

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**OTOBÜSLERDE KULLANILAN YAKIT TANKLARI DAYANIMININ
STATİK VE DİNAMİK ANALİZLERLE DOĞRULANMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Halil Burak USTAOĞLU

Uçak ve Uzay Mühendisliği Anabilim Dalı

Uçak ve Uzay Mühendisliği Programı

OCAK 2015

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**OTOBÜSLERDE KULLANILAN YAKIT TANKLARI DAYANIMININ
STATİK VE DİNAMİK ANALİZLERLE DOĞRULANMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Halil Burak USTAOĞLU
(511021018)**

Uçak ve Uzay Mühendisliği Anabilim Dalı

Uçak ve Uzay Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Zahit MECİTOĞLU

OCAK 2015

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 511021018 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Halil Burak USTAOĞLU, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **“OTOBÜSLERDE KULLANILAN YAKIT TANKLARININ DAYANIMININ STATİK VE DİNAMİK ANALİZLERLE DOĞRULANMASI”** başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Zahit MECİTOĞLU**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Vedat Ziya DOĞAN**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Özgür DEMİR
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **13 Aralık 2014**

Savunma Tarihi : **21 Ocak 2015**

Eşime ve oğluma,

ÖNSÖZ

Bu çalışma, Mercedes Benz Türk A.Ş.'nin Kamyon Geliştirme Bölümüne bağlı CAE Analiz ve Simülasyon Takımı'nda yürütülen analiz çalışmaları için hazırlanan bir yakıt tankı modeli üzerinde gerçekleştirilmiştir. Çalışma kapsamında yakıt tankı dinamiğe eşdeğer yüklerle statik olarak analiz edilmiş, serbest titreşim, frekans-cevap ve zorlanmış titreşim analizleri yapılmıştır.

Modelleme esnasında MEDINA yazılımı, çözüm esnasında ise PERMAS yazılımları kullanılmıştır.

Bu çalışmanın ilk kıvılcımı olan Sayın Şevki ÇİFÇİ'ye, tez danışmanlığımı yapan Sayın Prof. Dr. Zahit MECİTOĞLU'na ve çalışmam için gerekli koşulları sağlayan, başta Kamyon Geliştirme Bölümü Müdürü Sayın Mustafa ÜSTERTUNA olmak üzere tüm Mercedes Benz Türk A.Ş. camiasına teşekkür ederim.

Bu güne kadar tüm başarılarımda, sonsuz desteği ile yanımda olan eşim Sayın Deniz Dilek USTAOĞLU'na teşekkür ederim.

Ocak 2015

Halil Burak USTAOĞLU
(Uçak Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
SEMBOLLER	xvii
ÖZET.....	xix
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ	1
2. OTOBÜSLERDE KULLANILAN YAKIT TANKLARI	5
2.1 Genel Bilgi	5
2.2 Yakıt Tankı İmalatında Kullanılan Malzemeler	7
2.2.1 Çelik tanklar.....	8
2.2.2 Plastik tanklar.....	8
2.3 Bağlantı Şekilleri.....	9
2.3.1 Çelik gergi bantları.....	9
2.3.2 Tekstil gergi bantları	11
3. ANALİZ YÖNTEMLERİ	13
3.1 Statik Analiz.....	13
3.2 Serbest Titreşim Analizi.....	14
3.3 Modal Frekans Cevabı Analizi.....	16
3.3.1 Modal frekans cevabı analizinde sönümlemenin etkisi	18
3.4 Modal Transient Analiz.....	19
3.4.1 Modal frekans cevabı analizinde sönümlemenin etkisi	21
4. TESTLER	23
4.1 Kötü Yoldan Data Toplanması.....	24
4.2 Titreşim Tablası Dayanım Testleri.....	25
5. SONLU ELEMANLAR MODELİ	27
5.1 Kullanılan Paket Programların Tanıtılması.....	29
5.1.1 MEDINA paket programı	29
5.1.1.1 Ön işlemci	29
5.1.1.2 Son işlemci	29
5.1.2 PERMAS paket programı	29
5.2 Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması.....	30
5.2.1 Geometrinin ağ yapısı için hazırlanması.....	30
5.2.2 Ağ yapısının oluşturulması	31
5.2.3 Sonlu elemanlar modelinde kullanılan elemanlar	31
5.2.3.1 Hacim eleman – TET4	31
5.2.3.2 Kiriş eleman – BECOS	32
5.2.3.3 Dört düğüm noktalı kabuk eleman – QUAD4	33
5.2.3.4 Üç düğüm noktalı kabuk eleman – TRIA3	34

5.2.3.5 Yay eleman – SPRING1	35
5.2.3.6 Kütle eleman – MASS6.....	36
5.2.4 Elemanların malzeme özelliklerinin belirlenmesi.....	36
5.2.5 Elemanların geometrik özelliklerinin belirlenmesi	37
5.3 Sonlu Elemanlar Modelinin Analizler İçin Hazırlanması	37
5.3.1 Statik analiz.....	38
5.3.2 Serbest titreşim analizi	43
5.3.3 Modal frekans-cevap analizi	45
5.3.4 Modal transient analiz	46
6. SAYISAL SONUÇLAR.....	49
6.1 Statik Analiz Sonuçları.....	49
6.2 Serbest Titreşim Analizi Sonuçları	61
6.3 Modal Frekans–Cevap Analizi Sonuçları	63
6.4 Modal Transient Analizi Sonuçları	65
7. DEĞERLENDİRME.....	67
KAYNAKLAR.....	71
EKLER.....	73
ÖZGEÇMİŞ.....	79

KISALTMALAR

CAD	: Computer Aided Design
CAE	: Computer Aided Engineering
MDPE	: Middle Density Polyethylene
HDPE	: High Density Polyethylene
PE	: Polyethylene
PSD	: Power Spectral Density
RMS	: Root Mean Square
S-N	: Stress – Number of Cycles to Failure
SE	: Sonlu Elemanlar

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 5.1 : Eleman malzeme özellikleri.	37
Çizelge 5.2 : PERMAS kütüphanesindeki standart fonksiyonlar.	41
Çizelge 6.1 : Yakıt tankının doluluğuna göre ilk 20 serbest titreşim frekansı.	61

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Çift katlı otobüste yakıt tankı yerleşimi.	5
Şekil 2.2 : Bir seyahat otobüsünde, yakıt sistemi tanklarının araç içindeki yerleşimi.	6
Şekil 2.3 : Yakıt tankının temel bileşenleri.	7
Şekil 2.4 : Çelik gergi bandı bağlantı örnekleri.	10
Şekil 2.5 : Örnek çelik gergi bantları.	10
Şekil 2.6 : Kumaş gergi bandı bağlantı örneği.	11
Şekil 2.7 : Örnek bir kumaş gergi bandı.	11
Şekil 4.1 : Tasarım aşamaları.	23
Şekil 4.2 : Kötü yol pisti [5].	24
Şekil 4.3 : Mercedes Benz Türk A.Ş. - titreşim tablası.	25
Şekil 5.1 : Yakıt tankı sonlu elemanlar modeli.	28
Şekil 5.2 : Yakıt tankı katı modeli.	30
Şekil 5.3 : TET4 eleman tipi [9].	32
Şekil 5.4 : BECOS eleman tipi [9].	32
Şekil 5.5 : Kesit uç noktaları (S1, S2, S3, S4) örneği [9].	33
Şekil 5.6 : QUAD4 eleman tipi [9].	34
Şekil 5.7 : TRIA3 eleman tipi [9].	35
Şekil 5.8 : SPRING1 eleman tipi [9].	35
Şekil 5.9 : MASS6 eleman tipi [9].	36
Şekil 5.10 : Statik analiz sınır şartları.	38
Şekil 5.11 : Yakıt tankı kesiti üzerinde hidrostatik basınç dağılımı.	39
Şekil 5.12 : Farklı yönlerde basınç dağılımı.	40
Şekil 5.13 : Yakıt tankının z yönünde dilimlenmiş hali.	40
Şekil 5.14 : Statik analiz yüklerini hazırlayan Excel makrosunu ara yüz görüntüsü.	43
Şekil 5.15 : Gergi bandı hizasından yakıt tankı kesiti ön görünüşü.	44
Şekil 5.16 : Yakıt tankının dinamik analiz için sonlu elemanlar modeli.	45
Şekil 5.17 : Yakıt tankı ivme cevabı alınan nokta.	46
Şekil 5.18 : Test sinyali x eksenini (a_x - zaman).	47
Şekil 5.19 : Test sinyali y eksenini (a_y - zaman).	47
Şekil 5.20 : Test sinyali z eksenini (a_z - zaman).	48
Şekil 6.1 : Gergi bandına ön gerilme uygulandığı durum.	50
Şekil 6.2 : 1. Yükleme koşulu - %100 a_{xMAX} , %40 a_{yMAX} , %40 a_{zMAX}	51
Şekil 6.3 : 2. Yükleme koşulu - %100 a_{xMAX} , %40 a_{yMAX} , %40 a_{zMIN}	51
Şekil 6.4 : 3. Yükleme koşulu - %100 a_{xMAX} , %40 a_{yMIN} , %40 a_{zMAX}	52
Şekil 6.5 : 4. Yükleme koşulu - %100 a_{xMAX} , %40 a_{yMIN} , %40 a_{zMIN}	52
Şekil 6.6 : 5. Yükleme koşulu - %100 a_{xMIN} , %40 a_{yMAX} , %40 a_{zMAX}	53
Şekil 6.7 : 6. Yükleme koşulu - %100 a_{xMIN} , %40 a_{yMAX} , %40 a_{zMIN}	53
Şekil 6.8 : 7. Yükleme koşulu - %100 a_{xMIN} , %40 a_{yMIN} , %40 a_{zMAX}	53
Şekil 6.9 : 8. Yükleme koşulu - %100 a_{xMIN} , %40 a_{yMIN} , %40 a_{zMIN}	54
Şekil 6.10 : 9. Yükleme koşulu - %40 a_{xMAX} , %100 a_{yMAX} , %40 a_{zMAX}	54
Şekil 6.11 : 10. Yükleme koşulu - %40 a_{xMAX} , %100 a_{yMAX} , %40 a_{zMIN}	55

Şekil 6.12 : 11. Yükleme koşulu - %40 a_{xMIN} , %100 a_{yMAX} , %40 a_{zMAX}	55
Şekil 6.13 : 12. Yükleme koşulu - %40 a_{xMIN} , %100 a_{yMAX} , %40 a_{zMIN}	55
Şekil 6.14 : 13. Yükleme koşulu - %40 a_{xMAX} , %100 a_{yMIN} , %40 a_{zMAX}	56
Şekil 6.15 : 14. Yükleme koşulu - %40 a_{xMAX} , %100 a_{yMIN} , %40 a_{zMIN}	56
Şekil 6.16 : 15. Yükleme koşulu - %40 a_{xMIN} , %100 a_{yMIN} , %40 a_{zMAX}	57
Şekil 6.17 : 16. Yükleme koşulu - %40 a_{xMIN} , %100 a_{yMIN} , %40 a_{zMAX}	57
Şekil 6.18 : 17. Yükleme koşulu - %40 a_{xMAX} , %40 a_{yMAX} , %100 a_{zMAX}	58
Şekil 6.19 : 18. Yükleme koşulu - %40 a_{xMAX} , %40 a_{yMIN} , %100 a_{zMAX}	58
Şekil 6.20 : 19. Yükleme koşulu - %40 a_{xMIN} , %40 a_{yMAX} , %100 a_{zMAX}	58
Şekil 6.21 : 20. Yükleme koşulu - %40 a_{xMIN} , %40 a_{yMIN} , %100 a_{zMAX}	59
Şekil 6.22 : 21. Yükleme koşulu - %40 a_{xMAX} , %40 a_{yMAX} , %100 a_{zMIN}	59
Şekil 6.23 : 22. Yükleme koşulu - %40 a_{xMAX} , %40 a_{yMIN} , %100 a_{zMIN}	60
Şekil 6.24 : 23. Yükleme koşulu - %40 a_{xMIN} , %40 a_{yMAX} , %100 a_{zMIN}	60
Şekil 6.25 : 24. Yükleme koşulu - %40 a_{xMIN} , %40 a_{yMIN} , %100 a_{zMIN}	60
Şekil 6.26 : z yönünde uygulanan yüke karşılık frekansa bağlı olarak ivme cevabı.	63
Şekil 6.27 : Frekans–cevap analizinde z yönünde zorlama için serbest titreşim şekillerinden bazıları.	63
Şekil 6.28 : y yönünde uygulanan yüke karşılık frekansa bağlı olarak ivme cevabı.	64
Şekil 6.29 : Frekans–cevap analizinde y yönünde zorlama için serbest titreşim şekillerinden bazıları.	64
Şekil 6.30 : Modal transient analizi sonuçları.....	65
Şekil A.1 : Yakıt tankı boş iken serbest titreşim şekilleri: (a)25,1 Hz. (b)33,6 Hz. (c)38,6 Hz. (d)41,9 Hz. (e)42,6 Hz. (f)45,2 Hz.	74
Şekil A.2 : Yakıt tankının $\frac{1}{4}$ ü dolu iken serbest titreşim şekilleri: (a)13,0 Hz. (b)19,9 Hz. (c)21,4 Hz. (d)23,0 Hz. (e)23,6 Hz. (f)24,4 Hz.	75
Şekil A.3 : Yakıt tankının $\frac{1}{2}$ si dolu iken serbest titreşim şekilleri: (a)10,4 Hz. (b)13,6 Hz. (c)15,7 Hz. (d)17,8 Hz. (e)18,5 Hz. (f)19,6 Hz.	76
Şekil A.4 : Yakıt tankının $\frac{3}{4}$ ü dolu iken serbest titreşim şekilleri: (a)8,9 Hz. (b)13,3 Hz. (c)15,1 Hz. (d)17,8 Hz. (e)18,5 Hz. (f)19,0 Hz.	77
Şekil A.5 : Yakıt tankı tam dolu iken serbest titreşim şekilleri: (a)9,1 Hz. (b)14,0 Hz. (c)18,3 Hz. (d)24,7 Hz. (e)26,0 Hz. (f)29,8 Hz.	78

SEMBOLLER

a	: İvme
a_{xMAX}	: x yönündeki en büyük ivme
a_{yMAX}	: y yönündeki en büyük ivme
a_{zMAX}	: z yönündeki en büyük ivme
a_{xMIN}	: x yönündeki en küçük ivme
a_{yMIN}	: y yönündeki en küçük ivme
a_{zMIN}	: z yönündeki en küçük ivme
E	: Elastisite modülü
h	: Yakıtın seviyesi
p	: Yakıt tankı iç basıncı
ρ	: Yakıt yoğunluğu
v	: Poisson Oranı

OTOBÜSLERDE KULLANILAN YAKIT TANKLARI DAYANIMININ STATİK VE DİNAMİK ANALİZLERLE DOĞRULANMASI

ÖZET

Almanya, İspanya ve Türkiye’de üretilen tüm Mercedes ve Setra markalı otobüslerdeki yakıt tanklarının tasarım, geliştirme ve test sorumluluğunu Mercedes Benz Türk A.Ş. Araştırma ve Geliştirme (Ar-Ge) Merkezi üstlenmiştir. Bu sorumluluğun bir parçası olarak konvansiyonel çelik yakıt tanklarından plastik yakıt tanklarına geçiş sürecindeki Ar-Ge çalışmaları da Mercedes Benz Türk A.Ş. Ar-Ge Merkezi’nde yürütülmektedir. Bu tez kapsamında, yakıt tankı tasarımındaki bilinmezlerden biri olan plastik yakıt tanklarının dayanımı konusunda daha ürün geliştirme aşamasındayken bilgisayar destekli simülasyon ile tasarıma yön verecek bir simülasyon metodu geliştirilmesi hedeflenmektedir. Bu amaçla; dayanım testleri yapılan örnek yakıt tankının katı modeli CATIA kütüphanesinden alınıp sonlu elemanlar yazılımı MEDINA ya transfer edilerek sonlu elemanlar çözüm ağı oluşturulmuştur. İlk olarak yakıt tankına eşdeğer statik yükler uygulanmıştır. Bunun için işletme şartlarında yakıt tankının maruz kalacağı maksimum/minimum ivme yükleri (g) daha önce Mercedes Benz Türk A.Ş. Ar-Ge Merkezi Test Bölümü’nün Almanya’daki özel kötü yol pistinden toplamış olduğu ivme – zaman verisi kullanılarak tespit edilmiştir. Bu yükler altında yakıt tankının deformasyonları ve gerilme dağılımları incelenmiştir.

Sonrasında, statik yükler ile yapılan analizler sonucunda ortaya çıkarılamayan dinamik etkilerin de incelenmesi için aşağıdaki dinamik analizler gerçekleştirilmiştir:

- Serbest titreşim analizleri yapılarak doğal frekanslar ve mod şekilleri elde edilmiştir.
- y ve z yönlerinde uygulanan harmonik zorlayıcılar ile frekans-cevap analizleri yapılmıştır.
- Yakıt tanklarının titreşim tablasında kullanılan ivme-zaman test sinyali kullanılarak dinamik zorlanmış titreşim analizleri yapılmıştır.

Eşdeğer ivme yükleri ile yapılan analizler yakıt tankının tam dolu durumu için yapılmıştır. Burada yakıtın çeperlere olan etkisi hidrostatik basınç dağılımı olarak tanımlanmıştır. Test merkezinden gelen ivme – zaman sinyalindeki x, y, z yönlerinde oluşan en yüksek ve en düşük ivme değerleri alınmış, her bir yükleme koşulunda farklı oranlar kullanılarak 3 eksenli yükleme paketleri yaratılmıştır. Gergi bantları üzerinde oluşan ön gerilme de yükleme paketlerine dahil edilerek toplam 24 adet farklı yükleme koşulu oluşturulmuştur. PERMAS paket programı ile yapılan analizler sonucunda yakıt tankı üzerinde oluşan gerilmeler ve deformasyonlar incelenmiştir. Gerilmelerin ve deformasyonların yüksek olduğu bölgelerle ilgili, tasarım ekiplerine tasarımda iyileştirme gerekliliği bildirilmiştir.

Yakıt tankının dinamik davranışı hakkında da bilgi sahibi olabilmek için öncelikle tankın içi yapısal katı elemanlarla örülmüştür. PERMAS paket programı yardımı ile 5 farklı doluluk (boş, $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{2}$, $\frac{3}{4}$, dolu) oranı için serbest titreşim şekilleri elde edilmiştir. Dolu yakıt tankı için ilk genel serbest titreşim frekansı 9,2 Hz, boş yakıt tankı için 25,1 Hz olarak bulunmuştur. Aks doğal frekanslarının kabaca 10 Hz civarında olduğu göz önüne alınırsa, bu durumda dolu yakıt tankının boş olana göre, akstan gelen uyarıcı frekanslardan daha fazla etkileneceği aşikârdır. Bununla birlikte, tüm doluluk oranları için yapılan titreşim testleri sırasında, deponun ön yüzünde oluşan yüksek genlikli salınımlara benzer serbest titreşim şekilleri, yapılan analizler sonucunda elde edilmiştir.

Bahsi geçen yüksek genlikli titreşimlerin frekansa bağlı değişimini incelemek için frekans – cevap analizleri yapılmıştır. y ve z yönlerinde 0 – 70 Hz bandında bir birim genlikli sinüs dalgası uygulanmış ve ön yüzün ortasından ivme cevabı okunmuştur. y yönü için elde edilen frekans-ivme cevabı grafiğinde, 25 Hz ve 35 Hz civarlarında iki tepe noktası elde edilmiş, z yönünde yapılan analiz sonuçlarına göre de 20 Hz ve 26 Hz civarlarında iki tepe noktası bulunmuştur. Tüm bu tepe noktası frekanslarında bir rezonans etkisi olabileceği ve sonucu olarak deponun ön yüzünde de yüksek gerilmeye sahip ek bir alan bulunabileceği düşüncesiyle son aşamaya geçilmiştir.

Titreşim tablası testleri sırasında, titreşim tablasına uygulanan tüm ivme – zaman sinyali sonlu elemanlar modelinde de yakıt tankına uygulanmıştır. Tekil bir noktaya ivme uygulayabilmek için, deprem analizlerinde de çokça uygulanan büyük kütle metoduna başvurulmuştur. PERMAS yazılımı ile her bir eleman üzerinde, zamana bağlı olarak elde edilen tüm gerilmelerin karekök ortalamaları (RMS) hesaplatılmıştır. Analiz sonuçları statik analizdekilerle oldukça benzerlik göstermiş, yüksek gerilmeye sahip herhangi bir ek bölgeye rastlanmamıştır.

Bu çalışmada geliştirilen eşdeğer statik yüklere dayalı analiz metodu daha sonra başka yakıt tanklarının geliştirme safhalarında kullanılmıştır. Geliştirilen metod, yapılan testlerde bulunan dinamik kaynaklı bir iki hasar dışında oldukça güvenilir sonuçlar vermektedir. Metodun statik yükleme temeline dayanması sayesinde hızlı sonuçlar elde edilebiliyor olması ve analiz sonucunda deformasyonların incelenebiliyor olması, metodun tasarımcılar tarafından da benimsenmesini sağlamıştır.

Tüm bu olumlu geri bildirimlere rağmen, titreşim testleri sırasında oluşan hasarların küçük bir kısmı analiz ile doğrulanamamaktadır. Bunun nedenlerinden birisinin yakıt tankı içindeki sıvının yapısal katı elemanlar ile modellenmesi olduğu düşünülmektedir. Bundan sonra yapılacak çalışmalarda, yakıt tankı içindeki sıvı modellenmesinde alternatif yaklaşımlar (akustik elemanlar vb.) kullanılması, disiplinler arası metodların kullanımı (akışkan-yapı etkileşimi vb.) dinamik sonuçların doğruluğunu artıracaktır.

PROVING STRENGTH OF THE FUEL TANKS WHICH ARE USED IN BUSSES BY PERFORMING STATIC AND DYNAMIC ANALYSIS

SUMMARY

Mercedes Benz Türk A.Ş. Research and Development Center undertakes the development and testing responsibility of fuel tanks of all Mercedes and Setra Buses that are manufactured in Germany, Spain and Turkey. As a part of this responsibility, research and development process of transition from conventional steel fuel tank to plastic fuel tanks is also assigned to the R&D Center of the company. Within the scope of this thesis, it is aimed to develop a computer aided simulation method about the endurance of plastic fuel tanks that is one of the unknowns of fuel tank design process. Thus, design of product would be shaped during product development process.

For that purpose, a finite element mesh is created by transferring the solid model of the fuel tank whose endurance tests have already accomplished from CATIA library to the finite element software, MEDINA. The finite element model used for static analyses has approximately 192500 nodes and 195000 elements. Shell (QUAD4 and TRIA3) and beam elements (BECOS) are used for modeling of the tubular structural elements, fuel tank and bolts, respectively. Steel material model is defined for bus structure and retaining straps. Polyethylene material model at room temperature is used for the fuel tank. Additionally, fuel is simulated by the structural solid elements (TET4) with low elasticity module for dynamic analysis.

Initially, equivalent static loads are applied to the fuel tank. To do this, maximum and minimum gravitational (g) forces that are applied on the fuel tank during operation conditions are determined by using the acceleration-time data that Mercedes Benz Türk A.Ş. R&D Center has gathered from the torture track road in Germany. The deformations and stress distributions of fuel tanks are investigated under exposure of these loads.

Afterwards, dynamic analyses are prepared to understand the contribution of dynamic effects that cannot be obtained by static analyses:

- Natural frequencies and mod shapes are obtained via free vibration analyses.
- Frequency-response analyses are completed by utilizing harmonic actuators that are applied in y and z directions.
- Dynamic forced vibration analyses are accomplished by using the acceleration-time test signal that is utilized in the vibration flange of fuel tanks.

All analysis are performed with the following assumptions and results are reviewed with the same assumptions,

- A material property at room temperature is used for polyethylene material model.

- Fuel tank has homogeneous wall thickness.
- Sloshing effect of the fuel is ignored.
- Fuel bonds with fuel tank walls and they are inseparable.

Analyses that are progressed by using equivalent g-loads are completed for the fully filled fuel tanks. In this process, the effect of fuel on the walls is defined as a hydrostatic pressure distribution. Minimum and maximum acceleration values that occur in the x, y, z directions of the test signal are collected, and 3-axes loading packages are formed by using different fractions in each load condition. Finally pre-tension loads on the retaining straps are considered. So 24 different loading conditions are created. An exemplary loading package is formed as follows when the maximum acceleration in x direction is occurs:

“	%100 a_{xMAX}	%40 a_{yMAX}	%40 a_{zMAX}
	%100 a_{xMAX}	%40 a_{yMAX}	%40 a_{zMIN}
	%100 a_{xMAX}	%40 a_{yMIN}	%40 a_{zMAX}
	%100 a_{xMAX}	%40 a_{yMIN}	%40 a_{zMIN}
”			

Contacts are defined between fuel tank – body structure and fuel tank – retaining straps.

A visual basic macro is developed in Excel to automatically create input cards for performing analysis in PERMAS. Mentioned macro also calculates the parameters of the functions that are used to define hydrostatic pressure.

Stresses and deformations on the fuel tank are investigated with analyses conducted using PERMAS software. For the locations on which the stresses and deformations are higher, the design team is informed about the requirement of design improvement.

Initially, the inner part of the tank is meshed by structural solid elements to be able to get information about the dynamic behavior of the fuel tank. Contacts are removed and rigid coupling elements are used instead of contact definitions. With the help of PERMAS software, mode shapes are obtained for 5 different fullness fractions (empty, $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{2}$, $\frac{3}{4}$, full). Free vibration frequencies are found as 9.2 Hz and 25.1 Hz for full and empty fuel tanks respectively. If it is assumed that the natural frequencies of axles are around 10 Hz, it becomes obvious that the empty fuel tank is more affected by the frequencies coming from the axles with respect to the full one. On the other hand, during the free vibration tests those are done for all fullness fractions, obtained mode shapes on the front face of the fuel tank are similar to the ones obtained in the test bench.

Frequency-response analyses are accomplished to investigate the variance of vibrations with high amplitudes with respect to the frequency. A sinusoidal wave in y, z directions with unit amplitude and between 0 Hz and 70 Hz bandwidth is applied, and acceleration response is read from the center of the front face. In the frequency-acceleration response graph for y-direction, two peak points around 25 Hz and 30 Hz are obtained, and for z-direction, two peak points around 20 Hz and 26 Hz are detected. The project proceeds to the last stage with the assumptions that there is a resonance effect at these peak points and, as a result of this resonance, there is an additional region along where a high stress value exists.

The acceleration-time signal that has been applied to the vibration table during the tests is applied to the fuel tank. Large Mass Method that is often utilized in earthquake analyses is used to be able to apply the acceleration to a single node. Root Mean Squares (RMS) of all stresses, in each time step, are calculated for each element with PERMAS software. The results exhibit pretty similarity with the static analyses, and there is not any additional region with high stress attained.

The analysis method that has been developed during this study based upon the equivalent static loading is then used in the development processes of other fuel tanks. Except for a few dynamic-related damages, the method produces pretty reliable outcomes. The ability to obtain results fast -thanks to the method's being based on static loadings- and the results' being able to be investigated at the end of the analyses make the designers prefer using it.

In spite of these positive feedbacks, a small amount of damages that result from the vibration tests cannot be validated by analysis. It is supposed that one of the reasons of this situation is the modeling of the fluid inside the tank with structural solid elements. In the forthcoming studies, using alternative approaches (acoustic elements, etc.) in the modeling process of the fluid in the fuel tank and interdisciplinary methods (fluid-structure interactions, etc.) increases the accuracy of dynamic results.

San-Tez, a university cooperation project with financial support from the Turkish Ministry, application was made for continuation of the project. Ministry of Labor and Industry has approved 0488.STZ.2013-2 numbered project conducted by Istanbul Technical University Faculty of Aeronautics and Astronautics and Mercedes Benz Türk A.Ş..

1. GİRİŞ

Otobüs ve kamyon tasarım sürecinin bir parçası olan dayanımın simülasyon ile doğrulanması aşamasında, tüm araç iskeleti, yaprak yay, konsollar, kapı, kapak vb. gibi birçok konuda yetkinliğe sahip olan Mercedes Benz Türk A.Ş. Ar-Ge Merkezi CAE Hesaplama ve Simülasyon Ekibinin, bu çalışma ile otobüslerde kullanılan plastik yakıt tankı dayanım hesabı konusundaki yetkinliğini artırılması hedeflenmektedir. Bahsi geçen hedef doğrultusunda, tez yazarı, Mercedes ve Setra seyahat otobüslerinde ortak olarak kullanılan bir plastik yakıt tankını ele alarak, dayanım analizlerini, statik ve dinamik yükler altında, sonlu elemanlar metodunu kullanılarak gerçekleştirmiştir.

Son yıllarda otomotiv sektöründe metal dışı malzeme kullanımı giderek artmaktadır. Öncelikle mukavemet gerektirmeyen görsel parçalar ile başlayan bu değişim başlamıştır. Günümüzde plastik katkı maddeleri ve fiberler ile güçlendirilerek neredeyse araçların her yerinde kullanılabilir duruma gelmiştir. Otobüslerde kullanılan yakıt tankları için de hafiflik, korozyon dayanımı, şekillendirme özgürlüğü gibi parametreler dikkate alınarak plastik malzeme kullanımına geçilmiştir.

Bu geçiş ile birlikte, çelik yakıt tankı tasarımı konusunda elde edilmiş tecrübelerin hepsi plastik yakıt tanklarının kendi dinamiklerine özel olarak değiştirilmek zorunda kalmıştır. Örneğin, metal yakıt tanklarının neredeyse tümünde kullanılan dalgakıranlar ve rezerve yakıt hacmi, rotasyon üretim teknolojisinden dolayı plastik yakıt tanklarında maalesef kullanılamamaktadır.

Tasarım aşamasında yaşanan tüm bu zorlukların yanı sıra, yakıt tankının dayanımı konusunda da dikkat edilmesi gereken hususlar vardır. Aşağıda bunlardan bazıları listelenmiştir.

- Üretimde kullanılan plastiğin yorulma davranışının metalden farklı olması,
- Plastik malzemenin mukavemetinin sıcaklıkla değişimi,

- Plastik yakıt tankı üretiminde kullanılan rotasyon tekniğinin homojen duvar et kalınlığı sağlayamaması,
- Dalgakıran olmamasından kaynaklı artan çalkalanma etkisi,
- Çelik yakıt tanklarında gergi bantlarına uygulanan ön gerginin, plastik yakıt tankları için yeterli olup olmadığı.

Yapılan literatür çalışması da göstermektedir ki plastik yakıt tankları hakkında hala Ar-Ge çalışmaları devam etmekte ve yeni arayışlar sürmektedir. Bu makalelerden bazıları şunlardır;

Liehr (1988), çalışmasında plastik yakıt tanklarının, seri araç üretimde, ilk olarak 1972 yılında, Volkswagen marka Passat model araçlarda kullanılmaya başlandığından bahsetmektedir. Plastik yakıt tanklarının tercih sebebi olarak, üretimin maliyetinin ve ham maddenin ucuzluğunu, korozyona karşı direncinin iyi olmasını, şekillendirme özgürlüğü sayesinde yüksek hacimli tasarım yapmaya uygun oluşunu ve güvenlik gibi sebepleri göstermektedir. Ayrıca çalışmasında, plastik yakıt tanklarının üretim şekillerinden bahsetmektedir. Bu teknikler, şişirme makinası ile üretim (blow molding), döner kalıpla üretim (rotomolding) ve el yatırması ile üretim (hand lamination) dir. El yatırması tekniğinin kalite problemleri nedeniyle en az kullanılan yöntem olduğundan, şişirme makinasıyla ve döner kalıpla üretim yöntemlerinin tercih edildiğinden bahsetmektedir [1].

1987 yılında yapılan bir çalışmada çok katmanlı yakıt tankları üretilmiştir. Çalışmada yakıt geçirgenliği tanımlanmış ve çok katmanlı yakıt tanklarının yapısı ve reçine gelişimi tartışılmıştır [2].

