

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**Adblue Tankı Kafesi Şasi Bağlantı Braketleri Tasarımı
ve
Yapısal Dayanım Analizi**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Murat GÖNÜL

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

Tez Danışmanı: Y.Doç.Dr.İ.Mehmet PALABIYIK

ARALIK 2015

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**Adblue Tankı Kafesi Şasi Bağlantı Braketleri Tasarımı
ve
Yapısal Dayanım Analizi**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Murat GÖNÜL
(503111211)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

Tez Danışmanı: Y.Doç.Dr.İ.Mehmet PALABIYIK

ARALIK 2015

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503111211 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Murat GÖNÜL, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “ADBLUE TANKI KAFESİ ŞASI BAĞLANTI BRAKETLERİ TASARIMI VE YAPISAL DAYANIM ANALİZİ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Y.Doç.Dr.İ.Mehmet PALABIYIK**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Doç.Dr.Cemal BAYKARA**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç.Dr.Cüneyt FETVACI
İstanbul Üniversitesi

Teslim Tarihi : **22 Aralık 2015**
Savunma Tarihi : **24 Aralık 2015**

Aileme ve Özlem Bayraktar'a,

ÖNSÖZ

Öğrenim hayatım boyunca benden desteklerini esirgemeyen sevgili aileme, tez çalışması boyunca değerli görüşleri ve yorumlarıyla yön gösteren ve destek olan tez danışmanım Y.Doç.Dr.İ.Mehmet PALABIYIK'a, tez çalışmamı destekleyen ve yardımcı olan Ford Otosan firmasına ve çalışma arkadaşlarıma içten dileklerimi sunarım.

Aralık 2015

Murat GÖNÜL
Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOLLER	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
ŞEKİL LİSTESİ.....	xvii
ÖZET.....	xvii
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ	1
1.1 Tasarım İçin Gerekliliklerin Önemi	1
1.2 Tasarım Aşamaları	1
1.3 Tezin Amacı ve Kapsamı	4
2. TASARIM.....	5
2.1 Tasarımın Amacı	5
2.2 Sistem Tanıtımı	5
2.3 Gereklilikler	6
2.3.1 Tasarım Hacmi	7
2.3.2 Parça Maliyeti ve Ağırlığı	8
2.3.3 Monte Edilebilirlik	9
2.3.4 Servis Edilebilirlik.....	9
2.3.5 Parça Dayanımı	10
2.4 Kıyaslama.....	10
2.5 Konsept Tasarım	12
2.5.1 Konsept Tasarımın Detaylandırılması.....	12
2.5.1.1 Tolerans Analizi	16
2.5.1.2 Civata Koparma Testleri.....	21
3. DİNAMİK GERİLME ve YORULMA ANALİZİ TEMELLERİ	25
3.1 Dinamik Gerilme Analizi Temelleri	25
3.1.1 Dinamik Analizin Temelleri.....	26
3.1.2 Serbest Titreşim Analizi.....	27
3.1.3 Sönümlü Zorlanmış Titreşim Analizi.....	28
3.1.4 Genel Gerilme Hesabı	31
3.2 Yorulma Analizi Temelleri	34
3.2.1 Gerilme-Ömür Yaklaşımı.....	36
3.2.2 Yerel Gerilme Yaklaşımı	38
4. KONSEPT DİZAYN DİNAMİK ANALİZİ	41
4.1 Ağ Yapısı.....	41
4.2 Dinamik Gerilme Analizi	43
4.2.1 Titreşim Analizi.....	43
4.2.2 Gerilme Analizi	43
4.3 Yorulma Analizi	47

5. SONUÇLAR	53
KAYNAKLAR.....	55
EKLER.....	57
ÖZGEÇMİŞ	63

KISALTMALAR

CAE	: Computer Aided Engineering
RLD	: Road Load Data
SWT	: Smith Watson Topper
FMEA	: Failure Mode Effect Analsys
GDT	: Geometricly Dimensioning and Tolerancing
CAD	: Computer Aided Design
BOM	: Bill of Materials

SEMBOLLER

m	: Kütle
k	: Yay katsayısı
b	: Sönüm katsayısı
t	: Zaman
u, v, w	: Yer değiştirme vektörü bileşeni
$\dot{u}$	: Hız bileşeni
$\ddot{u}$	: İvme bileşeni
F	: Dış kuvvet
ω	: Açısal hız
f_n	: Doğal frekans
α	: Faz açısı
φ	: Sönüm oranı
ρ	: Yoğunluk
$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$	: Kabuk iç gerilmeleri
$\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{xz}$	: Kayma gerilmeleri
E	: Elastik modülü
G	: Kayma modülü
$\epsilon_x, \epsilon_y, \epsilon_z$	: Eksenel birim uzama
$\gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{xz}$	: Kayma birim uzaması
d_i	: i yüklemesinin bir döngü hasarı
$N_{f,i}$	: i yüklemesiyle ömüre ulaştıran döngü sayısı
n_i	: i yüklemesinin döngünün tekrar sayısı
D_{tot}	: Toplam hasar
$\Delta\sigma_{CUT-OFF}$	: Yorulma limiti
ϵ	: Gerinim
$\Delta\epsilon$	: Gerinim değişimi
$\Delta\epsilon_{elastik}$	: Gerinim değişimi elastik bileşeni
$\Delta\epsilon_{plastik}$	: Gerinim değişimi plastik bileşeni

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : GGG60 Malzeme özellikleri	15
Çizelge 2.2 : Standart sapma hata oranı ilişkisi	17
Çizelge 2.3 : Tolerans analizi bağlantı numaraları	18
Çizelge 2.4 : Tolerans analizi sonuçları.....	21
Çizelge 2.5 : ISO Standartlarına göre M14 civata özellikleri.....	21
Çizelge 2.6 : Koparma testi sonuçları.....	23
Çizelge 2.7 : Saha testleri için tork belirlenmesi	24
Çizelge 3.1 : Ömür analiz metodları.....	36
Çizelge 4.1 : RLD güzergah ve tekrar sayısı detayı	47

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Şasi bağlantısı yapılacak sistemin tanıtımı.....	5
Şekil 2.2 : Farklı araç paketlerinin +Z yönünden görünüşü	7
Şekil 2.3 : Farklı araç paketlerinin kesişim kümesinin görünümü	8
Şekil 2.4 : Kıyas çalışması dahilinde farklı firmaların tasarım örnekleri	11
Şekil 2.5 : Civar parçalar ile sistemin uyumu.....	11
Şekil 2.6 : Paket alanı kesişim kümesi içerisinde konsept tasarım.....	14
Şekil 2.7 : Kosept tasarım geometrisi	14
Şekil 2.8 : Konsept tasarım üzerine toleransların uygulanması.....	18
Şekil 2.9 : Tolerans analizi bağlantı bölgelerinin gösterimi	19
Şekil 2.10 : Tolerans analizi sonuçları (CON#2,3,5,9).....	19
Şekil 2.11 : Tolerans analizi sonuçları(CON#4,6,7,8).....	20
Şekil 2.12 : Tolerans analizi sonuçları(CON#1,10,11,12).....	20
Şekil 2.13 : Koparma testi numuneleri	22
Şekil 2.14 : Koparma testi sonuçları.....	23
Şekil 2.15 : Havalı tork tabancası	24
Şekil 3.1 : Kütle,yay,sönüm ve kuvvet mekanizması.....	26
Şekil 3.2 : Serbest titreşim hareketinde deplasman değerlerinin çözümü.	28
Şekil 3.3 : Harmonik yükleme	28
Şekil 3.4 : Genlik ve faz açısı hesaplaması.....	30
Şekil 3.5 : Deplasman ve gerinim ilişkisi	32
Şekil 3.6 : Kartezyen gerilme bileşenleri.....	33
Şekil 3.7 : (a) Lineer ve (b) Lineer olmayan hasar birikmesi.....	35
Şekil 3.8 : Gerilme-ömür eğrisi	37
Şekil 3.9 : Gerinme-ömür eğrisi	39
Şekil 4.1 : Sistemin ağ yapısı.....	42
Şekil 4.2 : 1G +X Gerilme analizi sonuçları (Ön).....	44
Şekil 4.3 : 1G +X Gerilme analizi sonuçları (Arka).....	44
Şekil 4.4 : 1G +Y Gerilme analizi sonuçları (Ön).....	45
Şekil 4.5 : 1G +Y Gerilme analizi sonuçları (Arka).....	45
Şekil 4.6 : 1G +Z Gerilme analizi sonuçları (Ön)	46
Şekil 4.7 : 1G +Z Gerilme analizi sonuçları (Arka)	46
Şekil 4.8 : Profil #1 RLD.....	48
Şekil 4.9 : Profil #2 RLD.....	49
Şekil 4.10 : NCODE Yorulma analizi	50
Şekil 4.11 : NCODE Yorulma analizi profil#1 (Ön).....	51
Şekil 4.12 : NCODE Yorulma analizi profil#1 (Arka).....	51
Şekil 4.13 : NCODE Yorulma analizi profil#2 (Ön).....	52
Şekil 4.14 : NCODE Yorulma analizi profil#2 (Arka).....	52
Şekil A.1 : Sistemin doğal frekansları (43Hz).....	57
Şekil A.2 : Sistemin doğal frekansları (29Hz).....	57
Şekil A.3 : Sistemin doğal frekansları (54Hz).....	58

Şekil A.4 : Sistemin doğal frekansları (70Hz)	58
Şekil A.5 : Sistemin doğal frekansları (72Hz)	59
Şekil A.6 : Sistemin doğal frekansları (85Hz)	59
Şekil A.7 : Sistemin doğal frekansları (87Hz)	60
Şekil A.8 : Sistemin doğal frekansları (90Hz)	60
Şekil A.9 : Sistemin doğal frekansları (102Hz)	61
Şekil A.10 : Sistemin doğal frekansları (123Hz)	61
Şekil A.11 : Sistemin doğal frekansları (150Hz)	62

ADBLUE TANKI KAFESİ ŞASI BAĞLANTI BRAKETİ TASARIMI ve YAPISAL DAYANIM ANALİZİ

ÖZET

Tez kapsamında ticari bir araçta adblue olarak bilinen üre çözeltilisini ihtiva eden tankın kafesinin şasi bağlantı braketlerinin tasarımı yapılmıştır. Gelişen emisyon standartlarıyla birlikte bu çözeltiye olan ihtiyaç oldukça artmıştır. Bu sebeple sisteme ait pompa, tank hacmi gibi unsurların ağırlığı ve hacmi artmıştır. Ek olarak, adblue tankı ve ilgili sistemlerin şasi bağlantısı için en uygun konum aynı zamanda ticari aracın tasarımı gereği bir takım hareketli parçalara oldukça yakındır. Bunların yanında, ticari araç ailelerinde aynı motor ve emisyon sistemlerine sahip farklı amaçlar ile tasarlanmış pek çok araç varyantı vardır. Yapılan tasarım tüm bu varyantları kapsamalıdır. Bu üç madde düşünüldüğünde sistemi şasiye bağlayacak braketlerin tasarım zorlukları anlaşılabilir.

Tasarım çalışmaları yapılacak ilgili sistemlerin detayları açıklanarak, tasarımdan sağlanması beklenen gereklilikler ortaya koyulmuştur. Bu gereklilikler tasarıma yön veren temel limitlerdir. Gerekliliklerin analitik olarak ortaya koyulmasının ve tasarımcı tarafından özümsemesinin ardından tasarım çalışmalarına başlanmıştır. Her bir gerekliliğin sağlandığının kontrolü yapılmalıdır. Gerekliliğin sağlandığı kontrolü gerekliliğin niteliğine bağlı olarak projenin farklı aşamalarında yapılmıştır. Geometrik olarak konsept tasarımın ortaya koyulmasından, prototip parça ile saha testlerinin tamamlanmasına kadar nihai tasarıma uzanan süreçteki her bir aşamada sağlanan gereklilikler belirtilmiştir. Geometrik olarak konsept tasarımın oluşturulmasıyla birlikte paket ile ilgili gerekliliklerin kontrolü yapılmıştır. Akabinde parçanın dinamik olarak yapısal dayanım analizinin yapılmasıyla birlikte ilgili gerekliliğin karşılandığı gösterilmiş olup, prototip parça imalatına ve saha testlerine hazırlık ile ilgili çalışmalara başlanmıştır. Prototip parça imalatı öncesinde tasarımcının konsept tasarıma ait detaylı teknik resimleri oluşturması gereklidir. Bu amaçla imalatçı ile üretilebilir toleranslar üzerine anlaşıldıktan sonra, sisteme tolerans analizi yapılarak teknik resimlerde bu değerler belirtilmiştir. İmalatı tamamlanan prototip parçalarda bu teknik resimler uygunluk şartı aranmıştır. Bağlantı elemanı olarak civata kullanılan sistemlerde, prototip parçaların saha testlerinde kullanılacak araçlara montajı için tork bilgisi gereklidir. Tork bilgisinin elde edilmesi amacıyla her bir bağlantı için gerekli testler tamamlanıp, test sonuçlarından elde edilen değerler üretim sırasındaki sıkma toleransları göz önünde bulundurularak güncellenmiştir. Güncel tork değerlerinin en alt limitinden saha testleri için prototip parçaların araç montajı tamamlanmıştır. Montaj sırasında bağlantı yüzeyi ve bağlantı elemanı görsel olarak tork kaybı kontrolleri yapılabilmesi için işaretlenmiştir. Saha testleri sırasında belirli aralıklarla görsel kontrolleri yapılarak hem parçanın bütünlüğü hem de tork kayıplarına karşı incelemeler yapılarak, başarılı bir şekilde saha testleri tamamlanmıştır.

Tez sonucu olarak Eu6 emisyon seviyesine sahip ticari bir araçta adblue tankı kafesini şasiye bağlayan braketlerin nihai tasarımı, bu tasarıma giden süreçte yapılan çalışmalar açıklanarak, ortaya koyulmuştur.

DESIGN OF ADBLUE TANK CAGE CHASSIS ATTACHMENT BRACKETS AND DYNAMIC STRUCTURAL ANALYSIS

SUMMARY

In the thesis, hanger brackets which attach cage of adblue tank to chassis frame is designed. With recent emission requirements, demand to adblue which is a mixture of urea and water with certain concentration is highly increased. Adblue is used to decrease emissions in selective reduction catalysts in order to meet legal limits of Eu6 norms. As a result of that demand, volume of tank and complexity of related systems are increased. Effect of these changes are mainly on weight of all systems that designed bracket to be carried. Designed brackets should be durable enough to handle increased weight of overall related systems in all working conditions of commercial vehicle. In common approach, adblue tank and all related systems are located as possible as to engine in order to be closer to the location where adblue is dozed into exhaust system. Therefore, there are several dynamic parts in that location such as front and rear suspensions. It is expected from the design not to have interference with these dynamic parts in all manoeuvres and the design should also ensure that rest of the related systems are not interfering with these dynamic parts. Beside these two items, it is known that there are lots of different vehicle variants with same engine and emission systems in commercial vehicle market. It is possible to have different designs for each variant but considering cost and complexity of the brackets in assembly line having one design for all vehicle variants is required. So the design should be able to cover all these vehicle complexity. Considering these three items, challenging sides of designing these hanger brackets can be understood well.

As a first step of design process, all systems which would possibly have relation with the design should be investigated in details. In the case investigated in the thesis, these systems can be sorted as tank, cage, pump, chassis etc. Afterwards, requirements that are expected to be met by the design are defined in details. It can be said that these requirements are mainly leading all design stages. When the system is understood well and the requirements are clarified in details, design process can be continued. Every requirement should be validated. Depending on properties of the requirements, timing of validation can differ from the moment that first model is created till completion of field testing.

In first modeling phase, the model should be checked againsts interference with adjacent systems. In the thesis, CATIA is used as commercial software for modelling. For packaging check, the data showing all possible locations of dynamic parts should be populated so that checks can be done. In the requirements, limits of distance between components is given. Distances between the design and adjacent systems should be check with these limitations.

Before passing to next stages of design process, the design should be checked regarding to durability perspective. CAE methods are used to decrease number of iterations till improving durability performance of the design to needed level. In the thesis, HYPERMESH program used to create $\mathcal{A}$ structure, ABAQUS as solver and nCODE is used to calculate life of the design based on road load data which is collected in previous projects from chassis suitable locations. Natural frequency analysis is done and observed that minimum natural frequency of the desing is below 300Hz which is above all frequencies within road load data. Under the light of that information, life calculation is done without considering natural frequencies of the design. Calculated life of the design is compared with results from previous projects whose field feedbacks are known.

Beside packing checks and durability assessments, design should be production feasible in manufacturing and assembly views. Manufacturing and assembling subjects are highly related to tolerances. In preparation to prototype part production phase, every detail regarding design is passed into technical drawings. Tolerances should be agreed among the manufacturer and the designer. That agreement process is an iterative process. Tolerance analysis is runned including all adjacent systems in order to calculate scrap rate. If scrap rate which is result of tolerance analysis is above a certain rate, assembly should be improved. Assembly can be improved by decreasing tolerances in cases which lower tolerance is possible or changing the design itself in order to compensate higher tolerance.

After all technical drawings are prepared in details, including tolerances provide less scrap rate than a certain value, and agreed with manufacturer, prototype production is started. Considering that prototype parts will be used in expensive and time consuming field tests, there must be several approval steps before suppling parts. All supplied parts should be checked against every given details in technical drawings such as material, geometric accuracy of the part, welding quality, coating quality etc. Any missing point would possibly mislead designer in case of failure.

For the designs which is connected with fasteners, there are several extra steps to determine tightening torque value. Before field testing, these extra steps are completed so the supplied parts could be assembled correctly on to field testing vehicles. The tightening torque value collected as result of related testing can be applied within a certain tolerances due to tightening tools variation.

In field testing vehicles, the supplied parts are mounted with lower variation of the tightening tools. In order to be sure that torque is applied correctly, special equipments are used rather than using standart equipments which is in the assembly line. Bolt heads and mounted surfaces should be marked so visual inspection during the field testing can be done within certain periods of time. Beside checking markers to understand if torque lose is happened during testing, the design should be checked periodically to be known cycle which part might be damaged in case of failures. The cycle which damage is observed is really important to correlate CAE models for further workouts in case of failures.

Purpose of the field testing is to represent all vehicles life in accelerated way in order to shorten validation time. As explained, there are several different vehicle variants in commercial vehicle market. Each of these variants have its own driving cycles. So the number of repeats and trucks are differing according to variant of vehicle. In order to cover all vehicles life, field testing requires expertise and experience in area of compling feedbacks from customers and field with testing cycles for each vehicle variants.

All requirements except the requirements related to field testing should be validated before starting to field testing. After completion of field testing successfully for all vehicle variants, all requirements are validated and the design which used in these tests will be final design. The final outcome of the thesis is final design of adblue tank cage chassis attachment brackets which is meeting all given requirements for all commercial vehicle variants.

1. GİRİŞ

1.1 Tasarım İçin Gerekliliklerin Önemi

Tasarımı şekillendirmeye başlamadan önce ilgili konstrüksiyon probleminin çözümünden beklenen performansın metriklerini ve tasarımın içerisinde kalması gereken sınırlar doğru şekilde belirlenmelidir. Bu metrik ve sınırların tamamı gereklilik olarak adlandırılır. Özellikle birbirinden farklı sistemlere ait konstrüksiyon problemlerinin birbiriyle etkileşim içerisinde olduğu durumlarda, konstrüksiyon problemine ait gerekliliklerin doğru şekilde belirlenmesinin önemi daha da büyüktür. Gereklilikler birbiriyle etkileşim içerisinde olan farklı sistemlerin uyum içerisinde çalışmasını garanti eder. Ek olarak gereklilikler projenin fizibilite değerleri içerisinde kaldığının garanti altına alınmasını sağlar. Gerekliliklerin tasarım unsurları üzerinde büyük etkisi vardır, bu sebeple gereklilikler tasarıma yön veren önemli etmenlerdir.

Gereklilikler tasarım sonucu olan tasarımın geometrisi, malzeme seçimi, yapısal dayanım analizi sonuçlarının değerlendirilmesi, toleranslandırma, parça montajı, ergonomi, maliyet, parça ağırlığı gibi alanlarda performans metriği veya sınırlama ortaya koymaktadır. Bu sebeple gerekliliklerin eksik yada yanlış belirlenmesinin ilerleyen süreçte tasarım çalışmaları üzerinde çeşitli etkileri olabilir yada tasarım çalışmalarının baştan başlatılmasına sebep olabilir.

Tasarım çalışmalarının başında ortaya konulan bu gerekliliklerin tamamının validasyonunun yapılması gereklidir. Gerekliliklerin arasında öncelik sıralaması ve gerekliliklerin validasyonunun tamamlanması gereken tasarım aşamaları belirlendikten sonra tasarım çalışmalarına başlanabilir.

1.2 Tasarım Aşamaları

Tasarım, konsept tasarıma hazırlık ile başlar ve saha testlerinin başarılı şekilde tamamlanmasının ardından nihai tasarıma kadar devam eder. Konsept tasarıma hazırlık aşamasında gerekliliklerin tasarımcı tarafından özümzenmesi ve kıyas çalışmalarından bahsedilebilir. Kıyas çalışmalarının incelenen tasarımın altında

yapıldığı gerekliliklerin düşünülerek yapılması hem güncel ödev için tasarım kalitesini artırıcı yönde yeni gerekliliklerin ortaya koyulabilmesini hem de tasarımcının yaklaşımı açısından iyi bir alt yapı oluşturulabilmesini sağlar. Bu çalışmalar otomotiv sektöründe firmaların kendi geçmiş tasarımlarını incelenmesi veya farklı firmaların benzer fonksiyona sahip parçalarının incelenmesi şeklinde yapılmaktadır. Kıyas çalışması sonucu elde edilen bilgi birikimi ve gereklilikler ışığında bilgisayar destekli tasarım çalışmalarına başlanır.

Parça geometrisinin ortaya koyulmasıyla birlikte gerekliliklerin validasyonu çalışmalarına da başlanabilir. Öncelikle tasarım alanı ile ilgili kontroller yapılabilir, civar parçalar ile oluşturulan geometrinin uyumu incelenir. Parça geometrisi ve parça üretimi için öngörülen üretim metodu sürekli etkileşim halindedir.

Konsept tasarımın, detaylandırılarak CAD ortamına aktarılması ve malzeme seçimlerinin yapılmasıyla birlikte ilk etapta kontrolünü yapamadığımız gereklilikleri CAE metodlarıyla inceleyebiliriz. Paket programlar yardımıyla CAD ortamında oluşturulan konsept tasarımın, dayanım analizi için ağ yapısı oluşturulabilir. Konsept tasarım sırasında birden fazla dayanım analizi aşamasına gelmiş tasarım olabilir. Ağ yapısı oluşturulan konsept tasarımlara doğal frekans analizi ve yapısal dayanım analizi yapılır. Buradan elde edilen sonuçlar saha testlerinden onay almış piyasadan geri dönüşü olmayan geçmiş projelerde kullanılmış benzer çalışma şartlarındaki benzer parçaların dayanım analizleri ile karşılaştırılabilir. Saha testlerinin maliyetleri oldukça yüksek ve tekrar edilebilmeleri için ihtiyaç duyulan süre çok fazladır. Özellikle yapısal dayanım olarak konsept tasarımın prototip parça imalatı aşamasına geçebilmesi için belirli bir güven seviyenin üzerinde olması gereklidir. Saha testleri sırasında farklı araç varyantları için farklı parkurlar kullanılmaktadır ve bu parkurların tekrar sayısında değişmektedir. Bu sebeple yapısal dayanım analizi sırasında farklı yol yükleri farklı tekrarlarla kullanılarak analiz yapılmaktadır. Saha testlerinin sonucu gereklilikler içerisindedir ve yapılan analizlere konsept tasarıma makul seviyede güven verse de nihai onay için saha testlerinin sonuçları beklenmesi gerekmektedir. Prototip parça ve saha testlerinin maliyetlerinin yüksek olması sebebiyle bu aşamadan sonra genellikle tek konsept tasarım ile devam edilir.

