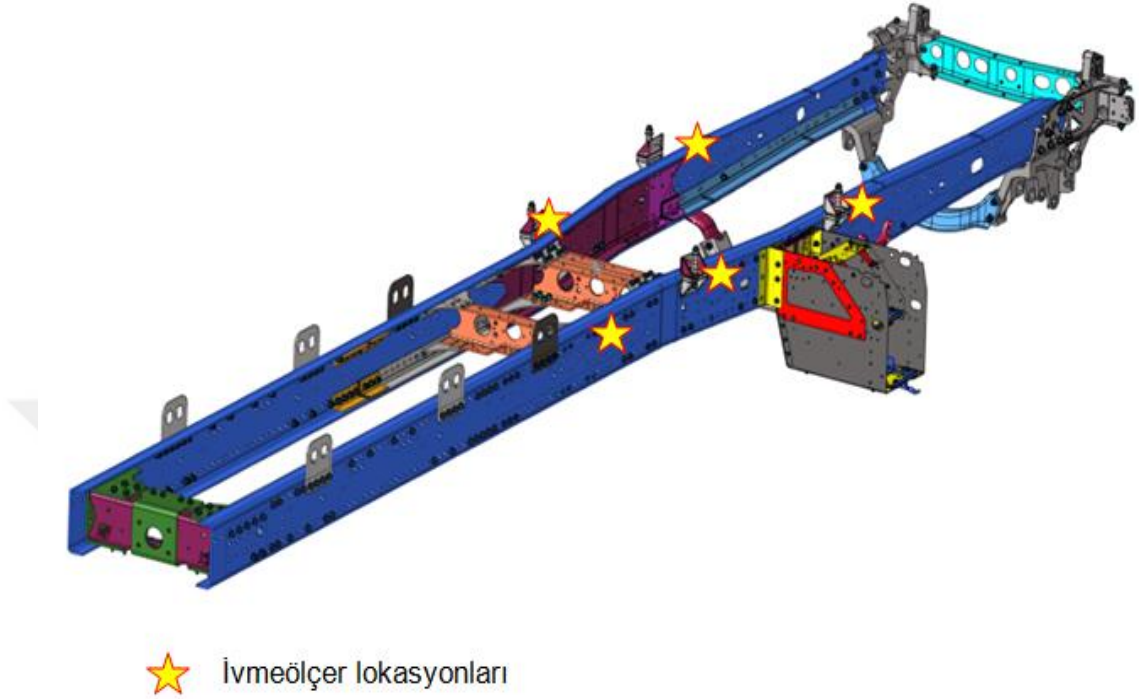
Müşteriler belirlendikten sonra yol verisi toplamak için referans 6x4 bir inşaat kamyonu seçilmiştir. Müşterilerde bir seferde taşınan yük tonajına ulaşılabilmesi için de Şekil 2.8’de gösterilen bu araca ait damper kasanın hacmi 21 m³ olarak seçilmiştir.



Şekil 2.8 : Yol verisi toplamak için kullanılan 6x4 inşaat test kamyonu.

Veri toplamada ana amaç şasiye bağlı titreşime maruz kalan asılı parçalara gelen ivme yüklerini ölçmek olduğu için ivmeölçerler asılı parçaların olduğu bölgelere

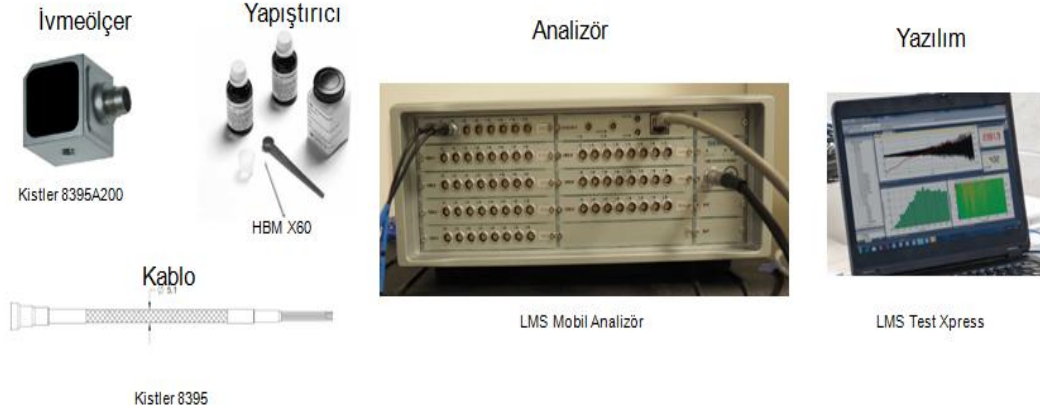
yapıştırılmıştır. Şekil 2.9’da 6x4 araca ait şasi resminde ivmeölçer lokasyonları belirtilmiştir. Belirtilen lokasyonlardan toplanan tüm ivme yükleri kullanılarak inşaat kamyonlarındaki şasiye asılı parçalar için genel bir test profili çıkartılabilecektir.



Şekil 2.9 : Test kamyonu şasisi üzerinde yer alan ivmeölçer lokasyonları.

Veri toplamada oluşturulan ölçüm zinciri elemanları Şekil 2.10’da gösterilmiştir. Uzun sürecek veri toplama sürecine ivmeölçerlerin kopmadan dayanabilmesi için HBM X60 yapıştırıcı kullanılmıştır. Kullanılan ivmeölçer Kistler’in 8395A200 modelidir. Üç eksenli olan bu ivmeölçer ± 200 g ve 0-1000 Hz ölçüm aralığına sahip olup hassasiyeti 20 mV/g’dir. Bu ivmeölçere uygun olarak da Kistler’in 8395 model kablosu kullanılmıştır. Veri toplama sistemi kamyon kabini içerisinde konumlandırıldığı için kullanılan kablonun seçilirken yeterli uzunluğa sahip olmasına dikkat edilmiştir. Kabin içerisinde konumlandırılan veri toplama sistemi Siemens marka olup kasa modeli SCM09, kart modeli ise VB8’dir. Bu sistem 24 bitlik ölçüm çözünürlüğüne sahip 64 ölçüm kanallı olup kartların maksimum örnekleme frekansı yaklaşık 204 kHz’dır. Veri toplama sistemi için kullanılan bilgisayar yazılımı da LMS Test Xpress’dir. Bu ölçüm senaryosunda kullanılan ivmeölçer sayısı 5 olup kullanılan toplam kanal sayısı 15’tir. Karayolu araçları için genelde yoldan gelen uyarımların frekansı 0.8 – 25 Hz aralığındadır. Kamyon ve çekiciler çoğunlukla derin dişli lastiklere sahip olduğundan daha yüksek frekanslı uyarılara maruz kalabilirler. Bu

sebeple etkin maksimum frekans limiti 100 Hz olarak belirlenmiştir. Buna paralel olarak da örnekleme frekansı 512 Hz olarak seçilmiştir. Bu gibi parametreler göz önüne alındığında ölçüm için oluşturulan zincir fazlasıyla ihtiyaçları karşılamıştır.



Şekil 2.10 : Veri toplamada kullanılan ölçüm zinciri elemanları.

Sensör enstrumantasyonu sırasında özellikle dinamik bir ölçüm için dikkat edilecek en önemli kriterlerden biri rotalamadır. Enstrumante edilen ivmeölçerlerin kabloları veri toplama sistemine bağlanmak için kamyon üzerinde Şekil 2.11’de gösterildiği gibi rotalanmıştır. Uzun soluklu bir veri toplama işi olduğundan, kabloların sabitlenmesi için kullanılan bantlar daha sık yapıştırılmıştır. Ayrıca kamyon hareket halinde iken kabin ile şasi arasından bağıl hareket olduğundan, kopma riskine göre esneme payları rota güzergahında bırakılmıştır.



Şekil 2.11 : İvmeölçer kablolarının araç üzerinde rotalanması.

Enstrumantasyonu yapılan test kamyonu ile belirlenen müşterilerde sırası ile yol verisi toplanmıştır. Toplama anında gerçek koşullardan sapmamak için, sürüş rotası ve yükleme miktarının müşteride kullanılan kamyonlar ile aynı olmasına özen gösterilmiştir. Ayrıca test kamyonu bizzat bu inşaat sahalarında çalışan sürücüler tarafından kullanılmıştır. Böylece sürücü karakteristiğinin etkisi de yol verileri ile elde edilmiştir. İstatistiki açıdan mümkün olduğu kadar farklı yükleri kaçırmamak adına her müşteri sahasından üçer defa aşırı yükleme, üçer defa da yüksüz olarak çalışma rotasından yol verisi toplanmıştır. Boşaltma ve yükleme anında da titreşim verileri toplanmıştır. Ancak yapılan değrelendirmeler neticesinde yoldan gelen etkilerin titreşimden kaynaklı yorulmada baskın olduğu görüldüğünden üretilecek olan hızlandırılmış titreşim test profilinde boşaltma ve yükleden kaynaklı oluşan titreşimler hesaba katılmamıştır.

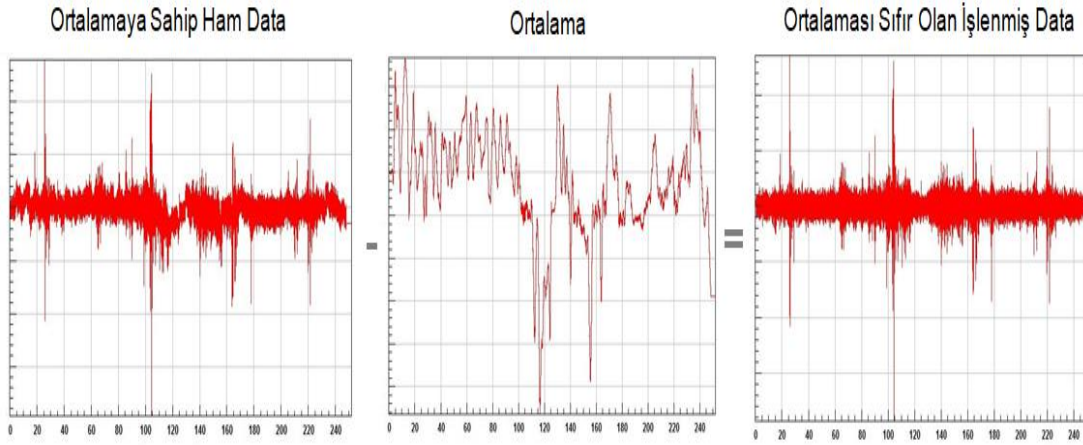
2.3 Toplanan Yol Verilerinin İşlenmesi

Her müşteriye ait üç adet çevrim yol verisi toplama işlemi bittikten sonra hızlandırılmış test profilini oluşturmak için sinyallerin ortalama değeri kontrol edilmiştir. Test profili üretmek için sinyallerde aranan ilk şart, hepsinin ortalamasının sıfır olmasıdır. Çünkü üretilecek test profili, kendi ataleti ile titreten sistemler için kullanılacağından sinyalde varsa yer çekimi etkisi veya manevra hareketleri bunlar arındırılmalıdır. Ayrıca bu hareketleri test profilinin kullanacağı elektrodinamik sarsıcılar üretememektedir. Elde edilecek hızlandırılmış test profilinin laboratuvar testlerinde de kullanılabilmesi amaçlandığından toplanan bütün ham sinyaller ilk olarak sıfır ortalama prosesine tabi tutulmuştur.

Ortalama değer in ham sinyalden arındırılması için nCode programı kullanılmıştır. Denklem 2.1 kullanılarak ham sinyaldeki her noktanın ortalaması bir saniyelik pencere aralıkları seçilerek hesaplanıp daha sonra bu noktaların ortalaması birleştirilip tüm sinyalin ortalaması elde edilmiştir. Daha sonra ham sinyalden bu ortalama sinyal Şekil 2.12’de gösterildiği gibi matematiksel olarak çıkartılarak sıfır ortalamaya sahip bir sinyal elde edilmiştir.

$$Ortalama = \sum_{i=0}^{i=n} x/n \quad (2.1)$$

Burada x pencere için seçilen süre, n ise x saniyedeki nokta sayısıdır.



Şekil 2.12 : Ortalaması kendisinden çıkartılmış yol verisi.

Sıfır ortalama sahip işlenmiş yol verilerinin daha sonra Gaussian normal dağılım özelliğine sahip olup olmadığı analiz edilmiştir. Bu analiz yapılırken de yol sinyalinin elde edilen dağılım eğrisinin ne kadar basık olduğuna bakılmıştır. İdeal Gaussian dağılım eğrisinde basıklık 3 değerini almaktadır. nCode yardımıyla, toplanan ve ortalaması sıfır yapılan bütün yol verilerinin dağılım eğrisinin basıklık değerinin 3’den büyük olduğu saptanmıştır. Bu hesaplama yapılırken denklem 2.2 kullanılmıştır.

$$BasıklıkP = \frac{\left[\frac{\sum_{i=0}^{i=n} (x_i - \mu)^4}{n} \right]}{\left[\frac{\sum_{i=0}^{i=n} (x_i - \mu)^2}{n} \right]^2} \quad (2.2)$$

Burada μ zaman sinyalinin ortalaması, x_i i numaralı nokta, n ise zaman sinyalindeki nokta sayısıdır.

Sinyallerdeki dağılım eğrisinin basıklık değerinin 3’den büyük olması müşterilerden toplanan sinyallerin Gaussian normal dağılım olmadığını göstermiştir.

2.4 Hızlandırılmış Test Profiline Türetilmesi

Başarılı bir dayanım testi için türetilen hızlandırılmış test profili aşağıdaki gereklilikleri yerine getirebilmelidir.

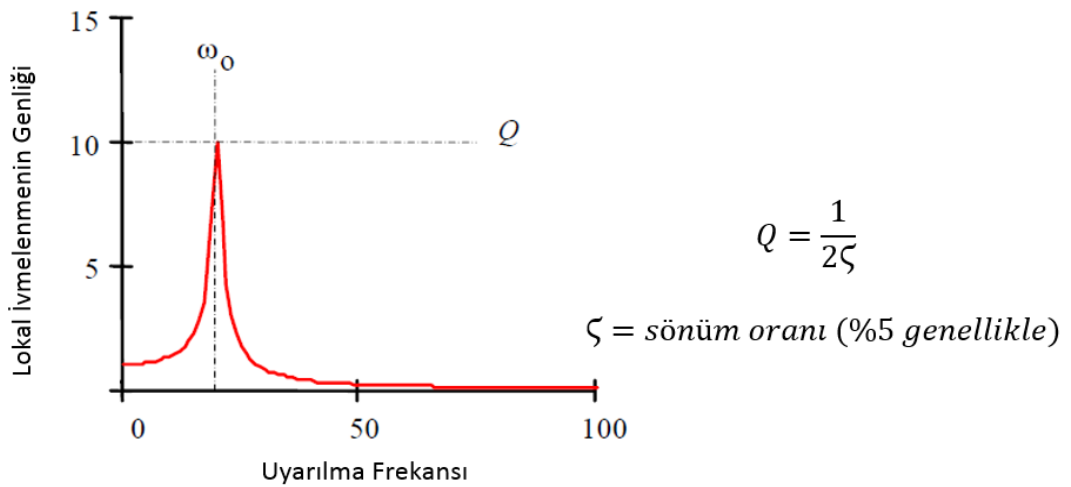
1. Test profili gerçek yükleme koşullarında oluşan hasar durumlarını oluşturabilmelidir.
2. Test profili gerçek çalışma şartlarını istatistiksel bir tolerans içerisinde temsil edebilmelidir.

3. Geliştirme süreci ve maliyeti iyileştirebilmek için yeteri kadar hızlandırılmış olmalıdır. Bunu yaparken gerçekçi olmayan çalışma koşullarından farklı yükler oluşturulmamasına dikkat edilmelidir.
4. Test profili laboratuvar testleri ile sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan analizlerde kullanılabilir şekilde türetilmelidir.

PSD bazlı test profili üretmek için kullanılacak yaklaşımı anlayabilmek için ilk önce Şok Cevabı Spektrumu (SRS), Ekstrem Cevabı Spektrumu (ERS) ve Yorulma Hasarı Spektrumu (FDS) gibi terimlerin açıklamalarını yapmak gerekmektedir.

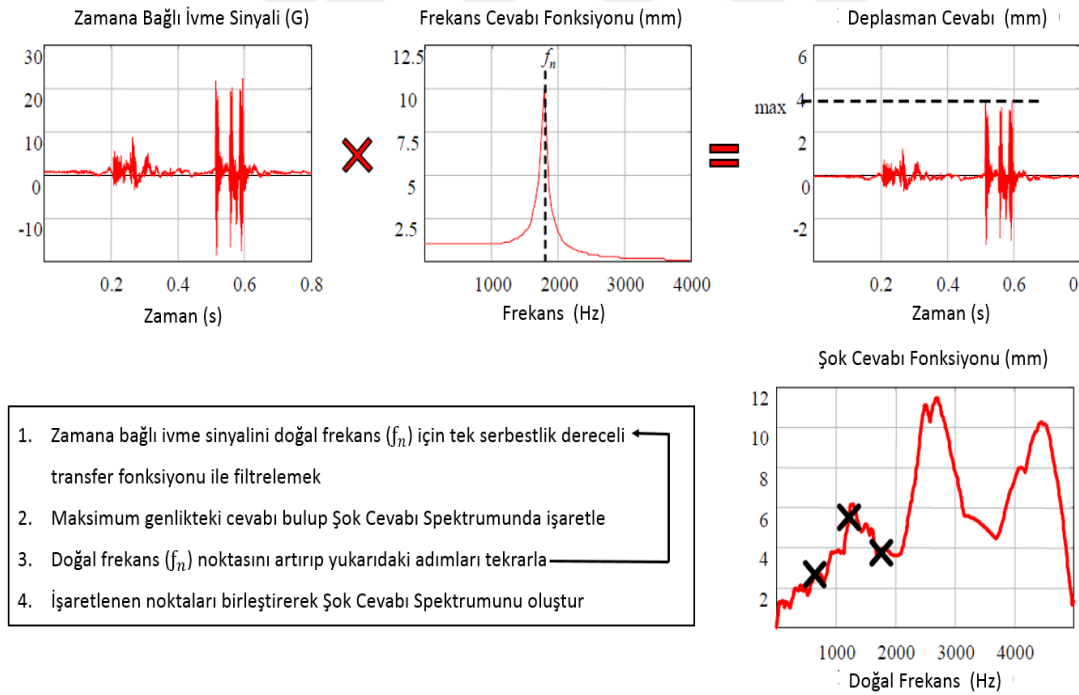
2.4.1 Şok cevabı spektrumu

1932 yılında Amerikan mühendis Biot, depremin etkilerini araştırırken tek serbestlik derecesine sahip basit bir cevap kabulü yapmıştır. Bu cevap fonksiyonu Şekil 2.13’de gösterilmiştir. Cevap, doğal frekans bölgesinde tek bir tepe noktası ile baskın olmuştur. Doğal frekanstan küçük olan bölgede parçanın cevabı sanki statik olurken, doğal frekanstan büyük olan bölgede ise cevap yok denecek kadar minimum olmaktadır. Doğal frekans bölgesinde komponent, dinamik bir karaktere sahip olduğundan maksimum genlikte hareket etmektedir. Bu hareketin tek kısıtlayıcısı ise sistemde bulunan sönümdür. Maksimum dinamik cevabın statik cevaba oranına ‘Dinamik Amplifikasyon (Q)’ denilmektedir. Tipik olarak %5 yapısal sönüm, $Q=10$ ’a eşittir. Biot, önceden parçasına ait kesin doğal frekans noktasını bilmediğinden yapının cevabına ait bir spektrumu doğal frekansı tarayarak ve oluşan maksimum cevabı o frekansta işaretleyerek oluşturmuştur.



Şekil 2.13 : Tek serbestlik dereceli sistemin frekans cevabı fonksiyonu.

Yani Biot Şekil 2.14'deki gibi Şok Cevabı Spektrumu oluşturabilmek için ilk önce girdi sinyalinin bir tane tek serbestlik dereceli frekans cevabıyla filtrelemiştir. Bu hesaplama belirli bir aralıktaki doğal frekanslar için tekrarlanmış ve ilgili doğal frekans noktasının maksimum cevabı grafikte işaretlenmiştir. 1934 yılında, 'Şok Spektrumu' terimi ilk defa Biot tarafından bir makalede kullanılmıştır. Buna göre Şok Cevabı Spektrumu (SRS), kullanılan frekans cevabı fonksiyonuna bağlı olarak ivme veya deplasman cinsinden sistemin verdiği cevaptır. Yorulma için genellikle deplasman cevabı ile ilgilenilir. Yorulma, kırılma başlangıcı ve kırılma ilerlemesi tekrarlı gerinim enerjisi ile oluşur ve bu yüzden deplasman cevabı hasara sebebiyet veren enerji ile doğru orantılıdır. İvme herhangi bir parçaya gelen yükün birimi olabilir fakat parçanın tepkisi gerinme yani deplasman olmaktadır ki bu durum da zaten yorulma hasarını oluşturan kriterdir. Belirli bir frekans aralığında tek serbestlik derecesine sahip herhangi bir sistem için Şok Cevabı Spektrumundan elde edilen deplasman grafiği sisteme etki eden ivmenin hasar etkisini ölçmektedir.



Şekil 2.14 : Şok cevabı spektrumunun hesaplanması.

2.4.2 Ekstrem cevabı spektrumu

Rastgele titreşim PSD'si için Şok Cevabı Spektrumu kullanımı oldukça etkilidir. 1953 yılında, Miles [1] özünde Şok Cevabı Spektrumuna benzeyen yeni bir metot geliştirmiştir. Denklem 2.3'de verilen eşitliği kullanarak rastgele titreşim cevabını

karakterize eden PSD'ye, tek serbestlik dereceli bir sistemin doğal frekans eğrisini uygulanarak RMS'in (ortalama karekök) spektrumunu türetmiştir. Aynı zamanda deplasman spektrumu da Miles'in modifiye ettiği denklem 2.4'e göre elde edilebilmektedir.

RMS ivme cevabı,

$$G_{\ddot{X} RMS}(f_n) = \sqrt{\frac{\pi}{2} \cdot f_n \cdot Q \cdot G_{\ddot{Z}}(f_n)} \quad (2.3)$$

RMS deplasman cevabı,

$$G_{X RMS}(f_n) = \frac{G_{\ddot{X} RMS}(f_n)}{(2\pi \cdot f_n)^2} \quad (2.4)$$

Buradaki $G_{\ddot{Z}}(f_n)$, f_n noktasındaki frekans için etki eden ivmeye ait PSD değeri olup Q ise dinamik amplifikasyon katsayısıdır.

Miles'in formülü belli bir doğal frekans noktası için RMS cinsinden yapının ivme cevabı için kullanılmaktadır. Sıfır ortalama prosesi için RMS ve standart sapma aynı olmak zorundadır. Bu yüzden Miles, genlik dağılımında Gaussian yaklaşımını ekstrem cevabını tahmin edebilmek için önermiştir. Lokal olarak ivme veya deplasman cevabını %99.97 oranında tahmin etmek istiyorsak spektrumu 3 faktörü ile çarpmamız gerekmektedir. Bu 3 değeri standart sapmadan gelmektedir.

1978 yılında ise Lalanne [2], Miles'in formülünü biraz daha geliştirmiştir. Dar bant bir cevap için tipik tek serbestlik derecesine sahip bir sistemin genlik dağılımı Bendat [3] tarafından Miles'in önerdiği gibi Rayleigh olarak ve Gaussian olmayan şekilde bulunmuştur. Bu yüzden Lalanne, formülü Rayleigh dağılımını kullanarak denklem 2.5'de gösterildiği gibi tekrar türetmiştir. Bu şekilde sonuçlandırılan eşitlik Ekstrem Cevabı Spektrumu (ERS) olarak bilinmektedir. Bu ifade, T saniye süreli rastsal bir PSD'ye maruz kalan tek serbestlik derecesine sahip sistemin ekstrem genlikte verdiği tepkileri temsil etmektedir. Bu tepki aynı zamanda denklem 2.6'da gösterildiği gibi bağıl deplasman ile de açıklanabilmektedir.

ERS ivme cevabı,

$$ERS_{ivme}(f_n) = \sqrt{\pi \cdot f_n \cdot Q \cdot G_{\ddot{Z}}(f_n) \cdot \ln(f_n \cdot T)} \quad (2.5)$$

RMS deplasman cevabı,

$$ERS_{deplasman}(f_n) = \frac{ERS_{ivme}(f_n)}{(2\pi \cdot f_n)^2} \quad (2.6)$$

Bu yüzden ERS, zaman tabanlı SRS'e benzerdir. Ancak, SRS sıklıkla yüksek hasara sebebiyet veren transient şokların maksimum cevabını belirlemek için kullanılırken ERS de uzun süreli titreşimlerin verebileceği tahmini cevapları hesaplamak için kullanılır. Bu yüzden her iki spektrumu aynı bilgiyi sağlasa da farklı terminoloji olarak belirtmek yararlı olmaktadır.

