TAŞIT ELEMANLARI TASARIM DOĞRULAMA TESTLERİNİN SANAL ORTAMDA BENZETİM VE DOĞRULANMASI

Halil ATEŞ

T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TAŞIT ELEMANLARI TASARIM DOĞRULAMA TESTLERİNİN SANAL ORTAMDA BENZETİM VE DOĞRULANMASI

Halil ATEŞ

Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2011
Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Halil ATEŞ tarafından hazırlanan "TAŞIT ELEMANLARI TASARIM DOĞRULAMA TESTLERİNİN SANAL ORTAMDA BENZETİM VE DOĞRULANMASI" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK

Başkan : Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK İmza
Uludağ Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi,
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

Üye: Prof. Dr. Recep EREN İmza
Uludağ Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi,
Tekstil Mühendisliği Anabilim Dalı

Üye: Doç. Dr. Necmettin KAYA İmza
Uludağ Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Kadri ARSLAN
Enstitü Müdürü
../../….

U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

12/07/2011
İmza
Halil ATEŞ

ÖZET

Yüksek Lisans

TAŞIT ELEMANLARI TASARIM DOĞRULAMA TESTLERİNİN SANAL ORTAMDA BENZETİM VE DOĞRULANMASI

Halil ATEŞ

Uludağ Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK

Günümüzde bilgisayar teknolojisinin gelişmesi ile birlikte otomotiv sektöründe bilgisayar destekli mühendisliğin kullanılması yaygınlaşmıştır. Sonlu elemanlar yönteminin kullanılması ile prototip çalışmaları daha verimli hale gelmiştir.

Fakat sonlu eleman modeli oluşturulma aşamasında yapılan kabul ve yaklaşımlar nedeniyle, sonlu eleman modeli, gerçek modeli temsil edemeyebilmektedir. Bu sebeple sonlu elemanlar yöntemi ile gerçek modele ait deneysel modal analiz sonuçları birbiriyle karşılaştırılır. Yapılacak korelasyon çalışması ile farklılıklar ortaya çıkarılır ve model güncelleme çalışması yapılarak gerçek modele en yakın sonlu eleman modeli elde edilir. Bu şekilde sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılacak dinamik analiz sonuçları, gerçek modelin gösterdiği dinamik davranışlara en yakın şekilde elde edilmektedir.

Bu çalışmada bir egzoz üzerinde bu çalışmalar yapılmıştır. Sonlu eleman modellemesi HyperMesh 10 programı, test uygulamaları LMS Test.Lab 11 B ve LMS Scadas Mobile veri toplama sistemi, PCB firmasına ait sensörler ve korelasyon çalışmaları da LMS Virtual.Lab 10 yazılımı kullanılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Titreşim, Deneysel Modal Analiz, Model Güncelleme, Korelasyon, Sonlu Elemanlar, Egzoz sistemi

2011, ix + 102 sayfa

ABSTRACT

MSc Thesis

DESIGN VERIFICATION TESTS SIMULATION IN VIRTUAL ENVIRONMENT AND VERIFICATION OF VEHICLE COMPONENTS

Halil ATEŞ

Uludag University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK

Nowadays,use of computer-aided engineering in automotive industry has grown up with the develeopment of computer technology. Prototype studies have become more efficient with use of finite element method.

But because of the finite element model creation process and approaches adepted in the finite element model, representing the real model. Therefore finite element method and real model of experimental modal analysis results compare with each others. Correlation study revealed differences to do with the work done and the model updatethe model closest to the actual finite element model are obtained. In this way, the dynamic analysis results using the finite element method, show the real dynamic behavior of the model most closely are obtained.

In this study, these studies were performed on an exhaust.Finite element modeling,Hyper Mesh 10 program element modeling, testing applications, the LMS and LMS Test.Lab 11 B SCADAS mobile data collection system, sensors and correlation studies of in the company, the LMS Virtual.Lab 10 software was used.

Keywords: Vibration, Experimental modal analysis, Model updating, Correlation, Finite element method, Exhaust systems

2011, ix + 102 pages

TEŞEKKÜR

Tez konusunun belirlenmesi, kaynak araştırması konularında ki desteği ve tez dönemi boyunca gösterdiği anlayış nedeniyle değerli hocam ve danışmanım Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK'e, sonlu elemanlar modellenmesi, ve optimizasyon konularında desteğini benden esirgemeyen değerli arkadaşım Makine Mühendisi Mehmet YAHŞİ'ye, model güncelleme ve korelasyon konularında çalışmamı destekleyen değerli arkadaşım Makine Mühendisi Fahri Irmak KILIÇ'a, ve her zaman beni destekleyen aileme teşekkür ederim.

Halil ATEŞ
12/07/2011

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET i
ABSTRACT ii
TEŞEKKÜR iii
İÇİNDEKİLER DİZİNİ iv
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ vi
ŞEKİLLER DİZİNİ vii
ÇİZELGELER DİZİNİ x
1. GİRİŞ 1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI 5
2.1. Titreşim Bilgisi 7
2.2. Modal Analiz 11
2.2.1.Deneysel modal analiz 14
2.2.2.Modal test 18
2.2.3.Analitik modal analiz 25
2.2.4.Analitik ve eneysel modal analiz yöntemlerinin karşılaştırılaştırılması 25
2.3. Model Güncelleme ve Korelasyon 26
2.3.1. Model güncelleme teknikleri 27
2.3.2. Korelasyon teknikleri 30
2.3.3.Hassasiyet analizi (Sensitivity Analysis). 34
2.3.4 Model güncellemesi-optimizasyon (model updating) 37
3.MATARYEL VE YÖNTEM 39
3.1.Materyal 40
3.2. Yöntem 44
3.2.1. Sonlu elemanlar modelinin oluşturulması ve modal analiz 44
3.2.2. Deneysel modal analiz için test modelinin oluşturulması 50
3.2.3. Deneysel modal analiz çalışması 55
3.2.4. Korelasyon Çalışması 66
3.2.5. Model güncelleme çalışması ve korelasyon 68
4.BULGULAR 78
5.TARTIŞMA VE SONUÇ. 81
KAYNAKLAR 85
EKLER 87
ÖZGEÇMİŞ 102

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	**Açıklama**
$\dot{x}_0$	Başlangıç hızı
X_0	Başlangıç konumu
X(t)	Cevap
X_{st}	Denge konumu
ω_n	Doğal Frekans
Ψ	Her ikisi de harmonik değişen zorlayıcı kuvvet ile zorlanmış titreşim arasındaki faz açısı
f	Hz cinsinden frekans
k	Katılık,yay katsayısı
x	Konum
m	Kütle
λ	Özdeğer
$u_i^{(j)}$	Öz vektör
T	Periyod
EA(x)	Sistemin rijitiliği
c	Sönüm katsayısı
ζ	Sönüm Oranı
F(t)	Tahrik
l	Uzunluk
t	Zaman

Kısaltmalar	**Açıklama**
COH	Coherance fonksiyonu
XPS	Çapraz güç spektrumu
MDOF	Çok serbestlik dereceli
MIMO	Çoklu referans çoklu çıkış testi
FRAC	Frekans Cevabı Güvence Kriteri
FRF	Frekans Tepki Fonksiyonu
FFT	Hızlı Fourier Dönüşümü
MAC	Modal güvence kriteri
MACco	Modal güvence kriteri katkısı
APS	Otomatik güç spektrumu
FEM	Sonlu eleman metodu
SDOF	Tek serbestlik dereceli
SIMO	Tekil Referans Çoklu çıkış testi

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1. Sarkaç Salınımı 8
Şekil 2.2. Periyot Grafiği 9
Şekil 2.3. Frekans 9
Şekil 2.4. Sinüzoidal Titreşim 10
Şekil 2.5. Rastgele Titreşim 11
Şekil 2.6. Bir levhaya ait mod şekilleri 15
Şekil 2.7. Frekans Tepki Fonksiyonu Şeması 16
Şekil 2.8. Frekans Tepki Fonksiyonu 16
Şekil 2.9. Frekans Tepki Fonksiyonu Ölçümü 17
Şekil 2.10. Tek giriş tek çıkış test sistemi (SISO) 18
Şekil 2.11. Tek giriş çok çıkış test sistemi (SIMO) 19
Şekil 2.12. Deneysel Modal Analiz İşlem Adımları 20
Şekil 2.13. Darbe Testi Etki ve Tepki Sinyalleri 20
Şekil 2.14. Darbe Testi Çekiç Gezdirme Yöntemi 21
Şekil 2.15. Darbe Testi Çekiç Gezdirme Yöntemi Matrisi 21
Şekil 2.16. Darbe Testi İvmeölçer Gezdirme Yöntemi 22
Şekil 2.17. Darbe Testi İvmeölçer Gezdirme Yöntemi Matrisi 22
Şekil 2.18. Deneysel Ve Analatik Modal Analiz Arasındaki Avantaj ve Dez 25
Şekil 2.19. Model Güncelleme Genel Algoritması 26
Şekil 2.20. Frekans Tepki Fonksiyonu Blok Şeması 30
Şekil 2.21. Modal Güvence Kriteri (MAC) 31
Şekil 2.22. Koordinatsal Modal Güvence Kriteri(coMAC) 32
Şekil 2.23. Frekans Cevabı Güvence Kriteri (FRAC) 33
Şekil 2.24. Ortogonallik(Orthogonality OR) Üst Görünüş 33
Şekil 2.25. Ortogonallik(Orthogonality OR) İzometrik Görünüş 34
Şekil 2.26. Bar Şeklinde Sensitivity Analizi Sonuçları 35
Şekil 2.27. Matris Şeklinde Sensitivity Analizi Sonuçları 35
Şekil 2.28. Matematiksel Model Üzerinde Sensitivity Analizi Sonuçları 35
Şekil 2.29. Hassasiyet(Sensitivity)Analizinin Algoritmadaki Yeri 36
Şekil 2.30. LMS Virtual.Lab Optimizasyonu 38
Şekil 3.1. Egzoz Modeli 44
Şekil 3.2. Ön Egzoz Sonlu Eleman Ağı 45
Şekil 3.3. Orta Egzoz, Susturucu ve Arka Egzoz Sonlu Eleman Ağı 45
Şekil 3.4. Egzoz Sonlu Elemanlar Modeli 45
Şekil 3.5. Birinci Mod Şekli 8,1Hz 47
Şekil 3.6. İkinci Mod Şekli 13Hz 47
Şekil 3.7. Üçüncü Mod Şekli 18,8Hz 47
Şekil 3.8. Dördüncü Mod Şekli 20, 8Hz 48
Şekil 3.9. Beşinci Mod Şekli 26,3Hz 48
Şekil 3.10. Altıncı Mod Şekli 43,3Hz 48

Şekil 3.11. Yedinci Mod Şekli 50,0Hz 49
Şekil 3.12. Sekizinci Mod Şekli 120,6Hz 49
Şekil 3.13. Dokuzuncu Mod Şekli 129,3Hz..... 49
Şekil 3.14. Onuncu Mod Şekli 167,1Hz 50
Şekil 3.15. Virtual. Lab Pre-Test Algoritması 50
Şekil 3.16. Pre-Test Nokta Sayısı Ve Uzaklık Girdileri 50
Şekil 3.17. Dokuz Adet Nokta ile Oluşturulan Model..... 51
Şekil 3.18. Dokuz Adet Nokta ile Oluşturulan Modelin MAC Değerlendirmesi 52
Şekil 3.19. Oluşturulan 32 Noktalı Son Pre-Test Modeli 53
Şekil 3.20. Oluşturulan 32 Noktalı Son Pre-Test Modeli MAC Değerlendir 53
Şekil 3.21. LMS Test. Lab Programı İçin Oluşturulan Tel Kafes Geometri 54
Şekil 3.22. LMS Virtual.Lab Driving Point..... 54
Şekil 3.23.LMS Test.Lab ile modal test şeması..... 55
Şekil 3.24. Serbest Sınır Koşulu Oluşturacak Şekilde Deneysel Modelin Hazırl..... 56
Şekil 3.25. Test. Lab Kanal Ayarları..... 57
Şekil 3.26. Test. Lab Band Aralığı, Çözünürlük Ayarları 57
Şekil 3.27. Giriş Fonksiyonu Eşik Değeri..... 57
Şekil 3.28. Band Aralığı Kontrolü 58
Şekil 3.29. Darbe Çekici Uç Kontrolü 59
Şekil 3.30. Toplanan Frekans Tepki Fonksiyonları 59
Şekil 3.31. Üçüncü Nokta İle Birinci Nokta Arası Karşılıklık 60
Şekil 3.32. Yedinci Nokta ile Birinci Nokta Arası Karşılıklık 60
Şekil 3.33. Birinci Mod Şekli (9,9Hz) 61
Şekil 3.34. İkinci Mod Şekli (13,2Hz)..... 62
Şekil 3.35. Üçüncü Mod Şekli (24,8Hz)..... 62
Şekil 3.36. Dördüncü Mod Şekli (29,8Hz) 63
Şekil 3.37. Beşinci Mod Şekli (35,1Hz) 63
Şekil 3.38. Altıncı Mod Şekli (60,3Hz) 64
Şekil 3.39. Yedinci Mod Şekli (63,5Hz)..... 64
Şekil 3.40. Sekizinci Mod Şekli (115,4Hz) 65
Şekil 3.41. Dokuncu Mod Şekli (116,5Hz)..... 65
Şekil 3.42. Onuncu Mod Şekli (175,8Hz)..... 66
Şekil 3.43. Geometrik Korelasyon..... 67
Şekil 3.44. MAC Matrisi..... 68
Şekil 3.45. DOE Sonuçları Örneği..... 70
Şekil 3.46. Birinci Doğal Frekan İçin DOE Sonucu..... 70
Şekil 3.47. Kalınlık, Elastisite Modülü ve Yoğunluk Değişim Aralıkları 71
Şekil 3.48. Optimizasyon Problemi Hedef Gösterimi..... 72
Şekil 3.49. Gösterilen Optimizasyon Parametrelerinin Yakınsaması 72
Şekil 3.50. MAC Değeri Yükseltme Çalışması(1. Mod) 76
Şekil 3.51. MAC Değeri Yükseltme Çalışması(3.Mod) 77
Şekil 3.52.Virtual.Lab Optimizasyon 77

Şekil 4.1. Model Güncelleme İşlemi Sonucu Elde Edilen MAC Matrisi 79
Şekil 4.2.Orjinal Model ve Güncellenmiş Modele Ait MAC Matrisleri..... 80
Şekil 5.1.LMS'e Ait Egzoz Korelasyon Çalışması (2001)..... 83
Şekil 5.2.Blekinge Institute of Technology Ait Egzoz Korelasyon Çalışması 84
Şekil A.1. Geometri..... 87
Şekil A.2. Geometri dört görünüş 87
Şekil A.3. Kanal ayarları..... 87
Şekil A.4. Impact setup bandwidth 88
Şekil A.5. Impact setup windowing 88
Şekil A.6. 1-2-3 noktalara ait FRF ve COH..... 89
Şekil A.7. 1-2-3 noktalara ait FRF ve faz grafiği..... 89
Şekil A.8. 13-14-15 noktalara ait FRF ve COH grafiği 90
Şekil A.9. 13-14-15 noktalara ait FRF ve faz grafiği..... 90
Şekil A.10. Polymax (dB görünüş) 91
Şekil A.11. Polymax amplitude 91
Şekil A.12. Polymax auto modal parameter selection 91
Şekil B.1. Sarsıcı testi 92
Şekil B.2. Otobüs testleri için şasi dinamometre sistemi..... 93
Şekil B.3. NVH için şasi dinamometre sistemleri..... 93
Şekil C.1. Sarsıcı testi 94
Şekil C.2. Sinyal toplama cihazı,bilgisayar programı ve sensörler ile sarsıcı testi..... 95
Şekil C.3. Rastgele (Random) sinyal 96
Şekil C.4. Patlak rastgele (Burst Random) sinyal..... 96
Şekil C.5. Sinüs süpürme sinyali 97
Şekil C.6. Sinüs sinyali 97
Şekil C.7. Patlak sinüs sinyali..... 98
Şekil C.8. LMS Test.Lab ile modal sarsıcı işlem akışı..... 98
Şekil C.9. Sarsıcı ve montajı..... 99
Şekil C.10. Stinger ile kuvvet sensörü montajı..... 99
Şekil C.11. Sarsıcı testi serbest koşul sağlanması..... 100
Şekil C.12. Kamyon şasesi sarsıcı testi..... 100
Şekil C.13. Sarsıcı ile köprü testi..... 101
Şekil C.14. Kurulum işlemi gerçekleştirilmiş sarsıcı..... 101

ÇİZELGE DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 3.1. Sonlu Elemanlar Modal Analiz Sonuçları 46
Çizelge 3.2. Deneysel Modal Analiz Sonuçları 61
Çizelge 3.3. Sonlu Elemanlar Ve Deneysel Modal Analiz Sonuçlarının Karş 69
Çizelge 3.4.Optimizasyon Problemi Sınır Değerleri 71
Çizelge 3.5. Optimizasyon Sonucu Değişiklikler 73
Çizelge 3.6. Optimizasyon Sonucu Doğal Frekanslar Arası Yüzdelik Fark Değ……..74

1. GİRİŞ

Hesaplama, simülasyon ve yapılan çalışmaların doğrulanmasının mühendislik çalışmalarında büyük önemi vardır. Doğada karşılaşılan bütün olaylar fizik kanunları yardımıyla matematik modelleri oluşturularak anlaşılmaya çalışılır. Her olay kendine ait parametrelerden oluşan denklemler ile ifade edilebilir.

Fakat mühendislikte meydana gelen bazı olayları matematik modellerinin oluşturulup çözülmesi zor bir hal almaktadır. Bu yüzden karmaşık problemler bilinen veya daha basitleştirilebilen alt problemlere ayrılarak anlaşılır duruma getirilmeye çalışılır. Oluşturulan alt problemler çözülüp birleştirilerek ana problemin çözümü yapılmaya çalışılır. Örneğin bir mekanik sistem üzerinde çalışılırken geometrisi bilinen şekillerle sınırlandırılır ve problemin yaklaşık çözümü yapılır. Daha sonra düzeltme faktörleri ile tam çözüme yakın bir çözüm elde edilmesi amaçlanır. Bazı yapılarda ki problemlerde ise tam çözüm imkansız kabul edilebilir.

Günümüzde mühendislik çalışmalarında çok sık kullanılan Sonlu Elemanlar Yöntemi karmaşık olan problemlerin daha basit alt problemlere ayrılarak her birinin kendi içinde çözülmesi ile tam çözümün elde edildiği bir yöntem olsa da çeşitli kabul ve basitleştirmeler yapıldığı için hata miktarı mutlaka bulunmaktadır.

Pahalı deneysel yöntemler yerine sonlu elemanlar yönteminin kullanılması ile makine elemanlarının kolayca incelenebilmesi, gerekli optimizasyonların yapılması ve hem maddi hem de zaman bakımından kazanç sağlatmaktadır.

Bütün makine elemanlarında olduğu gibi otomotiv sektöründe bir aracın doğru bir şekilde tasarlanması için aracı oluşturan parçaların karakteristiklerinin belirlenmesi gerekir. Günümüzde gürültü, titreşim, dayanıklılık ve tüm bu parametreleri en uygun fiyat karşılığında alabilme müşterilerin taşıt seçiminde gösterdikleri davranıştır. Bu durum otomotiv ve otomotiv yan sanayi firmalarının pazardaki paylarını arttırabilmek için Ar-ge çalışmalarına önem vermeye götürmektedir.
Gerekli kriterleri sağlayan üretimi en uygun maliyetlerle elde edip rekabette geride kalmamak için üretici firmalar gün geçtikçe sonlu elemanlar yöntemiyle çalışmaya önem vermektedirler.

Eğer ki üretici firmalar üretilen ürünün karakteristiklerini testlerle belirleme yoluna giderlerse büyük maliyet ve zaman gerekmektedir. Her test sonucu ortaya çıkan hatayı gören mühendisler yapacakları çalışmalar sonucu ürünü iyileştirerek, kalite parametrelerine uygun ürüne ulaşmaya çalışacaklarıdır. Bu durumda da üretilecek iyileştirme yapılan ürünün testleri tekrar yapılarak iyileştirmelerin sonuçları görülecek ve belki de tekrar iyileştirme yapılarak tekrar maliyetli ve uzun zaman alan test sürecine girilecektir. Bu şekilde büyük zaman ve maddi kayıp gerçekleşecektir. Ürünün maliyetleri yüksek olacağı için bu ürünün tüketicisine de yansıyacak ve müşterinin en önemli tercih sebeplerinden olan ürünün fiyatında yükselme gerçekleşecektir.

Bu nedenle otomotiv ve otomotiv yan sanayide sonlu elemanlar yöntemi kullanımı gittikçe yaygınlaşmaktadır. Sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak tasarımı elde edilen ürün üretilmeden meydana gelebilecek problemler görülerek gerekli optimizasyonlar yapılır ve optimum ürün tasarımı elde edildikten sonra prototip üretimi yapılarak sonlu elemanlar sonuçlarının doğrulanması için gerekli testler yapılır.

Sürekli değişken yük altında çalışan yapılarda yapının titreşim karakteristiklerinin belirlenmesi gerekmektedir. Bu kapsamda karşımıza modal analiz kavramı ortaya çıkmaktadır. Modal analiz sonucu yapının doğal frekansları, bu frekanslara ait sönüm değerleri ve mod şekilleri elde edilir. Bir mühendislik sisteminde yapılacak dinamik analizlerde mutlaka, modellemenin gerçeğe en yakın durumda olması için yapının dinamik karakteristiklerini belirleyen modal analiz sonuçlarının gerçek modele en yakın bir şekilde olması gerekmektedir. Fakat sonlu elemanlarda yapılan bazı kabuller ve basitleştirmelerden dolayı gerçek modele göre bazı farklılıklar ortaya çıkmaktadır. Sonlu elemanlar ile yapılacak dinamik analizlerde gerçeğe en yakın sonuçları elde etmek için yapının dinamik karakteristiklerini oluşturan modal analiz sonuçlarının gerçek modele göre güncellenmesi gerekir.

Bu çalışmada bir binek araca ait egzoz modeline ait sonlu elemanlar modal analizleri yapıldıktan sonra, dinamik analizler için modelin gerçeğe en yakın şekilde sonlu elemanlar analizlerinin yapılması için test modal analiz sonuçlarına göre güncellenmesi gerçekleştirilecektir.

Sonlu elemanlar yöntemi ile yapılacak dinamik analizler için yapının karakteristiklerinin doğru tanımlanması gerekir. Aksi taktirde üzerinde çalışılan modelle ilgili elde edilecek sonuçların güvenirliği olmayacaktır. Bu nedenle yapının karakteristiklerini gösteren modal analiz sonuçlarına göre sonlu elemanlar modelinde bazı değişiklikler yapılması gerekecektir.

Aynı zamanda yapılarda çalışma koşullarında rezonans hiçbir zaman istenmeyen bir olaydır. Rezonansa giren egzoz, araç gürültü ve titreşim konforunu düşürdüğü gibi kendi içyapısına da zarar vermektedir. Uzun süre rezonansa maruz kalan yapılarda hasar oluşacaktır.

Yapının karakteristiklerini gösterecek olan modal analiz sonucu yapının doğal frekansları elde edilecektir. Bununla birlikte bu doğal frekanslara ait olan rezonans şekilleri ve sönümleme oranları elde edilecektir. Sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilemeyen sönümleme oranları da sonlu eleman modeline eklenip egzozun dizayn değişkenlerine göre modelin güncellenmesi sonucu gerçeğe en yakın sonlu elemanlar modeli belirlenecektir.

Yapılacak çalışmada cad datası bulunan egzoz'un sonlu elemen modeli oluşturulup sonlu elemanlar modal analizi yapılacaktır. Elde edilen modal analiz sonuçlarında ki rezonans şekillerine göre test çalışması için egzoz üzerindeki optimum noktalar Pre-Test yazılımı ile belirlenecektir. Belirlenen bu noktalara göre yapılan test sonucu Frekans cevap fonksiyonları (FRF) elde edilip Modal Analiz yazılımında bu dataların işlenmesi ve doğal frekanslar, rezonans şekilleri ve sönümleme oranları elde edilmiş olunacaktır.

Elde edilmiş olan Test ve Sonlu elemanlara ait modal analiz sonuçları karşılaştırma işlemi yapılarak aradaki farkların oranları elde edilecektir. Korelasyon analizi sonucu elde edilen bu sonuçlar 0 ile 1 arasında olmaktadır. Eğer elde edilen sonuçlar 0'a yakın ise benzerlik yoktur. Eğer ki 1'e yakın ise birbirine benzerdir. Literatür'e göre sonuçların 0,7 üzerinde olması sonlu elemanlar ve test sonuçlarının birbirine benzerliğinin problemsiz olduğu kabul edilmektedir.

Bu karşılaştırmalar yapıldıktan sonra Sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen sonuçların güncellenip benzerliklerin 1 değerine yaklaştırılması amaçlanır. Bu şekilde Test sonuçlarına göre en yakın şekilde güncellenen sonlu elemanlar sonuçları daha güvenilir bir şekilde dinamik analizler için kullanılacaktır.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Literatürde model güncelleme ile ilgili birçok çalışma bulunmaktadır. Literatüre göre model güncellemesi çalışmaları yaklaşık 30 sene öncesine dayanmaktadır. Yıllar boyunca birçok model güncelleme yöntemi ileri sürülmüştür. Yöntemler bazıları yılları içerisinde geçerliliğini yitirmiş, bazıları da ilerleme göstermiştir

Englund ve ark. (2002), egzoz sistemi üzerinden analitik ve deneysel modal analiz çalışmaları yapıp sonuçların iki yöntem içinde incelenip birbirleri ile korelasyonu çalışmasında bulunmuşlardır.

Baruch (1978), sertlik ve esneklik matrislerini düzeltmek için dolaylı güncelleme konusunda çalışmalarda bulunmuştur.

Berman ve Nagy (1983), kütle ve rijitlik matrisleri üzerinde düzeltmeler yapmak için dolaylı güncelleme konusunda çalışmalarda bulunmuşlardır.

Fu ve He (2001), analitik ve deneysel modal analiz konularında çalışmışlardır.Modal analiz sonucunda sistemin dinamik davranışlarının belirlenmesi ve sistemin dinamik davranışlarına göre sayısal model oluşturulması ve bu dinamik karakteristiklerin nasıl formülleştirileceğinden bahsetmişlerdir.

De Silva (1999), mühendislik sistemlerinde titreşim hareketlerinin modellenmesi, analizi, test edilmesi, modifikasyonu ve kontrolü gibi konularda çalışmışlardır.