Autolatina için yapılan bir çalışmada, kamyonlar için yüksek kapasiteli plastik yakıt tankları üretilmiştir. Çünkü daha önce kullanılan çelik yakıt tanklarında, Brezilya’da kullanılan yakıt bileşimindeki kükürt fazlalığından dolayı korozyon meydana gelmiştir. Bu korozyon, motor enjeksiyon sisteminde hasara neden olmuştur. Araştırmacılar değişik tip malzemeleri, uyumluluk, güvenlik, maliyet, ağırlık, geri dönüşüm, yedek parça gibi özelliklere göre incelendikten sonra polietilen malzemedan yakıt tankı üretilmesini önermişlerdir [3].

Leişis ve arkadaşları (2008), içinde dizel yakıt bulunduran bir tank üzerinde gerilme analizleri yapmışlar, sistemin kararlılığının korunması için kritik çatlak boyunu belirlemişlerdir [4].

Himeki ve arkadaşları (2006), çalışmalarında yakıt tankında basınç değişimini simüle edebilmek için düşük seviyeli tekrarlı yükler altında analizler yapmışlardır. Kuponlar üzerinde yapılan yorulma testi sonuçları yardımıyla, gerilme, sıcaklık ve frekansın (etkileyen temel faktörler) değişimi ile yorulma ömrü arasındaki ilişki sayısal olarak ifade edilmiştir. Bu ifade daha sonra plastik yakıt tankları üzerinde yapılan yorulma testleri ile doğrulanmıştır. Plastik yakıt tanklarının yorulma ömrü tahmini için kullanılan denklemlerin geçerliliği böylece teyit edilmiştir [5].

Toprak (2008), yüksek lisans tezinde Ad-Blue tankları üzerinde yapılan dayanım testleri aracılığıyla, hasar önleme metodolojisi oluşturmaya çalışmıştır. Çalışmasında öncelikle, Mercedes-Benz Türk A.Ş. bünyesinde geliştirme test merkezinde bulunan titreşim tablası testlerinden bahsetmiştir. Yapılan sonlu elemanlar analizlerinde gerilme yığılmalarının yoğun olduğu bölgelere gerinim ölçer (strain gauge) uygulamıştır. Ad-Blue tanklarında dayanıma etki eden sıvı yüksekliği, test frekansı, bağlantı noktası ve tankın konstrüktif özellikleri gibi etkenlerin dayanım üzerindeki etkisini incelemiştir [6].

Dayanım testi yapılmış olan örnek bir yakıt tankının katı modeli CATIA kütüphanesinden alınıp MEDINA'ya transfer edilerek sonlu elemanlar çözüm ağı oluşturulmuştur. MEDINA yazılımında modelleme için, kabuk eleman (QUAD4, TRIA3), hacim eleman (TET4), giriş eleman (BECOS), yay eleman (SPRING1), kütle eleman (MASS6) tipleri kullanılmıştır. Elemanların malzeme ve geometrik özellikleri (kalınlık, kesit alanı vb.) MEDINA'da tanımlandıktan sonra gerekli analizler PERMAS programında yapılmıştır. Aşağıda sıralandığı üzere dört farklı tipte analiz yapılmıştır;

- Eşdeğer yükler ile yapılan statik analiz,
- Serbest titreşim analizi,
- Frekans – cevap analizi,
- Modal transient analiz.

Statik analiz için eşdeğer yükler, Mercedes Benz Türk A.Ş. Ar-Ge Merkezi Test Takımı'nın Almanya'daki özel kötü yol pistinden toplamış olduğu ivme – zaman verisi kullanılarak belirlenmiştir. Analizlerde, bu yükler altında yakıt tankının deformasyonları ve gerilme dağılımları incelenmiştir.

5 farklı doluluk oranı için serbest titreşim analizleri yapılarak, yakıt tankının doğal frekansları ve serbest titreşim şekilleri bulunmuştur. Serbest titreşim frekansları ile titreşim tablası testleri sırasında uygulanan yüklerin frekans içeriği arasında olası çakışmalar incelenmiştir.

Dinamik yüklerin yakıt tankı üzerinde oluşturabileceği rezonans benzeri yüksek genlikli titreşimleri daha iyi anlayabilmek için, frekans – cevap analizleri ile devam edilmiştir. Test koşullarını birebir sonlu elemanlar modeline uyarlamak için, yakıt tankının altında rijit bir eleman yardımıyla bir kuvvet noktası oluşturulmuştur. Bu noktaya y ve z yönlerinde 0-70 Hz aralığında birim genlikli sinüzoidal yük uygulanmıştır. Bu yük altında frekansa bağlı olarak tankın ön yüzünde seçilen bir noktada ivme yanıtı okunmuştur.

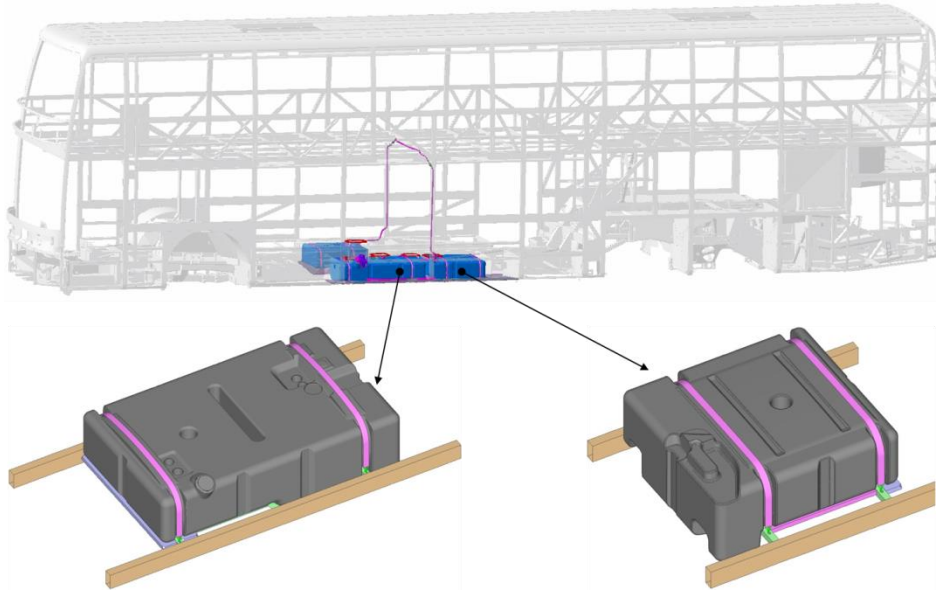
Bu dinamik etkilerin hasara yol açıp açmayacağı modal transient analizle incelenmiştir. Yakıt tankı titreşim tablası testlerinde kullanılan ivme zaman sinyali yakıt tankının sonlu elemanlar modeli altında oluşturulan kuvvet noktasına uygulanmıştır. Elde edilen sonuçlar statik analiz sonuçlarına benzerlik göstermiştir.

Takip eden ikinci bölümde, otobüslerde kullanılan yakıt tankları hakkında genel bilgilendirme yapılmıştır. Üçüncü bölümde, çalışmada kullanılan sonlu elemanlar analiz tiplerine ait teori anlatılmıştır. Test merkezinde yakıt tankları için yapılan testlerden kısaca bahsedildiği dördüncü bölümün ardından, sonlu elemanlar modeli hakkında bilgilendirme yapılan beşinci bölüm gelmektedir. Altıncı bölümde sayısal sonuçlar verilmiştir. Değerlendirmenin yapıldığı son bölüm ile tez tamamlanmıştır.

2. OTOBÜSLERDE KULLANILAN YAKIT TANKLARI

2.1 Genel Bilgi

Otobüslerde kullanılan yakıt tankları, araç içinde çok farklı pozisyonlarda ve şekillerde olabilmektedir. Şehir içi otobüslerde ön aks üzerinde koltukların altındaki bölgede tasarım boşluklarını dolduracak bir şekle sahip iken çift katlı araçların taban seviyesi çok alçak olduğundan sığ enine (Şekil 2.1), bir seyahat otobüsünde ise dik ve yüksek şekle sahip olabilmektedir. Bunun yanında müşteri özel istekleri doğrultusunda çok farklı tasarımlar da yapılabilmektedir.

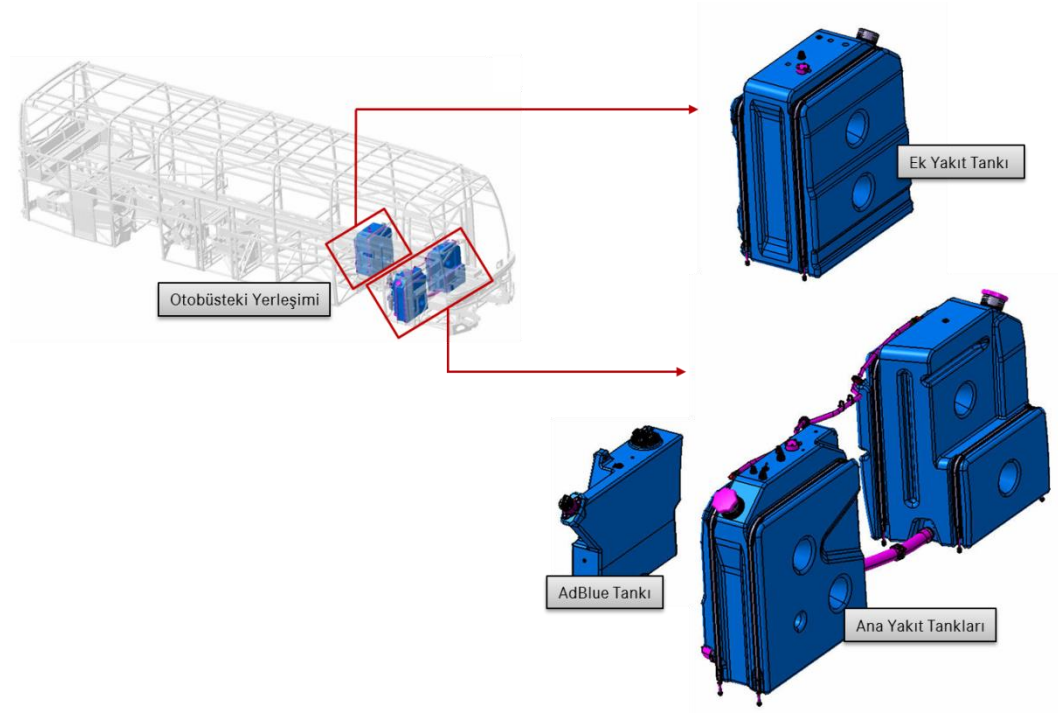


Şekil 2.1 : Çift katlı otobüste yakıt tankı yerleşimi.

İki akslı seyahat otobüslerinde, genellikle, ön aksın önündeki bagaj odasında konumlanmış, sağda ve solda birer adet olmak üzere 2 adet yakıt tankı bulunmaktadır. Sağdaki yakıt tankının hemen arkasında ise Euro 6 emisyonunu sağlamak için egzoz gazına püskürtülen Ad-Blue sıvısını içeren bir tank daha bulunur. Şekil 2.2’de bu yerleşim gösterilmektedir.

Bu çalışma kapsamında incelenen yakıt tankı, Mercedes Benz Türk A.Ş. tarafından Türkiye’de üretilen Travego RHD ailesi ve EvoBus tarafından Almanya’da üretilen

ComfortClass 500 ailesi araçlarında ortaklaşa kullanılan ana yakıt tanklarından sol tarafta olanıdır (Şekil 2.3).



Şekil 2.2 : Bir seyahat otobüsünde, yakıt sistemi tanklarının araç içindeki yerleşimi.

Şekil 2.3’de gösterilen, yakıt sistemini oluşturan temel unsurlar aşağıda sıralanmıştır:

- Yakıt tankları
- Yakıt bağlantı hortumu
- Basınç dengeleme hortumu
- Gergi bantları
- Devrilme valfi
- Yakıt tankı kapakları

Bu elemanların görevlerinden kısaca bahsedilecek olunursa;

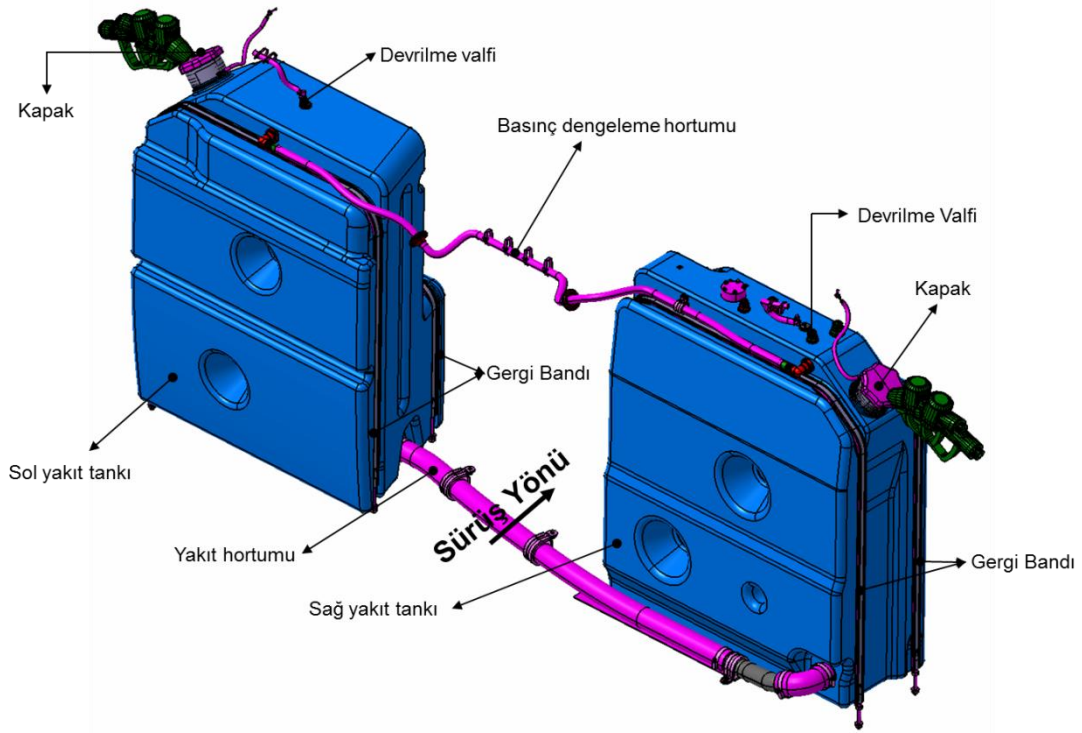
Otobüslerde genelde 2 veya 3 adet bulunan yakıt tankı yakıtı depolamak için kullanılır.

Tüm yakıt tanklarını birbirlerine bağlayarak, tankların herhangi birinde yakıt bittiğinde diğerinden transferi ve dolum sırasında sadece birinden dolum yapılabilmesi için yakıt hortumları kullanılır.

Yakıt Emilimi veya tankın dolumu sırasında oluşan iç basıncın diğer tanklarla eşitlenmesini sağlamak için basınç dengeleme hortumları kullanılır, bunlar yakıt tanklarının üst kısımlarında yer alırlar.

Gergi bantları ise yakıt tanklarını taşıyıcı karoseriye bağlamak için kullanılırlar. Kapaklar yakıtın uçmasını engeller ve dış ortamdan korunmasını sağlarlar.

Devrilme valfinin görevi ise deponun içindeki basıncın dış atmosfer basıncıyla eşitlenmesini sağlamaktır. Ayrıca, ters döndüğünde kapanan bu valf herhangi bir kazada aracın devrilmesi halinde yakıt sızmasını engeller.



Şekil 2.3 : Yakıt tankının temel bileşenleri.

2.2 Yakıt Tankı İmalatında Kullanılan Malzemeler

Uzun yıllar boyunca otomotiv sektöründe yakıt tankı üretiminde çelik malzeme kullanılmıştır. Ancak günümüzde uzun parça ömrü, yakıt geçirgenliği, ağırlık, korozyon, güvenlik ve maliyet gibi değişen tasarım kriterleri üreticileri alternatif malzeme arayışı içine sokmuştur. Bunun sonucunda ise plastiğin çeliğe karşı iyi bir alternatif olabileceği fikri ortaya çıkmıştır.

Otobüs yakıt tanklarında da buna benzer eğilim takip edilmekte olup, hâlihazırda kullanılmakta olan çelik tankların plastik alternatifleri ile değiştirilmesi projelerinin bir kısmı başarıyla sonuçlanmış, diğerleri ise devam etmektedir.

Çelik ve plastik malzemenin yakıt tanklarının üretiminde kullanılmasının avantaj ve dezavantajlarından aşağıda kısaca anlatılmıştır [7];

2.2.1 Çelik tanklar

i. Terne (% 8 kalay-kurşun kaplama) - kaplı çelik

Avantajlar: yüksek adetli üretimde düşük maliyetli, geri dönüştürülebilir, ucuz malzeme maliyeti ve az geçirgenlik

Dezavantajlar: tasarımda ve şekil vermede esnek olmaması, metanol yakıtta korozyon dayanımının zayıf olması, boyasının kurşun içermesi

ii. Elektrolizle çinko–nikel kaplama ve galvaniz tavlama

Avantajlar: yüksek adetli üretimde düşük maliyet, geri dönüştürülebilir, iç ve dış korozyona karşı etkili koruma ve az geçirgenlik

Dezavantajlar: düşük kaynak kabiliyeti ve tasarımda esnek olmaması

iii. Sıcak – daldırma kalay

Avantajlar: yüksek adetli üretimde düşük maliyetli, geri dönüştürülebilir, iç ve dış korozyona karşı etkili koruma, az geçirgenlik ve yüksek kaynak kabiliyeti

Dezavantaj: tasarımda esnek olmaması

iv. Paslanmaz çelik

Avantajlar: korozyon dayanımı, geri dönüştürülebilir ve az geçirgenlik

Dezavantajlar: yüksek maliyet, tasarımda esnek olmaması ve düşük kaynak kabiliyeti

2.2.2 Plastik tanklar

i. Yüksek/orta yoğunluklu polietilen (HDPE/MDPE)

Avantajlar: tasarımda esneklik, düşük adetli üretimde düşük kalıp maliyeti, hafiflik ve korozyon direnci

Dezavantajlar: yüksek adetli üretimde yüksek kalıp maliyeti, yüksek malzeme maliyeti, yüksek geçirgenlik ve geri dönüştürülemez

ii. Çok katmanlı ve bariyer HDPE

Avantajlar: tasarımda esneklik, düşük adetli üretimde düşük kalıp maliyeti, hafiflik, yüksek korozyon direnci ve az geçirgenlik

Dezavantajlar: yüksek adetli üretimde yüksek kalıp maliyeti, yüksek malzeme maliyeti ve zor geri dönüşüm

2.3 Bağlantı Şekilleri

Otobüslerde kullanılan yakıt tanklarının sabitlenmesinde kullanılan gergi bantlarının imalatında temel olarak iki farklı malzeme kullanılır. En sık rastlanılan malzeme çeliktir. Bazı tasarımlarda alternatif olarak tekstil gergi bantlarının kullanıldığı da görülmektedir.

Bu çalışmada analizleri yapılan Travego ve ConfortClass araçlarına ait sol yakıt tankı, karoseriye çelik gergi bantları ile bağlanmıştır.

2.3.1 Çelik gergi bantları

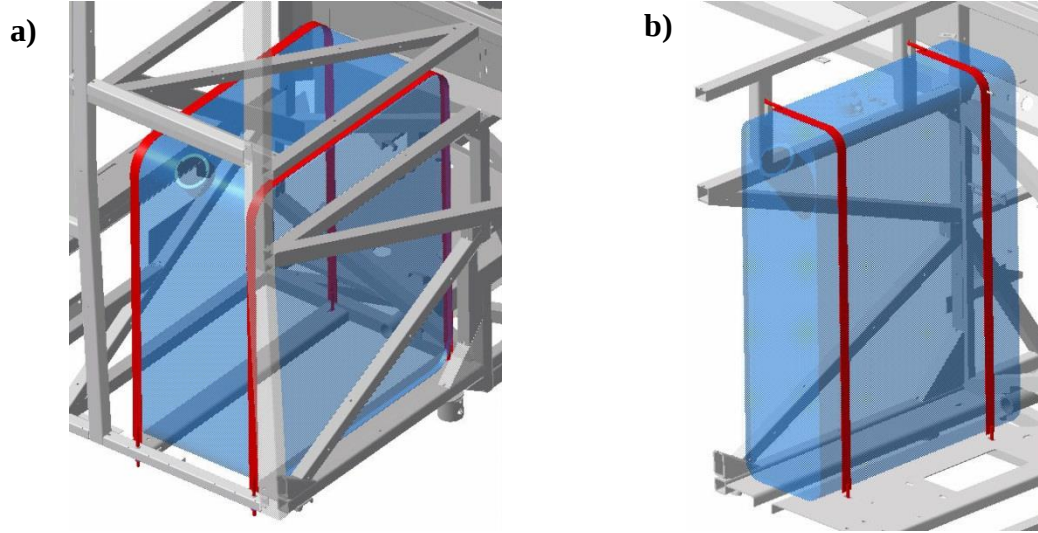
Yaygın olarak kullanılmakta olan çelik gergi bandı tasarımları kendi içinde oldukça farklılıklar göstermesine rağmen aşağıdaki iki temel bağlantı şekli altında toplanabilirler.

i. İki ucundan gergi yapılan gergi bantları (Şekil 2.4a)

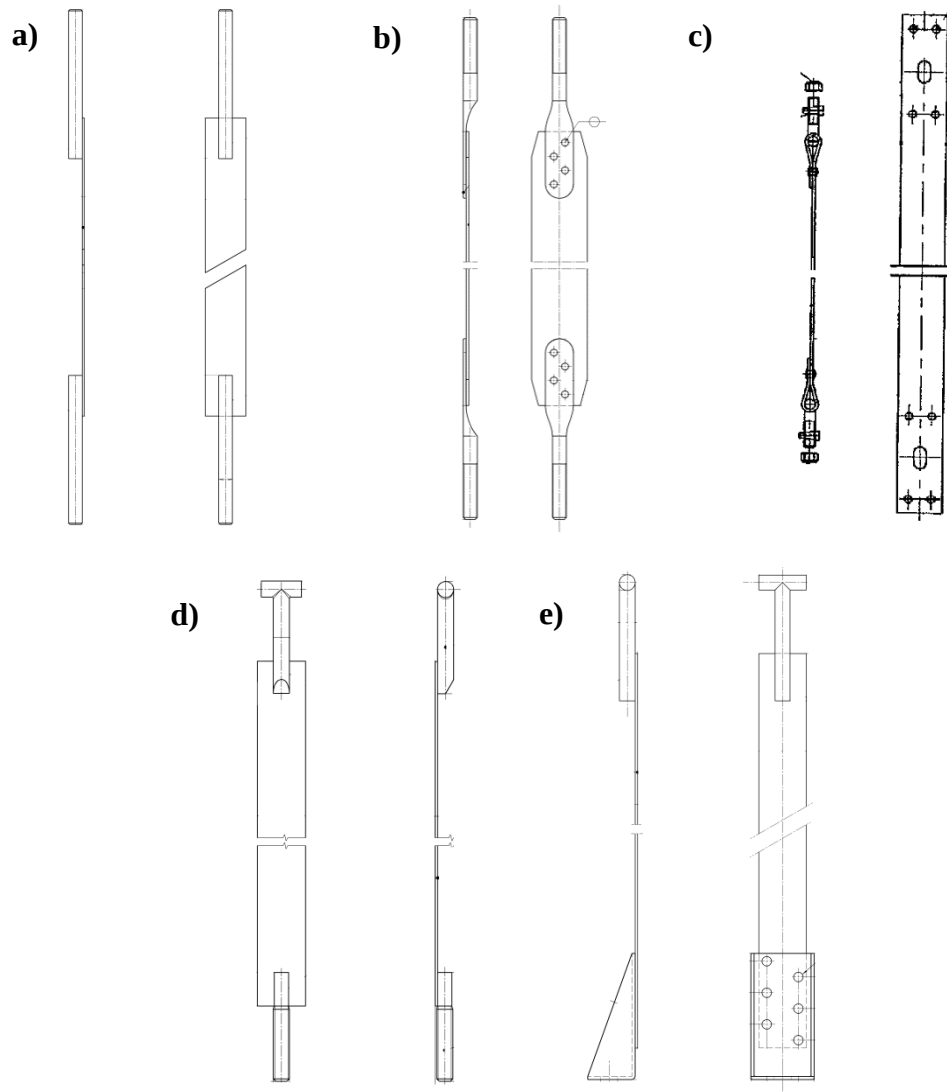
Bu tip gergi bandının iki ucunda da gergi yapılabilmesi için cıvata ucu bırakılmıştır. Cıvata ucu, Şekil 2.5a ve Şekil 2.5b’de olduğu gibi kaynaklı bir bağlantı ile sağlanabileceği gibi gergi bandının uçlarında delik bırakılıp katlanarak da (Şekil 2.5c) üretilmektedir.

ii. Bir ucu sabit, diğer ucundan gergi yapılan gergi bantları (Şekil 2.4b)

Bir ucu T şeklinde tasarlanan bu gergi bantlarını iki farklı tipi Şekil 2.5d ve Şekil 2.5e’de gösterilmiştir.



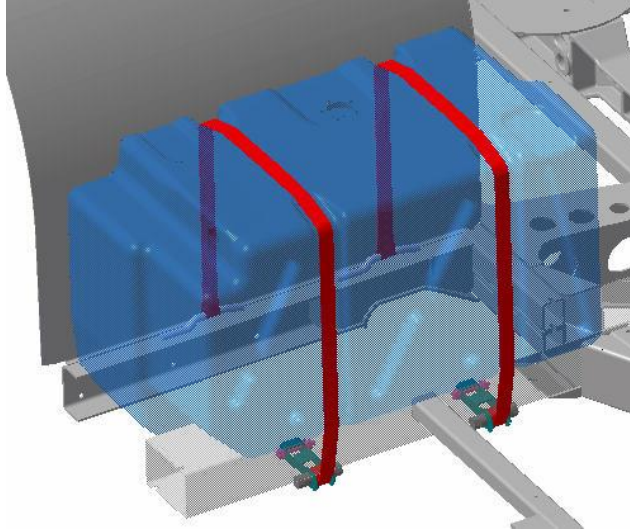
Şekil 2.4 : Çelik gergi bandı bağlantı örnekleri.



Şekil 2.5 : Örnek çelik gergi bantları.

2.3.2 Tekstil gergi bantları

Tekstil gergi bantlarının bir ucunda Şekil 2.7’de görüldüğü gibi halka, diğer ucunda ise gergi mekanizması bulunmaktadır. Montajı sırasında herhangi bir alete ihtiyaç duymadan bağlantı yapılabilir. Bu tip bağlantı uygulandığı örnek bir yakıt tankının geometrisi Şekil 2.6’da verilmiştir.



Şekil 2.6 : Kumaş gergi bandı bağlantı örneği.



Şekil 2.7 : Örnek bir kumaş gergi bandı.

3. ANALİZ YÖNTEMLERİ

Günümüzde uçak, otobüs, tren, kamyon ve benzeri araçların veya bunların alt bileşenlerinin modellenip analiz elde edilmesinde en yaygın olarak kullanılan teknik sonlu elemanlar yöntemidir. Sonlu elemanlar yönteminde yapı basit geometrili çok sayıda küçük parçaya ayrılarak yapının temel denklemleri eleman denilen bu parçalar üzerinde ifade edilir. Bunun için elemanların üzerinde düğüm (node) denilen noktalar tanımlanır ve alan değişkenleri (çoğunlukla yer değiştirmeler) bu noktalardaki alan değişkeninin özel değerleri cinsinden yaklaşım fonksiyonları olarak ifade edilirler. Böylece tüm yapısal denklemler bu yaklaşım fonksiyonları cinsinden ifade edilirler. Elemanlar bazında yaklaşık olarak yazılan denklemler birleştirilerek bütün yapıya ait denklemlerin düğüm yer değiştirmeleri cinsinden yazıldığı bir lineer cebrik denklem sistemine ulaşılır. İncelenen problemin statik, stabilite, serbest titreşim, zorlanmış titreşim, harmonik cevap, geçici (transient) vs. olmasına bağlı olarak elde edilen denklem sistemleri ve çözüm yöntemleri farklı olacaktır.

Genel olarak dinamik bir problemin sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen matris denklemi aşağıdaki gibi olur:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [B]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F\} \quad (3.1)$$

Bu denklemde $[K]$ direngenlik (stiffness) matrisini, $[B]$ sönüm matrisini, $[M]$ kütle matrisini, $\{u\}$ düğüm yer değiştirmeleri vektörünü, $\{F\}$ ise düğüm kuvvetleri vektörünü ifade etmektedir. (') zamana göre türevi göstermektedir.

3.1 Statik Analiz

Sonlu elemanlar yöntemiyle statik analizin en temel denklemi (3.1) denkleminin indirgenmesi ile aşağıdaki gibi elde edilir. (3.2)

$$[K]\{u\} = \{F\} \quad (3.2)$$

$[K]$ matrisi yapının direngenlik (stiffness) özelliklerini temsil eder ve genel olarak yapının geometrisine ve malzeme özelliklerine bağlıdır. $\{F\}$ kuvvet vektörü yapıya etki eden cisim (body) kuvvetlerinin, yüzey kuvvetlerinin ve tekil kuvvetlerin eşdeğer bir şekilde düğümlere paylaştırılmasıyla oluşturulur. Denklem (3.2) de tek bilinmeyen olan $\{u\}$ deplasman vektörünün hesaplanması için önce sınır şartları denklem sistemi üzerine empoze edilir, sonra uygun bir sayısal çözüm tekniği (Gauss eliminasyon yöntemi gibi) uygulanarak sonuca ulaşılır. Gerinim, gerilme vb. büyüklüklerin hesaplanması için sonlu elemanlar yönteminde eleman bazında ifade edilen denklemler kullanılır. Yani tüm bu büyüklükler elemanın düğümlerindeki yer değiştirmeler cinsinden zaten formüle edilmişlerdir ve sonuçların eleman üzerinde değişimler şeklinde elde edilmesinde kullanılırlar.

3.2 Serbest Titreşim Analizi

Serbest titreşim analizleri yapıların doğal frekans ve mod şekilleri olarak tanımlanan titreşim karakteristiklerinin elde edilmesi için kullanılırlar. Sönümsüz bir serbest titreşim analizi için (3.1) denklemi aşağıdaki biçime indirgenir [8]:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = \{0\} \quad (3.3)$$

Bu denklemde $[M]$ kütle matrisini, $[K]$ direngenlik matrisini, $\{u\}$ yer değiştirmeleri, $\{\ddot{u}\}$ ivmeleri ifade etmektedir. Bu eşitlik sönümsüz serbest titreşim hareket denklemi olarak adlandırılır. Bu denklemi çözmek için aşağıdaki gibi bir harmonik çözüm varsayalım

$$\{u(x, y, z, t)\} = \{\Phi(x, y, z)\} \sin \omega t \quad (3.4)$$

Burada $\{\Phi\}$ özvektör veya serbest titreşim şekillerini, ω dairesel frekansı ifade etmektedir.

Serbest titreşim probleminin çözümünde önemli bir yeri olan bu harmonik formun, aynı zamanda fiziksel olarak da bir önemi vardır. Harmonik formdaki bu çözüm, titreşen yapının tüm serbestlik derecelerinin senkron bir şekilde hareket ettiğini gösterir. Hareket sırasında yapının dizilimi değişmez, sadece genliği değişir.

(3.4) denklemi, (3.3) ile verilen hareket denkleminde kullanılarak,

$$-\omega^2[M]\{\Phi\} \sin \omega t + [K]\{\Phi\} \sin \omega t = 0 \quad (3.5)$$

halinde yazılabilir. Burada gerekli sadeleştirmeler yapılırsa,

$$([K] - \omega^2[M])\{\Phi\} = 0 \quad (3.6)$$

Özvektörlerin elde edilmesi için bir dizi homojen cebir denklemini içeren bu denklem, özdeğer probleminin temelini oluşturmaktadır. Özdeğer probleminin bu özel formunun, matris cebrinde birçok uygulaması vardır.

Bu eşitliği iki çözümü vardır.

1. $\det([K] - \omega^2[M]) \neq 0$, olması halinde,

$$\{\Phi\} = 0 \quad (3.7)$$

olmalıdır. Bu aşıkâr bir çözümdür. Fiziksel açıklaması hiçbir hareketin olmamasıdır.