2.4.3 Yorulma hasarı spektrumu

Lalanne [4] Ekstrem Cevabı Spektrumu (ERS) hipotezi üzerinde çalışırken Yorulma Hasarı Spektrumu (FDS) diye eşdeğer bir terim önermiştir. Gerilmenin PSD'sinden doğrudan yorulma hasarını belirleyebilmek amacıyla Bendat [3] ile Rice [6] tarafından yapılan ilk çalışmaları takip edip bunu kullanarak, Lalanne, ivme PSD'sinden doğrudan FDS elde edebilmek için kapalı form hesaplama metodu geliştirmiştir. Denklem 2.7'de bu metot gösterilmiştir.

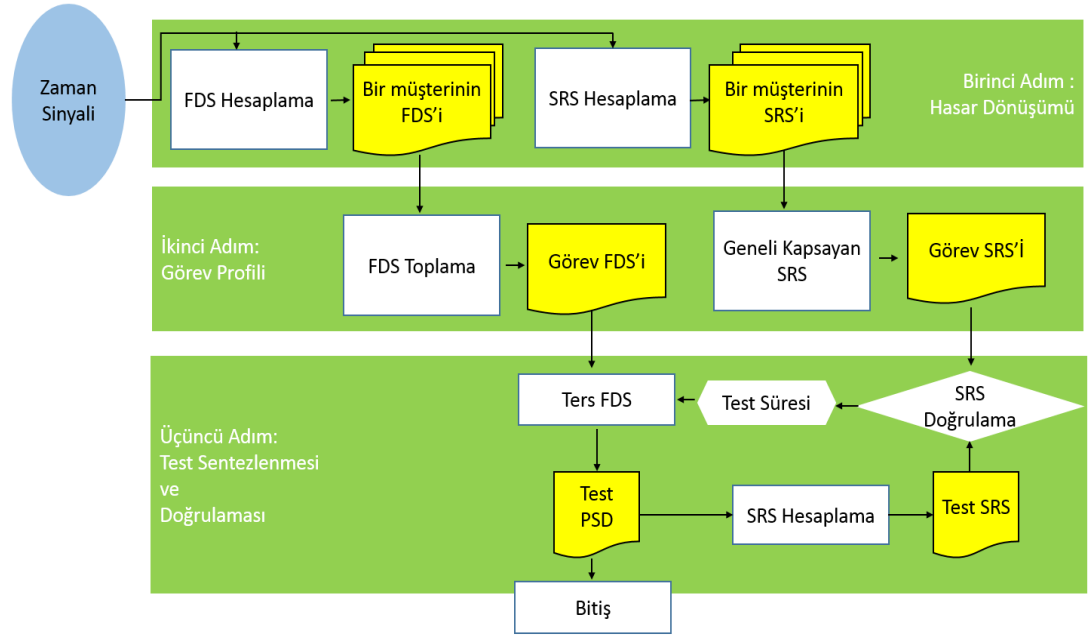
$$FDS(f_n) = f_n \cdot T \cdot \frac{K^b}{C} \cdot \left[\frac{Q \cdot G_z \cdot (f_n)}{2(2\pi \cdot f_n)^3} \right]^{b/2} \cdot \Gamma(1 + b/2) \quad (2.7)$$

Burada K tek serbestlik dereceli bir sistemin yay katılık değeri, Γ ise denklem 2.8'de verildiği şekilde gama fonksiyonunu temsil etmektedir. C ve b ise Wöhler eğrisini açıklayan $C=N \cdot S^b$ formülünden gelmektedir. N çevrim sayısını, S gerilme genliğini göstermektedir.

$$\Gamma(g) = \int_0^{\infty} x^{(g-1)} e^{-x} dx \quad (2.8)$$

Şok Cevabı Spektrumuna (SRS) benzer bir yaklaşım kullanılarak zaman sinyalinden FDS hesaplamak için bir yaklaşım türetilmiştir. Transient şok için FDS, SRS hesaplama yöntemine benzer bir yol ile çıkartılır. Bu çıkarım yapılırken sadece maksimum deplasman tepkisi hesaplanmaz, filtrelenmiş deplasman ile rainflow çevrim hesaplama metodu kullanılarak yorulma hasarı da hesaplanır. Elde edilen spektrum frekansa göre birimsiz olan potansiyel hasar miktarını gösterir.

FDS'e dayalı bu metot, nihai tasarıma sahip bir otomobilin dinamik karakteristiğinin bilinmediğini kabul eder. Genel bir girdi ivmesi alınarak bu ivme sinyali ile cevap sinyali arasındaki tek serbestlik dereceli bir transfer fonksiyonu kabulü ile otomobile bağlı bir komponente gelen ivme sinyali tahmin edilir. Aynı zamanda sistemin doğal frekansı da bilinmediğinden bu metot yorulma hasarı ile şoku verilen bir doğal frekans bölgesi aralığında hesaplayabilmek için bir fonksiyon kullanır. Bu, tüm olasılıkların dikkate alınmasını sağlar. Gerçek dünyadaki uygulamaların çok az miktarı tek serbestlik derecesine sahip sistemlerdir, ancak birçok durumda yapının cevabında tek bir dinamik mod baskın olur ve bu, yöntemin doğal tutucu yaklaşımı ile birlikte sentezlenen test profilinin en az gerçek koşullardaki kadar hasar verici olmasını etkili kılar. Şekil 2.15'de görüldüğü gibi, müşterilerden toplanan zaman sinyalleri ile hasar dönüşümü yapılır. Daha sonra gerçek koşullar için belirlenen çalışma ömrünü karşılayan görev profili oluşturulur. Son adımda ise test profili oluşturulur ve minimum gerçek koşulların oluşturabileceği hasara eş bir hasar verip vermediği doğrulanır.



Şekil 2.15 : Zaman sinyalinden test profili sentezleme aşamaları.

Üç adımda türetilen test profili elektrodinamik sarsıcılarda kullanılabilecek şekilde sentezlenmiştir. Çoğu sarsıcı sistem 5 Hz altında bir frekans oluşturamadığından profilin sentezlenmesi için odaklanılacak aralık 5-100 Hz aralığı olmuştur. FDS ve SRS hesabı için de frekans çözünürlüğü 0.1 Hz olarak seçilmiştir.

Birinci adım: hasar dönüşümünün yapılması:

Hasar dönüşümü aşamasında, zamana bağlı toplanan ivme sinyallerinin hasar olarak ifade edilmesi gerekmektedir. Bunun için Şekil 2.15’de gösterildiği gibi ivme sinyalleri yorulma hasarı ve deplasman cevabı olarak ifade edilmiştir. Yapılan istatistiksel analiz müşterilerden toplanan verilerin normal dağılım olmadığı 2.3 numaralı bölümde belirlenmişti. Bundan dolayı 2.4.1 ve 2.4.2 numaralı bölümde verilen tanımlara göre hızlandırılmış test profilini üretirken ivme yüklerinin maksimum deplasman tepkilerini hesaplamada SRS kullanılmıştır. Yorulma hasarı için de kullanılan spektrum FDS’dir.

SRS hesaplamak için izlenmesi gereken adımlar Şekil 2.14’de gösterilmiştir. nCode yardımı ile bu adımlar izlenerek spektrum çıkartılmıştır. Spektrumun birimi deplasman seçilmiş olup hesaplama metodolojisinde mutlak maksimum kriteri kullanılmıştır. Belirli bir frekanstaki transfer fonksiyonu sinyal ile çarpıldığında maksimum ve minimum değerlere sahip olan bir deplasman cevabı sinyali oluşmakta, işte mutlak olarak bu iki değerden büyük olanı spektrumda ilgili frekansta verilen deplasman cevabı olmaktadır. Mutlak maksimum kriteri, türetilen spektrumun daha güvenilir olmasını sağlamıştır. SRS hesaplamada her frekans için kullanılan transfer fonksiyonu için gerekli genliği belirleyen Q değeri boyutsuz karşılaştırma için kullanılacağından 10 olarak seçilmiştir.

SRS hesaplanması aşamasından sonra müşteri verileri ile FDS hesaplanmıştır. nCode yardımı ile denklem 2.7 izlenerek spektrum çıkartılmıştır. Formül içerisinde gerekli olan parametreler boyutsuz karşılaştırmada kullanılacağı için $K=1$, $C=1$ ve $b=4$ olarak seçilmiştir.

Birinci adımda kamyon şasisinde ivmeölçer yapııştırılan beş lokasyondan toplanan üç eksen için de (yani toplam 15 kanal) FDS ve SRS hesaplanmıştır.

İkinci adım: görev profilinin türetilmesi:

Müşterinin bir çevriminin tanımı aşırı yükleme ile toplanan yol verisi ile yüksüz olarak toplanan yol verisinin toplamı olarak yapılmıştır. Veri toplanan yedi müşterinin beş yıllık kullanım ömründe yaptığı kilometre bir çevrime denk gelen kilometreye bölünerek çalışma ömrü boyunca yapılan toplam çevrim sayısı hesaplanmıştır.

Birinci adımda her müşteriden toplanan üçer adet aşırı yüklü, üçer adet yüksüz veri toplama setine ait zamana bağlı ivme yüklerinin FDS ve SRS’i hesaplandıktan sonra

ikinci adımda yapılan ilk iş, her müşteri için beş noktadaki üç eksen için de bir çevrime ait FDS ve SRS'lerin hesaplanması olmuştur.

Bir müşteri için beş noktadaki her eksenin (X, Y, Z) bir çevrimine ait FDS aşağıdaki basamaklar izlenerek elde edilmiştir:

1. Müşterilerden toplanan üç set aşırı yüklü senaryosunun FDS'lerini kapsayan FDS hesaplanır.
2. Müşterilerden toplanan üç set yüksüz senaryonun FDS'lerini kapsayan FDS hesaplanır.
3. Birinci ve ikinci basamakta hesaplanan FDS'ler toplanarak bir müşterinin bir ivme kanalına ait bir çevrimi temsil eden FDS hesaplanmış olur.

Bir müşteri için beş noktadaki her eksenin (X,Y,Z) bir çevrimine ait SRS aşağıdaki basamaklar izlenerek elde edilmiştir:

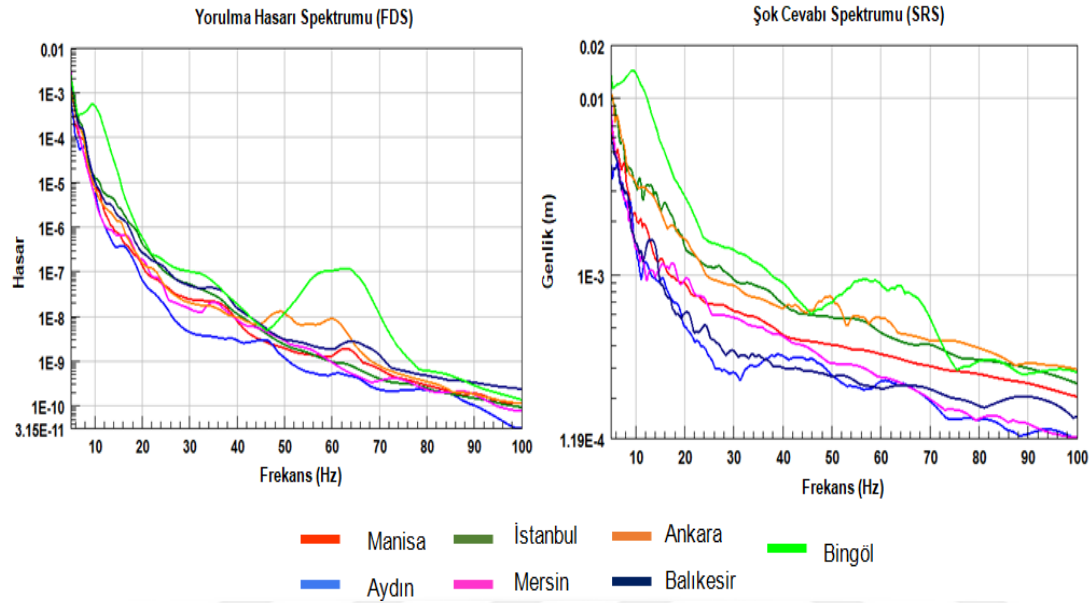
1. Müşterilerden toplanan üç set aşırı yüklü senaryonun SRS'lerini kapsayan SRS hesaplanır
2. Müşterilerden toplanan üç set yüksüz senaryonun SRS'lerini kapsayan SRS hesaplanır
3. Birinci ve ikinci basamakta hesaplanan tüm SRS'leri de kapsayan SRS hesaplanarak bir müşterinin bir ivme kanalına ait bir çevrimi temsil eden SRS hesaplanmış olur.

Bir çevrime ait FDS ve SRS'ler hesaplandıktan sonra beş yıllık kullanım ömrüne denk gelen görev FDS ve SRS'ler hesaplanmıştır. Yorulma hasarı kümülatif olduğundan dolayı bir çevrime ait olan FDS'ler toplam ömüre denk gelen çevrim sayısı ile çarpılarak beş noktada üç eksen için görev FDS'leri hesaplanmıştır. SRS, sistemin verebileceği deplasman cevabı olduğundan dolayı bir çevrimin SRS'i ile toplam ömre denk gelen çevrimin SRS'i eşittir. Dolayısıyla çevrim sayısı SRS'i etkilemediğinden bir çevrime ait SRS aslında görev SRS'i olarak tanımlanmıştır.

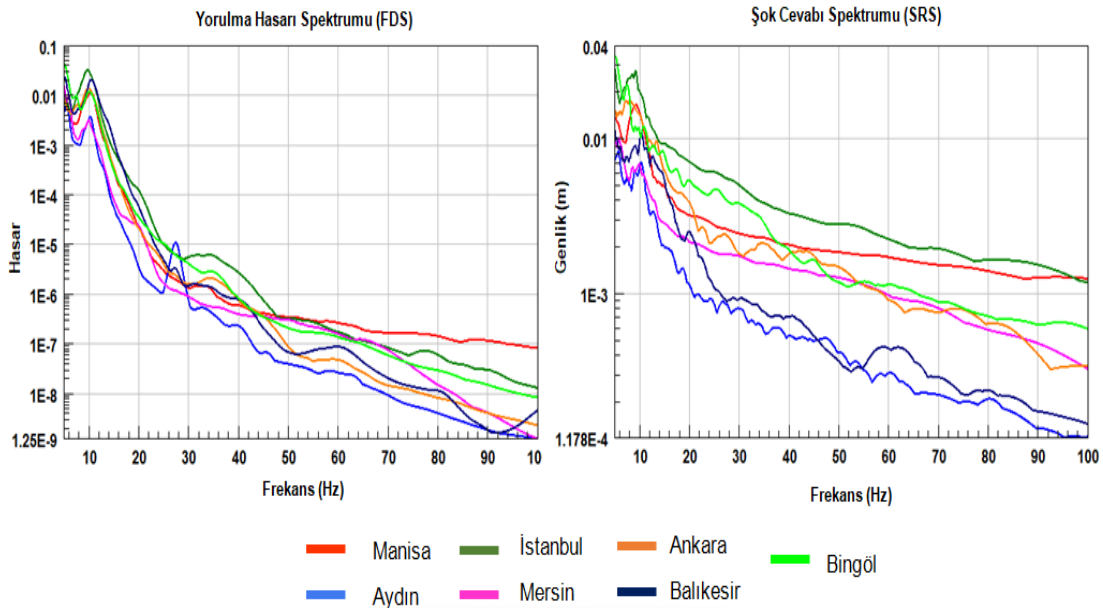
Her müşteriye ait şasi üzerindeki beş noktanın da üç eksen için görev SRS ve FDS'leri türetildikten sonra müşteriye temsil eden hasarı ifade edebilecek tek görev FDS ve SRS hesaplanmıştır. Bunun amacı her müşterinin kullanım koşullarından etkilenen şasiye bağlı bütün asılı parçalara gelen yükleri temsil eden tek bir profil çıkarabilmektir. Tek görev FDS ve SRS'leri türetebilmek için beş noktanın görev FDS ve SRS'lerini

kapsayan FDS ve SRS hesaplanmıştır. Bu sayede her müşteriye temsil eden tek görev FDS ve SRS'ler üç eksende çıkartılmıştır.

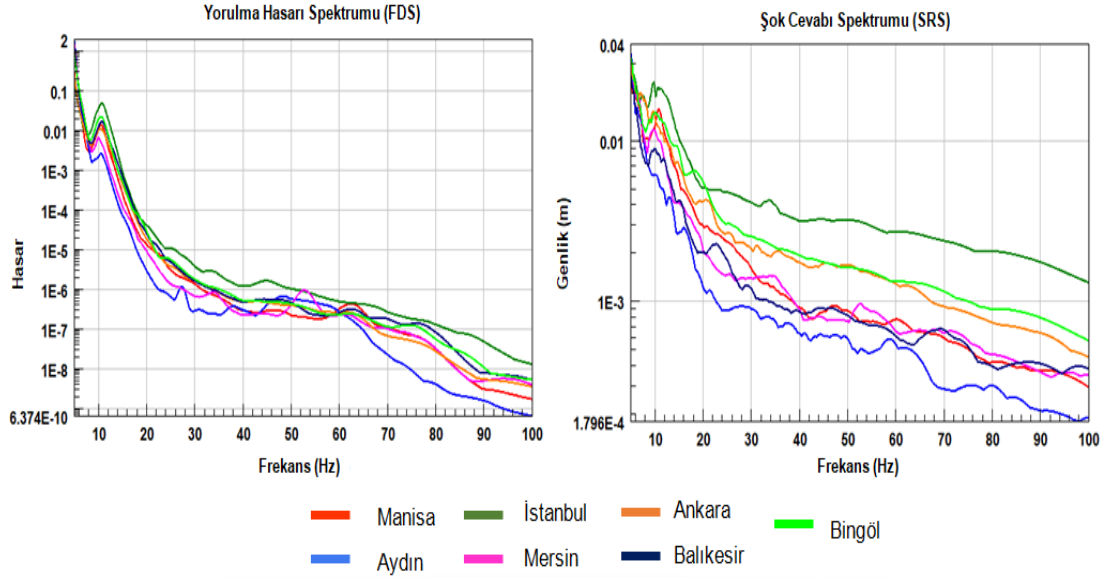
Yol verisi toplanan yedi müşterinin çalışma ömrüne denk gelen ve yorulma hasarını temsil eden tek görev FDS ve SRS'lerinin kıyaslanması Şekil 2.16, Şekil 2.17 ve Şekil 2.18'de üç eksen için de verilmiştir.



Şekil 2.16 : X eksen için müşterilerin çalışma ömrünü temsil eden tek görev FDS ve SRS'lerin kıyaslanması.



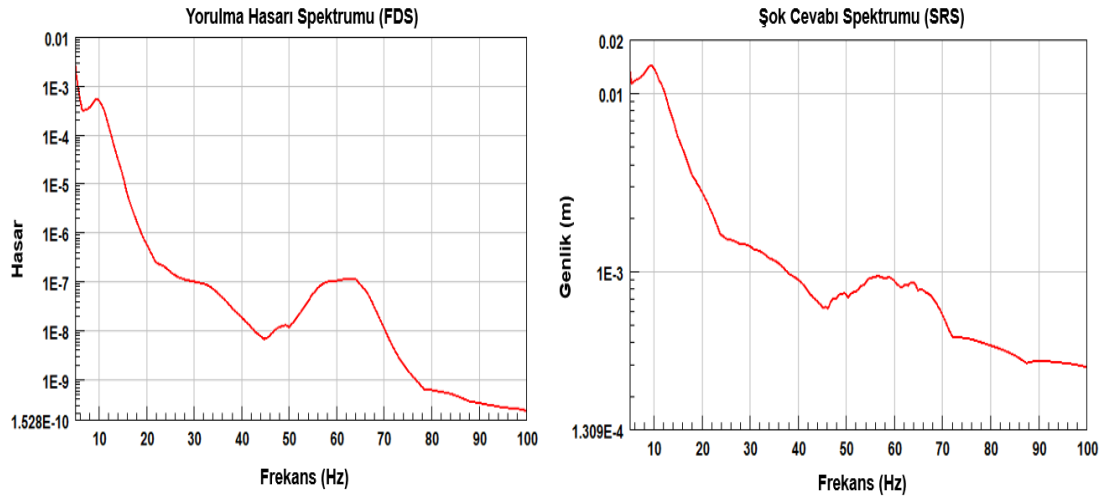
Şekil 2.17 : Y eksen için müşterilerin çalışma ömrünü temsil eden tek görev FDS ve SRS'lerin kıyaslanması.



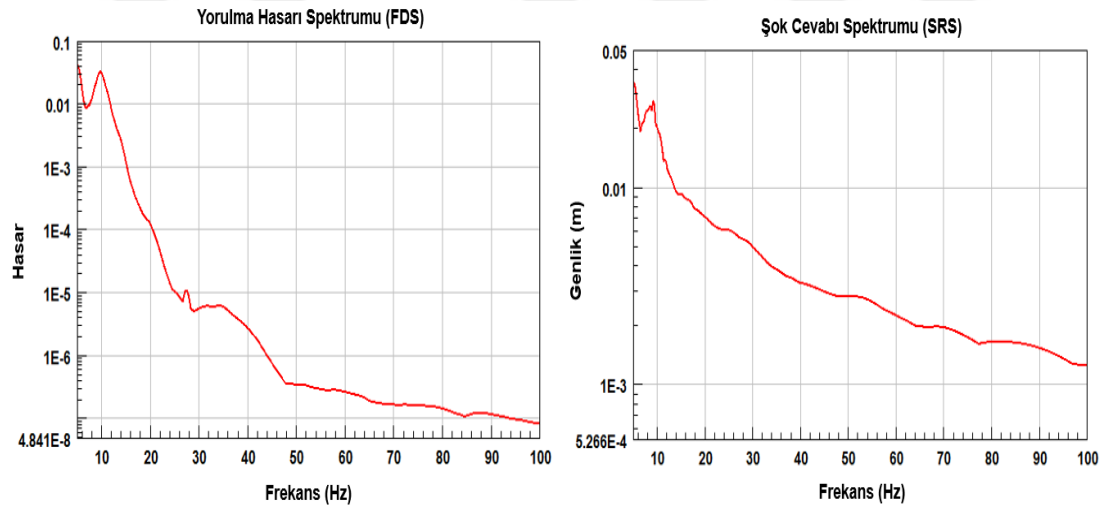
Şekil 2.18 : Z eksenini için müşterilerin çalışma ömrünü temsil eden tek görev FDS ve SRS'lerin kıyaslanması.

Şekil 2.16'da da görüldüğü gibi beş yıllık bir çalışma ömrü boyunca Bingöl'deki müşterinin çalışma şartlarında X yönünde 5-100 Hz arasında kamyon şasisine gelen ivme yükleri genlik ve hasar olarak diğer müşterilerden daha fazladır. Y eksenini olarak tüm müşterileri incelediğimizde belirlenen frekans aralığında İstanbul'da bulunan müşterinin kamyon şasisine gelen ivme genliklerinin daha yüksek olduğu Şekil 2.17'de görülmüştür. Yorulma hasarı olarak incelediğimizde Y eksenini için 5-50 Hz arasında İstanbul'daki müşteri baskın iken, 50-100 Hz arasında ise Manisa'daki müşteri baskındır. Şekil 2.18'de ise beş yıllık çalışma süresinde kamyonların şasisinde oluşan yorulma ve genlik en fazla yine İstanbul'daki müşteride oluşmaktadır. Titreşim anlamında parçalar yoldan en fazla Z ekseninde yorulma etkisine maruz kalmaktadırlar. Üç şekilde verilen FDS'ler karşılaştırıldığında bu durum bariz olarak görülmektedir. Bu bağlamda titreşim olarak şasiye en fazla yorulma etkisinin İstanbul'da bulunan müşteriden geldiği sonucuna varılabilir. Yani dolaylı olarak da sürücülerin hızlı araç kullandığı ve yol bozukluğunun en fazla olduğu müşteri İstanbul'daki müşteridir.

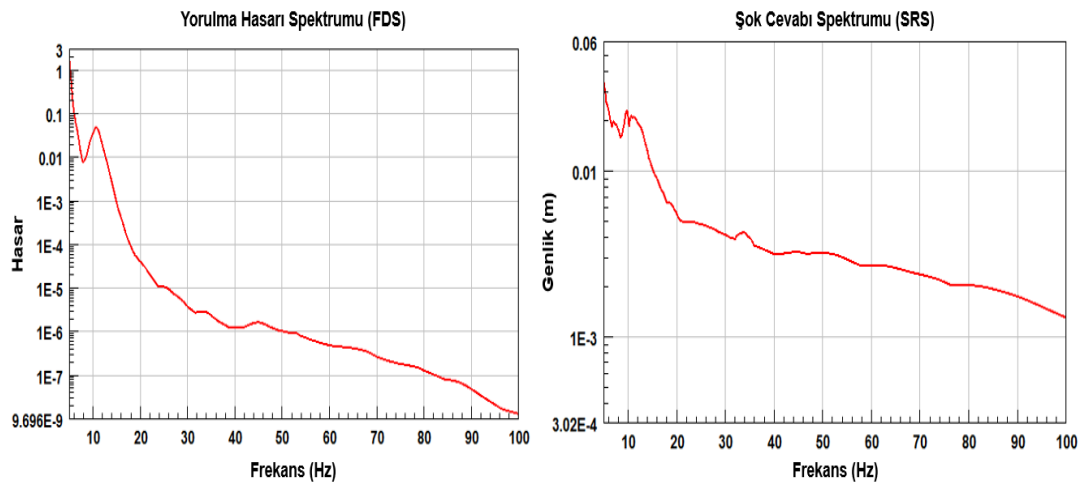
Türkiye şartlarını temsil eden Türkiye görev FDS ve SRS'lerini elde edebilmek için de yedi müşteriye ait tek görev FDS ve SRS'leri kapsayan FDS ve SRS hesaplanmıştır. Şekil 2.19, Şekil 2.20 ve Şekil 2.21'de hızlandırılmış test profilinin üretilmesi için referans alınacak ve tüm Türkiye'deki inşaat çalışma sahalarını temsil eden Türkiye görev FDS ve SRS'leri üç eksen için gösterilmiştir.