Lin ve Zhu (2006), kütle ve rijitlik matrislerinin yanı sıra frekans tepki fonksiyonu (FRF) ile yapısal sistemin sönüm değerlerini belirleme ile ilgili çalışmalarda bulunmuşlardır. Orantılı olan ve orantılı olmayan sönüm sistemlerinin bulunduğu her iki durum için karmaşık güncelleme formülasyonları mevcuttur. Doğru bir şekilde güncellenen kütle, sertlik ve sönüm matrisleri sayesinde karmaşık FRF güncellemesini başardılar.

Uhl ve arkadaşları (1999), tarafından Model Güvence Kriteri (MAC Modal Assurance Criterion) helikopter sonlu eleman modelini test sonuçlarına göre güncellendi ve LMS Gateway yazılımı ile katkı analizine göre MAC matrisine referans alınarak test düğüm

noktalarının MAC matrisi üzerindeki arttırma – azaltma etkileri araştırıldı. Bu araştırmaya göre bir düğüm noktası haricinde MAC matrisi önemli derecede iyileştirilmiştir.

Göge and Link (2003), ters duyarlılık yaklaşımından yararlanmak için iki farklı model güncelleme yöntemini karşılaştırmışlardır. İlk yöntemde özdeğer ve mod şekili farklılıkları göz önüne alınmıştır. İkinci yöntemde ise özdeğer ve frekans tepki fonksiyonu (FRF) farklılıkları incelenmiştir. Her iki yöntemde de fiziksel kütle, sertlik ve geometrik parametreleri güncelleme yeteneğine sahiptir. Çünkü ikinci yöntemde rezonans ve frekans tepkisi için, rezonans pik noktaları kullanılır ve bu ek viskoz sönümleme parametrelerini güncelleme özelliğine sahiptir. Genel sonuçlara göre mod şekli ve özdeğer sonuçlarını kullanmak çeşitli çalışmalar için olumlu sonuçlar vermiştir. Ancak her iki yöntemde de çalışmanın başarılı olması için ölçülen değerlerin doğru olması gerekmektedir.

Jesus Lopez-Diez ve ark. (1999), direk model güncellemesi için sonlu eleman modelinin hata lokalizasyonu üzerine çalıştılar. Bunun haricinde Modal Güvence Kriteri (MAC) ve Modal Etkin Kütle (MEM) yöntemleri de analitik ve deneysel modları ilişkilendirmek için ortaya atılmıştır. Modal Etkin Kütle yöntemi (MEM) ile hatalı veri için yapılan güncelleme de test ve analiz arasındaki uyuşmazlık kaynaklarını belirlemek için yararlı bir yöntem olduğu görülmüştür.

Kozak (2006), master tezinde model güncellemesi tekniklerini incelemiştir ve Doğrudan ve İteratif yöntemler olmak üzere iki kategoriye ayırmıştır. Bu sınıflandırmaya göre doğrudan model güncellemesinde özgün matematiksel modelde kütle çıkarma işlemi, katılık ve sönümleme parametreleri ölçülmüş datalara göre şekillendirilir. Bununla birlikte iteratif yöntemlerde güncelleme faktörleri üzerinde değişiklikler yapılarak tek tek hesaplama yapılır.

Altunel (2009), çalışmasında havacılık sektöründe sayısal ve deneysel modal analiz yöntemleri ile çalışmıştır.Sonuçların korelasyonunu ve model güncelleme çalışmaları üzerinde çalıştığı helikopterin tümüne uygulamıştır.

Öztürk (2009), yaptığı çalışmada analitik ve deneysel mühendislik modellerinin arasındaki farklar üzerinde çalışıp matematiksel modelin, deneysel modeli iyi bir şekilde yansıtması

gerekliliği üzerinde durup küçük ölçeklenmiş bir uçak modelinde model güncelleme çalışması yapmıştır.

Şanlıtürk (2004), sinyal toplama ve veri işleme yöntemlerinden bahsetmiştir.Sensör kullanımı ile ilgili bilgiler vermiştir.Dijital sinyal işleme hakkında bilgilendirmiştir.

Schwarz (1999), deneysel modal analiz yöntemlerini anlatmış,esnek cisim ve rijit cisim olmak üzere iki tip mod şeklinden bahsetmiştir.Frekans tepki fonksiyonu(FRF) hesaplama yöntemleri hakkında çalışmalar yapmıştır.

Ewins (2000), tek ve çok serbestlik dereceli sistemler için sistem parametrelerinin sistem cevabı üzerine etkilerini incelemiş ve sistem karakteristiklerini frekans tepki fonksiyonu ile ilişkilerini göstermiştir.

Gherardi (2007), bir lokomotif modeli üzerinden sayısal model oluşturarak sistemin dinamik karakteristiklerini elde etmiş ve doğrulama amacıyla deneysel modal analiz çalışmasından bulunmuştur.Elde ettiği sonuçlarla korelasyon işlemini gerçekleştirmiştir.

Deweer ve ark. (2001), bir egzoz üzerinde model güncellemesi çalışmalarında bulunmuşlardır.Matematiksel model ile deneysel model arasındaki ilişkileri ortaya çıkarıp modellerin arasında fark oluşturan parametrelerin güncelleştirilmesi ile korelasyon ve model güncellemesi işlemini gerçekleştirmişlerdir.Çalışmalarında egzoz için 200Hz' e kadar çalışmışlardır.

2.1. Titreşim Bilgisi

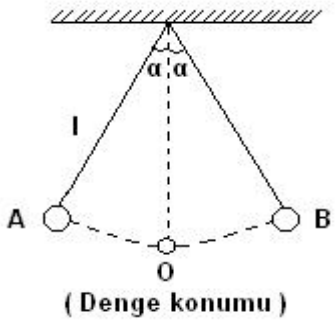
Titreşim bir denge noktası etrafındaki mekanik salınımdır. Bir yapı üzerinden titreşim ölçülebilir ve yapının gösterdiği tekrarlı harekettir. Kütle ve elastisite özelliklerine sahip bir sistemin bağıl hareket yapabildikleri ve belirtilen zaman aralığından sonra tekrarlanması durumuna titreşim denilir.

Sistemlerdeki istenmeyen titreşimler gürültüye neden olduğu gibi yapıda yorulma ve performans düşüklüğüne neden olmaktadır. Bu nedenle titreşimi engellemek yada azaltmak gerekir, fakat titreşimi engellemek mümkün değildir. Bu nedenle yapılan çalışmalarda, titreşimin yapılar üzerindeki etkisinin anlaşılması ve yapının titreşimi

izole edilerek yapısal cevapların minimize edilmesi amaç edinilmiştir. Titreşim tanımında karşımıza periyot ve frekans kavramları çıkar.

Yer değiştirme eğrisinin pozitif eğimle sıfır noktasını geçtiği an ve tekrar pozitif eğimle sıfır çizgisini geçtiği an arasındaki zaman aralığına periyot denir ve bu terim titreşim frekansını ifade eder.

Titreşim periyodu *T* ile gösterilir ve titreşim frekansı f = 1/T şeklinde ifade edilir. *T* periyodu saniye ile ölçülürse (s), *f* frekansının birimi (1/s) veya (titreşim/s) olmaktadır. Bu birim kısaca Hertz (Hz) olarak ifade edilmektedir.

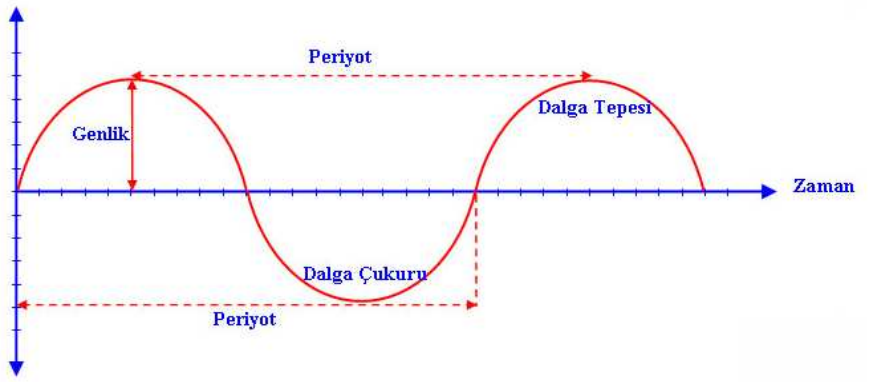


Şekil 2.1. Sarkaç salınımı

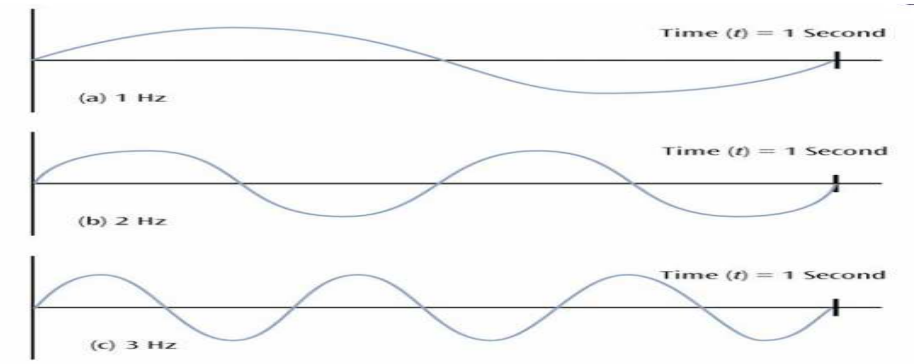
Salınım yapan bir sarkacı inceleyecek olursak, sarkacın ucunda m kütlesi ve tavana bağlanmayı sağlayan *L* uzunluğundaki ipi göz önünde tutmamız gerekir. Sistemin enerji harcayacağı bir sürtünme ortamının olmadığı kabul edilip, kütle denge konumundan uzaklaştırılıp bırakıldığında kütleye etkisi olan yerçekimi kuvvetinin etkisi ile kütle salınım hareketi yapmaya başlayacaktır ve kütle belirli bir genlikte sürtünmesiz ortam olduğu için hareketine devam edecektir. Bu hareket göz önüne alındığında tam bir salınım için geçen zamana periyot denir. Saniyedeki toplam salınım sayısına ise frekans denir. Frekans, periyodun çarpamaya göre tersi olduğu yapılan tanımdan da çıkmaktadır.

$$f = \frac{1}{T} \qquad (2.1)$$

(2.1) denkleminde f, Hz cinsinden frekansı; T, saniye cinsinden periyodu göstermektedir. Belli bir periyotta titreşen sistemlerin hareketine periyodik hareket denir. İncelediğimiz sarkacın salınım hareketi sürtünmelerin ihmal edildiğini varsaydığımız için tekrarlı ve periyodiktir. Şekil 2.2'de genlik ve periyot kavramları ile Şekil 2.3'te farklı frekanstaki sinyallerin zaman alanında ki gösterimi bulunmaktadır.



Şekil 2.2. Periyot grafiği



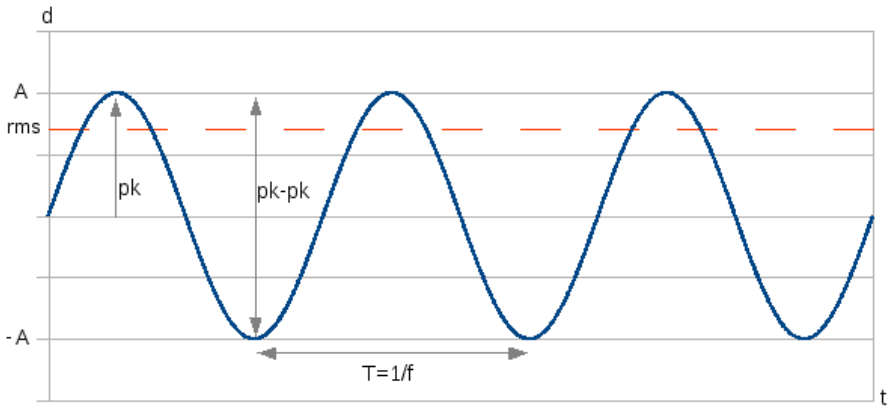
Şekil 2.3. Frekans

Genel olarak titreşimi, serbest ve zorlanmış titreşim, sinüzoidal, gelişigüzel, periyodik, aperiyodik vs. olmak üzere sınıflandırmak mümkündür. Serbest titreşim, yapının dış etkilerden arındırılarak kendi içinde barındırdığı etkiler nedeniyle oluşan salınımlara verilen isimdir. Sistem, serbest titreşim etkisi altında bir veya daha fazla doğal frekansında titreşim sergileyecektir ki bu yapının kütle ve sertlik dağılımına göre oluşturulan dinamik sistemin bir özelliğidir. Titreşim sisteminde oluşan serbest titreşimlere karşı sürtünme vesaire gibi bir direnç mevcut değilse, doğan bu titreşimler

sonsuza kadar devam ederler ve sönümsüz serbest titreşimler olarak adlandırılırlar. Fakat gerçek sistemlerde daima bir direnç mevcuttur.

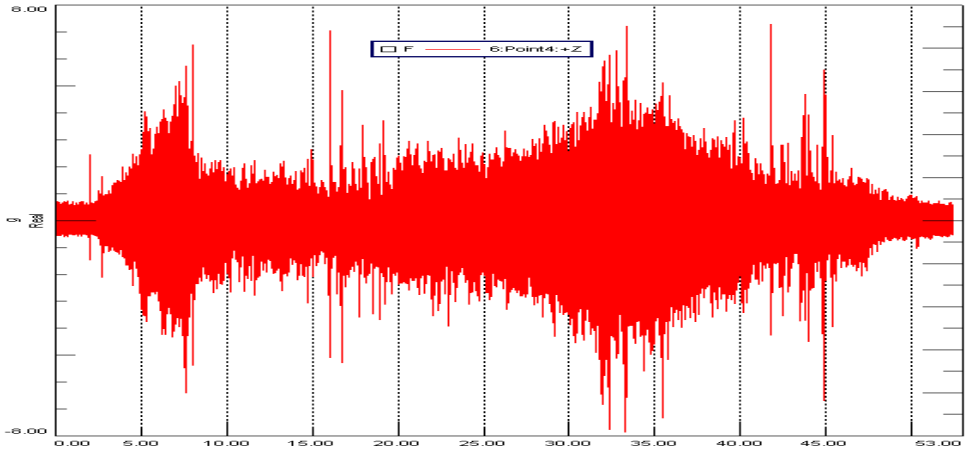
Eğer titreşim dış kuvvetler etkisi altında oluşuyorsa buna zorlanmış titreşim adı verilir. Uygulanan dış etken salınım şeklinde ise yapı uygulama frekansında titreşime zorlanacaktır. Eğer uygulama frekansı sistemin doğal frekanslarından biriyle çakışırsa rezonans şartlarından biri sağlanmış olur ve yapı tehlikeli büyük salınımlar gösterir. Bu yüzden titreşim çalışmalarında doğal frekansların hesaplanması büyük önem taşımaktadır.

Sinüzoidal titreşim, titreşimin özel bir şeklidir. Bu tip titreşimde yapı, belli bir frekansta ve belli bir değerde etkiyen kuvvet fonksiyonunca zorlanmaktadır. Sinüzoidal titreşim doğada pek görülmese de karmaşık titreşim hareketlerinin basit titreşim hareketlerine indirgenerek anlaşılmasında önemli bir mühendislik kavramı olarak karşımıza çıkmaktadır. Aşağıda ki Şekil 2.4'te görüldüğü gibi yapının herhangi bir noktasının hareketi zamana bağlı olarak değişen sinüzoidal bir fonksiyon şeklinde ifade edilebilir.



Şekil 2.4. Sinüzoidal titreşim

Rastgele titreşim ise birçok etkenin bir araya gelerek oluşturduğu etkidir. Örneğin araç kullanırken hissettiğimiz titreşim, yol yüzeyindeki pürüzlülük, motor titreşimi vb. etkilerin kombinasyonu olarak karşımıza çıkmaktadır. Şekil 2.5'te bu tip bir titreşime örnek verilmiştir.



Şekil 2.5. Rastgele titreşim

2.2. Modal Analiz

Deneysel modal analiz, 1970'lerde dijital FFT (Fast Fourier Transform) analiz cihazlarının gelişmesiyle önem kazanmaya başlamıştır. Günümüzde amaç makine tasarımında, havacılık ve sivil araçlarda, hedeflenen daha hafif, daha esnek ve yeterince dayanıklı yapıların imal edilmesidir.

Sonlu elemanlar analizi gibi bilgisayar modelleme teknikleri, mühendislere tasarım esnasında dinamik özellikleri incelemek üretim ve üretim sonucu çıkacak sorunları önceden kestirilmesini ve önlem alınmasını sağlamaktadır. En önemli dinamik sonlu elemanlar analizi Modal Analiz'dir. Bilgisayarla modelleme tam olarak yapıların dinamik davranışlarını tanımlayamamaktadır, çünkü klasik modelleme teknikleri yapıların sönümleme ve lineer olmama gibi önemli özelliklerini tanımlamaya izin vermemektedir. Önemli bir özellik de deneysel tekniklerle bulunan yapısal özellikler sayesinde bu eksiklerin tamamlanabilmesidir. Bu aşamaya da Fourier dönüşümü analizi ile gelinmiştir.

Modal analiz, bir sistemin içinde barındırdığı dinamik karakteristiklerini, doğal frekanslar, sönümleme faktörleri ve mod şekilleri formunda tanımlayan ve bunları sistemin dinamik davranışlarını tanımlamak amaçlı matematik modelin oluşturulmasında kullanan bir yöntemdir. Oluşturulan matematik modele sistemin modal modeli ve sistemin karakteristik bilgileri de modal data olarak adlandırılır. Bir yapının dinamikleri fiziksel anlamda frekans ve konumuyla gösterilebilir. Modal analiz,

lineer olarak zamanla değişim göstermeyen sistemin titreşim cevabına dayanarak, titreşim doğal modları adı verilen basit harmonik hareketlerin lineer kombinasyonu şeklinde ifade edilebilir. Bu kavram karmaşık bir dalga yapısını ifade ederken, sinüs ve kosinüs dalgalarının Fourier kombinasyonunun kullanılmasına benzer. Titreşim doğal modları, dinamik sistemin tabiatında var olan özelliğidir ve tamamen onun fiziksel özellikleri (kütle, sertlik ve sönüm) ile tanımlanır. Yapının her bir modu, onun modal parametreleri ile ifade edilir; doğal frekansı, modal (şekile ait) sönümleme faktörü ve mod şekli olarak bilinen karakteristik şekil değiştirme modeli.

Modal analiz tüm teorik ve deneysel teknikleri kapsamaktadır. Bir dinamik sistemin teorik modal analizi onun kütle, sertlik (rijitlik) ve sönüm özelliklerine bağlıdır. Bu özellikler kısmi diferansiyel denklem formunda yazılabilir. Örnek olarak, düzgün titreşen telin dalga denklemi onun kütle yayılımı ve elastik özelliklerine göre oluşturulabilir ve bu denklemin çözümü ile telin doğal frekansı, mod şekli ile zorlanmış titreşim cevabı bulunabilir. Bununla beraber gerçek fiziksel modeller kütle, serlik ve sönüm matrisleriyle ifade edilebilir. Bu matrisler hareketin normal diferansiyel denklemi içinde birleştirilir. Lineer dinamik sistemin süper pozisyon prensibi ile bu denklemleri öz değer (eigenvalue) problemlerine dönüştürebiliriz. Bu problemin çözümü de sistemin modal verilerini elde etmemizi sağlar. Modern sonlu elemanlar analizi tekniği, lineer dinamik sistemlerin ayrıştırılmasında ve çözümünde kullanılan oldukça gelişmiş bir yöntemdir. Diğer yandan veri toplama ve işleme konularındaki son yıllarda atılan adımlarla deneysel analizlerde büyük kolaylık sağlanmıştır ki buna modal test adı verilir.

Modal test, titreşen sistemlerin modal modelinin çıkarılmasında kullanılan bir deneysel yöntemdir. Teorik olarak bu teknik, bir bölgedeki titreşim cevabı ile aynı yada farklı bölgedeki frekansa bağlı fonksiyon şeklinde tanımlı etki değeri arasındaki ilişkiye bağlıdır. Bu ilişki genelde karmaşık matematiksel fonksiyon şeklinde olup, frekans cevap fonksiyonu (Frequency Response Function) olarak adlandırılır ve kısaca FRF olarak gösterilir. Farklı etki ve cevap noktaları arası toplanan FRF'ler, sistemin FRF matrisi içerisinde toplanabilir. Bu matris simetrik olup sistemin yapısal karşılığını vermektedir. Modal test uygulaması, yapının darbe cevaplarını yada FRF ölçümlerini

içerir. Kısaca bir yapının verilen bir frekans aralığında dinamik davranışları, bir seri titreşim modları ile modellenebilir.Her bir modu tanımlayan parametreleri :

- Doğal frekans yada rezonans frekansı,
- Sönümleme (Modal Damping),
- Mod şekli.

olarak belirtmiştik.

Tüm bu sıralanan parametreler, modal parametreler olarak tanımlanır. Yapının modellenmesinde modal parametrelerin kullanılmasıyla, rezonans modları nedeniyle oluşan titreşim problemleri açıklanabilir ve anlaşılabilir.

Modal parametreler, modelin tanımlanması için gerekli olan referans ve ölçüm noktaları arasında ölçülmüş frekans cevap fonksiyonlarından (FRF) elde edilebilir. Bu yöntem deneysel modal analizde kullanılır. Bir yapıdaki noktaların konumu ve doğrultusu serbestlik derecesi (DOF) olarak isimlendirilir. Rezonans frekansı ve sönüm değeri yapıdan alınan FRF ölçümüyle tespit edilebilir ancak burada dikkat edilmesi gereken, seçilen ölçüm ve cevap noktasının, yapının mod şeklinin sıfır olmadığı noktalar (düğüm noktaları) olmasıdır. Bu nedenlerle mod şekillerinin doğru bir şekilde buluna bilmesi ve yapının dinamik özelliklerinin doğru bir şekilde elde edilebilmesi için yapı üzerinde yeterli ve uygun sayıda DOF seçilmelidir. Ölçülen FRF'lerden modal parametrelerin çıkarılması işlemi değişik matematiksel eğri uydurma işlemleriyle yapılır.

Yukarıda da bahsedildiği gibi modal analiz, deneysel ve analitik olmak üzere iki şekilde yapılmaktadır. Günümüzde, daha doğru ve hızlı sonuçların elde edilebilmesi açısından artık bu iki yöntem eş zamanlı olarak gerçekleştirilmektedir. Deneysel modal analiz doğru sonuçlar vermesine karşın, analizin doğru bir şekilde gerçekleştirilebilmesi için seçilecek sensör yerleştirme noktaları yapılan analitik modal analiz ile çok daha kolay görülebilmektedir. Analitik modal analizde, bilgisayar destekli sonlu elemanlar yöntemi kullanılması, yapısal modelin doğru bir şekilde tanımlanmasını gerektirir. İşte bu doğrulama deneysel modal analiz ile gerçekleştirilir. Böylece, elde edilen doğrulanmış sonlu elemanlar modelinin ileriki analizlerde de kullanılması ile uzun prototip işlemlerinden ve dolayısıyla da zaman ve maliyet açısından büyük kazançlar elde edilir.

2.2.1. Deneysel modal analiz

Modlar, rezonans halindeki titreşimlerin kolay ve etkili olarak karakterize edilmesinde kullanılır. Yapıların çoğu rezonansa zorlanabilir. Bu nedenle yapı, uygun koşullarda yüksek genlikle ve uzun bir süre boyunca salınımlı hareket yapabilir.

Rezonans titreşimleri yapının ataleti ve elastiki özelliklerinin etkileşimi ile oluşur. Rezonans titreşimi genellikle yapıda ya da çalışan yapıda en az bir ya da daha çok titreşimle ilgili problemin ortaya çıkması ile oluşur.

Yapısal titreşim problemlerinin anlaşılması için yapıdaki rezonans tanımlanmalı ve ölçülmelidir. Bunu gerçekleştirmenin en yaygın yolu da yapının modal parametrelerinin tanımlanmasıdır. Modal parametreler ölçülen değerlerden elde edilir. Modal parametreler ölçülen verilerden tespit edilir. Deneysel modal analiz de, dinamik modeli tanımlamak için kullanılan noktalar arasındaki frekans cevap fonksiyon'larını (FRF) ölçmek gereklidir. FRF'leri toplarken dijital sinyal işleme (DSP) ile ilgili pek çok konuya dikkat edilmesi gerekir. Yapılacak ölçümler için değişik sistem tahrik yöntemleri kullanılabilir hammer (darbe çekici) yada shaker(sarsıcı). Modal parametreler, ölçülen FRF'lerden eğri uydurma yöntemleri ile elde edilir.

Deneysel modal analizin amacı, incelenen sistemin modal parametrelerinin yani doğal frekanslarının, sönümlenme (damping) katsayılarının ve mod şekillerinin (mode shape) çıkartılmasıdır. Elde edilen bu modal parametreler, sistemin davranışını tanımlar.

Modal analiz yoluyla cisimlerin fiziksel yapılarının titreşim karakteristiklerinin irdelenmesi sonucunda bulunan değişik frekanslardaki davranış biçimlerine sistemin modlarıdır.

Modlar, yapının doğasından olan özellikleridir. Modlar;kütle, katılık ve sönümleme gibi malzeme özellikleri ve yapının sınır şartlarından elde edilir. Her mod, doğar frekans, modal sönüm ve bir mod şekli ile tanımlanır. Eğer yapnın malzeme özellikleri veya sınır şartları değişirse modlarıda değişir. Örneğin bir yapıya kütle eklenirse, modların değişmesi nedeniyle yapı, değişik şekilde titreşim karakteristiği gösterecektir.