2. $\{\Phi\} \neq 0$ olması halinde $\det([K] - \omega^2[M]) = 0$ olmalıdır. Buradan anlamlı sonucu elde edilir.

Sonuç olarak problem,

$$\det([K] - \omega^2[M]) = 0 \quad (3.8)$$

veya

$$\det([K] - \lambda[M]) = 0, \text{ burada } \lambda = \omega^2 \quad (3.9)$$

denklemlerinin çözümüne indirgenmiş olur.

Yukarıdaki determinant sadece bir dizi birbirinde farklı λ_i veya ω_i^2 değerleri için sıfır bulunur. Buradan da her bir özdeğeri doğrulayacak birer $\{\Phi_i\}$ bulunabilir. Her bir özdeğer ve özvektör için denklem şu şekilde yazılabilir,

$$(K - \omega_i^2 M)\{\Phi_i\} = 0 \quad i = 1, 2, 3 \dots \quad (3.10)$$

Her bir özdeğer ve özvektör yapının serbest titreşim karakteristiklerini ifade eder. i inci doğal frekans, hesaplanan i inci özdeğerden aşağıdaki denklem vasıtası ile hesaplanır;

$$f_i = \frac{\omega_i}{2\pi} \quad (3.11)$$

Bu denklemde, Hertz (Hz) cinsinden f_i i inci doğal frekansı, $\omega_i = \sqrt{\lambda_i}$ şeklinde hesaplanan radyan/saniye cinsinden açısal frekansı ifade eder.

Özdeğer ve özvektörlerin sayısı dinamik sistemin serbestlik derecelerinin sayısına eşittir.

3.3 Modal Frekans Cevabı Analizi

Modal Frekans Cevabı Analizi, Frekans Cevabı Analizi yapmanın alternatif bir yoludur. Bu metot daha az yer kullanarak daha hızlı çözüm yapabilmek için yapının serbest titreşim şekillerini kullanır. Serbest Titreşim şekilleri tipik olarak yapının karakterizasyonunun bir parçası olarak hesaplandığı için Modal Frekans Cevap Analizi, Serbest Titreşim Analizinin doğal bir uzantısıdır [8].

Denklemin ilk aşaması, aşağıdaki kabul ile $\{u(\omega)\}$ fiziksel koordinatların, $\{\xi(\omega)\}$ serbest titreşim koordinatlarına dönüştürülmesidir.

$$\{u(\omega)\} = [\Phi]\{\xi(\omega)\}e^{i\omega t} \quad (3.12)$$

Serbest titreşim şekilleri $[\Phi]$, düğüm noktalarının davranışını serbest titreşim davranışına çevirmek için kullanılır. (3.12) denkleminin tam sonuç vermesi için tüm serbest titreşim şekillerinin hesaplamaya dahil edilmesi gerekir. Fakat tüm serbest titreşim şekilleri çok nadiren kullanıldığı için bu eşitlik genellikle yaklaşık değer vermektedir.

Sönümsüz harmonik harekete ait denklemleri çıkarabilmek için, tüm sönüm terimlerini ihmal edilirse, belirli bir ω zorlama frekansında,

$$-\omega^2[M]\{u\} + [K]\{u\} = \{P(\omega)\} \quad (3.13)$$

eşitliği elde edilir.

(3.12) eşitliği, (3.13) denklemindeki fiziksel koordinatlar yerine kullanılır ise denklem serbest titreşim koordinatlarına çevrilmiş olur. Sonucun $e^{i\omega t}$ ye bölünmesi ile aşağıdaki denklem elde edilir.

$$-\omega^2[M][\Phi]\{\xi(\omega)\} + [K][\Phi]\{\xi(\omega)\} = \{P(\omega)\} \quad (3.14)$$

Serbest titreşim koordinatlarındaki bu eşitlik hala bağlı terimler içermektedir. Denklemi ayırklaştırmak için tüm terimler önden $[\Phi]^T$ ile çarpılır.

$$-\omega^2[\Phi]^T[M][\Phi]\{\xi(\omega)\} + [\Phi]^T[K][\Phi]\{\xi(\omega)\} = [\Phi]^T\{P(\omega)\} \quad (3.15)$$

Bu denklemde,

$[\Phi]^T[M][\Phi]$ = modal (genelleştirilmiş) kütle matrisini

$[\Phi]^T[K][\Phi]$ = modal (genelleştirilmiş) direngenlik matrisini

$[\Phi]^T\{P(\omega)\}$ = modal kuvvet vektörünü

ifade eder.

Son aşamada serbest titreşim şekillerinin ortogonalite özelliği kullanılarak, titreşim denklemleri, diyagonal olan genelleştirilmiş direngenlik ve genelleştirilmiş kütle matrisleri cinsinden yazılır. Bu matrisler, hareket denklemleri arasında bağ oluşturan köşegen dışı terim içermezler. Bu yüzden, ayırklaştırılmış hareket denklemlerinin aşağıda görüldüğü gibi tek serbestlik derecesine sahip denklemler olarak yazılabilmesine olanak sağlarlar.

$$-\omega^2 m_i \xi_i(\omega) + k_i \xi_i(\omega) = p_i(\omega) \quad (3.16)$$

Bu denklemde,

m_i = i inci modal kütle

k_i = i inci modal direngenliği

p_i = i inci modal kuvveti

ifade eder.

Frekans cevabı hareket denklemlerinin serbest titreşim formunda yazılması, ayrıklaştırılmış birinci dereceden basit denklem sistemlerin çözüm yöntemi sayesinde, doğrudan metoda göre çok daha hızlı çözülmesine olanak sağlar.

Her bir tekil serbest titreşim cevabı $\{\xi_i(\omega)\}$ hesaplandıktan sonra, fiziksel cevaplar bu serbest titreşim cevaplarının toplamı olarak aşağıdaki formül yardımıyla elde edilir.

$$\{u(\omega)\} = [\Phi]\{\xi(\omega)\}e^{i\omega t} \quad (3.17)$$

3.3.1 Modal frekans cevabı analizinde sönümlemenin etkisi

Eğer sönümleme matrisi $[B]$ varsa, serbest titreşim şekillerinin ortagonallik özelliği kullanılarak, genelleştirilmiş sönümleme matrisi diyagonalleştirilemez.

$$[\Phi]^T[B][\Phi] \neq \text{diyagonal} \quad (3.18)$$

Eğer yapısal sönüm terimleri kullanılıyorsa, serbest titreşim şekillerinin ortagonallik özelliği kullanılarak, genelleştirilmiş direngenlik matrisi diyagonalleştirilemez.

$$[\Phi]^T[K][\Phi] \neq \text{diyagonal} \quad (3.19)$$

Bu denklemde $K = (1 + iG)[K] + i \sum G_E[K_E]$ dir.

$[B]$ matrisi ya da kompleks bir direngenlik matrisi varlığında, doğrudan frekans cevabı yaklaşımında kullanılan (3.20) denkleminde faydalanılır.

$$[-\omega^2 M + i\omega B + K]\{u(\omega)\} = \{P(\omega)\} \quad (3.20)$$

Modal frekans yaklaşımı ile bu bağlı problem, modal koordinatlar kullanılarak aşağıdaki şekilde çözülür.

$$[-\omega^2 [\Phi]^T[M][\Phi] + i\omega [\Phi]^T[B][\Phi] + [\Phi]^T[K][\Phi]]\{\xi(\omega)\} = [\Phi]^T\{P(\omega)\} \quad (3.21)$$

Yukarıdaki iki denklem (3.20) ve (3.21) aslında birbirine benzer denklemlerdir. Denklem (3.21)'in farkı modal koordinatlara (ξ) göre ifade edilmesidir. Sayısal analiz sırasında kullanılan mod şekillerinin sayısı, fiziksel değişkenlerin sayısından

çok daha az olduğundan, modal frekans cevabı analizinin çözümü için gereken zaman ve sistem gereksinimi çok daha az olacaktır.

Eğer sönümleme her mod şekline ayrı ayrı uygulanabilirse sistemin hareket denklemlerinin de ayrıklaştırılması mümkün olacaktır. Bu durumda modal sönümleme şu şekilde uygulanacaktır.

$$b_i = 2m_i\omega_i\xi_i \quad (3.22)$$

Sonuç olarak ayrıklaştırılmış hareket denklemi her bir mod şekli için şu hali alacaktır.

$$-\omega^2 m_i \xi_i(\omega) + i\omega b_i \xi_i(\omega) + k_i \xi_i(\omega) = p_i(\omega) \quad (3.23)$$

Her bir modal cevap aşağıdaki şekilde hesaplanacaktır.

$$\xi(\omega) = \frac{p_i(\omega)}{-\omega^2 m_i + i\omega b_i + k_i} \quad (3.24)$$

3.4 Modal Transient Analiz

Bu metot, yapının serbest titreşim şekillerini kullanarak problemin boyutunu küçültür, hareket denklemini ayrıklaştırır ve sayısal integrasyon daha verimli hale gelir. Serbest titreşim şekilleri, yapıyı karakterize etmenin bir parçası olarak hesaplandığı günden beri, modal transient cevap analizi serbest titreşim analizinin bir doğal bir uzantısı olarak hesaplanabilmektedir [8].

Denklemin ilk aşaması için, değişkenler fiziksel koordinatlardan $\{u\}$ modal koordinatlara $\{\xi\}$ dönüştürülür.

$$\{u(t)\} = [\Phi]\{\xi(t)\} \quad (3.25)$$

Serbest titreşim şekilleri $[\Phi]$, düğüm noktaları cinsinden yazılmış problemi mod şekilleri cinsinden yazılmasına için kullanılır. (3.24) eşitliği tüm serbest titreşim şekilleri kullanıldığı zaman eşdeğer sonuç verir. Fakat genelde serbest titreşim şekillerinin hepsi kullanılmaz, bu yüzden denklem yaklaşık sonuç verir.

Sonuca ulaşmak bir basitleştirme yapıp sönümleme geçici olarak ihmal edilirse,

$$[M]\{\ddot{u}(t)\} + [K]\{u(t)\} = \{P(t)\} \quad (3.26)$$

denklemini elde edilir.

(3.25) denklemi, (3.26) eşitliğinde yerlerine yerleştirilirse denklem şu hali alır

$$[M][\Phi]\{\ddot{\xi}(t)\} + [K][\Phi]\{\xi(t)\} = \{P(t)\} \quad (3.27)$$

Şimdi hareket denklemi modal koordinatlar cinsinden yazılmıştır. Fakat bu haliyle denklem hala bağlı durumdadır.

Denklemini ayırklaştırmak için denklem ön tarafından $[\Phi]^T$ ile çarpılır ise,

$$[\Phi]^T [M][\Phi]\{\ddot{\xi}(t)\} + [\Phi]^T [K][\Phi]\{\xi(t)\} = [\Phi]^T \{P(t)\} \quad (3.28)$$

denklemini elde edilir. Bu denklemde;

$[\Phi]^T [M][\Phi]$ = modal (genelleştirilmiş) kütle matrisini

$[\Phi]^T [K][\Phi]$ = modal (genelleştirilmiş) direngenlik matrisini

$[\Phi]^T \{P(t)\}$ = modal kuvvet vektörünü

ifade eder.

Denklemin son aşamasında, hareket denklemini diyagonal olan genelleştirilmiş kütle ve direngenlik matrisleri cinsinden ifade etmek için, mod şekillerinin ortogonalite özelliği kullanılır. Bu matrislerde hareket denklemini bağlayan diyagonal dışı terim bulunmamaktadır. Bu yüzden bu formda yazılan modal hareket denklemi ayrıktır. Bu ayrık formda, hareket denklemi ayrık tek serbestlik dereceli sistemlerin seti olarak yazılmaktadır.

$$m_i \ddot{\xi}_i(t) + k_i \xi_i(t) = p_i(t) \quad (3.29)$$

Bu denklemde;

m_i = i inci modal kütleyi

k_i = i inci modal katılığı

p_i = i inci modal kuvveti, ifade eder.

Bu denklemde sönüm terimleri yoktur. Bir sonraki alt başlıkta nasıl dahil edileceği ayrıca incelenecektir.

Analiz sonunda her bir modal cevap $\xi_i(t)$ ayrı ayrı hesaplandıktan sonra, fiziksel cevap aşağıdaki şekilde modal cevapların toplamı olarak hesaplanır.

$$\{u(t)\} = [\Phi]\{\xi(t)\} \quad (3.30)$$

3.4.1 Modal frekans cevabı analizinde sönümlemenin etkisi

Eğer sönümleme matrisi $[B]$ varsa, mod şekillerinin ortagonallik özelliği kullanılarak, genelleştirilmiş sönümleme matrisi diyagonalleştirilemez.

$$[\Phi]^T[B][\Phi] \neq \text{diyagonal} \quad (3.31)$$

$[B]$ matrisi olduğu durumda, modal transient yaklaşımı, bağlı problemi (3.32) denklemi ile gösterilen doğrudan transient sayısal integrasyon yaklaşımını kullanarak, modal koordinatlar cinsinden (3.33) denklemini de gösterildiği şekilde çözer.

$$[A_1]\{u_{n+1}\} = [A_2] + [A_3]\{u_n\} + [A_4]\{u_{n-1}\} \quad (3.32)$$

$$[A_1] = \left[\frac{M}{\Delta t^2} + \frac{B}{2\Delta t} + \frac{K}{3} \right]$$

$$[A_2] = \frac{1}{3} \{P_{n+1} + P_n + P_{n-1}\}$$

$$[A_3] = \left[\frac{2M}{\Delta t^2} - \frac{K}{3} \right]$$

$$[A_4] = \left[-\frac{M}{\Delta t^2} + \frac{B}{2\Delta t} - \frac{K}{3} \right]$$

$$[A_1]\{\xi_{n+1}\} = [A_2] + [A_3]\{\xi_n\} + [A_4]\{\xi_{n-1}\} \quad (3.33)$$

$$[A_1] = [\Phi]^T \left[\frac{M}{\Delta t^2} + \frac{B}{2\Delta t} + \frac{K}{3} \right] [\Phi]$$

$$[A_2] = \frac{1}{3} [\Phi]^T \{P_{n+1} + P_n + P_{n-1}\}$$

$$[A_3] = [\Phi]^T \left[\frac{2M}{\Delta t^2} - \frac{K}{3} \right] [\Phi]$$

$$[A_4] = [\Phi]^T \left[-\frac{M}{\Delta t^2} + \frac{B}{2\Delta t} - \frac{K}{3} \right] [\Phi]$$

Bu denklemler doğrudan transient analizde kullanılan denklemlerle oldukça benzerlik göstermektedir. Fakat bu denklemler modal koordinatlar cinsinden yazılmıştır. Çözüm sırasında kullanılan serbest titreşim şekillerinin sayısı, fiziksel değişkenlere kıyasla oldukça az olduğundan, modal eşitliklerin doğrudan integrasyonu çok daha az işlem gerektirmektedir.

Her bir serbest titreşim şekline ayrı ayrı sönüm uygulandığında, ayrıklaştırılmış hareket denklemi elde edilebilir. Modal sönüm kullanıldığında ise her bir serbest titreşim şekli için bir sönümü katsayısına (b_i) sahip olur. Hareket denklemi bu şekilde de ayrıklaştırılmış kalır ve her bir mod için aşağıdaki şekilde

$$m_i \ddot{\xi}_i(t) + b_i \dot{\xi}_i(t) + k_i \xi_i(t) = p_i(t) \quad (3.33)$$

veya

$$\ddot{\xi}_i(t) + 2\zeta_i \omega_i \dot{\xi}_i(t) + \omega_i^2 \xi_i(t) = \frac{1}{m_i} p_i(t) \quad (3.34)$$

şeklinde ifade edilir. Bu denklemde,

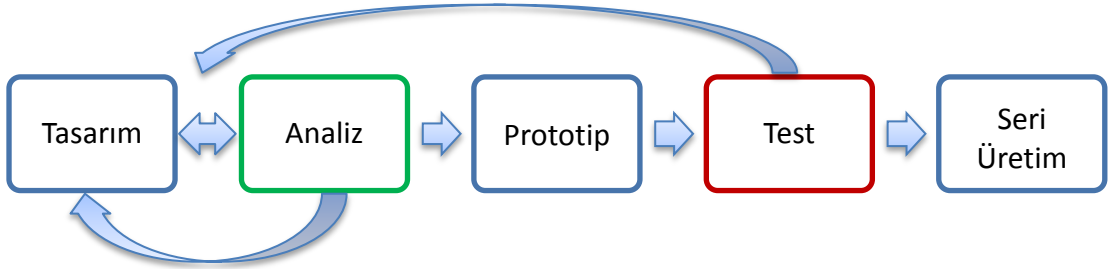
$\zeta_i = b_i / (2m_i \omega_i)$ modal sönümleme oranını

$\omega_i = k_i / m_i$ modal frekans (özdeğer) ı

ifade eder.

4. TESTLER

Otobüs ve otobüslerde kullanılan komponentlerin tasarımında (Şekil 4.1), fiziksel testler, ürünün dayanımının nihai olarak doğrulanması aşamasında vazgeçilmez bir unsurdur. Bu testler, bir titreşim tablası testi olabileceği gibi, tanımlanmış özel parkurlarda hızlandırılmış ömür testleri, sıcak veya soğuk iklim koşullarında yapılan fonksiyon testleri ve komponent seviyesinde, yakıt tankı dolum testi ve yanmazlık testleri gibi testler olabilirler. Günden güne geliştirilen sonlu elemanlar yazılımları ile farklı disiplinler arası problemlerin daha gerçekçi olarak çözülebilmelerini sağlamaktadır. Bununla beraber güçlenen bilgisayarlar sayesinde problemler çok daha fazla sayıda eleman ve düğüm noktası ile gerçeğe daha yakın bir şekilde modellenebilmekte ve analiz edilebilmektedir. Tüm bu gelişmelere rağmen hala sonlu elemanlar modellerinde yapılan kabullerin doğrulanması ve üretim sırasında oluşabilen problemlerin incelenebilmesi için fiziksel testler önemini korumaktadır.

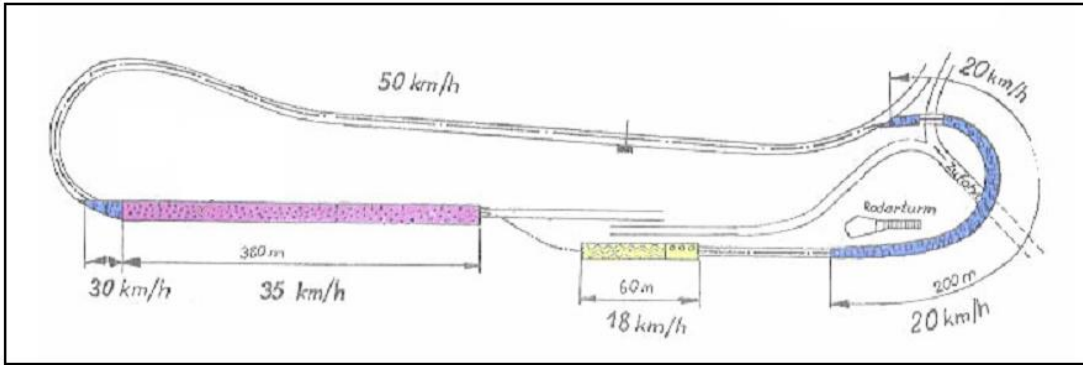


Şekil 4.1 : Tasarım aşamaları.

Bu bölüm, yakıt tankı titreşim tablası testinde kullanılmak için kötü yolda yapılan ölçümleri ve Mercedes Benz Türk A.Ş. Ar-Ge Merkezinde Otobüs Geliştirme Test Kısımında yapılan dayanım testlerini içermektedir. Testler bu çalışma kapsamında yapılmamıştır. Bu çalışmada testlerden elde edilen sonuçlar sonlu elemanlar modeline uygulanan yüklerin ve sonuçların doğrulanması için kullanılmıştır.

4.1 Kötü Yoldan Data Toplanması

Şekil 4.2’de, Mercedes Benz Türk A.Ş.’nin büyük hissesinin sahibi olan Daimler AG’nin Almanya Stuttgart fabrikasında bulunan, ticari araçların hızlandırılmış ömür testlerinin yapıldığı pistin (kötü yol pisti) krokisi görülmektedir. Dönüş, kasis, arnavut kaldırımlı yolda sürüş, frenleme ve hızlanma gibi yol koşullarını içeren bir paket sürüş planı dâhilinde normalde yıllar sürecekt testler çok kısa sürelerde tamamlanmaktadır. Yakıt tankları için yapılacak titreşim tablası testleri için de yol datasının bu pist üzerinde toplanması uygun görülmüştür.



Şekil 4.2 : Kötü yol pisti [5].

Yakıt tankları araç içinde farklı yerlere monte edilebildiği gibi, monte edildiği otobüslerin karoserileri de farklılıklar gösterebilmektedir. Karoseri farklılıklarına örnek olarak;

- Otobüsün şehir içi veya şehirlerarası olması,
- 10-15 metre arasında 5 farklı uzunlukta olması,
- 2 veya 3 aksı olması,
- 4 farklı yükseklikte olması,
- sağdan veya soldan direksiyonu olması

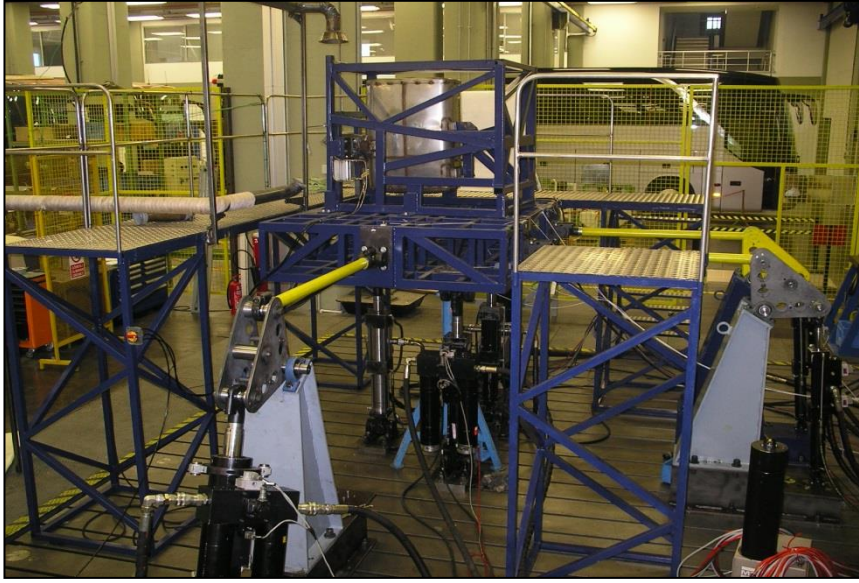
verilebilir.

Tüm bu farklılıkların etkisinin incelenmesi için 5 farklı araç seçilmiş olup bu araçlar üzerinde yakıt tankının monte edilebileceği yerler dikkate alınarak karoseri üzerinde referans noktalar belirlenmiştir. Yakıt tanklarının ömrü boyunca maruz kaldıkları doluluk oranları da dikkate alınarak belirlenen noktalarda gerekli ölçümler yapılmıştır.

Ölçüm sonuçları işlenerek en kritik yükleri içeren iki farklı yük kolektifi hazırlanmıştır. Bu yük kolektiflerinden biri şehir içi otobüslerde, diğeri şehirlerarası otobüslerde kullanılan yakıt tankı titreşim tablası testlerinde kullanılmaktadır.

4.2 Titreşim Tablası Dayanım Testleri

Şekil 4.3’de Mercedes Benz Türk A.Ş. Ar-Ge Merkezi Otobüs Geliştirme Test Kısımında bulunan 6 eksenli titreşim tablasının fotoğrafı görülmektedir. Sistem 3 adet dikey, 2 adet uzunlamasına, 1 adet boylamasına konumlandırılmış, toplam 6 adet hidrolik piston ile tahrik edilmektedir.



Şekil 4.3 : Mercedes Benz Türk A.Ş. - titreşim tablası.

Yakıt tanklarının yorulma testleri de Şekil 4.3’de fotoğrafı görülen titreşim tablası kullanılarak yapılmaktadır. Bu testlerde Bölüm 4.1’de anlatılan yükler, blok programlar halinde, yakıt tanklarının 4 farklı doluluk seviyesi için uygulanmaktadır. 2 ay gibi kısa bir sürede deponun dayanımı hakkında bir yorum yapılabilir. Testler sırasında hasar oluşması halinde oluşan hasarla ilgili, sorumlu tasarım ve analiz ekipleri ile görüşülerek gerekli iyileştirmeler yapılmaktadır. Gerekli görülmesi halinde test tekrarlanmaktadır. Testin sonunda hedeflenen tekrar sayısına ulaşan yakıt tanklarının, gerçek yol koşullarında da hasarlanmayacağı öngörülerek, seri üretimine izin verilmektedir.

5. SONLU ELEMANLAR MODELİ

Günümüz tasarım sürecinde, dayanım, titreşim, ses-ısı yalıtımı gibi konularda tasarlanan ürünün müşteri isteklerine uygunluğu incelenirken “Sonlu Elemanlar Metodu” ile yapılan analizler yerini almıştır. Paket programların yeteneklerinin ve çeşitliliklerinin günden güne artması ile birlikte uygulama alanları hızla artan bu metot artık küçük büyük birçok şirket için vazgeçilmez bir araç olmuştur.

Sonlu elemanlar metodu tek başına tasarımı doğrulamak için yeterli değildir. Ancak bu metot, daha tasarım aşamasındayken kullanılabilmekte ve ileride problem çıkabilecek bölgeleri gösterebilmektedir. Bu da prototip ve test sayısının azalmasına, buna bağlı olarak da zaman ve maliyetlerin düşürülmesine yardımcı olmaktadır. Bu çalışmada amaç yakıt tanklarının tasarımı sırasında Mercedes Benz Türk A.Ş. Ar-Ge Merkezi konstrüktörlerine yön göstererek, daha ilk tasarımda en uygun, hafif ve ucuz geometriye ulaşmak için bir sonlu elemanlar analiz metodu geliştirilmesi olmuştur.

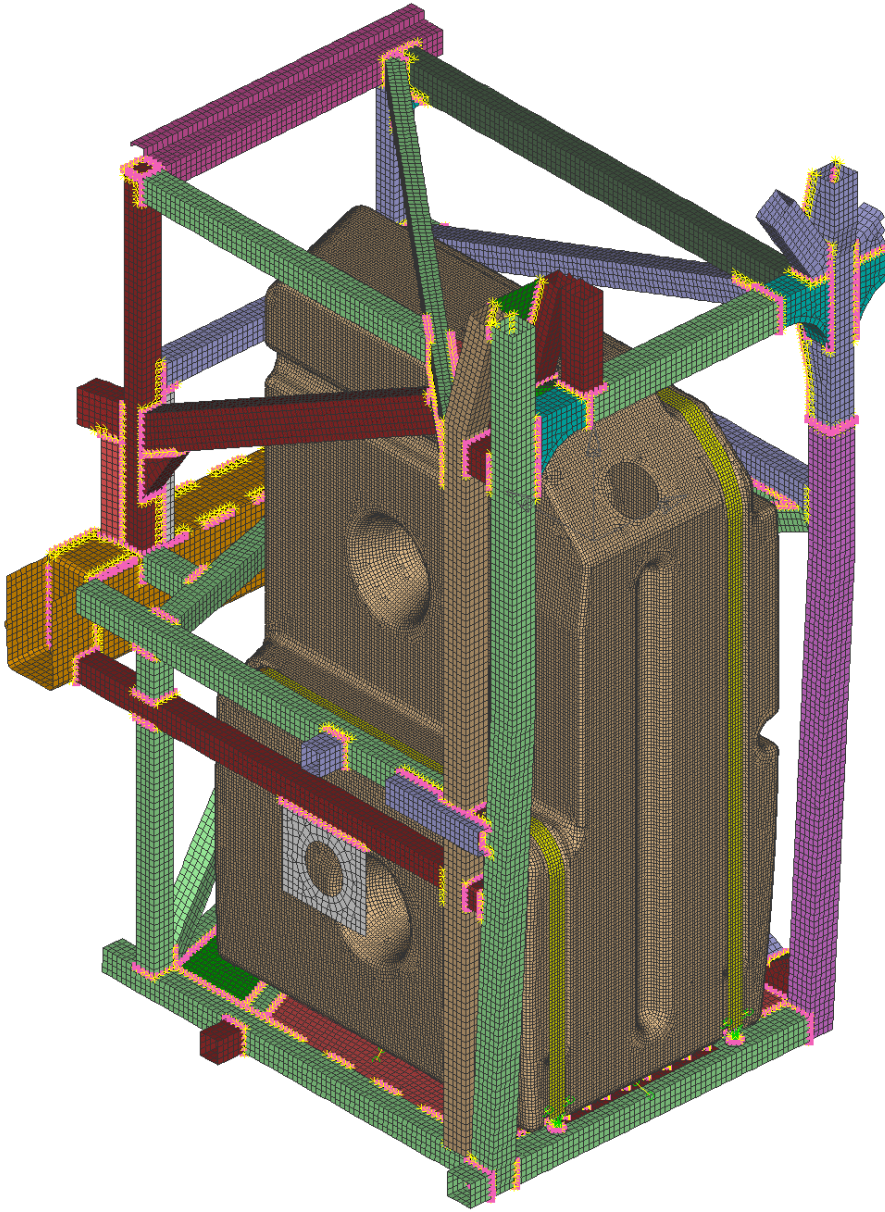
Bu proje kapsamında yapılmış olan bir seyahat otobüsüne ait yakıt tankının sonlu elemanlar modeli, Mercedes Benz Türk A.Ş. Ar-Ge Merkezi CAE Hesaplama ve Simülasyon grup şefliği tarafından yürütülen bir proje kapsamında tez yazarı tarafından hazırlanmıştır. Taşıyıcı karoserisi ile birlikte bütün aracın CAD modelinden çıkarılıp alınan deponun CAD modeli üzerinde sonlu eleman çözüm ağı hazırlanmış; gerekli sınır koşulları ve yükler bu çözüm ağı üzerine uygulanmıştır. Şekil 5.1’de görülen bu model 192.256 düğüm noktasından ve 194.614 elamandan oluşmaktadır.

Model, bu konuda başka birçok alternatifi olan MEDINA ön işlemci paket programı yardımı ile hazırlanmıştır. Hazırlanan modelin analizi ise PERMAS yazılımı ile yapılmıştır. Programlar konusunda ayrıntılar ilgili bölümlerde anlatılacaktır.

Modelleme çalışmasına, öncelikle kullanılan yazılımların eleman kütüphanesinden uygun elemanların seçilmesi ile başlanmıştır. Bunun için elemanların özellikleri incelenmiş ve benzer çalışmalarda kullanılan elemanlar dikkate alınmıştır. Seçilen bu elemanlarla ilgili bilgiler Bölüm 5.2.3’de verilecektir.

Model hazırlanırken tasarımdan gelen parça grupları aynen korunarak modelin oluşturulmasına dikkat edilmiştir. Bu daha sonra değerlendirme kısmında ve ileride yapılması gereken değişikliklerde seçimi kolaylaştırmaktadır.

Sonlu elemanlar modelindeki her elemana, malzeme ve gerekli tanımlamaları içeren eleman özelliği kartları tanımlanmıştır. İlgili bölümlerde detayları anlatıldığı üzere sonlu elemanlar modeli, sınır koşulları, temas tanımları, yüklemelerin tanımlanması ile analize hazır hale getirilmiştir.



Şekil 5.1 : Yakıt tankı sonlu elemanlar modeli.

5.1 Kullanılan Paket Programların Tanıtılması

5.1.1 MEDINA paket programı

MEDINA sonlu elemanlar paket programı, ağ yapısını oluşturmak, mevcut ağ yapısını değiştirmek ve analiz sonuçlarını gözlemek için geliştirilmiş bir yazılımdır. Program, ön işlemci ve son işlemci olmak üzere iki adet ana modülden oluşmaktadır. MEDINA kendi içerisinde bir çözücü modül içermediğinden hazırlanan sonlu elemanlar modellerinin hesap işlemleri için mutlaka bir çözücü yazılıma ihtiyaç duymaktadır.