Detaylandırması tamamlanan konsept tasarım üzerinden prototip parça imalatı için teknik resim hazırlanması gerekir. Tasarımlara ait detayların ifade edilebileceği en iyi platform teknik resimlerdir. Bu sebeple prototip parça imalatı için, imalatçının tasarımcıdan beklentisi, tüm detayları içeren teknik resim ve parçanın modelidir. Bu

detayların en önemlilerinden biri parça toleranslarıdır. Tolerans elde edilen ürünün tasarımı sapması olarak tanımlanır. Teknik resimlere tolerans bilgisinin eklenmesiyle bu sapmaların limitlenmesi amaçlanır. İmalat metodu gereği parçanın içerisinde üretilebileceği sapma limitleri vardır. Bu sebeple tasarımcı tarafından önerilen toleransların imalatçının onayı alması gereklidir. İmalatçı ve tasarımcının anlaştığı teknik resme yansıtılan toleranslar kullanılarak tolerans analizi yapılır. Bu analizin amacı hurda oranının hesaplanmasıdır. Her parçanın farklı toleransları vardır. Farklı parçaların birbirine montajı düşünüldüğünden bu toleransların birbiriyle etkileşimi söz konusudur. Tolerans analizinde bu etki göz önünde bulundurularak, etkileşim halinde olunan parçaların tamamının ve ilgili tasarımın tolerans bilgisi kullanılarak yapılır. Hurda oranının belirli bir seviyenin üzerinde olması halinde, daha dar toleranstan üretimi mümkün ise parça toleransı daraltılır, dar toleranstan üretim mümkün değil ise parça geometrisi sapmalara daha az duyarlı hale getirilir. İmalatçıdan termin edilen her bir parçanın teknik resimlere uygulugu kontrol edilmelidir. Özellikle prototip parçaların saha testlerinde kullanılacak araçlara monte edileceği göz önünde bulundurulduğunda, bu kontrollerin önemi daha iyi kavranabilir.

Civata bağlantısı kullanılan sistemlerde tork değerinin belirlenebilmesi için ek testlere ihtiyaç duyulur. Her bir bağlantı için civata koparma testi yapılır ve bu testlerin sonucu olarak elde edilen tork değeri bize bu bağlantı için üst limiti verir. Seri imalatta kullanılan tork tabancaları belirli bir tolerans aralığında torklama işlemini yapabilmektedir. Civata koparma testlerinden elde edilen tork değerleri bu tolerans aralığının üst limitini oluşturur. Nominal tork değeri tork tabancasının sapmasının üst limiti civata koparma testleri sonucunda elde edilen tork değerini geçmeyecek şekilde belirlenir. Saha testlerinde kullanılacak araçlara parça montajı en az torklanmış durumu test edebilmek için bu nominal değerin alt toleransından yapılır.

Saha testlerinin temel amacı araç ömrünün zamandan kazanç sağlanarak tamamlanmasıdır. Saha testleri öncesinde montajı yapılan her bir civata bağlantısı için bağlantı elemanı ve bağlantı yüzeyi test boyunca görsel olarak tork kaybı kontrolü yapılabilmesi için işaretlenir. Saha testleri boyunca hem parça bütünlüğüne yönelik hem de tork kayıplarına yönelik düzenli kontroller yapılmalıdır. Bu bilgiler CAE korelasyonu için oldukça önemlidir. Araç varyantları arasında araç ömrüne denk gelen parkurlar ve bu parkurların tekrar sayıları farklılık göstermektedir. Bu

sebeple paralel olarak birkaç araç ile saha testlerinin aynı anda koşulması gerekir. Testler sırasında ivme ölçerler ile parça üzerinden ivme datası toplanması, ilerleyen süreçte yararlı olmaktadır.

1.3 Tezin Amacı ve Kapsamı

Tezin amacı ağır bir ticari araçta adblue tankının kafesini şasiye bağlayan braketlerin tasarımının ve yapısal dayanım analizinin yapılmasıdır. Bu amaçla tasarıma yön veren gerekliliklerin validasyonunda üzerinde durulacaktır. Tez kapsamında parçanın ilk geometrisi ortaya koyarak konsept tasarım oluşturulmasından, parçanın saha testlerini tamamlayarak nihai tasarımına kadarki süreç incelenecektir. Bu süreç içerisinde civata koparma testlerine, tolerans analizine, yapısal dayanım analizine, prototip parça kontrollerine değinilecektir.

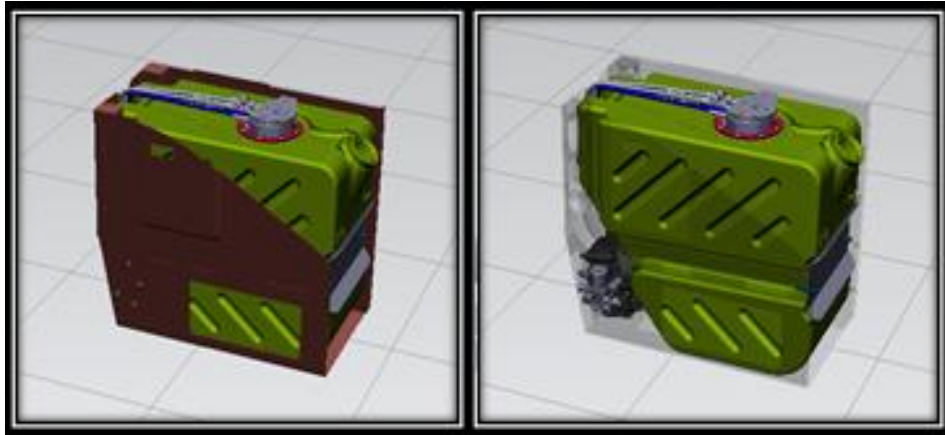
2. TASARIM

2.1 Tasarımın Amacı

Türkiye’de ağır ticari araçlar için Eu5 emisyon seviyesinin devreye girmesinden itibaren adblue olarak adlandırılan sulu üre çözeltilisinin kullanıma başlanmıştır. Bu sıvı “dizel egzoz sıvısı” olarakta bilinmektedir. Emisyon standartlarının güncellenmesi bu sıvının kullanımını kaçınılmaz kılmıştır. Türkiye’de ağır ticari araçlar için 2016 yılında devreye alınması planlanan emisyon standartlarını karşılayabilmek için adblue sıvısına ihtiyaç duyan bir ticari araçta, bu sıvıyı ihtiva eden tankın kafesinin şasi bağlantı braketlerinin tasarımı yapılacaktır.

2.2 Sistem Tanıtımı

Tasarımı yapılacak braket yada braketler; şasi ile adblue sıvını içeren tankın kafesinin bağlantısını sağlayacaktır. Adblue sıvısı tankı teze konusu olan uygulama için 87lt hacminde olması hedeflenmektedir. Adblue sıvısı %67 oranında saf su ve %33 oranında üre çözeltilisinden oluşmaktadır DIN70070 standartlarına göre adblue sıvısının yoğunluğu **1,0879 – 1,0930 gr/cm³** aralığında olmalıdır. Tam dolu bir adblue sıvısı tankı ve sistemdeki diğer parçalar düşünüldüğünde şasi bağlantısı yapılacak sistemin ağırlığı 135kg civarındadır.



Şekil 2.1 : Şasi bağlantısı yapılacak sistemin tanıtımı

Eu5 emisyon seviyesinden itibaren adblue sıvısı ağır ticari araçlarda kullanılmaktadır. Türkiye’de Eu5 emisyon seviyesinin 5 senedir geçerli olduğu düşünüldüğünde, ülkemizde benzer amaçla tasarımı yapılmış pek çok braket sistemi bulunmaktadır.

Ağır ticari araç sektöründe, aynı motor ailesine sahip fakat kullanım amaçları birbirinden farklı araç aileleri vardır.(Mikser,çekici,damper,beton pompası,...) Bu sebeple tasarım çalışmaları sistem gerekliliklerine bağlı olarak farklı konsept tasarımlar üzerine yoğunlaşarak yapılabilir. Farklı araç varyantlarının gereklilikleri farklılıklar gösterebilir. Fakat tasarımcı bu gerekliliklerin kesişim kümesini veya en zorlu olanını seçerek tüm araç varyantlarını kapsayan tek bir tasarım üzerinde çalışabilir.

2.3 Gereklilikler

Gereklilikler, tasarımcının ortaya koyacağı tasarımın sağlaması beklenen kriterler olarak tanımlanabilir ve her bir gerekliliğin sağlandığının kontrolü tasarımcının takibinde olmalıdır. Gereklilikler tasarıma yön verir ve bu sebeple gereklilikler, tasarım çalışmalarına başlamadan önce detaylı çalışma gerektirir. Gereklilikleri temel olarak kaynağına göre ikiye ayırabiliriz. Bunlar tasarımcının kendi belirlediği parçanın kendisine yönelik gereklilikler ve farklı tasarımcılar veya proje ekibiyle anlaşmış dış unsurlardan gelen gereklilikler olarak sıralanabilir.

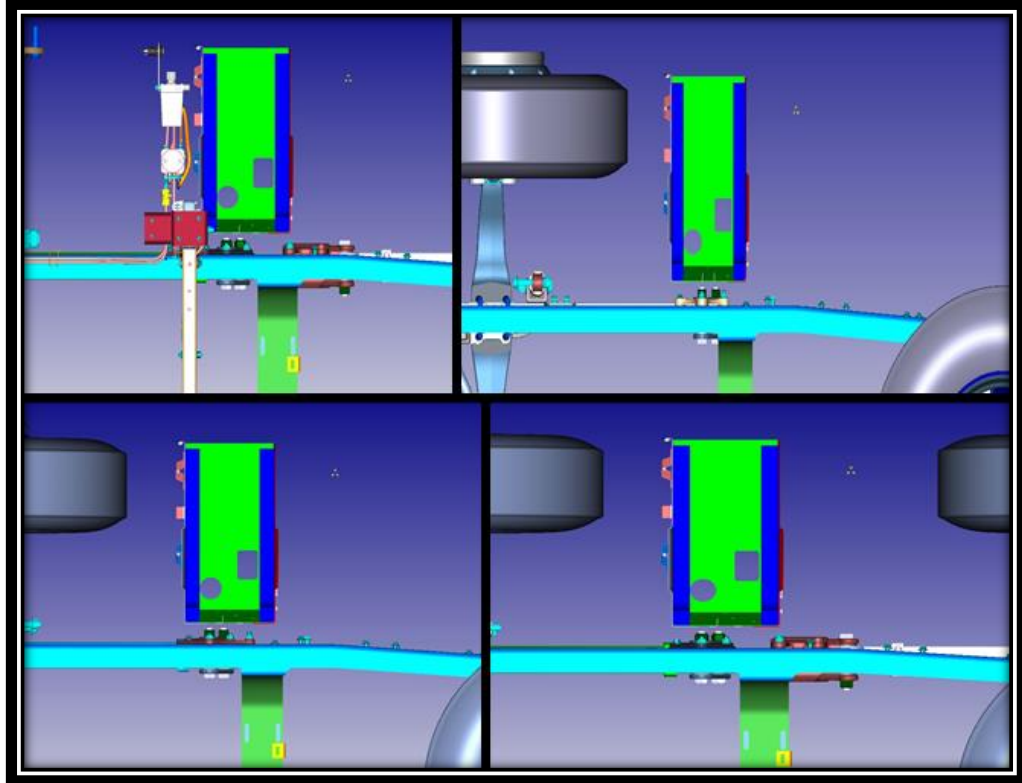
Dış unsurlardan gelen gereklilikler farklı sistemlerin birbirine uyumu ve proje başlangıcındaki fizibilite çalışmaları için yapılan hesaplamalara uygunluğunu içerir. Bu gereklilikler başta paket uyumu olmak üzere, parça maliyeti, montaj edilebilirlik, parça mukavemeti olarak sıralanabilir.

Tasarımcının kendi belirlediği gereklilikler dış unsurlardan gelen gerekliliklere göre daha ince detaylara yöneliktir. Bunlar tasarım alanı içerisindeki parçaların birbiriyle olan uyumu, parçanın toleranslandırılması, yüzey işlemleri gibi sıralanabilir.

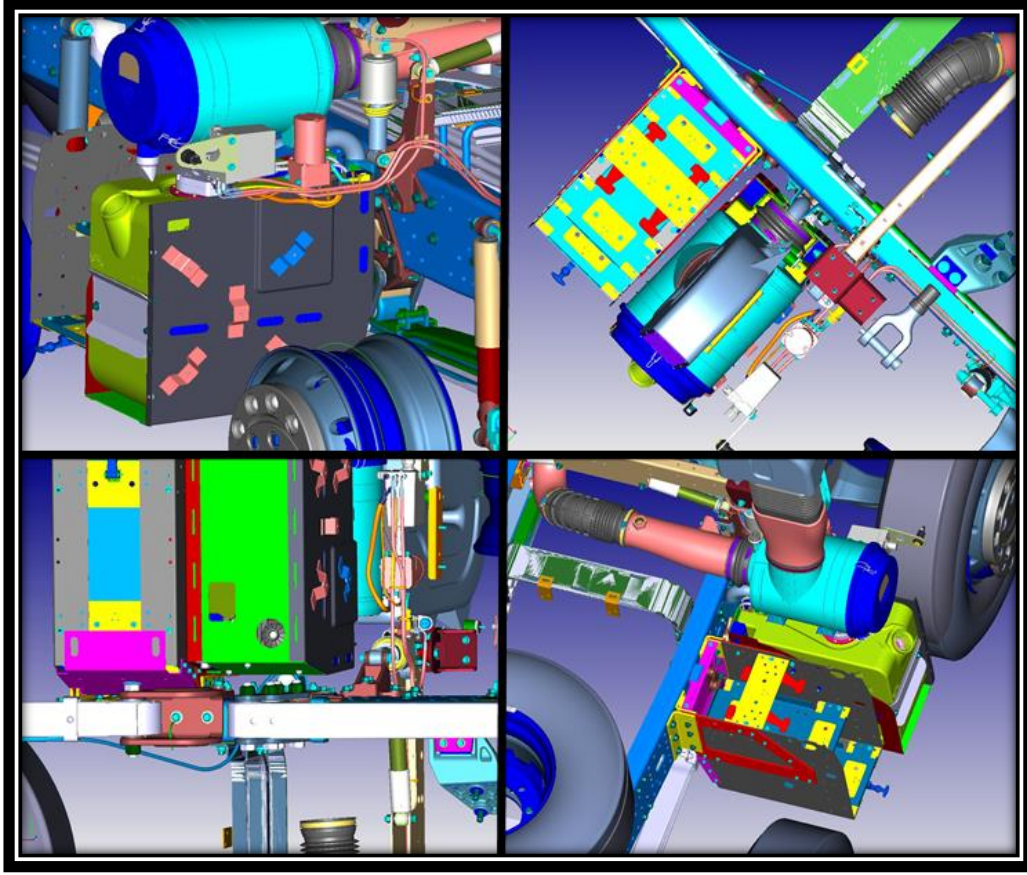
Teze konusu olan tasarımın sağlanması beklenen gereklilikler aşağıdaki şekilde sıralanabilir.

2.3.1 Tasarım Hacmi

Bahsedildiği üzere ağır ticari araçlarda aynı motor ailesine sahip pek çok farklı amaç için tasarlanmış araç bulunmaktadır. Teze konu olan bağlantı braketlerinin tasarım alanı da bu araç varyantlarının arasındaki farklılıklardan etkilenmektedir. Tüm bu varyantlar incelediğinde yaklaşık kırk çeşit araç varyantı için ön görülen tasarım alanına dört farklı hacme indirgemenin mümkün olduğu sonucuna varılır. Bu dört tasarım alanının kesişim kümesi üzerinden tasarım yapılması halinde, tasarlanan braket yada braketler tüm araç varyantlarına uygun olacaktır. Yüksek üretim adetleri ve buna paralel olarak parça maliyeti düşünüldüğünde kesişim kümesi üzerinden tasarıma yön vermek parça maliyeti ile ilgili gerekliliğin sağlanmasında yardımcı olacaktır. Bu yaklaşımın diğer faydaları da araç üretim hattındaki üretim kompleksitesini azaltarak hata yapılma riskini düşürmek ve stok yönetimini kolaylaştırması olarak sıralanabilir. Paket alanı ile ilgili gerekliliklerin kontrolü sırasında hareketli parçalardan tüm hareket alanı için 12mm ve sabit parçalardan 6mm mesafe aranacaktır.



Şekil 2.2 : Farklı araç paketlerinin +Z yönünden görünüşü



Şekil 2.3 : Farklı araç paketlerinin kesişim kümesinin görünüşü

2.3.2 Parça Maliyeti ve Ağırlığı

Tasarım çalışmaları yapılan aracın fizibilite çalışmaları sırasında her alt sistem için hedef parça maliyeti ve ağırlığı tasarımcıların desteğiyle proje ekipleri tarafından hazırlanmaktadır. Tasarımcının amacı bu ön görülen ve fizibilite çalışmalarına yön veren değerler içerisinde kalmak olmalıdır. Bu durumu garanti almak için tasarımcı bu alandaki limitleri de gereklilikler içerisine ekler.

Fizibilite çalışmaları sırasında gözetilen ana maddelerden biri toplam sistem maliyetidir. Bahsedilen fizibilite çalışmalarına özellikle pazar payında maliyetin yanında önemli rol oynaması sebebiyle yakıt ekonomisi de dahildir. Buna ek olarak ticari araçlarda aracın yüklenebileceği üst ağırlık limitleri vardır, bu limitler içerisinde araç ağırlığının payının azaltılması müşterinin istekleri arasında olacaktır. Yakıt ekonomisinde araç ağırlığının önemi ve müşteri istekleri düşünüldüğünde araç ağırlığı dolayısıyla proje ekipleri tarafından tasarımcılara verilen parça bazındaki hedef ağırlık değerlerinin önemi daha iyi anlaşılır.

Paket alanı olarak farklı varyantlara ait tasarım alanlarının kesişim kümesi içerisinde çalışılması kararının bu gerekliliğe de önemli ölçüde katkısı olacaktır. Bu konuyla ilgili gerekliliğin parça ağırlığı kısmına prototip parça imalatı öncesinde model kullanılarak onay verilebilir. Parça maliyeti ile ilgili kısım ancak projenin ilerleyen safalarında nihai tasarımın kesinleşmesiyle tamamlanabilir.

2.3.3 Monte Edilebilirlik

İmalat adetlerinin yüksek olduğu işletmelerde monte edilebilirlik ve parçanın montajı için harcanan sürenin önemi artmaktadır. Monte edilebilirlik ile ilgili süre sınırı vermek özellikle montajı farklı istasyonlarda tamamlanan parçalar için oldukça zordur. Teze konu olan tasarımın görevi şasi bağlantısını sağlamak olduğundan şasi tarafındaki bağlantıların ayrı istasyonda, adblue tankı kafesi tarafındaki bağlantıların ayrı istasyonda yapılacağı ön görülebilir. Yapılacak tasarım bu durumu göz önünde bulundurularak ilerlemelidir.

Montaj edilebilirliğin imalat süresine olan etkisinin yanı sıra toleranslandırma ile parçanın monte edilebilirliğinden emin olunmalıdır. Toleranslandırmanın kontrolü için tolerans analizi ile hurda oranı hesaplanabileceği gibi toleranslandırmanın kompleks olmadığı durumlar için basitçe örnekleme metodlarının kullanımı yerine direk hesaplamada yapılabilir.

Bu gereklilik için tolerans analizi sonucu elde edilen ortalama boşluk değerinden prototip parça için standart sapmanın iki katı kadar, seri imalat koşulları için üç katı kadar düşüldüğünde halen monte edilebilir olması aranacaktır. Ortalama boşluk değerinden standart sapmanın üç katı kadar düşülmesi halinde toplam örneklemin %99.43'lük kısmının monte edilebilir olduğu istatistiksel olarak gösterilmiş olacaktır. Ek olarak imalatı devam eden projeden daha fazla operator veya süre ihtiyacı olmaması aranacaktır. Bazı durumlarda montaj süresinin kısaltılabilmesi için seri imalat hattına uygun fikstür tasarımı gerekir, bu durumda fikstür maliyetini de parça maliyeti ile ilgili gerekliliğin içerisinde düşünmek gerekir.

2.3.4 Servis Edilebilirlik

Servis edilebilirlik özellikle belirli bir kullanım ömrü sonunda yenilenmesi gereken parçalarda önem kazanmaktadır. Parçanın zarar görmemesi hedeflenmektedir, bu durumda üzerinde herhangi bir başka parçanın bağlanması söz konusu olmadığını da

göz önünde bulundurarak integrasyon ekipleri tarafından bu konuda herhangi bir gereklilik belirtmemiştir.

2.3.5 Parça Dayanımı

Her araç varyantı için araç ömrüne tekabül eden testler belirlenmiştir, test parkurlar ve bu parkurlarda katedilmesi gereken mesafeler firmaların bilgi birikimlerinin bir parçasıdır. Bu bağlamda integrasyon ekiplerinden gelen hedefler bu bilgi birikimleri doğrultusunda olmaktadır.

Ek olarak tasarımı yapılacak olan braket için çözülebilir bağlantı elemanları ön görülmektedir. Bu durumda civata koparma testi uygulanarak belirlenen tork değerleri üzerinden araç saha testleri sırasında tork kontrolleri yapıp, bağlantı elemanının blokaj şartını sağladığından emin olunmalıdır. Civata koparma testleri prototip parça imalatı sonrasında yapılabilir.

Bu gereklilik ile ilgili onay şartı, parçanın her varyant için ayrı belirlenmiş parkur ve tekrar sayısında saha testlerini başarılı bir şekilde tamamlamış olmasıdır.

2.4 Kıyaslama

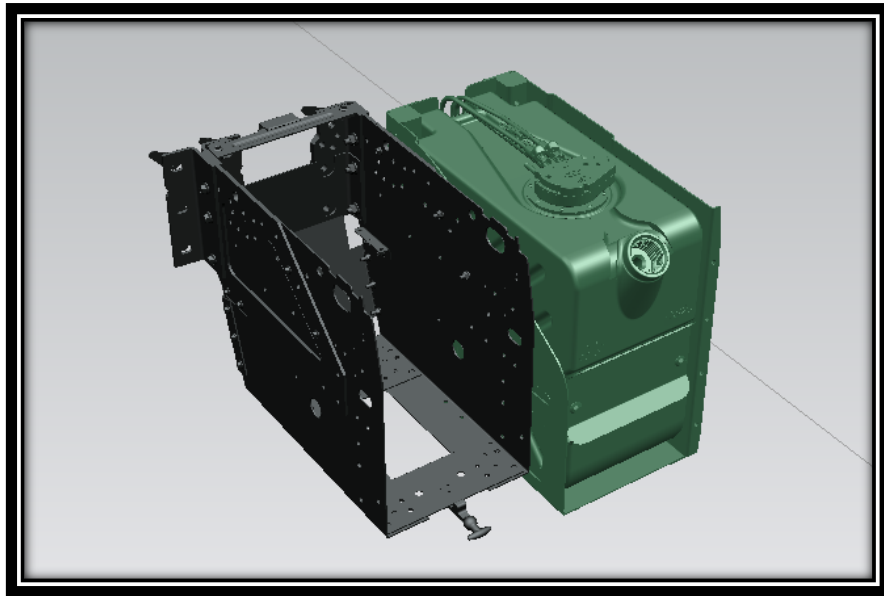
Kıyas; performans değerlendirmesi amacıyla kullanılan veya kalite seviyesi belirleyen standartlar veya standartların tümü şeklinde tanımlanabilir. Kıyas, bir firmanın kendi deneyimden gelebilir veya endüstrideki diğer firmaların ürünlerinden elde edilebilir. Bunlara ek olarak çevresel standartlar gibi yasal mecburiyetlerden de kıyas bilgisi gelebilir. Kıyas çalışması belirli bir değerlendirme metodu gerektirir. Değerlendirme metodundan kastedilen, belirli bir değerlendirme kriteri için hedefin hangi ölçüde sağlandığının belirlenmesidir. Değerlendirme kriterleri firmaların deneyimleri ile dolaylı olarak ilgilidir. FMEA <*failure mode effect analyses*> çalışmaları firmaların muhtemel veya olmuş tasarım problemlerinin döküman haline getirilmesiyle oluşur. Bu döküman kullanılarak değerlendirme kriterleri oluşturulur.