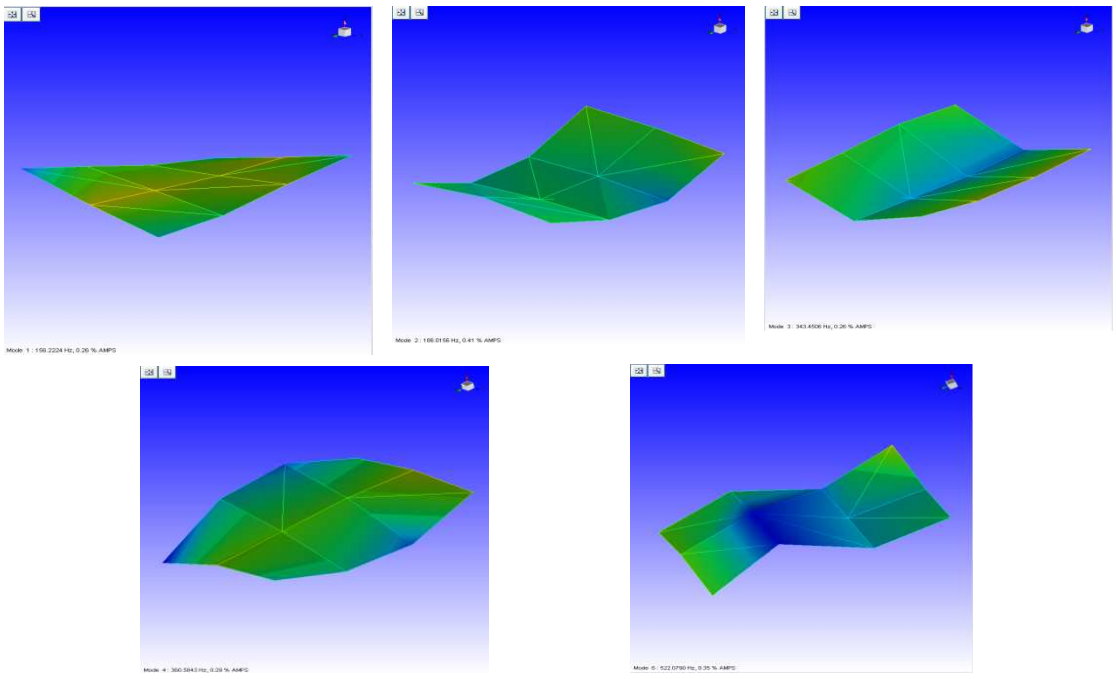
Modun doğal frekansı civarında yapı veya makine tahrik alırsa, o moda ait titreşim şekline benzemeye çalışacaktır.

Modlar, katı cisim (rigid body) ve esnek cisim (flexible body) modları olmak üzere 2'ye ayrılır. Bütün yapılar, üç ilerleme ve üç dönme olmak üzere en fazla altı adet katı cisim moduna sahiptir.

Yapıların modal hareketlerini aşağıdaki gibi sıralayabiliriz.

- Katı hal (Rigid Body Motion) modu
- Öteleme
- Dönme
- Bükülme elastik modu
- Burulma elastik modu
- Karışık bükülme ve burulma elastik modları

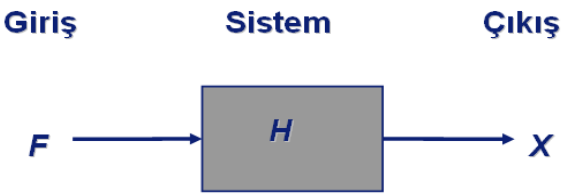
Birçok titreşim probleminde bir ya da daha fazla esnek cisim modunun yaptığı uyarı, problemin temel sebebidir. Şekil 2.6'da bir levhaya ait bazı temel düşük frekans modları görülmektedir. Daha yüksek frekanslarda mod şekilleri görüntü olarak daha karmaşıklaşır.



Şekil 2.6. Bir levhaya ait mod şekilleri

Frekans tepki fonksiyonu (FRF), mekanik yapının kendine özgü dinamik özelliklerini ayıran bir temel ölçüdür. Frekans, sönüm ve mod şekli gibi deneysel modal parametreler de FRF ölçümleriyle elde edilir. Frekans tepki fonksiyonu, yapının iki noktası arasındaki giriş-çıkış ilişkisini, frekans fonksiyonu olarak tanımlar.

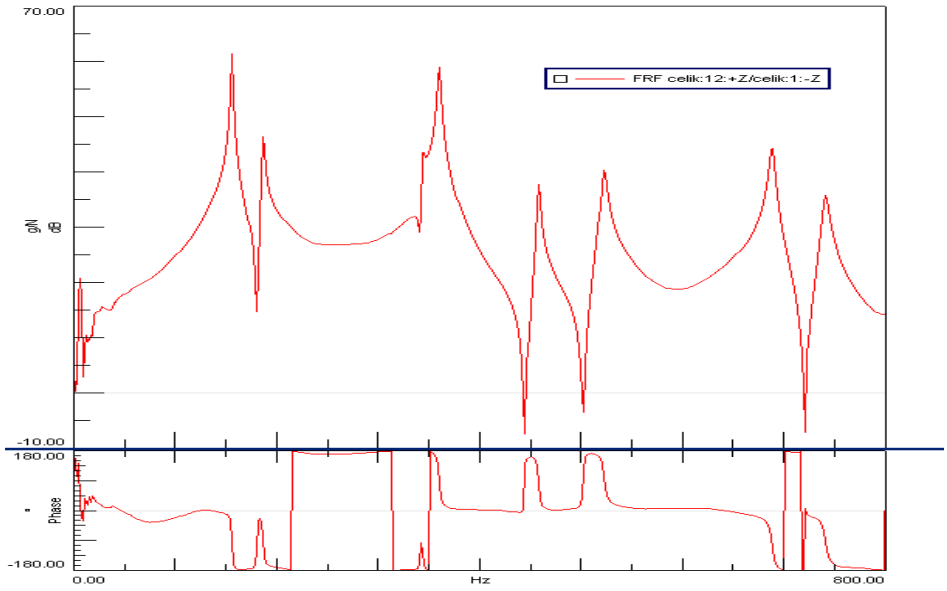
FRF, yapının giriş serbestlik derecesindeki her uyarı kuvvetine, çıkış serbestlik derecesinde ne kadar yer değiştirme, hız ve ivme tepkisi verdiğinin ölçümüdür. Şekil 2.7'de FRF ölçümününe ait blok diyagram ve Şekil 2.8'de ölçülmüş FRF grafiği yer almaktadır.



$$X(\omega) = H(\omega)F(\omega)$$

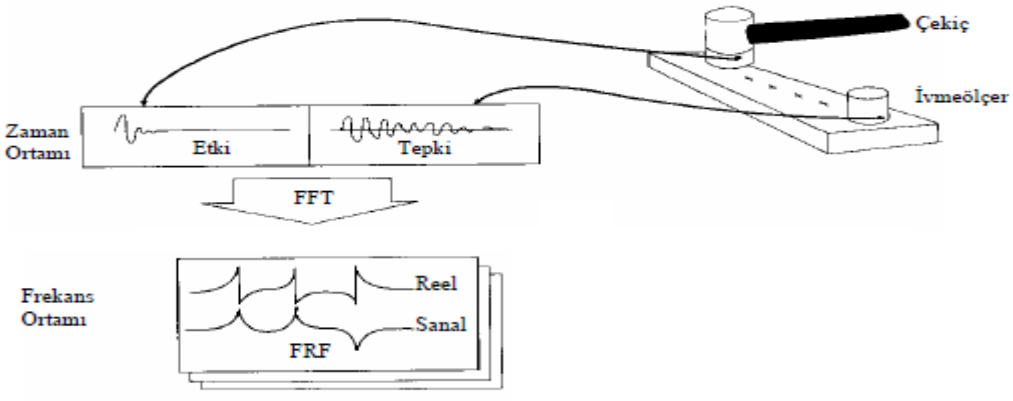
$$H(\omega) = [-\omega^2 M + j\omega C + K]^{-1}$$

Şekil 2.7. Frekans tepki fonksiyonu şeması



Şekil 2.8. Frekans tepki fonksiyonu

Gerçek sürekli yapılar, sonsuz sayıda serbestlik derecesine ve yine sonsuz sayıda moda sahiptirler. Bir gerçek yapı, burada yapıldığı gibi birçok serbestlik derecesinde uzaysal olarak örneklenebilir.



Şekil 2.9. Frekans tepki fonksiyonu ölçümü (Bayraktar 2005)

Bir yapı üzerinden belirlenen altküme olarak nitelendirilen noktalardan ölçüm alınarak FRF'ler elde edilir. Daha fazla noktadan ölçüm alarak yapının üzerinde daha çok örnekleme yapılarak daha fazla mod şekli hesaplanabilir.

Şekil 2.9'da görüldüğü gibi yapıya uygulanan etki (impact) çekicinin başlığına yerleştirilen bir kuvvet ölçerle zaman ortamında ölçülür.

Uygulanan bu kuvvet altında, yapı sınır koşullarına ve malzeme özelliklerine bağlı olarak bir titreşim hareketi yapar. Yapının bu etkiye gösterdiği tepki (response) ise yapıya bağlanan ivmeölçerle yine zaman ortamında ölçülür.

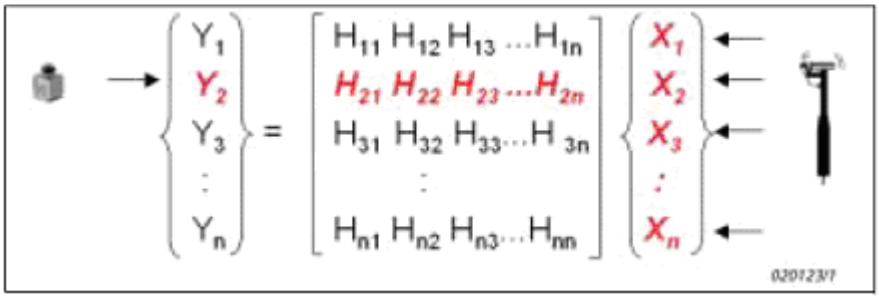
FRF, çıkış sinyalinin giriş sinyaline Fourier Transformlarının oranı olarak tanımlanmaktadır. Fakat gelişmiş FFT analiz cihazlarıyla değişik şekillerde FRF kolayca hesaplanabilmektedir.

2.2.2. Modal test

Modal test, test yapısı bir çekiç veya sarsıcı (shaker) yardımı ile yapay olarak uyarılır. Çok kanallı FFT analiz cihazları, test yapısının giriş ve çıkışı arasında FRF ölçümü için kullanılır.

Modal test yapabilmek için FRF matrisinin en az bir satır ve bir sutun içermesi gerekmektedir. Modal frekans ve sönüm, yapının evrensel özelliklerindendir ve FRF matrisinin birinden ya da hepsinden ve FRF'in satır ya da sütunlarından hesaplanabilirler.

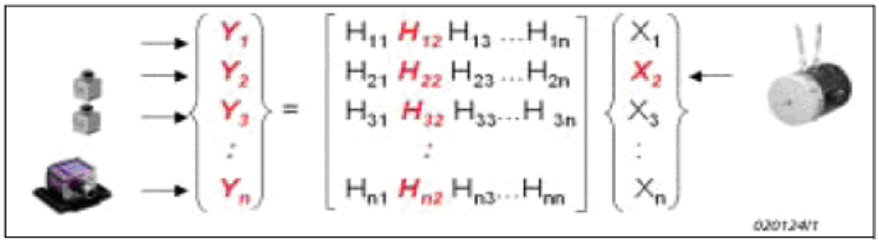
Bir çok ölçüm durumunda, FRF ölçüm datası sadece tek bir referans DOF ile yapılabilir. Örneğin, Modal modeli çıkarmak için [H]'ın gerekli ve yeterli bilgileri içeren tek bir sütun yada satırı kullanılabilir. Burada düşünülen, seçilen referans DOF'un tüm mod bilgilerini içeriyor olmasıdır. Diğer bir deyişle seçilen noktanın tüm modlar için düğüm noktası olmamasıdır. Uygun bir referans DOF'un bulunabilmesi için, bazı ön testlerin yapılmış olması gereklidir. Eğer bir sonlu elemanlar modeli (FEM) var ise bunun kullanılması uygun olacaktır. Bu yönteme Gezen (Roving) Hammer testi denir ve sadece bir cevap (çıkış) noktası yeterlidir. Yani tek bir ivme ölçerin pozisyonunun (yeri ve doğrultusu) bilinmesi yeterlidir. Bu olay aşağıdaki şekilde de görüldüğü gibi tek giriş ve tek çıkış (SISO) testine örnek verilir.



Şekil 2.10. Tek giriş tek çıkış test sistemi (SISO)

Yukarıdaki şekilden de görülebileceği gibi Hammer model üzerinde seçilen noktalar üzerinde dolaştırılarak farklı noktalardan model uyarılmakta ve belirlenen tek çıkış noktasındaki ivme ölçerden her bir uyarı için FRF'ler hesaplatılmakta ve bunların vektörel toplamı ile toplam cevap elde edilmektedir.

Sabit shaker testinde ise tek bir uygulama noktası yani tek bir shaker pozisyonunun bilinmesi yeterlidir. Burada farklı noktalardan cevaplar ölçülür. Tek giriş çok çıkış (SIMO) testine örnektir.



Şekil 2.11. Tek giriş çok çıkış test sistemi (SIMO)

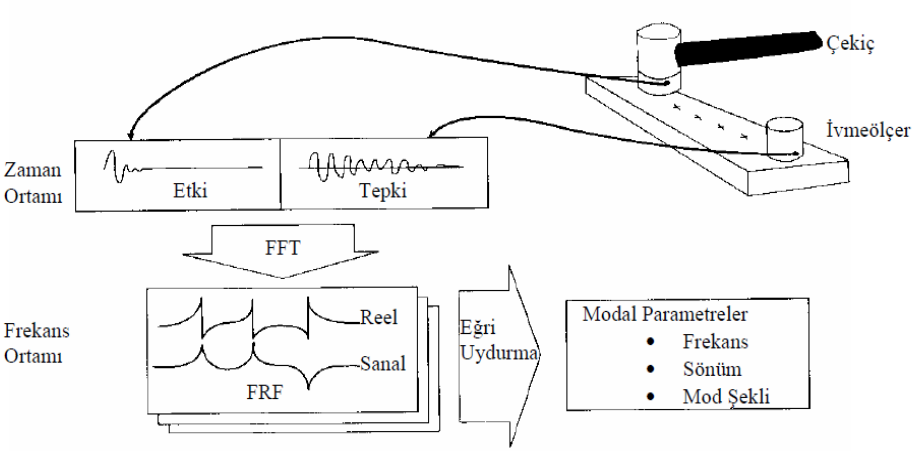
İki yada daha fazla sabitlenmiş giriş kullanılırsa ve her giriş ile bir çok cevap noktası arasında FRF'ler ölçülür ise buradan FRF matrisi çarpım sütunlarından FRF'ler elde edilir. Bu tip testlere de çoklu giriş çoklu çıkış testi (MIMO)adı verilir.

Bu yöntemde girişler referanstır. Benzer şekilde iki ya da daha fazla sabitlenmiş çıkış kullanılırsa ve FRF'ler her çıkışla çoklu girişler arasında hesaplanırsa buna da çoklu referans testi denir ve çıkışlar referanstır.

Çoklu referans testi aşağıdaki sebeplerden dolayı yapılır:
-Yapı tek referanstan yeteri kadar uyarılamıyorsa
-İlgilenilen bütün modlar bir referanstan uygulanamıyorsa
-Yapı tekrarlı köklere sahipse, modlar çok yakınsa bunları tanımlamak için birden fazla referans gerekir.

Çıkış noktası sabitlenirse ve FRF'ler çok sayıda giriş için ölçüldüğü durumlarda kullanılan yöntemdir. FRF matrisinin ölçüm elementlerinin tek satırdan elde edilmesi için uygundur. Yöntem çekiç darbe testi olarakda isimlendirilir.

FFT analiz cihazları ile FRF ölçümlerinin hesaplanabilmesi ile 1970'li yıllarda darbe testi gelişti. Günümüzde en çok kullanılan modal test yöntemi halini aldı. Darbe testi yapıların modlarını bulmanın hızlı ve ucuz bir yoludur.



Şekil 2.12. Deneysel modal analiz işlem adımları (Bayraktar 2005)

Darbe testleri için;

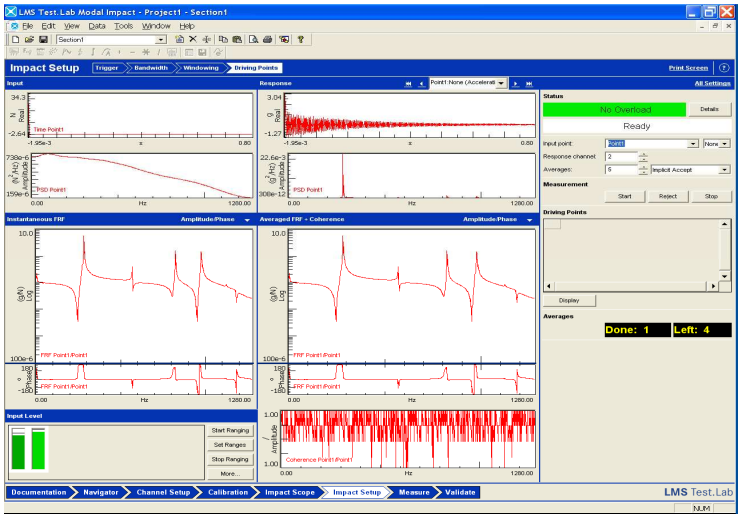
1.Giriş kuvvetini ölçmek için ucuna yük hücresi(load cell) entegre edilmiş darbe çekici

2.Giriş kuvvetine karşı yapının göstereceği tepkiyi ölçmek için ivmeölçer

3.FRF'leri ölçmek için FFT analiz cihazı.

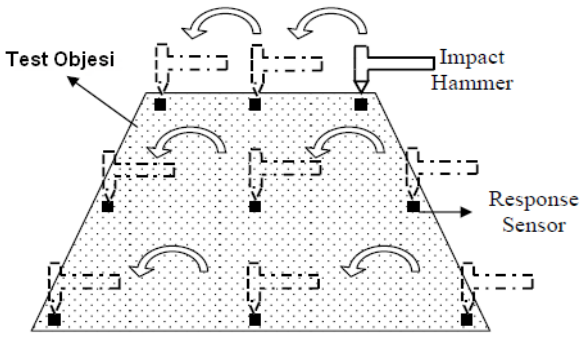
4.Modal parametreleri tanımlamak ve mod şekillerini görmek için dataların işlenmesini (post processing) sağlayan modal yazılım.

Yapıların büyük bir kısmında darbe testi yöntemi kullanılabilir. Yapıların büyüklüğüne göre yapıyı tetiklemek için gerekli kuvvetin oluşturulmasında farklı boyutlarda darbe çekiçleri gerekir.

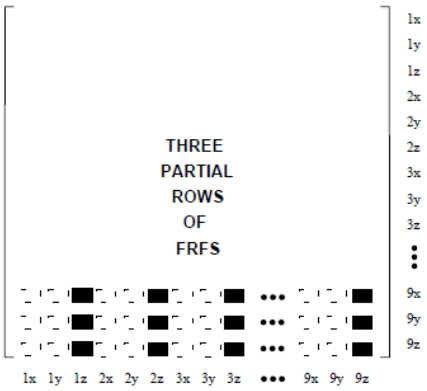


Şekil 2.13. Darbe testi etki ve tepki Sinyalleri

Çekiç gezdirme yöntemi, darbe testinin en çok kullanılan tipidir. Bu testte ivmeölçer tek serbestlik dereceli bir yere sabitlenir ve yapı birçok noktadan mod şekillerini elde etmek için darbeye maruz bırakılır. Çekiç gezdirme yöntemi şekil 2.14'de görülmektedir.



Şekil 2.14. Darbe testi çekiç gezdirme yöntemi

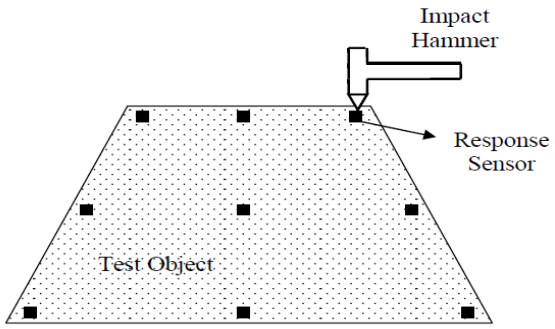


Şekil 2.15. Darbe testi çekiç gezdirme yöntemi matrisi

9 noktasına 3 eksenli ivme ölçeri yerleştirelim ve 1 noktasına z yönünde vurduğumuzda cevap 9x, 9y, 9z de elde edilir. Bu nedenle FRF 9x/1z, 9y/1z, 9z/1z olarak ölçülmüş olur.Bu ölçümleri irdeleyerek. FRF matrisine daha yakından bakılacak olunursa, matrisin üç farklı sırasının sadece parçalarını ölçtüğümüzü görürüz. Fakat bütün parça tanımlarında sadece z yönündeki karakteristik bilgileri görülür. Eğer sadece z yönünde bir hareket varsa bu iyidir, fakat eğer sistemin başka bir yönde tahriki sonucu z yönünde hareket varsa bu karakteristikleri elde edilemez.

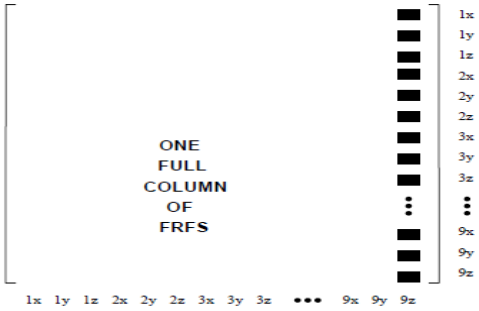
Çekiç gezdirmenin dezavantajı, yapı üzerindeki bütün noktaların üç önde darbeye maruz bırakmamasıdır. Bu sebepten her noktadan üç boyutlu hareket ölçülemez. Üç

boyutlu harekette her test noktasının mod şekillerinin sonuçlanması istendiğinde ivmeölçer gezdirme yöntemi kullanılır. Bu testte yapıya sabit bir noktadan bir serbestlik derecesinde çekiç ile darbe uygulanarak tetiklenme işlemi gerçekleştirilir. Şekil 2.15'de oluşan matris görülmektedir.



Şekil 2.16. Darbe testi ivmeölçer gezdirme yöntemi

Şekil 2.16'da görüldüğü gibi sadece 9 noktasına vuruş yapılıyor, ivmeölçer her vuruş için 9 noktada dolaştırılıyor. 9 noktasına z yönünde vuruş yaptığımızda 1x, 1y, 1z de cevap ölçülüyor. Bu nedenle FRF 1x/9z, 1y/9z, 1z/9z olarak ölçülür. 2. sinde de benzer şekilde ölçüm yapılır. Matrisi yakında inceleyecek olursak sadece bir sütunda tam FRF ölçümü olduğunu görürüz. Burada sistemin bütün noktalarının cevabını tanımlayabilmek için gerekli FRF ler elde etmiş olunur.Şekil 2.17'de oluşan matris görülmektedir.



Şekil 2.17. Darbe testi ivmeölçer gezdirme yöntemi matrisi

Darbe testlerin de güvenilir ve doğru sonuçlar elde etmek için bazı noktalara dikkat edilmesi gerekmektedir.

-Ön Trigger Gecikmesi(Pre-Trigger Delay)

-Kuvvet ve Eksponansiyel Pencere kullanımı

-Ölçülen FRF'in kabul edilmesi veya rededilmesi
-Coherance(COH) fonksiyonlarının analiz edilmesi
gibi dikkat edilmesi gerekilen konular bulunmaktadır.

FFT analiz cihazı tetikleme noktası oluşmadan önce veri örneklemeye başlamalıdır. Bu tetikleme noktası oluşmadan önce veri örneklenmeye başlamalıdır. Bu tetikleme noktası etkinin çok küçük bir değerine göre ayarlanır.

Darbe testlerinde en yaygın kullanılan pencereme tiplerinden ikisi kuvvet ve eksponansiyel pencerelerdir. Bu pencereler sinyal örneklendikten sonra, fakat sinyal işlenmeden devreye sokulur.

Kuvvet penceresi, impuls (kuvvet) sinyalindeki gürültüyü ortadan kaldırmak için kullanılır. Örnekleme penceresinin çok küçük bir kısmında sıfır olmayan, zaman periyodu penceresinin geri kalan kısmında sıfır olan impuls sinyali ideal kabul edilir. Örnekleme penceresinin impuls sinyalini takip eden ve değeri sıfır olmayan veriler, ölçüm gürültüsü olarak kabul edilir. Kuvvet penceresi impulsun çevresindeki örneklemeleri korur ve kuvvet sinyalindeki diğer bütün örneklemelerin gürültülerini sıfırlayarak ortadan kaldırır.

Eksponansiyel pencere ise, impuls tepki sinyaline uygulanır ve tepki spektrumundaki kaçağı azaltmak için kullanılır.

Spektrum analiz cihazlarında veri zaman sinyali olarak bloklar halinde hafızada saklanır ve oradan alınıp işlenir. Ancak bu bloklar birbiri ile senkron içinde olmadığı için verinin başladığı ve bittiği noktalarda kesintiler meydana gelir. Bu kesinti noktaları frekans düzlemine çevrilirse, frekans spektrumunda aslında olmayan matematiksel olarak üretilen pik değerler ortaya çıkar. Bu piklere kaçak (leakage) denir.

FFT' de dönüştürülecek sinyalin, dönüşüm penceresinde periyodik olduğu kabul edilir. Dönüşüm penceresi, FFT analiz cihazı tarafından kullanılan verinin örneklemeleridir. Eğer dönüşüm penceresinin dışında tekrarlanmışsa, sinyalin dönüşüm penceresinde periyodik olabilmesi için, dalga formunun baştan sonra kadar süreksizlik içermemesi gerekir. Dönüşüm penceresinde daima periyodik olan sinyaller ise,

1. Dönüşüm penceresinin tamamen içindeki sinyaller,
2. Dönüşüm penceresinin içinde bir tam sayı çevrim yapan, periyodik sinyallerdir.

Zaman sinyali frekans düzlemine dönüştürüldüğünde dönüşüm penceresinde periyodik değilse, spektrum lekelenmesi ortaya çıkar. Buna kaçak denir. Kaçak spektrumlarda sapmalara yol açar ve hatalı dağılım haline getirir. Örnekleme penceresinin bitiminden önce darbe testi tepki sinyali sıfıra kayarsa kaçak olmaz ve ekstra pencereye gerek kalmaz. Diğer yandan tepki sinyali, örnekleme bitiminden önce sıfıra kaymaz ise tepki spektrumundaki kaçak etkileri azaltmak için eksponansiyel pencere kullanılması gerekir. Eksponansiyel pencere, yapının bütün modlarına yapay sönüm ekler. Bu yapay sönüm eğri uydurma işleminden sonra çıkarılabilir. Düzgün bir şekilde uygulanan eksponansiyel pencere,, impuls tepkisinin, dönüşüm penceresinin tamamen içinde kalmasına neden olur ve bu şekilde kaçak minimum seviyeye indirilir. Kaçak önleme işlemi titreşim spektrum analiz cihazları tarafından otomatik olarak yapılmaktadır.

Darbe testlerinde tam doğru sonuçlar elde edebilmek için, testi yapan kişinin tecrübeli ve bu konuda yetenekli olması gerekir. FRF ölçümleri, ortalama spektrum alınarak yapılmaktadır. FRF'ler üç ile beş arasında darbe vurularak ölçülmektedir. Elde edilen FRF seçime göre üç ile beş darbe sonucu çıkan FRF'lerin ortalamaları alınarak elde edilmektedir.