Şekil 2.19 : X eksen için Türkiye görev FDS ve SRS'i.



Şekil 2.20 : Y eksen için Türkiye görev FDS ve SRS'i.



Şekil 2.21 : Z eksen için Türkiye görev FDS ve SRS'i.

Üçüncü adım : hızlandırılmış test profilinin sentezlenmesi ve doğrulanması

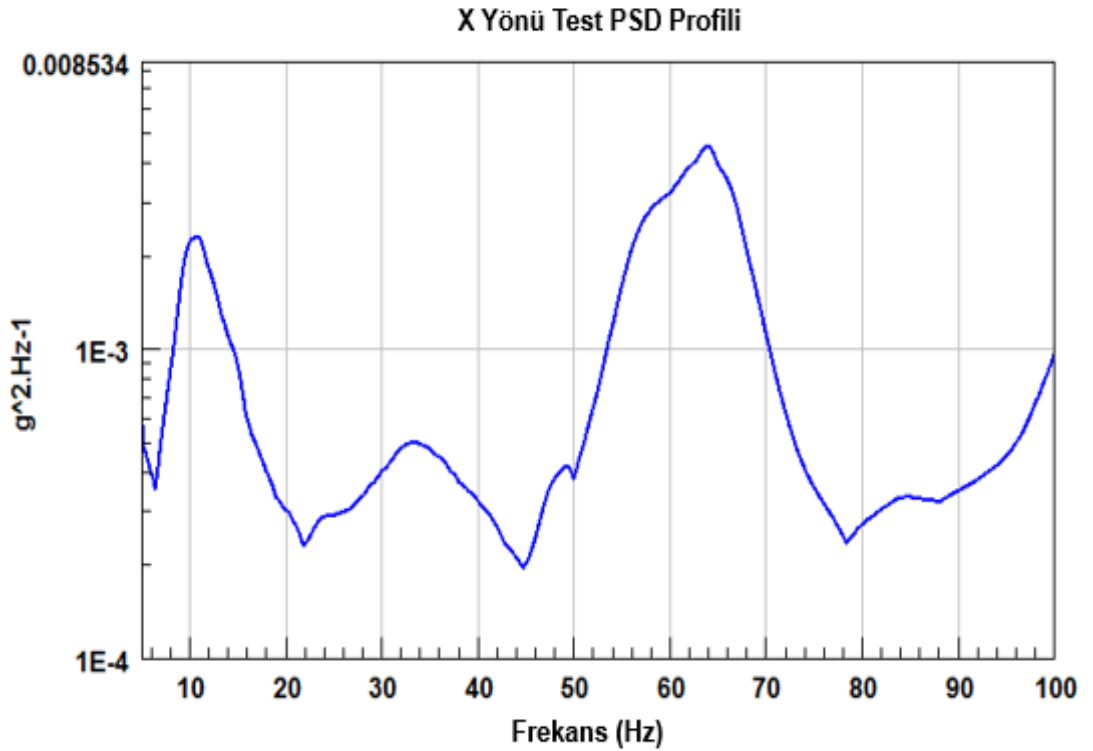
İkinci adım ile üç eksen için de Türkiye inşaat sahaları için görev yüklerine ait FDS ve SRS'ler hesaplandıktan sonra, üçüncü adımdaki ilk aşama, üç eksene ait Türkiye görev FDS'lerinden denklem 2.7'de tanımlanan FDS denkleminin tersi alınarak hızlandırılmış test PSD'si türetmek olmuştur. Denklem 2.7'nin tersi denklem 2.9 ile gösterilmiştir.

$$G_{synth}(f_n) = \frac{2(2\pi f_n)^3}{Q} \left[\frac{k \cdot \Sigma FDS(f_n) \cdot C}{K^b \cdot f_n \cdot T_{eq} \cdot \Gamma(1 + b/2)} \right]^{2/b} \quad (2.9)$$

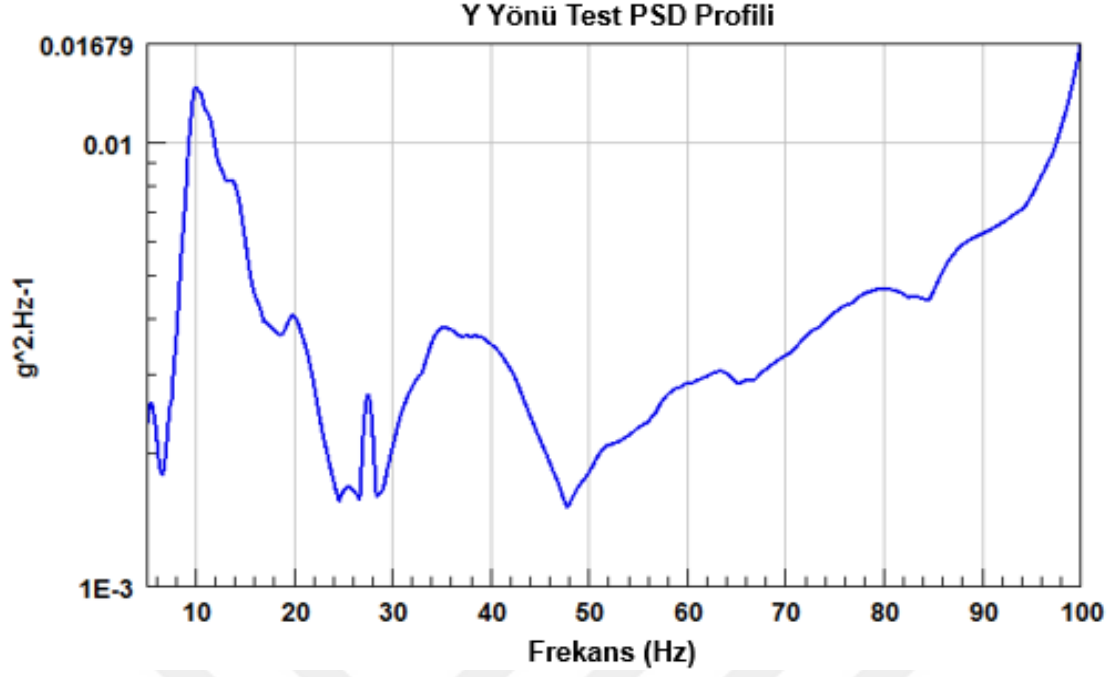
Burada $G_{synth}(f_n)$, türetilen hızlandırılmış test PSD'si, T_{eq} , test süresi, k güvenlik katsayısı, $\Sigma FDS(f_n)$ ise görev yüküne ait FDS'dir.

Hızlandırılmış test PSD profili oluşturulurken güvenlik katsayısı $k=1$ alınmıştır. Sebebi de müşteri çalışma şartlarında toplanan yol verilerinin bir hayli yüksek yorulma hasarı oluşturma potansiyeline sahip olmasıdır.

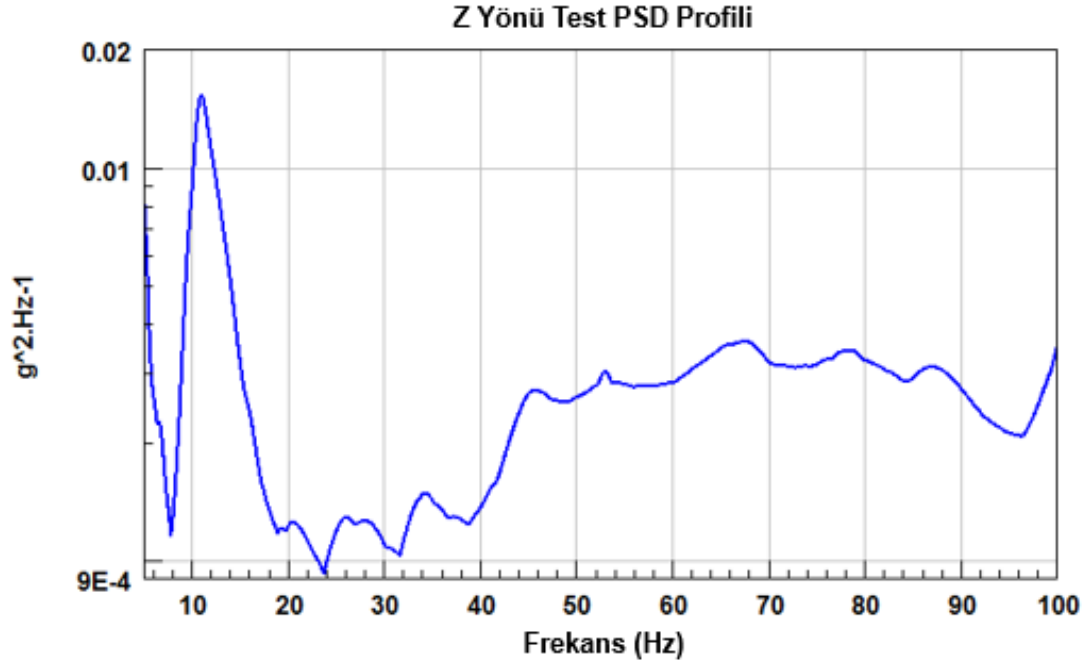
Türkiye görev FDS'sinden türetilen hızlandırılmış test PSD profilleri Şekil 2.22, Şekil 2.23 ve Şekil 2.24'de gösterilmiştir.



Şekil 2.22 : X Ekseni Hızlandırılmış Test PSD Profili.



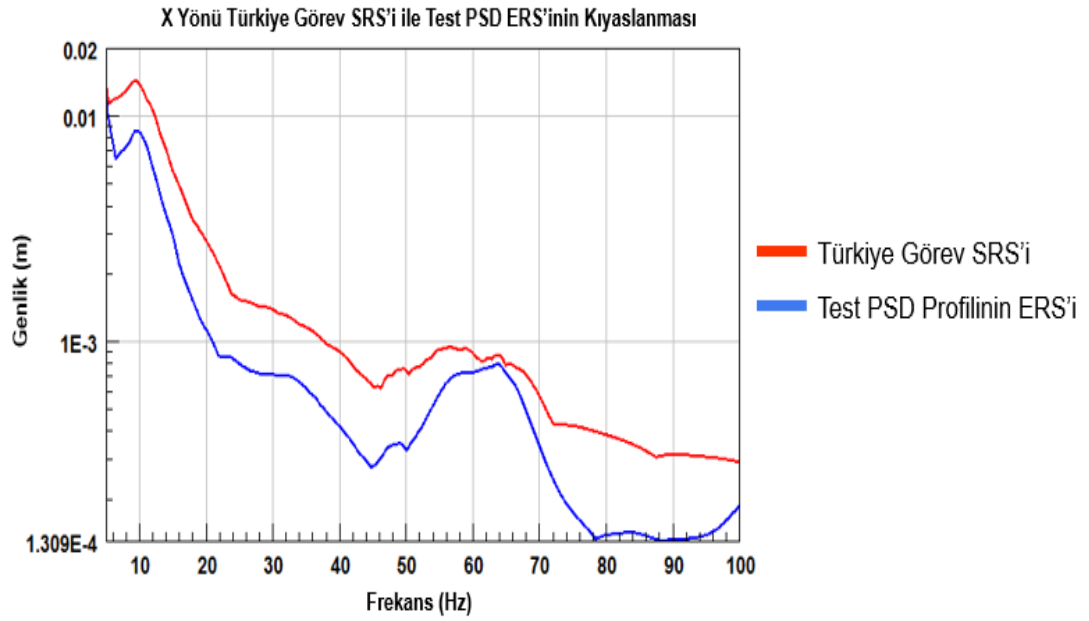
Şekil 2.23 : Y Eksen Hızlandırılmış Test PSD Profili.



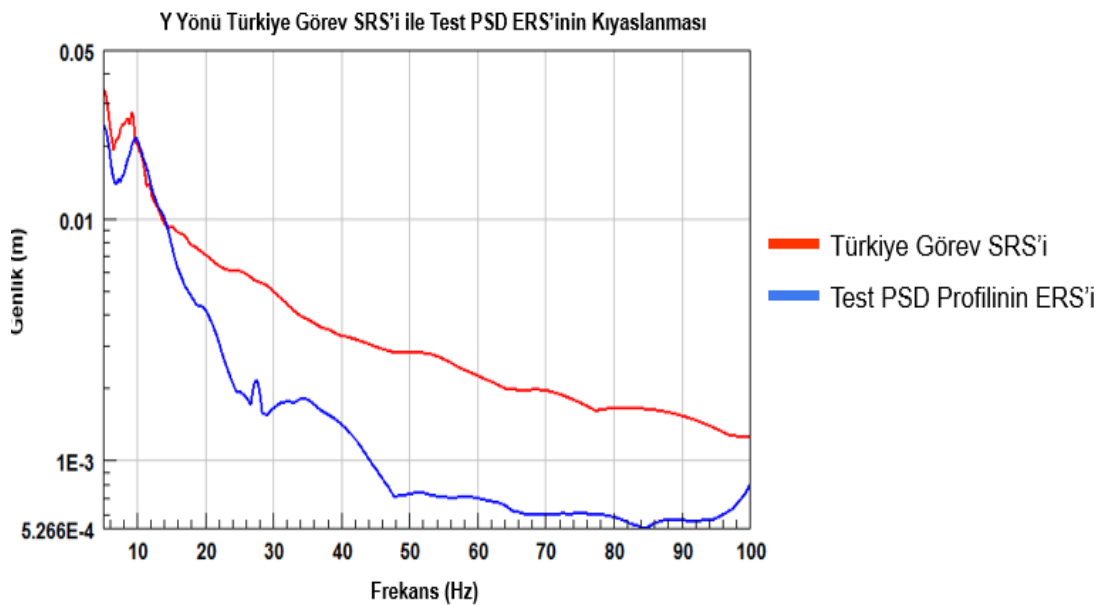
Şekil 2.24 : Z Eksen Hızlandırılmış Test PSD Profili.

Beş yıllık kullanım ömrüne denk gelen hızlandırılmış test PSD'leri için belirlenen süreler; X eksen için 20 gün, Y eksen için 40 gün, Z eksen için de 70 gün olmuştur. Bu süreler belirlenirken en önemli kriter, test PSD profillerinin ERS'lerinin Türkiye görev SRS'lerinin altında kalması gerektiğidir. Böylece hızlandırılmış test PSD profili

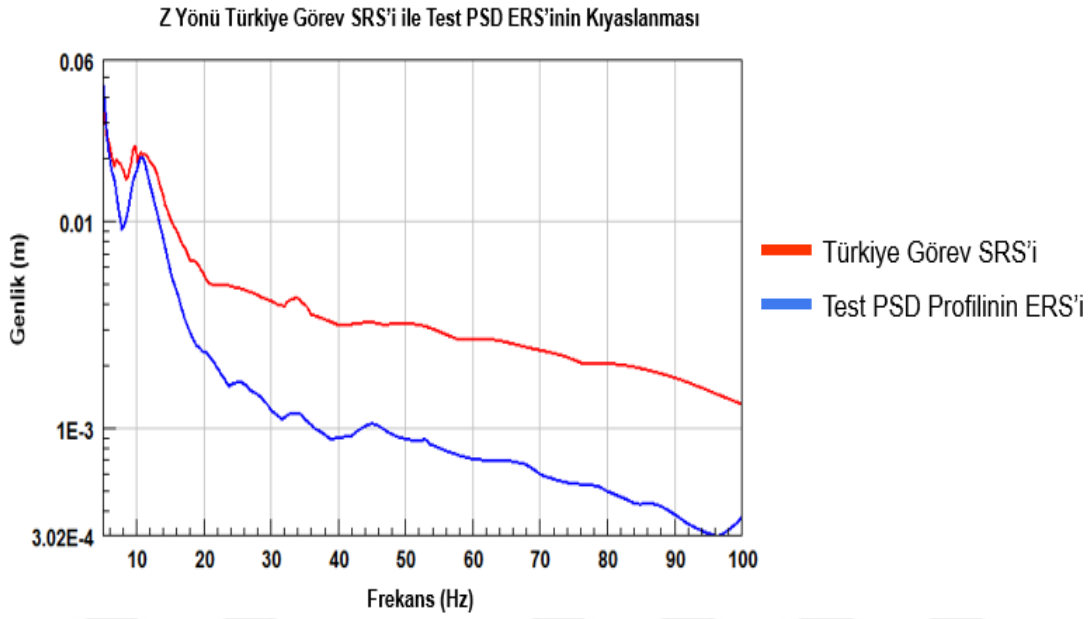
üretilirken gerçek çalışma koşullarından daha fazla hasar verici genliklerin oluşup oluşmadığı kontrol edilip doğrulanmıştır. Daha öncede belirtildiği gibi müşterilerden toplanan yol verileri Gaussian normal dağılım olmadığı için SRS ile temsil edilmiştir. Test PSD profilleri Gaussian normal dağılım olduğundan dolayı ERS ile temsil edilmiştir. SRS ve ERS aynı anlamda olduğu için de kıyaslama bu şekilde yapılmıştır. Üç eksen için de yapılan deplasman cevabı karşılaştırmaları Şekil 2.25, Şekil 2.26 ve Şekil 2.27’de gösterilmiştir.



Şekil 2.25 : X Eksenini Türkiye Görev SRS'i ile Test PSD ERS'inin Kıyaslanması.

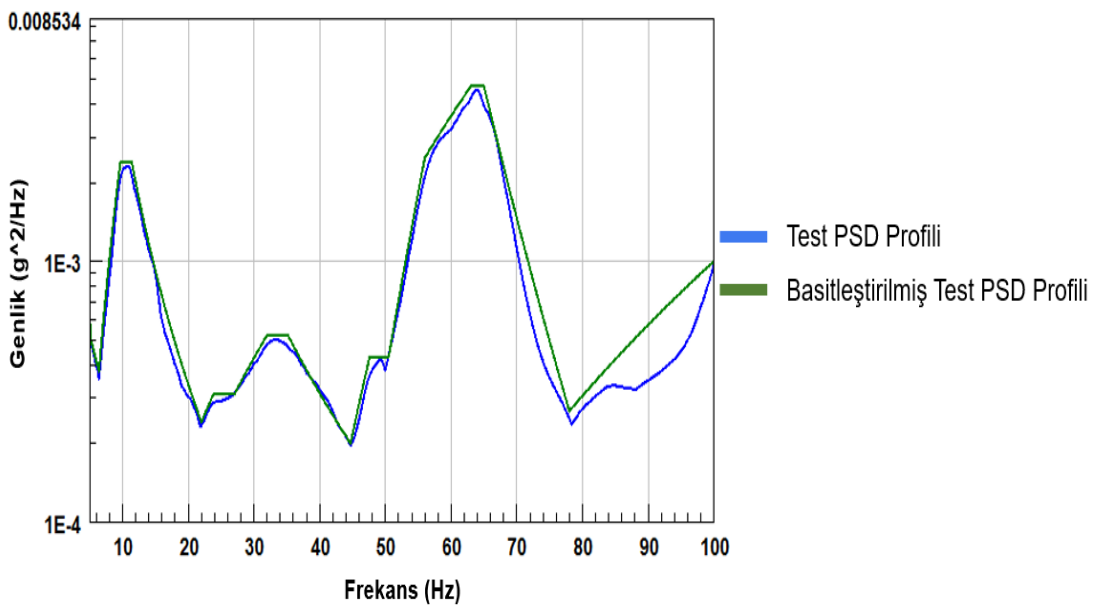


Şekil 2.26 : Y Eksenini Türkiye Görev SRS'i ile Test PSD ERS'inin Kıyaslanması.

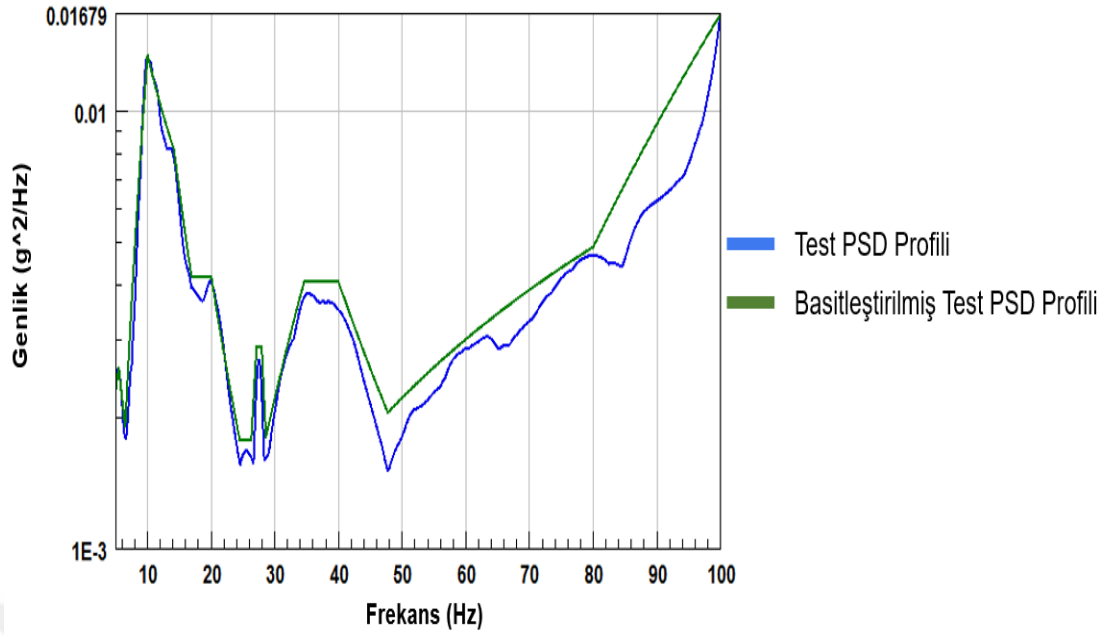


Şekil 2.27 : Z Eksenini Türkiye Görev SRS'i ile Test PSD ERS'inin Kıyaslanması.

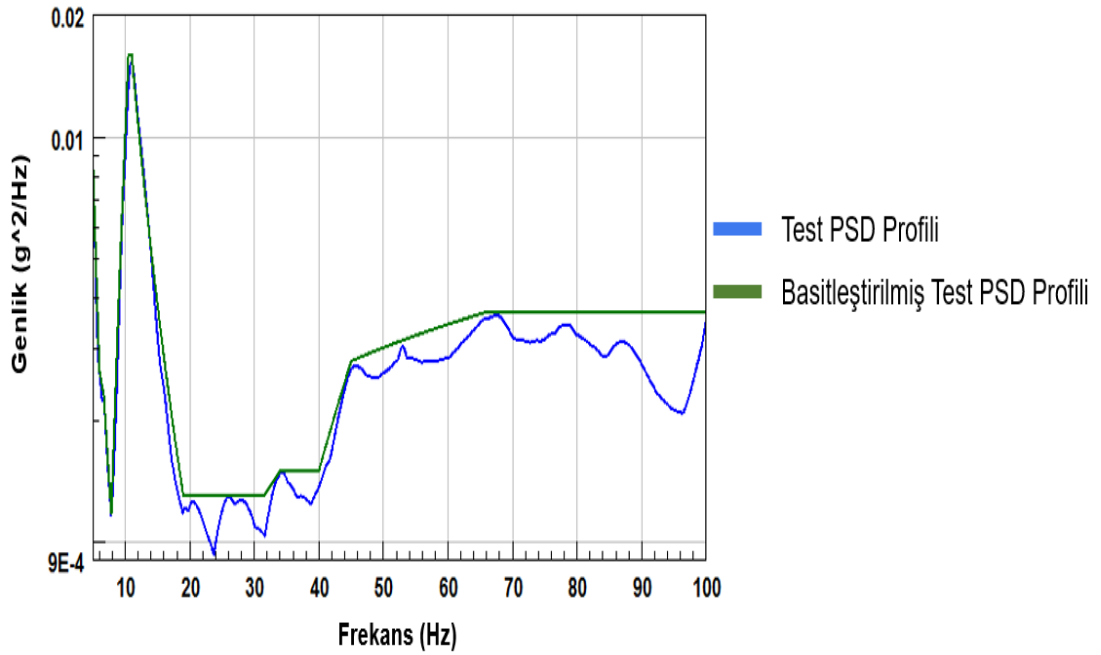
Belirtilen kriterler doğrultusunda oluşturulan hızlandırılmış test PSD profili sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan analizlerde kullanılabilirler. Ancak bu test PSD profillerinin birçok tepe noktasına sahiptir. Birçok elektrodinamik sarsıcı bu profilin kontrolünü zor sağlayabileceğinden test profilini basitleştirmek gerekmektedir. Şekil 2.28, Şekil 2.29 ve Şekil 2.30'da gösterildiği gibi nCode programı yardımı ile orjinal test PSD profilleri referans alınarak basitleştirilmiş test PSD profili üç eksen için de oluşturulmuştur.