Şekil 2.4 : Kıyas çalışması dahilinde farklı firmaların tasarım örnekleri

Adblue tankındaki sıvı egzoz sistemindeki dozlama lokasyonunu taşıdığından dolayı tankın araç paketi izin verdiği ölçüde bu lokasyona yakın olması istenilir. Bu sebeple farklı firmaların adblue tankı için ayırdıkları tasarım alanları incelediğinde benzerlikler görülmüştür. Ek olarak benzer geometrideki akü tablası veya egzoz sistemi gibi parçaların yanyana paketlenmesiyle kompakt sistem birleşimleri oluşturulmuştur. Proje kapsamında çalışılan tasarım alanı da bu özellikleri karşılamaktadır.

Farklı firmaların adblue tank kafesi şasi bağlantı braketleri incelendiğinde, kafesin arkasındaki hareketli parçalar sebebiyle kafesin belirli bir miktar araçtan uzaklaştırılması için iki parçalı döküm braketler kullanıldığı kıyas çalışmaları sırasında görülmüştür. Teze konusu olan tasarım ihtiyacında benzer gereksinimlerin sonucudur.



Şekil 2.5 : Civar parçalar ile sistemin uyumu

2.5 Konsept Tasarım

Tasarımın sağlaması istenilen gerekliliklerin net bir şekilde ortaya konulmasının ardından, tasarımcı bu gereklilikleri sağlayacak tasarım üzerine detaylı çalışmaya başlar. Öncesinde yapılmış olan kıyas çalışmasını ve kıyas çalışmalarında incelenen çalışmanın altında yapıldığı gereklilikleri düşünerek güncel ödev için yorum yapılır. Konsept tasarım, detaylı tasarıma iskelet oluşturmak için üretilen ara üründür, nihai tasarıma çıkış noktası oluşturur. Prototip parça imalayla birlikte nihai tasarıma geçilmesi hedeflenir.

Konsept tasarıma, prototip parça imalatı fazını destekleyebilmek ve prototip parça imalatını takiben dayanım testlerinde kullanılabilecek bir ara ürün oluşturabilmek için ihtiyaç duyarız. Bu ara ürün maliyeti oldukça yüksek saha testlerinde kullanılacağı için CAE uygulamalarıyla mukavemet olarak belirli bir güven seviyesine sahip olması gereklidir ve gene bu maliyet sebebiyle konsept tasarımdan nihai tasarıma geçişte saha testlerinde herhangi bir problem ile karşılaşmadığı takdirde değişiklik istenilmez. Ek olarak, prototip parça imal edilebilmesi ve kontrollerinin yapılabilmesi için üç boyutlu çizimin yanısıra teknik resimlerin de hazırlanması gereklidir. Bu teknik resimler toleranslandırma, malzeme bilgisi, kaplama bilgisi, BOM,v.b. detayları içermelidir.

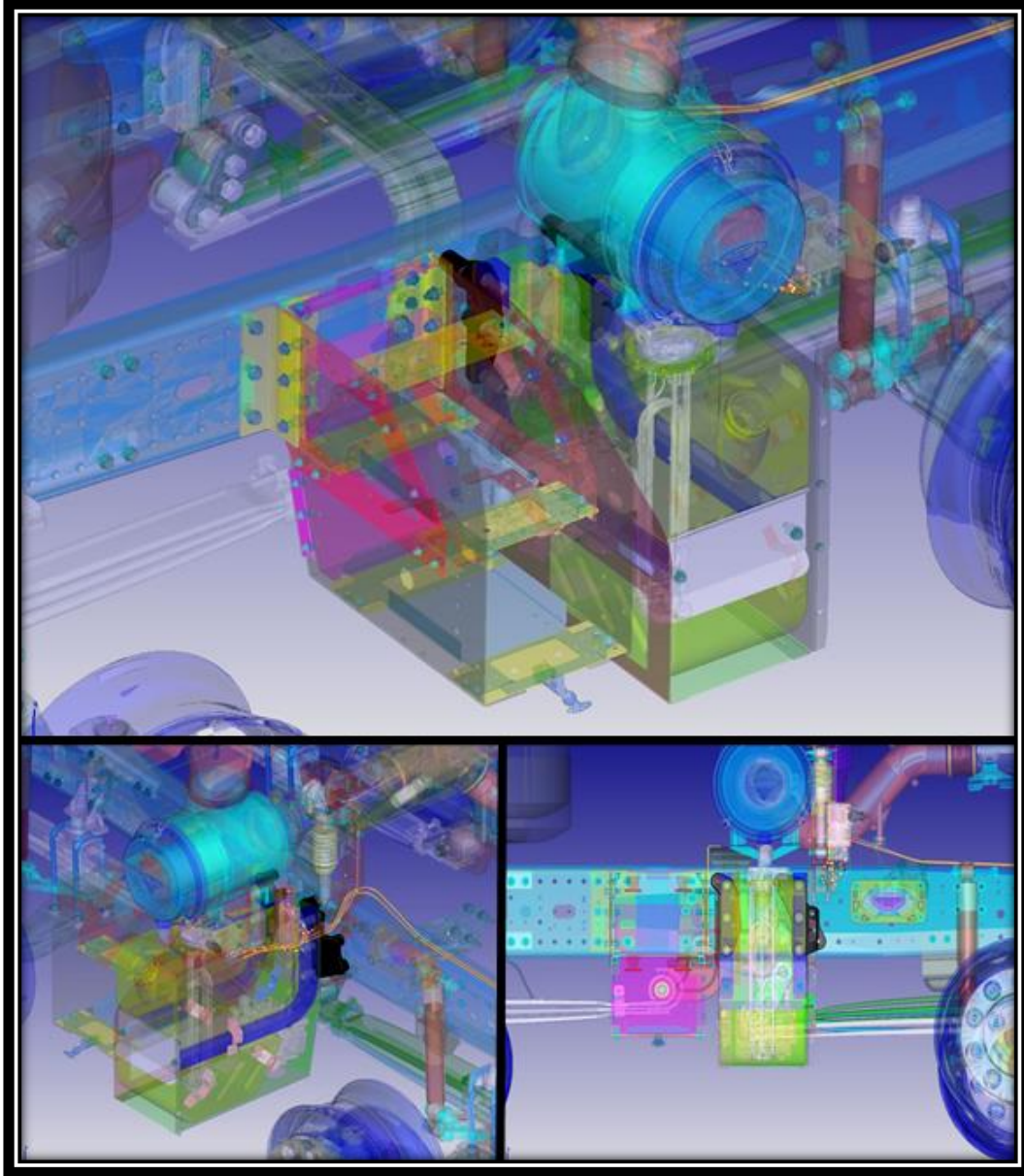
2.5.1 Konsept Tasarımın Detaylandırılması

Konsept tasarımın ilk aşamasında tasarım alanı, tasarıma en çok etkisi olacak gerekliliklerdendir. Konsept tasarım ile ilgili fikir üretmek için tasarım alanını incelediğimizde üretim metodolojisi olarak döküme yönelmek yerinde bir tercih olacaktır. Kıyas çalışması da farklı firmaların bu üretim metoduna yöneldiğini göstermektedir. Parça maliyeti ve ağırlığı ile ilgili gereklilikler düşünüldüğünde şasi bağlantısı yapılacak adblue kafesinin bağlantılarının sağ-sol olarak ayrı olması sebebiyle, yekpare döküm bir gövde yerine iki ayrı parça düşünülebilir. Etkileşim içerisinde olunan çevre sistemlerin gereklilikleri de doğru konsept tasarım yapılabilmesi için incelenmelidir. Bu sebeple şasi üzerinde bağlantı için ihtiyaç duyulacak bağlantı deliklerine yönelik olarak şasinin gereklilikleri incelenmelidir. Bu gereklilikler bağlantı deliklerinin lokasyonu ve çapı arasındaki ilişkiyi ortaya

koymaktadır, ek olarak şasi üzerinde benzer lokasyona bağlanması planan pek çok parça bulunmaktadır. Kontrollerin sonucunda sağ ve sol olarak parçalı düşünülen yapılar için en fazla üzer adet 15mm çapında bağlantı deliği açılıp, adblue tankı kafesi şasi bağlantısı için kullanılabilir. Konsept tasarım için özellikle bağlantı deliklerinin konumu göz önünde bulundurulduğunda sistemin izin verdiği deliklerin tamamının kullanılması kararı alınır. Şasi üzerindeki farklı bağlantılara ulaşım için kafesin sökülmesi ihtimali ve imalat hattının uygunluğu göz önünde bulundurulduğunda civata ile bağlantının yapılması uygun olacaktır. Civata bağlantılarında tork kaybının önlenmesi için üç diş şartına uyulması gereklidir. Bu sebeple konsept tasarımın geometrisi bu şarta uygun ve seçilen bağlantı elemanlarının uzunluğu yeterli olmalıdır. Her bir şasi ve kafes bağlantısı için farklı civata seçilebilir fakat imalat kolaylığı açısından aynı istasyonda montajı yapılan civataların aynı olması istenir. Bu durum göz önünde bulundurularak civata seçimi yapılmıştır.

Şasi üzerinde bağlantısı bulunan hareketli parçalardan dolayı tasarımı yapılan braket sistemi adblue kafesini şasiden yeterli uzaklıkta tutması gereklidir. Ek olarak gerekliliklerde bahsedildiği gibi her bir varyant için ayrı bir konsept tasarım ortaya koymak yerine, tasarım alanlarının kesişim kümesi üzerinden çalışılacaktır.

Tasarım alanının kesişim kümesine indirgenmesi, tasarımın bu kesişim kümesinin geometrisi gereği döküm metodolojisine uygun olarak çalışılacağı ve şasiye üçer bağlantı yapılması kararlarının alınmasının ardından, bilgisayar ortamında bu kararlara uygun olarak tasarım fikirlerinin üç boyutlu görselleri hazırlanır.



Şekil 2.6 : Paket alanı kesişim kümesi içerisinde önerilen konsept tasarım

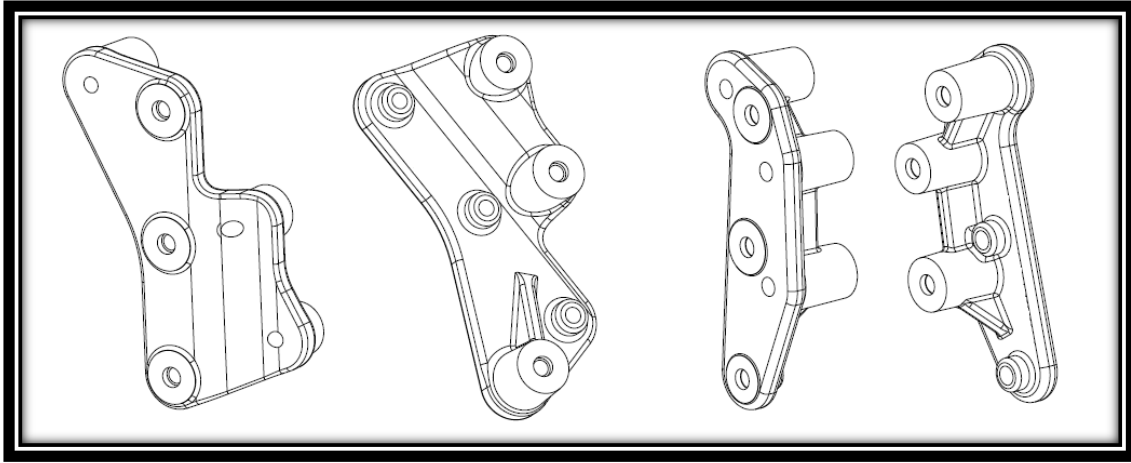
Konsept tasarım çalışmalarında geometrinin ortaya koyulmasıyla, tasarım ile ilgili kritik noktalar belirlenebilir. Kritik noktalar, firmanın geçmiş projelerde benzer fonksiyona sahip parçalarda görülen problemlerin ana sebeplerinin ve yeni tasarım için öngörülen problemlerin ana sebeplerinin toplamı olarak tanımlanabilir. Bu kritik noktalar sebep olabilecekleri problemlerin önemi, olma sıklığı ve kritik noktanın kontrol edilebilirliğine göre sıralanır. Belirli kurallar uygulanarak bu sıralamanın sonucunda önlem alınması gerek kritik noktalar tespit edilir ve bu kritik noktalara karşı önlem alınması mecburidir. Belirlenen kritik noktaların niteliğine bağlı olarak

üretim, montaj veya tasarım aşamalarında önlemler alınabilir. Kritik noktaların çıkarılması, sıralanması ve önlemlerin belirlenmesi FMEA çalışmaları olarak adlandırılır. Tasarımcının sorumluluğu tasarımın kendisiyle önlem alınabilecek kritik noktalar için gerekli değişiklik veya kontrollerin yapılmasıdır. Tasarım ile doğrudan önlem alınabilecek kritik noktaların tasarımcı tarafından en iyi şekilde belirtilebildiği platform teknik resimlerdir. FMEA sonucu elde edilen tasarım ile önlem alınacak kritik noktalar teknik resme eklenir. Parçaların teknik resme olan uygunluğunun kontrolleri ve seri imalat onayları sırasında, ilgili kritik noktalara ait teknik resme eklenmiş maddelerin kontrol edildiğinden emin olunur. Tezin ilerleyen bölümlerinde prototip parça imalatı için hazırlanan teknik resimlere değinilecektir. Geometrinin belirlenmesinin ardından belirlenmesi gereken diğer bir önemli tasarım detayı da malzeme bilgisidir. İlk aşamada elimizde herhangi bir CAE uygulaması sonucu olmadığından dolayı malzeme seçiminde kıyas çalışması yol gösterici olmaktadır. Parçanın çalışma şartları ve geometrisi düşünüldüğünde, parça için ilk olarak GGG60 malzeme seçimi yapılabilir.

Çizelge 2.1 : GGG60 Malzeme özellikleri

	<i>Alt Değer</i>	<i>Üst Değer</i>	<i>Birim</i>
Yoğunluk	7200	7300	kg/m ³
Uzama	1	3	%
Çekme Mukavemeti	550	600	MPa
Akma Mukavemeti	340	360	MPa
Elastik Modül	170000	177000	MPa

Konsept tasarım için geometri ve malzeme belirlenmesinin ardından CAE uygulamaları kullanılarak, konsept tasarım parça dayanımı olarak güven seviyesini arttırmak gerekir. Bu amaçla CAE çalışmalarına başlanır. FMEA analizi sonucu elde edilen bazı kritik maddelerin kapsanması içinde CAE uygulamaları kullanılabilir.



Şekil 2.7 : Konsept tasarımın geometrisi

2.5.1.1 Tolerans Analizi

Pek çok üretim metodu için standart tolerans aralıkları vardır ve genel olarak ihtiyaçları karşıladığı sürece bu standartların civarında toleranslar verilir. İhtiyaçların karşılanmadığı durumlarda imalatçı ve tasarımcının tasarım üzerine çalışması gerekir. İhtiyaçların karşılanıp karşılanmamasını belirleyen kriter hurda oranıdır. Bu oran imalatçıdan temin edilen parçaların ne kadarının karşı parçalara takılabileceğinin göstergesidir. Dolayısıyla toleransların monte edilebilirlik üzerinde doğrudan etkisi vardır. Tasarımcı ve imalatçının üzerine anlaştığı toleranslar kullanılarak hurda oranı hesaplanır. Bu hesaplamalarda herhangi bir problem ile karşılaşılması halinde daha dar tolerans yada toleransların geometri ile karşılanması gerekir. Daha dar tolerans genellikle üretim maliyetini arttıracığı için tercih edilmez.

Monte edilebilirlik ve hurda oranı ile ilgili hesaplamalar; birbiriyle etkileşimi olan sistemlerin toleransları ve tasarımın toleransları programa beslenerek, *monte carlo* yöntemiyle bu girilmiş toleranslar içerisinde örneklem oluşturulup, örneklemdeki her bir eleman için kontrol yapılarak tamamlanır. Bu hesaplama sonucu elde edilen hurda oranın prototip parça imalatına geçiş öncesinde belirli bir seviyenin altında olması mecburidir ve gerekliliklerin içerisinde yer alır. Bu seviyeler prototip parça ve seri imalat parçası üretim süreçleri farklı olduğundan dolayı makul ölçüde değişiklik gösterebilmektedir. Prototip parçalarda tolerans analizi sonucunda örneklem içerisindeki elemanların boşluk değerlerinin ortalamasından standart sapmanın iki

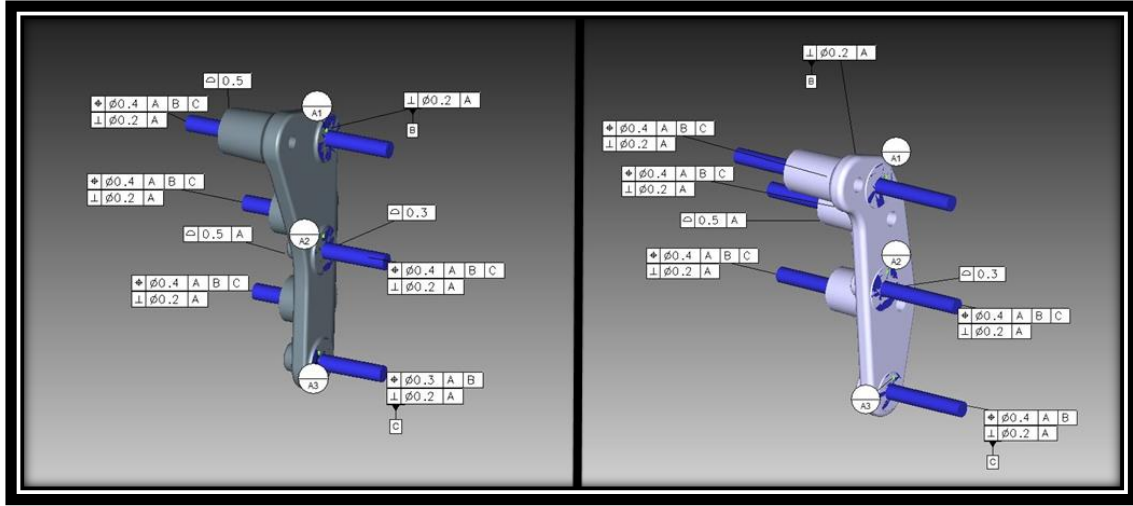
katı kadar düşüldüğünde monte edilebilirlik aranmaktadır. Bu durumda örneklem içerisindeki parçaların %98,76'ı kapsanmış olacaktır, bu değeri seri imalat koşulları için %99.97 olarak hedeflenmelidir. Prototip parça ve seri imalat üretim amaçları gereği tolerans anlamında farklılık gösterir.

Çizelge 2.2 : Standart sapma hata oranı ilişkisi

<i>Standart Sapma</i>	<i>Bir Milyonda Hata Sayısı</i>	<i>Hata Oranı</i>
1	691462	69%
2	308538	31%
3	66807	%6.7
4	6210	%0.62
5	233	%0.023
6	0.34	%0.00034
7	0.019	%0.0000019

Monte Carlo metodu, gerçek bir durumun stokastik modelini oluşturup, bu model üzerinden örnekleme deneyleri hazırlama tekniği olarak bilinir. Bu yöntem, stokastik yapıda birbiriyle ilişkili çok sayıda değişkene sahip sistem çıktılarının çalışılmasında kullanılmaktadır. Analitik olarak ele alınması mümkün olmayan, gelişigüzel davranışları incelemek için kullanılır. Bu metodun kumarhanelerden nükleer alandaki araştırmalara kadar pek çok kullanım alanı bulunmaktadır. Bilgisayar platformu kullanılarak ilk bu metodla 1948 yılında Nicholas Metropolis tarafında çalışma yapıldı. 1948'den günümüze kadar pek çok bilim ve mühendislik alanındaki gelişmelere katkı sağlamaktadır ve en popüler 10 algoritma arasındadır.

Tolerans analizi için TEAMCENTER VISUALİZATIN MOCKUP 9.1 programının ilgili modülü kullanılmıştır. Analizi için teknik resim üzerinde bulunan imalatçıyla anlaşmış tüm toleranslar parça geometrisine işlemiştir. Buna ek olarak etkileşim içerisinde olunan şasi ve adblue tankı kafesiyle ilgili toleranslar ilgili geometriler işlenmiştir.

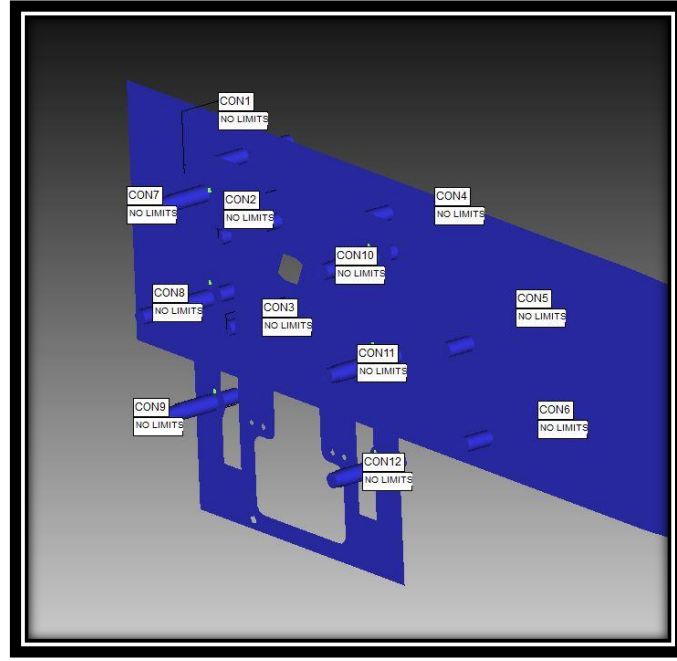


Şekil 2.8 : Konsept tasarım üzerine toleransların uygulanması

Uygulanan tolerans analizi için sonuçların daha sağlıklı olmasına adına örneklemin hacmi 20000 olarak belirlenmiştir. Kullanılan paket program *Monte Carlo* algoritmasını kullanarak, geometriye işlenmiş toleransların içerisinde kalmak şartıyla farklı geometrilerdeki parçaları bir araya getirerek örneklem oluşturmaktadır. Sonrasında bu örneklemin içerisindeki elemanlar kullanılarak istenilen iki nokta arasında mesafe kontrolü veya montaj kontrolü yapılmaktadır.