Ölçüm esnasında bu ortalamayı oluşturan bazı vuruşlar sağlıksız olabilmektedir. Bu nedenle kişinin tecrübesine dayanarak vuruşu kabul etme ve reddetme seçimi yapılması gerekmektedir.

Bu ortalamayı oluşturan vuruşlar arasındaki ilişkiyi de ortaya çıkaran Coherance (COH) fonksiyonudur. Bu fonksiyon ile vuruşlar arasındaki benzerlik ortaya çıkmaktadır. Ideak bir test için coherance grafiği 1 değerinde olmalıdır.

Giriş noktası sabitlenirse ve FRF'ler çok sayıda çıkış için ölçülürse, FRF matrisinin ölçüm elementlerinin tek sütunda edilmesi için uygundur.

2.2.3. Analitik modal analiz

Sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak elde edilen hareket diferansiyel denklemlerinin çözümüne dayanır. Denklem çözümlerinden frekanslar ve mod şekilleri elde edilir. Çözüm matematiksel olduğu için prototip üretimine geçmeden yapılabilir. Analitik modal analizinde sonlu elemanlar modelinin oluşturulması için geometri, malzeme bilgisi ve sınır şartlarının bilinmesi yeterlidir. Bu sebeple analitik modal analizde numune gereksinimi olmadığından tasarım geliştirme evresinin erken safhalarında da kullanılabilir. Burada elde edilen sonlu elemanlar modeli, yapının karakteristiklerini belirlemede yeterlidir.

2.2.4. Analitik ve deneysel modal analiz yöntemlerinin karşılaştırılması:

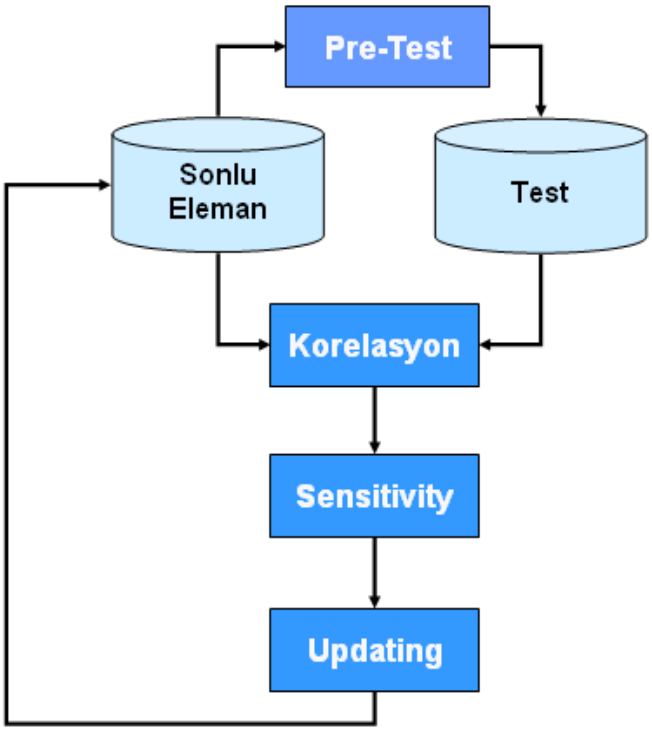
	AVANTAJLAR	DEZAVANTAJLAR
DENEYSEL MODAL ANALİZ	>Modal karakteristik gerçek ölçümlere dayanılarak elde edilir. >Sönümleme değeri bulunabilir.	>Spesifik donanımlara ihtiyaç vardır. >Gerçek sınır koşullarının simülasyonu zordur.
ANALİTİK MODAL ANALİZ	>Çözüm matematiksel olduğu için prototip üretimine geçmeden yapılabilir. >Matematiksel model üzerinde kolayca değişiklikler yapılıp değişik durumlar için oluşturulan senaryolar çözümlenebilir.	>Model varsayımları kaçınılmazdır. >Model oluşturulması zaman alıcıdır. >Modeller hatalı olabilir. >Bağlantıları modellemek oldukça zordur. >Bileşenler arasındaki etkileşimi tahmin etmek güçtür. >Sönümleme genellikle ihmal edilir.

Şekil 2.18. Deneysel ve analitik modal analiz arasındaki avantaj ve dezavantajlar

Deneysel ve analitik modal analiz sonuçları kullanılarak, gerçeğe yakın Modal Model elde edebilmek için aşağıda verilen algoritma kullanılabilir.

2.3. Model Güncelleme ve Korelasyon

Sayısal analiz teknikleri, bilgisayar teknolojisinin ilerlemesi ile sanayide ki birçok uygulamada kullanılmaya başlandı. Bu alanda en fazla kullanılan yöntemlerden biri de Sonlu Elemanlar Yöntemidir. Yıllar içinde gelişen bu yöntem havacılık, otomotiv, gemi inşa ve inşaat mühendisliği gibi pek çok mühendislik alanında kullanılmaktadır. Kanıtlanmış çalışmalar ile çok zor ve kompleks yöntemler için yaklaşık çözümler elde edilir. Bu yaklaşımları gerçek yapı özelliklerine yakın hale getirmek için, sonlu eleman sonuçları deneysel sonuçlara göre revize edilmiştir. Bu revizyon işlemine model güncellemesi adı verilir. Şekil 2.19'da genel model güncelleme ve korelasyon iş akışı verilmiştir.



Şekil 2.19. Model güncelleme genel algoritması

Yıllar boyunca gelişen bazı model güncelleme teknikleri vardır.

- Sayısal Tekniklerle Model Güncelleme
- Doğrudan Yöntem
- İteratif Yöntem
- Giriş Verilerinin Güncellenmesi
- Modal Verilere Dayalı Yöntemler

- Tepki Fonksiyonuna Dayalı Yöntemler

2.3.1. Model güncelleme teknikleri

Doğrudan Yöntem deneysel modal analiz verilerini kullanarak sonlu eleman modelinin güncellemesinin tüm sistem matrislerinin direk güncellenmesi ile yapılan çalışmadır. Bu nedenle güncellenmiş matematik model ve deneysel modal arasında sayısal anlamda eşleşme olmalıdır. Doğrudan yöntemlerin düşük işlem süreleri vardır ve yakınsama problemi olmamaktadır. Dezavantajlarını özetlemek gerekirse (Rad ve ark. 1997)

- Yüksek kalitede test ve sonlu eleman sonuçlarına ihtiyaç vardır.
- Hataların bulunması için deneysel modal analiz, uyumlu serbestlik derecesine sahip mod şekillerinin hesaplanması gerekmektedir.
- Güncellenmiş kütle ve rijitlik matrislerinden olumlu sonuç almak için kesin bir garanti söz konusu değildir.

Doğrudan model güncelleme yöntemleri 3 grup içine genellikle ayrılır (Grafe 1998);

1. Lagrange Çarpanlar Yöntemi
2. Matris Karıştırma Yöntemi
3. Hata Matris Yöntemi

Lagrange çarpanları yöntemi bir optimizasyon çalışması olarak çalışır ve bir amaç fonksiyonuna göre ek kısıtlamalar getirilerek sonuca ulaşmaya çalışır. Sertlik veya kütle matrisleri algoritmalar önerilmiştir. Bu yöntemde model tahrip olduğundan uygulanabilirliği sınırlıdır.

Matris karşılaştırma yöntemlerinde kütle ve sertlik matrislerinin tersi ölçümlere göre elde edilen serbestlik dereceleri doğru kabul edilmiş değerlere göre güncelleme yapılır. Hata Matris yönteminde doğrudan kütle ve rijitlik matrisi hataları üzerinde çalışılır.

İteratif metotlar genel olarak bir hata fonksiyonu üzerinden deneysel ve sayısal modeller arasındaki ilişkiyi geliştirmeye çalışır. Hata fonksiyonu doğrusal olmamasına rağmen sorun lineerleştirilebilir ve iteratif yöntemler ile optimize edilir. Optimizasyon sürecinde elemanlar, malzeme bilgileri, tasarım geometrisi gibi tasarım parametreleri tarafından güncellenir. Doğrudan yöntemler ile karşılaştırıldığında daha anlamlı sonuçlar

vermektedir. Denklem sistemleri aşağıda gösterildiği gibi tasarım parametre değişkenleri için çözülür ve sonlu eleman modeli güncellenir.

$$[S]\{\Delta\varphi\}=\{\varepsilon\} \qquad (2.2)$$

[S] duyarlılık matrisi, $\{\Delta\varphi\}$ güncellenen parametrelerdeki değişiklikleri ve $\{\varepsilon\}$ rezidüel ölçülen ve tahmin edilen dinamik özellikleri arasındaki farkı gösterir.

İteratif yöntemlerin parametre güncellemede çeşitli avantajları vardır. Test ve analitik dataların ağırlıklandırılmasına fırsat verir. Ancak iteratif yöntemlerin kullanılmasında üç problem çıkabilmektedir (Natke 1998);

- Deneysel ve sayısal modların birbirine benzer olması gereklidir fakat tüm modların benzer olabilme garantisi yoktur.
- Sayısal model ile gerçek model arasında kütle dağılımı bakımından farklılıklar bulunur. Bu nedenle ölçek sorunları olabilir. Modal Ölçek Faktörü (Modal Scale Faktor MSF) kullanılarak bu sorun giderilebilinir.
- Deneysel modal sönüm içermesine rağmen analitik model sönüm içermez.

Model güncelleme için kullanılan model güncelleme teknikleri giriş datalarına göre sınıflandırılabilir. Kullanılan modal parametrelerin (özdeğer ve öz vektörler) güncellenmesine “modal verilere dayalı model güncellemesi” denir. Öte yandan güncelleme işlemi için Frekans Tepki Fonksiyonu (FRF) kullanılmaktaysa “FRF dayalı model güncellemesi” veya “Cevap Fonksiyonu Metodu” olarak da isimlendirilir.

Modal verilere göre model güncellemesinde sayısal model güncellemesi modal paramatrelere göre yapılır. Bu modal parametreler ölçülmüş verilerden elde edilir. Ölçülmüş verilerden elde edilecek parametreleri hesaplama sürecinde yapılacak hatalar güncelleme işlemini olumsuz şekilde etkiler. Literatürde bu prosedürü kullanan yöntemler vardır. (Kozak 2006, Rad 1997)

Cevap fonksiyonuna dayalı yöntemler, modal verilere dayalı yöntemlerle karşılaştırıldığında bu yöntemlerin modal verilere göre çalışmadığı bilinmektedir.(Lin ve Zhu 2006, Rad 1997, Grafe 1998)

Cevap fonksiyonuna dayalı yöntemlerde doğrudan ölçülmüş veriler kullanılır. Bu nedenle modal verilere dayalı yöntemlerdeki gibi hata parametreleri bulunmamaktadır. Bir avantajı da özdeğer ve özvektör parametreleri ile sınırlı olmamasıdır. Çünkü bu yöntem ile test verilerinden gelen çok sayıda frekans değeri model güncellemesinden kullanılabilir.

Özdeğer tersi metodu (inverse eigen sensitivity method IESM) ile cevap fonksiyonuna dayalı yöntemler sırasıyla FRF tabanlı güncelleme ve modal veriler tabanlı güncellemeye göre karşılaştırılmıştır.(Modak ve ark.2002).

- Her iki yöntemde de tamamlanmış ve eksik datalarda hata mertebesi iyi bir doğruluktadır.
- Eksik deneysel veri olsa bile cevap fonksiyonu yöntemi, IESM'ye göre daha iyi sonuçlar vermektedir.
- Verilerde gürültü sinyali varlığında, IESM daha doğru sonuç vermektedir.
- Konumları bakımından frekans noktaları seçimi Frekans tepki fonksiyonu yönteminde yakınsama işleminin gerçekleştirilebilmesi için önemlidir.

Cevap fonksiyonuna dayalı yöntem için frekans cevap fonksiyonu hesaplaması aşağıda bulunmaktadır.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \tag{2.3}$$

Formüldeki m kütleyi, c sönümü, k ise sertliği temsil eder. Fourier dönüşü ile

$$(-\omega^2 M + j\omega C + K)X(\omega) = F(\omega) \tag{2.4}$$

Ve yukarıdaki denklem tekrar ifade edilirse

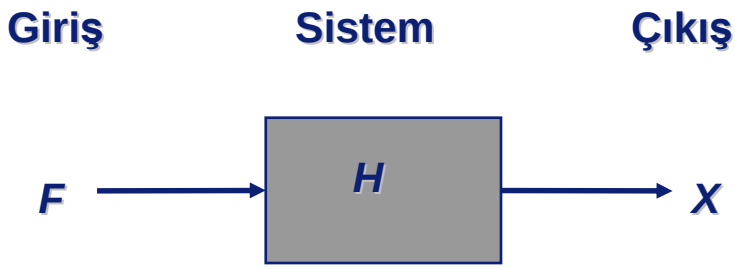
$$X(\omega) = H(\omega)F(\omega) \tag{2.5}$$

$$H(\omega) = [-\omega^2 M + j\omega C + K]^{-1} \tag{2.6}$$

(2.6) denkleminde $X(\omega)$ sistemin tepkisini, $F(\omega)$ sistemi tetikleyen kuvveti, $H(\omega)$ de sistemin karakteristiğini gösterir. Eğer bir sistemde $X(\omega)$ ve $F(\omega)$ biliniyorsa $H(\omega)$ hesaplanabilir.

$$H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} \qquad (2.7)$$

$H(\omega)$ sistemin Frekans Tepki Fonksiyonudur(FRF). Frekans tepki fonksiyonunun blok şeması şekil 2.20'de görülmektedir.



Şekil 2.20. Frekans tepki fonksiyonu blok şeması

2.3.2. Korelasyon teknikleri

Sayısal ve deneysel modellerin korelasyonu ile ilgili algoritmaların gelişmesi günümüzde model güncelleme konusunun önemli olmasına neden olmuştur. Sayısal ve deneysel modelleri karşılaştırmak için korelasyon çalışması yapılması gerekmektedir. Korelasyon tekniklerini geometrik ve dinamik korelasyon olmak üzere 2'ye ayırabiliriz. Geometrik korelasyon 2 model arasındaki skala ve eksenlerinin göz önüne alındığı korelasyondur. Dinamik korelasyondan önce mutlaka geometrik korelasyon yapılmalıdır.

$$\{X^{\text{NEW TEST}}\} = \{T\}_{\text{Translation}} + [R]_{\text{Rotation}} \cdot S_{\text{Scale}} \cdot \{X^{\text{OLD TEST}}\} \qquad (2.8)$$

Son yıllarda korelasyon algoritmaları modellerdeki hataların tespitinde sıklıkla kullanılmaktadır. (Imamovic 1998).

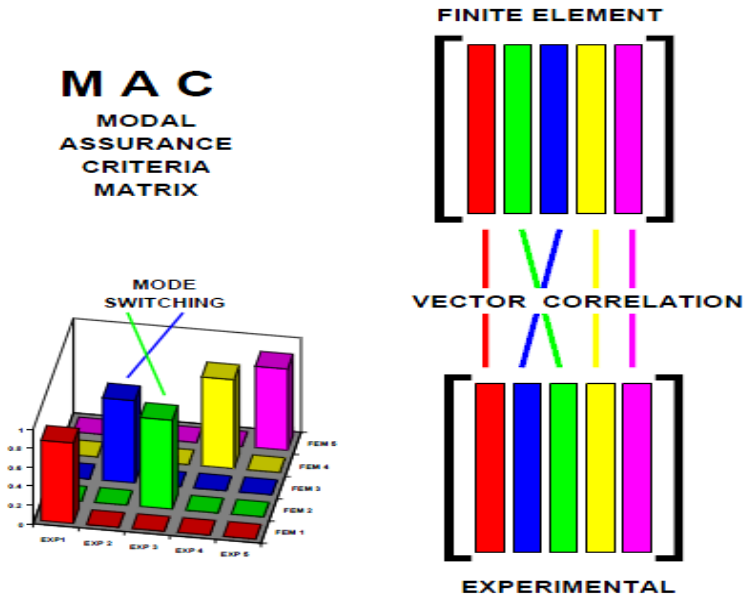
Sayısal ve Deneysel modellerin korelasyonu ile ilgili literatürde kullanılmış birçok korelasyon metodu bulunmaktadır. Modal Ölçek Faktörü(Modal Scale Factor MSF), Ortegonallik (Orthogonality OR), Çapraz Ortegonality (XOR), Modal Etkin Kütle(Modal Effective Mass MEM), Modal Güvence Kriteri (Modal Assurance Criterion MAC), Frekans Cevabı Güvence Kriteri(Frequency Response Assurance Criterion FRAC) gibi korelasyon teknikleri bulunmaktadır.

Ortegonallik (Orthogonality OR), Modal Güvence Kriteri (Modal Assurance Criterion MAC), Frekans Cevabı Güvence Kriteri (Frequency Response Assurance Criterion FRAC) hakkında ayrıntılı bilgi aşağıda verilmeye çalışılmıştır.

İki modal vektör arasındaki benzerlik Modal Güvence Kriteri(MAC) ile ifade edilir. Modal Güvence Kriteri aşağıdaki formüle dayalı olarak çalışmaktadır;

$$MAC_{ij} = \frac{\left|\{\psi_i\}^{*t}.\{\psi_j\}\right|^2}{\left(\{\psi_i\}^{*t}.\{\psi_i\}\right)\left(\{\psi_j\}^{*t}.\{\psi_j\}\right)} \tag{2.9}$$

* ve t simgeleri sırasıyla, karmaşık eşlenik ve transpoze işlemlerini göstermektedir. MAC değeri 0 ile 1 arasında sonuç vermektedir. Eğer sonuç 0 ise ortegonal iki vektör arasında korelasyon yok demektir. Eğer MAC değeri 1 ise tam korelasyon gerçekleşmiş demektir. Eğer 0'a yakın bir MAC değeri örneğin 0,3, elde edilirse zayıf korelasyon olarak isimlendirilir. Eğer ki 1'e yakın MAC değeri elde edilmiş ise örneğin 0,7, iyi korelasyon olarak isimlendirilir.

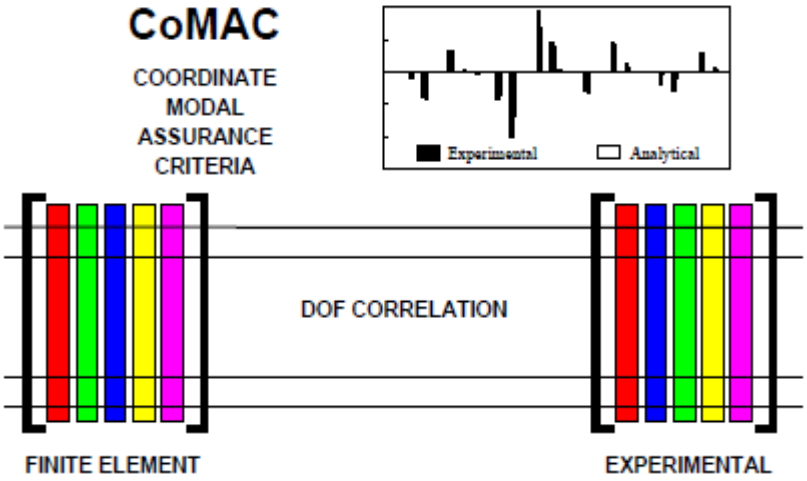


Şekil 2.21. Modal güvence kriteri (MAC) (Avitablile)

Koordinatsal modal güvence kriteri (Coordinate Modal Assurance Criterion coMAC) yönteminde deneysel ve matematiksel modele ait düğüm noktaları arasındaki benzerlikler incelenerek sonuca ulaşılır. Kullanılan formül

$$MAC\left(\{\psi\}_{test},\{\psi\}_{FE}\right)=\frac{\left|\{\psi\}_{test}^{*t}\{\psi\}_{FE}\right|^2}{\left(\{\psi\}_{test}^{*t}\{\psi\}_{test}\right)\left(\{\psi\}_{FE}^{*t}\{\psi\}_{FE}\right)} \quad (2.10)$$

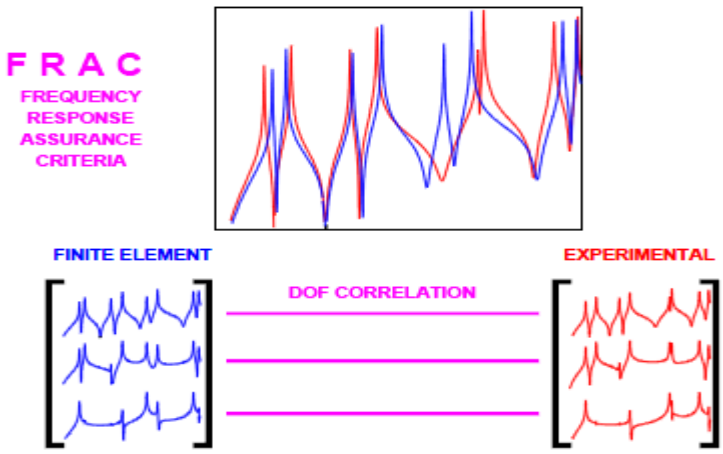
*, vektörün karmaşık eşleniğini temsil etmektedir. coMAC değeri 0 ile 1 arasında elde edilmektedir. Eğer elde edilen değer 0 ise deneysel model ile matematiksel model arasında korelasyon yok anlamına gelmektedir. Eğer ki coMAC değeri 1 değerine sahipse iki model arasında tam korelasyon elde edilmiş olunur.



Şekil 2.22. Koordinatsal modal güvence kriteri(coMAC) (Avitablile)

Frekans cevabı güvence kriteri (Frequency Response Assurance Criterion FRAC) yönteminde matematiksel modelden elde edilen Frekans Tepki Fonksiyonları (FRF) ile deneysel modelden elde edilen Frekans Tepki Fonskyionlarının (FRF) birbirine benzerliğini üzerinde çalışılan yöntemdir. Modellerin serbestlik dereceleri değiştirilerek sonuca ulaşılmaya çalışılır.

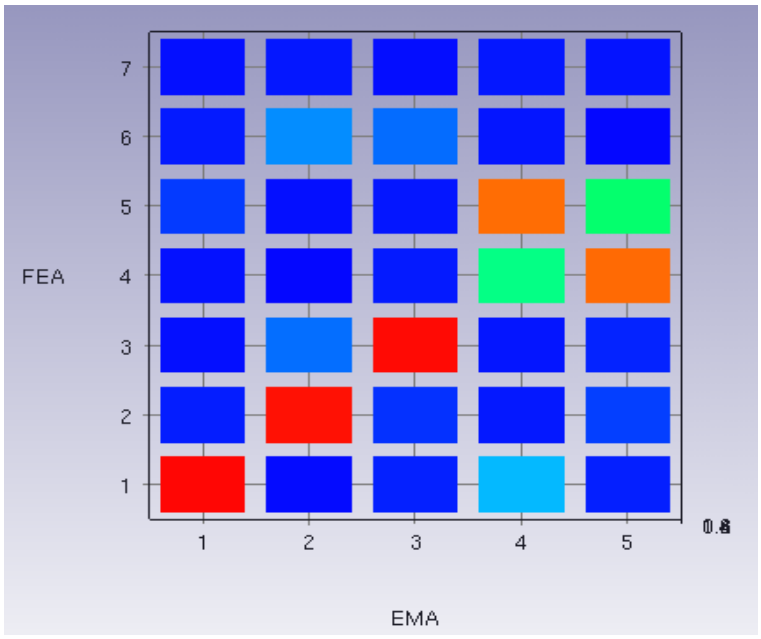
$$FRAC\ (j)=\frac{\left|\left\{H^{test}(\omega_i)_j\right\}\left\{H^{FE}(\omega_i)_j\right\}^*\right|^2}{\left(\left\{H^{test}(\omega_i)_j\right\}\left\{H^{test}(\omega_i)_j\right\}^*\right)\left(\left\{H^{FE}(\omega_i)_j\right\}\left\{H^{FE}(\omega_i)_j\right\}^*\right)} \quad (2.11)$$



Şekil 2.23. Frekans cevabı güvence kriteri (FRAC) (Avitablile)

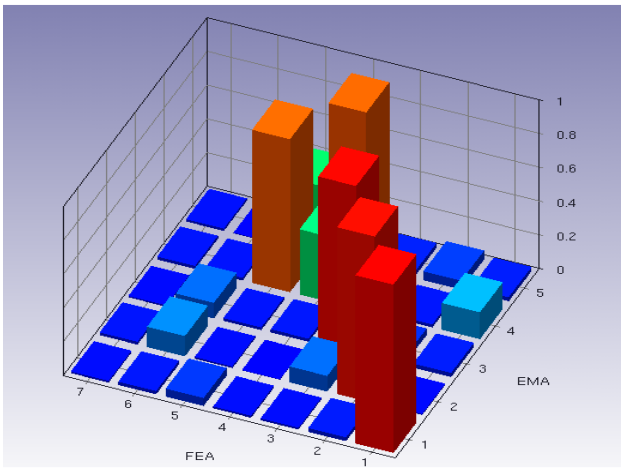
Ortogonallik yönteminde ortogonallik matrisi hesaplarında ağırlıklı olarak kütle ve rijitlik matrisleri kullanılmaktadır. Matematiksel ve deneysel model arasındaki ortogonallik matrisi (2.12) ile hesaplanmaktadır.

$$O_r(i,j)=\{L_i\}^t[A]\{R_j\} \tag{2.12}$$



Şekil 2.24. Ortogonallik(Orthogonality OR) üst görünüş

Bu yöntemde amaç elde edilen matrisin köşegen değerlerin yüksek olduğu bir matris elde etmektir. Korelasyonun ortogonallik şartı bu korelasyon tipi ile sağlanmaktadır.