Şekil 2.28 : X Eksenini Basitleştirilmiş Test PSD Profili ve Orjinal Test PSD Profili.



Şekil 2.29 : Y Eksenli Basitleştirilmiş Test PSD Profili ve Orjinal Test PSD Profili.



Şekil 2.30 : Z Eksenli Basitleştirilmiş Test PSD Profili ve Orjinal Test PSD Profili.

Basitleştirilmiş test PSD profilleri tablo olarak da Çizelge 2.2, Çizelge 2.3 ve Çizelge 2.4'de gösterilmiştir. Türetilen test profilleri elektrodinamik sarsıcılarda da kullanılmak istendiğinden ve bunun için de basitleştirilmiş test PSD profilinin tablosuna ihtiyaç duyulduğundan aşağıdaki çizelgeler verilmiştir. Elektrodinamik sarsıcı sistemlerinde kullanılan kontrolcü yazılımları ile rastsal testler, çizelgede belirtilen PSD verileri ile gerçekleştirilir.

Çizelge 2.2.: X eksenı basitleştirilmiş test PSD profili.

Frekans (Hz)	Genlik (g^2/Hz)
5.0	0.0005974
5.2	0.0005
6.4	0.000378
9.6	0.0024
11.4	0.0024
15.0	0.001
22.0	0.000241
23.8	0.000308
27.0	0.000308
32.0	0.00052
35.1	0.00052
44.7	0.0002
47.6	0.00043
50.5	0.00043
56.0	0.0025
63.0	0.0047
65.0	0.0047
72.0	0.001
78.0	0.000266
100.0	0.001
Toplam Zaman (Gün)	20

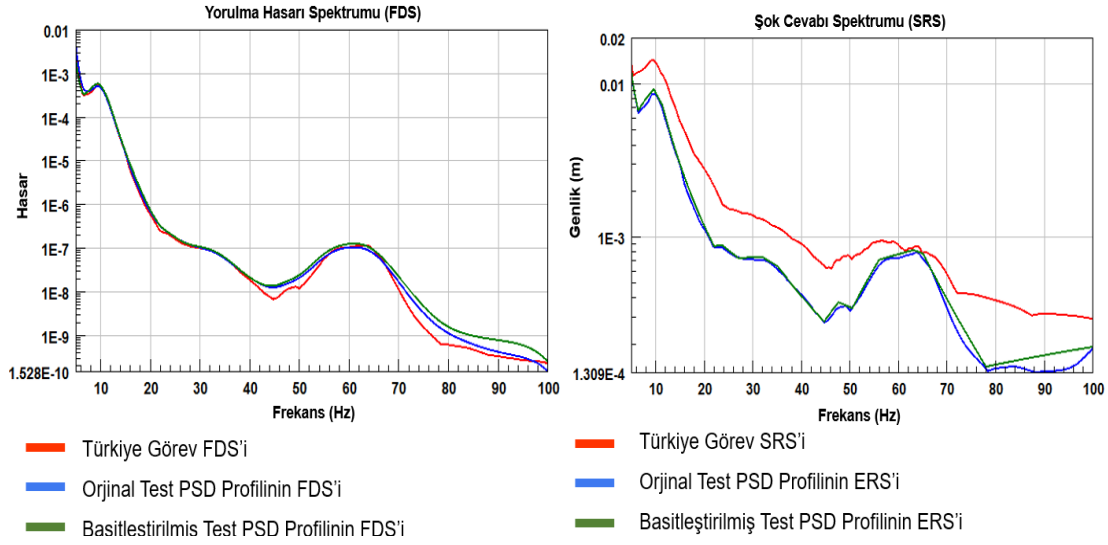
Çizelge 2.3 : Y eksenı basitleştirilmiş test PSD profili.

Frekans (Hz)	Genlik (g^2/Hz)
5.0	0.0023
5.5	0.0026
6.5	0.0019
10.0	0.0135
14.1	0.0082
16.9	0.0042
20.0	0.0042
24.5	0.00177
26.3	0.00177
27.1	0.0029
27.9	0.0029
28.6	0.0018
34.6	0.00408
40.0	0.00408
47.7	0.00205
50.0	0.00225
60.0	0.00313
70.0	0.00401
75.0	0.00445
80.0	0.0049
100.0	0.0167
Toplam Zaman (Gün)	40

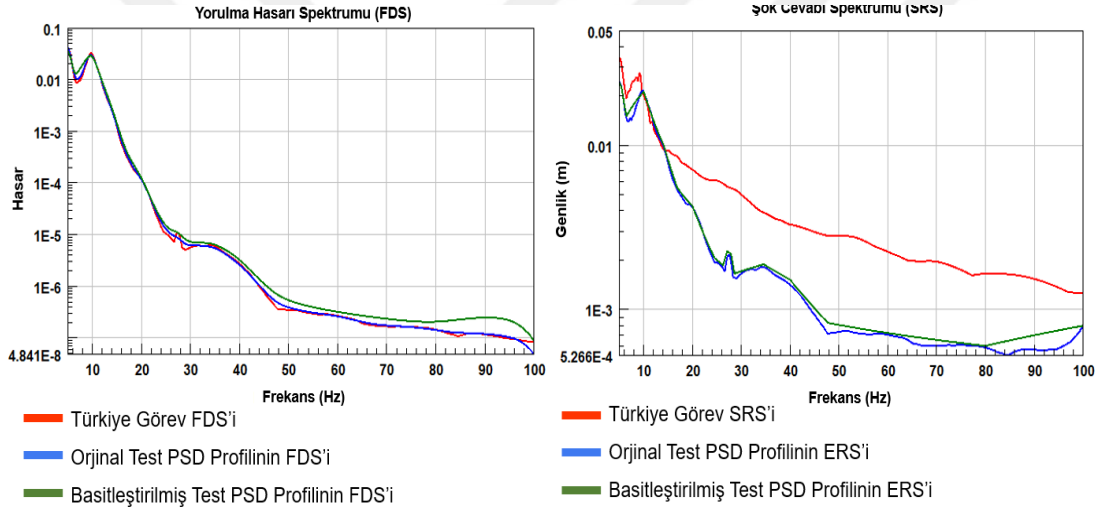
Çizelge 2.4 : Z eksenli basitleştirilmiş test PSD profili.

Frekans (Hz)	Genlik (g^2/Hz)
5.0	0.0088
6.0	0.00265
6.7	0.0023
7.8	0.00117
10.5	0.016
11.0	0.016
19.0	0.0013
20.0	0.0013
25.0	0.0013
30.0	0.0013
31.5	0.0013
34.0	0.0015
37.0	0.0015
40.0	0.0015
45.0	0.0028
66.0	0.0037
70.0	0.0037
75.0	0.0037
80.0	0.0037
85.0	0.0037
90.0	0.0037
95.0	0.0037
100.0	0.0037
Toplam Zaman (Gün)	70

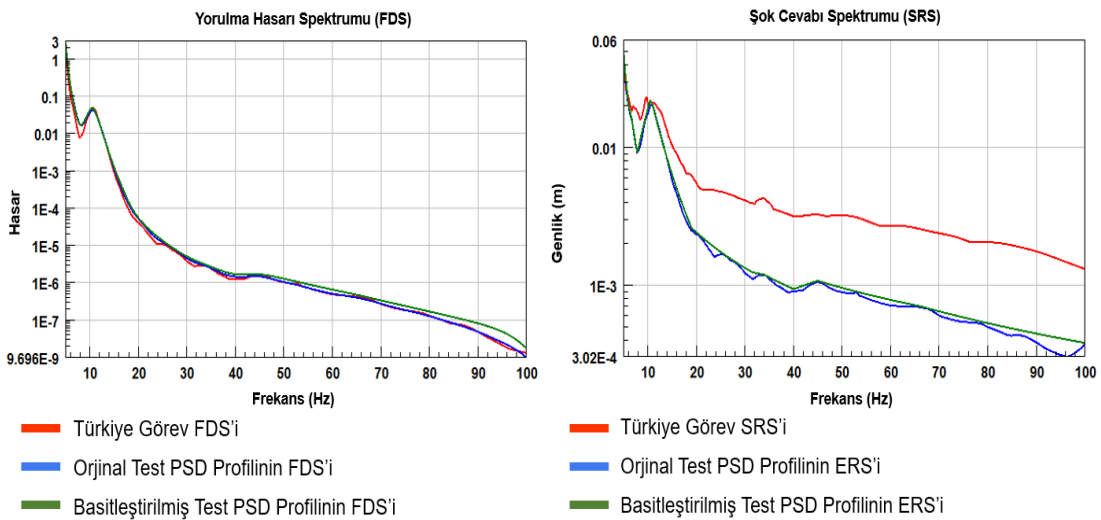
Basitleştirme işlemi yapılırken, basitleştirilmiş test PSD profili orjinal test PSD profiline genlik ve hasar bakımından eşdeğer olmalıdır. Bunun için ilk olarak basitleştirilmiş test PSD profiline ait FDS, orjinal test PSD profiline ait FDS ve Türkiye görev FDS'i karşılaştırılmış, hasar oranlarının benzer olduğu görülmüştür. Daha sonra gerçek koşullarda oluşabilecek deplasman cevabından daha büyük deplasman cevabının testlerde oluşmaması, aynı zamanda da gerçek koşullarda oluşan deplasman cevaplarından çok daha küçük deplasman cevabı ile test ve analiz yapılmaması için basitleştirilmiş test PSD profiline ait ERS, orjinal test PSD profiline karşılık gelen ERS ve Türkiye görev SRS'i ile karşılaştırılmıştır. Basitleştirilmiş test PSD profiline ait ERS, test ile gerçek koşulları tamamıyla temsil edebilmek için müşteri ömrünü tamamıyla temsil eden orjinal test PSD profiline ait ERS'ten büyük olmalıdır. Diğer taraftan basitleştirilmiş test PSD profilinin ERS'i, Türkiye görev SRS'inden küçük olmalıdır. Bu koşul test profilini gerçekçi olmayan çok büyük genlikler uygulayıp test süresini de aşırı kısaltmamızı önlemiştir. Şekil 2.31, Şekil 2.32 ve Şekil 2.33'de yapılan kıyaslamalar görülmektedir.



Şekil 2.31 : X Eksenini için FDS SRS ve ERS'lerin karşılaştırılması.



Şekil 2.32 : Y Eksenini için FDS SRS ve ERS'lerin karşılaştırılması.



Şekil 2.33 : Z Eksenini için FDS SRS ve ERS'lerin karşılaştırılması.

Yapılan karşılaştırmalar neticesinde, basitleştirilmiş test PSD profili Türkiye’de inşaat sahasında çalışan kamyonların şasilerine bağlı asılı parçalar için hızlandırılmış test profili olmuştur. Bu test profili ile ürün geliştirme safhasında prototip parçalar ile test, sonlu elemanlar modeli ile de yorulma analizi daha güvenilir bir şekilde yapılabilecektir.





3. AKÜ SEHPASI İÇİN YAPILAN SAYISAL ANALİZ VE PARAMETRİK ÇALIŞMALAR

İkinci bölümde üç eksen için de oluşturulan titreşim test profilleri, inşaat serisi kamyonunun şasisi üzerinde bulunan komponent ve alt sistemlerin tasarım aşamalarında sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan yorulma analizlerinde kullanılabilecek şekilde türetilmiştir. Bu bölümde şasiye bağlı olan ve titreşime bağlı yorulmaya maruz kalan akü sehpası tasarımı kullanılarak, titreşim test profilleri ile yorulma analizleri yapılmıştır. Akü sehpası üzerinde bulunan sac panellerin kalınlığı değiştirilerek ağırlığa bağlı parametrik olarak analizler tekrarlanmıştır. İnşaat serisi bir kamyonu ait akü sehpasının tasarım Şekil 3.1’de gösterilmiştir.

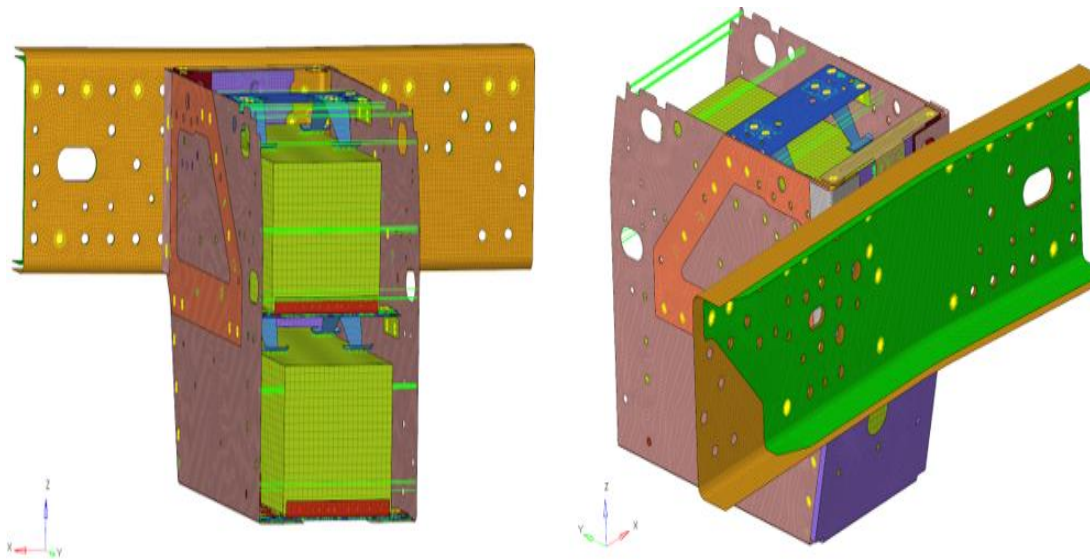


Şekil 3.1 : Bir inşaat kamyonunda bulunan akü sehpasının şasi üzerindeki konumu.

3.1 Akü Sehpası İçin Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması

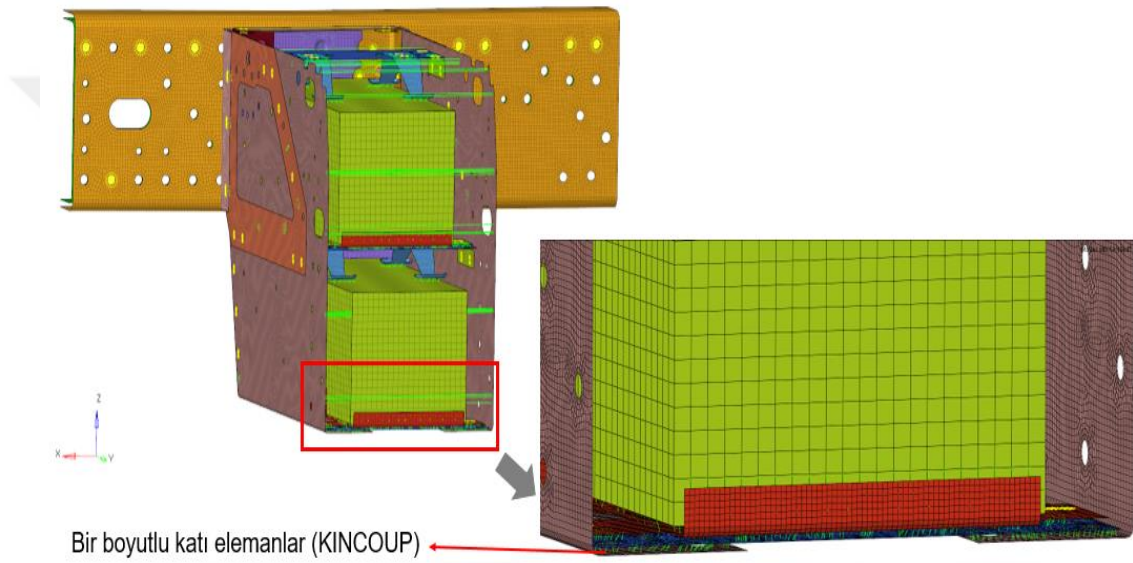
Akü sehpası, toplam ağırlığı 40 kilogramı bulan iki adet aküyü çalışma koşullarında sağlam, kırılmadan taşıyabilmek için tasarlanmıştır. Ağırlıklı olarak sac panellerden oluşan tasarımda panel kalınlıkları 7 mm ile 3 mm arasındadır. Akü sehpasını kamyon şasisine de iki adet döküm braket bağlamıştır. Akü sehpasını tahrik eden ivme yükleri kamyon şasisi üzerinden aktığından şasinin bir bölümü de sonlu elemanlar modeline dahil edilmiştir.

Sehpanın sonlu elemanlar modeli oluşturulurken Abaqus/Standart yazılımı kullanılmıştır. Akü sehpasında bulunan sac paneller orta yüzey modelleme tekniği ile modellenmiştir. Bu modelleme tekniği, katı modelleri basit bir şekilde kabuk olarak modellemeye yaramaktadır. Orta yüzey modellemede kalınlık parametresinin tanımlanması ile yapılan analizin hesaplama süresi katı modellemeye göre daha kısadır. Bu teknik, kalınlığı homojen olan ince sac levhalar için çok uygun olduğundan akü sehpasında bulunan sac panellere ilaveten şasi parçası da orta yüzey tekniği ile modellenmiştir. Bu teknik ile sac panellere ait kalınlık bilgisi parametre olarak yazılıma ayrı tanıtılmıştır. Akü sehpasını şasiye bağlayan braketler döküm olarak üretildiğinden kalınlık/yüzey oranı az olduğu için katı elemanlar ile modellenmiştir. Akü sehpasında sac paneller ve şasi parçası için oluşturulan orta yüzeylerde kullanılan elemanlar Abaqus/Standart yazılımının iki boyutlu ve dört düğüm noktalı S4R elemanı ile iki boyutlu ve üç düğüm noktalı üçgen S3 elemanıdır. Bu iki eleman da deplasman/gerilme kabuk eleman modelleri olup genel amaçlı kullanımlar için uygundur. Bu iki elemanın her düğüm noktası altı serbestlik derecesine sahiptir. Döküm braketler ve aküleri temsil eden prizma bloklar için de kullanılan üç boyutlu elemanlar 8 düğüm noktalı C3D8 prizmatik eleman ile 10 düğüm noktalı C3DT tetra eleman kullanılmıştır. Bu elemanlar da deplasman/gerilme katı eleman modelleri olup genel amaçlı kullanımlar için uygundur. İki boyutlu ve üç boyutlu olarak kullanılan elemanların boyutu 10 mm olarak seçilmiştir. Şekil 3.2’de akü sehpasının sonlu elemanlar modeli görülmektedir.



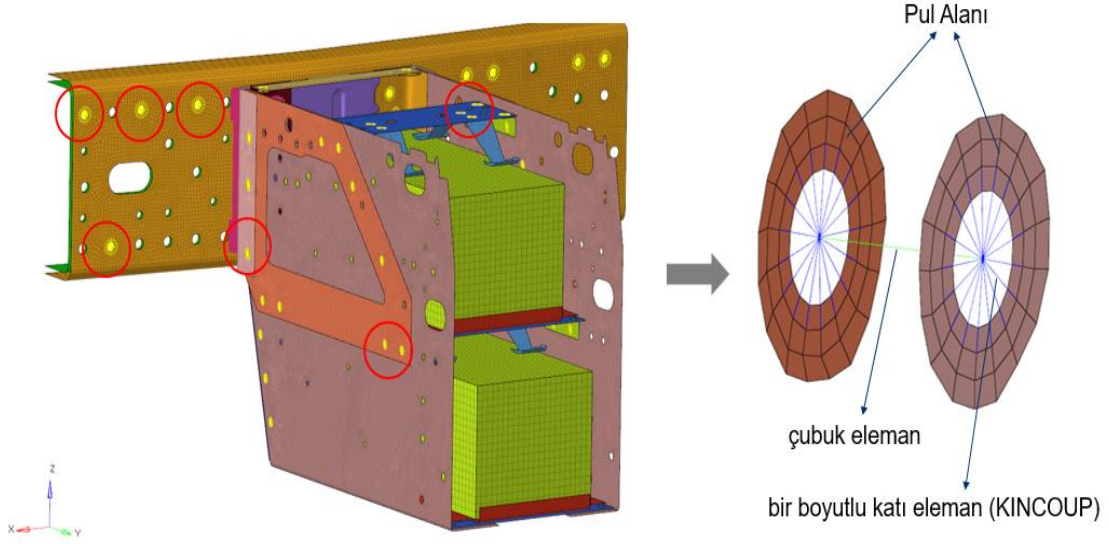
Şekil 3.2 : Akü sehpası sonlu elemanlar modeli.

Akü sehпасı üzerinde gerçek koşullarda, aküleri tozdan koruyan plastik bir kapak bulunmaktadır. Bu plastik kapak sonlu elemanlar modeline dahil edilmemiştir. Plastik kapağın bir diğerk görevid e konumu gereğiki aka sehпасasana ait yan panellerin ayrılmasını engellemektir. Bu durumu modele yansıtmak için de bir boyutlu KINCOUP katı elemanlar kullanılarak yan iki panel Şekil 3.2’de gösterildiğiki gibi birkaç noktadan birbirini destekleyecek şekilde sabitlenmiştir. Ayrıca üst üste gelen sac plakalar arasında da ilişiki kurabilmek için KINCOUP elemanlar ile iki sac panel arasındaki temas ilişikisi Şekil 3.3’de gösterildiğiki gibi sağlanmıştır. Bu uygulama akü sehпасında üst üste gelen her sac plaka için uygulanmıştır.



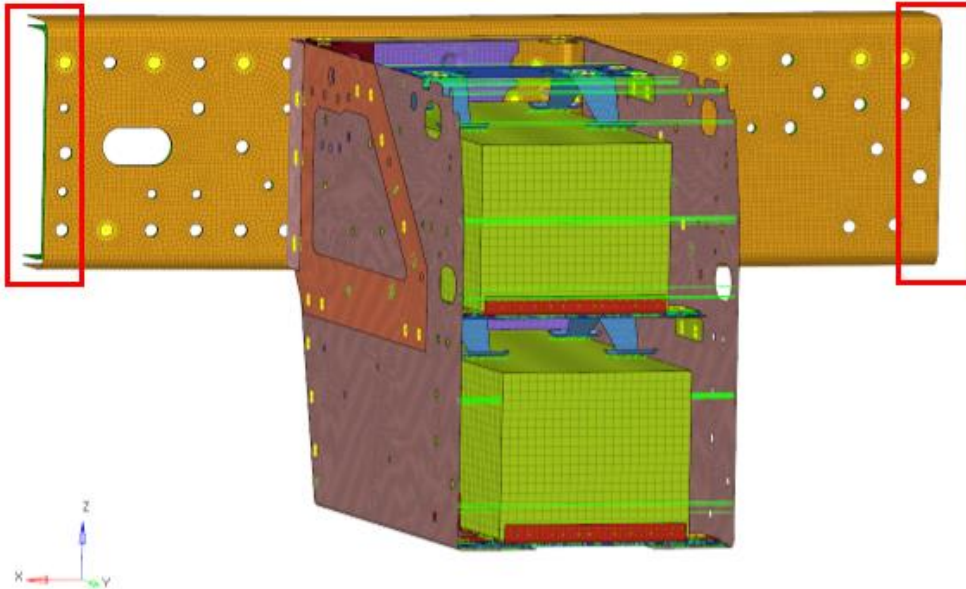
Şekil 3.3 : Akü sehпасında birbirine temas eden sac plakalara temas özelliğinin tanımlanması.

Sehpa tasarımında civatalı bağlantılar oldukça fazladır. Modeli yalınlaştırmak için civatalar için de bir boyutlu çubuk elemanlar kullanılmıştır. Yapılan analizler için civataların gevşemediğiki varsayılmış ve oluşturdukları ön gerilmeler ihmal edilmiştir. Bu yüzden civata modelleme karmaşıklığiki engellenerek daha yalın bir modelleme oluşturulmuştur. Şekil 3.4’de akü sehпасında modellenen civatalardan bir tanesi örnek diye gösterilmektedir. Civata modellemesinde kullanılan çubuk elemanların çapı gerçek modelde kullanılan civataların metriğiki gore belirlenmiştir. Ayrıca kullanılan her metrik civatanın başlığıkını ve somunu kapsayan levha alanını temsil eden ve pul alanı diye isimlendirilen bölgedeki iki boyutlu elemanlar civatayı temsil eden bir boyutlu elemanlar ile ilişkilendirilmiştir. Bu ilişiki de yine KINCOUP diye adlandırılan bir boyutlu katı elemanlar ile yapılmıştır.