Programın en ayrıcalıklı özelliği, birçok CAD programları, sonlu elemanlar programları ve çözücüler için ara yüzler içermesidir. MEDINA'nın doğrudan arayüzü bulunan programlar şunlardır: ABAQUS, ANSYS, AUTOFORM, AutoSEA, CATIA, LS-DYNA, MARC, NASTRAN, PAMCRASH, PATRAN, STAR-CD, PERMAS.

5.1.1.1 Ön işlemci

Ön işlemci (Preprocessing) modülü, sonlu elemanlar modelinin oluşturulmasında kullanılmaktadır. Geometrik model, kullanılacak olan eleman tipine göre gerekli yerlerde düzeltmeler ve varsayımlar yapılarak ağ yapısı için hazır duruma getirilir. Yapılacak olan analize uygun eleman tipi seçilir, elemanların geometrik ve malzeme özellikleri belirlenerek ağ yapısı oluşturulur.

5.1.1.2 Son işlemci

Son işlemci (Postprocessing) modülü, analiz sonuçlarının efektif bir şekilde üç boyutlu olarak görselleştirilmesi için kullanılmaktadır. Sonuçlar grafik halinde alınabildiği gibi liste ya da renk dağılımı olarak da temin edilebilir.

5.1.2 PERMAS paket programı

1984 yılında kurulan INTES tarafından geliştirilen PERMAS bir sonlu elemanlar paket programı olup sadece çözücü modüle sahiptir. Ön ve son işlemci olarak MEDINA, ANSA, Hypermesh gibi bir paket programa ihtiyaç duymaktadır. PERMAS, statik, dinamik, ısı transferi, optimizasyon, güvenilirlik analizi ve elektromanyetik alan analizleri yapabilmektedir.

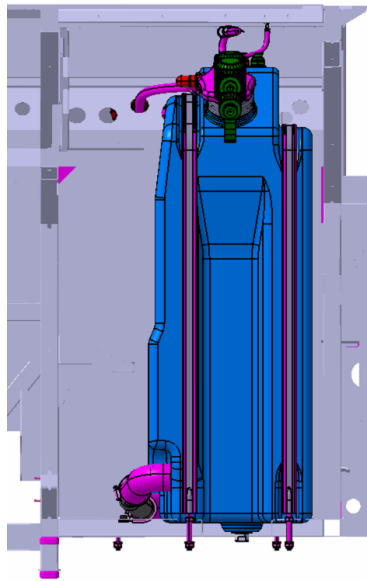
Diğer çözücü paket programlardan farklı olarak kısa zamanda daha az bellek ve boş sabit disk alanına ihtiyaç duyarak analizlerini tamamlar, gelişmiş bir temas algoritmasının statik analizlerde de kullanılmasını sağlamaktadır.

PERMAS'ın doğrudan ara yüzü bulunan programlar şunlardır: MEDINA, CATIA, PATRAN, I-DEAS, ADAMS, DADS, SIMPACK, NASTRAN, MATLAB.

5.2 Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması

5.2.1 Geometrinin ağ yapısı için hazırlanması

Yakıt tankları, otobüs geliştirmenin konstrüktörleri tarafından CATIA yazılımı kullanılarak tasarlanmaktadır. İlk önce, üç boyutlu CATIA modelleri, yine aynı ortamda sadeleştirmeler yapılarak sonlu elemanlar analizine uygun hale getirilmiştir. Bu sadeleştirmeler, mukavemet açısından fazla etkisi olmayan deliklerin silinmesi, köşe yuvarlatmaları (fillet) ve bağlayıcı görev yapan bazı elemanların yok edilmesi gibi örneklenebilir. Geometri üzerinde düzeltmeler yapılırken çeşitli varsayım ve basitleştirmelerden faydalanılmış ancak geometrideki değişimin minimum düzeyde tutulmasına dikkat edilmiştir. Daha sonra MEDINA'nın CATIA-arayüzü kullanılarak modeller MEDINA programına transfer edilmiştir. CATIA ortamında hacimlerden oluşan model, transfer sonrası MEDINA ortamında çizgi ve yüzeyler şeklini almaktadır. Şekil 5.2'de bir seyahat otobüsünde kullanılan yakıt tanklarına ait CAD ortamındaki katı modeli görülmektedir.



Şekil 5.2 : Yakıt tankı katı modeli.

5.2.2 Ağ yapısının oluşturulması

Yakıt tankı ve yakıt tankını çevreleyen karoseri yapısı, genel olarak, ince cidarlı borulardan, diğer boyutları ile kıyaslandığında ince kabul edilebilecek saç ve plastik plakalardan meydana gelecek şekilde tarzda tasarlandığından modelleme aşamasında kabuk elemanların kullanılması uygun görülmüştür.

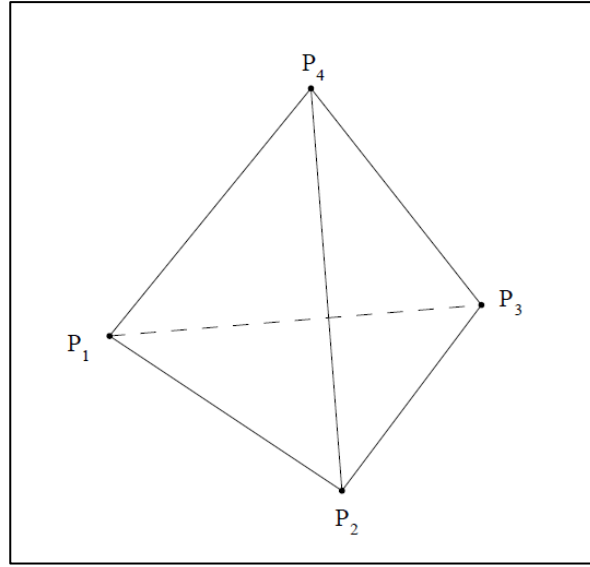
Ağ yapısının sıklığı da model hazırlanmaya başlanmadan belirlenmesi gereken parametrelerden birisidir. Modelin hazırlanışında eleman sayısının artırılması çözümü gerçeğe yakınlaştırırken hesaplamaların karmaşılaşmasından dolayı çözümün süresini uzatacaktır. Hesaplanması istenilen büyüklüğü ve hesaplama alanı içindeki değişimini yeterli doğrulukta verecek kadar sıklıkta bir eleman dağılımına ihtiyaç vardır. Yakıt tankı modeli günümüz bilgisayarları için oldukça küçük bir model sayılabileceğinden ve yakıt tankı üzerindeki detayların kolay ve hatasız ayrıklaştırılması için küçük eleman boyutları kullanılmıştır.

Statik analizlerde tankın çeperlerine hidrostatik basınç olarak uygulanan yakıt etkisinin, dinamik analizlerde benzer şekilde tanımlanması maalesef mümkün değildir. Dinamik analizlerde, yakıt tankının içindeki sıvının etkisi ancak sıvının modellenmesi ile mümkün olabilmektedir. Sıvı modeli için, Mercedes Benz Türk A.Ş. Ar-Ge Merkezi CAE Analiz ve Simülasyon ekibinin kullandığı yazılımlar ve modüller dikkate alındığında, çok doğru sonuçlar vermeyeceği düşünülse de daha iyi bir seçenek olmadığı için, yapısal hacim elemanları kullanılmıştır.

5.2.3 Sonlu elemanlar modelinde kullanılan elemanlar

5.2.3.1 Hacim eleman – TET4

Her bir düğüm noktasının 3 serbestlik derecesi olan TET4, dört düğüm noktasına sahip üçgenler prizması şeklinde bir hacim elemanıdır. Bu serbestlik dereceleri x, y, z eksenleri yönlerindeki yer değiştirmelerdir. Şekil 5.3’de gösterilen bu eleman tipinin düğüm noktaları, P_1 , P_2 , P_3 , P_4 şeklinde isimlendirilmiştir. Deplasman (DISP), sıcaklık (TEMP), elektromanyetik (POTE) serbestlik derecesi tiplerine sahiptir [9].



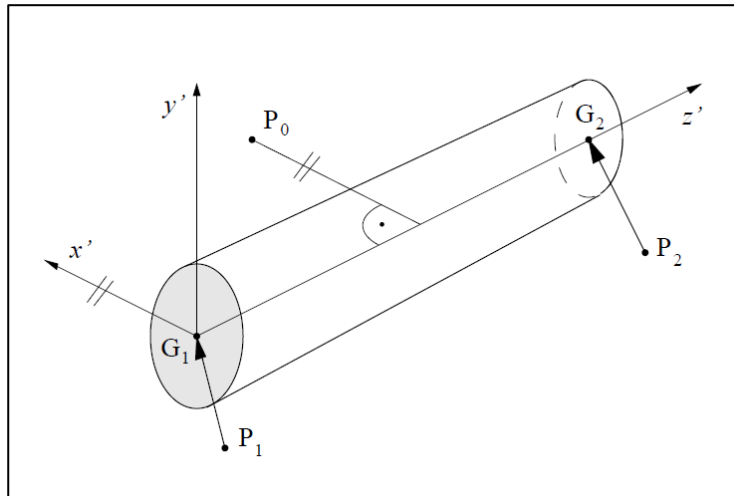
Şekil 5.3 : TET4 eleman tipi [9].

Deplasman serbestlik derecesi ile yapılan analizler sonucunda tüm düğüm noktalarında σ_{xx} , σ_{yy} , σ_{zz} , σ_{xy} , σ_{yz} , σ_{zx} gerilme bileşenleri elde edilir.

Ayrıca deplasman serbestlik derecesi için TET4 elamanına üç boyutlu çizgisel yük, basınç yükü, ön gerilme yükü, yüzey yükleri, ısı genleşme için sıcaklık ve hacim yükü uygulanabilmektedir.

5.2.3.2 Kiriş eleman – BECOS

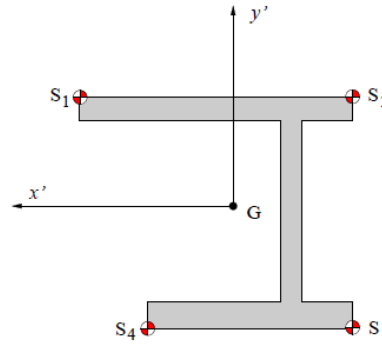
İki düğüm noktasına (P1, P2) sahip bu eleman, içi dolu sabit kesitli kirişler için kullanılmaktadır. Her bir düğüm noktasında üçü yer değiştirme ve üçü de dönme olmak üzere toplam 6 serbestlik derecesine sahiptir. Bu serbestlik dereceleri x, y, z eksenleri yönlerindeki yer değiştirmeler ve bu eksenler etrafındaki dönmelerdir [9].



Şekil 5.4 : BECOS eleman tipi [9].

Şekil 5.4’de gösterilen BECOS elemanın, eleman koordinat sistemi ve eleman boyunca tanımlanan kesitin yönü P0 referans noktasından geçen bir eksenle tanımlanır. Deplasman (DISP), sıcaklık (TEMP) serbestlik derecesi tiplerine sahiptir.

Deplasman serbestlik derecesi ile yapılan analizlerde normal gerilmelerin değerlendirilmesi Şekil 5.5’de örneği görülen kesit uç noktalarında (S1, S2, S3, S4) yapılır. Program tarafından elemanın her iki uç kesitinde $\sigma_{z'z',S1}$, $\sigma_{z'z',S2}$, $\sigma_{z'z',S3}$, $\sigma_{z'z',S4}$ gerilmeleri çıktı olarak verilir.

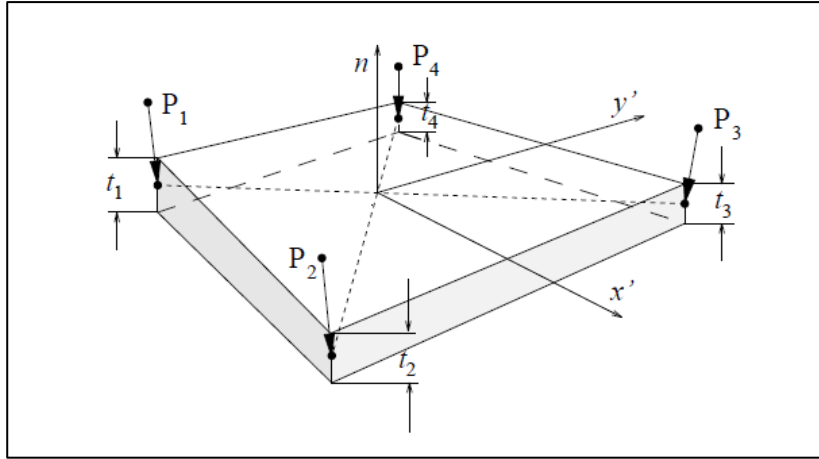


Şekil 5.5 : Kesit uç noktaları (S1, S2, S3, S4) örneği [9].

Ayrıca deplasman serbestlik derecesi için BECOS elemanına, üç boyutlu çizgisel yük, ön gerilme yükü, ısı genleşme için sıcaklık, kiriş elemanların ısı genleşmesi için sıcaklık ve hacim yükü uygulanabilmektedir:

5.2.3.3 Dört düğüm noktalı kabuk eleman – QUAD4

Dört düğüm noktasına sahip QUAD4 dörtgen şeklindeki bir kabuk elemandır. Bu serbestlik dereceleri x, y, z eksenleri yönlerindeki yer değiştirmeler ve bu eksenler etrafındaki dönemelerdir. Şekil 5.6’da gösterilen bu eleman tipinin düğüm noktaları, P₁, P₂, P₃, P₄ şeklinde isimlendirilmiştir. Düz kenarlara sahip bu eleman tipinde, çarpılma ve sivrilmeye izin verilir. Kalınlık dağılımı doğrusal interpolasyonla hesaplanır. İstenirse eleman orta yüzü ile köşe düğüm noktaları arasında mesafe tanımlanabilir [9].



Şekil 5.6 : QUAD4 eleman tipi [9].

Deplasman (DISP) ve sıcaklık (TEMP) serbestlik derecesi tiplerine sahip bu eleman için eleman koordinat sistemi, eleman diyagonallerini ikiye ayıran eksenler tarafından tanımlanır.

Deplasman serbestlik derecesi ile yapılan analizlerde hesaplar elemanların orta noktalarında yapılır ve sonuç olarak aşağıdaki gerilmeler çıktı olarak verilir:

Eleman üst yüzeyinde : $\sigma_{x'x'}$, $\sigma_{y'y'}$, $\sigma_{x'y'}$

En büyük enine kayma gerilmeleri : $\sigma_{y'z'}$, $\sigma_{x'z'}$

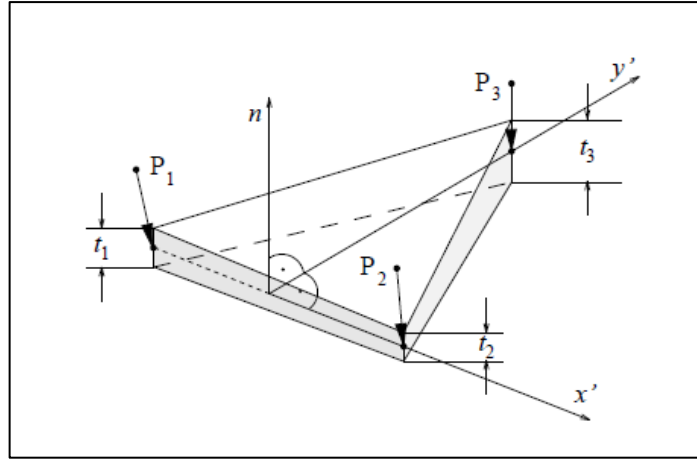
Eleman alt yüzeyinde : $\sigma_{x'x'}$, $\sigma_{y'y'}$, $\sigma_{x'y'}$

$x'x'$ ve $y'y'$, izotropik malzemede eleman koordinat sistemini, anizotropik malzemede ise malzeme koordinat sistemini ifade eder.

Ayrıca deplasman serbestlik derecesinde elemana düzlem içi çizgisel yük, 3 boyutlu çizgisel yük, basınç yükü, ön gerilme yükü, yüzey yükleri, ısı genleşme için sıcaklık ve hacim yükü uygulanabilir.

5.2.3.4 Üç düğüm noktalı kabuk eleman – TRIA3

Üç düğüm noktalı (P_1 , P_2 , P_3) bir kabuk eleman olan TRIA3 Şekil 5.7’de görülmektedir. Düz kenarlara sahip bu eleman tipinde, istendiği takdirde orta yüz ile köşe düğüm noktaları arasında mesafe tanımlanabilir [9].



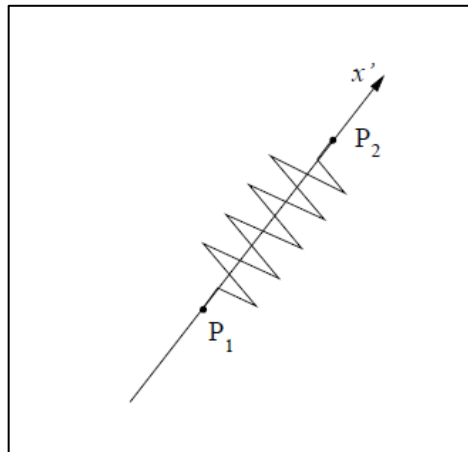
Şekil 5.7 : TRIA3 eleman tipi [9].

Deplasman (DISP) ve sıcaklık (TEMP) serbestlik derecesi tiplerine sahip bu eleman için eleman koordinat sistemi, P1 noktasından geçip ve P1 – P2 doğrusuna dik olacak şekilde tanımlanır. Diğer tüm özellikleri QUAD4 elemanı ile benzerlik göstermektedir.

5.2.3.5 Yay eleman – SPRING1

İki düğüm noktalı (P1, P2) ve her bir düğüm noktasında 3 serbestlik derecesi olan bağlantı elemanı SPRING1 Şekil 5.8’de görülmektedir. Bu elemanın her bir düğüm noktasının serbestlik dereceleri x, y, z eksenleri yönlerindeki yer değiştirmelerdir. Yalnızca deplasman (DISP) serbestlik dereci tipine sahip bu eleman sıcaklık analizlerinde ihmal edilmektedir. Eleman koordinat sistemi P1 – P2 doğrultusunda olup sadece bu doğrultudaki çekme ve basma yüklerini taşımaktadır.

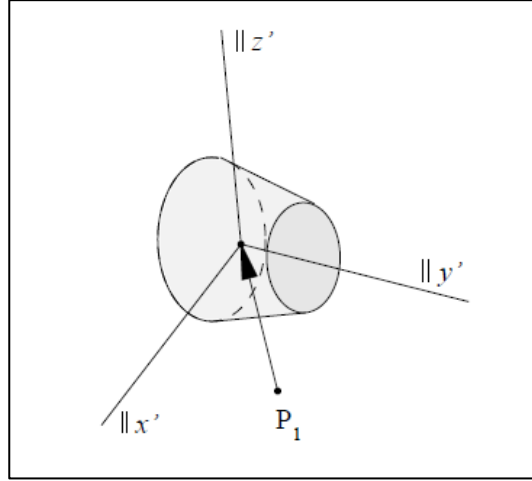
Bu eleman tipinde analiz sonunda herhangi bir gerilme bileşeni sonucu verilmemektedir [9].



Şekil 5.8 : SPRING1 eleman tipi [9].

5.2.3.6 Kütle eleman – MASS6

Tek düğüm noktasına (P1) ve bu düğüm noktasında 6 serbestlik derecesine sahip bir nokta eleman olan MASS6 Şekil 5.9’da görülmektedir. Bu elemanın her bir düğüm noktasının serbestlik dereceleri x, y, z eksenleri yönlerindeki yer değiştirmeler ve bu eksenler etrafındaki dönmelerdir [9].



Şekil 5.9 : MASS6 eleman tipi [9].

Yay eleman gibi sadece deplasman (DISP) serbestlik dereci tipine sahip bu eleman tipinde analiz sonunda herhangi bir gerilme bileşeni elde edilmemektedir.

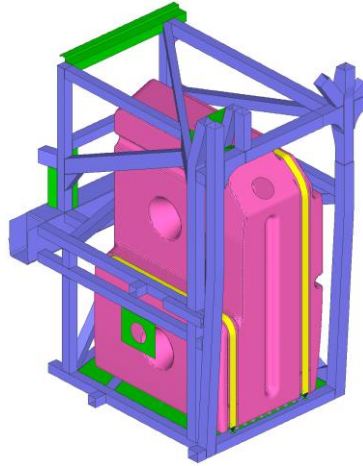
5.2.4 Elemanların malzeme özelliklerinin belirlenmesi

Otobüslerde kullanılan plastik yakıt tankları üretiminde orta yoğunlukta polietilen kullanılmaktadır. Yakıt tanklarının montajında tankı sabitlemek için kullanılan gergi bantları, S420MC isimli yüksek mukavemetli çelik malzeme, yakıt tankını taşıyan otobüs karoserisi imalatında kullanılan dikdörtgen kesitli profiller, genellikle M16 ismi verilen özel bir malzeme ve yine karoseri imalatında kullanılan saçlar, genellikle StW24H isimli malzeme kullanılarak üretilmektedir. Çizelge 5.1’de paket programa girilen malzemelere özellikleri, elastisite modülü, Poisson Oranı ve yoğunluk verilmektedir.

Dinamik analizler için sonlu elemanlar modeline sıvı (yakıt) yapısal katı elemanlar kullanılarak eklenmiştir. Yapılan literatür araştırmasında, malzeme özelliği olarak çok düşük elastisite katsayısı ve yüksek Poisson Oranı’nın, sıvının modellenmesinde en doğru parametreler olacağı bilgisine ulaşılmıştır.

Çizelge 5.1 : Eleman malzeme özellikleri.

Malzeme Adı	Elastisite Modülü (MPa)	Poisson Oranı	Yoğunluk (kg/mm ³)	Renk
Çelik - M 16	210.000	0,3	$7,85 \times 10^{-9}$	Blue
Çelik - StW24H	210.000	0,3	$7,85 \times 10^{-9}$	Green
Çelik - S420MC	210.000	0,3	$7,85 \times 10^{-9}$	Yellow
Polietilen	650	0,4	$0,94 \times 10^{-9}$	Pink
Dizel	0,1	0,4999	$0,93 \times 10^{-9}$	



5.2.5 Elemanların geometrik özelliklerinin belirlenmesi

QUAD4 ve TRIA3 elemanları ile modellenen kısımlar için geometrik özellikler olarak farklı profillerin ve saçların et kalınlıkları tanımlanmakta ve ağ yapısı oluşturulurken elemanlar için uygun et kalınlığı o elemanlara atanmaktadır.

TET4 eleman tipi için herhangi bir geometrik özellik atanmasına gerek olmamaktadır.

MASS6 eleman tipi için gerekli kütle miktarı büyük kütle metoduna uygun olarak 10^4 ton olarak tanımlanmıştır.

SPRING1 elemanının yay sabitleri ise temas yüzeyleri birbirinden ayrılmayacak ve gerilme sonuçlarını etkilenmeyecek kadar düşük tutulmuştur.

5.3 Sonlu Elemanlar Modelinin Analizler İçin Hazırlanması

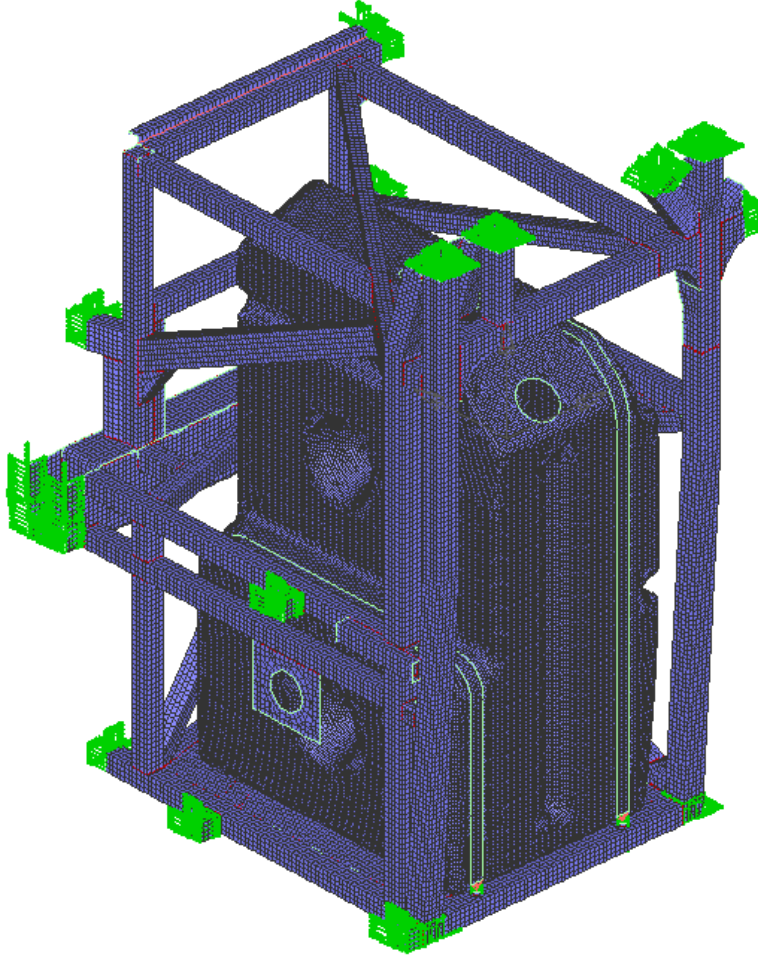
Bu bölümde, statik, serbest titreşim, modal frekans – cevap, modal transient analizleri için sonlu elemanlar modelinde yapılması gereken değişiklikler, eklemeler veya azaltmalar hakkında bilgiler verilmiştir. Sınır şartları ve yükler anlatılmıştır.

5.3.1 Statik analiz

Statik Analiz için 5.2 Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması bölümünde anlatılan sonlu elemanlar modeli üzerinde herhangi bir değişiklik yapılmasına gerek bulunmamaktadır. Sonlu eleman modeline aşağıda anlatıldığı gibi sınır şartları eklenmiş, gerekli temaslar tanımlanmış ve müteakiben yükler uygulanıp analize hazır hale getirilmiştir.

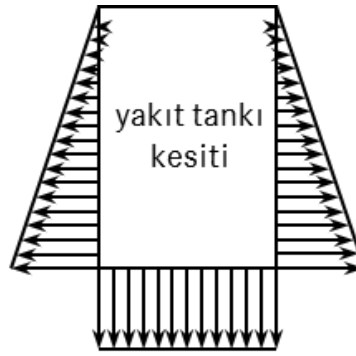
Yakıt tankını çevreleyen karoseri tüm kesit noktalarından x , y , z yönlerinde sabitlenmiştir. Gerçekte bu kesit noktaları yük altında birbirlerinden farklı olarak yer değiştirebilmektedirler. Fakat bu yer değiştirmeler, yakıt tankının üzerinde oluşan yer değiştirmelere oranla ihmal edilebilecek mertebede olduğundan, analiz süresi de dikkate alarak, ihmal edilmiştir. Şekil 5.10'da statik analizler için kullanılan sonlu elemanlar modeli ve modele uygulanan sınır şartları görülmektedir.

Yakıt tankı–gergi bantları ve yakıt tankı–karoseri etkileşim yüzeylerine sürtünmesiz temas tanımlanmıştır.



Şekil 5.10 : Statik analiz sınır şartları.

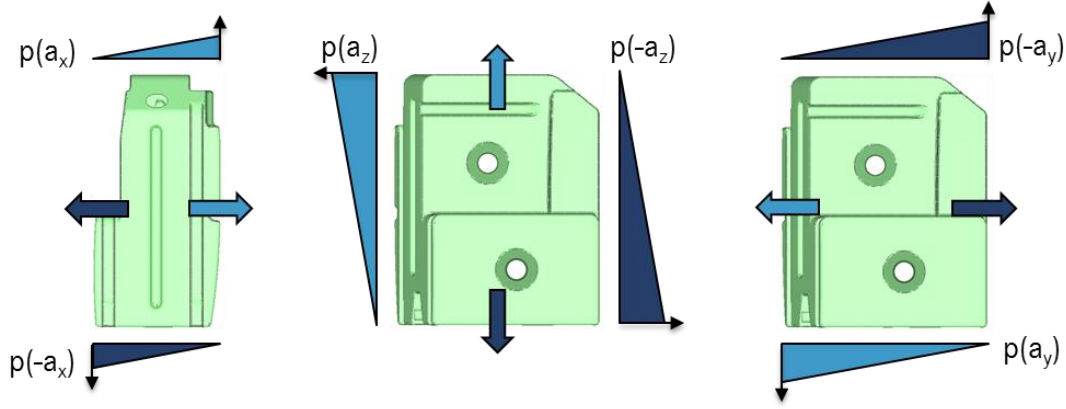
Yakıt tankına iki temel kuvvet grubu etki etmektedir. İlk grupta araç manevralarından yani aracın hızlanmasından, yavaşlamasından, sağa/sola dönüşlerinden, çukura girmesinden, tümsekten geçmesinden kaynaklı ivmeler bulunur. Bu ivmeler yakıt tankına ve karoseriye etkidiği gibi tankın içindeki sıvıya da etkiyerek çeperlerinde hidrostatik basınç oluştururlar. Bahsi geçen yönlerdeki maksimum ve minimum ivmeler (a_{xMAX} , a_{yMAX} , a_{zMAX} , a_{xMIN} , a_{yMIN} , a_{zMIN}) bu çalışma öncesinde Mercedes Benz Türk A.Ş. Ar-Ge Merkezi Otobüs Test Kısımı tarafından yapılan ölçümler sonucunda elde edilmişlerdir. Statik analizde yakıt tankı içindeki sıvının yapısal katı elemanlarla modellenmesi yapıya ek bir katılık getireceği düşüncesi ile modellenmemiştir. Bunun yerine sıvının oluşturduğu eşdeğer basınç (5.1) formülü yardımı ile hesaplanmış ve tankın iç çeperlerine basınç kuvveti olarak uygulanmıştır. Şekil 5.11’de tank kesiti üzerinde örnek bir hidrodinamik eşdeğer basınç dağılımı gösterilmiştir.



Şekil 5.11 : Yakıt tankı kesiti üzerinde hidrostatik basınç dağılımı.

$$p = \rho \times a \times h \quad (5.1)$$

Formülde a test merkezi tarafından ölçülen maksimum/minimum ivmeleri, ρ dizel yakıtın yoğunluğunu, h basınç hesaplanan noktanın sıvı yüzeyine olan mesafesini ifade etmektedir. Koordinat sistemi ve x, y, z eksenlerinde elde edilen basınç dağılımları Şekil 5.12’de gösterilmiştir.



Şekil 5.12 : Farklı yönlerde basınç dağılımı.

MEDINA paket programının ön işlemcisi kullanılarak üçgen basınç dağılımı tanımlanması mümkün olmamaktadır. Program, basıncın bir alana sadece sabit olarak tanımlanmasına izin vermektedir. Bu nedenle, ilk yapılan analizlerde yakıt tankı her bir eksen yönünde 10 ila 20 dilime ayrılarak setler oluşturulmuştur. Her bir dilime gelen ortalama basınç bir Excel tablosu yardımı ile hesaplanmıştır. Bu ortalama basınç ilgili sete ait elemanlara uygulanmıştır. Şekil 5.13’de z ekseninde dilimlenmiş örnek bir yakıt tankı gösterilmiştir.



Şekil 5.13 : Yakıt tankının z yönünde dilimlenmiş hali.

İlerleyen süreçte, üçgen şeklindeki basınç dağılımının MEDINA yerine PERMAS yazılımında çözüm kartı aracılığıyla tanımlanmasının çok daha kolay olduğu görülmüştür. PERMAS, kütüphanesinde tanımlı fonksiyonlar sayesinde önemli bazı matematiksel işlemlerin, yapılabilmesine olanak tanımaktadır. Yakıt tankının doluluk oranına karşılık gelen sıvı basıncındaki değişimin matematiksel olarak tanımlanabilmesi için PERMAS kütüphanesindeki fonksiyonların özellikleri incelenmiştir. Sonuç olarak, Çizelge 5.2’de gösterilen fonksiyonların kullanımı

uygun bulunmuştur. Bunlardan 3 numaralı fonksiyon sayesinde yakıt tankının boş kısmı için sıfır olan basınç değeri, dolu kısmındaki sıvı basıncı ile aynı fonksiyon içinde tanımlanabilmektedir.