Şekil 2.25. Ortogonallik(Orthogonality OR) izometrik görünüş

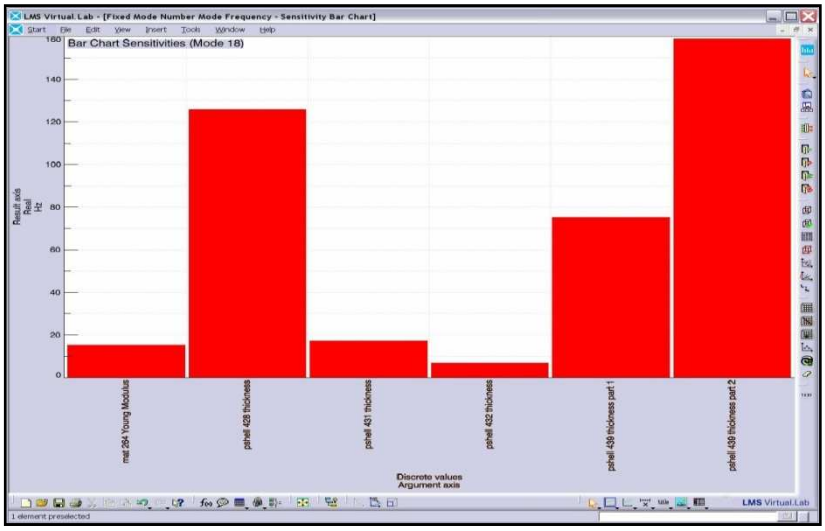
2.3.3. Hassasiyet analizi (Sensitivity analysis)

Tasarım gereksinimlerini karşılamak için optimizasyon mühendislikte istenilen sonuca ulaşmada sık kullanılan bir yöntemdir. Optimizasyonun bir çok uygulama alanı vardır;

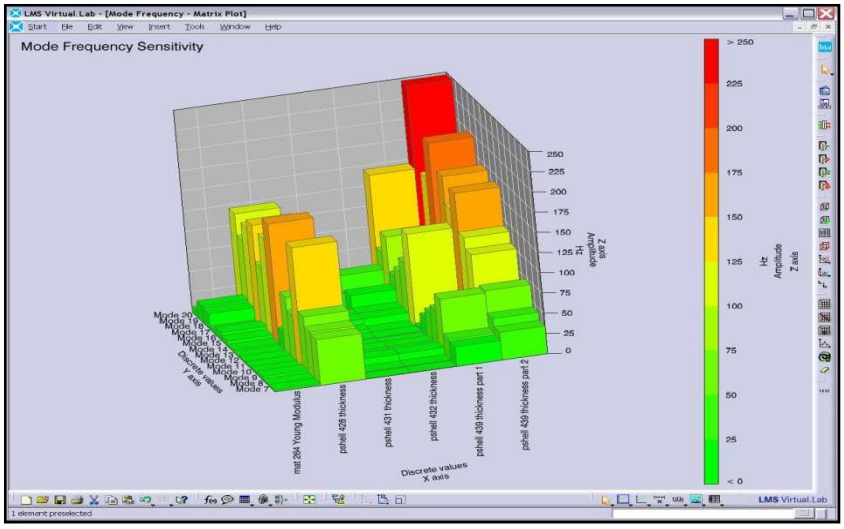
- Yapısal tasarım geliştirmeleri için şekil, boyut, topoloji, optimizasyonu
- Model eşleştirme işlemi için benzer yapısal davranışlar,
- Maliyetlerin aşağılara çekilmesi,
- Yeni ve kaliteli tasarımların ortaya çıkarılması.

Duyarlılık (sensitivity) analizi kaliteli bir optimizasyon için ilk adımdır. Model üzerinde yapılan değişiklikler sonucunda modelin nasıl çalışacağı, doğru ve optimum modeli elde etme açısından önem taşımaktadır. Günümüze kadar çeşitli alanlar için farklı duyarlılık (sensitivity) analizleri önerilmiştir(Frey 2002).

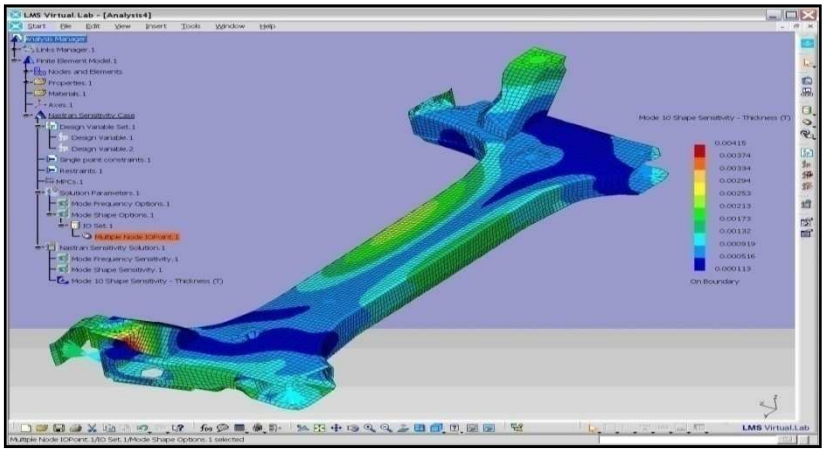
- Matematiksel yöntemlere göre bir giriş parametrelerin belirlenen aralıklarında model çıktısının üzerindeki duyarlılığının elde edilmesi,
- İstatiksel yöntemlere göre giriş parametrelerinin çıkış parametleri üzerindeki duyarlılığının elde edilmesi,
- Grafikler yöntemlere göre, duyarlılığın grafikler, tablolar ile temsil edilmesi.



Şekil 2.26. Bar şeklinde sensitivity analizi sonuçları



Şekil 2.27. Matris şeklinde sensitivity analizi sonuçları



Şekil 2.28. Matematiksel model üzerinde sensitivity analizi sonuçları

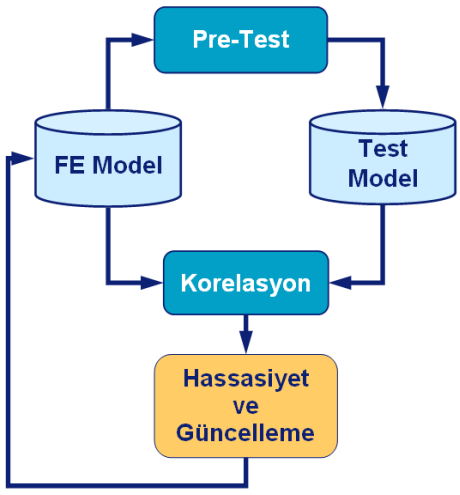
Şekil 2.28'de görüldüğü gibi sayısal yakınsama problemlerinin sensitivity analizi matematiksel model üzerinden yapılmaktadır. Nominal aralık duyarlılık analizleri (Nominal Range Sensitivity Analysis NRSA) ve diferansiyel hassasiyet analizleri (Differential Sensitivity Analysis DSA) sık kullanılan yöntemlerdir.

Nominal aralık duyarlılık analizlerinde model girişleri belirlenen aralıklarda istenilen çıkışı elde etmek için değiştirilir. Bu değerlendirme sırasında gerçekten bilinen tasarım değişkenleri sabit bırakılır.

Diferansiyel hassasiyet analizlerinde ise sistem tasarım parametrelerinin birinci mertebeden türevleri alınır.

Model güncelleme işlemi için matematiksel ve deneysel model arasında en iyi model ilişkisi için tasarım parametreleri incelenir. Optimum tasarım parametrelerin değerlerini bulma çalışmasında ilk adım olarak duyarlılık analizi yapılır.

Hedef parametrelere ulaşmak için şekil 2.26'da görüldüğü gibi matematiksel model dizayn parametrelerinin hangilerinin etkin olduğu sensitivity analizi ile ortaya çıkar. Literatürde Nastran Sol 200'ü kullanarak sensitivity analizi yapmayı amaçlamışlardır. Yüzey kalınlıkları, kiriş boyutları, malzeme değişkenleri gibi tasarım parametrelerinin değişiklikleri ile ilgili yapısal değişimlerin oranları hesaplanır ve en etkin parametreler belirlenir.



Şekil 2.29. Hassasiyet (Sensitivity) analizinin algoritmadaki yeri

2.3.4. Model güncellemesi-optimizasyon (Model updating)

Matematik modeller, daha sonra bu modellerle yapılacak NVH, Akustik, yorulma gibi analizlerin doğru sonuçlar vermesi için gerçek modele göre güncellenir. Bu güncelleme sonucu gerçek yapının karakteristikleri matematiksel modele aktarılmaya çalışılır. Bu şekilde matematiksel model ile yapılacak sonlu elemanlar analizlerinin sonuçlarındaki hata miktarı minimum düzeye çekilerek sonuçların güvenirliği artırılmaktadır.

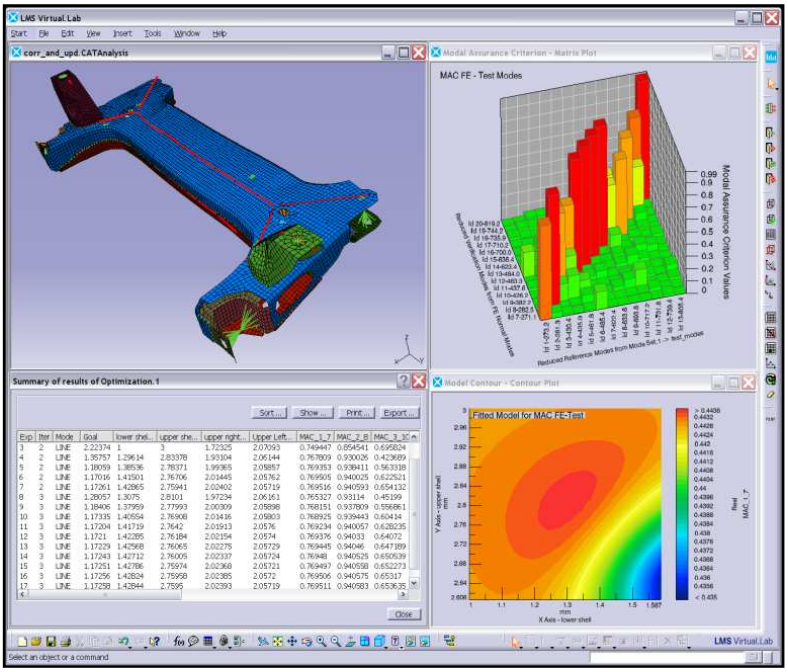
Tez çalışmasında model güncellemesi işleminde, matematik modelin tasarım değişkenleri ile deneysel model arasında benzerlik olması için optimizasyon işlemi kullanılmıştır. Mühendislik problemlerinde çözüme ulaşmak için kullanılan birçok optimizasyon algoritması bulunmaktadır. Optimizasyon yöntemlerini aşağıdaki gibi sınıflamıştır (Chapra 1998);

- Tek boyutlu kısıtsız optimizasyon
- Çok boyutlu kısıtsız optimizasyon
- Kısıtlı optimizasyon

Tek boyutlu kısıtsız optimizasyon yöntemi tek bir değişkenin minimum ve maksimum değerlerini bulmak için kullanılmaktadır.

Çok boyutlu kısıtsız optimizasyon tekniği ise birden fazla değişkenin minimum ve maksimum değerlerini bulmak için kullanılmaktadır.

Kısıtlı optimizasyon yöntemi ise, değişken parametrelerinden bir veya birkaçının belli bir değerde sabit tutulduğu optimizasyon yöntemidir. Bu şekilde verilen bu değerler değiştirilmeden, bu değerler dışındaki tasarım değişkenleri, belirtilen hedef fonksiyona ulaşmak için ağırlıklı olarak kullanılmış olurlar. Bu çalışmada HyperStudy optimizasyonu ve LMS Virtual. Lab optimizasyon modülü kullanılmıştır.



Şekil 2.30. LMS Virtual.Lab optimizasyonu

3. MATARYEL VE YÖNTEM

Bu çalışmanın amacı, otomobillere ait bir parçanın sonlu elemanlar analizlerinin yapılması için model oluşturulması ve oluşturulan modelin doğruluğunun gerçek yapı üzerinden yapılan testler ile korelasyonudur. Mutlaka sonlu eleman yaklaşımında yapılan bazı kabullerden dolayı farklılıklar oluşmaktadır. Doğru sonlu eleman modelini elde edebilmek için bu farklılıkları ortadan kaldıracak model güncelleme çalışmasının yapılması gerekmektedir.

Bu çalışmada bir binek aracın egzozunun sonlu elaman modeli oluşturularak modal analizleri yapılmıştır. Daha sonra egzoz'un üzerinde deneysel modal analiz çalışması yapılarak gerçekte gösterdiği dinamik karakteristiği elde edilmiştir. Sonlu elemanlar modal analiz sonuçları ile deneyse modal analiz sonuçları karşılaştırılarak korelasyon işlemi gerçekleştirilmiştir. Aradaki farklar belirlenerek sonlu eleman modeli, test modeline dizayn değişkenlerinin optimizasyon problemi olarak kurularak gösterilen hedefe göre döngü kurulması ile test modeline en yakın sonlu eleman modeli elde edilmiştir. Bu şekilde elde edilen sonlu eleman modeli ile yapılacak dinamik simülasyonların sonuçlara güvenirliği artacaktır.

Yapılan çalışma adımlarını sıralamak gerekirse;

- Cad datası üzerinden sonlu eleman modelinin oluşturulması
- Sonlu elemanlar modal analiz sonuçlarının elde edilmesi
- LMS Virtual.Lab Pre-Test yazılımı ile test modelinin elde edilmesi
- Egzoz üzerinden deneysel modal analiz yapılarak gerçek model üzerinden modal analiz sonuçlarının elde edilmesi.
- Sonlu Elemanlar Modal Analiz Sonuçları İle Deneysel modal analiz sonuçlarının LMS Virtual. Lab programı ile korelasyon analizinin yapılması.
- Sonlu Elemanlar Modal Analiz Sonuçları İle Deneysel modal analiz sonuçları arasındaki frekans farklarının giderilmesi için HyperStudy programı ile belirlenen dizayn değişkenleri kullanılarak model güncellemesi yapılması.
- Elde edilen değerlerin, deneysel modal analiz ile korelasyonunun yapılması ve Modal Güvence Kriteri(Modal Assurance Criterion MAC) matrisinin elde edilmesi.

- Modal Güvence Kriteri değerlendirmelerine göre Modification Prediction kullanılarak mod şekillerinin test mod şekillerine benzetilmeye çalışılması.
- Gerçekleştirilen modifikasyonlar sonucu istenilen MAC matrisinin elde edilmesi ve güncellenmiş sonlu elemanlar modelinin elde edilmesi.

3.1. Materyal

Motorlu araçların egzoz sistemleri zor ortam koşulları altında çalışmaktadır. Yıllarca otomobilin altında asılı durmaktadırlar ve yola çıkıldıktan hemen sonra 500 dereceye kadar ısınmaktadırlar. Yağmurlu havalarda zeminden sıçrayan suların temasıyla şok soğumaya maruz kalırlar. Kış aylarında buzlanmayı önlemek için yollara dökülen tuz tarafından korozyona uğrarlar ve tüm bunlara rağmen yıllar boyunca görev yapmaları beklenir.

Bunu başarabilmek, uzun yıllar görevini eksiksiz yerine getirebilmek için egzoz sistemlerinin, hazırlık ve üretim aşamalarının oldukça karmaşık uzun ve hassas olması gerekmektedir.

Egzozlarla ilgili ilk gelişme, orjinal ekipman olarak otomobil fabrikalarına gönderilecek egzoz susturucularının paslanmaz çelikten üretilmesi olmuştur. İki farklı katmana sahip olan susturucunu sıcak egzoz gazlarıyla temas edecek olan iç katmanı paslanmaz çelikten üretilmektedir. Alüminyum alaşımlandırılmış sacdan üretilen dış yüzey ise, nem ya da tuz gibi zararlı çevre etkenlerine oldukça dayanıklı bir yapıya sahip.

Bu şekilde hazırlanan bir egzoz susturucunun ömrünün en azından iki yılı aşması gerekmektedir ve bu standart Avrupa`da 1980`lerden beri geçerli. Kullanım ve çevre şartlarının büyük ölçüde değişikliği için sistemin tam ömrü hakkında kesin bir süre vermekte zorlanmaktadır. Egzoz ömrü konusunda beklentilerde doğal kullanım süresiyle aynı olmasını talep edilmektedir.

Susturucu üretiminde yansıtma ve emme olmak üzere iki farklı yöntem kullanılmaktadır. Yansıtma sisteminde susturucunun içinde kimi delikli kimi de kapalı borulardan bir labirent bulunmaktadır. Labirentin içine gönderilen egzoz gazları farklı yönlerde rastgele dağıtılıyor ve karşılaştıklarında çarpışarak birbirlerinin nötralize

etmektedir. Emme (absorbation) sistemindeyse susturucunun içinde liflerden oluşmuş bir tür filtre bulunmaktadır. Motordan gelen ciddi salınımlara sahip egzoz gazları bu filtreye çarptığında salınımları azalmakta ve homojen bir gaz kütlesi halinde susturucudan atılmaktadır.

Piyasadaki bir çok egzoz üreticisi bu iki farklı yöntemi aynı anda kullanmayı tercih etmektedir. Bunun sebebi emme sisteminin yüksek frekanslı, yansıtma sisteminin ise alçak frekanslı seslerde daha başarılı olmasıdır.

Silindirden atılan gazların, motoru terk edinceye kadar geçtikleri devrenin tümüne "Egzoz sistemi" denir. Bu sistemin ana görevi, egzoz gazlarını en küçük dirençle motor silindirlerinden atmosfere atmaktır. Egzoz sistemlerinin gerçekleştirdiği görevler şunlardır.

- Egzoz gazlarının gürültüsünü azaltmak
- Oluşacak dumana engel olmak
- Gazların içindeki kıvılcımları tutmak
- Süper şarj türbine gaz sağlamak.

Genişleme kursu sonunda silindir içindeki gazların basıncı (2,0-2,5 bar) oldukça yüksektir. Egzoz subaplarının açılmasıyla gazların silindirden çıkmaya başlaması egzoz manifoldunda ani bir basınç yükselmesi ve gaz hızının artmasına yol açmaktadır. Bu gazların akımı silindirde basınç düşümü ve egzoz manifoldunda basınç artışına neden olmaktadır. Basınç yükselmesini gazların ataleti nedeniyle basınç düşümü ve onun basınç yükselmesi ve tekrar basınç düşümü izlemektedir. Böylece basınç dalgalanması veya basınç dalgası, sadece egzoz borusunda değil, motor silindirleri içinde de oluşmaktadır.

Egzoz görevlerini yerine getirebilmek için şu kısımları barındırmaktadır

- Egzoz subapları
- Egzoz manifoldu
- Egzoz borusu ve fleksi
- Susturucu
- Uç boru

ve bunlara ek olarak, yüksek güçlü dizel motorlarının egzoz sistemlerinde şunlar bulunmaktadır;

- Aşırı doldurucunun gaz türbini
- Atık ısı kazanları
- Kıvılcım tutucu

Dört zamanlı dizel motorlarında egzoz subaplarının başarılı veya verimli bir biçimde çalıştırılması şu iki etkene bağlıdır.

- Doğru zamanlama
- Yuvalara düzgün bir şekilde oturma

Çok silindirli motorlarda manifoldlar, her silindirin egzoz pasajlarını egzoz borusuna bağlamaya imkan vermektedir. Egzoz gaz boruları, atmosfere atılan yanma gazlarına küçük bir direnç göstermek ve dolayısıyla karşı basıncı yükseltmemek amacıyla, büyük çapta yapılmaktadır. Yapımlarında dökme demir ve yumuşak çelikler kullanılmaktadır. Dökme demir bu iş için daha elverişlidir çünkü kükürtlü yakıtların kullanılması sırasında oluşan sülfürik asite dayanıklıdır. Ancak çelikler yapımında kolaylık sağlaması, daha hafif ve ucuz olmak gibi avantajlara sahiptirler.

Egzoz gazları aşırı doldurucunun gaz türbini çevirmeyecek ve buhar üretilmek üzere atık ısı kazanında kullanılmayacaksa egzoz manifoldlarının ısı yaymalarını engellemek için oldukça kalın ve ısıya yalıtkan malzeme ile kaplanmaları yoluna gidebilmektedir. Bu amaçla kullanılan malzemeden en önemlisi magnezya ve asbestosutur.
Manifoldlar ısıl nedenlerle serbest hareketlerini sağlamak üzere, silindirlere esnek metal hortumlarla bağlanmalıdır. Bu esnek hortumlar dizel motorunun ürettiği titreşimlerin çevreye yayılmasını da önlemektedir.

Egzoz gazlarının dizel motorunu terk ederken çıkardıkları gürültüyü azaltmak üzere kullanılan cihazlara denilmektedir. Dizel motorlarında çok çeşitli yapıda susturucu kullanılmaktadır. Ancak susturucuları 2`ye ayırmak mümkündür;

- Kuru Susturucular

- Su Soğutmalı Susturucular

Kuru susturucular iki gruba ayrılmaktadırlar. Birinci grup egzoz gürültüsünün, çıkan gazların yüksek hızı sonucu oluşturduğu kuramına dayanmaktadır. Daha yeni bir kurama göre insan kulağını rahatsız eden, yüksek frakanslı titreşimin oluşturduğu gürültüdür. Bu kurama göre, gaz hızı gürültü yönünden az etkilidir. İkinci gruba, bu kurama uyan susturucular girmektedir.

Dökme demir susturucu yapımı için son derece uygun malzemedir. Ancak yüksek güçlü ve ağır devirli dizel motorlarında dökme demir susturucular çok ağır ve pahalı oldukları için kullanılamamaktadırlar. Böyle motorlarda çelik saçtan yapılmış susturuculardan yararlanılır. Egzoz gazları susturucuya borudan girer ve perdeler arasında bir çok defa yön değiştirir ve bu arada da yavaş yavaş genişler. Gazların karşı duvara çarparak metalik bir gürültü oluşturmaması için giriş borusu susturucuya teğetsel bir şekilde yerleştirilmiştir. Metalik gürültüyü azaltmada susturucunu izole edilmesinde katkısı vardır.

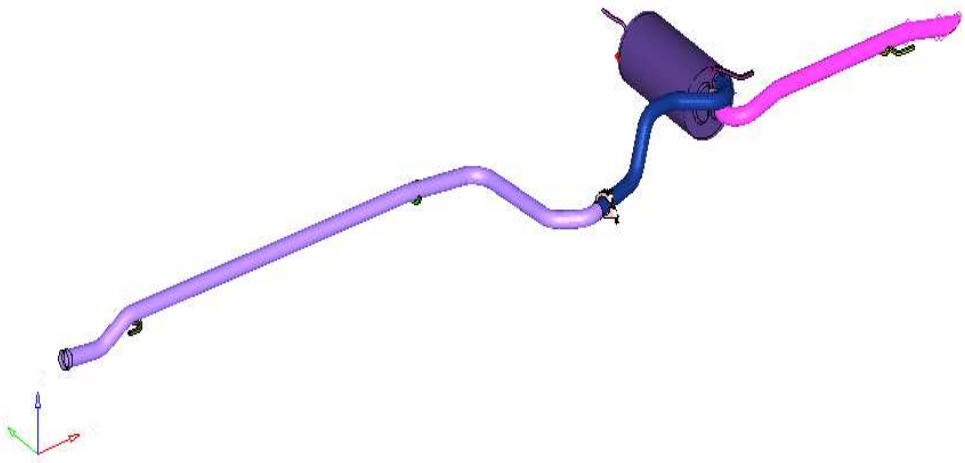
Uç boru egzoz gazları, susturucuyu düzgün bir bakımlar değil dalgalı bir biçimde terk eder. Dışarıya, atmosfere erişen her dalga geriye egzoz borusuna doğru döndürülür. Bu dalganın geriye, susturucuya doğru dönüşünün yeni bir çıkış anına değil de, iki boşalma arasında rastlaması istenir. Bu uç boru boyunun ayarlanması uzatılması veya kısaltılması ile gerçekleştirilir. En iyi sonuçları verecek uç boru, deney yoluyla bulunmaktadır. Borunun ucu meyilli bir biçimde kesilmektedir. Bu şekilde gaz akımının hızı, uç şekli nedeniyle doğrusal harekete döndürülerek kaybolur ve gürültü hafifletilmiş olunur.

3.2.Yöntem

Bu çalışmada egzoza ait modal analiz sonuçlarının elde edilmesi için deneysel ve sonlu elemanlar yöntemi olmak üzere iki yaklaşım ile sonuçlar elde edilmiştir.Bu sonuçların elde edilmesi ile korelasyon ve model güncelleme işlemleri deneysel modal analiz sonuçları hedef alınarak çalışma yapılmıştır.

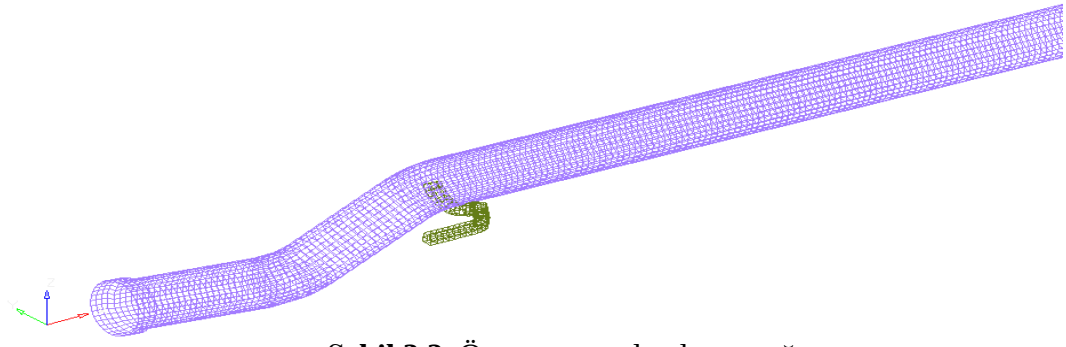
3.2.1. Sonlu elemanlar modelinin oluşturulması ve modal analiz sonuçları

Şekil 3.1'de görülen egzoz modeli üzeriden sonlu eleman modeli HyperMesh 10 programı ile oluşturulmuştur. Çalışmasını yaptığımız egzoz 4 ana bölümden oluşmaktadır. Ön Egzoz, Orta Egzoz, Susturucu ve arka egzozdan oluşmuştur.