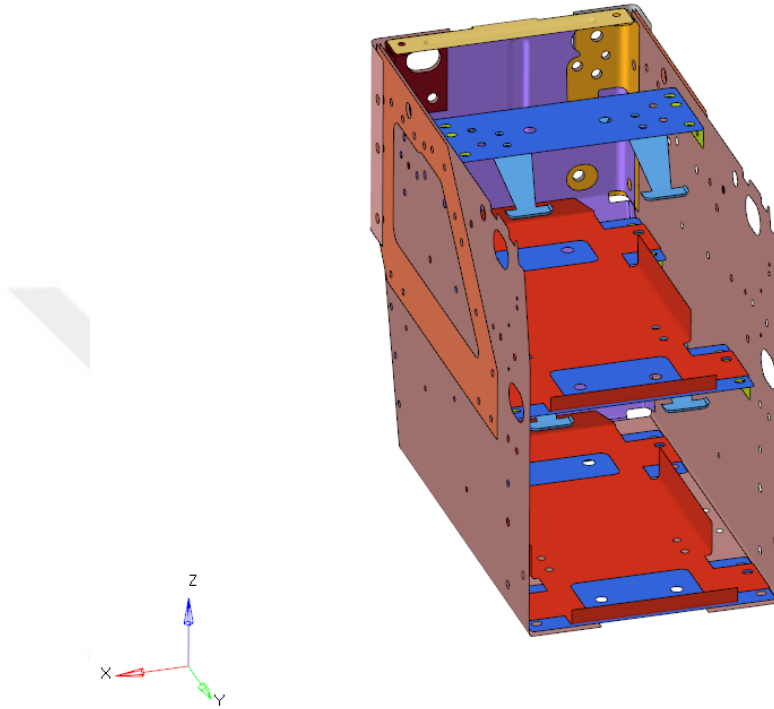
Şekil 3.4 : Akü sehpasında buluna civataların modellenmesi.

Uygulanan basit modelleme tekniği ile oluşturulan akü sehpaı sonlu elemanlar modelinde toplamda 350560 tane eleman kullanılmıştır. Aküler için modelde bir tanesi 20 kilogram olacak şekilde temsili bir malzeme yoğunluğu girilmiştir. Döküm braketler ve tüm sac plakaların malzemesi için yoğunluk 7.89×10^{-9} ton/mm³, elastiklik modülü 160000 MPa olarak kullanılmıştır. Gerçekte şasi kolu hariç akü sehpaı ile iki akünün toplam ağırlığı 129 kg iken, sonlu elemanlar modelinin kütlesi 130 kg olduğu hesaplanmıştır. şekil 3.5’de modelin doğal frekans ve frekans cevabı analizleri için sabitlendiği noktalar gösterilmiştir.



Şekil 3.5 : Sonlu elemanlar modelinin sabitlendiği noktalar.

Parametrik çalışma kapsamında Şekil 4.6’da gösterilen akü sahpası tasarımında bulunan, kalınlığı 7 mm ile 3 mm arasında değişen tüm sac panellerin kalınlıkları %15 ile %20 arasında azaltılarak ikinci bir sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur. İkinci modelin ağırlığı sac panellerde yapılan inceltmeler ile 122 kg olmuştur.



Şekil 3.6 : Akü sehpaı tasarımında bulunan sac levhalar.

3.2 Akü Sehpaı İçin Modal Analizlerin Yapılması

Özellikle dinamik olarak çalışan her sistem veya komponentin doğal frekanslarının tasarım sırasında hesaplanması ve değerlendirilmesi gerekmektedir. Uyarılmaya sebep olan yüklerin frekansları, ilgili sistem veya komponentin doğal frekansları ile çakıştığında rezonans durumu ortaya çıkmakta ve rezonans noktasında genlikler maksimum olmaktadır. Genlik ile gerilme doğru orantılı olduğundan dolayı rezonans durumlarında komponent maksimum gerilmeye maruz kalmakta ve yorulma hasarı oluşma riski artmaktadır. Bu riski azaltmak için ürün geliştirme safhalarında tasarımın doğal frekanslarının, komponente gelen yüklerin frekans aralığında olmamasına özen gösterilir. Tasarım aşamasında olan bir komponent için gerçek bir ürün elde olmadığından bu ürüne ait doğal frekanslar sonlu elemanlar yöntemiyle bulunabilmektedir.

Modal analizin yapılması frekans cevabı analizlerinin yapılabilmesi için teknik olarak gereklidir. Hem bu yüzden hem de üçüncü bölümde şasi üzerine gelen yüklere göre oluşturulan test PSD profili ile çıkan doğal frekansları görmek amacıyla akü sehpasına ait sonlu elemanlar modeli ile modal analiz Abaqus/Standart yazılımıyla gerçekleştirilmiştir. Modal analiz için Abaqus/Standart tarafından kullanılan yöntem Lancsoz yöntemidir.

3.2.1 Özdeğer problemlerinin Lancsoz metodu ile çözümü

Sonlu elemanlar ile yapılan özdeğer problemleri özel bir durumdur: bu problemler büyük fakat dar bantlı matrisleri içerirler ve sadece çok az sayıda özdeğer çiftine ihtiyaç duyarlar. Birçok durumda matrisler simetriktir. Küçük bir sistemin sonlu elemanlar yardımı ile doğal frekanslarını bulmak için özdeğer problemi denklem 3.1 ile çözülür.

$$(\mu^2[M] + \mu[C] + [K])\{\Phi\} = 0 \quad (3.1)$$

Burada [M] simetrik ve pozitif kütle matrisi, [C] sönüm matrisi, [K] katılık matrisidir. Katılık matrisi yüksek deplasman etkilerini içerebildiğinden simetrik ve pozitif olmayabilir. Titreşim modu için de; μ özdeğer ve $\{\Phi\}$ özvektördür. Bu eşitlik sistemin denge denkleminin doğrusal pertürbasyonundan hemen türetilebilir. Özsistem genelde kompleks özdeğer ve özvektörlere sahiptir. Bu sistem K matrisinin simetrik olduğunu ve C matrisinin özdeğer hesaplamada ihmal edilmesi ile simetrik yapılabilir. Simetrik sistem sadece özdeğerin karesi, μ^2 , ve gerçek özvektörlere sahiptir.

Tipik olarak simetrik özdeğer problemlerinde K matrisine ait bütün özdeğerlerinin pozitif olduğu kabulü yapılır. Bu durumda μ bir imajiner özdeğer olur, $\mu = i\omega$. Burada ω açısal frekanstır. Özdeğer problemi böylece denklem 3.2 ile ifade edilebilir.

$$(-\omega^2[M] + [K])\{\Phi\} = 0 \quad (3.2)$$

Abaqus yazılımı içerisindeki Lanczos prosedürü bir grup Lanczos “işlemleri”nden oluşur. Bu “işlem”ler de adım diye isimlendirilen bir grup iterasyondan oluşmaktadır. Her Lanczos işlemi için denklem 3.3’de belirtilen eşitlik ile spektral dönüşüm uygulanır.

$$[M]([K] - \sigma[M])^{-1}[M]\{\Phi\} = \theta[M]\{\Phi\} \quad (3.3)$$

Burada σ kayma, θ özdeğer, $\{\Phi\}$ ise özvektördür. Bu dönüşüm istenilen özdeğerlere hızlı yakınsama sağlar. Simetrik problemin özvektörlerini bulan denklem 3.2 ile dönüştürülmüş problemi çözen denklem 3.3, denklem 3.4 numaralı ilişikten dolayı aynı formüllerdir.

$$\omega^2 = \frac{1}{\theta} + \sigma \quad (3.4)$$

Bir Lanczos işleminin yetersiz olduğu anlaşıldığında sona erdirilmektedir. Genelde tek bir Lanczos işleminde kayma değerine yakın onlarca özdeğer hesaplanır. Birkaç kayma değeri ile bir kaç Lanczos işlemi gerçekleştirerek birçok modu hesaplayabilme imkanı Lanczos metodunun önemli bir özelliğidir.

Her işlemde bir Krylov altuzay dizisi oluşturulur ve her altuzaydaki özvektörlerin mümkün olan en iyi yaklaşımı bir dizi ‘adım’ ile hesaplanır. Lanczos’un her adımında altuzay, istenilen özvektörlere en iyi yaklaşım yapılana kadar büyür.

Teoride, temel Lanczos süreci (‘kesin’ hesaplamaları varsayarak yuvarlama hatalarını dikkate almadan) sadece basit özdeğerleri belirleyebilir. Kaydırma stratejisi (ve bunun bir parçası olarak Sturm dizisi kontrolü) eksik modları tespit eder ve sonraki Lanczos çalışmaları sırasında tüm modların hesaplanmasını zorlar. Bununla birlikte, kesin olan özdeğerler fazlaysa bu strateji pahalıdır. Bu nedenle, Lanczos algoritmasının “blok” yapılmış bir versiyonu Abaqus/Standart’da uygulanmaktadır. Buradaki amaç, bir ortogonal vektör bloğu ile başlamak ve her bir Lanczos basamağında Krylov altuzaylarının boyutunu blok büyüklüğüyle artırmaktır. Bu yaklaşım, en büyük çokluğun blok boyutunu aşmaması durumunda tüm çoklu özdeğerlerin otomatik olarak hesaplanmasına imkan verir. Bloklanmış Lanczos yönteminin bir diğer önemli avantajı, bloklu vektörlerin matris çarpımları bloklanmış geri yerine koyma ve bloklanmış vektör ürünleri gibi pahalı hesaplamalı çekirdeklerin etkili bir şekilde uygulanmasını sağlamasıdır.

Her Lanczos işlemi, işlem süresince sabit kalan bazı değişken değerler ile bağlantılıdır. İlk değişken değer, σ_1 , ‘problem ölçeği’ olarak adlandırılan (sezgisel bir yaklaşımla) Gershgorin çember merkezlerinin geometrik ortalamasını kullanarak belirlenir. Her Lanczos işlem başlangıcında değiştirilmiş $[K] - \sigma_p[M]$ (p = işlem sayısı) matrisi çarpanlarına ayrılır ve daha sonra Lanczos adımları gerçekleştirilir.

Her bloklanmış Lanczos adımı Abaqus’da aşağıdaki şekilde uygulanır:

1. Çarpanlarına ayrılmış değiştirilmiş matris kullanılarak b Lanczos blok büyüklüğüne sahip denklem 3.5 ile lineer denklem sistemleri çözülür.

$$[K] - \sigma_p[M][\hat{V}]_{(i+1)} = [M][V]_{(i)} \quad (3.5)$$

Burada $[V]_{(i)}$ Lanczos vektör bloğudur. $[V]_{(i)}$ 'nin satır sayısı sonlu elemanlar modelindeki değişkenlerin sayısına eşit iken sütun sayısı da Lanczos blok büyüklüğü b'ye eşittir. İlk blok vektörü $[V]_{(1)}$, denklem 3.6 kullanılarak ortonormalize edilmiş rastgele bir vektör kümesidir:

$$[I] = [V]_{(1)}^T [M][V]_{(1)} \quad (3.6)$$

Burada $[I]$ birim matristir.

2. Vektörlerin yardımcı bloğu denklem 3.7 ile ayarlanır:

$$[U]_{(i+1)} = [\hat{V}]_{(i+1)} - [V]_{(i-1)}\beta_i \quad (3.7)$$

Burada β_i , b x b boyutlu üst tridiagonal matrisdir. $\beta_i = [0]$.

3. b büyüklüğündeki simetrik matris, α_i denklem 3.8 ile hesaplanır:

$$\alpha_i = [U]_{(i+1)}^T [M][V]_{(i)} \quad (3.8)$$

4. Geriye kalan Lanczos denklem 3.9 ile formülize edilir:

$$[R]_{(i+1)} = [U]_{(i+1)} - [V]_{(i)}\alpha_i \quad (3.9)$$

5. Geriye kalanlar normalleştirilir. $[V]_{(i+1)}$ gibi bir blok vektör denklem 3.10 ile hesaplanır:

$$[V]_{(i+1)}\beta_{i+1} = [R]_{(i+1)} \quad (3.10)$$

$$[I] = [V]_{(i+1)}^T [M][V]_{(i+1)} \quad (3.11)$$

Burada β_{i+1} b x b boyutlu üst tridiagonal matrisdir.

6. $[V]_{(i+1)}$ ile $[V]_{(j)}$ (burada j=1,2,..., i-1) arasındaki ortogonalite kaybı kısmi reortogonalizasyon tekniği ile tahmin edilir. Eğer gerekliyse de reortogonalizasyon yapılır.

7. ‘Lokal reortogonalizyon’ yapılır: $[V]_{(i+1)}$ denklem 3.12’yi sağlayabilmek için tekrar hesaplanır.

$$[0] = [V]_{(i+1)}^T [M] [V]_{(i)} \quad (3.12)$$

8. Bant matrisi $[T]$ ’yi bulmak için aşağıdaki indirgenmiş özdeğer problemi denklem 3.13 ile çözülür:

$$[T][S] = [S][\theta] \quad (3.13)$$

Burada,

$$[T] = \begin{bmatrix} \alpha_1 & \beta_2^T & & & \\ \beta_2 & \alpha_2 & & & \\ & \beta_3 & \alpha_3 & \beta_4^T & \\ & & \beta_4 & \alpha_4 & \dots \\ & & & \dots & \dots & \beta_i^T \\ & & & & \beta_i & \alpha_i \end{bmatrix} \quad (3.14)$$

ve $[S]$ ile $[\theta]$ de sırasıyla indirgenmiş özproblemın özvektör ve özdeğerleri içeren matrislerdir.

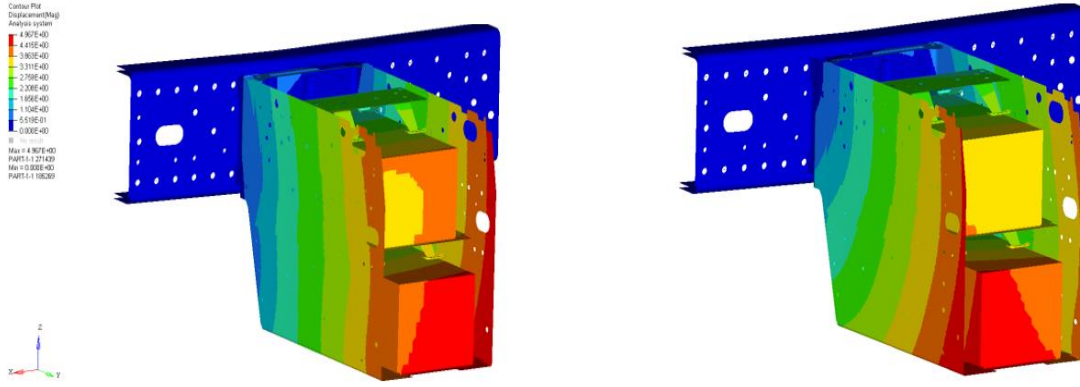
9. Özdeğer yaklaşımındaki hata sınırları denklem 3.2’deki simetrik özdeğer formülü için belirlenir. Lancsoz işlemi sonlandırma koşulları kontrol edilir.

- Lancsoz işlemi eğer aşağıdaki koşullar tamam ise sonlandırılabilir:
- Geçerli işlem için gerekli tüm özdeğerler çıkartılır.
- Tridiagonal matris β_{i+1} tekildir.
- Lancsoz adımlarının sayısı müsaade edilen maksimum sayıyı geçer.
- Geçerli işlemin devamının yetersiz olması açısından değerlendirilir. Bu karar sonraki bir kaç adımın ‘birim özdeğer başına maliyet’ tahminine dayanır. (Lancsoz işlemi birim özdeğer başına maliyet düştüğü süre boyunca devam eder.)

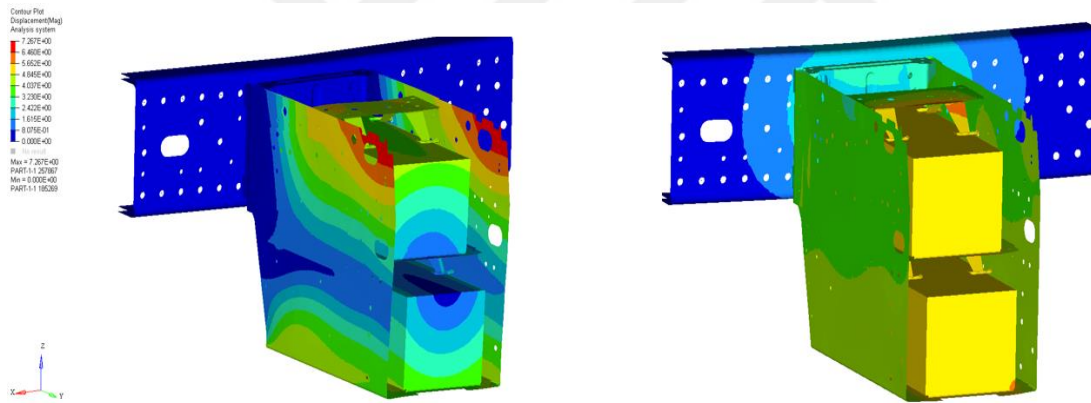
Her Lancsoz işeminin sonlanmasından sonra denkelem 3.2’deki yakınsayan özvektörler bloke edilmiş vektörler $[V]_{(j)}$ (burada $j=1,2,..., i-1$) ve özvektörler $[S]$ kullanılarak düzenlenir.

Değişken σ_p değeri için Lancsoz işlemi tamamlanınca, σ_{p+1} değişken değeri önceki tüm Lancsoz işlemlerine ait sonuçlar kullanılarak hesaplanır.

Sonlu elemanlar modeli ile Abaqus/Standart’da yapılan modal analiz sonuçlarına göre akü sehpasının birinci (ağır model) ve ikinci modeli (hafif model) için 5-100 Hz aralığındaki ilk dört mod şekli aynıdır ve bu mod şekilleri Şekil 3.7 ve Şekil 3.8’de gösterilmiştir.



Şekil 3.7 : Akü sehpası birinci ve ikinci mod şekli.



Şekil 3.8 : Akü sehpası üçüncü ve dördüncü mod şekli.

Akü sehpasına ait birinci ve ikinci model için 5-100 Hz aralığındaki hesaplanan doğal frekanlar Çizelge 3.1’de verilmiştir.

Çizelge 3.1 : Akü sehpasına ait birinci ve ikinci model için doğal frekanslar.

Doğal Frekans (Hz)	Birinci Model	İkinci Model
Birinci Doğal Frekans	18.3	16.6
İkinci Doğal Frekans	22	19.9
Üçüncü Doğal Frekans	66.9	55.4
Dördüncü Doğal Frekans	81.8	72.5

Deplasman kontürüne göre Şekil 3.7 ve 3.8’de verilen mod şekillerinde, ilk mod Y ekseninde oluşmaktadır. İkinci mod X ekseninde ve dördüncü mod da Z ekseninde oluşmaktadır. Üçüncü mod ise Y eksenini etrafında rotasyonel moddur. Şekil 2.30’ da Z eksenini için gösterilen basitleştirilmiş test PSD profili incelendiğinde 12 Hz civarında tahrikin daha baskın olduğu görülmektedir. Şekil 2.28’de ise X eksenini için gösterilen basitleştirilmiş test PSD profilinde baskın olan frekanslar 12 Hz ve 65 Hz civarındadır. Şekil 2.29’da da Y için gösterilen basitleştirilmiş test PSD profilinde baskın olan frekans 12 Hz civarındadır. Basitleştirilmiş test PSD profilleri kendi içinde kıyaslandığında Z ekseninin daha zorlayıcı bir profil olduğu açıkça görülmektedir. Bu nedenle akü sehpa Z ekseninde, tahrikin baskın olduğu 12 Hz dolaylarında herhangi bir rezonansa girmemiştir.

3.3 Akü Sehpa İçin Frekans Cevabı Analizlerinin Yapılması

Modal analiz sonuçları kullanılarak ikinci aşamada Abaqus/Standart ile frekans cevabı analizi yapılmıştır. Akü sehpa için yapılan frekans cevabı analizi için kararlı hal doğrusal dinamik analiz metodu uygulanmıştır. Kararlı hal için doğrusal dinamik analiz, sürekli olan bir harmonik tahriğe maruz kalan yapının doğrusal cevabını hesaplamaya yaramaktadır. Uygulanan tahriğin frekansının fonksiyonu olarak hesaplanan kararlı hal çözümü için 3.2.1 numaralı konu başlığında anlatılan metotla bulunan özfrekanslar kullanılmıştır.

Genel hareket denklemlerini denklem 3.15 ile sistemin α . modundaki hareketine uyarlayacak olursak,

$$\ddot{q}_\alpha + c_\alpha \dot{q}_\alpha + \omega_\alpha^2 q_\alpha = \frac{1}{m_\alpha} (f_{1\alpha} + if_{2\alpha}) \exp(i\Omega t) \quad (3.15)$$

Burada q_α , α . modun genliği (α . ‘genelleştirilmiş koordinat’), c_α , ilgili mod ile ilişkili sönüm, ω_α , modun sönümsüz frekansı, m_α ise ilgili modun genelleştirilmiş kütlesidir. $(f_{1\alpha} + if_{2\alpha}) \exp(i\Omega t)$ de ilgili moddaki kuvvettir. Bu kuvvet frekans, Ω , ile Φ_α^N özmoduna yansıtılan düğüm eşdeğer kuvvetlerinin gerçekte ve sanal kısımları, F_1^N ve F_2^N , tarafından denklem 3.16 ile tanımlanır.

$$(f_{1\alpha} + if_{2\alpha}) = \Phi_\alpha^N (F_1^N + iF_2^N) \quad (3.16)$$

Bu denklemde toplam, sonlu elemanlar modelindeki serbestlik derecesini gösteren N üst indisinin tekrarı ile ifade edilir. Fakat şimdi tek bir modal eşitlik ile çalışıldığı için α alt indisli modun tekrarı ile bir toplama yapılmayacaktır. Kuvvet vektörü real (F_1^N) ve sanal (F_2^N) olarak tanımlanmıştır. Ancak bileşke kuvvet (F_0^N) ve faz (Ψ) olarak denklem 3.17 ile de ifade edilebilir.

$$F^N = F_0^N \exp i(\Omega t + \Psi) \quad (3.17)$$

Burada $F_1^N = F_0 \cos \Psi$ ve $F_2^N = F_0 \sin \Psi$ 'dir.

Modal sönüm birkaç şekilde ifade edilebilmektedir. Bunlardan bir tanesi denklem 3.18'dir.

$$c_\alpha = 2\zeta_\alpha \omega_\alpha \quad (3.18)$$

Burada ζ_α ilgili moddaki kritik sönüm oranıdır. Yapısal sönüm, denklem 3.19'da gösterildiği gibi modal genlikle doğru orantılı bir sönüm kuvveti oluşturur.

$$c_\alpha \dot{q}_\alpha = i s_\alpha \omega_\alpha^2 q_\alpha \quad (3.19)$$

Buradaki s_α ilgili modun yapısal sönüm katsayısıdır. Rayleigh sönümü ise denklem 3.20 ile hesaplanır.

$$c_\alpha = \beta_\alpha + \gamma_\alpha \omega_\alpha^2 \quad (3.20)$$

Burada β_α ve γ_α sırasıyla düşük ve yüksek frekansları sönümleyen Rayleigh katsayılarıdır.