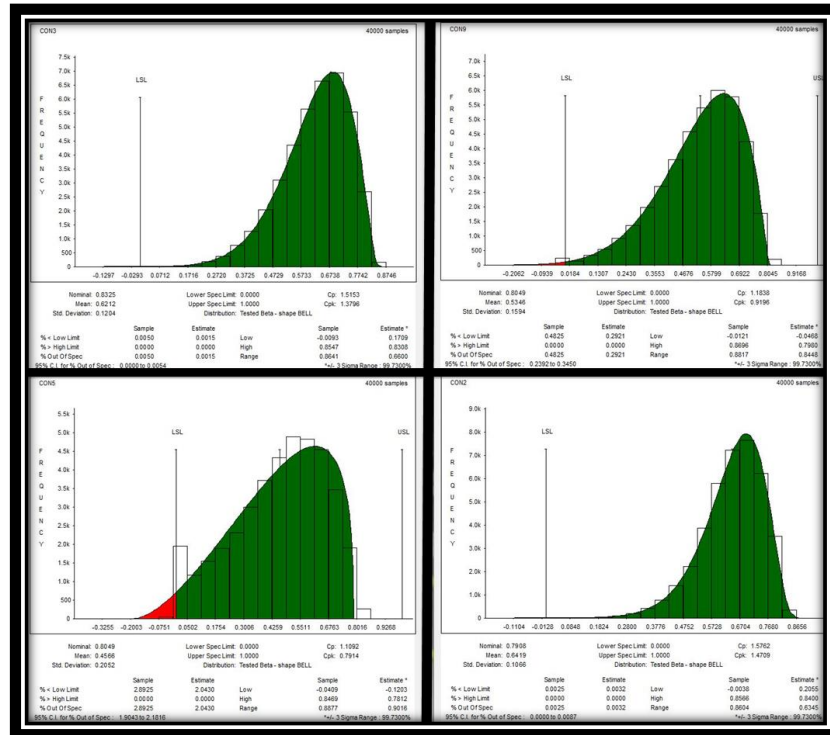
Çizelge 2.3 : Tolerans analizi bağlantı numaraları

Bağlantı Numarası	Bağlantı Açıklaması
1,2,3	Sol taraftaki konsept tasarım şasi bağlantısı
4,5,6	Sağ taraftaki konsept tasarım şasi bağlantısı
7,8,9,10,11,12	Konsept tasarım adblue tankı kafesi bağlantısı

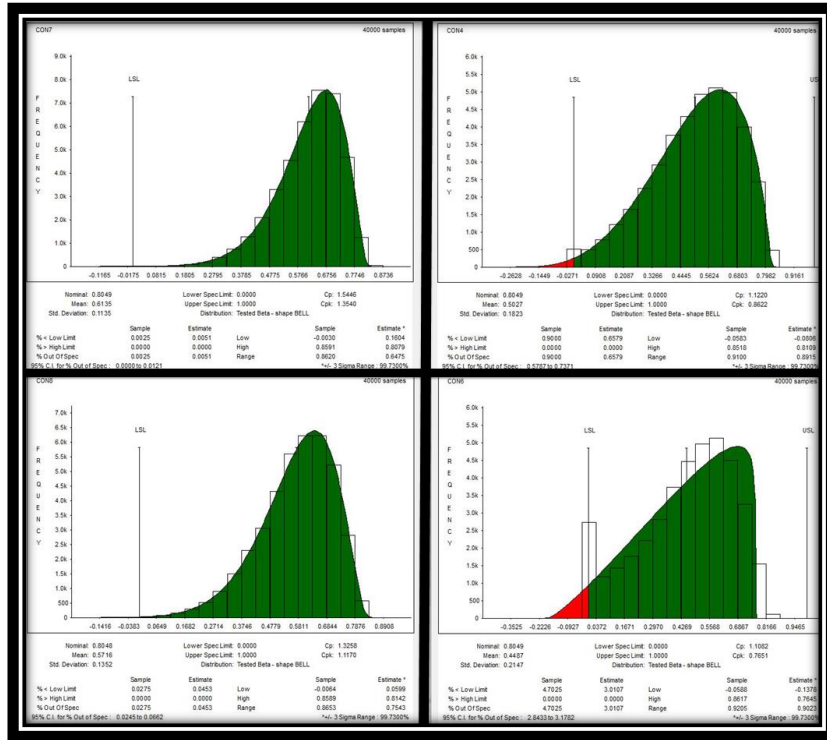


Şekil 2.9 : Tolerans analizi bağlantı gösterimi

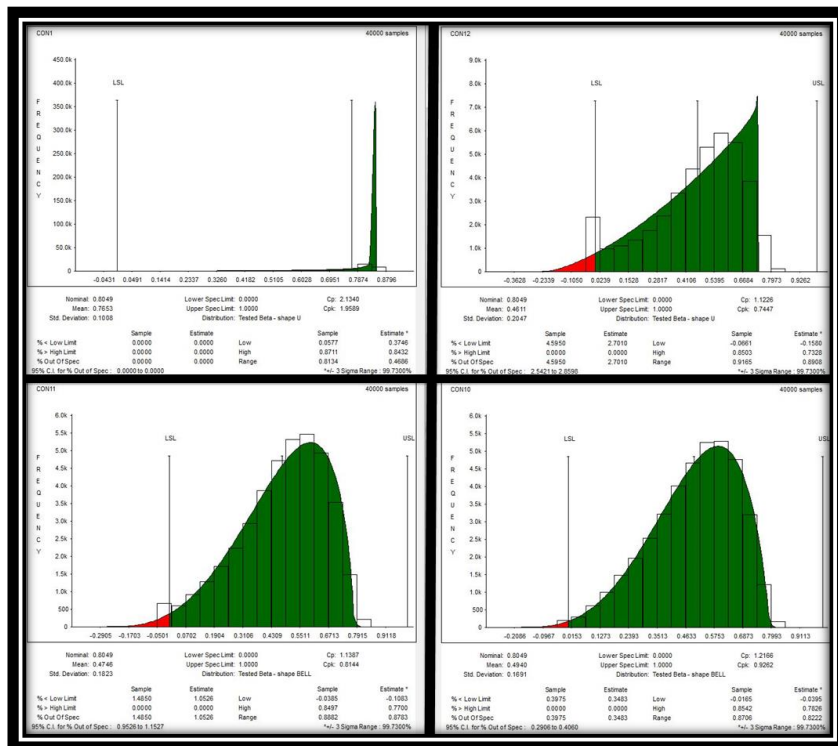
İncelenen bağlantıların standart dağılımı gösteren grafikler aşağıdaki şekildedir.



Şekil 2.10 : Tolerans analizi sonuçları (CON#2,3,5,9)



Şekil 2.11 : Tolerans analizi sonuçları (CON#4,6,7,8)



Şekil 2.12 : Tolerans analizi sonuçları (CON#1,10,11,12)

Yapılan analizler tablo halinde sadece biçimde aşağıda gösterilmiştir.

Çizelge 2.4 : Tolerans analizi sonuçları

<i>Bağlantı Numarası</i>	<i>Ortalama</i>	<i>Standart Sapma</i>	<i>Üst Sapma Limiti</i>	<i>Alt Sapma Limiti</i>
CON#1	0,7653	0,1008	0,9669	0,5637
CON#2	0,6419	0,1066	0,8551	0,4287
CON#3	0,6212	0,1204	0,862	0,3804
CON#4	0,5027	0,1823	0,8673	0,1381
CON#5	0,4566	0,2052	0,867	0,0462
CON#6	0,4487	0,2147	0,8781	0,0193
CON#7	0,6135	0,1135	0,8405	0,3865
CON#8	0,5716	0,1352	0,842	0,3012
CON#9	0,5346	0,1594	0,8534	0,2158
CON#10	0,494	0,1691	0,8322	0,1558
CON#11	0,4746	0,1823	0,8392	0,11
CON#12	0,4611	0,2047	0,8705	0,0517

Alt sapma limitleri incelendiğinde tüm bağlantı noktaları için %98.76 ihtimal ile montajın gerçekleştirilebileceği gösterilmiştir. Bu oran prototip parça imalatına ilgili toleransları içeren teknik resimle ile başlanabileceğini göstermektedir.

Bu hesaplamalara ek olarak teknik resimde malzeme bilgisi tüm spekleriyle belirtilmiştir. Her bir prototip parçaya ait ölçüm raporu temin edilmeli ve malzemeye bağlı olarak farklı testler uygulanmalıdır.

Çizelge 2.5 : ISO Standartlarına göre M14 civata özellikleri

<i>Civata Boyutu</i>	<i>Diş Adımı</i>	<i>Kesit Alanı [mm²]</i>	<i>Akma Gerilmesi [N/mm²]</i>	<i>Kuvvet [kN]</i>	<i>Çekme Gerilmesi [N/mm²]</i>	<i>Sertlik [HRC]</i>	<i>Uzama [%]</i>
M14	2	115	830	95.5	1040	32-39	9

2.5.1.2 Civata Koparma Testleri

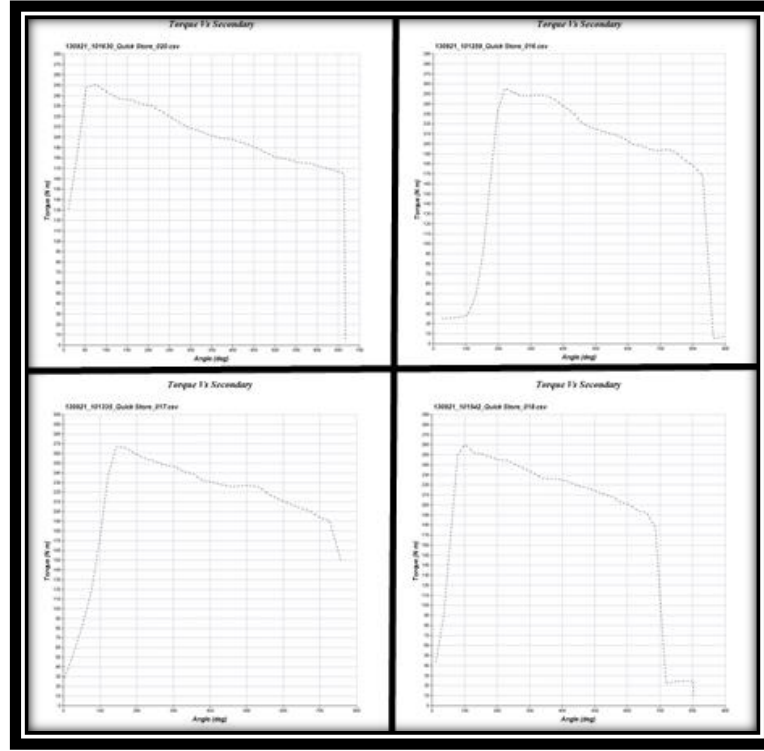
Farklı geometri ve malzeme kalitesindeki civatalar için önerilen standart tork değerleri vardır. Fakat bağlanan parçaların yapısına göre önerilen değerleri

kullanmak her zaman güvenli olmayacaktır. Bu sebeple prototip parça imalatı ve imal edilen mamulün kontrolleri sonrasında her bir bağlantı için civata koparma testi uygulanır. Civata koparma testi her bir bağlantı için pek çok kez tekrarlanır ve testin amacı her bir bağlantı için bağlantı elemanının zarar gördüğü tork değerlerinin tayinidir.



Şekil 2.13 : Koparma testi numuneleri

Bu testler sonucunda belirlenecek tork değerleri, saha testlerinde kullanılacak prototip parçaların montajında kullanılacağı için oldukça önemlidir. Her bağlantı için tekrarlanan testlerin kopma torklarının ortalaması ve standart sapması hesaplanır. Bu değerlerin sıkma torku tayinini doğru şekilde yönlendirebilmesi için her bir bağlantı için en az altı tekrar gereklidir. Ortalama değerden üç standart sapma kadar düşülür ve bu değer ilgili bağlantı için üst tork değeri olarak belirlenir. Bu işlemde de tolerans analizine benzer olarak ortalama değerden üç sigma düşülmesi halinden tüm ihtimallerin %99.97'si güvenli şekilde kapsanmış olacaktır. Montaj hattında kullanılan havalı veya elektrikli tork tabancalarının torklama tolerans aralıkları vardır. Bu toleranslar göz önünde bulundurularak, en üst tolerans ile cihaz torklama yapmış olsa bile belirlenen üst tork değerinin altına kalacak şekilde nominal tork değeri belirlenir. Bu nominal tork değeri üzerinden cihazın uygulama ihtimali olan en düşük tork değeri saha testlerinde kullanılacak araçlardaki montaj için kullanılır.



Şekil 2.14 : Koparma testi grafikleri

Bağlantılar için elde edilen kopma diagramlarını tablo halinde aşağıdaki gösterilmiştir.

Çizelge 2.6 : Koparma testi sonuçları

	OverAll	CON#1	CON#2	CON#3	CON#4	CON#5	CON#6
Ortalama Kopma Değeri	268	271	271	262	265	276	269
Standart Sapma	15	17	11	8	14	13	15
Alt Kopma Limiti	223	221	239	239	222	236	224
	CON#7	CON#8	CON#9	CON#10	CON#11	CON#12	
Ortalama Kopma Değeri	271	263	269	269	270	272	
Standart Sapma	16	10	15	15	13	16	
Alt Kopma Limiti	222	232	223	225	231	223	

Yapılan çalışmalar göstermiştir ki tüm bağlantılar göz önünde bulundurulduğunda sıkma torku için 221Nm değerinin üzerine çıkılması bağlantı elemanın dayanımı açısından güvenli olmayacaktır. Sabit hava basıncı fabrika içerisinde bulunan üretim hatlarında en yaygın kullanılan torklama ekipmanı havalı tork tabancasıdır. Bu tork tabancalarının sıkma torku toleransı %15 civarındadır.



Şekil 2.15 : Tork tabancası

Saha testlerinde kullanılacak tork değerleri aşağıdaki şekilde hesaplanır.

Çizelge 2.7 : Saha testleri için tork belirlenmesi

<i>Açıklama</i>	<i>Sıkma Torku [Nm]</i>	
<i>Alt kopma tork limitlerinin minimumu</i>	221	CON#1
<i>Sıkma ekipmanı tork toleransı (~%15)</i>	33,15	
<i>Sıkma ekipmanı için önerilebilecek nominal maximum tork değeri</i>	187,85	
<i>Konsept tasarım için önerilen nominal tork değeri</i>	175	
<i>Konsept tasarım için önerilen nominal değer tork toleransı (~%15)</i>	26,25	
<i>Saha Test araçlarına uygulanacak tork değeri</i>	148,75	

Bağlantıların tork değerlerinin standartlaştırılması amacıyla tüm bağlantılar için alt kopma tork limitlerinin minimum üzerinden yapılan bu hesaplama sonucuna göre 148.75Nm saha test araçlarına özel ekipmanlar kullanılarak uygulanacaktır.

3. DİNAMİK GERİLME ve YORULMA ANALİZİ TEMELLERİ

Analiz programlarının gelişmesi ve firmaların bu alandaki bilgi birikimlerini arttırmalarıyla birlikte CAE uygulamaları prototip parça imalatı için onay, zarar görmüş parçalarda problem tespiti ve maliyet azaltma çalışmalarında önemli rol oynamaktadır. Günümüzde araç tasarım projeleri için öngörülen süre dört yıl civarındadır. Endüstri yönelimleri, market istekleri ve beklentileri gereği araç tasarım süreci dört yıla kadar indirgenmiştir. Proje kapsamı bütün araç tasarımı olmayan güncelleme projelerinde ise bu süre dört yılın da altına ineabilmektedir Zorlu proje zamanlaması içerisinde tasarım çalışmaları için ayrılan süre bir yıl civarındandır. Bu süre içerisinde tasarıma ait tüm detaylar belirlenmeli ve prototip parça imalatı tamamlanmalıdır. Tasarıma ait belirlenmesi gereken detayların sayısı, prototip parça imalatı için yapılması gereken hazırlıklar ve prototip parça imalatı için gerekli süre düşünüldüğünde; parça dayanımına ilişkin bazı detayların belirlenmesi için CAE uygulamalarının kullanımı kaçınılmazdır.

Tez kapsamında uygulanacak yapısal dayanım analizlerinin amacı saha testleri öncesi konsept tasarıma olan güven seviyesinin artırılmasıdır. Bu amaçla farklı saha testleri sırasında farklı varyanttaki araçlardan toplanmış ivme yol bilgisi kullanılarak dayanım analizi ve titreşim analizi yapılacaktır. Bu analizler ile ilgili teorik bilgi verilip, bu analizlerin yapılması için izlenen yol açıklanarak sonuçlar paylaşılacaktır.

3.1 Dinamik Gerilme Analizi Temelleri

Ticari araçların çalışma şartlarında yüklemeler dinamik koşullarda gerçekleşmektedir. Bu nedenle yapısal dayanım analizleri dinamik metodlar kullanılarak yapılmaktadır.

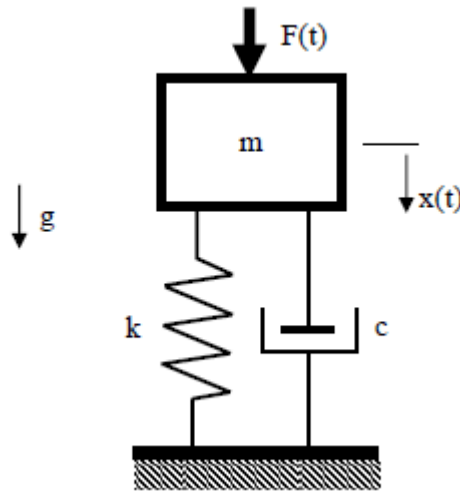
Araçtan beklenen ömrü temsil eden saha testlerinden toplanan yol yükleriyle yapılan dinamik dayanım analizleri, tasarımlardaki sorunlu bölgelerin tespitinde, onay süreçlerinde ve maliyet azaltma çalışmalarında kullanılmaktadır. Bu yöntem ile

yapılan analizler ve bu analizlere bağılı yapılan yorumlar ticari araçların yükleme durumları için daha isabetli sonuçlar verecektir.

3.1.1 Dinamik Analizin Temelleri

Dinamik analizin kullanılmasının temelde iki sebebi vardır. Bunlar dinamik analiz metodunda kullanılan yüklerin sisteme zamanın veya frekansın fonksiyonu olarak verilmesi ve sistemin bu yüklere cevabının zamanın veya frekansın çıktısı olarak olmasıdır. Bu özellikler aynı zamanda statik analizi dinamik analizden ayırmaktadır.

Dinamik bir sistemin en basit temsili, tek serbestlik derecesine sahip kütle, yay, sönüm ve kuvvetten oluşan sistemdir. Şekil 3.1’de tek serbestlik dereceli bir sistem ve bu sistemin elemanları gösterilmiştir.



Şekil 3.1 : Kütle,yay,sönüm ve kuvvet mekanizması

Dinamik sistem için kütle, sönüm, yay ve uygulanan kuvvet arasındaki bağıntı aşağıdaki şekilde ifade edilebilir. Sisteme uygulanan kuvvete karşı sistemi oluşturan yayın, sönümün ve kütlenin tepkisi arasındaki ilişki hareket denklemi olarak adlandırılır.

$$m(\ddot{u}(t)) + b(\dot{u}(t)) + k(u(t)) = F(t) \quad (3.1)$$

Hareket denklemi, sisteme etkiyen zamana bağılı kuvvetin her anı için çözülmelidir. Denklemin sağ tarafı dış kuvvet ve sol tarafı sistemin dış kuvvete bağılı olarak oluşturduğu iç kuvvet şeklinde tanımlanır. İvmelendirilmiş bir kütle, kütle ve

ivmenin çarpımına denk bir kuvvet oluşturur ve bu kuvvet atalet kuvveti olarak adlandırılır. Enerji sönüm mekanizması ise sönüm katsayısı (b) ve hızı (v) çarpımına eşit bir kuvvet oluşturur ve denklemin sol tarafındaki $b(\dot{u}(t))$ bileşeni ile gösterilir. Sönüm kuvveti sistemin kinetik enerjisini ısı enerjisine dönüştürerek, sistemin titreşiminin sönümlenmesini sağlar. Yay kuvveti, yay katsayısı (k) ve deplasmanın (u) fonksiyonudur ve denklemin sol tarafındaki $k(u(t))$ kısmını oluşturur. Denklemin sağ tarafındaki $F(t)$ kuvveti ise sisteme dışarıdan uygulanan zamana bağlı yüküdür. Bu yük sistemden bağımsız olmakla beraber farklı yapılar üzerindeki etkisi farklı olmaktadır.

3.1.2 Serbest Titreşim Analizi

Serbest titreşim analizi, hareket denkleminin (3.1) sağ tarafının sıfıra eşitlenmesiyle gerçekleştirilir. Sisteme dışarıdan uygulanan kuvvet olmadığından dolayı sistemin karakteristiklerinin çıkarılmasını sağlar. Eğer sistemdeki sönüm $b(\dot{u}(t))$ ihmal edilirse hareket denklemi (3.2) serbest titreşim analizi için aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$m(\ddot{u}(t)) + k(u(t)) = 0 \quad (3.2)$$

Denklem (3.2)'in deplasman çözümü, laplace dönüşümü kullanılarak aşağıdaki (3.3) şekilde yazılabilir.

$$u(t) = A \sin w_n t + B \cos w_n t \quad (3.3)$$

Dinamik sistemlerin bir özelliği de, sistemin kütle ve yay değerleri kullanılarak bulunan açısal frekans (w_n) ve sönümsüz doğal frekanstır (f_n). Açısal frekansın birimi rad/s, doğal frekansın birimi ise Hz olmalıdır.

$$w_n = \sqrt{k/m} \quad (3.4)$$

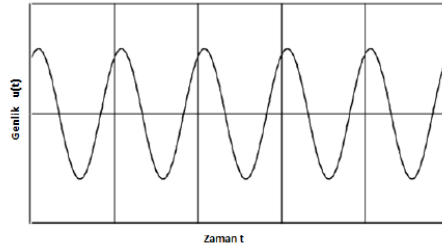
$$f_n = w_n/2\pi \quad (3.5)$$

Denklem (3.3)'in çözümündeki A ve B integrasyon sabitleri sistemin başlangıç koşullarına göre belirlenmektedir. Sistemin ilk deplasman ve hız değeri biliniyorsa A ve B katsayıları denklem (3.3)'de yerine konularak bulunabilir ve bulunan integrasyon sabitleri kullanılarak deplasman çözümleri (3.6) şeklinde yazılabilir.

$$u(t) = \frac{\dot{u}(0)}{w_n} \sin w_n t + u(0) \cos w_n t \quad (3.6)$$

$$B = u(0) \quad (3.6a)$$

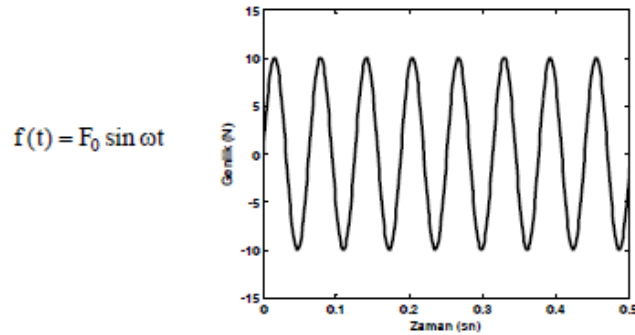
$$A = \frac{\dot{u}(0)}{w_n} \quad (3.6b)$$



Şekil 3.2 : Serbest titreşim hareketinde deplasman değerlerinin çözümü

3.1.3 Sönümlü Zorlanmış Titreşim Analizi

Mühendislik sistemlerine etki eden dinamik yükler genellikle harmonik formdadır.



Şekil 3.3 : Harmonik yükleme

Burada F_0 zorlama genliği, w ise zorlama frekansıdır.

Tek serbestlik dereceli harmonik zorlama etkisindeki sönümlü bir sistem için hareket denklemi aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$m\ddot{u}(t) + b\dot{u}(t) + ku(t) = F_0 \sin wt \quad (3.9)$$

Sönüm oranı için $\varphi = \frac{b}{2mw_n}$ ifadesi kullanılarak hareket denklemi aşağıdaki şekli alır.

$$\ddot{u} + 2\varphi w_n \dot{u} + w_n^2 u = \frac{F_0}{m} \sin wt \quad (3.10)$$

Diferansiyel denklemin çözümü homojen çözüm ile özel çözümün toplamı şeklinde ifade edilebilir. Homojen çözüm başlangıç şartlarına bağlıdır, özel çözüm ise dış zorlama ile oluşur. Başlangıç şartlarına bağlı çözüm, sönümlü durum için zaman ilerledikçe kaybolacaktır ve sistem cevabı sadece zorlama ile elde edilen çözüm olacaktır. Özel çözümün formu zorlamanın formu göz önünde bulundurularak $u_{\text{özel}} = U \sin(wt - \alpha)$ şeklinde önerilir. Trigonometrik açılımlar ve önerilen özel çözümün türevleri yerine yazıldığında aşağıdaki ifade elde edilir.

$$\begin{aligned} & -w^2 U \sin wt \cos \alpha + w^2 U \sin \alpha \cos wt + 2\varphi w_n w U \cos wt \cos \alpha \\ & + 2\varphi w_n w U \sin wt \sin \alpha + w_n^2 U \sin wt \cos \alpha \\ & - w_n^2 U \sin \alpha \cos wt = \frac{F_0}{m} \sin wt \end{aligned} \quad (3.11)$$

Bu eşitlik $\sin wt$ ve $\cos wt$ olarak iki parça halinde incelenebilir.