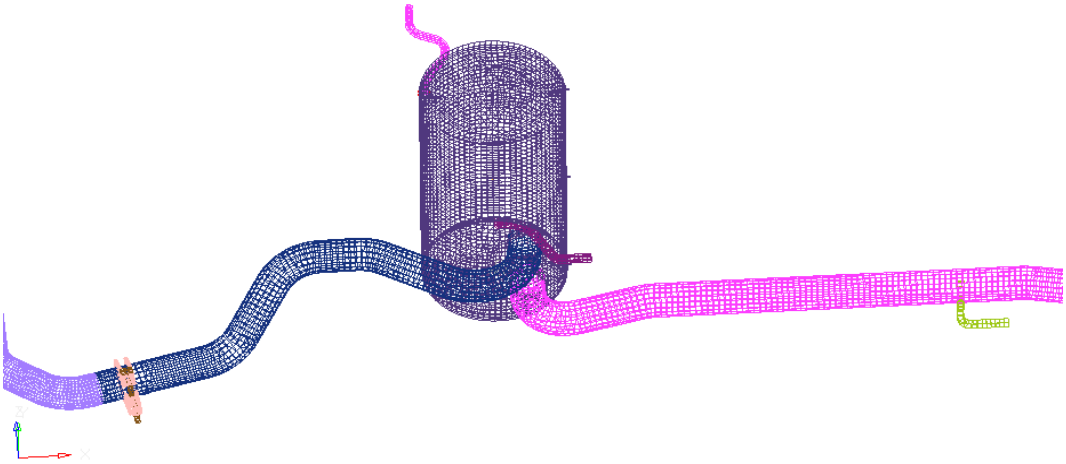


Şekil 3.1. Egzoz modeli

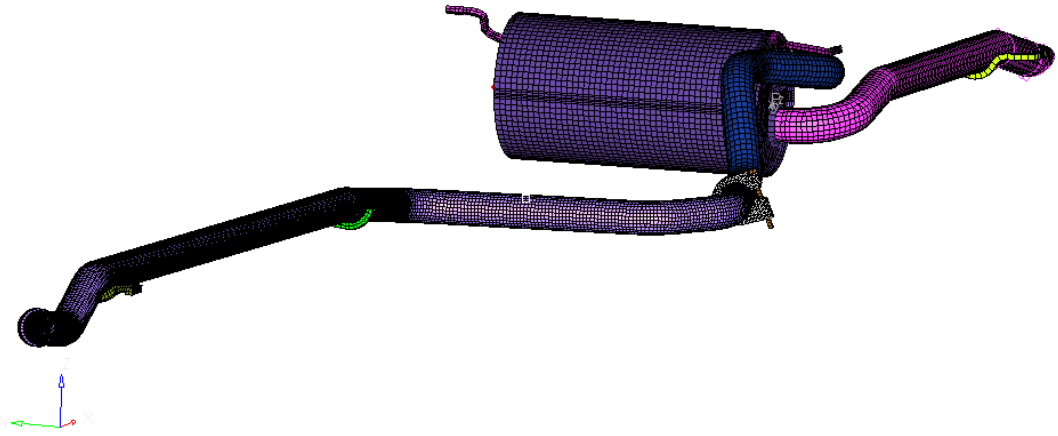
Quad tipli 25293 eleman ve 25027 düğüm noktası kullanılarak sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur.



Şekil 3.2. Ön egzoz sonlu eleman ağı



Şekil 3.3. Orta egzoz, susturucu ve arka egzoz sonlu eleman ağı



Şekil 3.4. Egzoz sonlu elemanlar modeli

Egzozun malzemesi paslanmaz çelik olarak belirlenmiştir ve sonlu elemanlar modeli buna bağlı oluşturulmuştur. Elastisite modülü 200000 MPa, yoğunluk 7, 9e-9 ton/mm

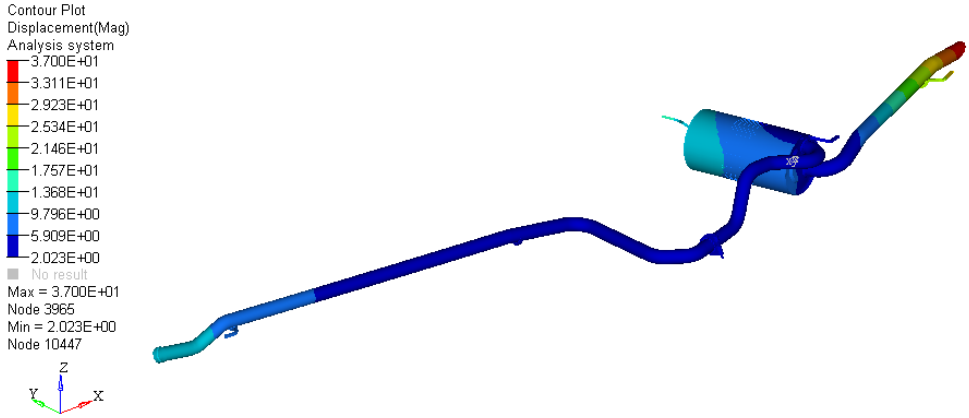
olarak tanımlanmıştır. Egzoz'un toplam ağırlığı 21 Kg olarak belirleniştir. Toplam uzunluğu 3670 mm'dir.

Elde edilen sonlu eleman modeli ile serbest sınır koşulu (Free boundry condition) ile modal analiz yapılmıştır.

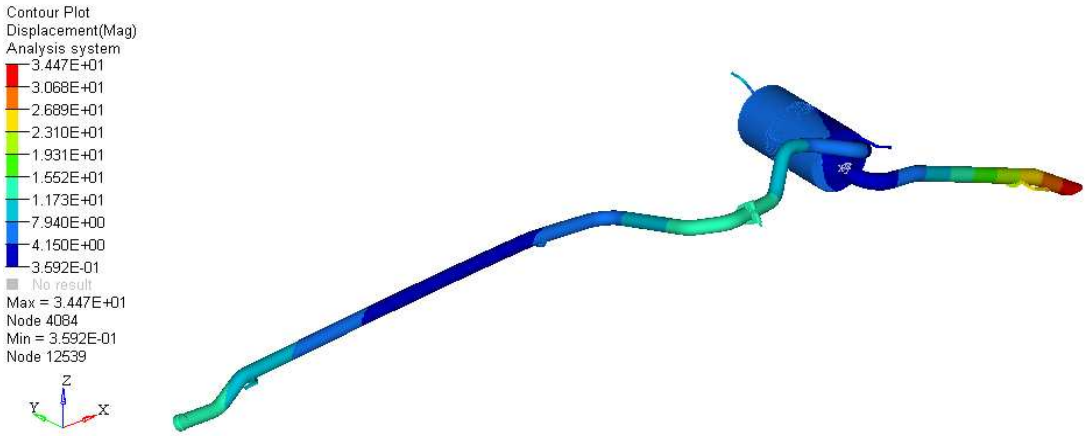
Çizelge 3.1. Sonlu elemanlar modal analiz sonuçları

MOD NUMARASI	**SONLU ELEMAN SONUÇLARI(Hz)**
1	**8, 10**
2	**13, 00**
3	**18, 80**
4	**20, 80**
5	**26, 30**
6	**43, 30**
7	**50, 00**
8	**120, 60**
9	**129, 30**
10	**167, 10**

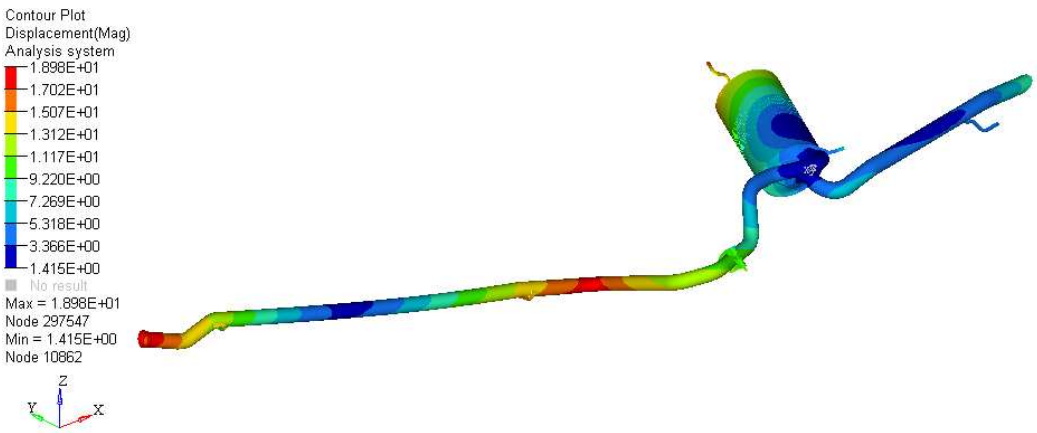
Elde edilen sonuçlar 200 Hz'e kadar incelenmiştir(Wall 2003). 200Hz frekansına kadar 10 adet mod bulunmuştur.Dikkat edileceği gibi sönüm değerleri sonlu elemanlar analiz yöntemi ile elde edilememektedir.



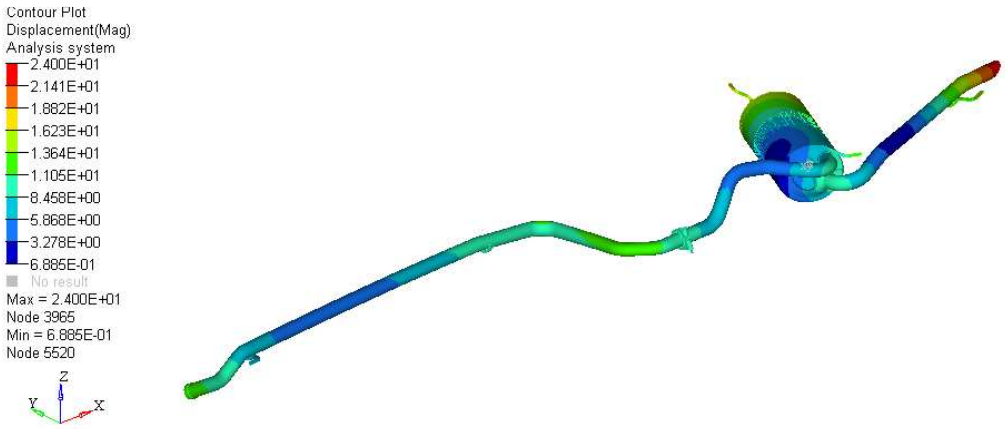
Şekil 3.5. Birinci mod şekli 8,1Hz



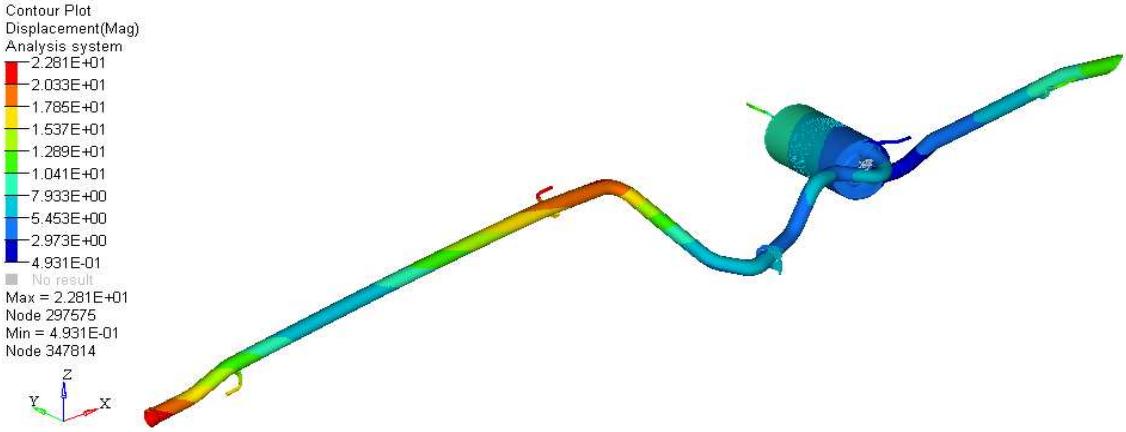
Şekil 3.6. İkinci mod şekli 13Hz



Şekil 3.7. Üçüncü mod şekli 18,8Hz



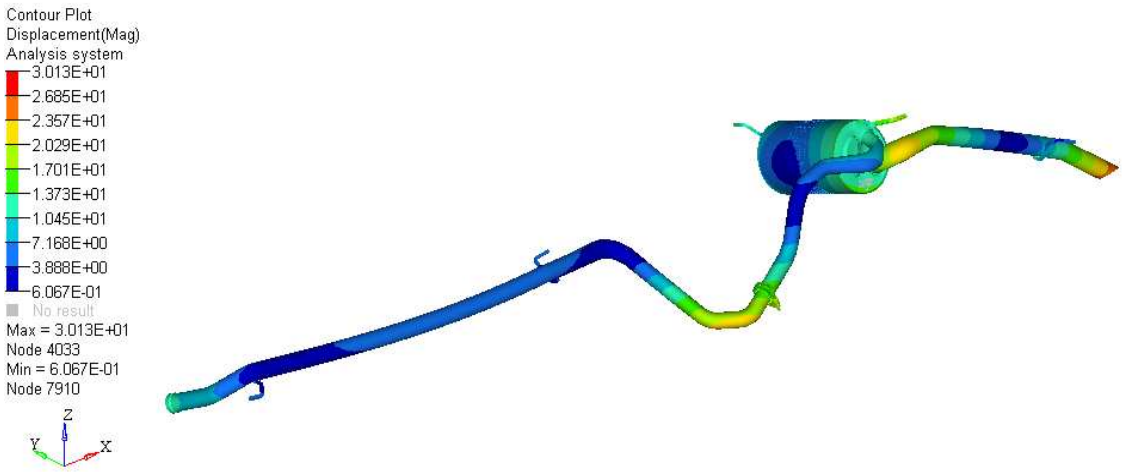
Şekil 3.8. Dördüncü mod şekli 20,8Hz



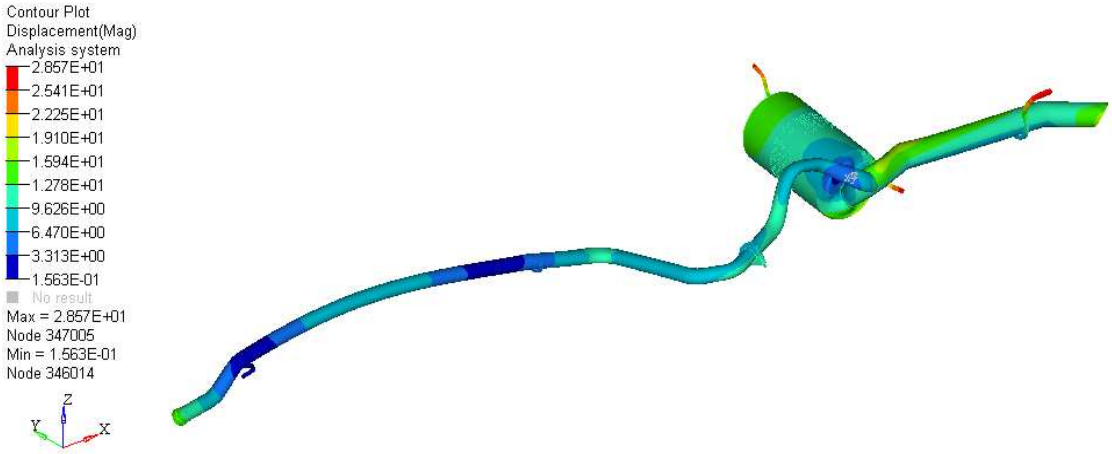
Şekil 3.9. Beşinci mod şekli 26,3Hz



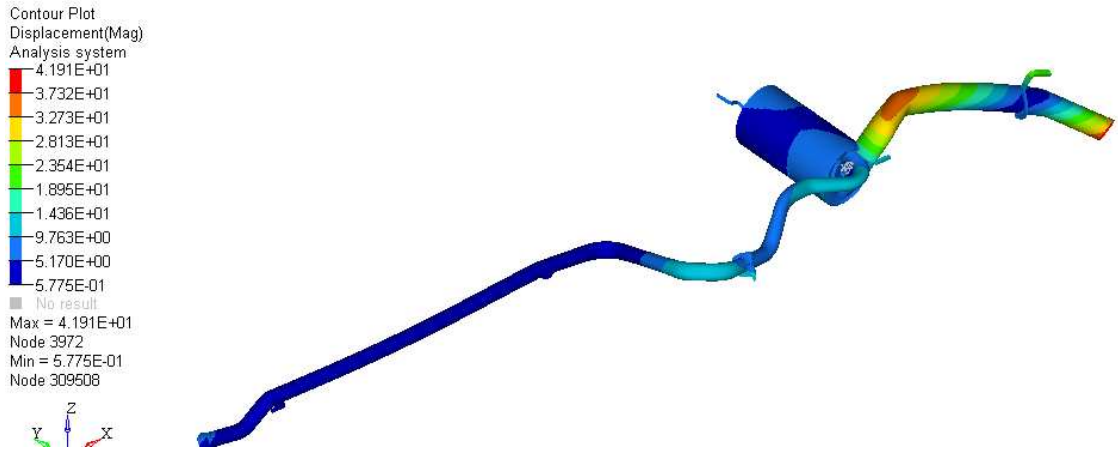
Şekil 3.10. Altıncı mod şekli 43,3Hz



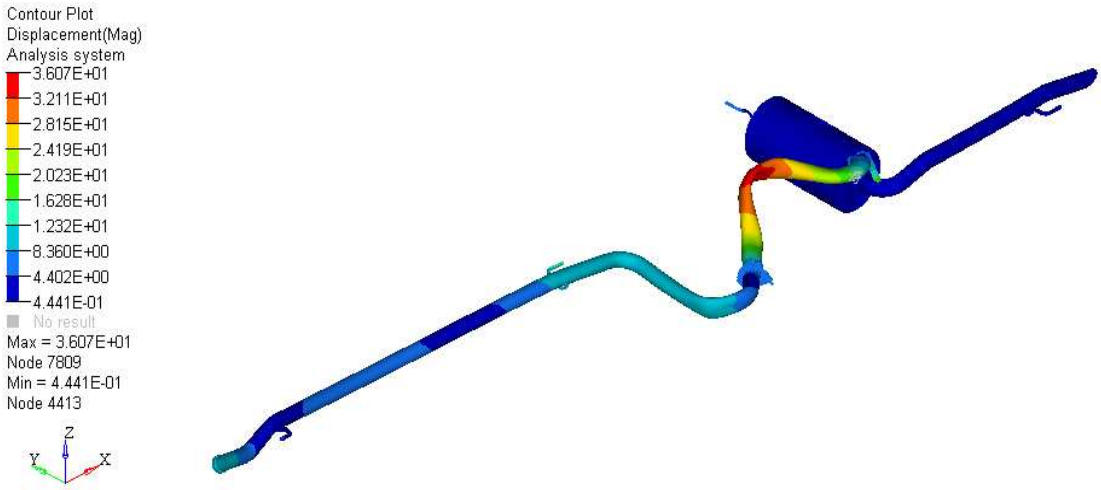
Şekil 3.11. Yedinci mod şekli 50,0Hz



Şekil 3.12. Sekizinci mod şekli 120,6Hz



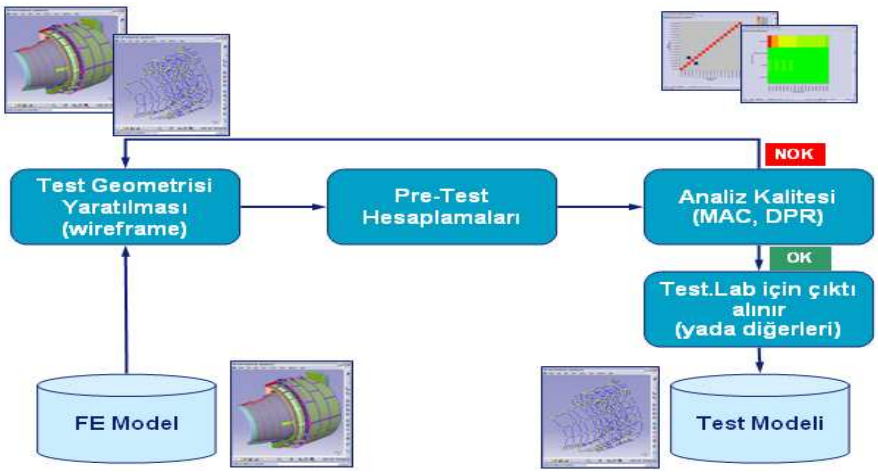
Şekil 3.13. Dokuzuncu mod şekli 129,3Hz



Şekil 3.14. Onuncu mod şekli 167,1Hz

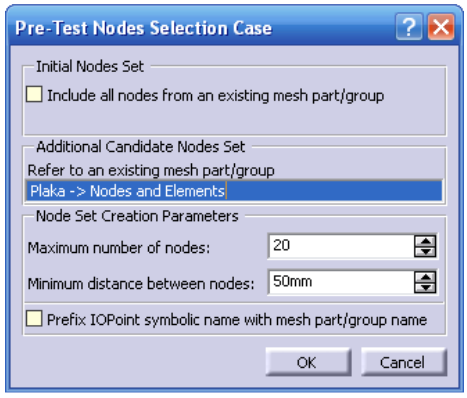
3.2.2. Deneysel modal analiz için test modelinin oluşturulması

Bu çalışmada deneysel modal analiz için en iyi ölçüm ve tahrik noktalarını belirlemek için LMS Virtual. Lab programının pre-test modülü kullanılmıştır. Elde edilen sonlu eleman sonuçları Virtual. Lab programına aktarılarak 0-200 Hz için test modelinin programa oluşturulmasına çalışılmıştır. Pre-Test ile oluşturulan test noktaları yine Virtual. Lab programı içerisindeki döngü ile değerlendirmektedir ve belirlenen noktaların yeterli veya yetersiz olduğu kararını vermemize yardımcı olmaktadır. Şekil 3.15'de pre-test algoritması gösterilmiştir.



Şekil 3.15. Virtual. Lab pre-test algoritması

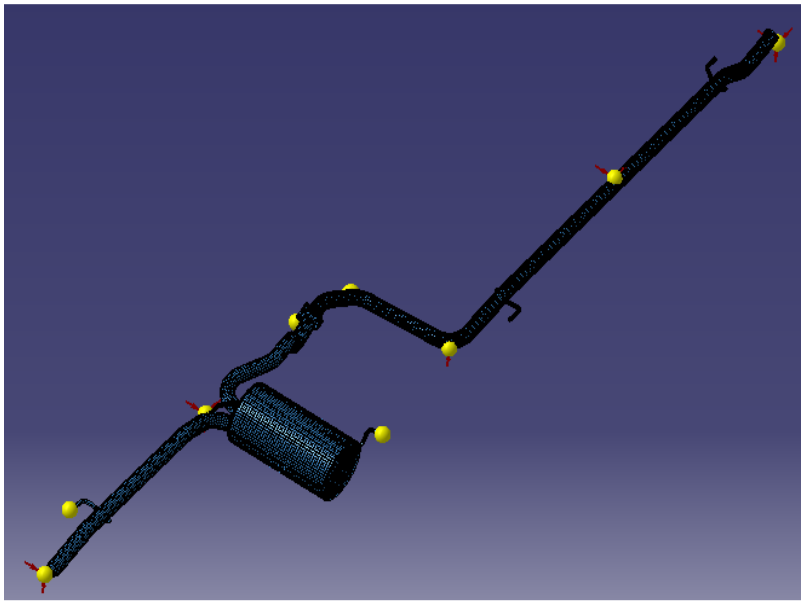
Şekil 3.16'da görüldüğü gibi Pre-Test oluştururken Virtual.Lab kaç nokta ve bu noktalar arasındaki uzaklığı belirlememizi istemektedir.



Şekil 3.16. Pre-Test nokta sayısı ve uzaklık girdileri

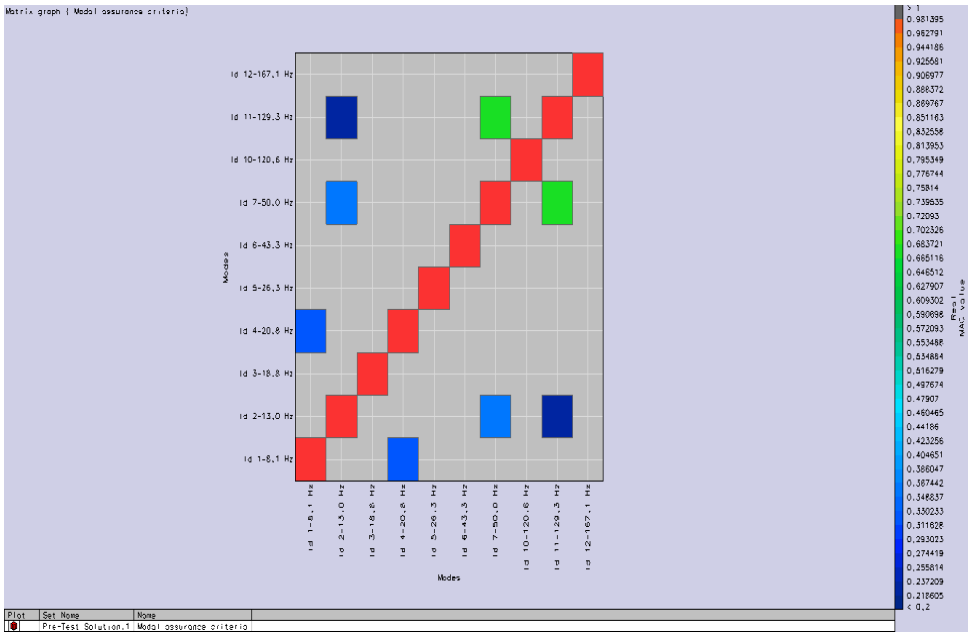
Belirlenen noktaların test için uygunluğunu MAC değerleri incelenerek görülebilmektedir. Mümkün olduğunca köşegen matris elde edilmelidir. Köşegenliği bozan değerlerin anlamı seçilen nokta sayısının belirlenen frekans aralığında ki tüm doğal frekansların deneysel olarak görülmesinde problem oluşabileceği anlamındadır.

Egzoza ait pre-test modelinin çıkarılmasında ilk etapta 9 nokta kullanılmıştır. Şekil 3.16'da görüldüğü gibi Virtual. Lab noktaların model üzerine atamaları gerçekleştirilmiştir.



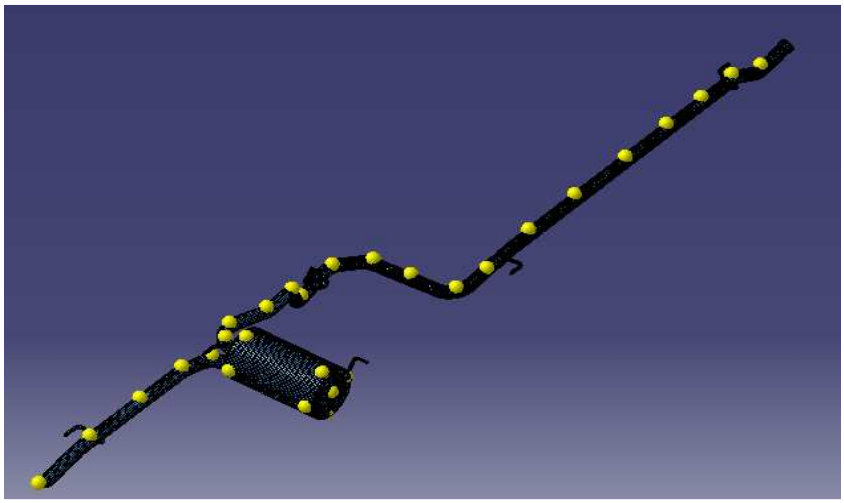
Şekil 3.17. Dokuz adet nokta ile oluşturulan model

Şekil 3.18’de, Şekil 3.17’de belirlenmiş olan noktaların MAC değerlendirmesi bulunmaktadır. Matrisi incelendiğinde köşegen haricinde de değerler olduğu görülmektedir. Bu da belirlenen nokta sayısı ile yapılacak testin tam olarak 0-200 Hz arasındaki doğal frekansların belirlenmesinde tam olarak modeli yansıtmayacağıdır. Bu durumda nokta sayısı arttırılarak tekrar pre-test uygulaması yapılmıştır.