Rayleigh sönümü, modal sönüm ile denklem 3.21'deki gibi ifade edilebilir.

$$\zeta_\alpha = \frac{\beta_\alpha}{2\omega_\alpha} + \frac{\gamma_\alpha \omega_\alpha}{2} \quad (3.21)$$

İfade edilen tüm bu sönüm tanımları denklem 3.15'de yerine yazılırsa,

$$\begin{aligned} \ddot{q}_\alpha + 2\zeta_\alpha \omega_\alpha \dot{q}_\alpha + (\beta_\alpha + \gamma_\alpha \omega_\alpha^2) \dot{q}_\alpha + i s_\alpha \omega_\alpha^2 q_\alpha + \omega_\alpha^2 q_\alpha \\ = \frac{1}{m_\alpha} \cdot (f_{1\alpha} + i f_{2\alpha}) \cdot \exp(i\Omega t) \end{aligned} \quad (3.22)$$

Bu denklemin çözümü denklem 3.23'deki gibi olur.

$$q_\alpha = H_{0\alpha} \cdot f_{0\alpha} \cdot \exp i(\Omega t + \Psi_\alpha) \quad (3.23)$$

Burada $f_{0\alpha} = \sqrt{(f_{1\alpha})^2 + (f_{2\alpha})^2}$, yük vektörünün genliğidir. $H_{0\alpha}(\Omega)$ ise α modu için kompleks ‘transfer fonksiyonu’nun genliğidir. $H_{0\alpha}f_{0\alpha}$, α modunda uygulanan kuvvete karşılık sistemin cevabı olarak tanımlanır. Bu cevabın gerçekte ve sanal kısımları da denklem 3.24 ve denklem 3.25 ile ifade edilir.

$$\Re(H_\alpha) = \frac{1}{m_\alpha} \left[\frac{f_{1\alpha}(\omega_\alpha^2 - \Omega^2)}{(\omega_\alpha^2 - \Omega^2)^2 + (\eta_\alpha \Omega)^2} + \frac{f_{2\alpha} \eta_\alpha \Omega}{(\omega_\alpha^2 - \Omega^2)^2 + (\eta_\alpha \Omega)^2} \right] \quad (3.24)$$

$$\Im(H_\alpha) = \frac{1}{m_\alpha} \left[\frac{f_{1\alpha} \eta_\alpha \Omega}{(\omega_\alpha^2 - \Omega^2)^2 + (\eta_\alpha \Omega)^2} + \frac{f_{2\alpha}(\omega_\alpha^2 - \Omega^2)}{(\omega_\alpha^2 - \Omega^2)^2 + (\eta_\alpha \Omega)^2} \right] \quad (3.25)$$

Burada η_α denklem 3.26 ile elde edilir.

$$\eta_\alpha = 2\zeta_\alpha \omega_\alpha + \beta_\alpha + \gamma_\alpha \omega_\alpha^2 + \frac{s_\alpha \omega_\alpha^2}{\Omega} \quad (3.26)$$

Cevabın genliği denklem 3.27 ile bulunur.

$$H_{0\alpha} f_{0\alpha} = \sqrt{\Re(H_\alpha)^2 + \Im(H_\alpha)^2} = \frac{1}{m_\alpha} \frac{1}{\sqrt{(\omega_\alpha^2 - \Omega^2)^2 + (\eta_\alpha \Omega)^2}} f_{0\alpha} \quad (3.27)$$

Cevabın faz açısı ise denklem 3.28 ile bulunur.

$$\Psi_\alpha = \arctan \left(\frac{\Im(H_\alpha)}{\Re(H_\alpha)} \right) \quad (3.28)$$

Eğer sisteme harmonik bir hareket uygulanırsa, modal yüklerin gerçekte ve sanal kısımları denklem 3.29 ve denklem 3.30 ile ifade edilir.

$$f_{1\alpha} = -\frac{1}{m_\alpha} \Phi_\alpha^N M^{NM} \hat{e}_j^M a_{1j} \exp(i\Omega t) \quad (3.29)$$

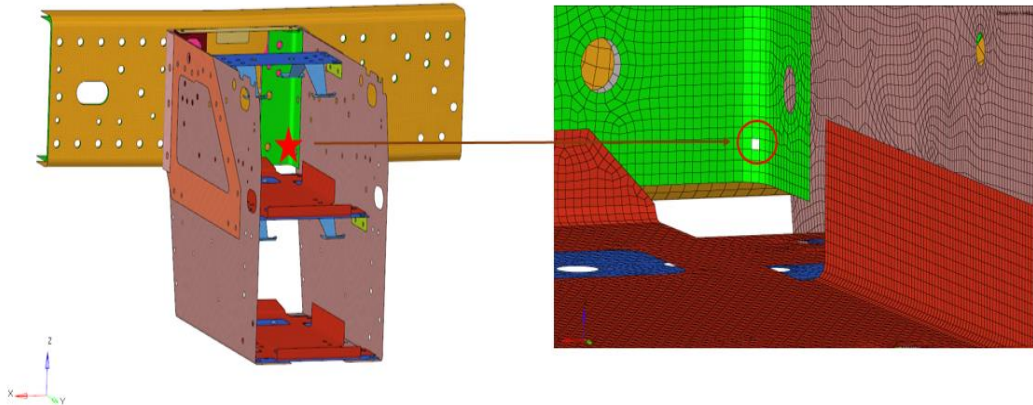
$$f_{2\alpha} = -\frac{1}{m_\alpha} \Phi_\alpha^N M^{NM} \hat{e}_j^M a_{2j} \exp(i\Omega t) \quad (3.30)$$

Burada M^{NM} , yapının kütle matrisidir ve $\hat{e}_j^M$ ise de herhangi bir düğüm noktasındaki ivmenin yönündeki birim bileşkeye sahip bir vektördür, ivme yoksa da sıfırdır. a_{1j} ve a_{2j} de bu düğüm noktasındaki ivmenin gerçekte ve sanal kısımlarıdır. Eğer hareket hız

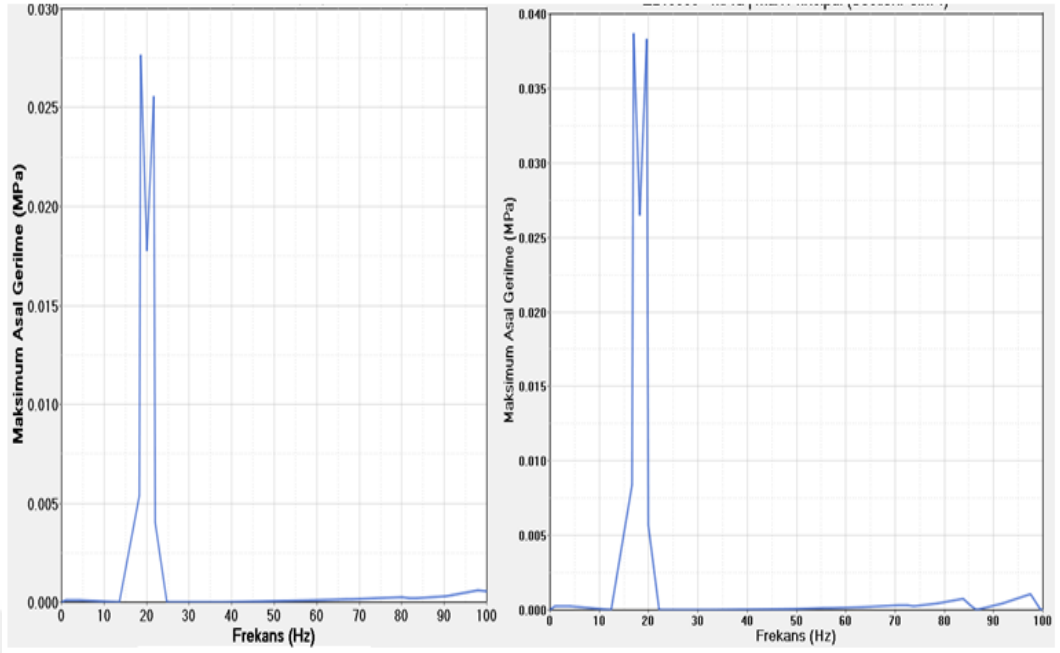
veya deplasman cinsinden verilirse buna karşılık gelen ivme $a_1 = -\Omega\vartheta_1$ ve $a_2 = -\Omega\vartheta_2$ 'dir. Buradaki ϑ_1 ve ϑ_2 hızın gerçek ve sanal kısımlarıdır. Veya $a_1 = -\Omega^2u_1$ ve $a_2 = -\Omega^2u_2$ 'dir. Buradaki u_1 ve u_2 ise deplasmanın gerçek ve sanal kısımlarıdır. Herhangi bir fiziksel değişken (u^N) 'e ait üst genlik denklem 3.31 ile modal genliklerden elde edilebilir.

$$u^N = \sum_a \Phi_a^N q_a \quad (3.31)$$

Abaqus/Standart ile kararlı hal doğrusal dinamik analiz metodu ile frekans cevabı analizleri her iki modelde de X, Y ve Z eksenleri için ayrı ayrı yapılmış olup tahrik ivme yükü de 5-100 Hz arasında 1 mm²/sn olarak verilmiştir. Yukarıdaki formülasyonda açıklandığı gibi analiz için gerekli modal sönüm oranı aynı frekans aralığı için 9 numaralı referansa göre 0.025 alınarak frekans cevabı analizi yapılmıştır. Bu analiz sonucunda sonlu elemanlar modelindeki tüm elemanlar için bir birimlik tahrik yüküne karşı oluşan gerilme cinsinden transfer fonksiyonu elde edilmiştir. Şekil 3.9'da gösterilen akü sehpasına ait L formundaki braket üzerinde bulunan 218596 numaralı referans eleman için, ağır ve hafif modelin analizlerinin sonucu üç ekseninde elde edilen gerilme cinsinden transfer fonksiyon grafikleri Şekil 3.10, 3.11 ve 3.12'de gösterilmiştir. Grafikler incelendiğinde X ekseninde sonucunda belirtilen elemana gelen gerilme değerleri her iki model için de en yüksek olanlardır. Bu durum da X ekseninde oluşan ikinci mod en fazla hasar verici olandır. Sac plakaları inceltirilerek oluşturulan hafif modelde bulunan L braket üzerinde oluşan gerilmeler incelendiğinde, ağır olan modele göre belirtilen elemanın her üç ekseninde de gerilme değeri artmıştır.



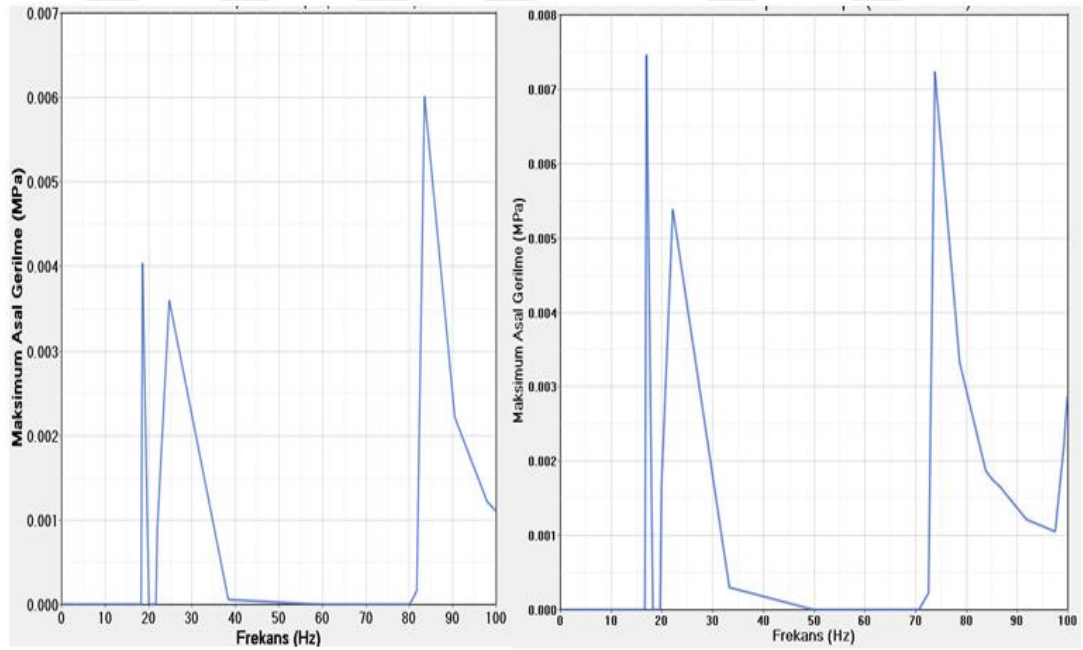
Şekil 3.9 : 218596 numaralı elemanın sonlu elemanlar modelindeki konumu.



Birinci Model (Ağır Model)

İkinci Model (Hafif Model)

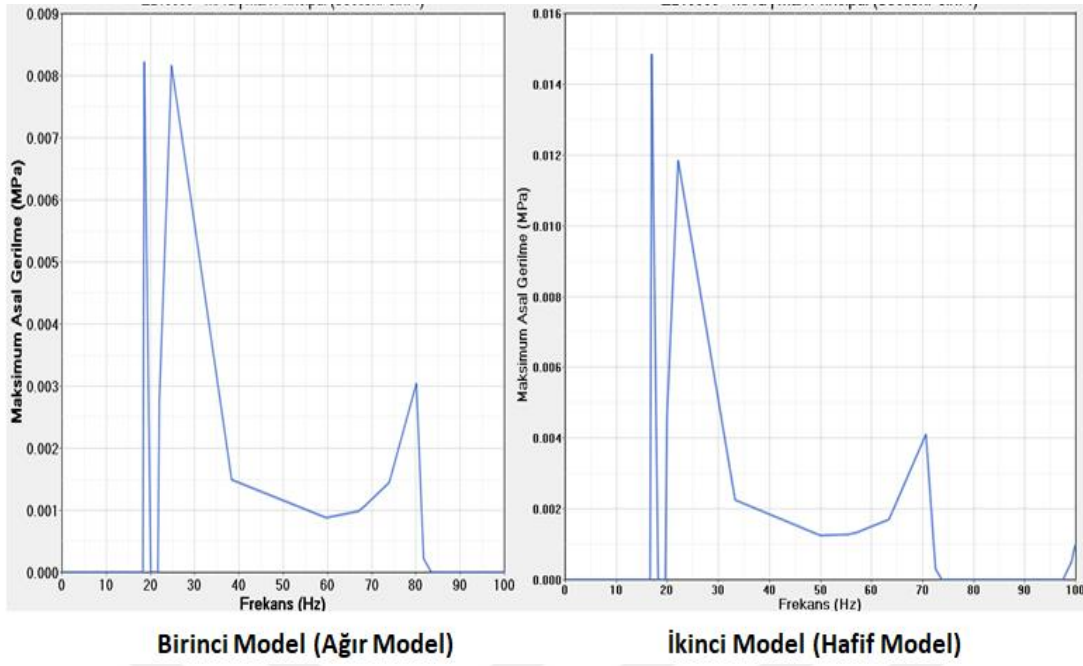
Şekil 3.10 : Her iki model için de X yönünde 1 mm/sn^2 tahrik ivmesiyle yapılan FRF sonucunda 218596 numaralı elemanın maksimum asal gerilme cinsinden transfer fonksiyonu.



Birinci Model (Ağır Model)

İkinci Model (Hafif Model)

Şekil 3.11 : Her iki model için de Y yönünde 1 mm/sn^2 tahrik ivmesiyle yapılan FRF sonucunda 218596 numaralı elemanın maksimum asal gerilme cinsinden transfer fonksiyonu.



Şekil 3.12 : Her iki model için de Z yönünde 1 mm/sn^2 tahrik ivmesiyle yapılan FRF sonucunda 218596 numaralı elemanın maksimum asal gerilme cinsinden transfer fonksiyonu.

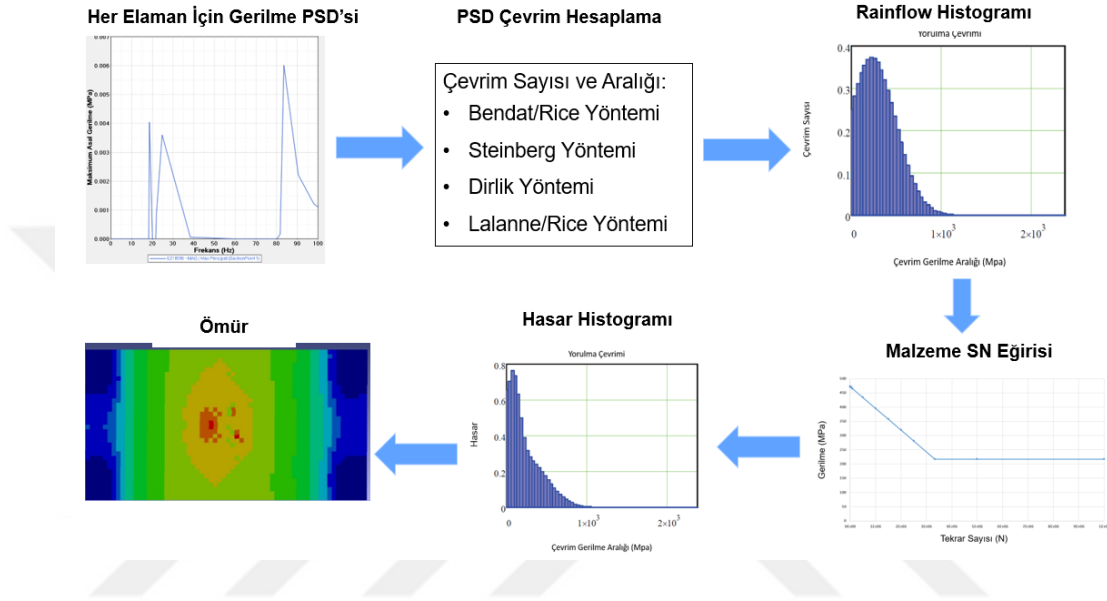
Her eleman için 1 mm/sn^2 tahrik ile hesaplanan maksimum asal gerilme cinsinden transfer fonksiyonları, Şekil 3.13’de gösterilen titreşime dayalı yorulma analizinin akış şemasının ilk basamağındaki Türkiye kullanım şartlarında çalışma ömrüne denk gelen gerilme PSD’sini oluşturmak için kullanılacaktır.

3.4 Akü Sehpasının Titreşim Yorulma Analizlerinin Yapılması

Titreşime dayalı yorulma analizinde izlenen akış Şekil 3.13’de gösterilmiştir. Elemanlar ve düğüm noktalarından oluşan akü sehpasına ait sonlu elemanlar modeli oluşturulduktan sonra yapılan frekans cevabı analizi ile bir birimlik uyarıya her elemanın verdiği gerilme cevabı frekansa bağlı olarak daha önce elde edilmiştir. Daha sonra bir birimlik uyarıya verilen gerilme cevabı, ikinci bölümde elde edilen basitleştirilmiş test PSD profili ile çarpılmıştır. Böylece her elemenda oluşan gerilmeye bağlı PSD, Türkiye koşullarındaki kullanım ömrüne denk gelen PSD olmuştur. Gerilmeye bağlı elde edilen bu PSD daha sonra ileride anlatılacak Lalanne/Rice yöntemi ile rainflow histogramına dönüştürülmüştür. Bu sayede akü sehpası analiz modeline ait her elemanın Türkiye koşullarındaki kullanım ömrüne denk gelen gerilmelerin çevrim ayısı ve aralığı belirlenmiştir. Bundan sonraki adımda

her eleman için elde edilen histogramlar malzeme SN eğrisi ile hasar histogramına dönüştürülüp, buradan da her elemana ait ömür tayin edilmiştir.

Belirtilen bu aşamalar, X, Y ve Z eksenleri için ayrı ayrı uygulanmıştır. Üç eksenenden elemanlara ayrı ayrı gelen hasarlar birikimli hasar teorisine göre toplanıp nihai hasar elde edilmiştir. Bu aşamalar ağır ve hafif model için de uygulanmış olup parametrik çalışma sonucunda elde edilen hasarların kıyaslaması yapılmıştır.



Şekil 3.13 : Titreşime dayalı yorulma analizinin akış şeması.

218596 numaralı elemanın Z eksenindeki gerilme PSD'sini hesaplamak için, Şekil 3.12'deki grafik ile Şekil 2.30'daki grafik denklem 3.32'ye göre çarpılmış ve belirtilen eleman için Z yönündeki Türkiye şartlarında çalışma ömrüne denk gelen gerilme PSD grafiği elde edilmiştir. Bu işlem üç yönde her eleman için aynı şekilde uygulanmıştır. Yapılan hesaplama için nCode programı kullanılmıştır.

$$G_{AMP}(f) = P(f)|X_{AMP}(f)|^2 \quad (3.32)$$

Burada $P(f)$, basitleştirilmiş test PSD profilidir. Birimi ise, $(\text{mm}/\text{sn}^2)^2/\text{Hz}$ 'dir. $X_{AMP}(f)$ ise $1\text{mm}/\text{sn}^2$ 'lik tahrik ivme yükü ile yapılan FRF analizi sonucunda bir elemanın maksimum asal gerilme cinsinden transfer fonksiyonudur. $G_{AMP}(f)$ de MPa^2/Hz cinsinden bir elemanda Türkiye şartlarında çalışma ömrüne denk gelen gerilme PSD'sidir.

Sonlu elemanlar sonucunda bir tensör içerisinde her düğüm noktasına ait altı farklı gerilme tipi vardır. Bunların üç tanesi eksenel gerilme üç tanesi de kayma gerilmesidir.

Tek eksenli bir analiz metodu izlenildiğinden bu altı tip gerilme sayısal tek bir değere dönüştürülmelidir. Bunu için de maksimum asal gerilme prensibi kullanılmıştır. Eksenel ve kayma gerilmelerini içeren özdeğerlere ait gerilme tensör matrisi denklem 3.33 ile ifade edilmektedir.

$$\begin{bmatrix} \sigma_1(\omega) \\ \sigma_2(\omega) \\ \sigma_3(\omega) \end{bmatrix} = \text{özdeğerler} \left\{ \begin{bmatrix} S_{XX}(\omega) & S_{XY}(\omega) & S_{XZ}(\omega) \\ S_{XY}(\omega) & S_{YY}(\omega) & S_{YZ}(\omega) \\ S_{XZ}(\omega) & S_{YZ}(\omega) & S_{ZZ}(\omega) \end{bmatrix} \right\} \quad (3.33)$$

Burada $S_{XX}(\omega)$, $S_{YY}(\omega)$ ve $S_{ZZ}(\omega)$ eksenel gerilme, $S_{XY}(\omega)$, $S_{YZ}(\omega)$ ve $S_{XZ}(\omega)$ de kayma gerilmesidir. Burada asal gerilmeler kompleks sayıdır. Bu yüzden maksimum asal gerilme denklem 3.34 ile bulunmuştur.

$$\sigma_{max}(\omega) = \max(|\sigma_1(\omega)|, |\sigma_2(\omega)|, |\sigma_3(\omega)|) \quad (3.34)$$

Maksimum asal gerilme PSD'si hesaplandıktan sonra bu PSD'nin rainflow histogramının çevrim genlikleri ve sayısı hesaplanmıştır. Maksimum asal gerilme PSD'sinden rainflow hesaplanması için aşağıda açıklanan dört yöntem genellikle kullanılmaktadır.

3.4.1 Dar bant yaklaşımı (Bendat ve Rice)

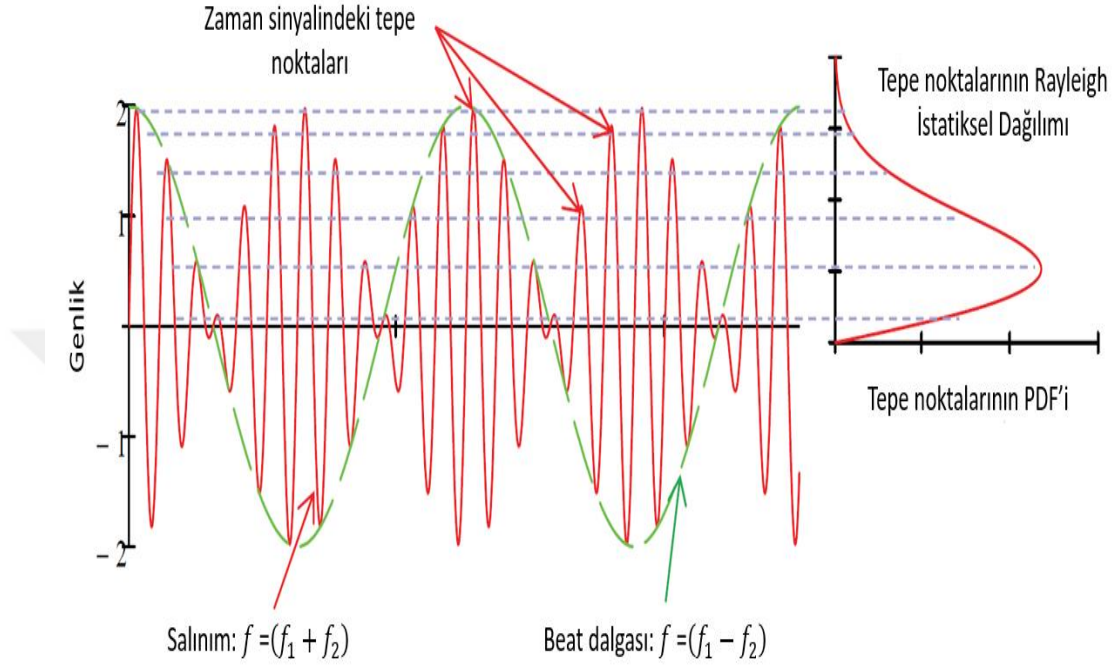
1964 yılında Bendat PSD ile yorulma ömrünü belirleyecek ilk önemli adımı geliştirmiştir. 1954 yılının başlarında Rice bir dar bant sinyal için tepe noktalarına ait Olasılık Yoğunluk Fonksiyonu (PDF)'in azaltılmış bir bant genişliğinde Rayleigh dağılımına benzediğini göstermiştir. Şekil 3.14'de gösterilen iki sinüs dalgasının frekansları f_1 ve f_2 olup bu frekanslar birbirine yakındır (dar frekans aralığı). Zaman sinyali düşük frekansa sahip beat dalgası ($f_1 - f_2$) tarafından zayıflatılan yüksek frekansa sahip bir salınımı ($f_1 + f_2$) göstermektedir. Salınım ve beat frekansları klasik trigonometrik denklem 3.35 ile açık bir şekilde görülmektedir.

$$\sin(2\pi f_1 t) + \sin(2\pi f_2 t) = 2 \sin\left(2\pi \frac{f_1 + f_2}{2} t\right) \cos\left(2\pi \frac{f_1 - f_2}{2} t\right) \quad (3.35)$$

$$\underbrace{\hspace{10em}}_{\text{Salınım}} \quad \underbrace{\hspace{10em}}_{\text{Beat Dalgası}}$$

Bendat bu kabulü kullanarak rainflow aralığının PDF'inin (örneğin gerilme aralığı) aynı zamanda Rayleigh dağılımı eğiliminde olduğu sonucuna varmıştır. Rainflow

aralığı tepe noktasının genliğinin iki katı olarak tanımlanmaktadır. Şekil 3.14 zamana bağlı dar bant sinyalleri için her üst tepe noktasının kendisi ile aynı genliğe sahip alt tepe noktası tarafından takip edildiğini gösterir. Bu yüzden rainflow aralığının PDF’i üst tepe noktalarının PDF’inin iki katıdır.