Çizelge 5.2 : PERMAS kütüphanesindeki standart fonksiyonlar.

No	Fonksiyon	Sabitler
1	$f(x) = c_0 + c_1x$	$c_0 \ c_1$
3	$f(x) = \begin{cases} g(x_l) & x < x_l \\ g(x) & x_l \leq x \leq x_u \\ g(x_u) & x > x_u \end{cases}$ $g(x) = \sum_{i=0}^n c_i((x - a)/b)^i$	$x_l \ x_u \ a \ b \ c_0 \ \dots \ c_n$ $x_l < x_u$ $b \neq 0$
9	$f(x, y, z) = c_0 + c_1x + c_2y + c_3z + c_4\sqrt{g(x, y, z)}$ $g(x, y, z) = c_5x^2 + c_6y^2 + c_7z^2 + c_8xy + c_9yx$ $+ c_{10}zx$	$c_0 \ c_1 \ \dots \ c_{10}$

Bu fonksiyonlar kullanılarak PERMAS çözüm kartının ilgili kısım aşağıdaki şekilde hazırlanmıştır.

```

$FUNCTION LIB FID=91 TYPE=1
      1.000000E+10      0.00
$FUNCTION LIB FID=99 TYPE=9
      0.00      1.00      1.00      1.00      0.00
$FUNCTION LIB FID= 110 TYPE= 3
      -1256.00 -885.00      0.00      1.00 1.04732E-02 8.3385E-06
$FUNCTION CHAIN FID= 100 NVAR=3
      1.0,99: 110,1      0.0,91,2      0.0,91,3”

```

Bir diğer önemli konu da yakıt tankına bir yönde maksimum/minimum ivme etki ederken diğer yönlerde ne büyüklükte bir ivme uygulanması gerektiğidir. Eğer tanka her yönde bulunan maksimum/minimum ivmeler aynı anda uygulanırsa bu hem gerçekçi bir senaryo olmayacak hem de yakıt tankı tasarımı olması gerektiğinden

daha ağır olacaktır. Şirket içinde geçmişte yapılmış çalışmalardan ve elde edilen tecrübelerden faydalanarak bir kabul yapılmıştır. Bir yönde maksimum/minimum ivme uygulanırken, diğer yönlerdeki maksimum/minimum ivmelerin sadece % 40 ı yakıt tankına uygulanmıştır. Örneğin x eksenini doğrultusunda a_{xMAX} ivmesi uygulanırken, eş zamanlı y eksenini doğrultusunda % 40 a_{yMAX} veya % 40 a_{yMIN} ivmesi, z eksenini doğrultusunda ise % 40 a_{zMAX} veya % 40 a_{zMIN} ivmeleri uygulanmıştır. Tüm bu ihtimallerden çıkan yükleme koşullarını aşağıda verilmiştir.

“	%100 a_{xMAX}	%40 a_{yMAX}	%40 a_{zMAX}	
	%100 a_{xMAX}	%40 a_{yMAX}	%40 a_{zMIN}	
	%100 a_{xMAX}	%40 a_{yMIN}	%40 a_{zMAX}	
	%100 a_{xMAX}	%40 a_{yMIN}	%40 a_{zMIN}	”

x eksenini doğrultusunda maksimum ivme ile yapılan bu hesap y ve z eksenleri için ve sonrasında tüm eksenlerde minimum ivmeler için de tekrarlandığında toplam 24 adet yükleme koşulu oluşturulmuştur.

Yakıt tankına etkiyen ikinci temel yük ise yakıt tanklarını sabitlemek için kullanılan gergi bantları üzerindeki ön gerilmedir. Yakıt tankının montajı sırasında cıvatalara 12 Nm tork uygulanmaktadır. Bu momente karşılık gergi bantların üzerinde 3.000 N büyüklüğünde ön gerilme olduğu yapılan testlerle ölçülmüştür. Statik analizlerde gergi bantlarının uç noktalarına tanımlanan temaslar (contact) vasıtası ile ön gerilme kuvvetinin dikkate alınması sağlanmıştır.

PERMAS kütüphanesinden seçilen fonksiyonların parametrelerinin ve anlatılan tüm kuvvetlerin otomatik olarak hesaplanması için bir Excel makrosu hazırlanmıştır. Ara yüzü Şekil 5.14’de gösterilen bu Excel dosyası, standart Excel fonksiyonlarının yanı sıra, arka planında yer alan Visual Basic programlama dilinden faydalanılarak hazırlanmıştır [10]. Hazırlanan bu Excel makrosuna, üç yönde elde edilen maksimum/minimum ivmeler, ivme hesabında baskın yöne diğer yönlerin katılım oranı, doluluk oranı, yerçekimi ivmesinin eklenme isteği, yakıt tankının uç nokta koordinatları, yakıt yoğunluğu, gergi bandına uygulanan ön gerilme kuvveti, sonlu elemanlar modelini içeren dosyanın adı ve analizi tanımlayan bir isim girildiği takdirde tüm analiz kartları otomatik olarak hazırlanmaktadır.

Coaches	Measurements from Test			participation factor (%)	fill factor (%)	gravity (mm/s ²)
	x	y	z			
min. acceleration	a _x MIN	a _y MIN	a _z MIN	40,0	100,0	☒
max. acceleration	a _x MAX	a _y MAX	a _z MAX			

1 Fuel Tank	First Tank (SET_111)
-------------	----------------------

auto find from dat file ...	dimensions of the tank			fuel density ρ (ton/mm ³)	pretension (N)
	width (x)	depth (y)	height (z)		
min. (mm)	0,0	0,0	0,0	8,500E-10	3000,0
max. (mm)	0,0	0,0	0,0		

Parameters of the pressure functions for full tank				
	c0	c1	c2	c3
+x	0,000000E+00	8,338500E-06	0,00	0,00
-x	0,000000E+00	-8,338500E-06	0,00	0,00
	c0	c1	c2	c3
+y	0,000000E+00	0,00	8,338500E-06	0,00
-y	0,000000E+00	0,00	-8,338500E-06	0,00
	c0	c1	c2	c3
+z	0,000000E+00	0,00	0,00	8,338500E-06
-z	0,000000E+00	0,00	0,00	-8,338500E-06

Name for output files:	job_name
Medina file:	medina_file_name.bif

Create Inputs for Analysis

Şekil 5.14 : Statik analiz yüklerini hazırlayan Excel makrosunu ara yüz görüntüsü.

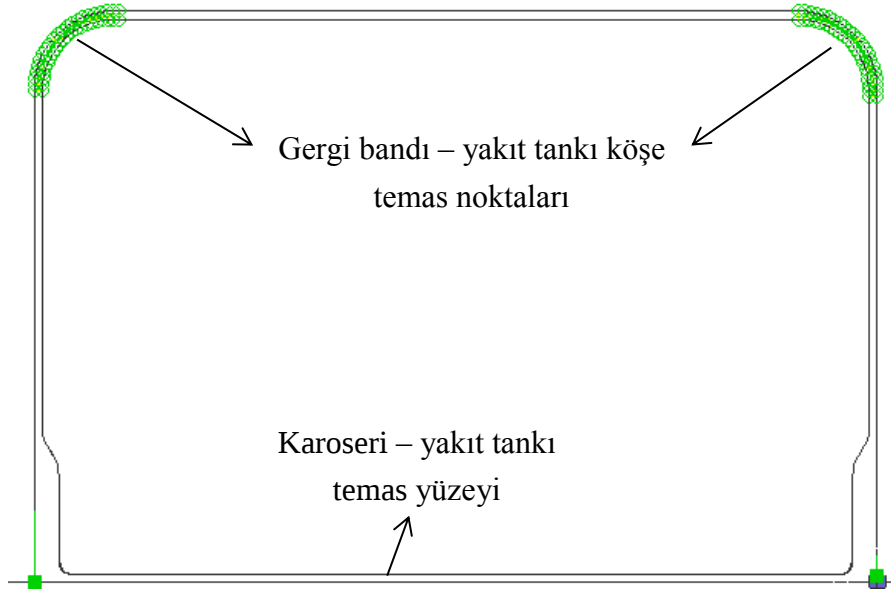
5.3.2 Serbest titreşim analizi

Mercedes Benz Türk A.Ş. Ar-Ge Merkezi Otobüs Test Kısımında yapılan yakıt tankı titreşim tablası testleri sırasında tank üzerinde, özellikle de ön cidarı üzerinde yüksek genlikli titreşimler görülmüştür. Bu titreşimler tank üzerinde dinamik kuvvetlerin etkili olduğunu göstermektedir. Buradan yola çıkılarak, analizlerin sadece eş değer statik kuvvetlerle yapılmasının, dinamik etkiler kaynaklı hasarların gözden kaçırılabilceği sonucuna varılmıştır. Dinamik etkileri de analiz metodunun içine ekleyebilmek için öncelikli olarak bir serbest titreşim analizi yapılmaya karar verilmiştir. Serbest titreşim analizinde, testte görülen rezonans benzeri yüksek genlikli titreşimlerin, yapının serbest titreşim şekilleri ile benzerliği incelenmiştir.

Yakıt tankı ve onu çevreleyen karoseri statik analizde olduğu gibi modellenmiştir. Gergi bantları üzerindeki ön gerilme serbest titreşim analizinde dikkate alınamayacağından dolayı gergi bantlarının uç noktaları ile karoseri birbirine rijit bağlanmıştır.

Gergi bantları ile yakıt tankı arasında temas söz konusudur ve bu temasın da bir şekilde analize aktarılması gerekmektedir. Temas ile serbest titreşim analizi yapılması gerektiği durumlarda iki temel yol izlenmektedir. Bunlardan birincisi, temas yüzeylerinin birbirine rijit ara yüzey elemanları ile bağlanmasıdır. Bu analize uygulanacak olursa yakıt tankı ile gergi bantları birbirlerine rijit ara yüzey elemanları

ile bağlanmalıdır. Fakat bu yaklaşım yapıya gerçek olmayan ek bir katılık getirmektedir. İkinci yol ise, bu temas yüzeylerinin tamamen ihmal edilmesidir. Bu yaklaşımda da yakıt tankı gerçektekinden daha serbest hareket edebilir duruma gelmektedir. Bu çalışmada ise ikisinin arası bir yol izlenmiştir. Gerçek hayatta ve testlerde de gözlemlendiği üzere yakıt tankı ile gergi bantları birbirlerine temas ettikleri halde yük akışı sadece köşe dönüş noktalarından gerçekleşmektedir. Bu durumu modele en iyi şekilde aktarabilmek için yakıt tankı ile gergi bantları birbirlerine sadece bu köşe yüzeyler ile bağlanmıştır. Temas yüzey normaleri doğrultusunda olduğundan bağlantı yüzey normali doğrultusunda katsayıları oldukça yüksek tek yönlü yay elemanlar ile yapılmıştır. Tek eksenli yay elemanın tercih sebebi ise MEDINA’da oldukça kolay bir şekilde oluşturulabiliyor olmasıdır. Bağlantı detayı Şekil 5.15’de görülmektedir.

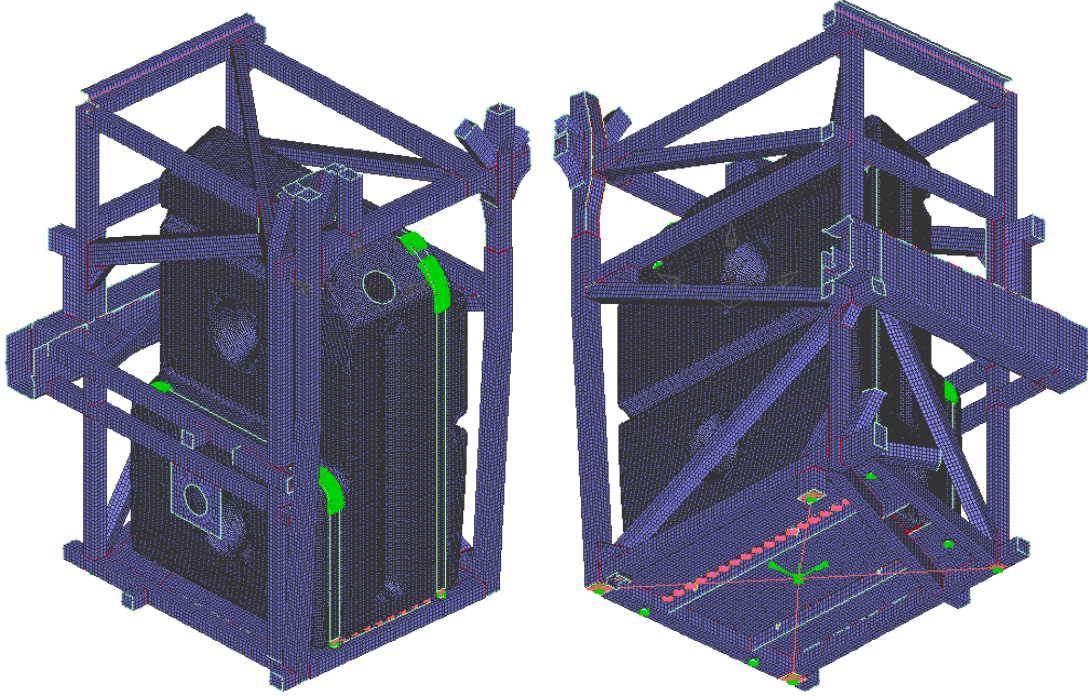


Şekil 5.15 : Gergi bandı hizasından yakıt tankı kesiti ön görünüşü.

Bir diğer temas yüzeyi de yakıt tankı ile karoseri arasında yani tankın oturduğu yüzeydir. Bu temas yüzeyinde yakıt tankının ağırlığı ve araya konan kauçuk parçalardan dolayı hiçbir hareket olmayacağı düşünülmüş ve rijit ara yüzey elemanları (IQUAD/ITRIA) yardımı ile tüm yönlerde birbirlerine sabitlenmiştir.

Statik analizlerden farklı olan bir diğer konu da tankın içindeki yakıtın modellenmesidir. Statik analizlerde iç basınç olarak modele uygulanan sıvı bu analizde yapısal katı elemanlar ile modellenmiştir. Analizlerde yakıt tankının 5 farklı doluluk oranı (boş, $\frac{1}{4}$ dolu, $\frac{1}{2}$ dolu, $\frac{3}{4}$ dolu, tam dolu) dikkate alınmıştır.

Sonlu elemanlar modeli Şekil 5.16’da görülen yakıt tankına, Mercedes Benz Türk A.Ş. Ar-Ge Merkezi Test Kısımında yapılan testlerle yakın sonuçlar almak amacıyla test kurulumuna benzer sınır koşulları uygulanmıştır.



Şekil 5.16 : Yakıt tankının dinamik analiz için sonlu elemanlar modeli.

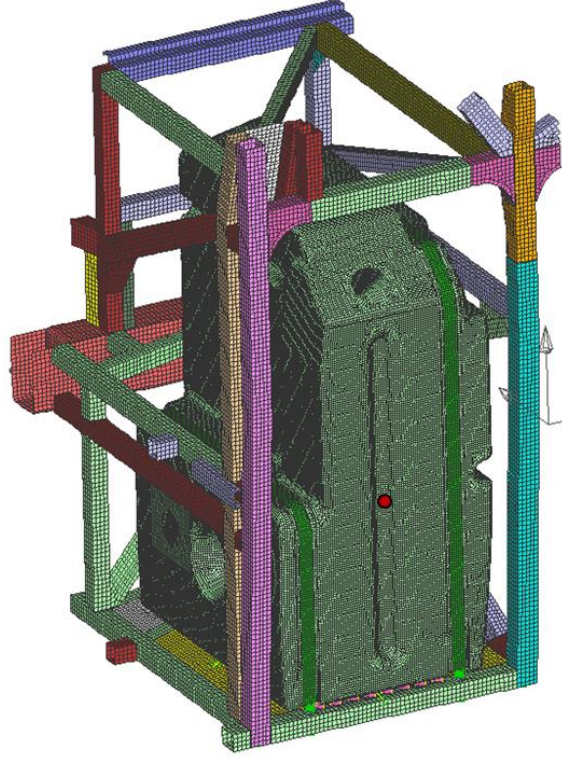
Öncelikle titreşim tablasının rijitliğini temsil etmesi ve modal frekans-cevap, modal transient analizlerde tablanın üzerine gelen yükleri uygulamak için yakıt tankını taşıyan karoserinin alt yüzeyinin ortasına bir düğüm noktası oluşturulmuştur. Bu düğüm noktası karoserinin ana taşıyıcı profillerinin alt-uç noktalarına RBE2 (rijit eleman) elemanı yardımıyla bağlanmıştır. Tanımlanan bu nokta serbest titreşim analizi için tüm serbestlik derecelerinde sabitlenmiştir.

Boş yakıt tankının sonlu elemanlar modeli 192.256 düğüm noktasından ve 194.614 elemandan oluşmaktadır.

5.3.3 Modal frekans-cevap analizi

Serbest titreşim analizlerinde yakıt tankının ön cidarında Mercedes Benz A.Ş. Ar-Ge Merkezi Test Kısımında yapılan testlerdekine benzer titreşim şekilleri çıkması üzerine, incelemeye devam etme kararı alınmıştır. Bu amaçla ivme-zaman veya yol-zaman gibi datalara ihtiyaç olmadan nispeten kolay bir analiz tipi olan frekans-cevap analizi yapılmıştır.

Frekans-cevap analizi için sonlu elemanlar modelinde yakıt tankının altında oluşturulan düğüm noktasına önce z, sonra y yönünde 0 - 70 Hz aralığında sinüzoidal birim yük uygulanarak tankın ön yüzünde seçilen noktadan ivme cevabı alınmıştır. Şekil 5.17’de seçilen nokta ve sonlu elemanlar modeli görülmektedir. Analizler sadece tam dolu yakıt tankı için gerçekleştirilmiştir.



Şekil 5.17 : Yakıt tankı ivme cevabı alınan nokta.

Yakıt tankının altında oluşturulan düğüm noktası kuvvetin uygulandığı yön dışında sabitlenmiştir.

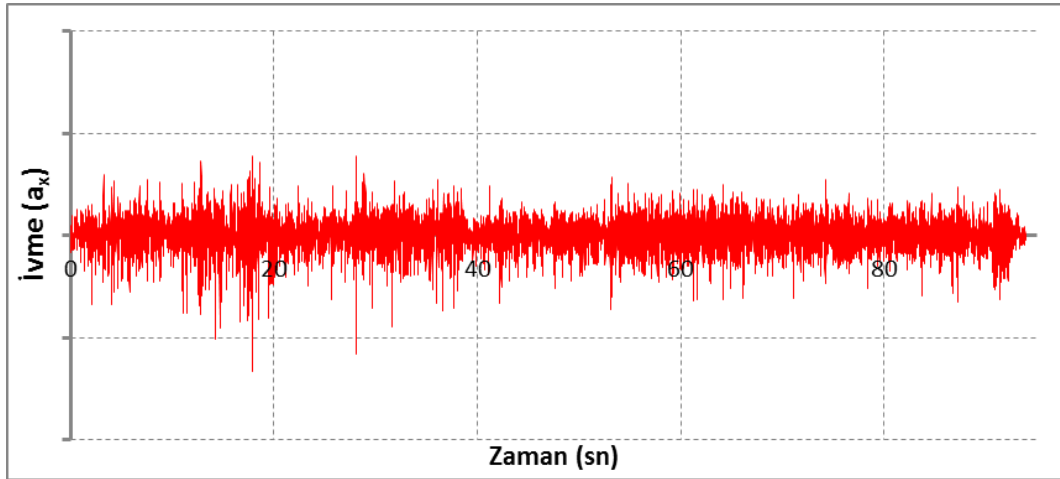
5.3.4 Modal transient analiz

Modal frekans–cevap analizi sonuçlarında, cevap fonksiyonu ilgilenilen noktada incelendiğinde, çeşitli tepe noktalara rastlanmıştır. Fakat bu sonuç, titreşim tablasında uygulanan ivmelerin ne kadarının bu tepe noktalarına denk geldiği konusunda bir bilgi içermemektedir. Dolayısıyla bir hasar analizi yapabilmek mümkün değildir. Doğru bir hasar analizi yapabilmek için, Mercedes Benz Türk A.Ş. Ar-Ge Merkezi Test Kısımında yapılan testlerde yakıt tankına uygulanan zamana bağlı ivme değişimini sonlu elemanlar modeline birebir uygulayarak, Modal Transient Analiz ile yola devam etmenin uygun olduğu değerlendirilmiştir.

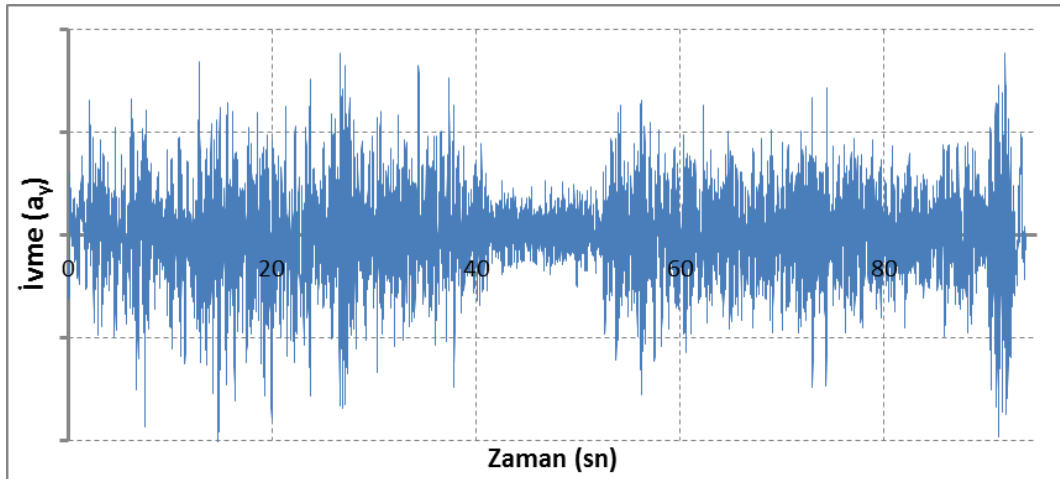
Bu tarz zeminden tahrik edilen sistemlerin sonlu elemanlar yazılımları ile çözülebilir bir problem haline getirilebilmesi için Büyük Kütle Metodu (Large Mass Method) kullanılır. Büyük Kütle Metoduna göre, ivmenin uygulanacağı düğüm noktasında (zemin) tüm sistem ağırlığının 10^5 katı büyüklüğünde bir kütle tanımlanır. Bununla birlikte ivme-zaman sinyali, Newton'un İkinci Hareket yasası kullanılarak ($F=m \times a$), kuvvet-zaman sinyaline çevrilir. Yakıt tankının altında oluşturulan düğüm noktasına, x, y, z yönlerinde elde edilen kuvvetler eşzamanlı ve zamana bağlı olarak uygulanmıştır. Aynı düğüm noktasının x, y, z dönmeleri sabitlenmiştir.

Modal Transient analizde, Modal Frekans-Cevap analizi için hazırlanan sonlu elemanlar modeli kullanılmıştır. Analizler sadece tam dolu yakıt tankı için gerçekleştirilmiştir.

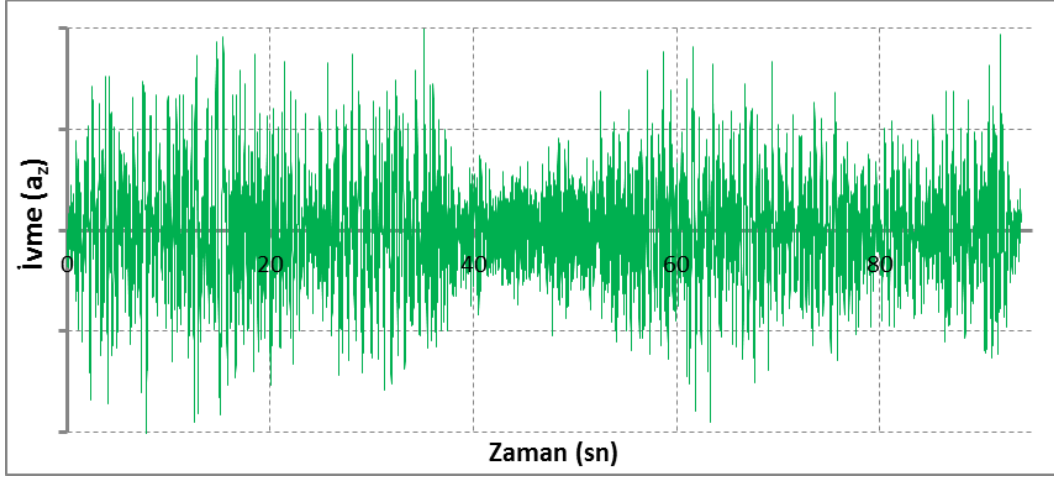
Titreşim tablası testlerinde kullanılan ivme-zaman sinyalinin Şekil 5.18'de x yönü, Şekil 5.19'da y yönü, Şekil 5.20'de de z yönü gösterilmiştir.



Şekil 5.18 : Test sinyali x ekseninde (a_x - zaman).



Şekil 5.19 : Test sinyali y ekseninde (a_y - zaman).



Şekil 5.20 : Test sinyali z eksenini (a_z - zaman).

6. SAYISAL SONUÇLAR

Dinamik yükler ile zorlanan ve içinde sıvı bulunduran, yakıt tankı gibi bir kabın sadece yapısal analizler ile dayanımını incelemek oldukça zordur, sıvı yapısal elemanlar ile modellenemeyecek özelliklere sahiptir. Polietilenin, sıcaklık değişimlerinde, uzun süreli statik yükler altında ve tekrarlı yükler altında malzeme özellikleri değişebilmektedir. Yakıt tankının poliüretan malzemeden, rotasyon kalıplama tekniği ile üretildiği de dikkate alınmalıdır. Rotasyon kalıplamada yakıt tankının cidar kalınlıkları geometri üzerinde 1-2 mm farklılık göstermesi oldukça normaldir.

Tüm bu bilinmezler ile analiz sonuçlarının değerlendirilmesi oldukça zor bir konudur. Bu nedenle analizler aşağıdaki kabuller ile yapılmış ve sonuçlar aynı kabuller ile yorumlanmıştır,

- Polietilenin oda sıcaklığındaki malzeme özellikleri kullanılmıştır.
- Yakıt tankı homojen cidar kalınlığına sahiptir.
- Yakıtın çalkalanması ihmal edilmiştir.
- Yakıt, tankın duvarlarına yapışır, ayrılmaz.

Dinamiğe eşdeğer statik yükler ile yapılan analiz, serbest titreşim analizi, modal frekans-cavap analizi, modal transient analizleri ile yakıt tankının dayanımı hakkında bilgi edinilmiştir. İlerleyen bölümlerde her bir analiz tipi sonuçları hakkında detaylı bilgi verilecektir.

Analizler, PERMAS yazılımı ile gerçekleştirilmiştir. Analiz sonuçları MEDINA yazılımının son işlemcisi yardımıyla incelenmiştir.

6.1 Statik Analiz Sonuçları

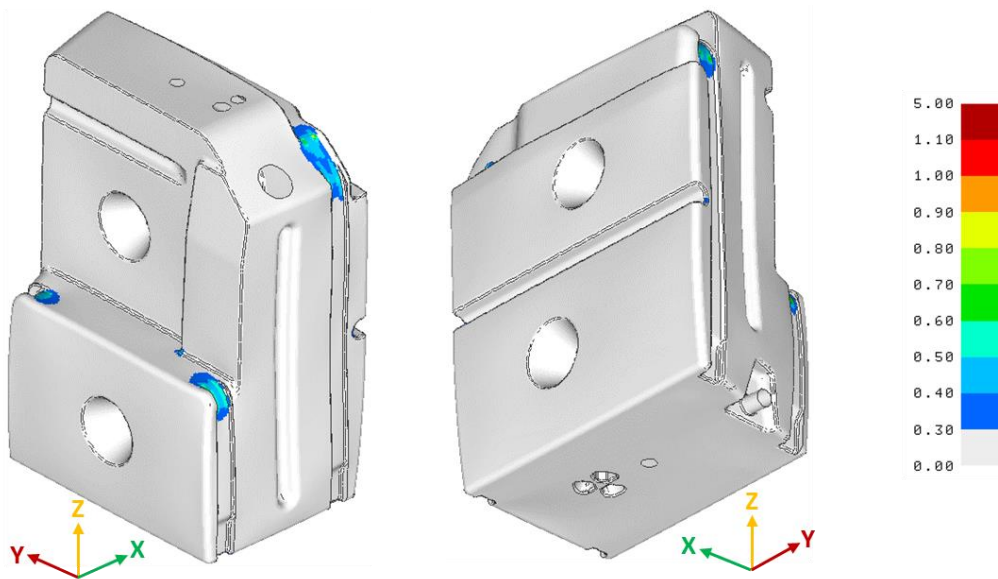
Yakıt tankı dayanımının incelenmesine, otobüste kullanılan diğer komponentlerin analizlerinde sıkça kullanılan ve oldukça hızlı sonuç veren analiz tipi olan, eşdeğer statik yükler ile yapılan analizlerle başlanmıştır. 5.3.1 Statik analiz bölümünde

anlatılan yüklerle yapılan analiz sonrasında yakıt tankı üzerinde yer değiştirmeler ve gerilme dağılımları incelenmiştir. İlk olarak, bu sonuçların Mercedes Benz Türk A.Ş. Ar-Ge Merkezi Test Kısımında elde edilen titreşim tablası test sonuçları ile uyumu değerlendirilmiştir. Sonucunda limit değeri belirlenmiş ve bir analiz prosedürü oluşturulmuştur. Yakıt tankı statik analizlerinde bu sınır değeri aşan gerilmeleri ve yer değiştirmeleri limit içi hale getirmek için tasarımda iyileştirmeler yapılmıştır.

Yakıt tankı analizlerinde kullanılan 25 farklı yükleme senaryosunun sonuçları aşağıdaki şekillerde ayrı ayrı gösterilmiştir. Şekiller, 10 kat büyütülmüş yer değiştirmeler üzerinde gerilme dağılımı olarak verilmiştir. Böylece uygulanan kuvvelerin yol açtığı yer değiştirme hakkında fikir sahibi olunurken, gerilmelerin yoğunlaştığı bölgeler de görülebilmektedir.

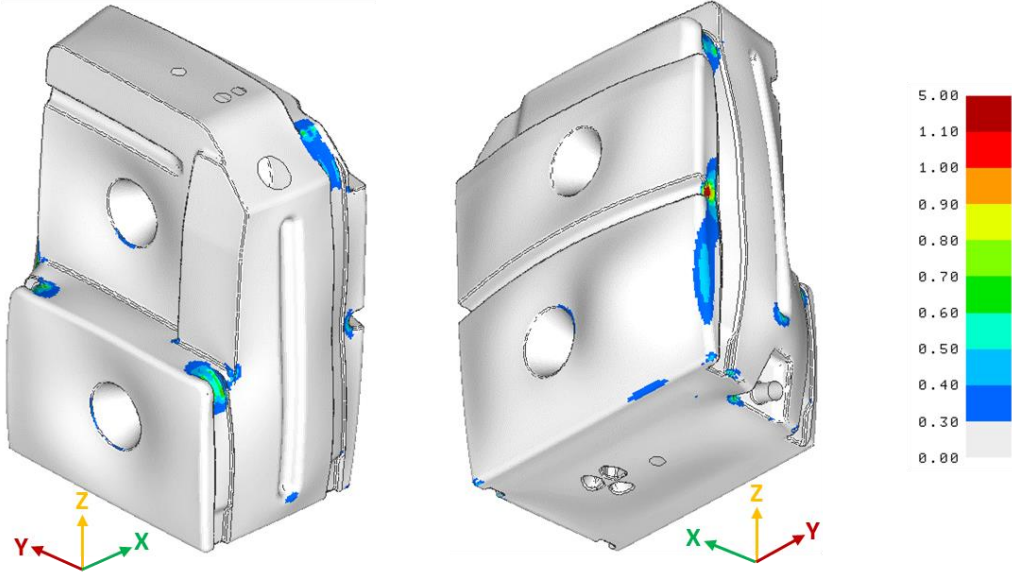
Analiz sonucunu renklendirmek için kullanılan skala, limit değere oranla gerilmeyi ifade etmektedir. Yakıt tankları üzerindeki renklendirme benzer olarak, gerilmelerin önceden belirlenen bir limit değere bölünmesi ile elde edilmiştir. Burada 1,00 limit değeri temsil eder.