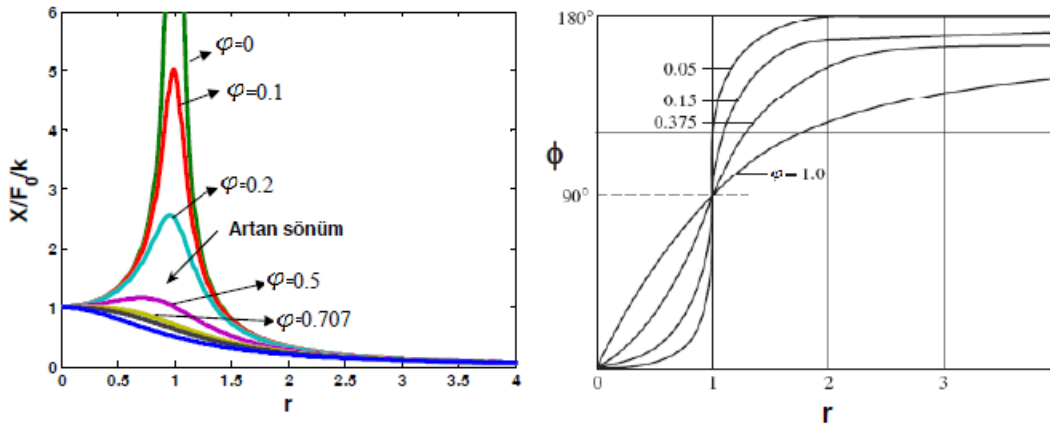
$$[-w^2 \cos \alpha + 2\phi w_n w \sin \alpha + w_n^2 \cos \alpha]U \sin wt = \frac{F_0}{m} \sin wt \quad (3.12)$$

$$[w^2 \sin \alpha + 2\phi w_n w \cos \alpha - w_n^2 \sin \alpha]U \cos wt = 0 \quad (3.13)$$

Eğer $r = \frac{w}{w_n}$ olarak tanımlanır ve bu iki denklem (3.12 ve 3.13) arasında uygun işlemler yapılırsa aşağıdaki sonuçlar elde edilir.

$$\frac{U}{F_0/k} = \frac{1}{\sqrt{(2\phi r)^2 + (1 - r^2)^2}} \quad (3.14)$$

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{2\phi r}{1 - r^2}\right) \quad (3.15)$$



Şekil 3.4 : Genlik ve faz açısı hesaplaması

Rezonans durumu incelenirse, bu durumda genlik en büyük değere sahiptir. En büyük genliğin elde edildiği frekans değerine “rezonans frekansı” adı verilir. Bu frekans değerinde cevap genliği eğrisinin türevi sıfıra eşittir.

$$\frac{d(\frac{U}{F_0/k})}{dr} = \frac{0 \times \sqrt{(2\varphi r)^2 + (1 - r^2)^2} - 0.5 \frac{8\varphi^2 r - 4r + 4r^3}{\sqrt{(2\varphi r)^2 + (1 - r^2)^2}}}{(2\varphi r)^2 + (1 - r^2)^2} = 0 \quad (3.16)$$

Bu eşitliğin sıfıra eşitlenebilmesi için aşağıdaki denklemin sıfır olması gereklidir.

$$r^2 + 2\varphi^2 - 1 = 0 \quad (3.17)$$

$$r = \frac{w}{w_n} = \sqrt{1 - 2\varphi^2} \quad (3.18)$$

Bu durumda rezonans frekansı aşağıdaki gibi olacaktır.

$$w_r = w_n \sqrt{1 - 2\varphi^2} \quad (3.19)$$

Rezonans anındaki genlik değerini hesaplamak için bulunan r değeri genlik oranı (3.16) denkleminde yerine konulur.

$$(\frac{U}{F_0/k})_R = \frac{1}{2\varphi \sqrt{1 - \varphi^2}} \quad (3.20)$$

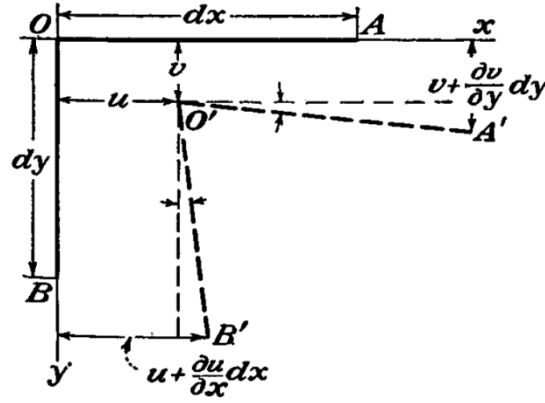
Küçük sönüm oranları için rezonans genliği aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$(\frac{U}{F_0/k})_R = \frac{1}{2\varphi} \quad (3.21)$$

3.1.4 Genel Gerilme Hesabı

Hareket denklemi, sisteme etkiyen zamana bağlı kuvvetin her anı için çözüldüğünde sistemdeki her nokta için zamana bağlı olarak deplasman hesaplanmış olur. Yorulma analizinde kullanılacak olan zamana bağlı gerilme ve gerinim değerlerini

hesaplayabilmek için deplasman ile gerinim ve gerilim arasında bağıntı kurmak gereklidir. Bu nedenle yorulma analizi için öncelikle zamana bağlı gerinimin ve gerilimin sonlu elemanlar metodları kullanılarak hesaplanması gerekir. Deplasman ile gerinim ve gerilim arasındaki bağıntıyı elastik teori ile ifade edebiliriz.



Şekil 3.5 : Deplasman ve gerinim ilişkisi

Mühendislik problemlerinde ufak deplasmanlar ile çalışılmaktadır. Küçük deplasman kabulü göz önünde bulundurularak; x, y, z koordinatlarında deplasmanlar sırasıyla u, v, w şeklinde ifade edilir. x, y, z koordinatlarında gövdenin parçası olarak dx, dy, dz ebatlarında bir eleman düşünülürse, deformasyon esnasında O noktasının O' 'na gelir. Bu duruma paralel olarak en genel halde B noktası B' noktasına taşınır ve bu sırada $u + \frac{\partial u}{\partial x} dx$ kadar deplasman olacaktır. Bu durumda x eksenindeki eksenel birim uzama $\frac{\partial u}{\partial x} dx$ 'dır. Diğer eksenler içinde eksenel uzama benzer şekilde ifade edilebilir. Deformasyon esnasında eksenel uzamaya ek olarak, en genel halde $O'A'$ ve $O'B'$ arasındaki açıda da değişim olacaktır. xz ve yz düzlemleri arasındaki açısal değişim $\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}$ 'dir. Bu değer kayma birim uzamasıdır. xy ve xz ile yx ve yz düzlemleri arasındaki kayma birim uzamasıda benzer şekilde ifade edilebilir.

$$\epsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x}, \epsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y}, \epsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z} \quad (3.22)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}, \gamma_{xz} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}, \gamma_{yz} = \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \quad (3.23)$$

$\epsilon_x, \epsilon_y, \epsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{xz}, \gamma_{yz}$ değerleri gerininin bileşenleridir.

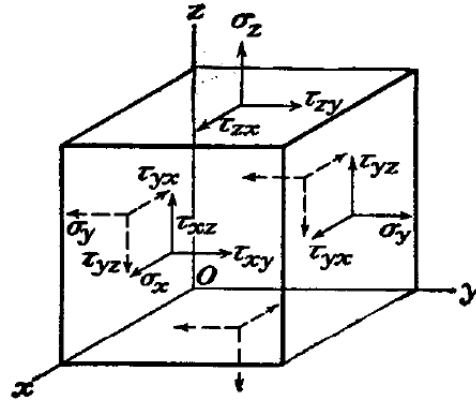


FIG. 3.

Şekil 3.6 : Kartezyen gerilme bileşenleri

Aşağıdaki bağıntılar kullanılarak deplasmanın fonksiyonu olarak hesaplanan gerininin bileşenleri kullanılarak eksenel ve kayma gerilmeleri hesaplanabilir.

$$\epsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] \quad (3.24)$$

$$\epsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)] \quad (3.25)$$

$$\epsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)] \quad (3.26)$$

$$\gamma_{xy} \cdot G = \tau_{xy} \quad (3.27)$$

$$\gamma_{xz} \cdot G = \tau_{xz} \quad (3.28)$$

$$\gamma_{yz} \cdot G = \tau_{yz} \quad (3.29)$$

Burada $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ eksenel gerilmeler ve $\tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$ kayma gerilmeleridir.

3.2 Yorulma Analizi Temelleri

Yorulmayı tanımlamanın pek çok farklı yolu vardır. Bunların arasından iki tanesi aşağıdaki şekilde sıralanabilir.

- Yorulma, malzeme özelliklerinin tekrarlı uygulanan gerilme ve gerininin sonucu olarak değişime uğraması ve bu değişimin malzemede çatlak oluşması yada malzemenin zarar görmesi ile sonuçlanması durumudur.
- Yorulma, bir malzemenin göreceli olarak düşük yüklere uzun bir süre boyunca dayanımı göstermektedir.

Yorulma analizi metodlarının irdelenmesinden önce malzemede zarar oluşum konseptini açıklamak gereklidir. Zarar oluşumun ön görme metodları değişken yüklemelerin hesaba katılmasını gerektirir.

Çatlak oluşumu ve malzemenin zarar görmesi, malzemenin bölgesel deformasyonun sonucudur. Parçada oluşan mikro çatlakların ilerlemesi ve birleşmesiyle malzemede yerel zararlar oluşur. Bu yerel zararların birleşmesiyle beraber malzeme zarar görmüş olur. Sonuç olarak, yorulma sonucu çatlak oluşumu malzemenin gördüğü hasarın yükleme tekrarının fonksiyonu olarak toplamıdır. Bu toplam malzemenin hiç çatlak içermediği durum ve malzemenin kırıldığı durum arasındadır.

Yorulma zorlanması, malzeme geometrisinin, malzeme özelliklerinin ve malzemenin üretiminden arta kalan gerilmelerin bir fonksiyonu olduğu yapılan testler sonucunda görülmüştür.

Yorulmaya bağlı çatlak oluşumu lineer olmayan bir davranış gösterir, buna bağlı olarak parçanın yorulma zararı görmesi de lineer olmayan bir davranış gösterir. Fakat bu lineer olmayan davranış ile hesaplama yapmak oldukça zordur. Palmgren ve Miners lineer yaklaşımla hesaplama yapabilmek için bir konsept önermiştir. Detayda

oluşan hasar, hasara sebep olan her bir (i) genliğindeki yüklemenin tekrarı için aynı yükleme aralığında detayın yorulma dayanımına ($N_{f,i}$) denk gelir.

$$d_i = \frac{1}{N_{f,i}} \quad (3.30)$$

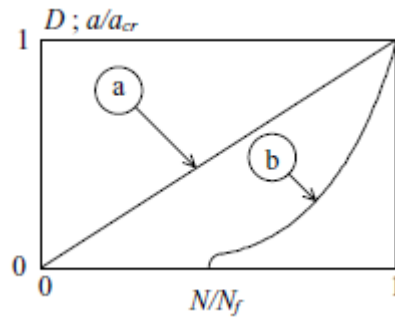
(i) yükleme genliği için (n_i) adet döngünün etkisi,

$$d_{i,n} = n_i d_i = \frac{n_i}{N_{f,i}} \quad (3.31)$$

olarak ifade edilebilir. Detaya etkiyen toplam hasar aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$D_{tot} = \sum_i d_{i,n} = \sum_i \frac{n_i}{N_{f,i}} \quad (3.32)$$

Şekil(3.7) görüldüğü gibi lineer hasar oluşumu ile lineer olmayan hasar oluşumu arasında büyük fark vardır. Palmgren-Miners yaklaşımı hasar oluşumunun basitleştirilmiş halidir.



Şekil 3.7 : (a) Lineer ve (b) Lineer olmayan hasar birikmesi

Ömür analizi metodlarını aşağıdaki şekilde sıralayabiliriz.

Çizelge 3.1 : Ömür analiz metodları

	<i>Ömür Tahmin Metodu</i>	<i>Yükleme-Ömür İlişkisi</i>	<i>Yükleme-Ömür İlişkisi Parametreleri</i>
1	S-N Eğrisi Yaklaşımı	S-N Eğrisi	$\Delta\sigma_R$
2	Yerel Gerinim Yaklaşımı	3-N Eğrisi	$\Delta\epsilon$
3	Kırılma Mekanîği Yaklaşımı	Paris Denklemi	ΔK

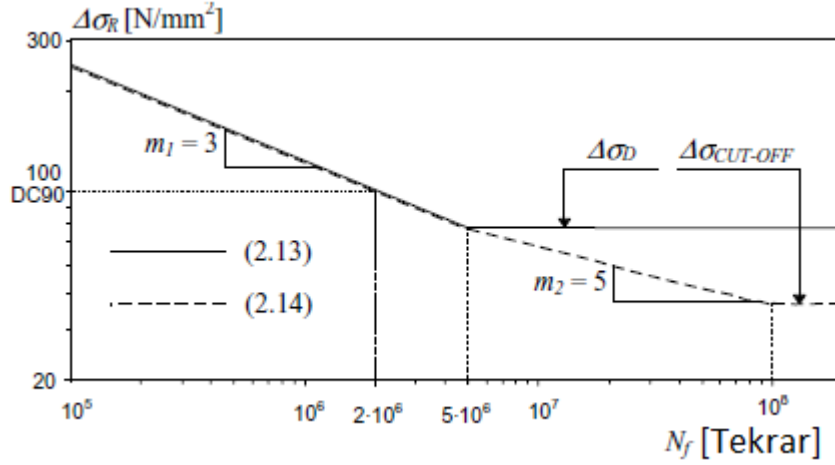
Ömür hesaplarından her biri yükleme ile ilgili parametreler ve yorulma ömrü arasında ilişki kurmaktadır. Bu ilişki yükleme-ömür ilişkisi olarak adlandırılır. Yükleme-ömür ilişkisi; yüklemeye bağlı parametreler, malzeme özelliklerine ve geometrisine bağlı yorulma ömrü arasında ilişki kurar. Çizelge 3.1’de en çok kullanılan yükleme-ömür ilişkileri sıralanmıştır.

3.2.1 Gerilme-Ömür Yaklaşımı

Yükleme-ömür ilişkisi S-N eğrisi üzerinden belirtilir. Yükleme-ömür ilişkisinin parametresi $\Delta\sigma_R$ olarak ifade edilir. $\Delta\sigma_R$ üç terimden oluşmaktadır.

$$\Delta\sigma_R = \text{MAX} \left[\left(\frac{N_f}{C_1} \right)^{\frac{1}{-m_1}} ; \left(\frac{N_f}{C_2} \right)^{\frac{1}{-m_2}} ; \Delta\sigma_{CUT-OFF} \right] \quad (3.33)$$

(3.33) numaralı denklem S-N eğrisi olarak adlandırılır. S yüklemenin genliğini, N yüklemenin tekrarını ifade etmektedir. C_1, C_2, m_1, m_2 ve $\Delta\sigma_{CUT-OFF}$ sabit tekrarlı yükleme altında yapılan testlerin sonuçları üzerinden istatistiksel çalışma yapılarak elde edilmektedir. Test sonuçları numune geometrisine oldukça bağlıdır.



Şekil 3.8 : Gerilme-ömür eğrisi

S-N eğrisi yaklaşımı göreceli olarak uygulaması daha kolay bir yöntemdir. Eğer sabit genlikte yük uygulanırsa, yorulma analizi direk (3.33) numaralı denklem ile yapılabilir. Fakat yük genliğinde zamana bağlı değişim varsa yorulma analizini direk yapmak mümkün değildir. Bu durumda aşağıdaki üç adımı uygulamak gerekir.

- Döngü sayma metodları kullanılarak, malzemeye uygulanan yükleri genlik ve tekrarlarına göre histogram çıkarılması gereklidir. Bu işlem için rainbow metodu kullanılabilir.
- (3.32) numaralı denklem kullanılarak histogram için lineer yaklaşımla zarar hesaplanır. Her bir yükleme genliği için malzeme limit döngüsü (3.33) numaralı denklem kullanılarak hesaplanabilir.
- Yorulma ömrü (3.34) numaralı denklem kullanılarak hesaplanır

S-N eğrisi yaklaşımı malzemenin kalan ömrünün değerlendirilmesinde kullanılmaz,

$$N_f = \frac{1}{D_{tot}} \quad (3.34)$$

bunun yerine malzemenin yorulmaya karşı tasarımının yapılmasında kullanılır.

3.2.2 Yerel Gerinim Yaklaşımı

Bu yöntem yükleme-ömür ilişkisini 3-N eğrisi üzerinden tanımlamaktadır. Yükleme-ömür ilişkisinin parametresi $\Delta\epsilon$ olarak ifade edilir.

$$\frac{\Delta\epsilon}{2} = \frac{\sigma'_f - \sigma_m}{2} (2N_f)^{b'} + \epsilon'_f (2N_f)^{c'} \quad (3.35)$$

Gerinimin genliğini gösteren $\Delta\epsilon/2$ ifadesi, elastik gerinim $\Delta\epsilon_{elastik}/2$ ve plastik gerinimin $\Delta\epsilon_{plastik}/2$ toplamı olarak yazılabilir.

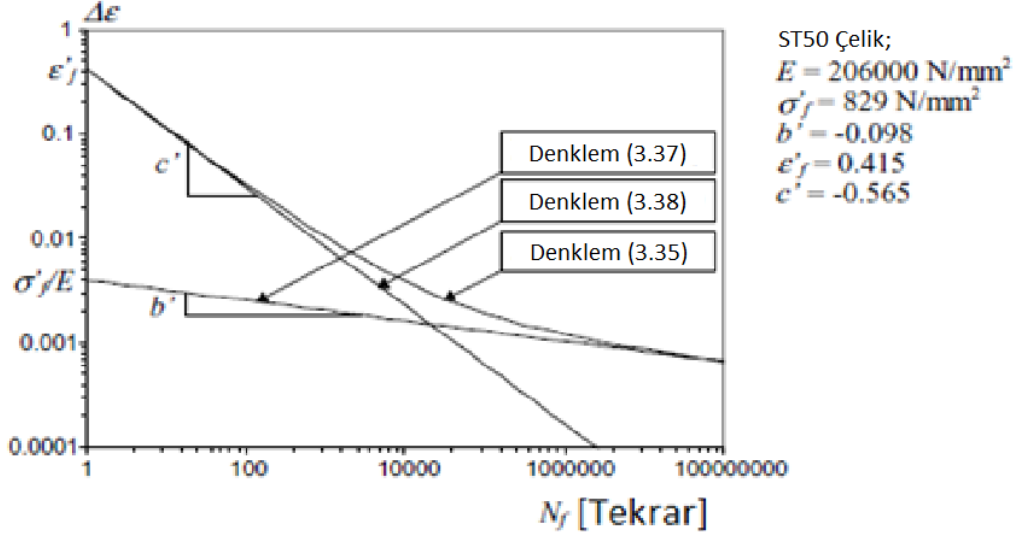
$$\Delta\epsilon/2 = \Delta\epsilon_{elastik}/2 + \Delta\epsilon_{plastik}/2 \quad (3.36)$$

Bu durumda,

$$\frac{\Delta\epsilon_{elastik}}{2} = \frac{\sigma'_f - \sigma_m}{2} (2N_f)^{b'} \quad (3.37)$$

$$\frac{\Delta\epsilon_{plastik}}{2} = \epsilon'_f (2N_f)^{c'} \quad (3.38)$$

şeklinde ifade edilir.



Şekil 3.9 : Gerinim-ömür eğrisi

(3.37) numaralı denklem Basquin tarafından ortalama gerilimin etkisini karşılamak için oluşturulmuştur. (3.38) numaralı denklem ise Coffin-Manson denklemi olarak bilinmektedir.

Gerinim-ömür ilişkisi malzemeye bağlı olan beş sabit içermektedir. Bunlar $E, \sigma'_f, b', \epsilon'_f, c'$ parametreleridir. Bu katsayıların belirlenmesi metodları literatürde belirlenmiştir ve kullanımı yaygın olan malzemeler için yayınlanmıştır. $\sigma'_f, b', \epsilon'_f, c'$ parametreleri metalin sınıfına, kullanılan alüminyum alaşımına ve üretim metoduna oldukça bağlıdır. Test ile bu parametrelerin belirlenmesinin yanı sıra kullanılan bazı ampirik bağıntılarda mevcuttur.

Yerel gerinim yaklaşımı malzemenin üzerinde çatlak oluşum zamanının ön görülmesinde kullanılır. Çatlak oluşumundan sonraki aşamada, çatlak etrafındaki gerinimin anlık olarak hesaplanması oldukça zordur. Çatlak başlangıcında gerinim hesabı için Neuber kural kullanımı yaygındır.

Yerel gerinim yaklaşımı ile yorulma analizi yapmak için aşağıdaki üç adım izlenir.

- Döngü hesaplama yöntemleri kullanılarak yerel gerinim aralıklarından yükleme boyunca histogram oluşturulur.
- Histogram içerisindeki her aralık için gerinime bağlı zarar hesaplanır. Bu zarar lineer yaklaşım kullanılarak (3.32) denklemiyle D_{TOT} olarak hesaplanır.

(3.32) denklem içerisindeki $N_{f,i}$ terimi için (3.35) denklemi kullanılarak her bir gerinim aralığı için hesaplama yapılır.

- (3.34) denklemi kullanılarak toplam ömür hesabı yapılır.

Yerel gerinim yaklaşımı için gerilim-ömür yaklaşımındaki gibi belirli bir dayanım limiti yoktur. Fakat, ömür olarak $10^8 - 10^9$ yükleme döngüsüne ulaşıldığında mühendislik yaklaşımıyla malzeme dayanım limiti altındadır denilebilir.

4. KONSEPT TASARIM YAPISAL DAYANIM ANALİZİ

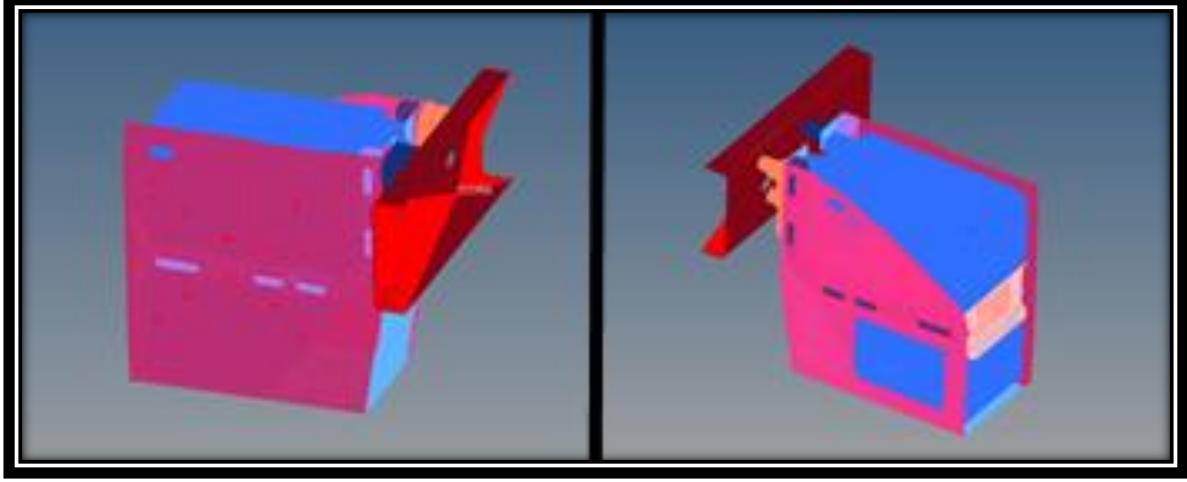
Dinamik analiz çalışmalarına genel yaklaşımda doğal frekans analizi ile başlanır. Bu analizden elde edilecek sonuçlar, dinamik analiz metodu ve ilgili hesaplamalara dahil edilecek terimler üzerinde etkilidir. Motorlu araçlarda titreşimin ana kaynağı motordur ve motorun oluşturduğu titreşim karakteristiği bilinmektedir. İlk aşama olan doğal frekans analizinde incelenmesi gereken husus, motorun oluşturduğu titreşimlerin frekansı ile incelenen sistemlerin doğal frekanslarının birbirine göre durumudur. İncelenen sistemlerin doğal frekansının motorun oluşturduğu titreşim frekansı ile örtüşmemesi istenir. Ayrıca motorun oluşturduğu titreşim ve yoldan şasi üzerine gelen titreşim için belirli bir üst limit ön görülebilir. Teze konu olan sistem için motor titreşiminin ve yoldan gelen titreşimlerin frekansının 300Hz mertebesinin üzerine çıkmaması beklenmektedir.

Doğal frekans analizinin ardından elde edilen sonuçlara bağlı olarak, doğal frekans analizi çıktıları kullanılarak veya kullanılmayarak gerilme analizi ve bunu takiben yapısal dayanım analizi yapılabilir. Otomotiv sektöründe yapısal dayanım analizinin yorumlanmasındaki genel yaklaşım karşılaştırma yönetimidir. Bu karşılaştırma benzer amaç ile geçmiş projelerde tasarlanmış sistemler ile yapılabileceği gibi benzer geometri ve malzeme özelliklerine sahip saha testlerini başarılı şekilde tamamlamış başka amaçla tasarlanmış sistemler ile de yapılabilir. Saha testlerinin analiz metodları kullanılarak dayanım anlamında belirli bir güven seviyesine ulaştırılmış olan konsept tasarım ile yapılmasının, CAE uygulamasında kullanılan metod geliştirilerek model kolerasyonu sağlanabilir. Bu aşamada sonra saha testlerinden toplanmış RLD kullanılarak daha güvenilir yapısal dayanım analizleri yapılabilir.