Şekil 3.14 : Dar bant zaman sinyalinde ‘beat’ dalgası ve üst tepe noktalarının Rayleigh PDF’inin gösterilmesi.

Bendat kendi çözümünü tamamlamak için Rice tarafından türetilen bir dizi eşitliği sinyal süresinin bir saniyesinde oluşan çevrim sayısını tahmin etmek için kullanmıştır. PSD eğrisinin altında kalan alanların momentlerini kullanarak, bir saniyede oluşan üst tepe noktalarının sayısı (veya üst tepe noktası oranı) $E[P]$ ’yi tahmin eden formül ile bir saniyede sıfır noktasından geçişleri $E[0]$ ‘ı tahmin eden formüller Rice tarafından türetilmiştir. Bu formüller denklem 3.36’da verilmiştir.

$$E[0] = \sqrt{\frac{m_2}{m_0}} \quad E[P] = \sqrt{\frac{m_4}{m_2}} \quad (3.36)$$

m_0 , m_2 ve m_4 PSD eğrisi ile frekans ekseninde kalan 0., 2., ve 4. moment bölgeleridir. n. moment bölgesi denklem 3.37 ile tanımlanmıştır. (Not: m_0 PSD’nin altında kalana eşittir. Bu alan da zaman sinyalinin RMS’ini temsil etmektedir.

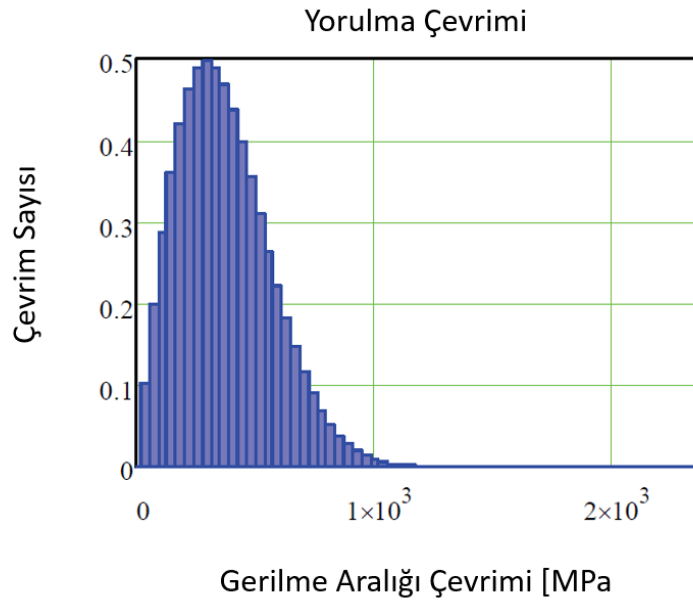
$$m_n = \int_0^{\infty} f^n \cdot G(f) df \quad (3.37)$$

$G(f)$ f Hz frekansındaki gerilme genliğini tek taraflı PSD'sidir.

Bu yüzden Bendat'ın rainflow aralık histogramı için geliştirdiği dar bant çözümü denklem 3.38'de verilen PDF formülünden bulunur.

$$N(S) = E[P] \cdot T \cdot \left\{ \frac{s}{4m_0} \cdot e^{\frac{-s^2}{8m_0}} \right\} \quad (3.38)$$

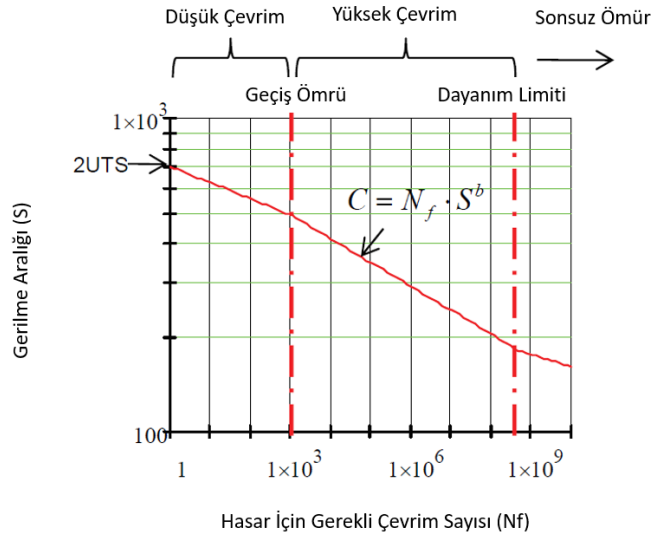
Denklem 3.38'de parantez içindeki terim Rayleigh olasılık dağılımı formülüdür. S gerilme aralığını temsil ederken T ise saniye cinsinden zamanı temsil etmektedir. N ise T saniye içinde oluşan gerilme aralıklarının çevrim sayısıdır. $E[P]$, denklem 3.36'da türetilen üst tepe noktalarının sayısıdır. Bendat'ın dar bant yaklaşımı kullanılarak tipik bir rainflow dağılımı Şekil 3.15'de verilmiştir.



Şekil 3.15 : Dar Bant yaklaşımı kullanılarak PSD'den elde edilen rainflow çevrim histogramı.

Yorulma hasarı geleneksel olan zaman tabanında kullanılan rainflow çevrim hesaplama yöntemiyle aynı şekilde hesaplanır. Her çevrimin oluşturacağı hasar yorulma ömrü eğrisi (SN eğrisi) tarafından belirlenir ve bu hasarlar Palmren-Minör hasar hesaplama kuralına göre lineer olarak toplanarak yorulma ömrü hesaplanmış olur. T6 koşulunda 6082 alüminyum alaşımına ait tipik bir SN eğrisi 3 segmentte Şekil

3.16’da gösterilmiştir. Her segment düz bir çizgi ile logaritmik olarak bölünmüştür. Bu, denklem 3.39 Basquin eşitliğinde açıklanmıştır.



Şekil 3.16 : 6082-T6 Alüminyum alaşımı için SN eğrisi.

$$C = N_f \cdot S^b \quad (3.39)$$

S MPa cinsinden gerilme aralığı, N_f hasarı oluşturan rainflow çevrim sayısı, C Basquin katsayısı ve b ise Basquin üssüdür. Yorulma hasarı da denklem 3.40 ile bulunur.

$$D = \frac{1}{N_f} = \frac{1}{C} \int_0^{2UTS} N(S) \cdot S^b ds \quad (3.40)$$

D yorulma hasarı oranıdır. Eğer $D \geq 1$ olursa parça test süresince hasar alacaktır. Eğer $D < 1$ olursa yorulma ömrü T/D oranı ile bulunur.

Bendat tarafından türetilen rainflow histogramı sonsuz bir üstel dağılımdır. Bu yüzden belirtilen rainflow histogramı çekme dayanımını (UTS) geçen gerilme aralıkları içermektedir. Bu tür gerilmelerin oluşumu belki çok düşük olasılıktır ancak, ilgili mühendis bu gerilmelerin yorulma hesaplamalarını etkilemediğinden emin olmalıdır.

Yorulma hasarı denklem 3.40 ile geleneksel şekilde hesaplanmaktadır. Bu hesaplamada gerilmeler çekme dayanımı altındadır. Eğer gerilmeler çekme dayanımını aşarsa hasarın kaçınılmaz olduğu kabul edilmektedir ve hasar $D=1$ olunca oluşmaktadır. Bu yüzden, çekme dayanımından büyük gerilmeleri içeren rainflow histogramı çekme dayanımını aşarak oluşabilecek hasar olasılığını temsil etmektedir.

Bu yaklaşım istatistikteki risk fonksiyonuna benzemektedir. Çekme dayanımı aşımından dolayı beklenen hasar oranı denklem 3.41 ile tahmin edilebilir.

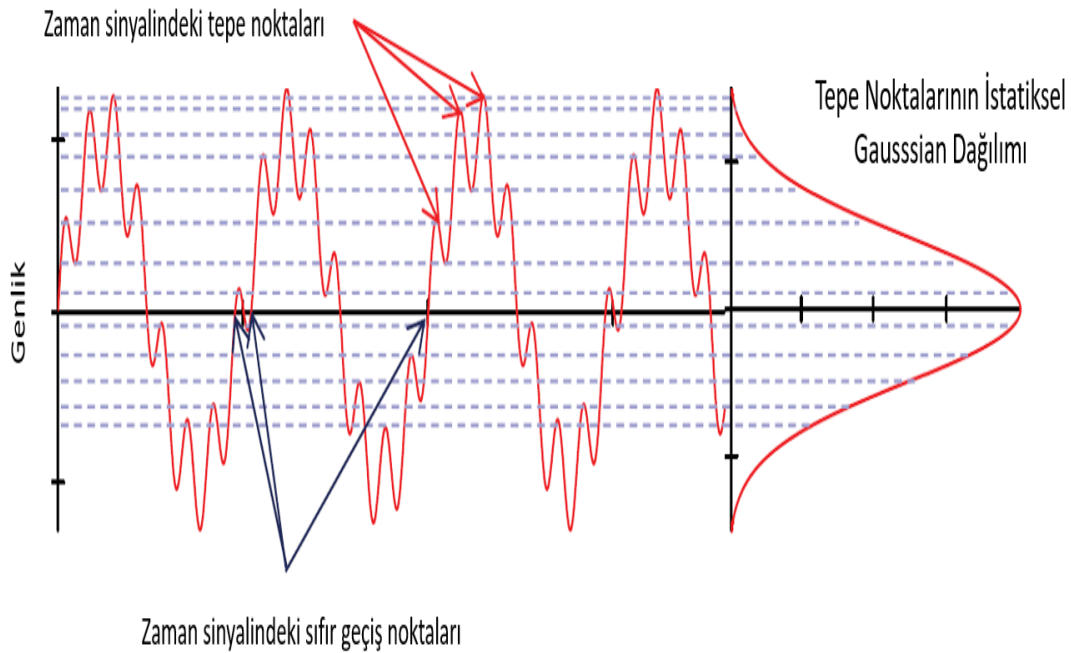
$$D = \int_{2UTS}^{\infty} N(S) ds \quad (3.41)$$

Denklem 3.40 ve denklem 3.41' yer alan ana formülleri birleştirirsek yorulmadan ve çekme dayanımını aşan gerilemelerden kaynaklı oluşabilecek hasarı güvenilir bir şekilde denklem 3.42 ile hesaplayabiliriz.

$$D = \frac{1}{N_f} = \frac{1}{C} \int_0^{2UTS} N(S) \cdot S^b ds + \int_{2UTS}^{\infty} N(S) ds \quad (3.42)$$

3.4.2 Geniş bant yaklaşımı (Steinberg)

Bendat'ın dar bant çözümü geniş bant sinyaller için daha koruyucu bir yaklaşım sergiler. Şekil 3.17'de içinde düşük frekansların yer aldığı yüksek frekansa sahip bir sinüs sinyali gösterilmektedir. Bant genişliği arttırıldığı zaman üst tepe noktalarının PDF'i simetrik olur ve şekildeki gibi Gaussian dağılımı gösterir. Bu sebeple Rice [6], sinyalin bant genişliğine göre üst tepe noktalarının PDF'inin değiştiği kanısına varmıştır. Dar bant sinyaller Rayleigh dağılımını sergilerken geniş bant sinyaller Gaussian dağılımını sergilerler.



Şekil 3.17 : Geniş bant zaman sinyali ve tepe noktalarının Gaussian PDF'i.

Güvenilir bir şekilde bant genişliğinin ölçülebilmesi için Rice [6] tarafından bir metot geliştirilmiştir. Bu metoda göre bant genişliği zaman sinyalindeki sıfır geçiş nokta sayısının tepe nokta sayısına oranı olarak tanımlanır. Bu oran genellikle ‘düzensizlik faktörü γ ’ olarak bilinir ve denklem 3.43 ile ifade edilir. Dar bantlı sinyaller için düzensizlik faktörü bir olurken (bütün tepe noktaları ortalamanın altında oluşur) geniş bant sinyaller için bu sürekli sıfır olur (tepe noktaları simetrik olarak ortalama civarında oluşur).

$$\gamma = \frac{E[0]}{E[P]} = \frac{m_2}{\sqrt{m_0 \cdot m_4}} \quad (3.43)$$

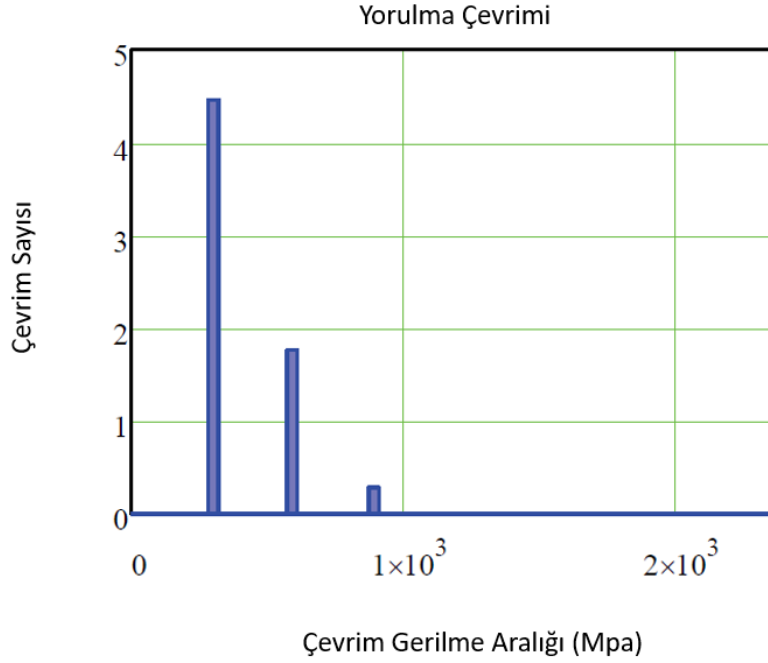
Steinberg [5] geniş bant sinyaller için rainflow aralığının PDF’inin Gaussian dağılım gösterdiğini kabul etmiştir ve bu yüzden RMS genliklerinin ayırık katlarına dayalı bir çözüm önermiştir. Bu yaklaşım yaygın olarak elektronik parçaların testinde kullanılmaktadır ve rainflow aralığı için Steinberg’in geliştirdiği eşitlik denklem 3.44 ile verilmiştir. Çevrimlerin beklenen sayısı, $N(S)$, $S=2RMS$, $S=4RMS$ ve $S=6RMS$ genlikleri için hesaplanmıştır.

$$N \begin{bmatrix} 2\sqrt{m_0} \\ 4\sqrt{m_0} \\ 6\sqrt{m_0} \end{bmatrix} = E[0].T. \begin{bmatrix} 0.683 \\ 0.271 \\ 0.043 \end{bmatrix} \quad (3.44)$$

Steinberg diğer metotlar gibi rainflow aralığının PDF’ini sürekli olarak vermemiştir. Bu durum Şekil 3.18’de belirtildiği gibi sadece RMS’in ilk üç katında tanımlanmıştır. Bu basitleştirme Steinberg’i el hesaplaması için ideal kılar fakat bu yaklaşım diğer herhangi birşey için tek bir SN eğrisinin eğiminden yetersiz kalır. Çünkü ayırık rainflow aralıkları SN eğrisinin farklı segmentlerinde keyfi düşüş sergiler.

Yorulma hasarı 3.44 numaralı formül yerine daha basit şekilde 3.45 numaralı formül ile aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$D = \frac{1}{N_f} = \frac{E[0].T}{C} \cdot \left\{ 0.683 \times (2\sqrt{m_0})^b + 0.271 \times (4\sqrt{m_0})^b + 0.043 \times (6\sqrt{m_0})^b \right\} \quad (3.45)$$



Şekil 3.18 : Steinberg yaklaşımı ile PSD'den türetilen rainflow çevrim histogtamı.

3.4.3 Bütün bant genişlikleri için genel yaklaşım (Dirlik)

Rice [6] rastgele seçilen bir bant genişliğinde olan sinyal için üst tepe noktalarının PDF'inin Rayleigh ve Gaussian dağılımlarının ağırlıklı toplamı ile elde edileceği sonucuna varmıştır. Ancak, Dirlik [7] üst tepe noktalarının PDF'i nin rainflow aralığına ait PDF ile aynı olmadığını düşünmüştür. 1985 yılında rainflow aralığının PDF'ini bulabilmek için Monte Carlo tekniğini kullanan bilgisayar formüllerini takip ederek ampirik bir çözüm önermiştir. Dirlik eşitliği olarak bilinen bu yöntem denklem 3.46 ve denklem 3.47'de verilmiştir.

$$N(S) = E[P].T.p(S) \quad (3.46)$$

Burada S, Mpa cinsinden gerilme aralıklarını, T saniye cinsinden zamanı. N(S) de T zamanı içinde S'ye ait rainflow çevrim sayısını göstermektedir. E[P] denklem 3.36 ile türetmiş olup üst tepe noktalarının sayısını belirtmektedir.

$$Np(S) = \frac{\frac{D_1}{Q} e^{\frac{-Z}{Q}} + \frac{D_2 \cdot Z}{R^2} e^{\frac{-Z^2}{2R^2}} + D_3 \cdot Z \cdot e^{\frac{-Z^2}{2}}}{2\sqrt{m_0}} \quad (3.47)$$

$$D_1 = \frac{2(x_m - \gamma^2)}{1 + \gamma^2} \quad (3.47a)$$

$$D_2 = \frac{1 - \gamma - D_1 + D_1^2}{1 - R} \quad (3.47b)$$

$$D_3 = 1 - D_1 - D_2 \quad (3.47c)$$

$$Z = \frac{s}{2\sqrt{m_0}} \quad (3.47d)$$

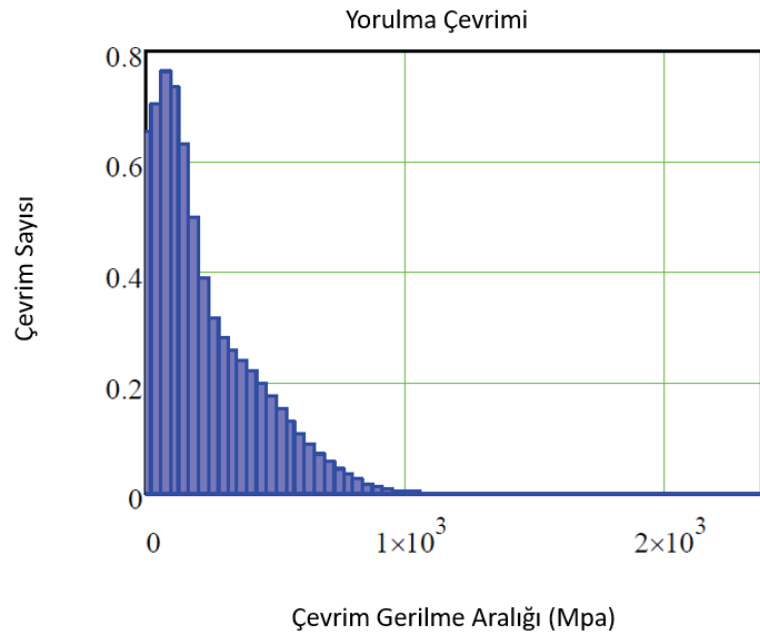
$$Q = \frac{1.25(\gamma - D_3 - D_2)}{D_1} \quad (3.47e)$$

$$R = \frac{\gamma - x_m - D_1^2}{1 - \gamma - D_1 + D_1^2} \quad (3.47f)$$

$$\gamma = \frac{m_2}{\sqrt{m_0 \cdot m_4}} \quad (3.47h)$$

$$x_m = \frac{m_1}{m_0} \cdot \sqrt{\frac{m_2}{m_4}} \quad (3.47g)$$

Dirlik eşitiliği Rayleigh, Gaussian ve ekponansiyel olasılık dağılımlarının ağırlıklı toplamına dayanmaktadır. Doğruluk açısından, rainflow aralıkları açısından Dirlik'in ampirik formülü önceki metotlara göre daha üstün olduğu gösterilmiştir (bakınız Bishop[8]). Şekil 3.19'da Dirlik'in rainflow histogramı gösterilmektedir ve yorulma hasarı denklem 3.46 yerine denklem 3.42 kullanılarak nümerik olarak hesaplanır.



Şekil 3.19 : Dirlik yaklaşımı ile PSD'den türetilen rainflow çevrim histogtamı.

3.4.4 Lalanne/Rice yaklaşımı

Dirlik'in aksine Lalanne [4], yeterince uzun bir periyoda sahip zaman sinyalinin rainflow aralığı PDF'inin tepe noktalarının PDF'i gibi davrandığı sonucuna vararak Rice'ın Rayleigh ve Gaussian dağılımlarının ağırlıklı toplamına dayanan orjinal formülünün rainflow aralıkları için de yeterli olacağını gösterdi. Lalanne/Rice eşitliği denklem 3.48 ve denklem 3.49 ile verilmiştir.

$$DN(S) = E[P].T.p(S) \quad (3.48)$$

Burada S, MPa cinsinden gerilme aralıklarını, T saniye cinsinden zamanı. N(S) de T zamanı içinde S'ye ait rainflow çevrim sayısını göstermektedir. E[P], denklem 3.36 ile türetilen tepe noktalarının sayısını belirtmektedir.

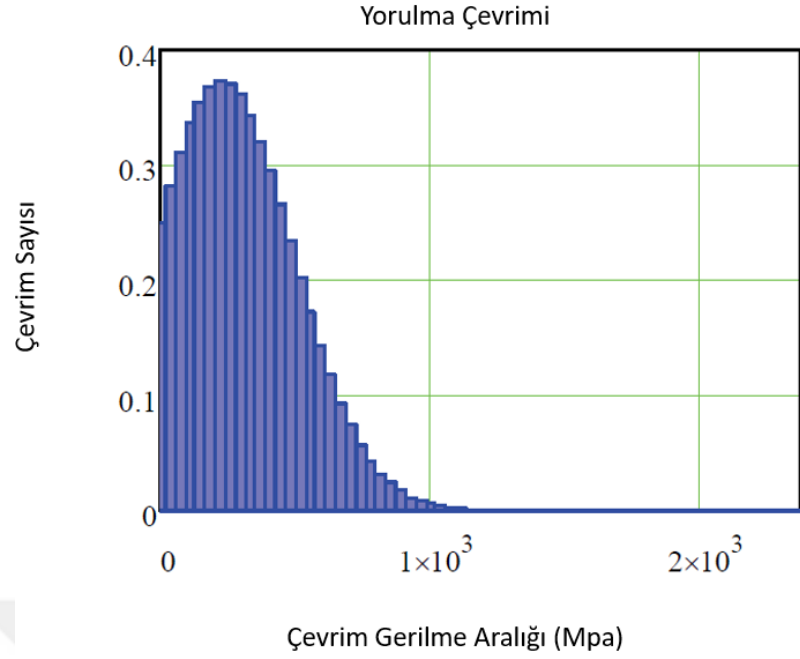
$$D(S) = \frac{1}{\sqrt{m_0}} \cdot \frac{\sqrt{1-\gamma^2}}{\sqrt{2\pi}} \cdot e^{\frac{-s^2}{2m_0(1-\gamma^2)}} + \frac{S \cdot \gamma}{2\sqrt{m_0}} \cdot \left[1 + \operatorname{erf} \left(\frac{S \cdot \gamma}{\sqrt{2m_0(1-\gamma^2)}} \right) \right] \quad (3.49)$$

Burada γ denklem 3.43 ile elde edilen düzensizlik faktörü, $\operatorname{erf}(x)$ ise denklem 3.50 ile elde edilen Gauss hata fonksiyonudur.

$$\operatorname{erf}(x) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^x e^{-t^2} dt \quad (3.50)$$

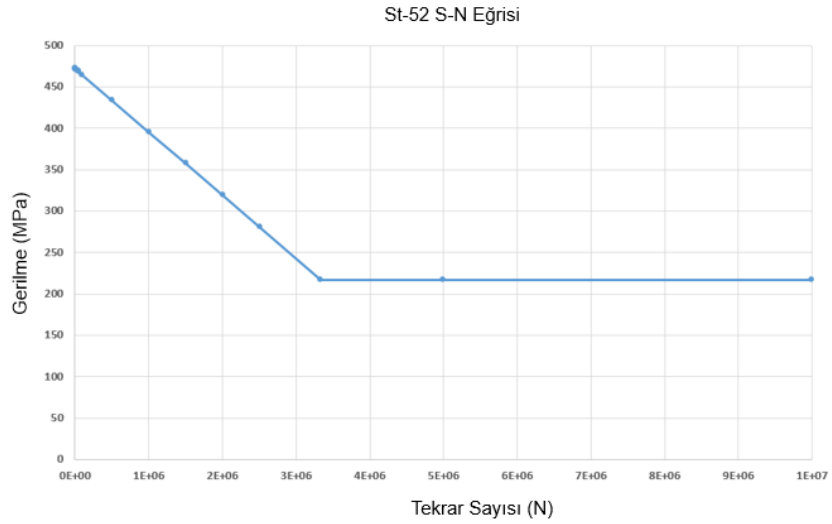
Lalanne/Rice yaklaşımı güvenilirlik açısından Dirlik methodu kadar güvenilirlerdir. Bu yaklaşım birçok durumda benzer sonuçları daha az ampirik ifade kullanarak elde etmektedir. Zaman tabanında yapılan rainflow çevrim hesaplama metodu ile en iyi korelasyonu Dirlik metodu ile Lalanne/Rice yaklaşımı vermektedir. Şekil 3.20'de Lalanne/Rice metodu kullanılarak elde edilen histogram gösterilmektedir ve yorulma hasarı denklem 3.48 yerine denklem 3.42 kullanılarak sayısal olarak hesaplanır.