Şekil 6.1’de boş bir yakıt tankının karoseriye montajı sırasında kullanılan gergi bantlarına uygulanan ön gerilme sonrasında oluşan gerilme ve yer değiştirme sonuçları görülmektedir. Beklendiği gibi gerilme gergi bantlarının geçtiği köşe bölgelerde yoğunlaşmaktadır. Değerler limit değerin oldukça altındadır.

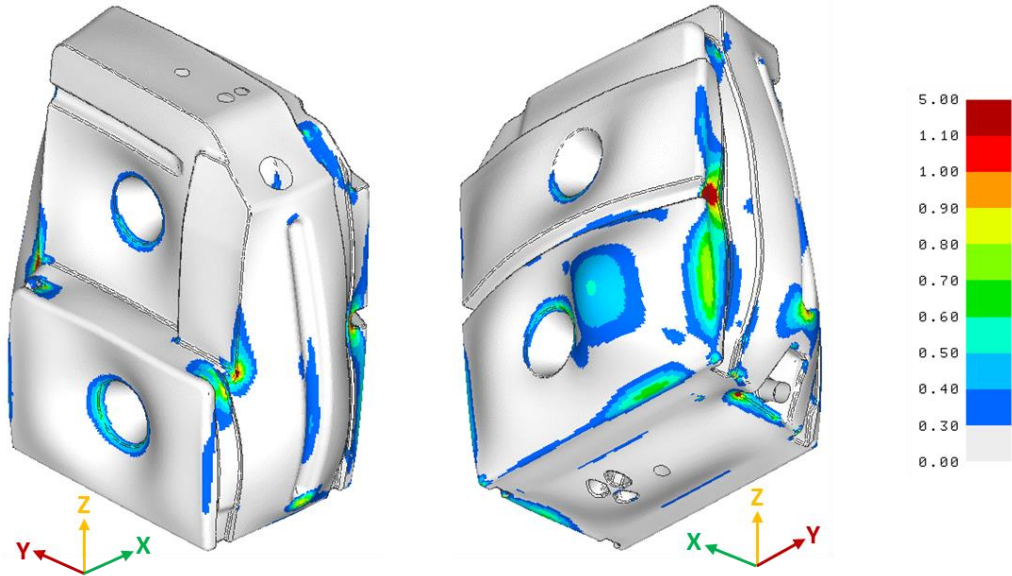


Şekil 6.1 : Gergi bandına ön gerilme uygulandığı durum.

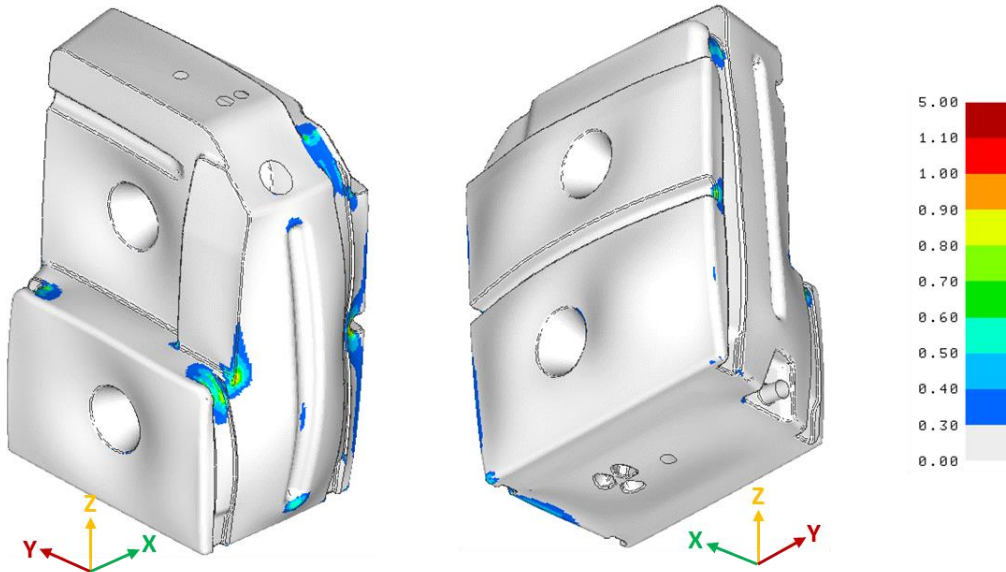
Şekil 6.2-6.5’de, gergi bandındaki ön gerilmeye ek olarak x yönünde maksimum ivmenin ve diğer yönlerdeki maksimum/minimum ivmelerin %40’ının uygulandığı analizin sonuçları gösterilmiştir. Beklendiği üzere en büyük yer değiştirmeler pozitif x yüzeyinde görülmüştür. Gerilme değerleri de bu deformasyonla uyumlu olarak bu yüzeyin diğer yüzeyler ile kesişim noktalarında yoğunlaşmaktadır. Bu yükleme koşulları ile elde edilen gerilme değerleri diğer yükleme koşulları ile elde edilenlerin yanında ihmal edilebilecek mertebededir.



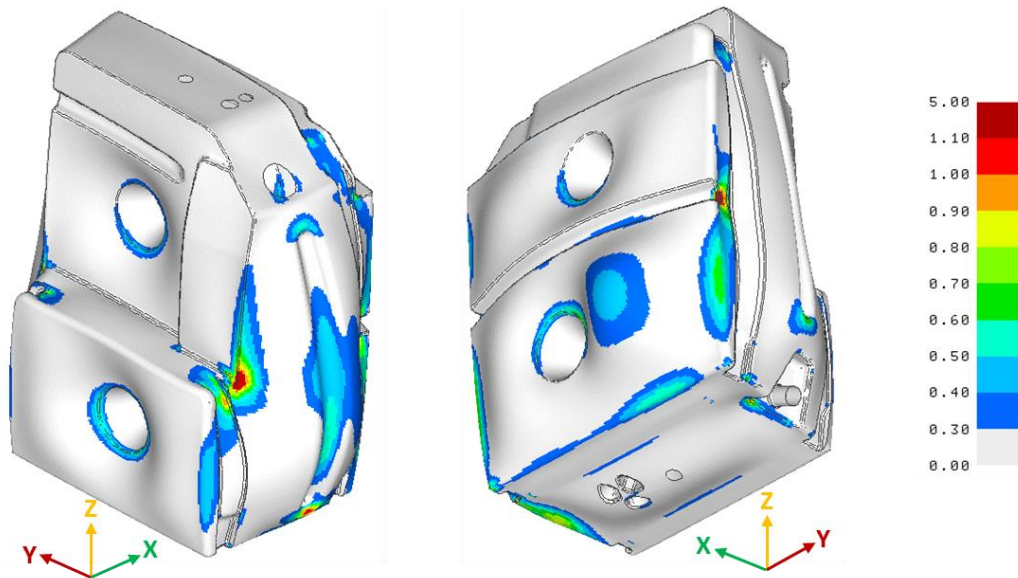
Şekil 6.2 : 1. Yükleme koşulu - %100 a_{xMAX} , %40 a_{yMAX} , %40 a_{zMAX} .



Şekil 6.3 : 2. Yükleme koşulu - %100 a_{xMAX} , %40 a_{yMAX} , %40 a_{zMIN} .

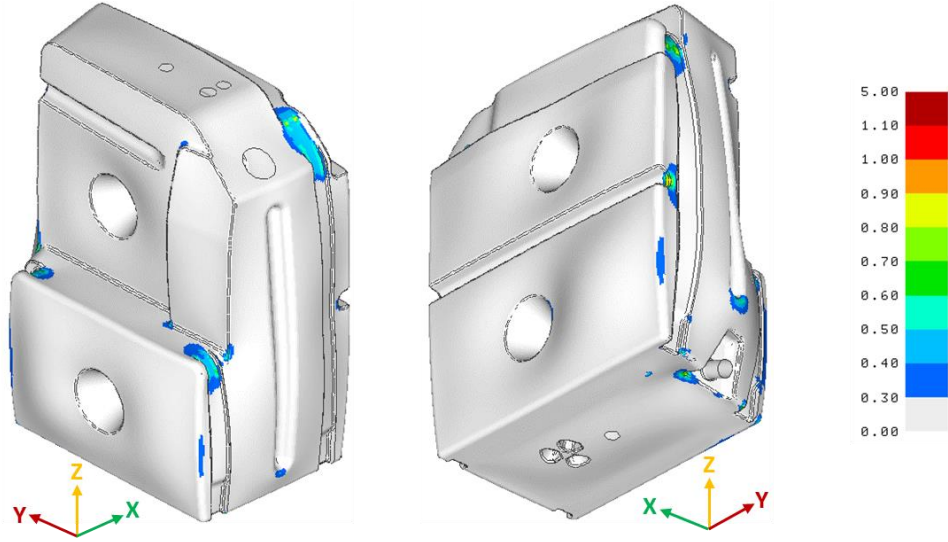


Şekil 6.4 : 3. Yükleme koşulu - %100 a_{xMAX} , %40 a_{yMIN} , %40 a_{zMAX} .

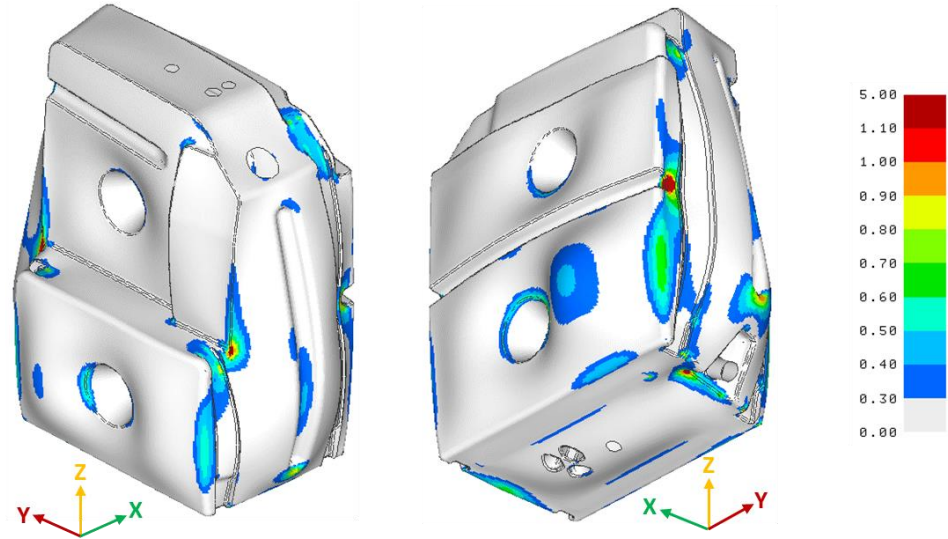


Şekil 6.5 : 4. Yükleme koşulu - %100 a_{xMAX} , %40 a_{yMIN} , %40 a_{zMIN} .

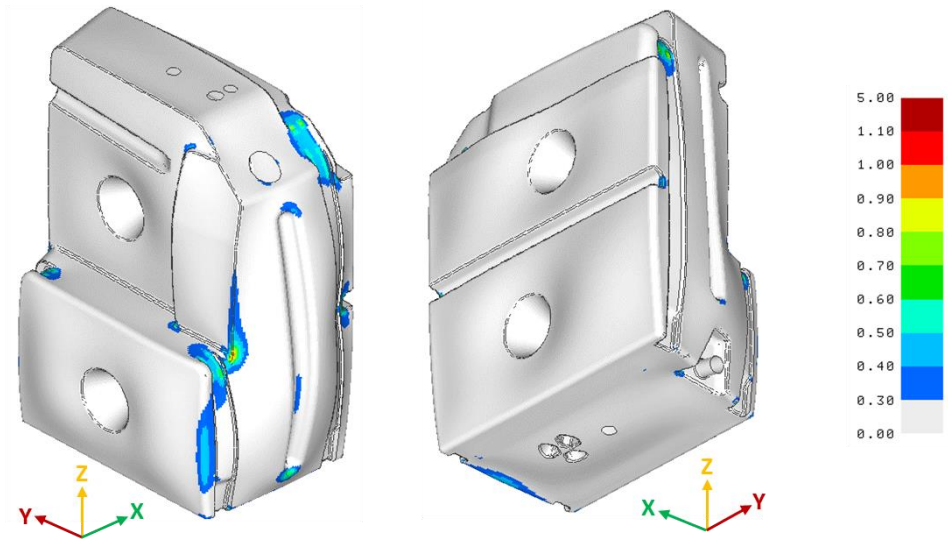
Şekil 6.6-6.9'da, gergi bandındaki ön gerilmeye ek olarak x yönünde minimum ivmenin ve diğer yönlerdeki maksimum/minimum ivmelerin %40'ının uygulandığı analizin sonuçları gösterilmiştir. Benzer şekilde en büyük yer değiştirmeler negatif x yüzeyinde görülmüştür. Elde edilen gerilme değerleri diğer yükleme koşulları ile elde edilenlerin yanında ihmal edilebilecek mertebededir.



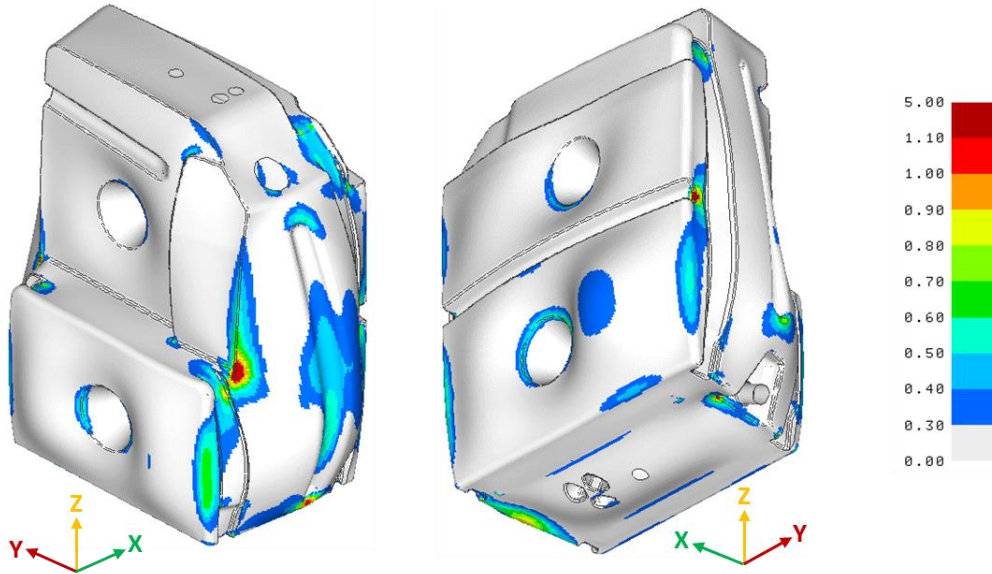
Şekil 6.6 : 5. Yükleme koşulu - %100 a_{xMIN} , %40 a_{yMAX} , %40 a_{zMAX} .



Şekil 6.7 : 6. Yükleme koşulu - %100 a_{xMIN} , %40 a_{yMAX} , %40 a_{zMIN} .

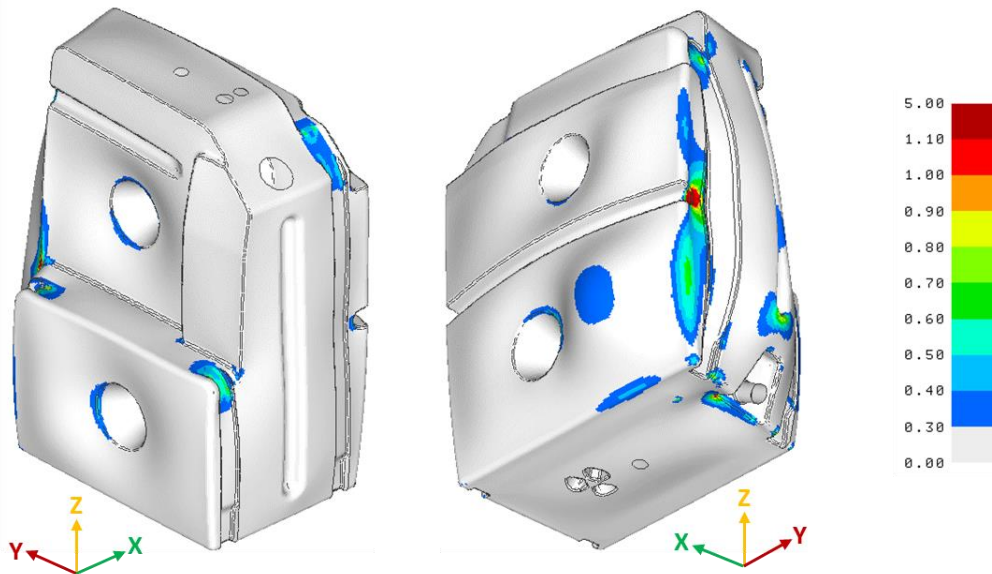


Şekil 6.8 : 7. Yükleme koşulu - %100 a_{xMIN} , %40 a_{yMIN} , %40 a_{zMAX} .

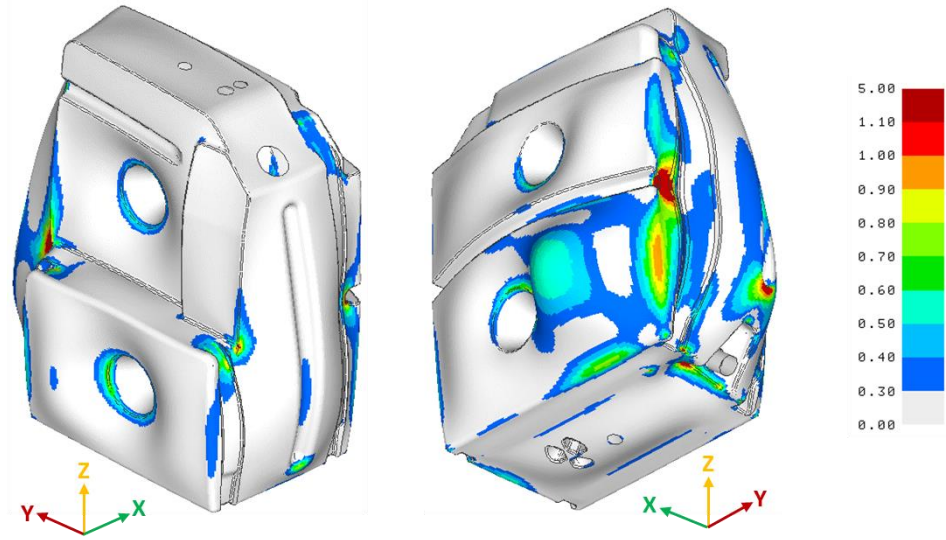


Şekil 6.9 : 8. Yükleme koşulu - %100 a_{xMIN} , %40 a_{yMIN} , %40 a_{zMIN} .

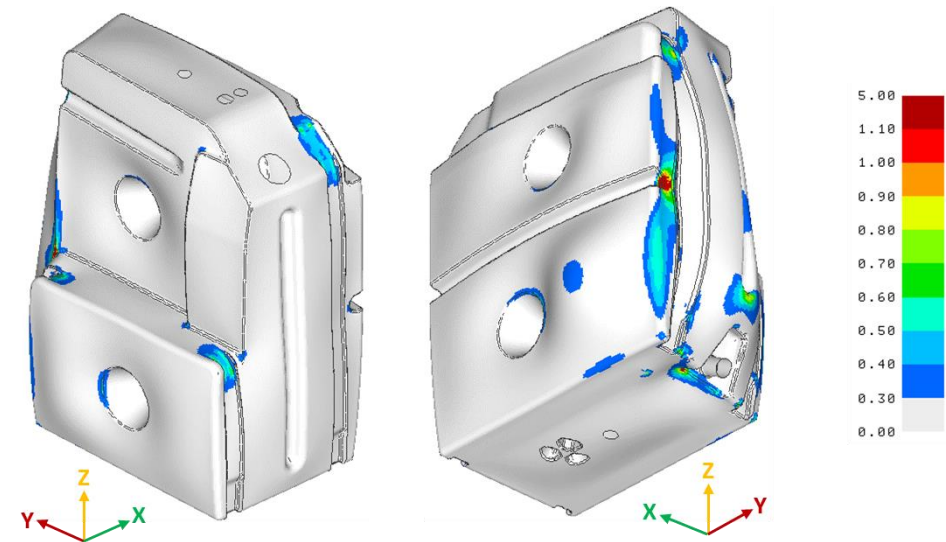
Şekil 6.10-6.13’de, gergi bandındaki ön gerilmeye ek olarak y yönünde maksimum ivmenin ve diğer yönlerdeki maksimum/minimum ivmelerin %40’ının uygulandığı analizin sonuçları gösterilmiştir. En büyük yer değiştirmeler pozitif y yüzeyinde görülmüştür. Özellikle Şekil 6.11’de, 10. Yükleme koşulunda, pozitif x yüzeyi ile kesiştiği köşe için elde edilen gerilme değeri elde edilen tüm gerilme değerlerinin en yükseğidir. Yakıt tankının kalınlığı artırılarak gerilme değerlerinin istenen seviyeye inmesi sağlanmıştır.



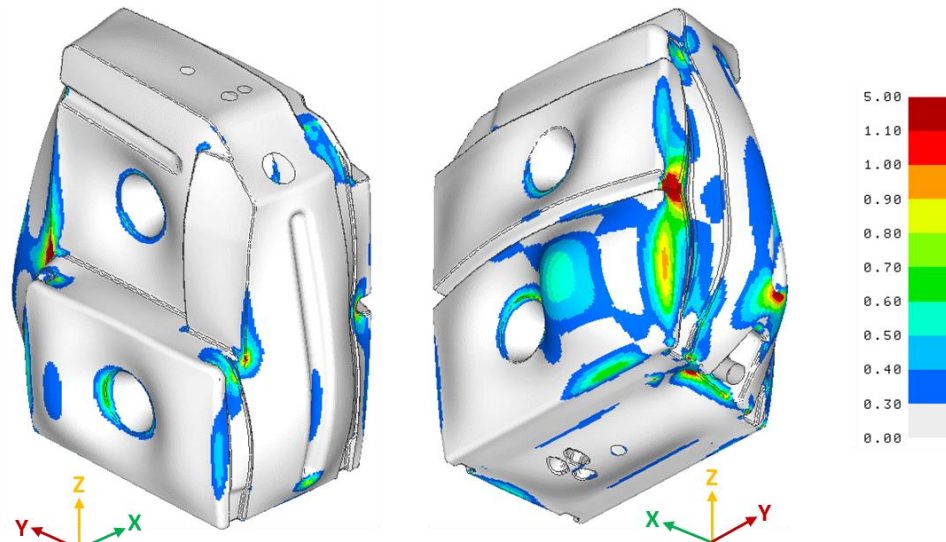
Şekil 6.10 : 9. Yükleme koşulu - %40 a_{xMAX} , %100 a_{yMAX} , %40 a_{zMAX} .



Şekil 6.11 : 10. Yükleme koşulu - %40 a_{xMAX} , %100 a_{yMAX} , %40 a_{zMIN} .

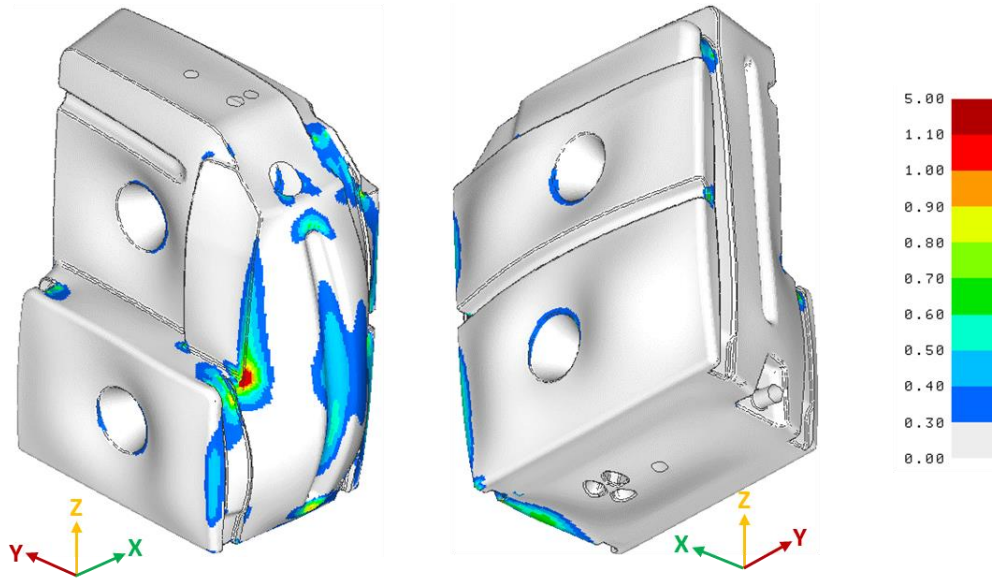


Şekil 6.12 : 11. Yükleme koşulu - %40 a_{xMIN} , %100 a_{yMAX} , %40 a_{zMAX} .

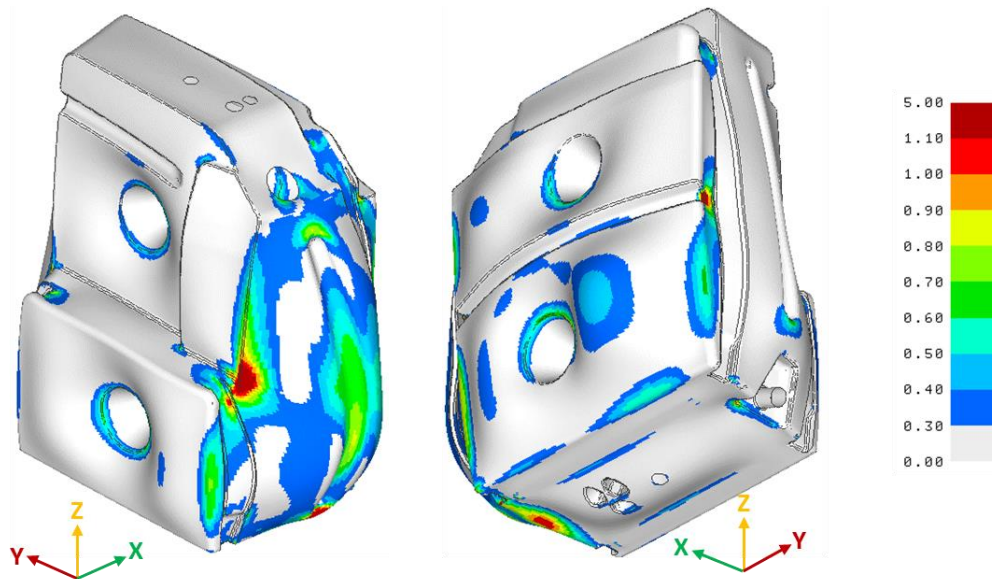


Şekil 6.13 : 12. Yükleme koşulu - %40 a_{xMIN} , %100 a_{yMAX} , %40 a_{zMIN} .

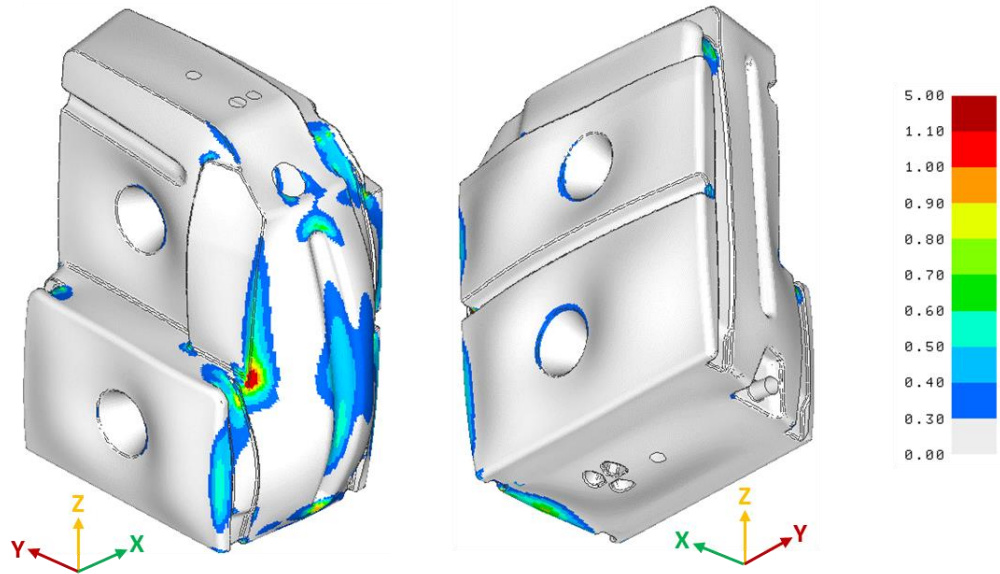
Şekil 6.14-6.17’de, gergi bandındaki ön gerilmeye ek olarak y yönünde minimum ivmenin ve diğer yönlerdeki maksimum/minimum ivmelerin %40’ının uygulandığı analizin sonuçları gösterilmiştir. En büyük yer değiştirmeler negatif y yüzeyinde görülmüştür. Özellikle Şekil 6.17’de, 16. Yükleme koşulunda, negatif x yüzeyi ile kesiştiği köşe için elde edilen gerilme değeri elde edilen tüm gerilme değerlerinin en yükseğidir. Yakıt tankının kalınlığının artırılması bu bölgelerdeki gerilme değerlerinin de istenen seviyeye inmesi sağlanmıştır.



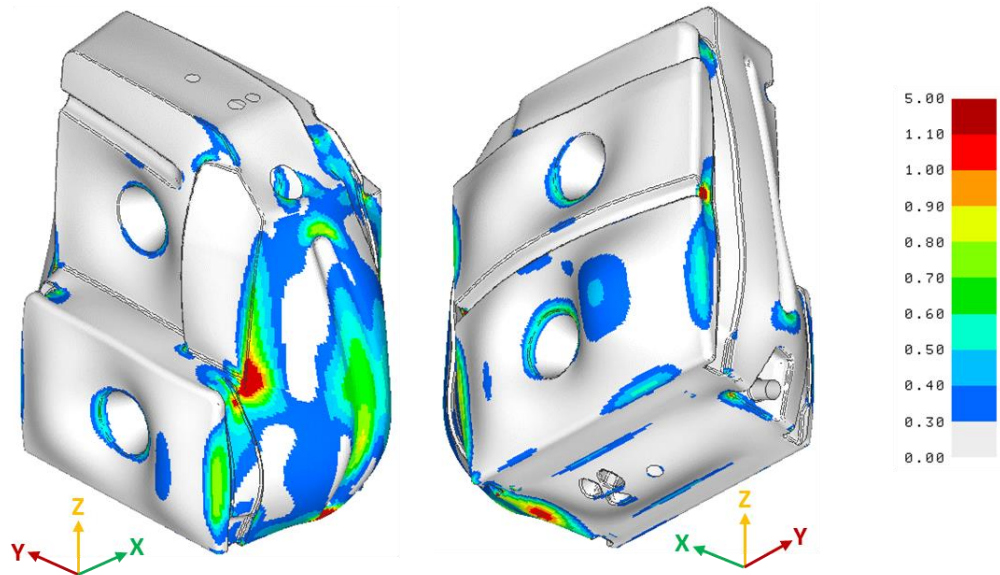
Şekil 6.14 : 13. Yükleme koşulu - %40 a_{xMAX} , %100 a_{yMIN} , %40 a_{zMAX} .



Şekil 6.15 : 14. Yükleme koşulu - %40 a_{xMAX} , %100 a_{yMIN} , %40 a_{zMIN} .