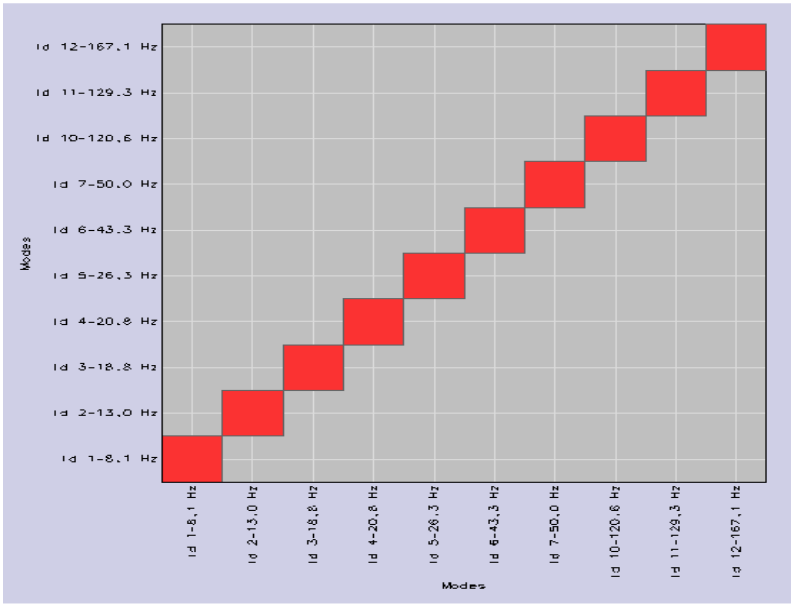


Şekil 3.18. Dokuz adet nokta ile oluşturulan modelin MAC değerlendirmesi

İncelenen MAC matrisi sonucunda egzozun deneysel modal analiz için şekil 3.19’da görüldüğü gibi 32 nokta belirlenmiştir. Yapı üzerinden her zaman belirlenen yerlerden ölçüm almak mümkün olmayacağından ve noktaların yapı üzerine homojen dağılımını sağlamak için belirlenen noktaları el ile uygun yerlere yerleştirerek tekrar MAC matrisi incelemesi yapılmıştır.

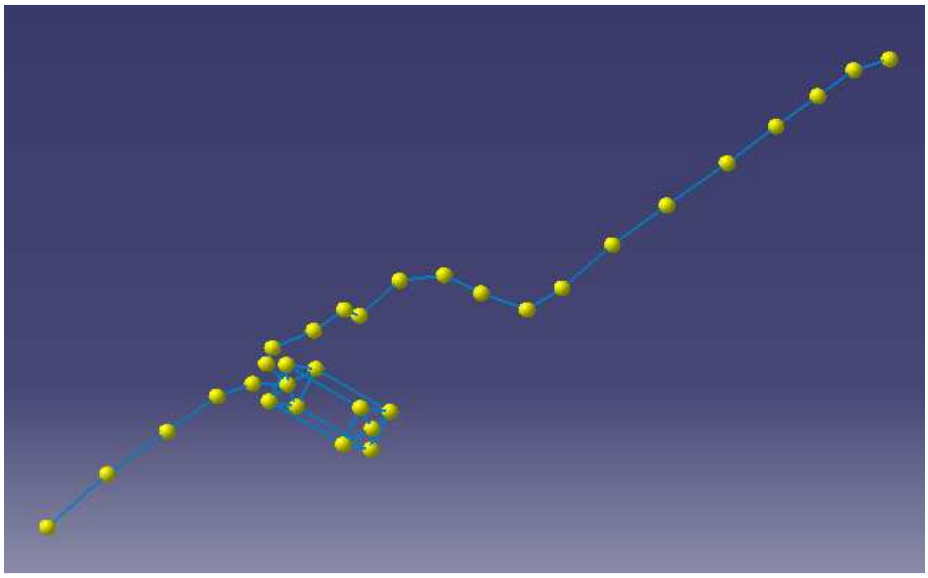


Şekil 3.19. Oluşturulan 32 noktalı son pre-test modeli



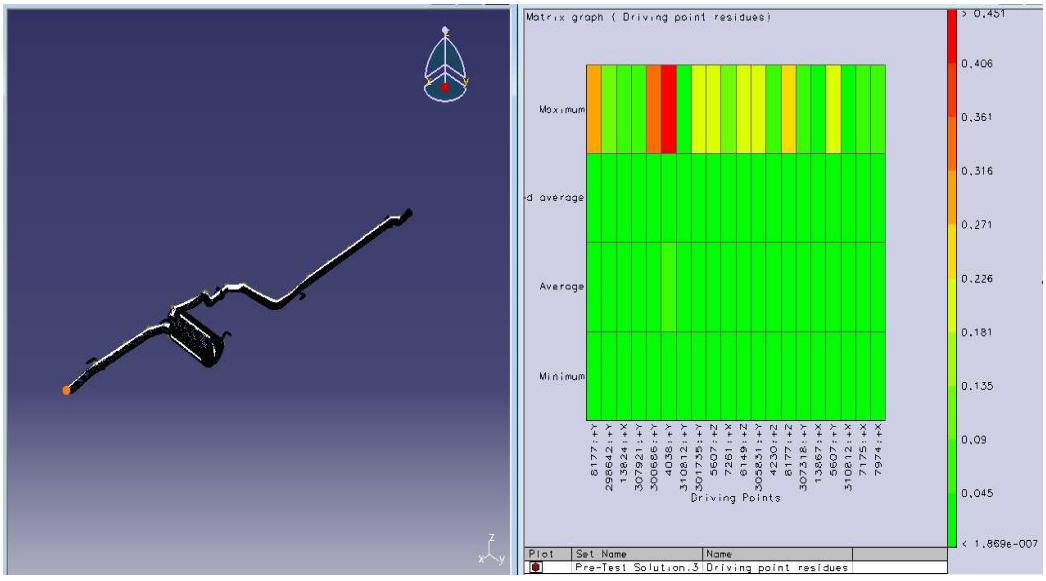
Şekil 3.20. Oluşturulan 32 noktalı son pre-test modeli MAC değerlendirmesi

Oluşturulmuş 32 noktalı test modeli Şekil 3.19'da görülmektedir. Şekil 3.20'de ise bu noktalara ait MAC değerlendirme matrisi bulunmaktadır. Mac değerlendirme matrisine göre modelde problem bulunmamaktadır. Problem bulunmadığı için Şekil 3.21'de ki tel kafes geometrisi oluşturulup çalışmada kullanılacak olan LMS TEST. LAB yazılımına aktarılması gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.21. LMS Test.Lab programı için oluşturulan Tel kafes geometri

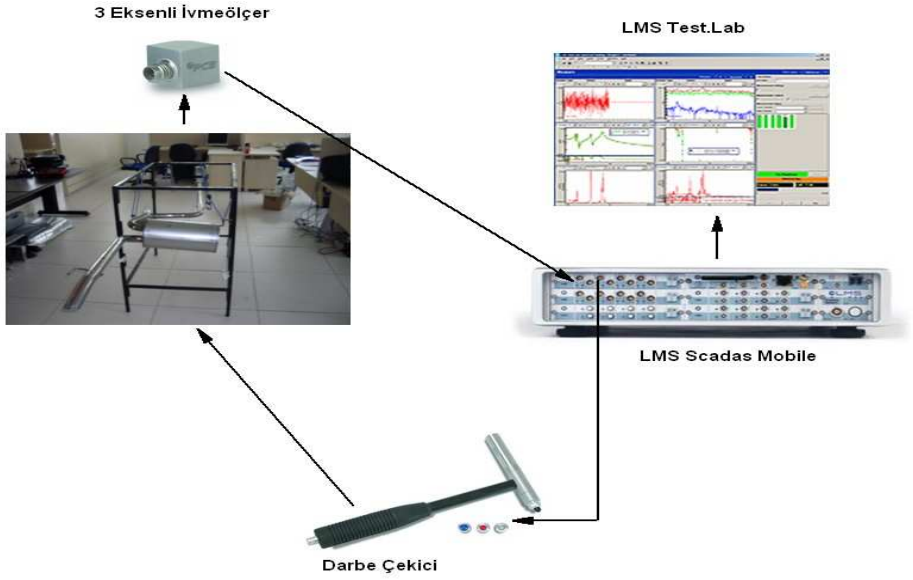
Yapılan çalışmada deneysel modal analiz için en iyi tahrik noktası bulunmaya çalışılmıştır. Bu sebeple Virtual.Lab Pre-Test çalışması yapıldıktan sonra en yapının en iyi tahrik edililecek test noktası Virtual.Lab "Driving Point" çalışması yapılarak elde edilmiştir.Bu çalışma sonucunda deneysel modal analiz için en iyi tahrik noktası egzozun çıkış noktasında belirlenmiş olan test noktası olduğu görülmüştür. Test yapılırken de bu nokta dikkate alınarak deneysel çalışma yapılmıştır.Yapılan çalışmada darbe çekici ile giriş fonksiyonu bu noktadan uygulanarak 0-200 Hz arasındaki tüm modlar tetiklenmeye çalışılmıştır.Şekil 3.22'de driving point uygulaması görülmektedir.



Şekil 3.22. LMS Virtual.Lab driving point

3.2.3. Deneysel modal analiz çalışması

Deneysel modal analiz çalışmasında LMS Test.Lab Impact Testing ve LMS Test. Lab Modal Analysis modülleri kullanılmıştır. Data toplama cihazı olarak da LMS SCADAS MOBILE 05 kullanılmıştır. LMS Test.Lab Impact Testing de Frekans Tepki Fonksiyonları elde edilip LMS Test.Lab Modal Analiz modülünde bu datalar işlenerek mod frekansı, sönüm değerleri ve mod şekilleri elde edilmiştir.



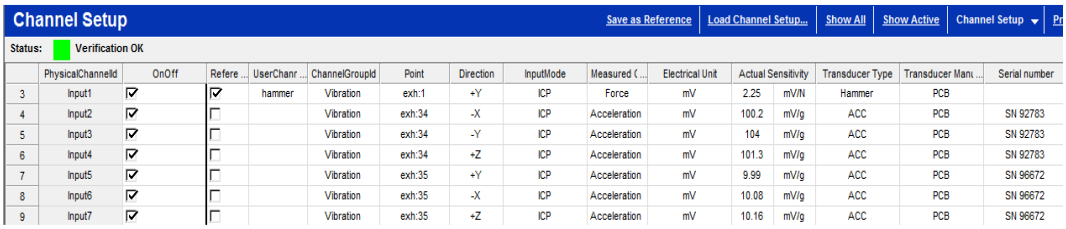
Şekil 3.23. LMS Test.Lab ile modal test şeması

Sonlu eleman modal analiz çözümlerinde olduğu gibi deneysel modal analizde de serbest sınır koşulu (Free boundry condition) ile test yapılmıştır. Gerçekte bunu sağlamak için şekil 3.24'de görüldüğü gibi deneysel model esnek halat veya iplerle asılmaktadır. Egzoz dört noktasından esnek iplerle asılarak bu koşul yerine getirilmeye çalışılmıştır. Pre-Test yazılımından alınan 32 nokta model üzerinden doğru bir şekilde bulunup isimlendirilmiştir.



Şekil 3.23. Serbest sınır koşulu oluşturacak şekilde deneysel modelin hazırlanması

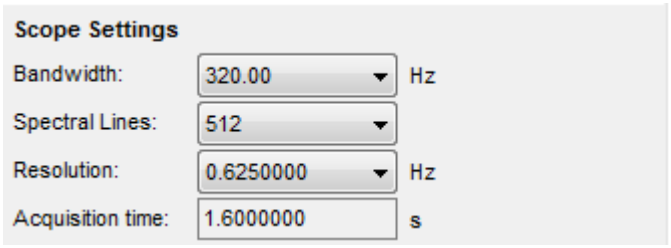
LMS Virtual. Lab Pre-Test çalışması ile belirlenen en iyi tahrik noktası 1. noktadan darbe çekici ile Z ve Y yönlerinde yapı tahrik edilmiştir. Üç adet üç eksen PCB ivmeölçer ile yapının cevabı ölçülmüştür. Test modeli 32 noktadan oluştuğu için kullanılabilir 3 ivmeölçer yapı üzerinde gezdirilmiştir. Tahrik noktası 1. Noktada sabit kaldığı için ivmeölçerler 1-2-3, 4-5-6, 7-8-9, 10-11-12, 13-14-15, 16-17-18, 19-20-21, 22-23-24, 25-26-27, 28-29-30 ve 31-32 noktalarına üçlü gruplar halinde taşınmıştır. Her grup için 1. Noktanın(egzozun gaz çıkış uç kışımı) Z ve Y noktalarından üç vuruş yapılmıştır ve bu üç vuruşun ortalaması alınarak her noktaya ait FRF oluşturulmuştur. Şekil 3.25'de görülen Test. Lab kanal ayarları içerisinde sensörlerin bilgileri, hassasiyet değerleri ve deneysel modelin hangi noktasını temsil ettikleri bilgileri yer almaktadır.



	PhysicalChannelId	OnOff	Refere ...	UserChanr ...	ChannelGroupId	Point	Direction	InputMode	Measured (...	Electrical Unit	Actual Sensitivity		Transducer Type	Transducer Manu ...	Serial number
3	Input1	☑	☑	hammer	Vibration	exh:1	+Y	ICP	Force	mV	2.25	mV/N	Hammer	PCB	
4	Input2	☑	☐		Vibration	exh:34	-X	ICP	Acceleration	mV	100.2	mV/g	ACC	PCB	SN 92783
5	Input3	☑	☐		Vibration	exh:34	-Y	ICP	Acceleration	mV	104	mV/g	ACC	PCB	SN 92783
6	Input4	☑	☐		Vibration	exh:34	+Z	ICP	Acceleration	mV	101.3	mV/g	ACC	PCB	SN 92783
7	Input5	☑	☐		Vibration	exh:35	+Y	ICP	Acceleration	mV	9.99	mV/g	ACC	PCB	SN 96672
8	Input6	☑	☐		Vibration	exh:35	-X	ICP	Acceleration	mV	10.08	mV/g	ACC	PCB	SN 96672
9	Input7	☑	☐		Vibration	exh:35	+Z	ICP	Acceleration	mV	10.16	mV/g	ACC	PCB	SN 96672

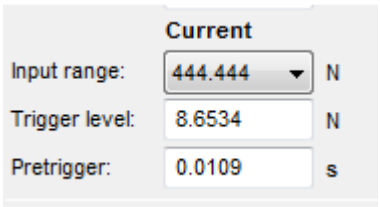
Şekil 3.24. Test.Lab kanal ayarları

Daha sonra ölçüm ile ilgili band aralığı, veri çözünürlüğü şekil 3.26'de ki gibi seçilmiştir. Test için 320 Hz'e kadar ölçüm alınmıştır. Çözünürlük olarak 0,625Hz olarak belirlenmiştir. Buradan da her vuruşa ait ölçüm süresi 1,6 saniye olarak belirlenmektedir.



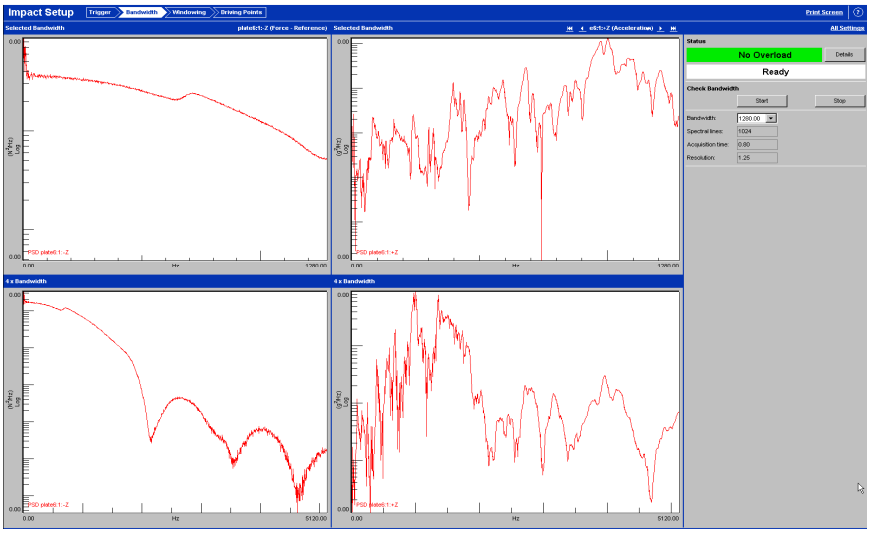
Şekil 3.25. Test. Lab band aralığı, çözünürlük ayarları

Modal Test daha önce de belirtildiği gibi bir giriş kuvveti ile tahrik edilen yapının cevabının ölçülmesi ile gerçekleşmektedir. Bunun içinde giriş fonksiyonu olan kuvvet değerinin bir eşik değeri olmalıdır. Bu çalışmada LMS Test. Lab tarafından bu eşik değeri şekil 3.27'da görüldüğü gibi 8,65N olarak belirlenmiştir.



Şekil 3.27. Giriş fonksiyonu eşik değeri

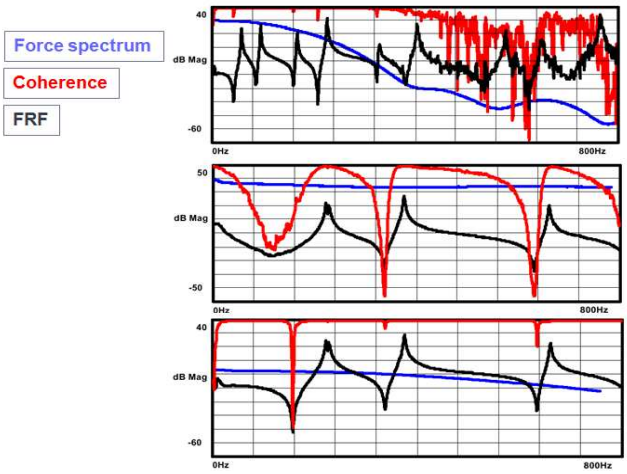
Daha önce girilmiş olan band aralığı Test. Lab tarafından kontrol edilmektedir. Bu sebeple tahrik noktasından yapı darbe çekici ile tahrik edilerek frekans tepki fonksiyonları elde edilmektedir. Bu şekilde seçilmiş olan band genişliği değerinin yeterli olup olmadığına karar verilebilinmektedir.



Şekil 3.28. Band aralığı kontrolü

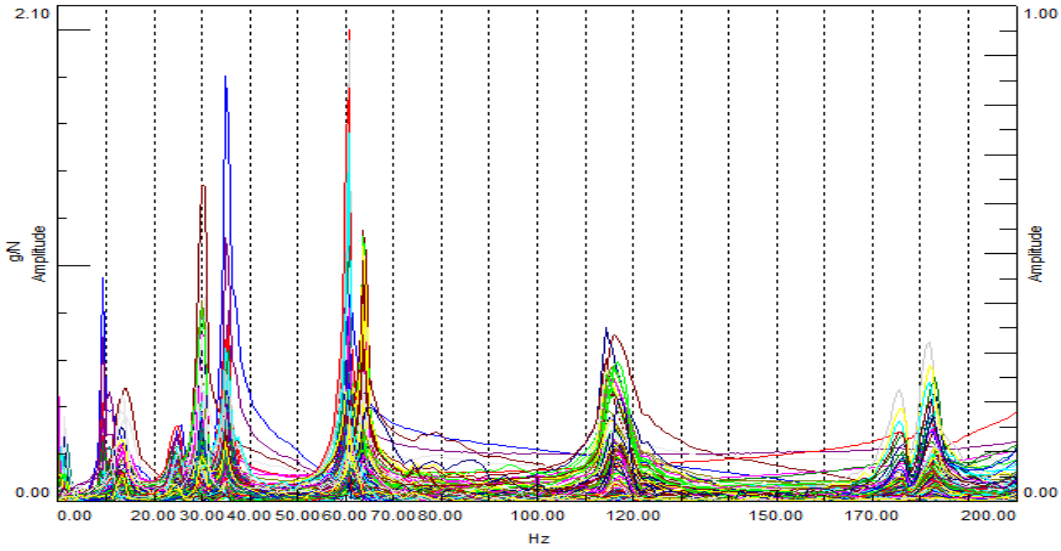
Bu kısımda aynı zamanda darbe çekicinin uç kontrolü de yapılır. Darbe çekiçleri farklı yapılar için farklı frekans aralıklarını tahrik etme kabiliyeti gösteren uçlara sahiptir. Kullandığımız uç test yapımız için sert veya yumuşak olabilmektedir. Bunun yorumu da bir sonraki sayfada bulunan Şekil 3.28'de ki grafiklere göre yapabilinir.

Şekil 3.29'de ki grafikler incelendiğinde birinci grafikte yapının tam olarak tahrik edilemediği görülmektedir. Bu nedenle bu tip uç yapı için fazla yumuşaktır. İkinci grafiği incelediğimizde Coh fonksiyonunun olması gerektiği değerde yani 1 değerinde olmadığı gözükmektedir. Bu tip davranışta yapı için kullanılan ucun sert olmasından kaynaklanmaktadır. Üçüncü grafiği incelediğimizde ise Coh fonksiyonunun istendiği gibi 1 üzerinde gittiği Frekans Tepki Fonksiyonunda herhangi bir problem olmadığı görülmektedir. Bunun anlamı kullanılan darbe çekici ucunun doğru tip olduğudur.



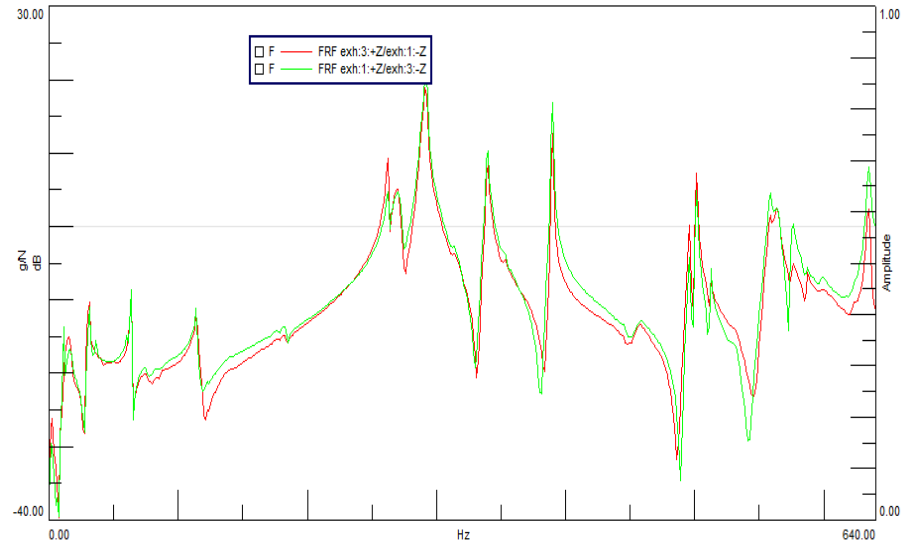
Şekil 3.29. Darbe çekici uç kontrolü

Bunun sonucunda pre-test yazılımı ile belirlenmiş olan 32 noktadan veri toplama işlemi gerçekleştirilmiştir. Toplam 216 adet Frekans Tepki Fonksiyonu datası elde edilmiştir. Şekil 3.30'da elde edilen FRF dataları görülmektedir.

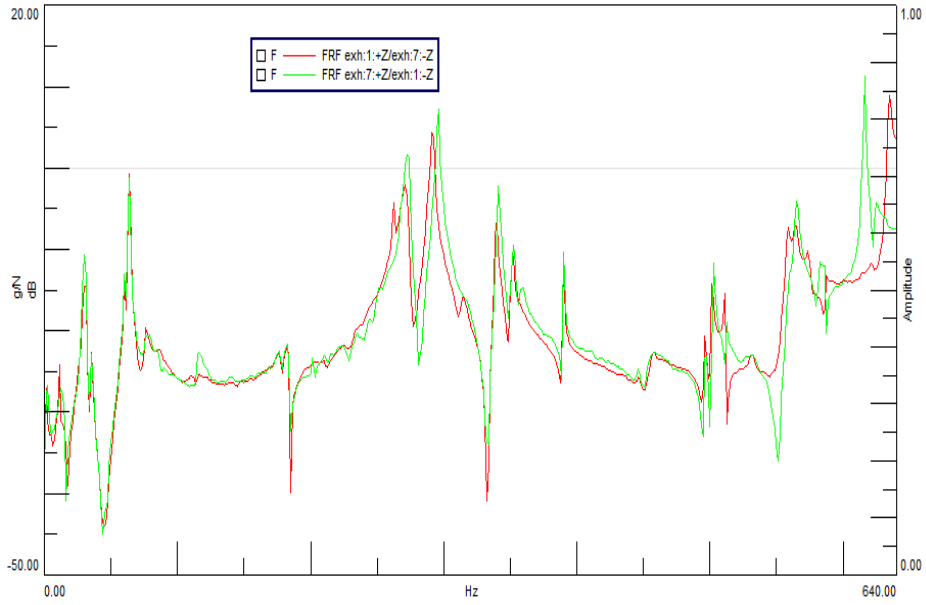


Şekil 3.30. Toplanan frekans tepki fonksiyonları

Deney sisteminin kontrolü için karşılılık (Reciprocity) kavramı da incelenmiştir. Bu kavrama göre yapı üzerinden iki adet ölçüm alınır. Bunlardan birincisinde etki uygulanan ve tepki ölçülen noktalar, ikincisinde tam tersi yani birinci de tepki ölçülen yerden etki uygulanır, etki uygulanan yerden de tepki ölçülerek elde edilen iki adet frekans tepki fonksiyonu birbiri ile karşılaştırılır. Şekil 3.31 ve Şekil 3.32'de karşılılık incelemeleri bulunmaktadır.