Asal gerilme PSD'sinden rainflow çevrim sayma yöntemi için gerilme aralığı ve sayısını geniş bant sinyaller için hesaplayabilen en güvenilir olanı Lalanne/Rice metodudur. Asal gerilme PSD'leri geniş bant olduğundan dolayı FDS'den hızlandırılmış test PSD profili üretirken hesaplanan rainflow histogramları için de Lalanne/Rice metodu kullanılmıştır.



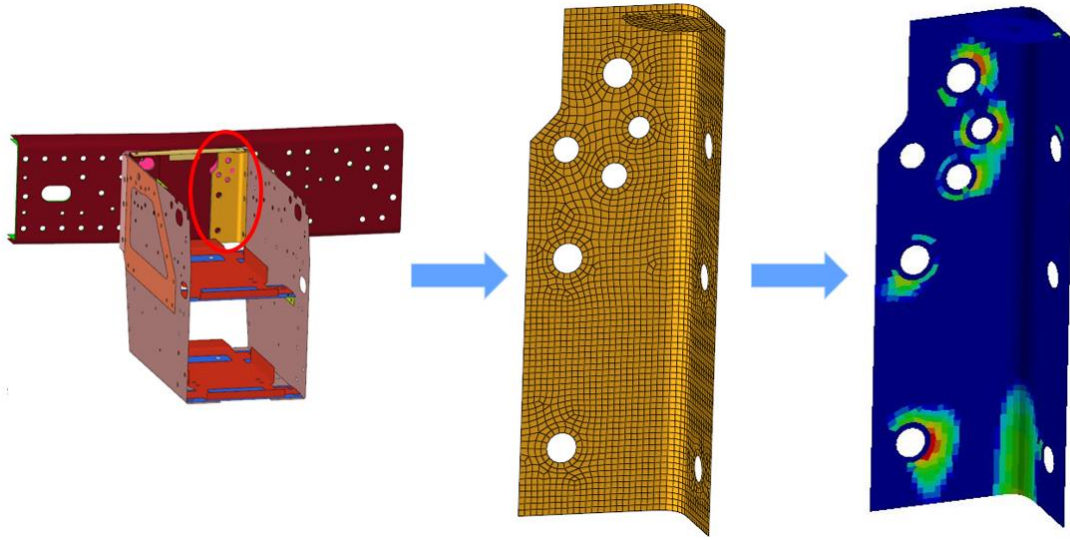
Şekil 3.20 : Lalanne/Dirlik yaklaşımı ile PSD'den türetilen rainflow çevrim histogramı.

Bütün elemanlar için sırasıyla asal gerilme PSD'sinden rainflow histogramı türetildikten sonra rainflow matrisi ile Şekil 3.21'de gösterilen ST-52'ye ait SN eğrisi ile yorulma hasarı hesaplanmıştır. Yapılan bütün bu işlemler nCode yazılımı ile gerçekleştirilmiştir.



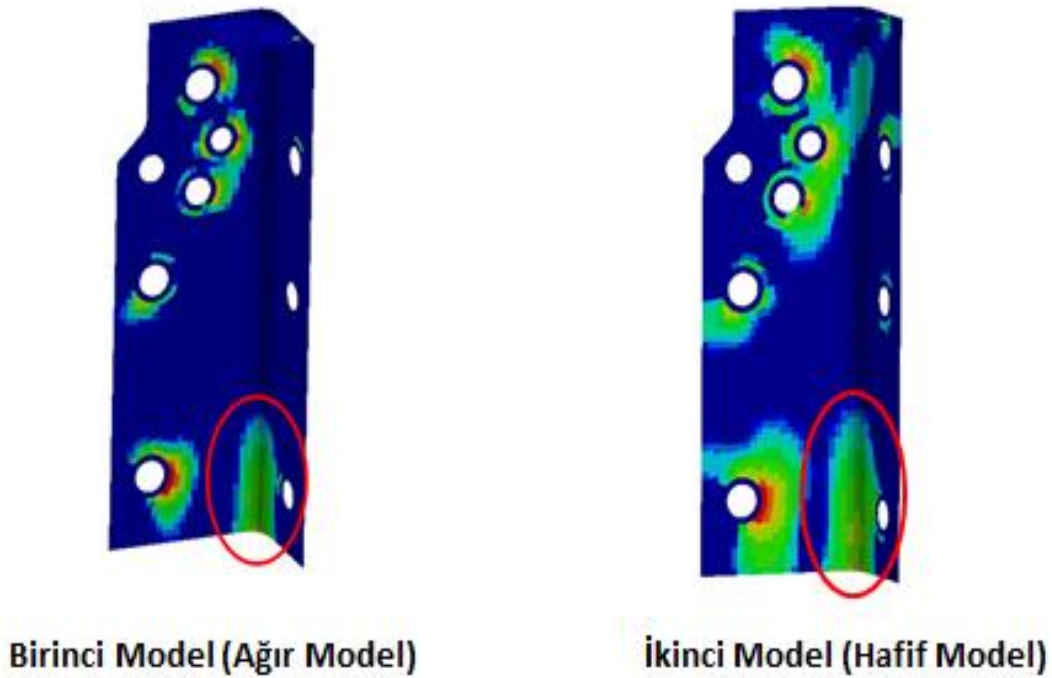
Şekil 3.21 : St-52 SN Eğrisi.

St-52 malzemedan üretilmiş Şekil 3.22'de gösterilen akü sehpasına ait L formatındaki sac braketin titreşim yorulma analizi ağır ve hafif modellerin üç eksenli için de sırasıyla nCode yardımıyla yapılmıştır.



Şekil 3.22 : Akü sehpasında bulunan sac L braket.

FRF analizi yapılan sac L braketinde gerilme oluşan bölgelerinden biri ağır ve hafif model için de Şekil 3.23’de gösterilmiştir. Titreşim dayanım analizi ağır ve hafif model için belirtilen bölgede gerilmeye maruz kalan elemanlar için nCode programıyla gerçekleştirilmiştir. Belirtilen bölgedeki her elemanın üç eksenli Mpa cinsinden maksimum gerilme genlik değerleri ve toplam hasarı ağır ve hafif model için Çizelge 3.2’de verilmiştir.



Şekil 3.23 : L braket için titreşim yorulma hasarı hesaplanan bölge.

Çizelge 3.2 : Titreşim yorulma hasarı analiz sonuçları.

Eleman Numarası	Birinci Model (Ağır Model)				İkinci Model (Hafif Model)			
	X Maksimum Gerilme	Y Maksimum Gerilme	Z Maksimum Gerilme	Toplam Hasar	X Maksimum Gerilme	Y Maksimum Gerilme	Z Maksimum Gerilme	Toplam Hasar
	Çevrim	Çevrim	Çevrim	(X+Y+Z)	Çevrim	Çevrim	Çevrim	(X+Y+Z)
	Genliği (MPa)	Genliği (MPa)	Genliği (MPa)		Genliği (MPa)	Genliği (MPa)	Genliği (MPa)	
219932	33,9	87	79,4	9,08E-12	51,1	99,9	102,9	4,96E-08
219902	39,9	99,6	93,4	1,03E-08	61,2	118,8	126,2	8,32E-05
219901	39,6	98,4	92,4	8,18E-09	60,7	117,8	125	5,53E-05
219900	39,5	97,9	91,9	4,28E-09	60,7	117,5	124,6	5,22E-05
219899	39,5	97,5	91,6	3,94E-09	60,7	117,2	124,3	4,94E-05
219898	39,4	96,9	91,2	3,54E-09	60,6	116,7	123,6	4,24E-05
219897	39,2	96,1	90,5	1,72E-09	60,3	115,7	122,5	2,77E-05
219896	38,9	95	89,5	1,38E-09	59,8	114,3	121	2,07E-05
219895	38,5	93,6	88,2	5,75E-10	59,1	112,5	119,1	1,16E-05
219894	38	91,8	86,7	2,16E-10	58,3	110,4	116,9	5,74E-06
219893	37,4	89,8	85	3,59E-11	57,3	107,9	114,5	2,64E-06
219892	36,8	87,5	83	9,65E-12	56,2	105,1	112	1,09E-06
219867	40,8	102	95,6	4,46E-08	62,6	121,5	129,3	1,72E-04
219866	42	105,9	99,3	2,32E-07	65,4	126,8	135,3	5,46E-04
219826	32,3	88,1	79,4	1,15E-11	50,8	101,6	103,6	7,35E-08
219781	41,5	109	101,6	6,17E-07	66,8	131,2	139,7	1,56E-03
219777	50,6	123,4	118,1	5,94E-05	78,9	152,3	167,1	9,48E-02
219776	49,3	119,7	114,6	1,84E-05	76,5	147,7	161,8	4,66E-02
219775	48,6	118,4	113,4	1,48E-05	76	146,8	160,5	4,01E-02
219774	48,3	118,2	113,2	1,37E-05	76,3	147,2	160,7	4,15E-02

Çizelge 3.2 (devam) : Titreşim yorulma hasarı analiz sonuçları.

Eleman Numarası	Birinci Model (Ağır Model)				İkinci Model (Hafif Model)			
	X Maksimum Gerilme Çevrim Genliği (MPa)	Y Maksimum Gerilme Çevrim Genliği (MPa)	Z Maksimum Gerilme Çevrim Genliği (MPa)	Toplam Hasar (X+Y+Z)	X Maksimum Gerilme Çevrim Genliği (MPa)	Y Maksimum Gerilme Çevrim Genliği (MPa)	Z Maksimum Gerilme Çevrim Genliği (MPa)	Toplam Hasar (X+Y+Z)
219772	48,1	118	113	1,33E-05	76,8	147,6	160,6	4,14E-02
219771	48	117,3	112,3	1,18E-05	76,6	146,6	159,3	3,27E-02
219770	47,5	116	111	6,70E-06	75,9	144,8	157,1	2,46E-02
219769	46,9	114,1	109,2	3,53E-06	74,8	142,3	154,1	1,55E-02
219768	46,1	111,6	106,9	1,58E-06	73,4	139	150,6	9,65E-03
219767	45,1	108,8	104,3	6,08E-07	71,7	135,2	146,5	4,92E-03
219766	44	105,5	101,4	1,46E-07	69,9	131	142	1,92E-03
219765	42,8	101,8	98,1	4,43E-08	67,8	126,4	137,3	8,14E-04
219751	51,3	129	123,2	2,41E-04	81,8	160,2	175,6	2,84E-01
219738	62	99,2	112,4	9,71E-07	94,6	141,7	180,5	3,77E-01
219737	63,1	89,6	106,2	1,36E-07	94,7	131,9	174,1	1,79E-01
219736	60,4	98,3	110,6	7,18E-07	92,7	140,2	177,7	2,68E-01
219735	62,6	97,7	111,8	8,72E-07	95	140,4	180	3,55E-01
219734	65,7	84	103,3	3,19E-08	96,4	126,2	170,9	1,23E-01
219732	62,9	78,3	97,2	2,17E-09	90,9	117,2	159,8	2,91E-02
219731	61,8	96,3	110,3	4,48E-07	93,8	138,4	177,6	2,63E-01
219729	57,4	94,9	106,3	1,46E-07	88,8	135,1	170,7	1,17E-01
219728	59,8	82	98,5	4,69E-09	90,9	123,5	164,8	5,52E-02
219724	54,2	91,5	101,6	1,53E-08	84,5	129,7	162,9	4,05E-02
219710	50,8	88,3	97	2,19E-09	79,6	124,1	154,4	1,33E-02

Çizelge 3.2 (devam) : Titreşim yorulma hasarı analiz sonuçları.

Eleman Numarası	Birinci Model (Ağır Model)				İkinci Model (Hafif Model)			
	X Maksimum Gerilme Çevrim Genliği (MPa)	Y Maksimum Gerilme Çevrim Genliği (MPa)	Z Maksimum Gerilme Çevrim Genliği (MPa)	Toplam Hasar (X+Y+Z)	X Maksimum Gerilme Çevrim Genliği (MPa)	Y Maksimum Gerilme Çevrim Genliği (MPa)	Z Maksimum Gerilme Çevrim Genliği (MPa)	Toplam Hasar (X+Y+Z)
218598	67,4	148	148,7	1,34E-02	108,2	197,9	227,9	4,32E+01
218597	67,1	135,4	140	2,05E-03	105,3	181,9	215,7	1,39E+01
218596	67,6	145,2	146,6	8,24E-03	107,3	192,9	223,9	3,01E+01
218595	62,3	146,4	143,7	8,93E-03	99,9	192	215,4	1,55E+01
218594	60,9	144	141,3	5,56E-03	97,7	188,5	210,9	1,04E+01
218593	55,8	135,6	131,4	1,08E-03	90,8	174,2	192,5	1,77E+00
218592	54,7	133,7	129,5	6,90E-04	89,7	171,5	189	1,25E+00
218591	63,4	147,6	145,2	1,06E-02	101,6	194	218,3	2,02E+01
218590	56,8	136,7	132,6	1,25E-03	91,2	175,8	194,7	2,24E+00
218589	65,9	136,1	139,9	2,16E-03	104,7	184,4	216,6	1,55E+01
218588	64,8	133,9	137,7	1,29E-03	102,7	181,1	212,4	1,06E+01
218587	65,8	146,6	146,7	1,03E-02	105,5	195,5	223,6	3,04E+01
218585	66,7	137,3	141,2	2,55E-03	106,1	186,2	219,1	1,92E+01
218584	66,8	147,9	148,2	1,31E-02	107,2	197,6	226,7	3,96E+01
218583	52,6	127,6	123,6	1,71E-04	86	163	179,2	4,21E-01
218582	53,8	131	126,8	3,66E-04	88	167,7	184,5	7,60E-01
218581	57,3	136,8	134,1	1,41E-03	93,4	178,2	198,7	3,23E+00
218580	59,2	140,8	138	2,99E-03	95,8	183,8	205,2	6,12E+00
218579	60,7	136,9	136,7	1,70E-03	97,3	181,1	205,9	6,16E+00
218578	62,7	140,9	140,7	3,60E-03	100,4	186,9	212,8	1,17E+01

Çizelge 3.2 (devam) : Titreşim yorulma hasarı analiz sonuçları.

Eleman Numarası	Birinci Model (Ağır Model)				İkinci Model (Hafif Model)			
	X Maksimum	Y Maksimum	Z Maksimum	Toplam	X Maksimum	Y Maksimum	Z Maksimum	Toplam
	Gerilme	Gerilme	Gerilme	Hasar	Gerilme	Gerilme	Gerilme	Hasar
	Çevrim	Çevrim	Çevrim	(X+Y+Z)	Çevrim	Çevrim	Çevrim	(X+Y+Z)
	Genliği (MPa)	Genliği (MPa)	Genliği (MPa)		Genliği (MPa)	Genliği (MPa)	Genliği (MPa)	
218576	63,4	130,9	134,6	6,64E-04	100,3	176,6	206,9	6,30E+00
218575	53	127	124,7	1,65E-04	87,4	164,9	183,8	6,74E-01
218574	50,7	121,4	119,5	3,89E-05	84	157,5	175,7	2,66E-01
218573	49,5	119,2	115,7	1,86E-05	80,9	151,8	166,9	9,21E-02
218572	47,8	114,4	111,3	4,15E-06	78	145,5	160,2	3,80E-02
218571	55,2	132,2	129,6	5,83E-04	90,6	171,8	191,5	1,55E+00
218570	51,1	123,6	119,9	6,59E-05	83,5	157,7	173,3	2,05E-01
218569	56,8	119,7	122,5	3,76E-05	90,4	160,1	186,1	7,67E-01
218568	54	114,7	117,2	8,29E-06	86,3	153,1	177,7	2,99E-01
218567	56	127,2	127	2,05E-04	90,1	167,6	190,2	1,27E+00
218566	53,4	121,6	121,5	4,85E-05	86,1	160	181,5	5,01E-01
218565	59,3	124	127,1	1,36E-04	94,2	166,3	193,8	1,77E+00
218564	58,5	132,3	132,1	6,52E-04	93,8	174,7	198,3	2,94E+00

4. SONUÇ

4.1 Sonuçlar ve Tartışma

Yapılan bu tez çalışması ile, ağır ticari araç segmentinde olan inşaat serisi kamyonlara ait şasiye bağlı komponent ve alt sistemlerin ürün geliştirme sürecinde yapılan titreşime dayalı laboratuvar testleri ile sonlu elemanlar analizlerinde kullanılmak üzere daha güvenilir ve daha hızlı sonuç sağlayan titreşim test profili oluşturma metodolojisi ortaya koyulmuştur. Metodoloji, müşteri anket çalışması, yol verisi toplama, sonlu elemanlar yöntemi ile parametrik olarak yapılan dinamik analizler ve yorulma analizlerinin kullanıldığı niteliktedir.

Ürün geliştirme sürecinde yapılan analizler ve laboratuvar testlerinde en doğru ve en güvenilir test profilini sağlamak için hedef pazar olarak belirlenen Türkiye inşaat sahalarında müşteriler ile anket çalışmasının ilk olarak yapılması kararlaştırılmıştır. Zamanın ve maliyetin elverdiği koşullarda mümkün olan sayıda inşaat serisi kamyonların farklı alanlardaki çalışma sahaları gözlemlenmiştir. Sentezlenen hızlandırılmış test profilinin müşteri şartlarını mümkün olduğunca en iyi şekilde temsil edebilmesi için, toplanan yol verileri süresince test kamyonu müşteri sürücülere tarafından gerçek yükleme şartları ile kullanılmıştır.

Kamyon şasisi üzerinden farklı müşterilerden toplanan tüm ivmeölçer verileri ortaklaştırılarak tüm müşterilerde şasideki yükleri temsil edebilecek tek bir hızlandırılmış test profili üretilmiştir (üç eksen için birer tane). Bu sayede şasi üzerinde asılı olan ve titreşimden kaynaklı yorulmaya maruz kalan tüm komponent ve alt sistemlerin test ve analizlerinde kullanılacak profil tek bir profil yapılarak her komponent için ayrı veri toplayıp test profili üretme maliyetinin önüne geçilmiştir. Ayrıca bu sayede zaman baskısı altında olan ürün geliştirme süreçlerinde tekrar tekrar yol verisi toplamanın da önüne geçilerek elde edilen müşteri korelasyonu yüksek test profilleri ile hızlı aksiyon alabilme yeteneği kazandırılmıştır.

Test pistlerinde yapılan ve titreşim yorulması olarak müşteri korelasyonu ve tekrarlanabilirliği düşük, yaklaşık 6 ay civarında süren, 400.000 Euro gibi bir maliyeti

olan full araç testlerine göre laboratuvar ortamında tekrarlanabilirliği yüksek ve daha hızlı ve ucuz testler yapma imkanı kazanılmıştır.

Elde edilen hızlandırılmış test profilleri ile sonlu elemanlar analizleri sürecinde parametrik çalışılarak dayanım sonuçlarına göre ürün hafifletme hızlı ön doğrulama yapabilme yeteneği kazanılmıştır.

Türetilen hızlandırılmış test profilleri hem sonlu elemanlar analizlerinde hem de elektrodinamik sarsıcılarda kullanılabilir şekilde türetilmiştir. Standart elektrodinamik sarsıcılar 0-5 Hz arasında çalışmadığından test profillerine bu aralıkta ihmal edilmiştir. Laboratuvar test altyapısının uygun olması halinde yol verilerinden test profili türetilirken 0-5 Hz arasında hesaplamaya dahil edilebilir.

4.2 Öneriler

Yapılan çalışmada inşaat serisi 6x4 bir araçtan yol verisi toplanmıştır. Ancak inşaat sahalarında 8x4 kamyonlar ile 4x2 çekiciler de sıklıkla çalışmaktadır. Maliyet ve zamanın elverdiği koşullarda üretilen test profilinin güvenilirliğini daha da arttırmak için bu tipte araçların şasileri üzerinde de ivme verileri toplanabilir. Böyle bir imkan ihtimaller dahilinde değilse türetilen test profili belirli bir güvenlik katsayısı ile çarpılabilir.

Sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan dinamik analizler için modal sönüm oranları mümkün olduğunca gerçeğe yakın girilmelidir. Aksi halde analize girdi yükü olarak kullanılan hızlandırılmış test profilinin güvenilirliği ne kadar yüksek olsa da analiz sonuçları farklı sonuçlara sebebiyet verebilir. Ayrıca yapılan yorulma analizlerinde de kullanılan malzeme SN eğrisi analizi yapılan komponenti mümkün olduğunca iyi temsil etmelidir.

5. REFERANSLAR

- Bishop, NWM. & Sherratt, F.** (1989). Fatigue life prediction from power spectral density data, *Environmental Engineering*, vol.2.
- Bishop, NWM. & Halfpenny, A.** (1997). *Vibration Fatigue*, HBM-nCode, UK.
- Halfpenny, A.** (2007). Rainflow Cycle Counting and Fatigue Analysis from PSD, *Proceedings of the ASTELAB Conference*, France.
- Miner, MA.** (1945). Cumulative damage in fatigue, *J. Applied Mechanics* (pp. A159-A164), Vol 67.
- Halfpenny, A.** (2002). What is the Frequency Domain and How Do We Use A PSD?, white paper, <http://www.ncode.com>.
- Halfpenny, A.** (2006). Methods For Accelerating Dynamic Durability Tests, *9th International Conference on Recent Advances in Structural Dynamics*, Southampton, UK.
- Halfpenny, A.** Accelerated Vibration Testing Based On Fatigue Damage Spectra, white paper, <http://www.ncode.com>.
- Halfpenny, A. & Kihm, F.** (2008). Environmental Accelerated Testing and Use of Virtual Test to Extend Physical Approach, white paper, <http://www.ncode.com>.
- Halfpenny, A.** (1999). A Frequency Domain Approach For Fatigue Life Estimation From Finite Element Analysis, *International Conference on Damage Assessment of Structures (DAMAS 99)*, Dublin.
- Halfpenny, A. & Kihm, F.** (2010). Rainflow Cycle Counting And Acoustic Fatigue Analysis Techniques for Random Loading, *10th International Conference RASD*.
- [1] **Miles, J.W.** (1954). On Structural Fatigue Under Random Loading, *Journal of the Aeronautical Sciences* (pp. 753).
- [2] **Lalanne, C.** (1978). Les Vibrations aleatoires, Cours ADERA.
- [3] **Bendat, JS.** (1964). Probability functions for random response, *NASA report on contract*, NAS-5-4590.
- [4] **Lalanne, C.** (2009). Mechanical vibration and shock, Hermes Penton Science, London, vol 4.
- [5] **Stenberg, DS.** (2000). Vibration Analysis for electronic equipment, *Wiley-Interscience*, ISBN 978-0471376859.
- [6] **Rice, SO.** (1954). Mathematical Analysis of random noise, *Selected papers on noise and stochastic processes*, Dover, New York.
- [7] **Dirlik, T.** (1985). *Application of computers to fatigue analysis*. (Doktora Tezi), Warwick University.

- [8] **Bishop, NWM.** (1991). Methods for rapid evaluation of fatigue damage on the Howden HWP330 wind turbine, *Proceedings of 13th British Wind Energy Congerence* (pp 317-321), Swansa, UK.
- [9] **Kihm, F., Rizzi, S. A., Ferguson, N. S., Halfpenny, A.** (2013). Understanding How Kurtosis is Transferred From Input Acceleration to Stress Response and Its Influence on Fatigue Life, *11th International Conference RASD*.



ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad : Ümit BAĞDAT
Doğum Tarihi ve Yeri : 28.06.1990 MALATYA
E-posta : ubagdat@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2013, Yıldız Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü
- **Yükseklisans** : Devam ediyor, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Makine Dinamiği, Titreşim ve Akustik Programı

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2013 -2018 yılları arasında Ford Otomotiv Sanayi A.Ş'de Ürün Geliştirme Araç Mühendisliği CAD/CAE departmanlarında çalışmıştır. Bu süreç boyunca ağır ve hafif ticari araçların dayanım testleri , hızlandırılmış test profili türetilmesi, müşteri korelasyonu gibi konular üzerine çalışmıştır. 2018 yılı mart ayından itibaren de Türk Havacılık ve Uzay Sanayii'nde Uzay Sistemleri departmanında Uydu Mekanik Test Mühendisi olarak çalışmaktadır.