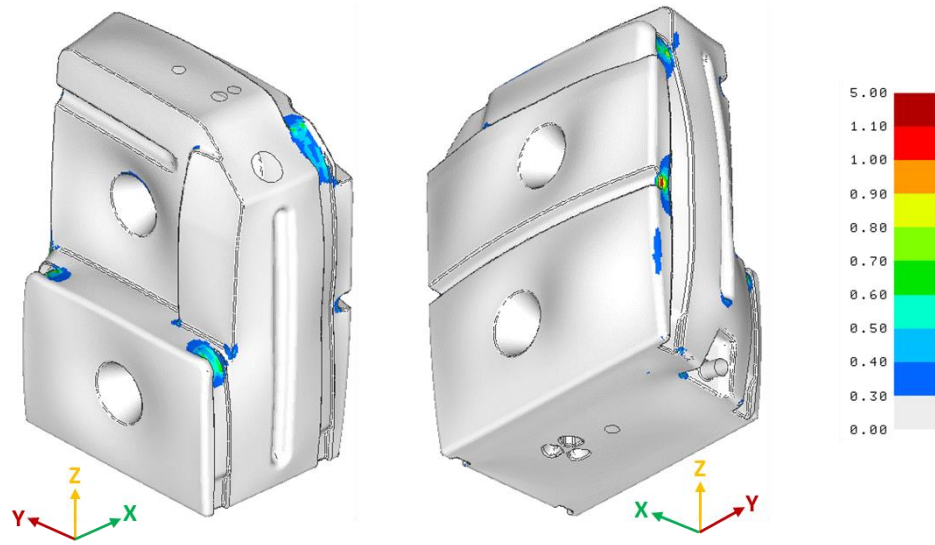


Şekil 6.16 : 15. Yükleme koşulu - %40 a_{xMIN} , %100 a_{yMIN} , %40 a_{zMAX} .

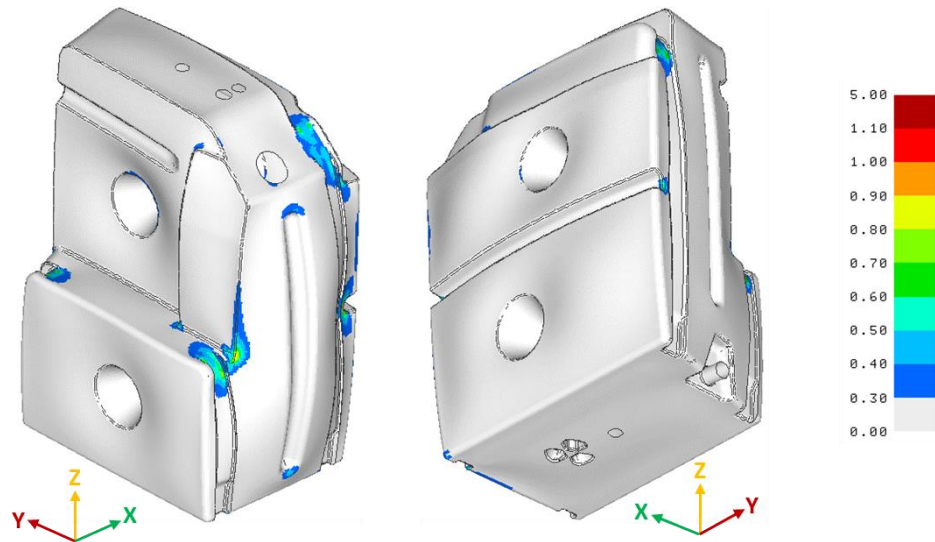


Şekil 6.17 : 16. Yükleme koşulu - %40 a_{xMIN} , %100 a_{yMIN} , %40 a_{zMAX} .

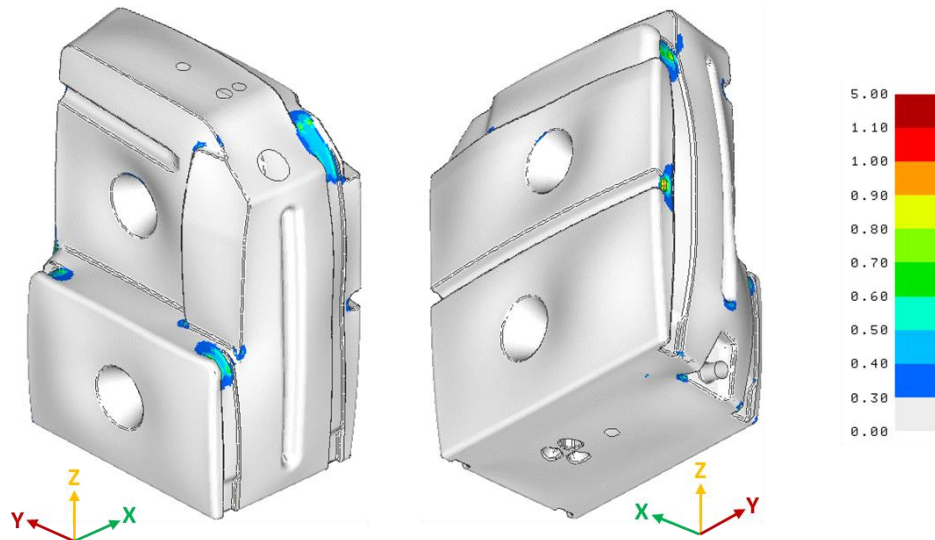
Şekil 6.18-6.21’de, gergi bandındaki ön gerilmeye ek olarak z yönünde maksimum ivmenin ve diğer yönlerdeki maksimum/minimum ivmelerin %40’ının uygulandığı analizin sonuçları gösterilmiştir. Elde edilen gerilme değerleri diğer yükleme koşulları ile elde edilenlerin yanında ihmal edilebilecek mertebededir.



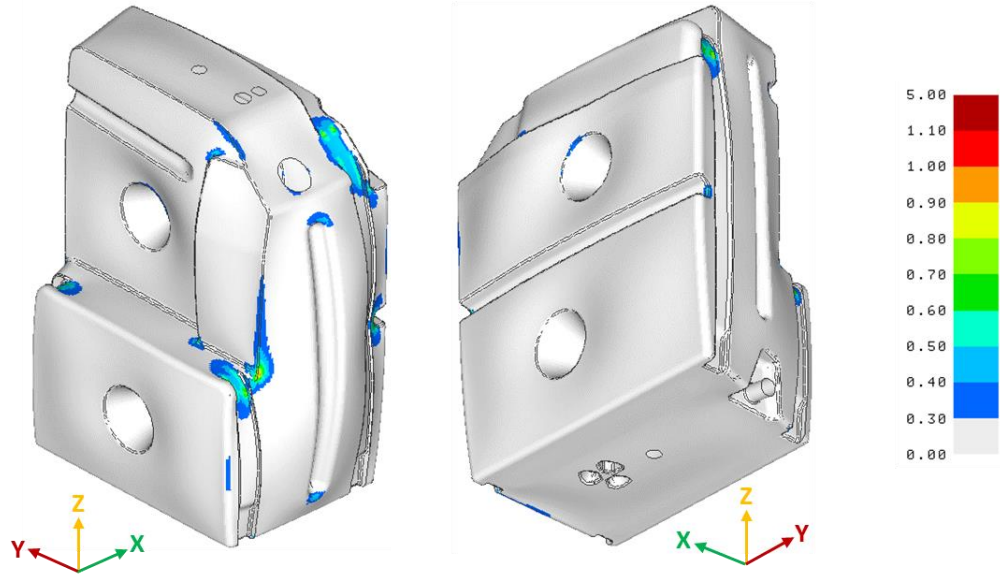
Şekil 6.18 : 17. Yükleme koşulu - %40 a_{xMAX} , %40 a_{yMAX} , %100 a_{zMAX} .



Şekil 6.19 : 18. Yükleme koşulu - %40 a_{xMAX} , %40 a_{yMIN} , %100 a_{zMAX} .

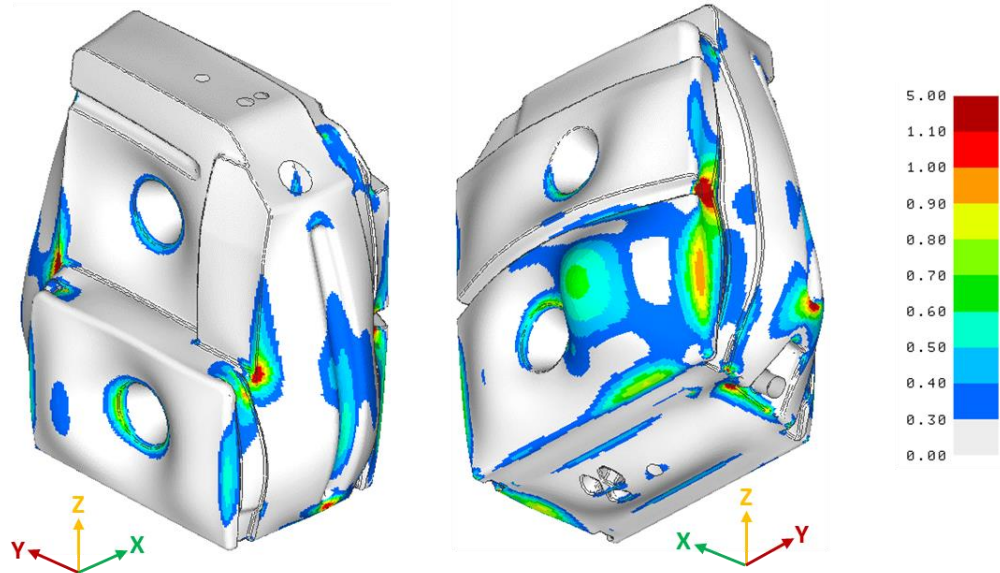


Şekil 6.20 : 19. Yükleme koşulu - %40 a_{xMIN} , %40 a_{yMAX} , %100 a_{zMAX} .

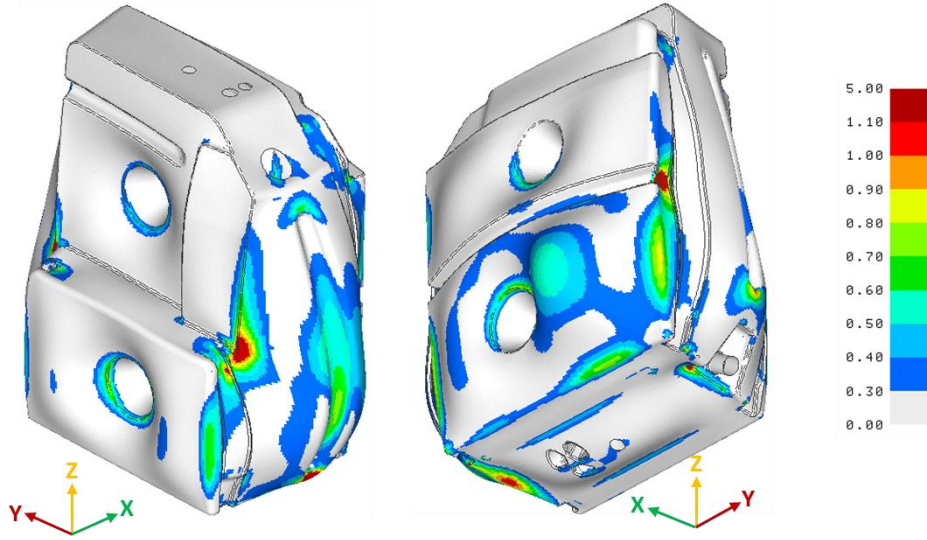


Şekil 6.21 : 20. Yükleme koşulu - %40 a_{xMIN} , %40 a_{yMIN} , %100 a_{zMAX} .

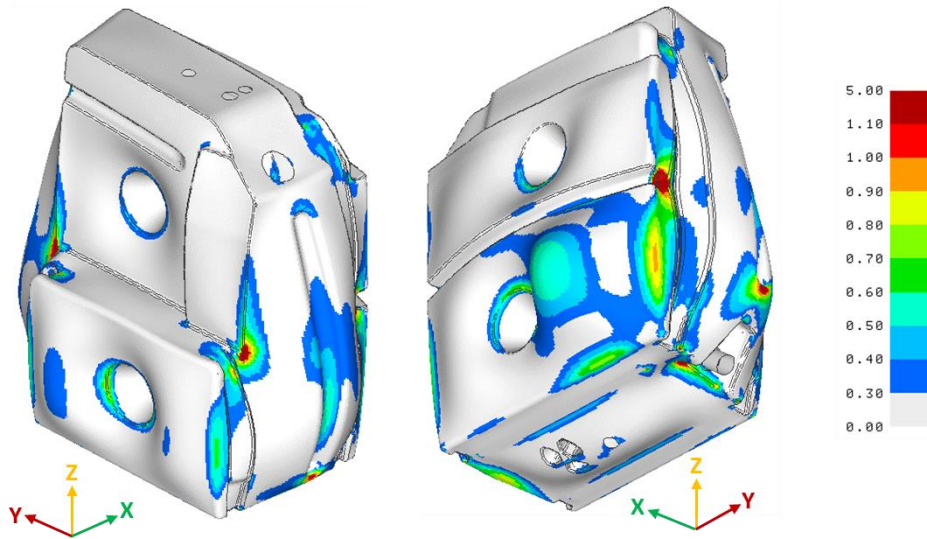
Şekil 6.22-6.25’de, gergi bandındaki ön gerilmeye ek olarak z yönünde minimum ivmenin ve diğer yönlerdeki maksimum/minimum ivmelerin %40’ının uygulandığı analizin sonuçları gösterilmiştir. Elde edilen gerilme ve yer değiştirme değerleri diğer yükleme koşulları ile elde edilenlerin yanında ihmal edilebilecek mertebededir.



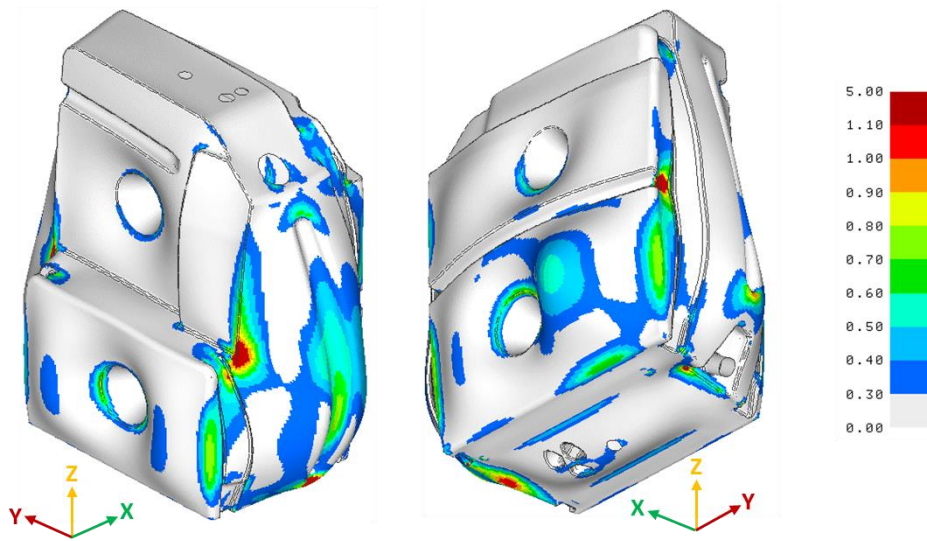
Şekil 6.22 : 21. Yükleme koşulu - %40 a_{xMAX} , %40 a_{yMAX} , %100 a_{zMIN} .



Şekil 6.23 : 22. Yükleme koşulu - %40 a_{xMAX} , %40 a_{yMIN} , %100 a_{zMIN} .



Şekil 6.24 : 23. Yükleme koşulu - %40 a_{xMIN} , %40 a_{yMAX} , %100 a_{zMIN} .



Şekil 6.25 : 24. Yükleme koşulu - %40 a_{xMIN} , %40 a_{yMIN} , %100 a_{zMIN} .

6.2 Serbest Titreşim Analizi Sonuçları

PERMAS paket programı kullanılarak yapılan serbest titreşim analizinde, yakıt tankının 5 farklı doluluk seviyesi için 100 Hz'e kadar olan serbest titreşim şekilleri bulunmuştur. Yakıt tankının doluluğu dikkate alınarak elde edilen ilk 20 serbest titreşim frekansı Çizelge 6.1'de listelenmiştir.

Çizelge 6.1 : Yakıt tankının doluluğuna göre ilk 20 serbest titreşim frekansı.

Mod No	Frekans (Hz.)				
	Boş	¼ Dolu	½ Dolu	¾ Dolu	Tam Dolu
1	12,4	12,4	10,4	8,9	9,2
2	12,5	12,5	12,4	12,4	12,5
3	19,2	13,0	12,5	12,5	12,6
4	23,2	19,2	13,6	12,9	14,0
5	24,5	19,9	15,7	13,3	18,3
6	25,1	21,4	17,8	15,1	19,9
7	33,6	23,0	18,5	17,8	23,6
8	34,0	23,2	19,2	18,5	24,7
9	34,3	23,6	19,6	19,0	25,2
10	34,5	24,4	20,6	19,3	25,8
11	38,6	24,8	21,5	19,8	26,0
12	41,9	25,5	23,2	20,7	29,8
13	42,6	25,7	23,3	21,2	31,9
14	45,2	26,8	23,7	22,2	33,7
15	53,0	27,8	24,1	22,3	34,4
16	55,0	28,7	24,9	22,9	34,5
17	55,7	29,9	25,2	23,2	34,8
18	58,3	30,4	25,6	24,0	35,9
19	60,5	31,0	25,9	24,4	37,4
20	60,7	33,0	25,9	25,0	37,6

Yukarıda bahsi geçen frekanslarda elde edilen serbest titreşim şekilleri aşağıdaki şekilde gruplandırılabilir;

- Gergi bantları üzerinde görülen serbest titreşim şekilleri,
- Yakıt tankını çevreleyen karoseri üzerinde görülen serbest titreşim şekilleri,
- Yakıt tankına üzerinde görülen serbest titreşim şekilleri,
- Tüm yapı üzerinde görülen serbest titreşim şekilleri.

Gergi bantları ince uzun bir geometriye sahip olduklarından yapının geri kalanına göre zayıftır. Bu yüzden elde edilen ilk frekanslardaki serbest titreşim şekilleri gergi bantları üzerinde görülmektedir. Bu çalışma kapsamında yakıt tankının kendi dayanımı önemli olduğundan diğer birleşenler üzerinde görülen serbest titreşim şekilleri ihmal edilmiştir. Ek A Şekil A.1-A.5’de yakıt tankına ait serbest titreşim şekilleri gösterilmiş olup Çizelge 6.1’de mavi zemin ile işaretlenmişlerdir.

Titreşim tablası testinde yakıt tankının ön yüzünde rezonans benzeri salınımlar görüldüğü için serbest titreşim analizinde aynı yerde bulunacak serbest titreşim şekilleri ve bu şekillere ait frekanslar önem arz etmektedir. Bu frekansların test tablasını zorlamakta kullanılan harmonik zorlayıcıların baskın frekansları ile çakışması durumunda statik analizlerde tespit edilemeyen hasarların oluşması muhtemeldir.

Boş yakıt tankı serbest titreşim analizinde, yakıt tankını etkileyen ilk 6 serbest titreşim şekli Ek A Şekil A.1’de gösterilmiştir. Yakıt tankına etkileyen ilk serbest titreşim 25,1 Hz’den başlarken, tankın ön yüzünde ilk frekans 38,6 Hz olarak tespit edilmiştir.

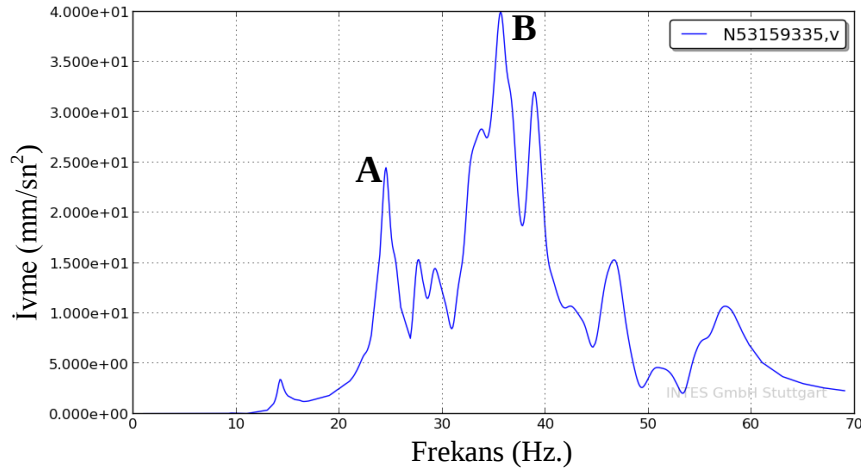
Ek A Şekil A.2’de dörtte bir dolulukta yakıt tankına ait sonuçlardan da görülebileceği gibi tankı etkileyen ilk serbest titreşim boş yakıt tankına nazaran oldukça düşük bir frekansta 13,0 Hz de görülmüştür. Yakıt tankının ön yüzünde ilk serbest titreşim şekli ise 21,4 Hz de kaydedilmiştir.

Ek A Şekil A.3, Şekil A.4 ve Şekil A.5 şekillerinde sırasıyla yarı dolu, dörtte üç dolu ve tam dolu sonuçlar gösterilmiştir. Bu doluluk oranları için ilk serbest titreşim şekilleri yakıt tankının üzerinde görülmüş olup 9-10 Hz arasında birbirine yakın değerlerde bulunmuştur. Yarı dolu ve $\frac{3}{4}$ dolu tank için tankın ön yüzünde 13 Hz ve 15 Hz civarlarında serbest titreşim şekilleri görülmüştür. Dolu tankta bu değer 24,8 Hz olarak bulunmuştur.

Yakıt tankının ön yüzünde bulunan serbest titreşim frekansları test tablasını zorlamakta kullanılan harmonik zorlayıcıların baskın frekanslarının dışındadır. Baskın frekans dışındaki bir frekans değerinde tekrar sayısının fazla olması durumunda da hasar oluşabilmektedir. Daha doğru sonuçlar elde edebilmek için analizlere modal frekans cevap ve modal transient cevap analizleri ile devam edilmesi uygun görülmüştür.

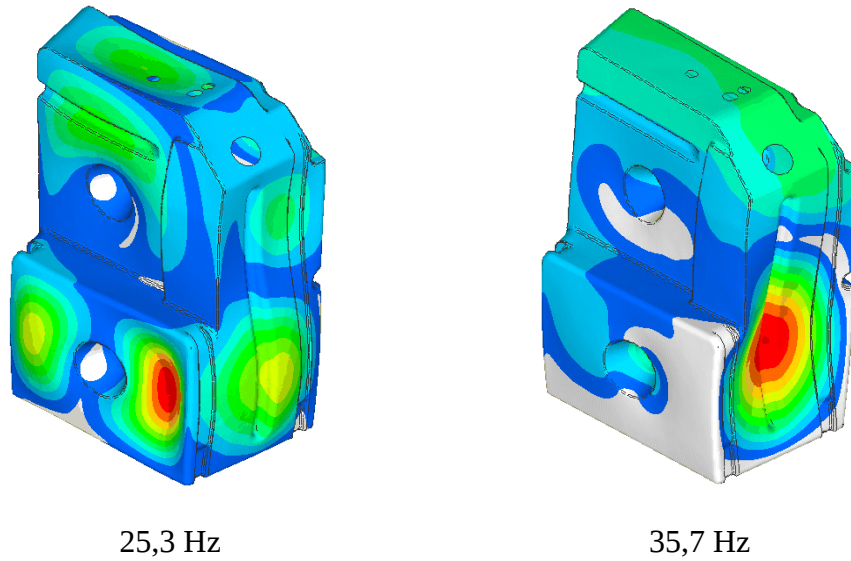
6.3 Modal Frekans–Cevap Analizi Sonuçları

Modal frekans–cevap analizi ilk olarak sinüzoidal yük z yönünde uygulanarak yapılmıştır. Analizde sonlu elemanlar modelinin anlatıldığı bölüme ait Şekil 5.42’de kırmızı ile gösterilen noktadan y yönünde ivme cevabı elde edilmiştir (Şekil 6.26). Bu cevap, dikey yükler altında dinamik olarak zorlanan yakıt tankının ön yüzünün zorlayıcının frekansına olan duyarlılığı hakkında fikir vermektedir.



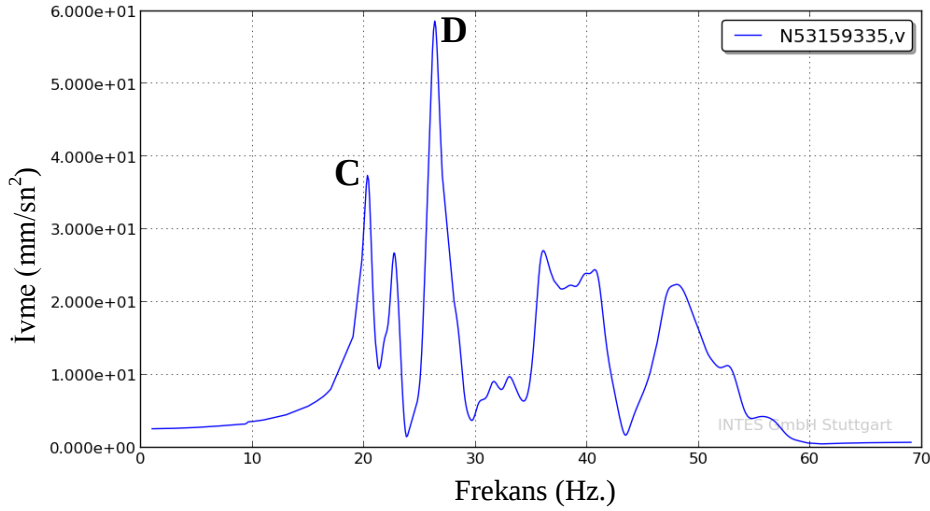
Şekil 6.26 : z yönünde uygulanan yüke karşılık frekansa bağlı olarak ivme cevabı.

Bu analiz metodunda serbest titreşim şekilleri kullanılarak hesap yapılmaktadır. Bu nedenle cevap fonksiyonunda bulunan tepe noktalara ait yakıt tankının serbest titreşim şeklini görmek mümkün olmaktadır. Şekil 6.26’de gösterilen A ve B noktaları için sırasıyla 25,3 Hz ve 35,7 Hz frekanslarına ait serbest titreşim şekilleri Şekil 6.27’de görülmektedir.



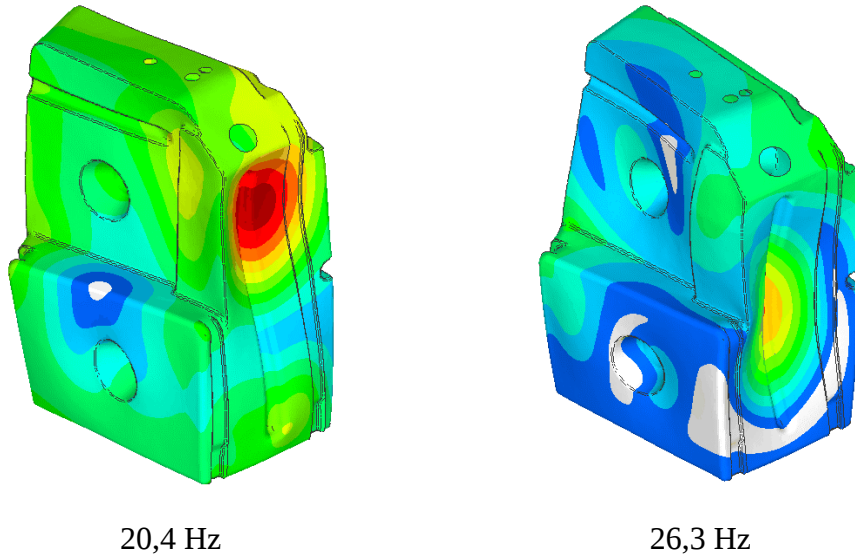
Şekil 6.27 : Frekans–cevap analizinde z yönünde zorlama için serbest titreşim şekillerinden bazıları.

Analiz y yönünde sinüzoidal yük altında tekrarlanmıştır. Benzer şekilde Şekil 5.42’de kırmızı ile gösterilen noktadan y yönünde ivme cevabı elde edilmiştir (Şekil 6.28).



Şekil 6.28 : y yönünde uygulanan yüke karşılık frekansa bağlı olarak ivme cevabı.

Şekil 6.28’de gösterilen grafikteki C ve D noktaları için sırasıyla 20,4 Hz ve 26,3 Hz frekanslarında bulunan serbest titreşim şekilleri Şekil 6.29’da görülmektedir.



Şekil 6.29 : Frekans–cevap analizinde y yönünde zorlama için serbest titreşim şekillerinden bazıları.

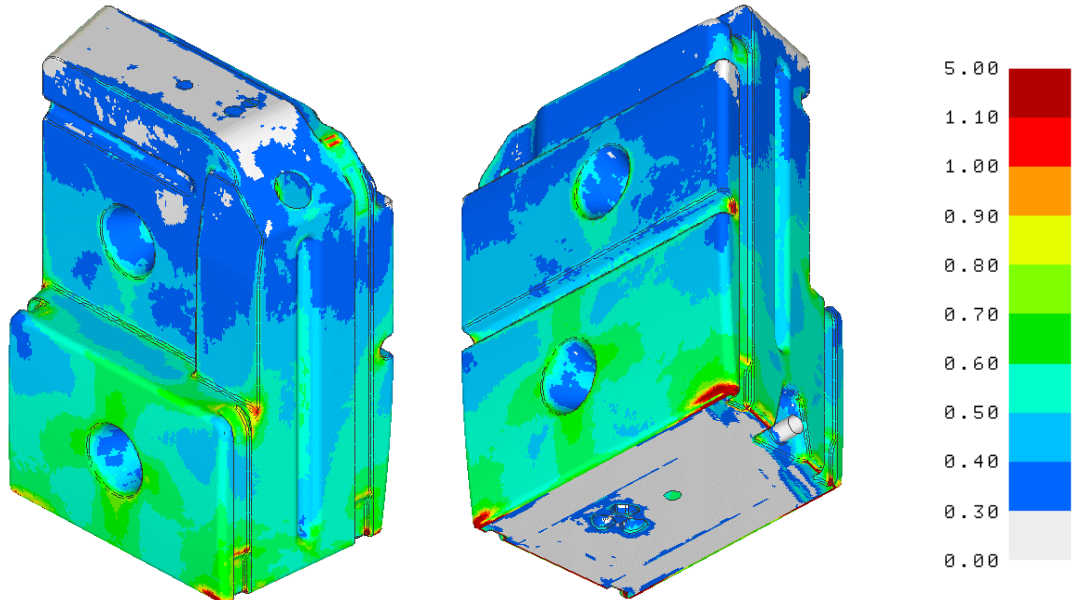
Yakıt tankının ön yüzünde seçilen nokta (Şekil 5.42) için elde edilen frekansa bağlı ivme cevabında görülen tepe noktalar yakıt tankının bu frekanslara duyarlı olduğunu göstermektedir. Bu nedenle harmonik zorlayıcılar vasıtası ile uygulanan sinyalin içindeki baskın frekanslar ile kıyaslanmıştır. Fakat baskın frekansların bu tepe noktaları ile çakışmadığı görülmüştür.

Analizlere son olarak yüklerin tekrar sayısını da dikkate alan modal transient cevap analizleri ile devam edilmesi uygun görülmüştür.

6.4 Modal Transient Analizi Sonuçları

Modal transient analiz sonuçlarını değerlendirmek tecrübe isteyen ve oldukça zor bir konudur. Yorulma tahmini için en doğru yol tüm analiz süresince elde edilen gerilmeleri yorulma hesabı yapan bir programa girdi olarak verip doğru S-N eğrisini kullanarak toplam hasarı hesaplatmak olurdu. Fakat konu malzeme için doğru S-N eğrileri olmadığından, hasar hakkında tahmini sonuçlar elde edebilecek başka bir yol kullanılmıştır. Tüm analiz sürecinde elde edilen gerilmelerin karekök ortalaması (RMS) alınmıştır.

Elde edilen RMS değerlerini yorumlamak tamamen tecrübeye dayalı bir konudur. Akma veya kopma sınır değerlerinin yüzdesel olarak azaltılarak sınır değerler olarak kullanılması da mümkün değildir. Burada sınır değerler testten gelen hasar bilgilerine paralel olarak zaman içinde oluşacaktır. Yakıt tankı üzerinde RMS gerilme dağılımı Şekil 6.30'da verilmiştir. Statik analizlerde olduğu gibi bulunan en yüksek gerilme değeri 1.00 olarak tanımlanmış ve diğer tüm RMS değerleri bu oranda ölçeklendirilmiştir.