4.1 Ağ Yapısı

Yapısal dayanım analizi yapabilmek için öncelikle parça geometrisini sonlu elemanlar metoduna uygun olarak alt elemanlar bölmek gerekir. Hazırlanan tüm sistem geometrisinin ağ yapısını oluşturmak amacıyla HYPERMESH programı kullanılmıştır. Doğal frekans analizi için çözüm süresi ve gerekli olan işlemci

gücünün nispeten yorulma analizine göre daha az olması sebebiyle tüm ilgili sistem için yapılabilir. Bu sebeple ağ yapısı tüm sistem için oluşturulmuştur. Ek olarak ağ yapısı oluşturulan sistemin gerçekçi olabilmesi için şaside modele dahil edilmiştir.



Şekil 4.1 : Sistemin ağ yapısı

Üç boyutlu olarak ağ yapısı oluşturulmadan önce 2D olarak ağ yapısının oluşturulması gereklidir. İki boyutlu ağ yapısı oluşturulurken kullanılan eleman tipleri bölgesel olarak geometriye bağlı değişebilir. Tez kapsamındaki çalışmalarda sistemin alt parçalarının geometrilerine bağlı olarak farklı ağ eleman tipleri kullanılmıştır. Tank ve sac metal parçaların Ağ geometrisi oluşturulması sırasında quadro elemanlar kullanılmıştır, buna karşın dairesel veya kompleks geometriye sahip parçalar için tria ve r-tria elemanlar kullanılmıştır. Sonrasında oluşturulan iki boyutlu kabuk ağ yapısının kalitesi aşağıdaki kriterlere göre incelenmiştir.

- Minimum tria açısı $> 20\text{deg}$
- Maksimum tria açısı $< 120\text{deg}$
- Jakobyen < 0.7

Ağ yapısı bu kriterlerin dışına çıkan elemanların sayısının toplam sistem içerisindeki eleman sayısına oranı %1'in altına düşene kadar iyileştirilmiştir.

İki boyutlu ağ yapısı ile ilgili kalite şartlarının sağlanmasının ardından iki boyutlu ağ yapısı kullanılarak konsept tasarım için üç boyutlu ağ yapısına geçilmiştir. Sac metal ve benzer geometrideki parçalar için kalınlık verilerek üç boyutlu ağ yapısına geçilmiştir.

Ağ yapısının üç boyutlu olarak sistemdeki tüm parçalar için tamamlanmasının ardından, parçalar arasındaki etkileşimler oluşturulmuştur. Tüm parçalar montaj sırasıyla şasiye bağlanmış ve şasi tek hareketli noktaya rijit olarak bağlanmıştır. Doğal frekans analizi ve yapısal dayanım analizi bu nokta kullanılarak yapılacaktır. Sistemdeki parçaların malzeme özellikleri ilgili parçalara eklenmiştir.

4.2 Dinamik Gerilme Analizi

4.2.1 Titreşim Analizi

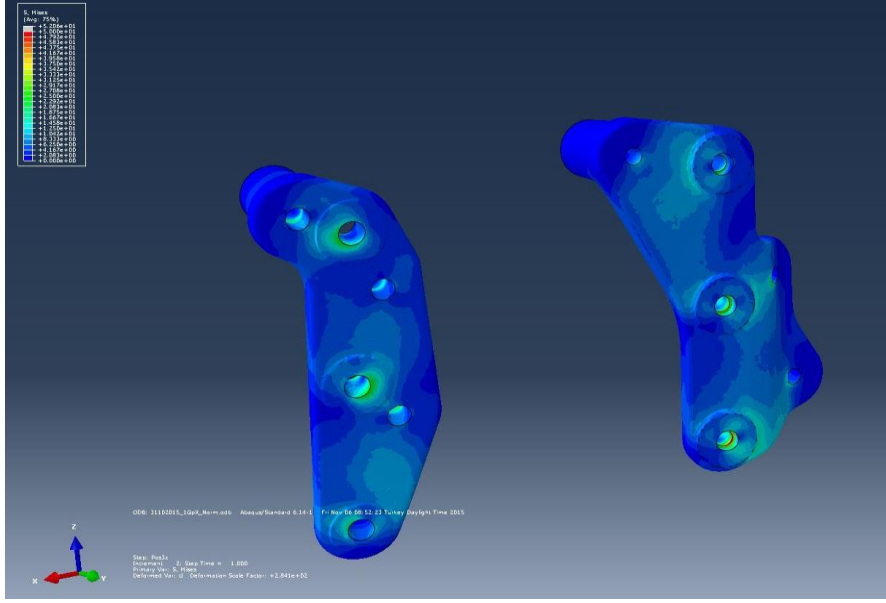
Doğal frekans analizi için tez kapsamında HYPERMESH programında oluşturulan Ağ yapısının çözümü için ABAQUS programı kullanılmıştır. HYPERMESH programından elde edilen Ağ yapısı üzerine ABAQUS ile ilgili kodlar eklenerek çözülmüştür. Sistem şasinin rijit olarak bağlandığı noktadan sabitlenerek, sistemin tüm parçaları için doğal frekans analizi yapılmıştır. Titreşim analizi sonuçları EKLER kısmında görülebilir.

Doğal frekans analizi göstermiştir ki teze konu olan adblue tankı kafesinin şasi bağlantısı için önerilen konsept tasarımın 150Hz'in altında doğal frekansı bulunmamaktadır. Yapısal dayanım analizi için ihtiyaç duyulacak işlemci gücü ve hesaplama süresi göz önünde bulundurularak, yapısal dayanım analizini sadece konsept tasarım için yapmak daha efektif bir yaklaşım olacaktır. Dayanım analizinin gerektirdiği işlemci gücü ve işlem zamanına göre sadece parçaların yüzeyleri için dayanım hesaplaması yapılması gereken durumlar da olabilir.

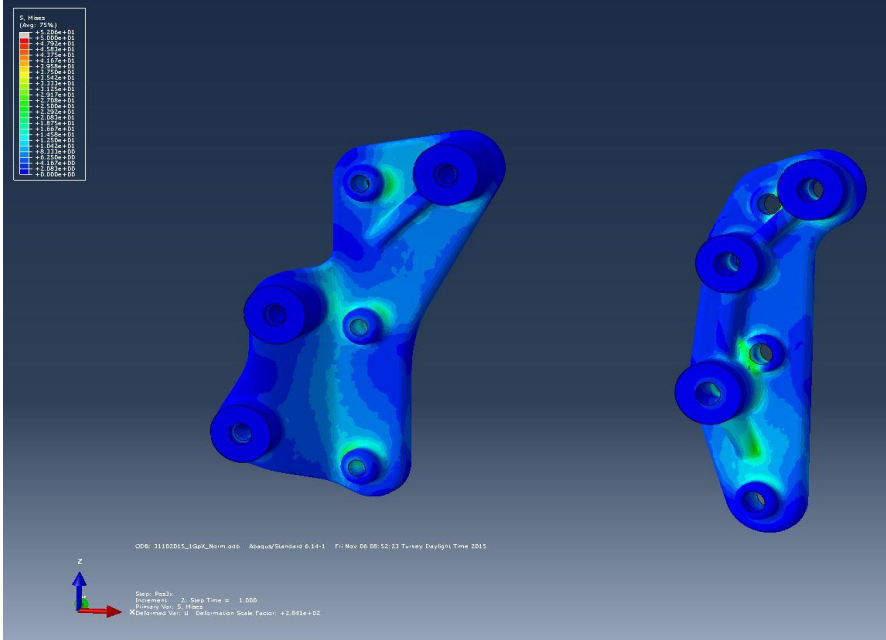
Yapısal dayanım analizi sırasında sadece konsept tasarım için hesaplama yapılacağından ve kullanılacak RLD içerisinde 150Hz'den yüksek frekanslı sisteme girdi olmadığından dolayı sistemin modları gözardı edilebilecektir.

4.2.2 Gerilme Analizi

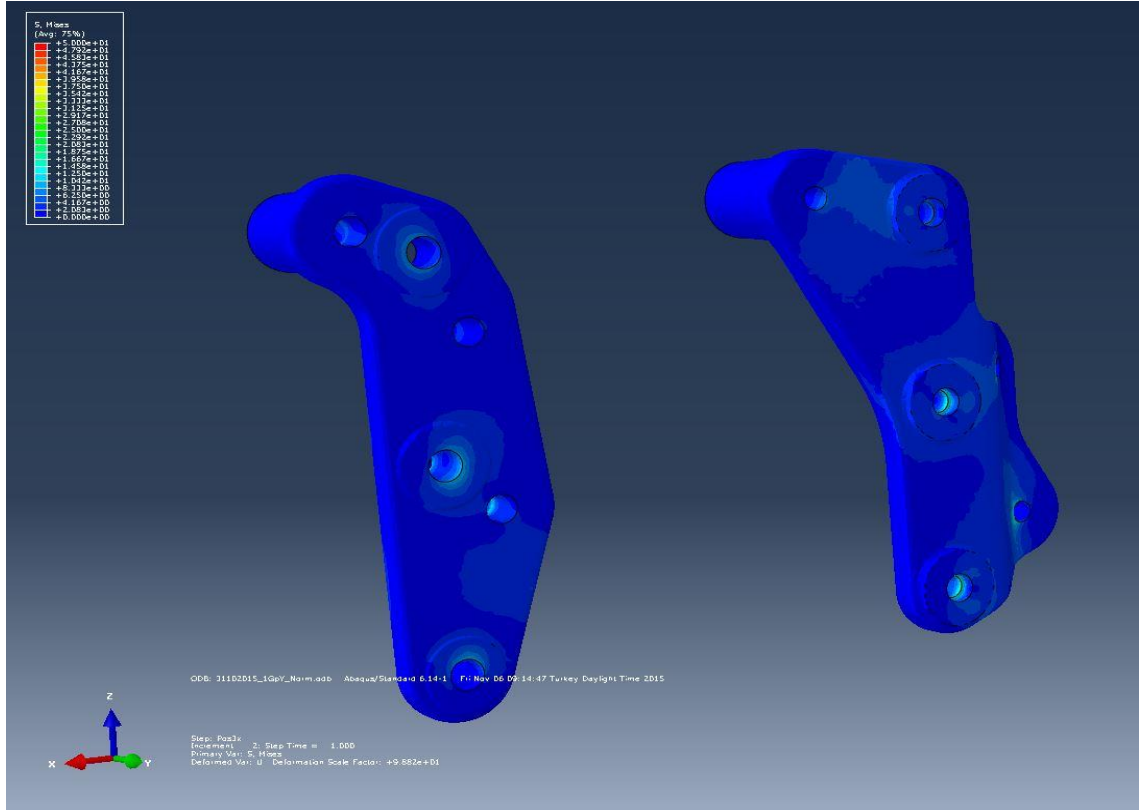
Yorulma analizinin gerçekleştirilebilmesi için öncelikli olarak gerilme analizi yapılmalıdır. Gerilme analizi için titreşim analizi amacıyla oluşturulmuş model kullanılır. Sistem araç üzerindeki montajına benzer şekilde sabitlenerek; sisteme X,Y,Z yönlerinde çeşitli ivmeler verilir. Bu analiz sonucunda elde edilen gerilme değerleri yorulma analizi sırasında kullanılacaktır.



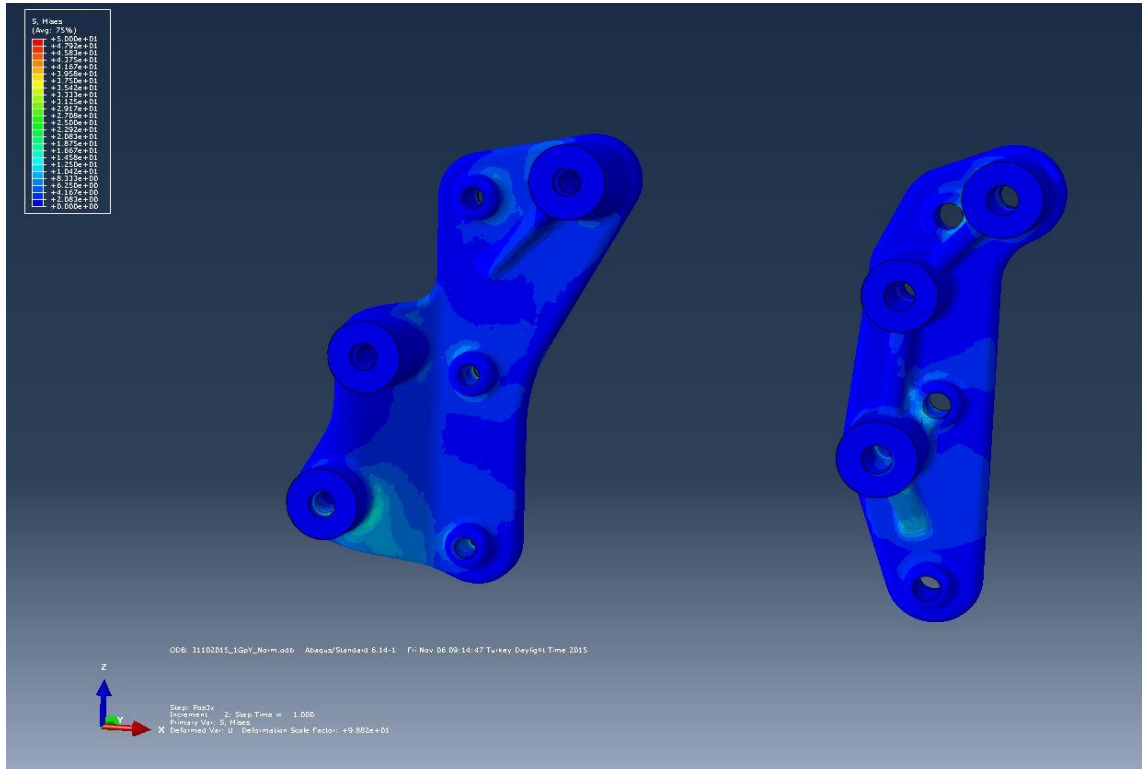
Şekil 4.2 : 1G +X Gerilme analizi sonuçları (Ön)



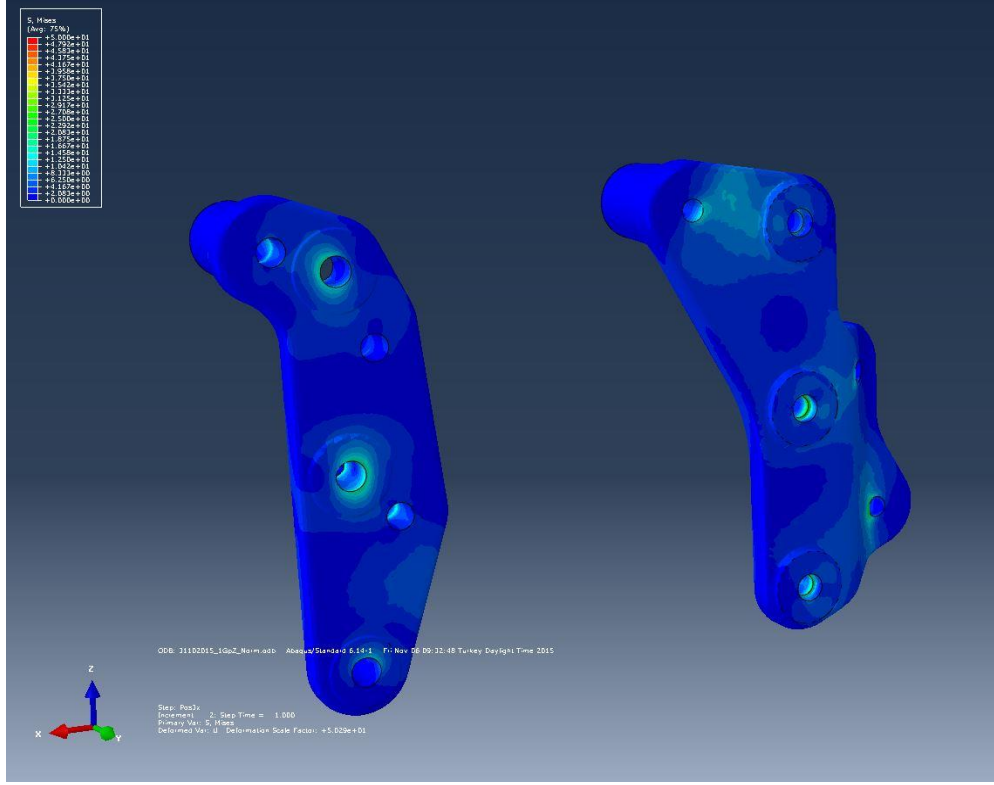
Şekil 4.3 : 1G +X Gerilme analizi sonuçları (Arka)



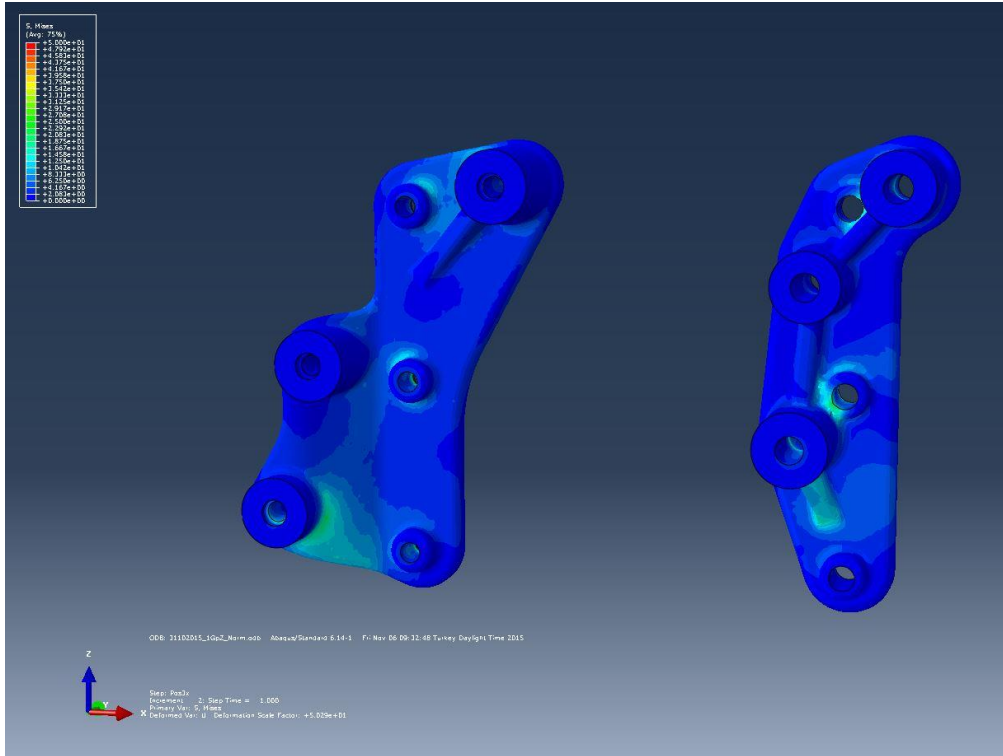
Şekil 4.4 : 1G +Y Gerilme analizi sonuçları (Ön)



Şekil 4.5 : 1G +Y Gerilme analizi sonuçları (Arka)



Şekil 4.6 : 1G +Z Gerilme analizi sonuçları (Ön)



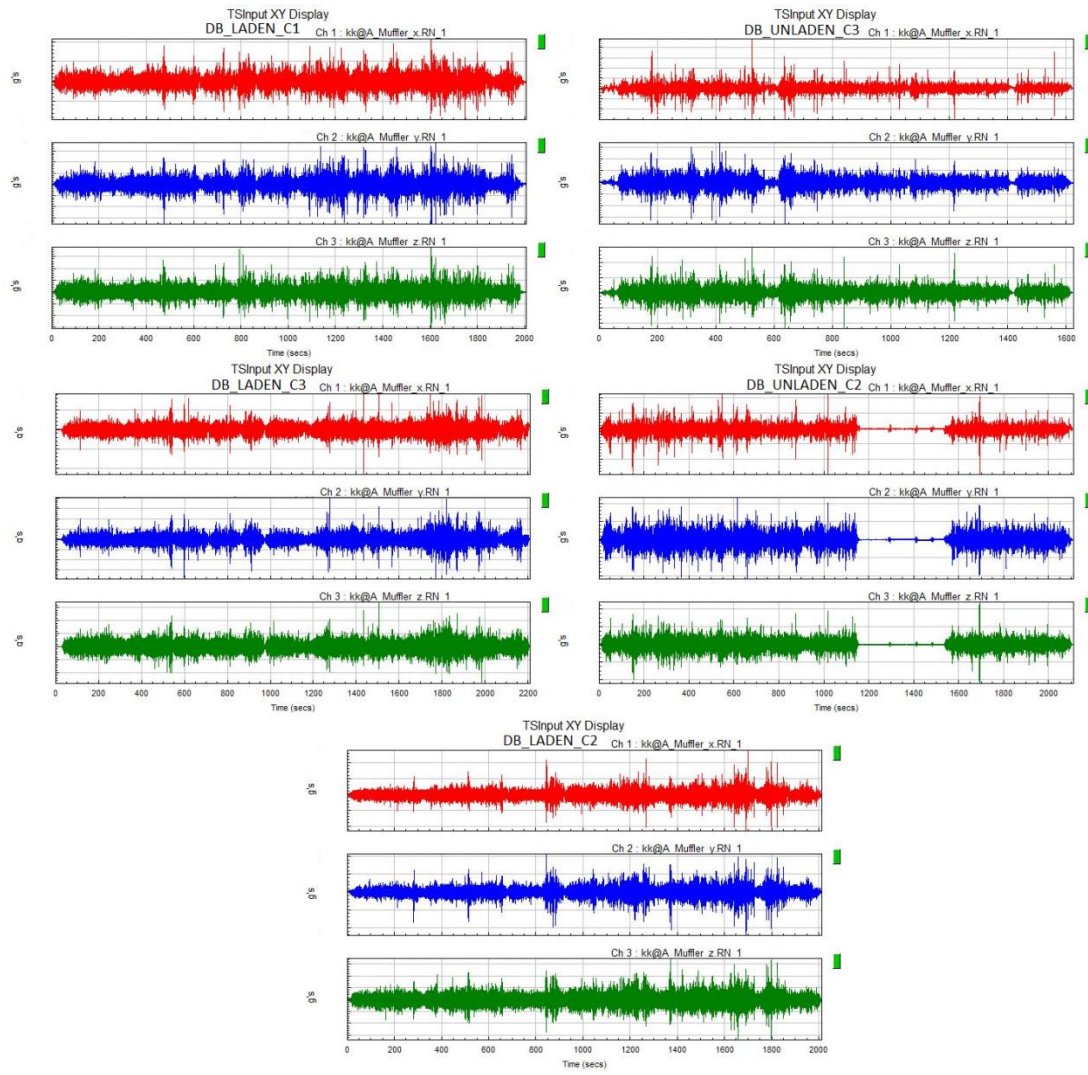
Şekil 4.7 : 1G +Z Gerilme analizi sonuçları (Arka)

4.3 Yorulma Analizi

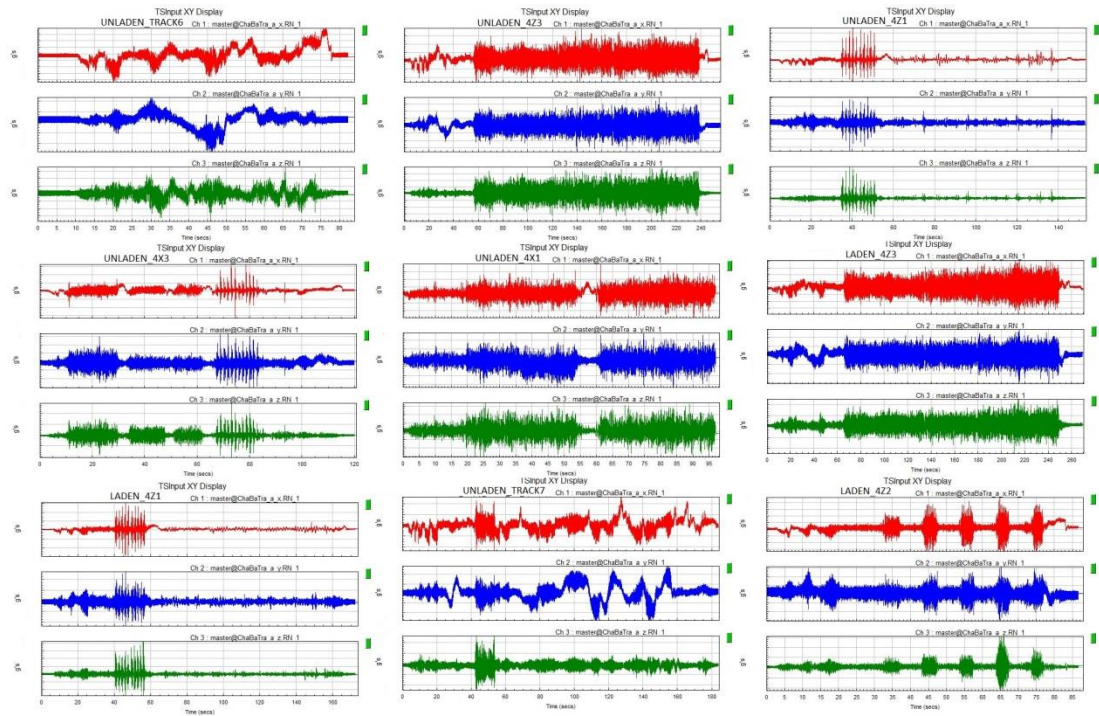
Bu aşamada geçmiş projelerde uygun bölgeden toplanmış RLD kullanılır. Her araç varyantının kullanım alanı farklılık göstermektedir, buna paralel olarak her araç varyantı için yapısal dayanım analizi sırasında kullanılması gereken RLD’de farklılık göstermektedir. Tez kapsamında iki farklı RLD ile yapısal dayanım analizi yapılmıştır. Bunlarda bir tanesi arazide kullanılan araçların profilini yansıtmakta diğer ise otoyolda kullanılan araçların profilini yansıtmaktadır. Yapılan konsept tasarımın her iki profil içinde güvende olması gereklidir. Bu profillere ait RLD’ler ve bu RLD’lerin tekrar sayıları aşağıdaki gibidir.