Şekil 6.30 : Modal transient analizi sonuçları.

Sonuçları değerlendirmek için herhangi bir limit değeri belirlenememesine rağmen en yüksek gerilmenin bulunduğu bölgeler değişmeyeceğinden olası bir hasarın nereden

başlayacağı konusunda yorum yapılabilir. Bu yüksek gerilmeler hakkında kısaca bir değerlendirme yapılması gerekirse elde edilen sonuçların statik analiz ile elde edilen sonuçlar ile paralellik gösterdiği söylenebilir. Yakıt tankının alt yüzeyi taşıyıcı iskelete tüm yönlerde sabitlendiği için bu bölgede neredeyse hiç gerilme görülmemesiyle birlikte, bu alanın hemen köşelerine denk gelen kısımlarında bu rijit bağlantıdan olumsuz etkilenecek gerçekte olmayan, nispeten yüksek, RMS değerleri bulunmuştur. Bu bölgeler değerlendirme dışında tutulmalıdır.

7. DEĞERLENDİRME

Bu çalışmada, plastik yakıt tanklarının dayanımı konusunda daha ürün geliştirme aşamasındayken bilgisayar destekli simülasyon ile tasarıma yön verecek bir simülasyon metodu geliştirilmesi hedeflenmiştir. Bu amaçla, titreşim tablasında testi tamamlanmış, Travego RHD ve Comfort Class 500 araçlarında ortak olarak kullanılmakta olan yakıt tanklarından biri örnek olarak seçilmiştir. Yakıt tankı üzerinde,

- Eşdeğer ivmeler ile statik analizler,
- Serbest titreşim analizleri,
- y ve z yönlerinde uygulanan harmonik zorlayıcılar ile frekans-cevap analizleri,
- Yakıt tanklarının titreşim tablasında kullanılan ivme-zaman test sinyali ile dinamik zorlanmış titreşim analizleri,

sonlu elemanlar metodu kullanılarak yapılmıştır.

Örnek yakıt tankının katı modeli CATIA kütüphanesinden alınıp sonlu elemanlar yazılımı MEDINA ya transfer edilerek sonlu elemanlar çözüm ağı oluşturulmuştur. Sonlu elemanlar modeli, giriş eleman (BECOS), kabuk eleman (QUAD4, TRIA3), yay elemanı (SPRING1), kütle elemanı (MASS6) ve rijit elemanlar (RBE2, IQUAD, ITRIA) kullanılarak hazırlanmıştır.

Eşdeğer ivme yükleri ile yapılan analizler yakıt tankının tam dolu durumu için yapılmıştır. Yakıtın çeperlere olan etkisi hidrostatik basınç dağılımı olarak tanımlanmıştır. Test merkezinden gelen ivme-zaman sinyalindeki x, y, z yönlerinde oluşan en yüksek ve en düşük ivme değerleri alınmış, her bir yükleme koşulunda farklı oranlar kullanılarak 3 eksenli yükleme paketleri yaratılmıştır. Gergi bantları üzerinde oluşan ön gerilme de yükleme paketlerine dahil edilerek toplam 24 farklı yükleme koşulu oluşturulmuştur. PERMAS paket programı ile yapılan analizler sonucunda yakıt tankı üzerinde oluşan gerilmeler ve deformasyonlar incelenmiştir.

Gerilmelerin ve deformasyonların yüksek olduğu bölgelerle ilgili, tasarım ekiplerine tasarımda iyileştirme gerekliliği bildirilmiştir.

Yakıt tankının dinamik davranışı hakkında da bilgi sahibi olabilmek için öncelikle tankın içi yapısal katı elemanlar (TET4) ile örülmüştür. PERMAS paket programı yardımı ile 5 farklı doluluk (boş, $\frac{1}{4}$ dolu, $\frac{1}{2}$ dolu, $\frac{3}{4}$ dolu, tam dolu) oranı için serbest titreşim şekilleri elde edilmiştir. Tam dolu yakıt tankı için ilk genel serbest titreşim frekansı 9,2 Hz, boş yakıt tankı için 25,1 Hz olarak bulunmuştur. Aks doğal frekanslarının kabaca 10 Hz ler civarında olduğu göz önüne alınırsa, bu durumda dolu yakıt tankının boş olana göre, akstan gelen uyarıcı frekanslardan daha fazla etkileneceği aşikârdır. Bununla birlikte, tüm doluluk oranları için yapılan titreşim testleri sırasında, deponun ön yüzünde oluşan yüksek genlikli salınımlara benzer serbest titreşim şekilleri, yapılan analizler sonucunda elde edilmiştir.

Bahsi geçen yüksek genlikli titreşimlerin frekansa bağlı değişimini incelemek için frekans – cevap analizleri yapılmıştır. y ve z yönlerinde 0 – 70 Hz bandında bir birim genlikli sinüs dalgası uygulanmış ve yakın tankının ön yüzünün ortasından ivme cevabı okunmuştur. y yönü için elde edilen frekans-ivme cevabı grafiğinde, 25 Hz ve 35 Hz civarlarında iki tepe noktası elde edilmiş, z yönünde yapılan analiz sonuçlarına göre de 20 Hz ve 26 Hz civarlarında iki tepe noktası bulunmuştur. Tüm bu tepe noktası frekanslarında bir rezonans etkisi olabileceği ve sonucu olarak deponun ön yüzünde de yüksek gerilmeye sahip ek bir alan bulunabileceği düşüncesiyle son aşamaya geçilmiştir.

Titreşim tablası testleri sırasında, titreşim tablasına uygulanan tüm ivme–zaman sinyali analizde de yakıt tankına uygulanmıştır. Tekil bir noktaya ivme uygulayabilmek için, deprem analizlerinde de çokça kullanılan büyük kütle metoduna başvurulmuştur. PERMAS yazılımı ile her bir eleman üzerinde, zamana bağlı olarak elde edilen tüm gerilmelerin karekök ortalamaları (RMS) hesaplatılmıştır. Analiz sonuçları statik analizdekilerle oldukça benzerlik göstermiş, yüksek gerilmeye sahip herhangi bir ek alana rastlanmamıştır.

Bu çalışmada geliştirilen eşdeğer statik yüklere dayalı analiz metodu daha sonra başka yakıt tanklarının geliştirme safhalarında kullanılmıştır. Geliştirilen metod, yapılan testlerde bulunan dinamik kaynaklı bir iki hasar dışında oldukça güvenilir sonuçlar vermektedir. Metodun statik yükleme temeline dayanması sayesinde hızlı sonuçlar elde edilebiliyor olması ve analiz sonucunda deformasyonların

incelenebiliyor olması, metodun tasarımcılar tarafından da benimsenmesini sağlamıştır.

Tüm bu olumlu geri bildirimlere rağmen, titreşim testleri sırasında oluşan hasarların küçük bir kısmı analiz ile doğrulanamamaktadır. Bunun nedenlerinden birisinin yakıt tankı içindeki sıvının yapısal katı elemanlar ile modellenmesi olduğu düşünülmektedir. Bundan sonra yapılacak çalışmalarda, yakıt tankı içindeki sıvı modellenmesinde alternatif yaklaşımlar (akustik elemanlar vb.) kullanılması, disiplinler arası metotların kullanımı (akışkan-yapı etkileşimi vb.) dinamik sonuçların doğruluğunu artıracaktır.

Çalışmanın devamı için Sanayi ve Çalışma Bakanlığı'na San-Tez başvurusunda bulunulmuştur. İstanbul Teknik Üniversitesi Uçak ve Uzay Bilimleri Fakültesi ve Mercedes Benz Türk A.Ş. tarafından birlikte yürütülen 0488.STZ.2013-2 numaralı bu proje bakanlık tarafından kabul almıştır. Nisan 2014'de başlayan ve devam etmekte olan bu proje, iki yüksek lisans öğrencisinin tezlerine konu olacaktır.

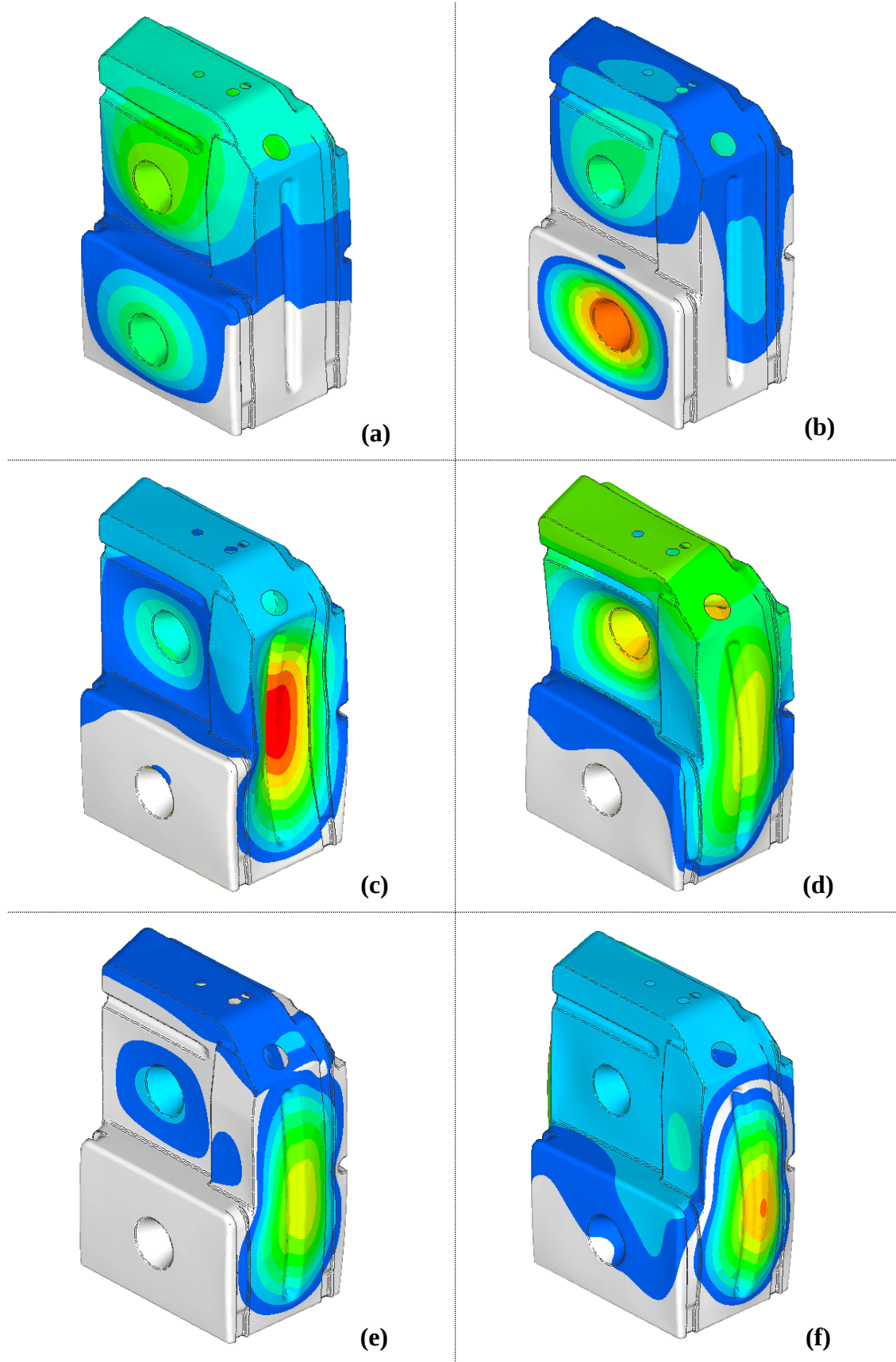
KAYNAKLAR

- [1] **Liehr, K. D.** (1988). Plastic fuel tanks in the federal republic of Germany and in Europe, *SAE Technical Paper Series, 880686, International Congress and Exposition Detroit*, Michigan February 29-March 4.
- [2] **Kurihara, Y., Nakazawa K., Ohashi, K., Momoo, S., Numazaki, K.** (1987). Development of multi-layer plastic fuel tanks for Nissan research vehicle-II, *SAE Technical Paper Series, 870304, International Congress and Exposition Detroit*, Michigan February 23-27.
- [3] **Pisciolaro, O., Comparini, F.** (1992). Development of a high capacity plastic fuel tank for trucks, *SAE Technical Paper Series, 921513, Mobility Technology Conference & Exhibit Sao Paulo*, Brazil October 13-14.
- [4] **Leišis, V., Sudintas, A., Žiliukas A.** (2008). Prediction of the strength and fracture of the fuel storage tank, *Mechanika*, Nr.4, 72.
- [5] **Himeki, H., Kumagai, H., Morohoshi, K.** (2006). Fatigue behavior analysis and durability evaluation of plastic fuel tank, *SAE Technical Paper Series, 2006-01-0782*.
- [6] **Toprak M.** (2008). *Determination of a methodology for failure avoidance of Ad-Blue tanks*, (yüksek lisans tezi), İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [7] **Alvarado, P. J.** (1996). Steel vs. plastics: The competition for light-vehicle fuel tanks, *JOM (Journal of Minerals, Metals and Materials)*, 48, 7.
- [8] **MSC Software Corporation** (2011). *MSC Nastran 2012 Dynamic Analysis User's Guide*, October 28.
- [9] **INTES GmbH** (2012). *PERMAS Version 14 User's Reference Manual*.
- [10] **Ustaoglu H.B.** (2014). Operational strength load case for additive & fuel tanks, *Analiz prosedürü*, Mercedes Benz Türk A.Ş.

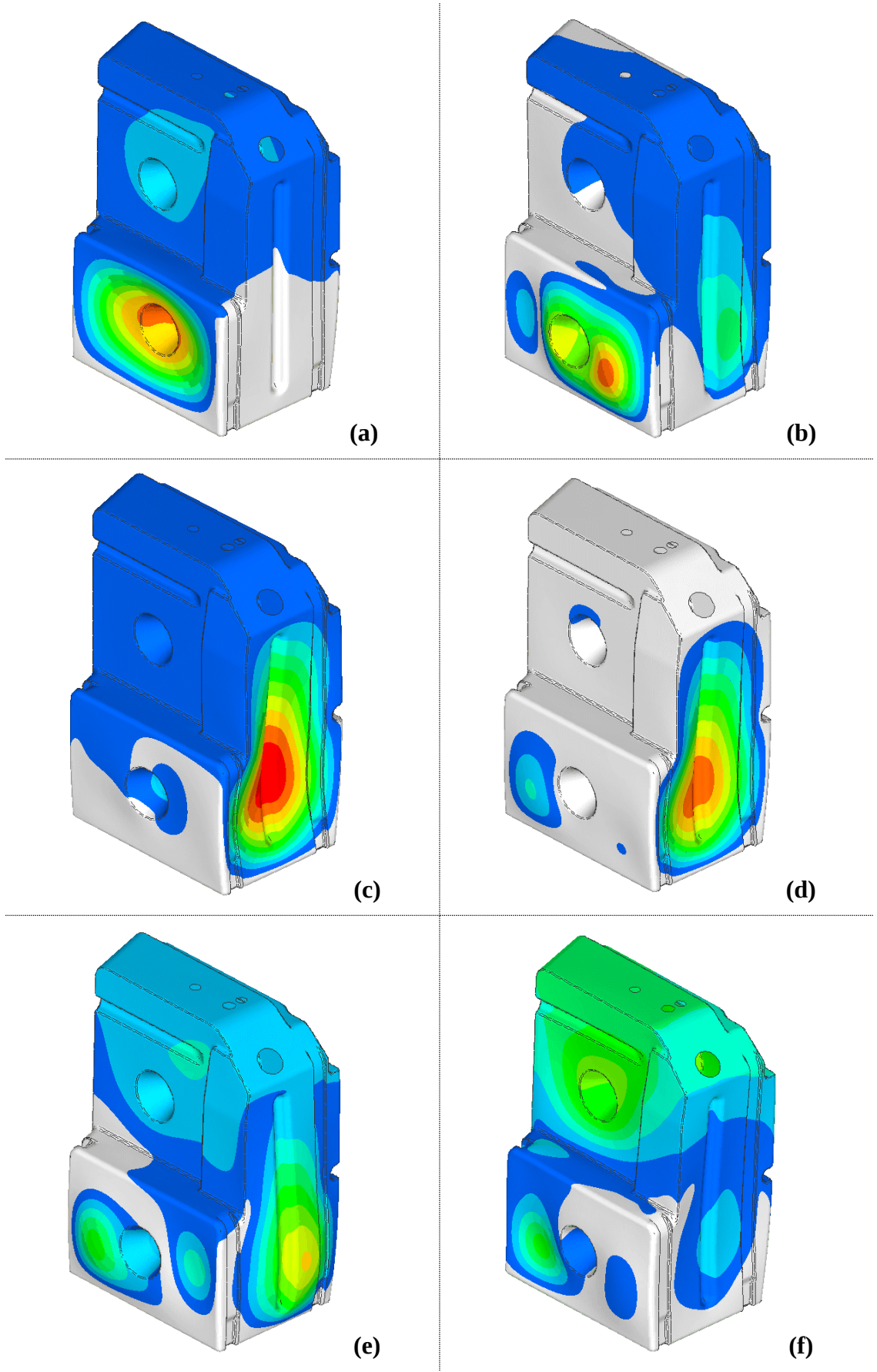
EKLER

EK A: Yakıt tankı serbest titreşim şekilleri

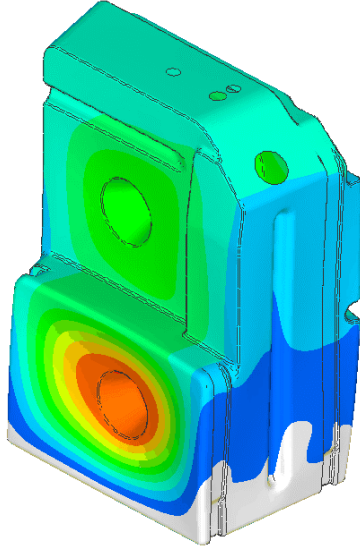
EK A



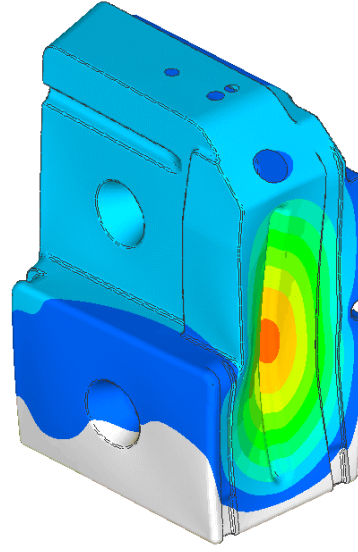
Şekil A.1 : Yakıt tankı boş iken serbest titreşim şekilleri: (a)25,1 Hz. (b)33,6 Hz. (c)38,6 Hz. (d)41,9 Hz. (e)42,6 Hz. (f)45,2 Hz.



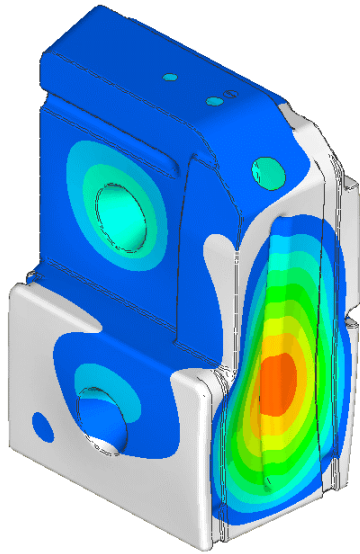
Şekil A.2 : Yakıt tankının $\frac{1}{4}$ ü dolu iken serbest titreşim şekilleri: (a)13,0 Hz. (b)19,9 Hz. (c)21,4 Hz. (d)23,0 Hz. (e)23,6 Hz. (f)24,4 Hz.



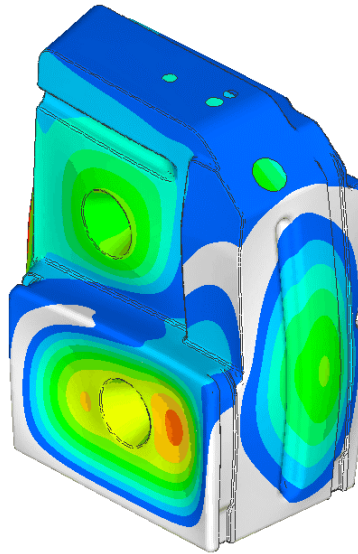
(a)



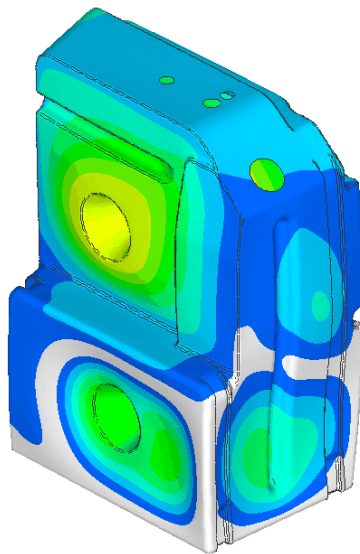
(b)



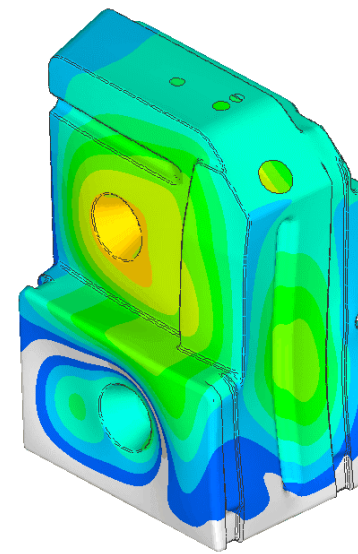
(c)



(d)

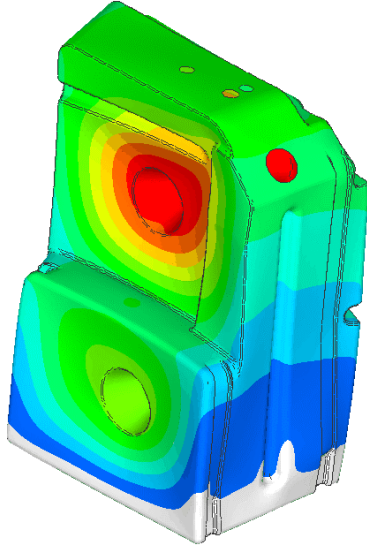


(e)

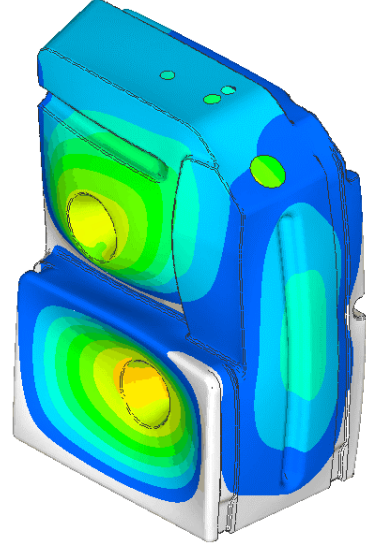


(f)

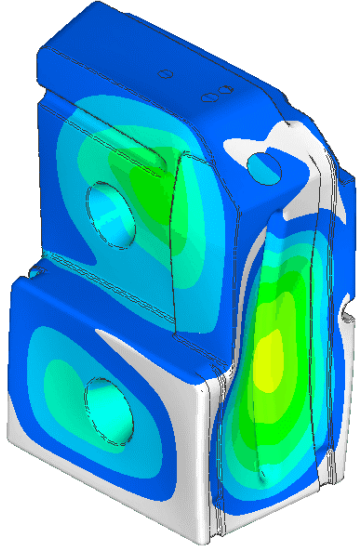
Şekil A.3 : Yakıt tankının $\frac{1}{2}$ si dolu iken serbest titreşim şekilleri: (a)10,4 Hz. (b)13,6 Hz. (c)15,7 Hz. (d)17,8 Hz. (e)18,5 Hz. (f)19,6 Hz.



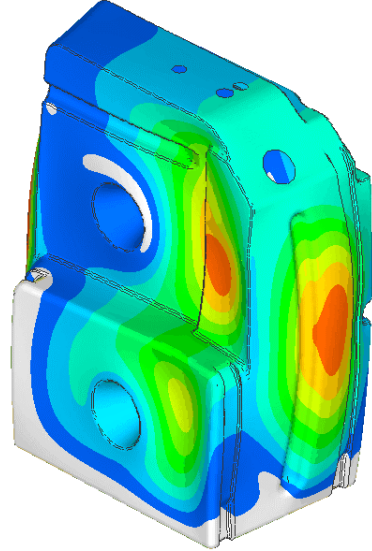
(a)



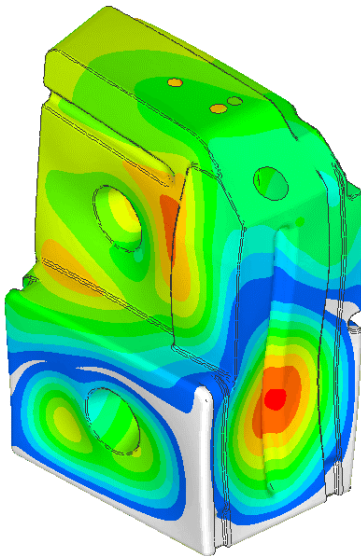
(b)



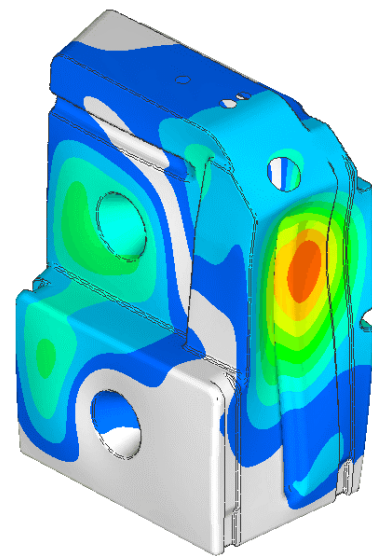
(c)



(d)

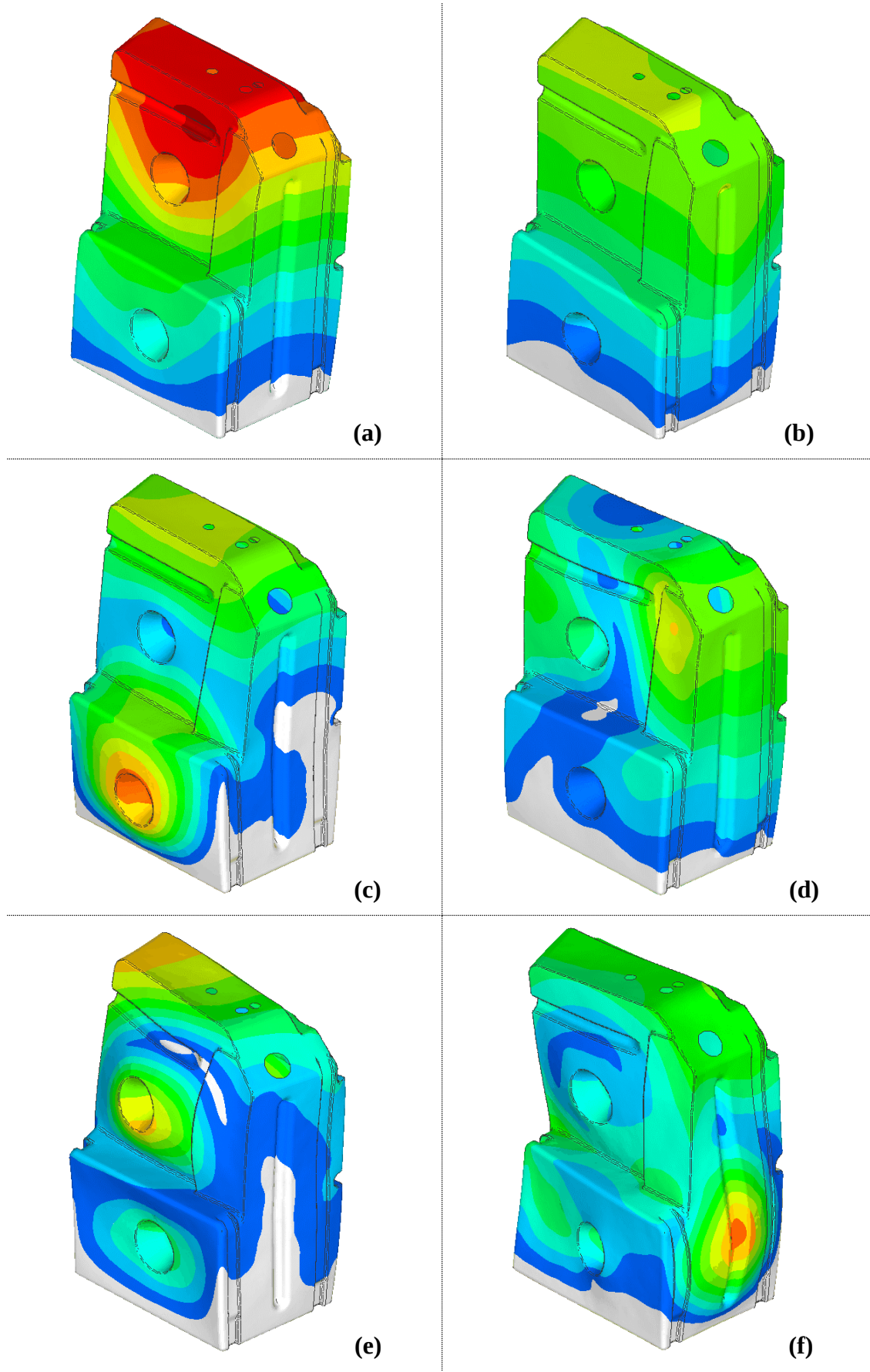


(e)



(f)

Şekil A.4 : Yakıt tankının $\frac{3}{4}$ ü dolu iken serbest titreşim şekilleri: (a)8,9 Hz. (b)13,3 Hz. (c)15,1 Hz. (d)17,8 Hz. (e)18,5 Hz. (f)19,0 Hz.



Şekil A.5 : Yakıt tankı tam dolu iken serbest titreşim şekilleri: (a)9,2 Hz. (b)14,0 Hz. (c)18,3 Hz. (d)24,7 Hz. (e)26,0 Hz. (f)29,8 Hz.

ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad : Halil Burak USTAOĞLU

Doğum Tarihi ve Yeri : 1978, Üsküdar / İstanbul

E-posta : burakustaoglu@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2000, İstanbul Teknik Üniversitesi,
Uçak ve Uzay Bilimleri Fakültesi, Uçak Mühendisliği
- **Yükseklisans** : 2015, İstanbul Teknik Üniversitesi, Uçak ve Uzay
Mühendisliği Anabilim Dalı, Uçak ve Uzay Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- | | | |
|---------------------------|------------------|--------------|
| • Figes A.Ş. | Analiz Mühendisi | 2002 - 2003 |
| • Mercedes Benz Türk A.Ş. | Analiz Mühendisi | 2003 - 2008 |
| • Temsa ARGETEK | Analiz Mühendisi | 2008 - 2009 |
| • Mercedes Benz Türk A.Ş. | Analiz Mühendisi | 2009 - |

TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR/SUNUMLAR:

- Ustaoglu H.B., Atamer S. (2014). Structural Analysis of Polyethylene Fuel and Ad-Blue Tanks used in Buses with the Help of Permas, *Permas Users' Conference*, May 07-09, Stuttgart, Germany.
- Ustaoglu H.B., Ayhün S., Simitcioğlu G., Süssler S., Akay E., Doğan V.Z., Mecitoğlu Z., Türkmen H.S., Atamer S. (2015). Static and Dynamic Analysis of Plastic Fuel Tanks Used in Buses, *VAL2015*, March 23-26, Prague, Czech Republic.

DİĞER YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- Ustaoglu H.B., Ferhat D.D., Mecitoğlu Z. (2000). Bir Uçak Kanadının Statik ve Dinamik Analizleri, *III. Havacılık Sempozyumu*, Mayıs 10-12, Kayseri, Türkiye.