Çizelge 4.1 : RLD güzergah ve tekrar sayısı detayı

Profil #1		
No	Güzergh	Tekrar Sayısı
P1_1	DB_LADEN_C1	5500
P1_2	DB_LADEN_C2	5500
P1_3	DB_LADEN_C3	5500
P1_4	DB_UNLADEN_C2	8300
P1_5	DB_UNLADEN_C3	8300
Profil #2		
No	Güzergh	Tekrar Sayısı
P2_1	UNLADEN_4X1	600
P2_2	UNLADEN_4X3	600
P2_3	UNLADEN_4Z1	900
P2_4	UNLADEN_4Z3	900
P2_5	UNLADEN_TRACK7	1500
P2_6	UNLADEN_TRACK6	150
P2_7	LADEN_4Z1	1050
P2_8	LADEN_4Z2	600
P2_9	LADEN_4Z3	1650

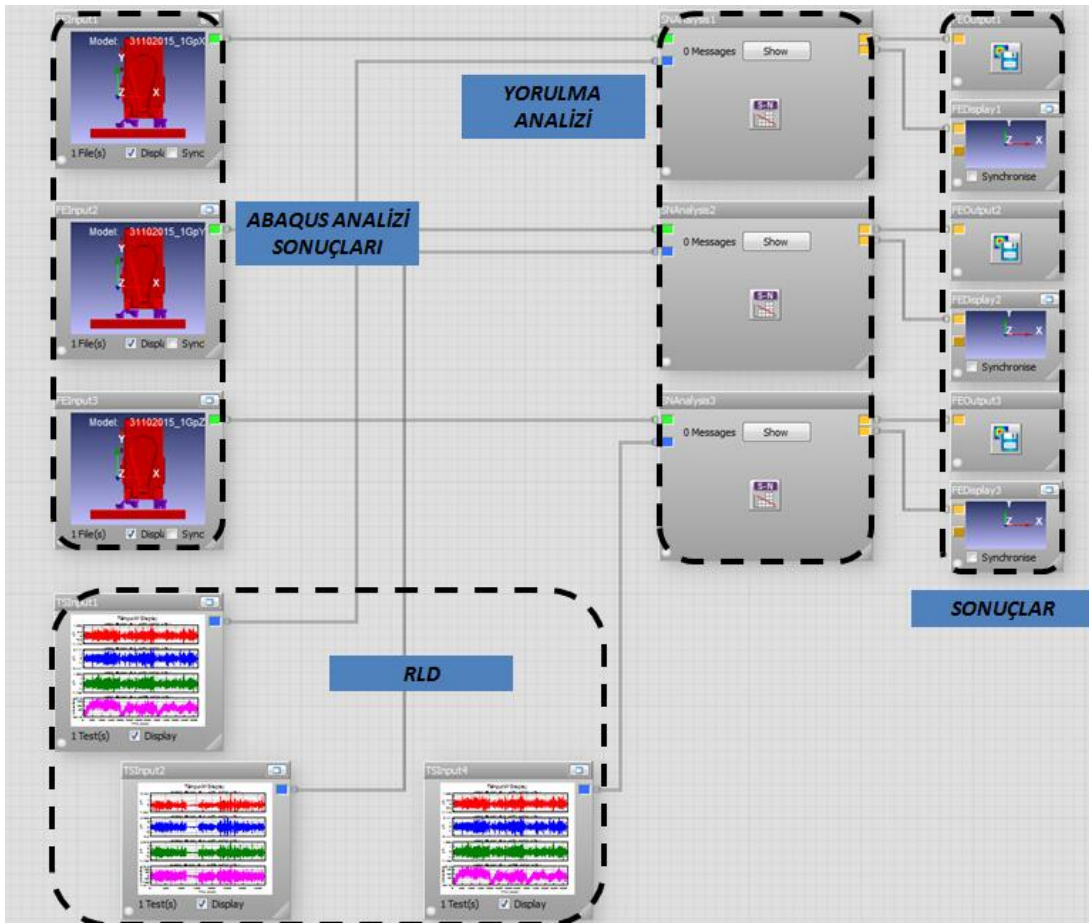


Şekil 4.8 : Profil #1 RLD



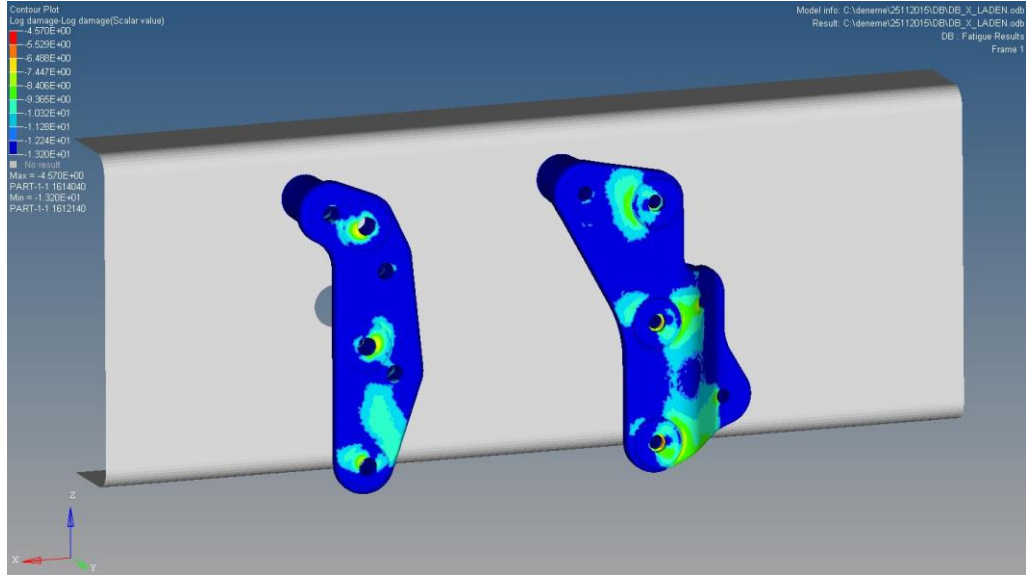
Şekil 4.9 : Profil #2 RLD

Yorulma analizi için tez kapsamında NCODE uygulaması ve HYPERMESH uygulamasının ilgili modülü kullanılmıştır. Zamana bağlı yük bilgisi ve ABAQUS programında elde edilmiş gerilim değerleri girdi olarak NCODE uygulamasında oluşturulan modele her bir yön için ayrı ayrı beslenmiştir. Her bir yön için elde edilen ömür hesabı HYPERMESH programı kullanılarak lineer yaklaşım ile global yorulma hesabı yapılmıştır.

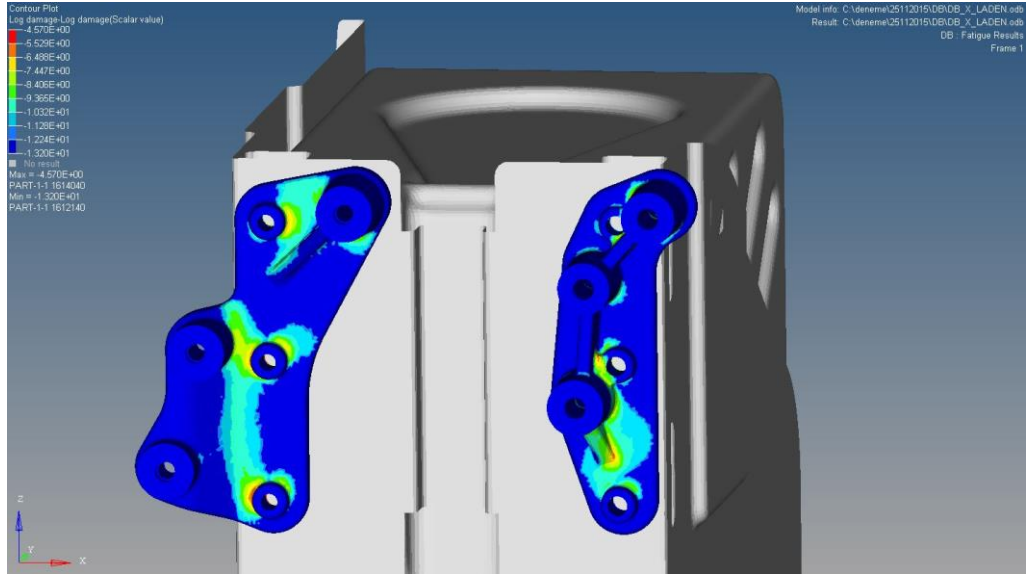


Şekil 4.10 : NCODE Yorulma analizi

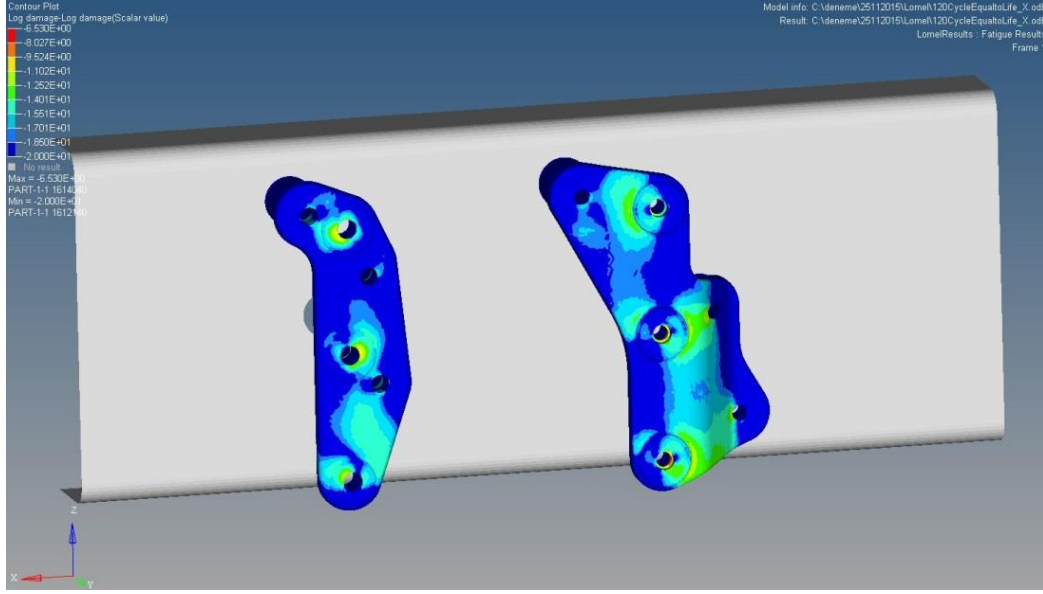
Her bir yönün ve RLD setinin kombinasyonu olarak NCODE programında 9 kez yorulma analizi koşulmuştur, bu analizlerin sonuçları HYPERMESH programının ilgili modülünde süper poze edilmiştir. Elde edilen yorulma analizi sonuçları profil#1 ve profil#2 arasında test koşulları gereği farklılık göstermektedir.



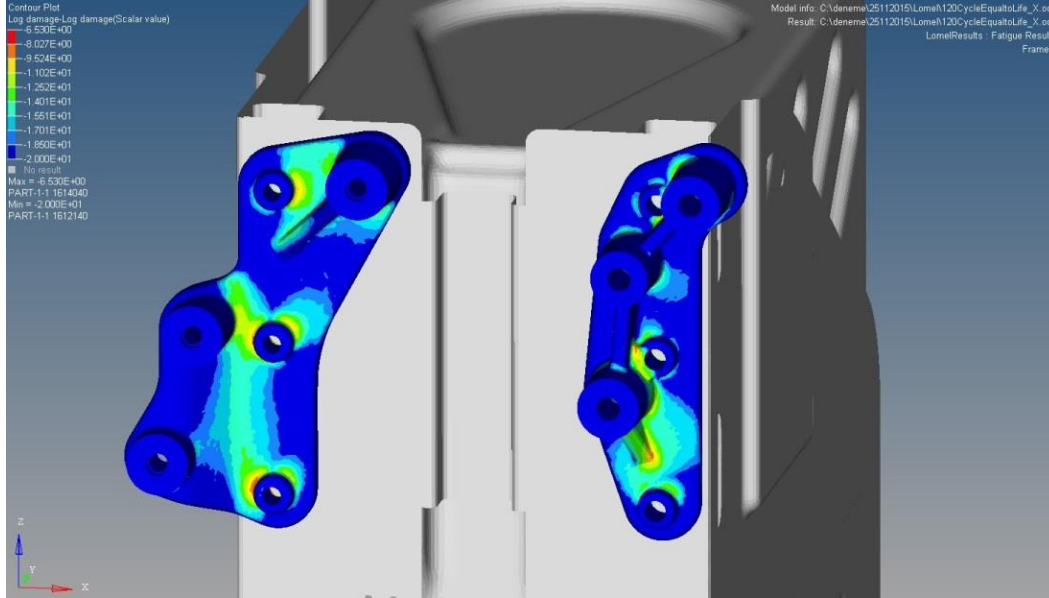
Şekil 4.11 : NCODE Yorulma analizi profil#1 (Ön)



Şekil 4.12 : NCODE Yorulma analizi profil#1 (Arka)



Şekil 4.13 : NCODE Yorulma analizi profil#2 (Ön)



Şekil 4.14 : NCODE Yorulma analizi profil#2 (Arka)

Analizler sonucunda elde edilen bulgular konsept tasarım üzerine dayanım anlamında oldukça yüksek düzeyde bir güven seviyesi oluşturulmuştur. Bu güven seviyesi özellikle profil#1'in yüksek yükleri altında, geçmiş projelerdeki benzer tasarımla ile karşılaştırıldığında, daha da anlamlı olmaktadır. Tasarım üzerinde göreceli olarak birbirine göre daha fazla zorlanan ve buna bağlı hasar oranı göreceli olarak yüksek olan yerler olmasına karşın, tasarım üzerindeki hiçbir noktanın hasar oranı 1'e ulaşmamaktadır. Prototip parça imalatı öncesi dayanım ile ilgili gerekliliğin sağlandığı gösterilmiştir.

5. SONUÇLAR

Tez kapsamında, ticari bir araç için tasarlanan adblue tankı kafesi şasi bağlantı braketlerinin tüm tasarım süreci incelenmiştir. Tasarımın sağlaması gereken gerekliliklerin detayları, tasarımın geometrik olarak oluşturulması, tolerans analizi ve yapısal dayanım analizi gibi pek çok farklı açıdan tasarım aşamaları irdelenmiştir. Elde edilen bulgular ve yapılan analizlerin sonuçları analitik olarak ortaya konmuştur. Tasarımın son aşamasına kadar pek çok tasarıma ilişkin karar alınmıştır, bu kararların alındığı teknik bilgiler ve analiz sonuçları paylaşılmıştır.

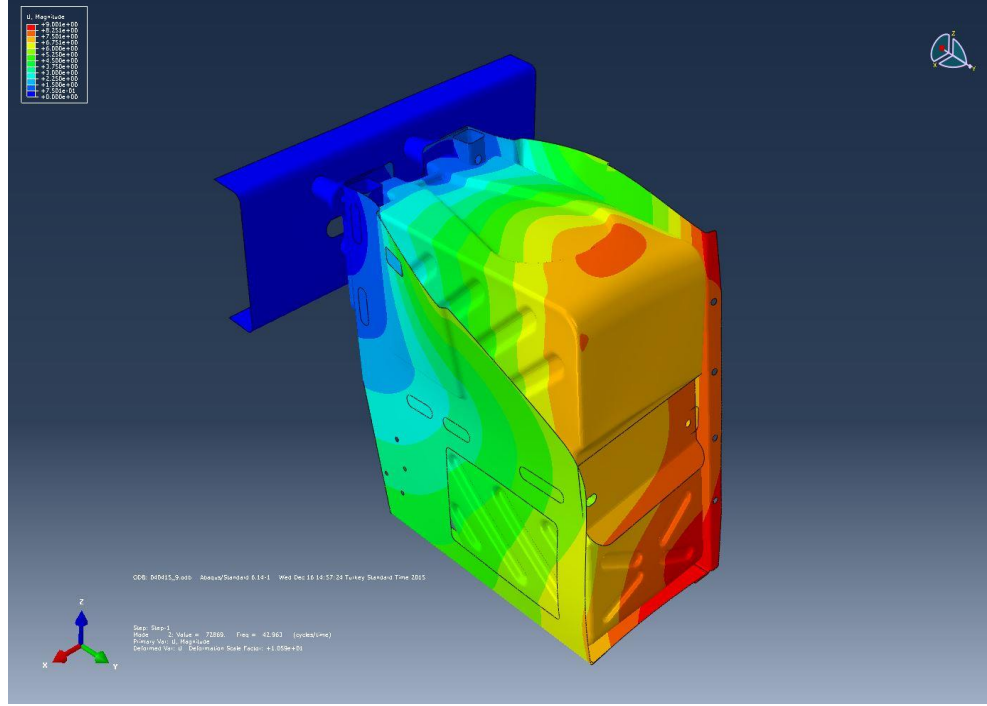
Yapılan yapısal dayanım analizi sonucunda prototip parça imalatına tolerans analizi tamamlanan teknik resim üzerinden geçilmiştir. Saha testleri amacıyla incelemesi yapılan bağlantı elemanın ve sistemin ilgili tork değerleri kullanılarak montajı yapılmıştır. Saha testleri amacıyla farklı profillerde testler koşulmaktadır, bu profillerin her biri için ayrı araçta sistemin montajı yapılarak testler başlatılmıştır. Bugüne kadar yapılan kontroller sırasında parçada herhangi bir deformasyona veya bağlantı elemanlarında tork kaybıyla karşılaşılması. Testlerin tamamlanmasının ardından parçalar araçlardan tork kontrollerini mütabiken sökölere mikro çatlaklara karşı incelendikten sonra herhangi bir problem ile karşılaşılması halinde konsept tasarım nihai tasarım olarak adlandırılacaktır.

KAYNAKLAR

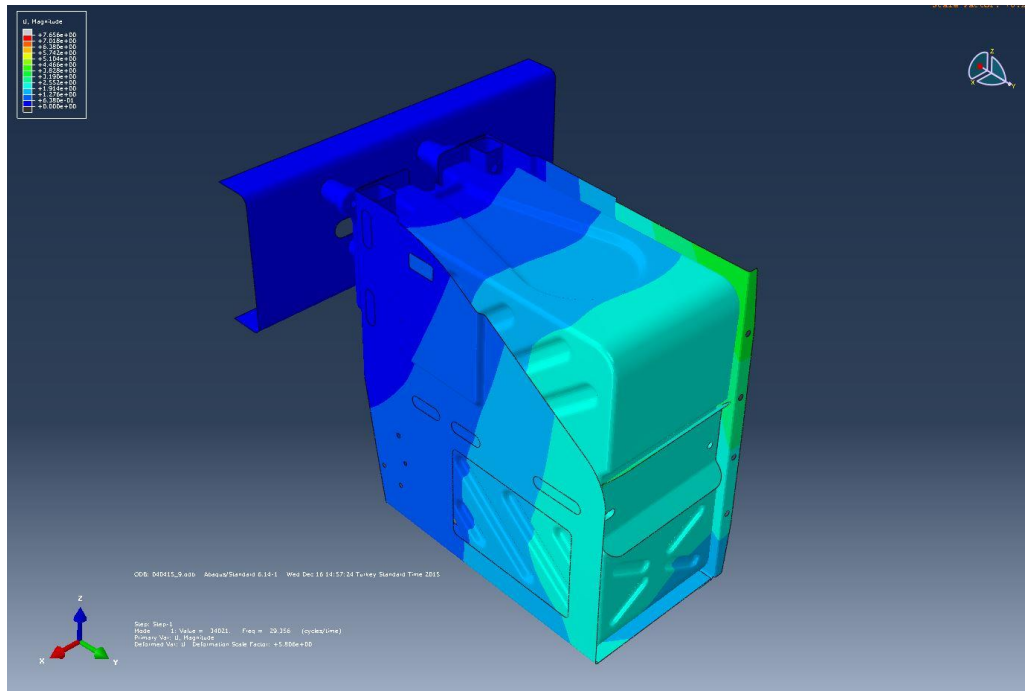
- ASME. (2009). Geometric Dimensioning and Tolerancing, 9780791831922.
- Huang, I., Agrawal, H., Kurudiyara, P. (1998). Dynamic Durability Analysis of Automotive Structures. SAE Technical Papers 980695.
- Kıral, Z., (2014). Mekanik Titreşimler Ders Notları, Dokuz Eylül Üniversitesi.
- Kosar, F., Yegin, M., Dogru, O., and Akarsu, C., (2014). Fatigue Based Optimization of Cast Iron Bracket Depending On Proving Ground Data. SAE Technical Papers 2014-01-2309.
- Mavusoglu, B. (2013). Hava Tüpü Braketleri Yapısal Dayanım Analiz ve Testi (Yüksek Lisans Tezi), İTÜ.
- Ncode International. (2012). Ncode 8 User Theory Reference Manual.
- Norm. (2007). Bağlantı Elemanları Teknik Eğitim Kataloğu.
- Peeker, E. (1997). Extended Numerical Modeling of Fatigue Behavior, EPFL 1617.
- Simulia.(2014). Abaqus 6.14 Documentation.
- Timonshenko, S., (1951). Theory of Elasticity
- Vellaichamy, S., Keshtar, H. (2000). New Approaches to Modal Transient Fatigue Analysis. Society of Automotive Engineering, SAE Technical Papers 2000-01-3509.

EKLER

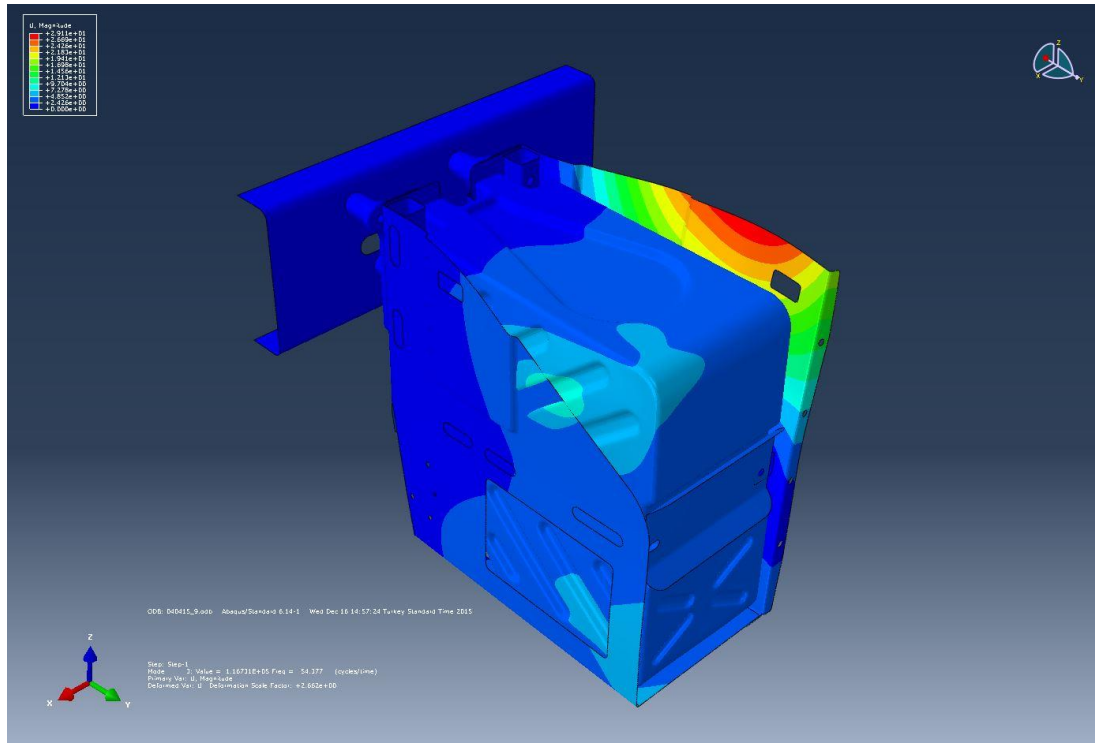
EK A: Titreşim Analizi Sonuçları



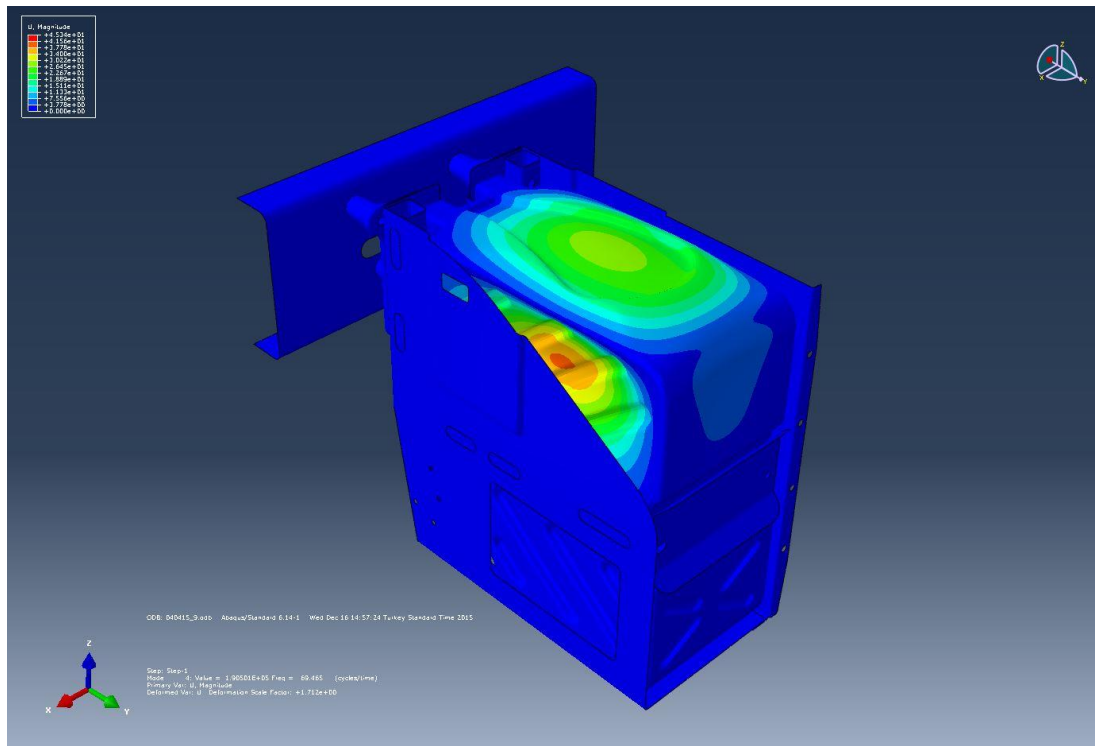
Şekil A.1 : Sistemin doğal frekansları (43Hz)



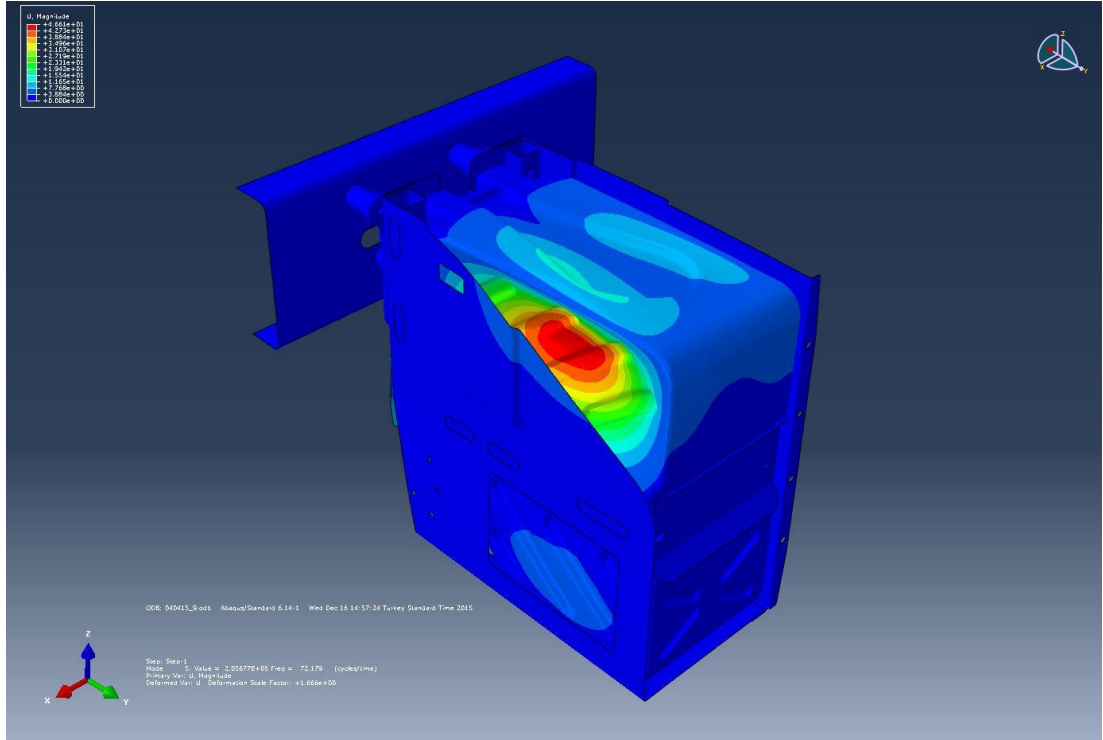
Şekil A.2 : Sistemin doğal frekansları (29Hz)



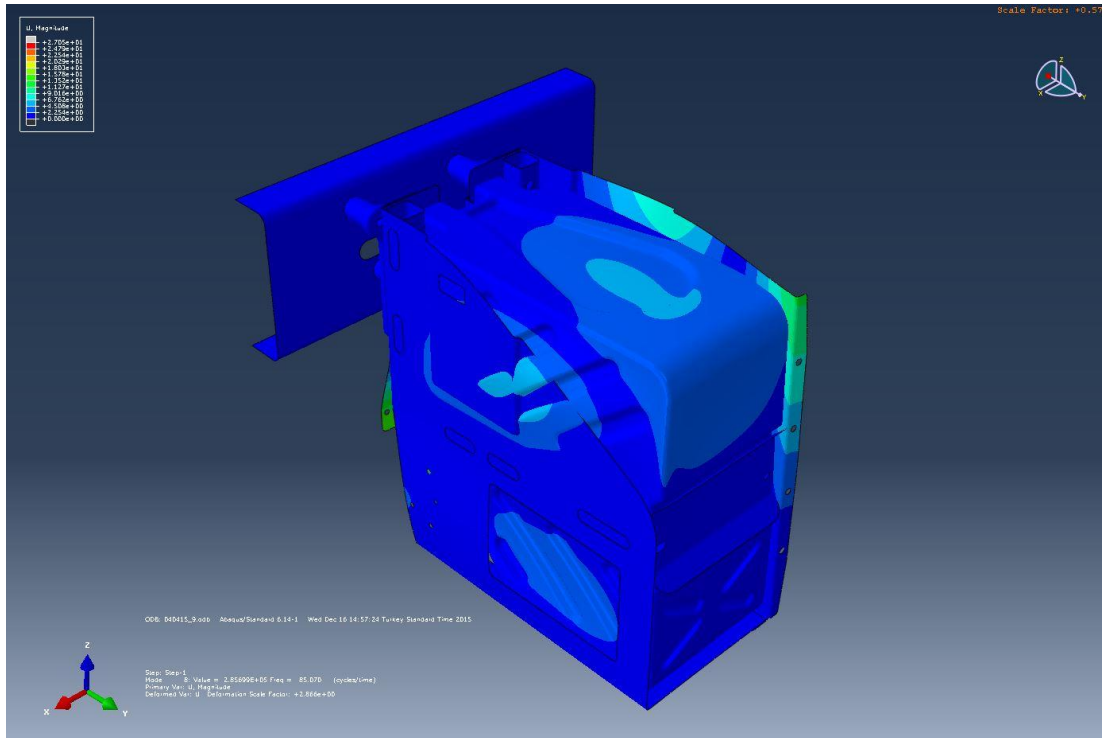
Şekil A.3 : Sistemin doğal frekansları (54Hz)



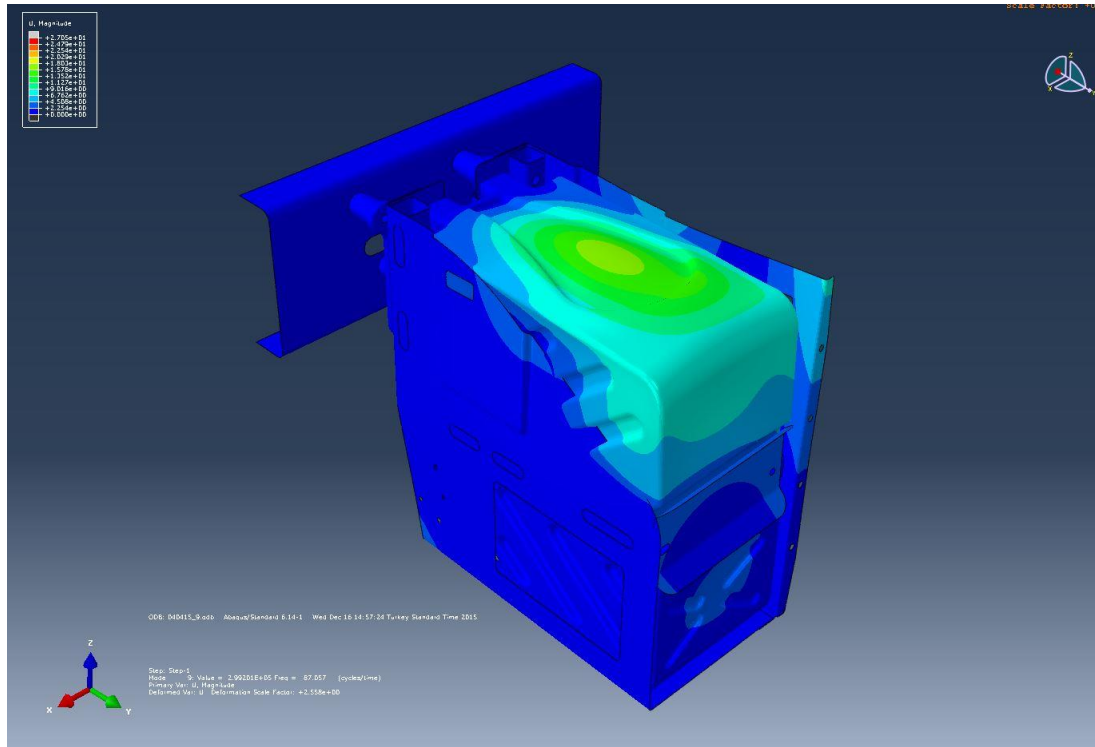
Şekil A.4 : Sistemin doğal frekansları (70Hz)



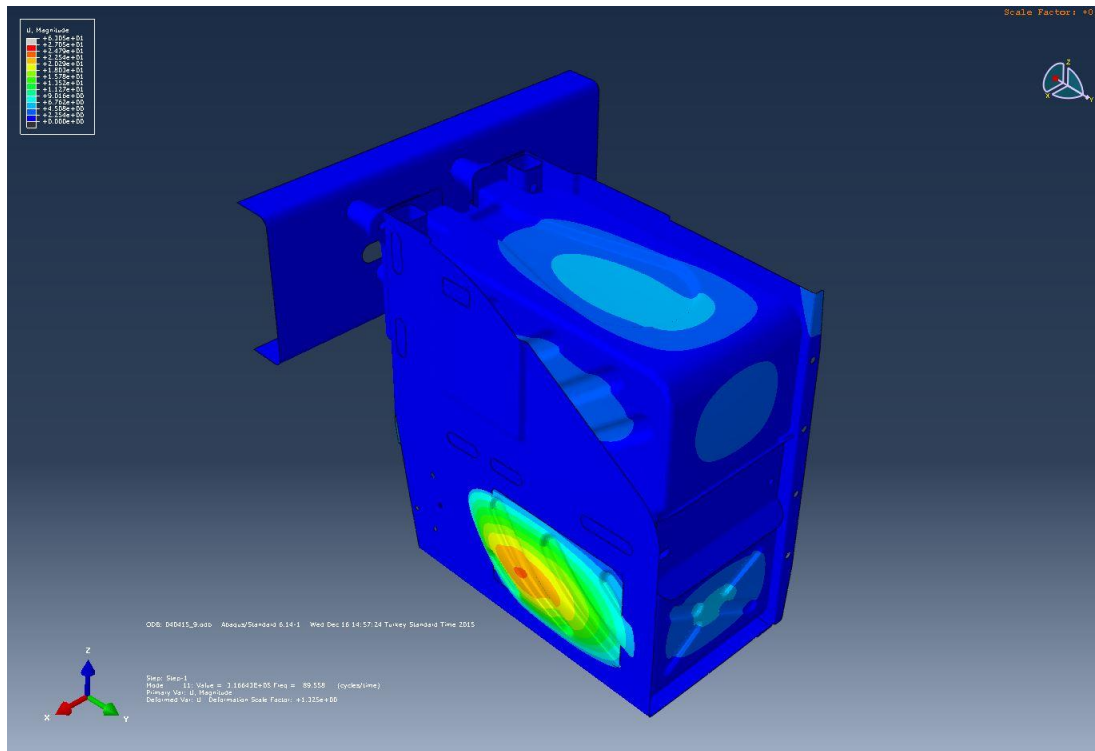
Şekil A.5 : Sistemin doğal frekansları (72Hz)



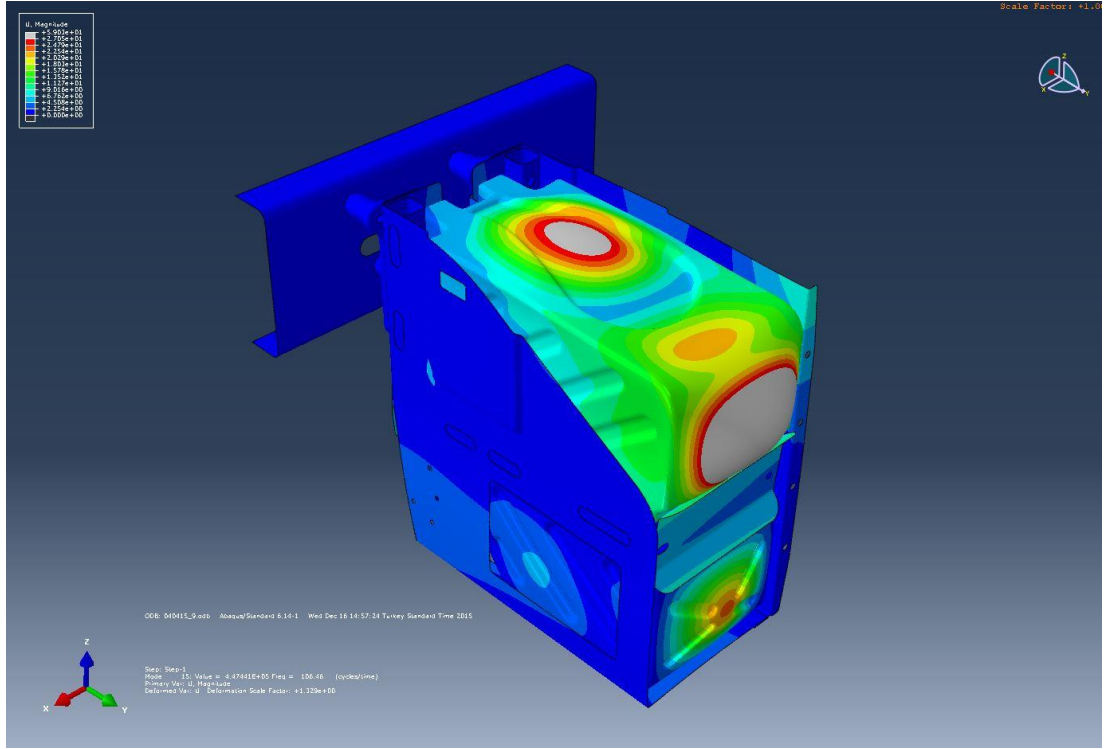
Şekil A.6 : Sistemin doğal frekansları (85Hz)



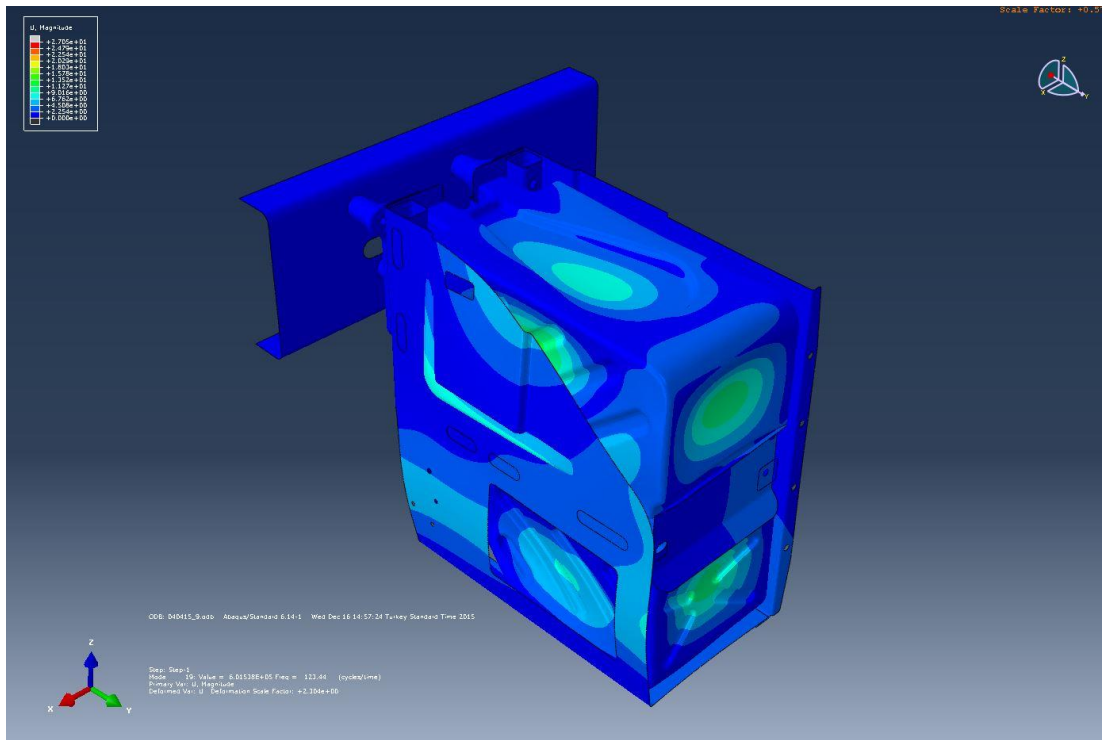
Şekil A.7 : Sistemin doğal frekansları (87Hz)



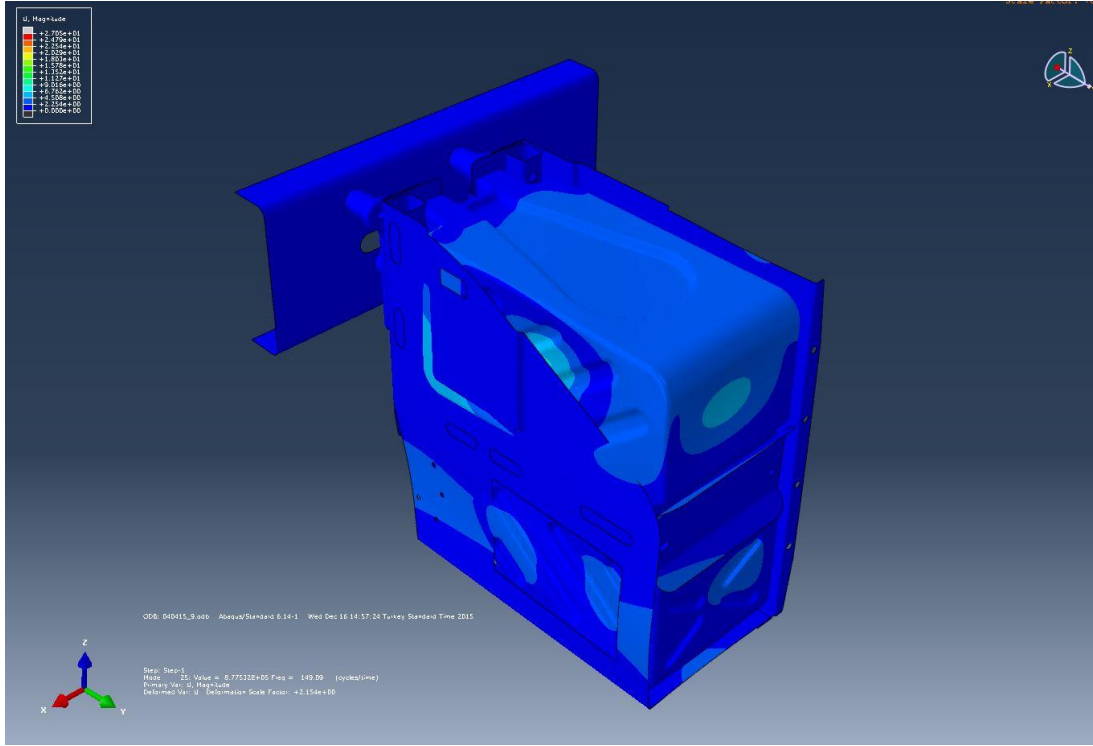
Şekil A.8 : Sistemin doğal frekansları (90Hz)



Şekil A.9 : Sistemin doğal frekansları (102Hz)



Şekil A.10 : Sistemin doğal frekansları (123Hz)



Şekil A.11 : Sistemin doğal frekansları (150Hz)

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad : Murat Gönül

Doğum Yeri ve Tarihi : İstanbul / 12.10.1988

E-Posta : muratgonul1988@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2010, İstanbul Üniversitesi, Müh.Fak., Mak.Müh.

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

Ford Otosan / PTI ATS Parça Mühendisliği / Tasarım ve Yayın Mühendisi

Ford Otosan / Motor ve ATS Kalibrasyonu / Kalibrasyon Mühendisi

Ford Otosan / Şirkete Kazanç ve Katma Değer Sağlayanlar Ödülü, 2012.