Şekil 3.31. Üçüncü nokta ile birinci nokta arası karşılılık

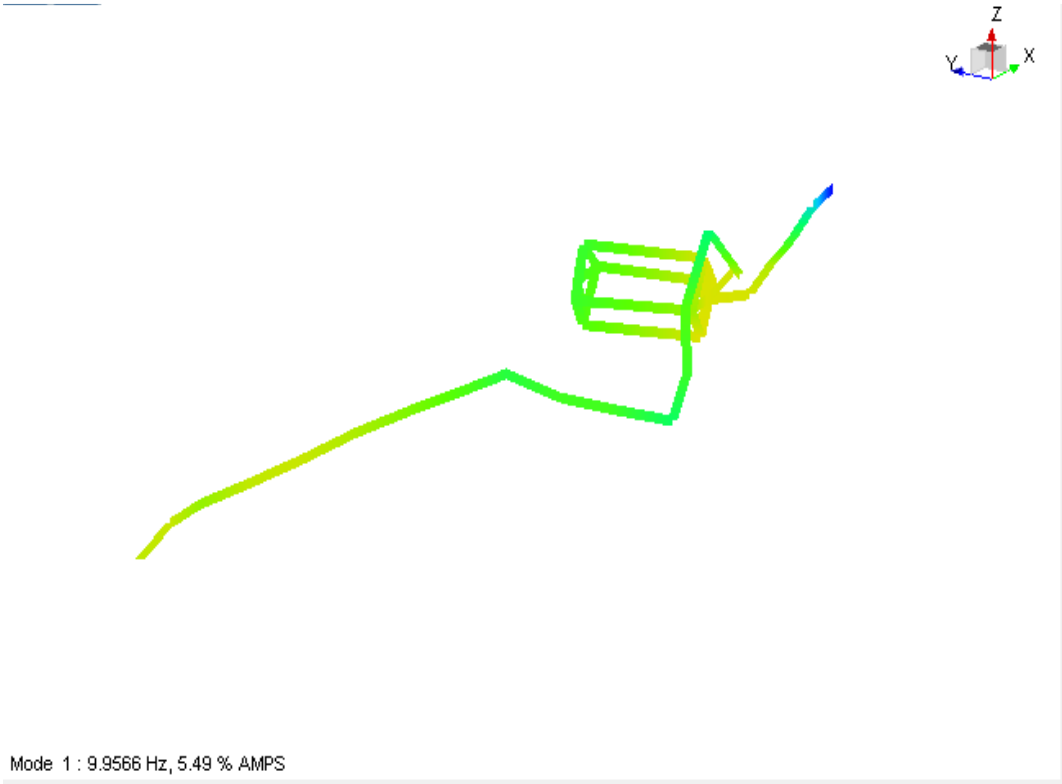


Şekil 3.32. Yedinci nokta ile birinci nokta arası karşılılık

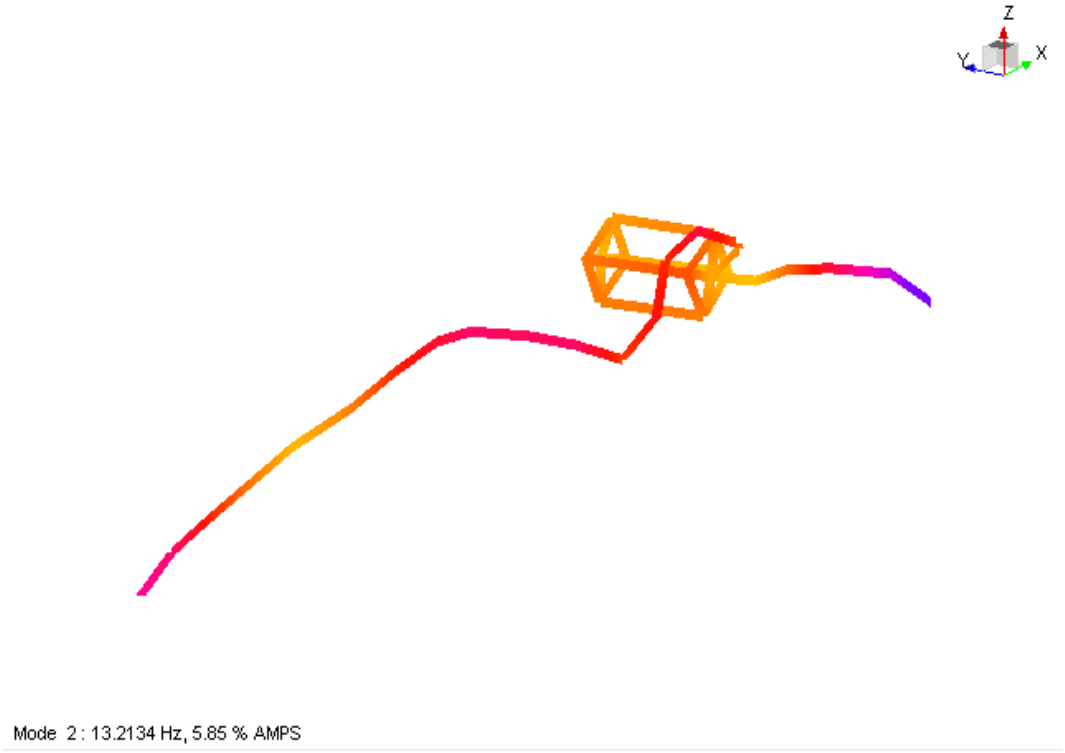
Toplanan dataların LMS Test. Lab 11B Modal Analysis modülünde işlenmesi ile deneysel modal analiz sonuçları elde edilmiştir.

Çizelge 3.2. Deneysel modal analiz sonuçları

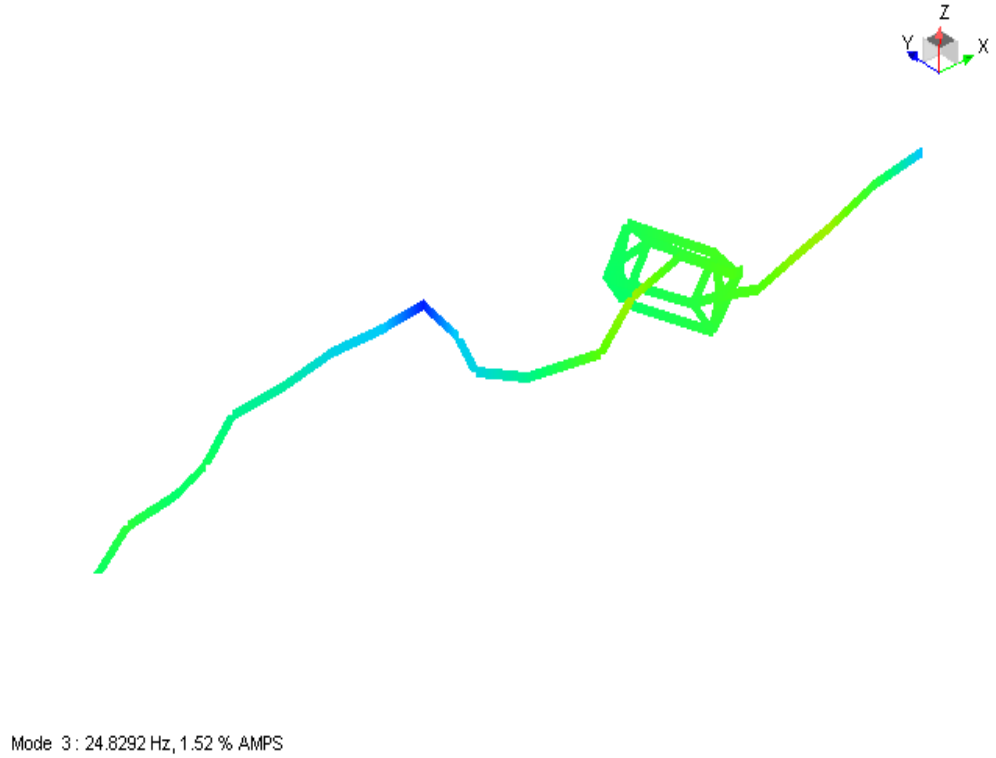
Mod Numarası	Test Sonuçları (Hz)	Sönüm Değerleri
1	9, 95	5,49
2	13, 20	5,85
3	24, 80	1,52
4	25, 20	1,32
5	29, 90	1,56
6	60, 40	0,57
7	63, 60	0,71
8	115, 50	0,92
9	116, 60	1,48
10	175, 90	0,63



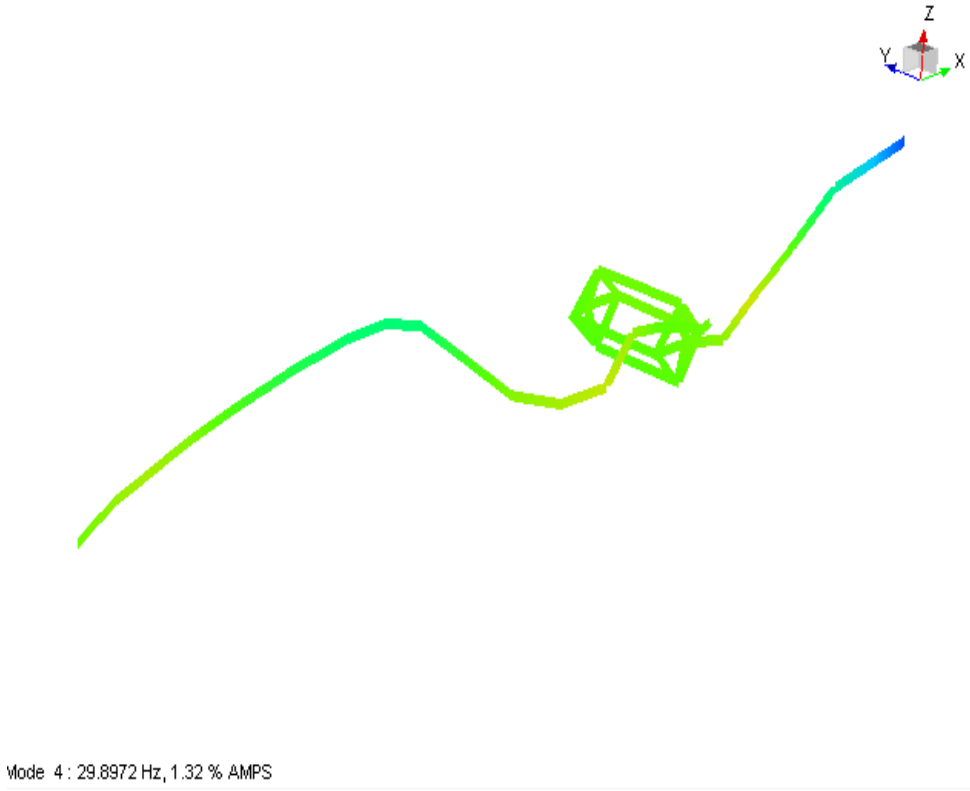
Şekil 3.33. Birinci mod şekli (9,9Hz)



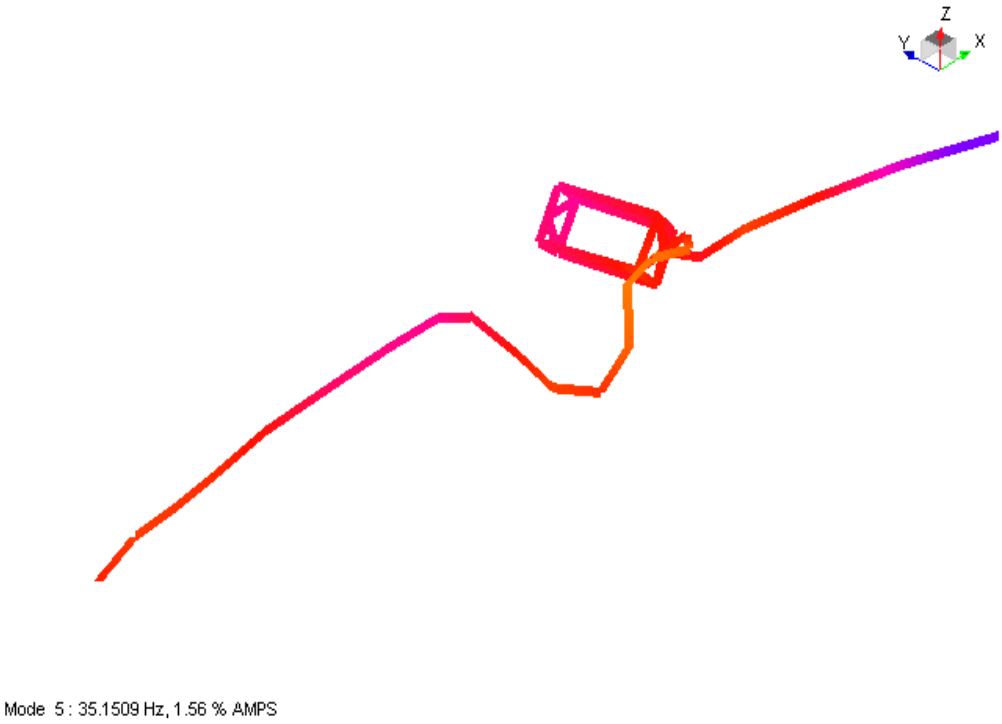
Şekil 3.34. İkinci mod şekli (13,2Hz)



Şekil 3.35. Üçüncü mod şekli (24,8Hz)



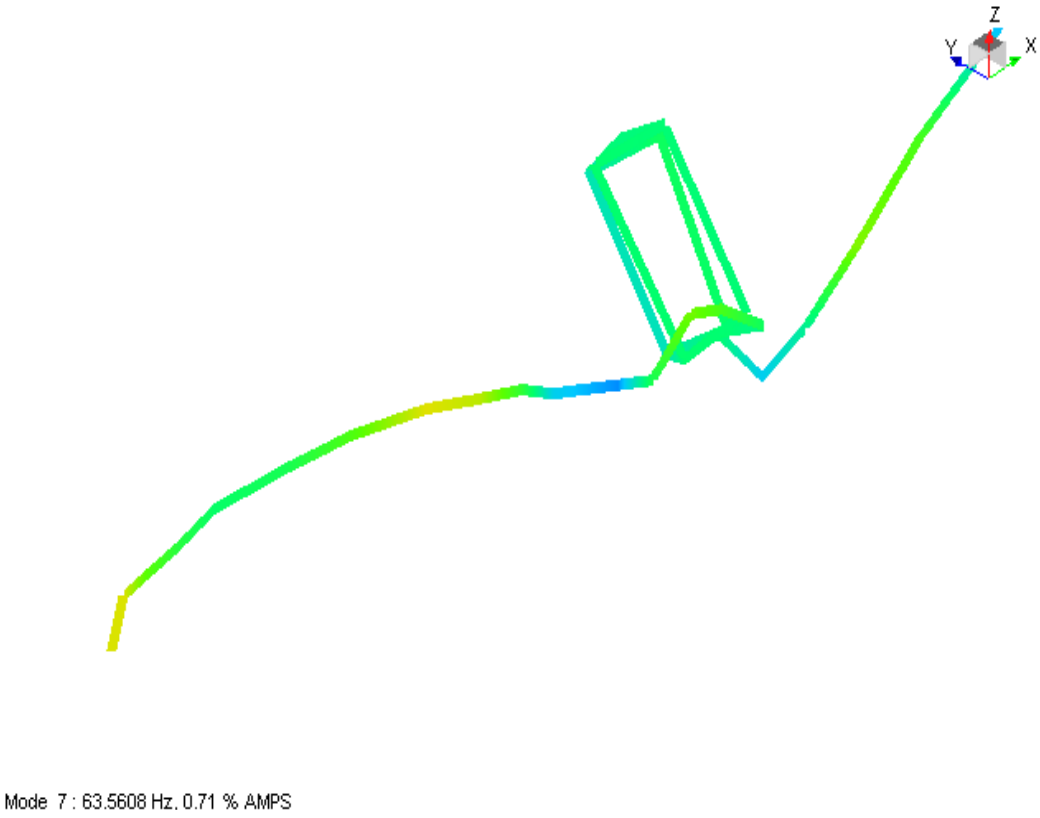
Şekil 3.36. Dördüncü mod şekli (29,8Hz)



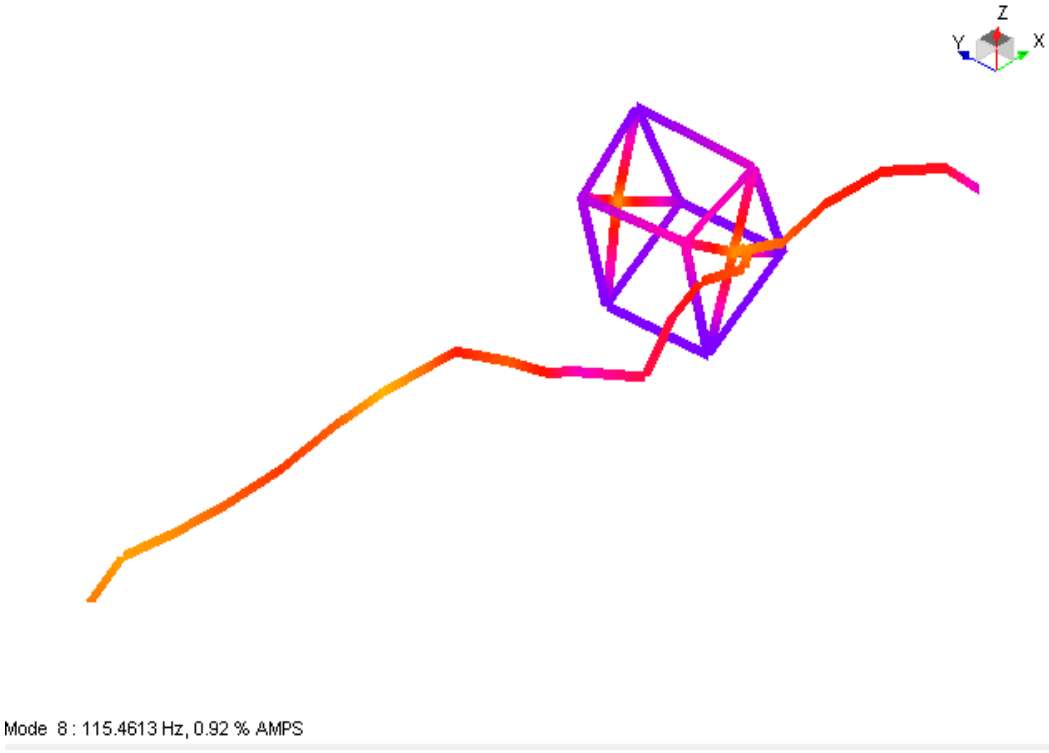
Şekil 3.37. Beşinci mod şekli (35,1Hz)



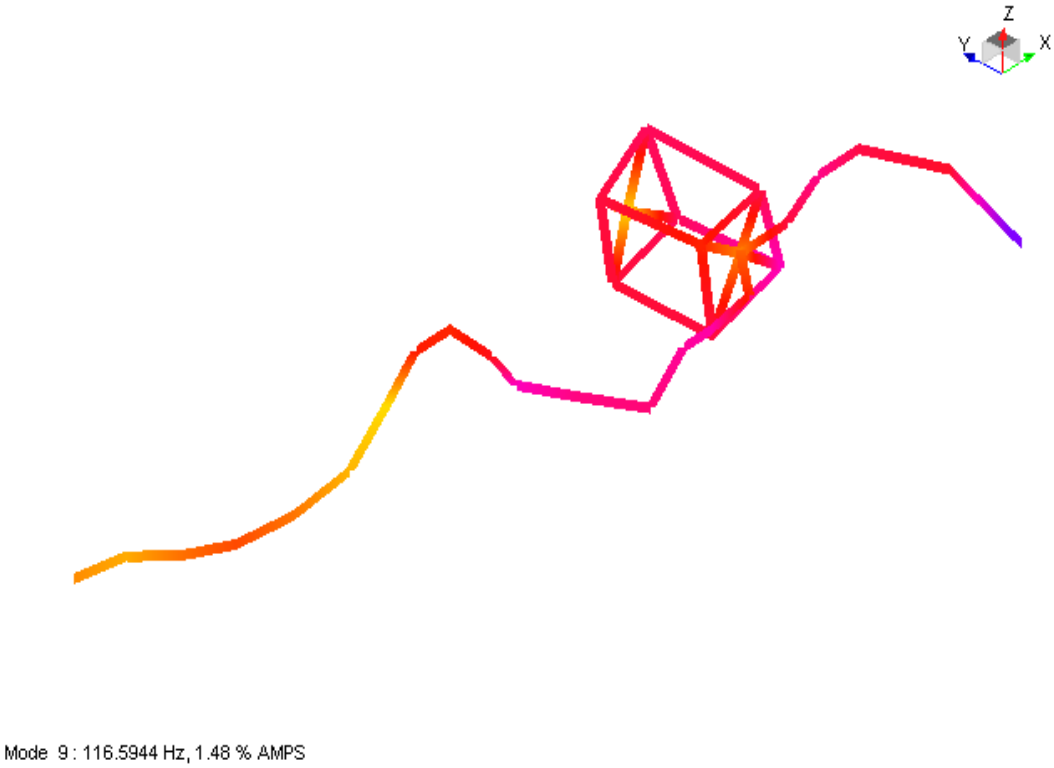
Şekil 3.38. Altıncı mod şekli (60,3Hz)



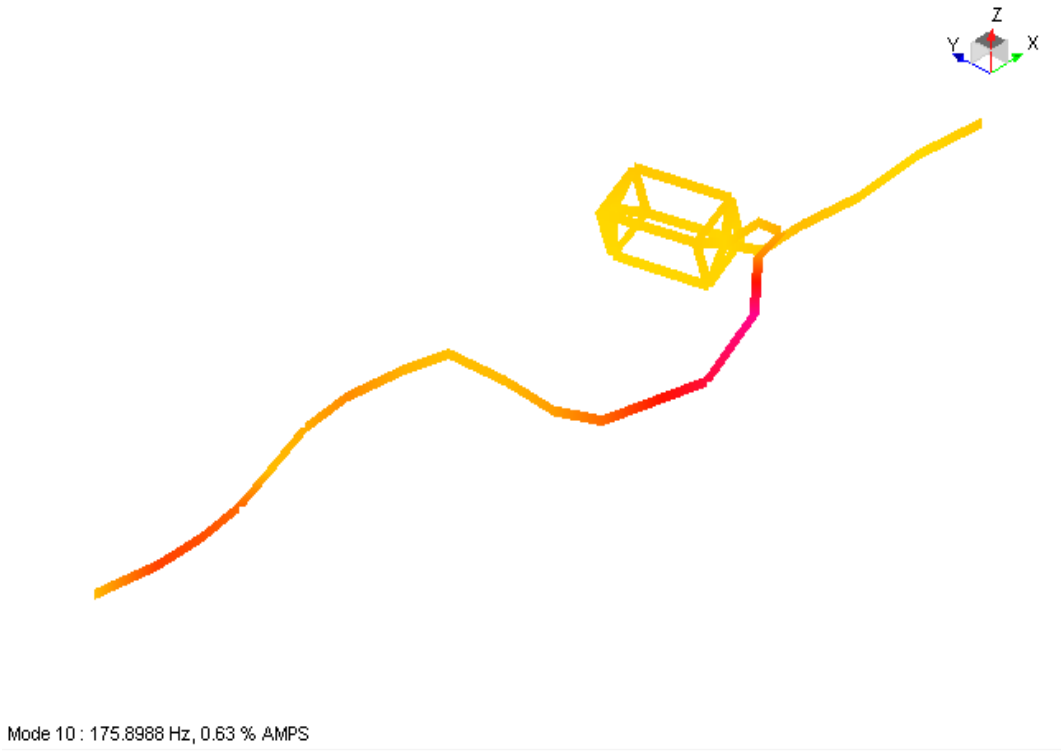
Şekil 3.39. Yedinci mod şekli (63,5Hz)



Şekil 3.40. Sekizinci mod şekli (115,4Hz)



Şekil 3.41. Dokuzuncu mod şekli (116,5Hz)

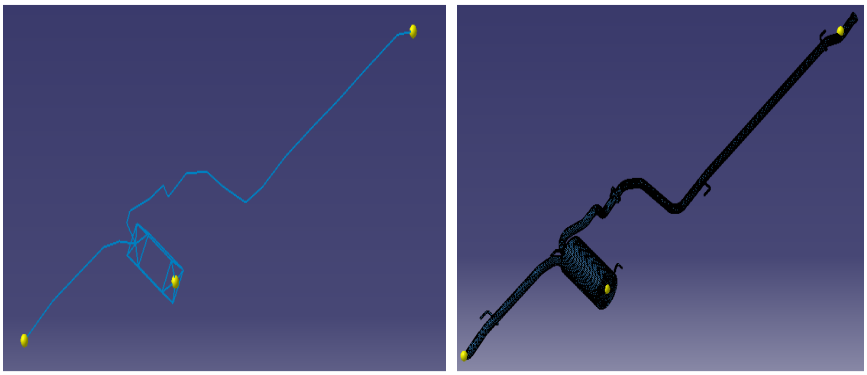


Şekil 3.42. Onuncu mod şekli (175,8Hz)

3.2.4. Sonlu eleman modal analiz sonuçları ve deneysel modal analiz sonuçlarının korelasyonu

Korelasyon çalışmasında test modeli referans model, FE model doğrulama modeli olarak tanımlanır ve iki model arasındaki benzerlikler ve farklılıklar hesaplanır.
Korelasyon kendi içinde iki ana bölümden oluşur. Bu bölümler, Geometrik korelasyon ve Dinamik korelasyon bölümleridir.

Korelasyonda ilk adım geometrik korelasyondur. Deneysel ve sonlu eleman modellerin axis sistemleri, ölçekleri ve ölçülendirmeleri farklı olabilir. Hem test hem de FE model için eşleşim noktaları yaratılır ve korelasyon modülünde bu noktalar eşleştirilerek, modeller arasında geometrik benzeşim sağlanır. Modeller aynı ölçülendirme boyutlarına ve aynı axis sistemlerine sahip olurlar. Geometrik korelasyonun son adımında, test modelinin yapısal modları reference mode set, FE modelinin yapısal modları verification mode set olarak tanımlanarak dinamik korelasyon adımına geçilir.



Şekil 3.43. Geometrik korelasyon

Şekil 3.43'de test modeli ve sonlu eleman modeli görülmektedir. Her iki modelde de 3 nokta seçilmiştir.Bu şekilde birbirini temsil edecek noktalar birbiriyle eşleşecektir.Bunun sonucu geometrik korelasyon gerçekleşecektir.Bu işlem için kullanılan formül;

$$\{X^{\text{NEW TEST}}\}=\{T\}_{\text{Translation}}+[R]_{\text{Rotation}} \cdot S_{\text{Scale}} \cdot \{X^{\text{OLD TEST}}\} \qquad (3.1)$$

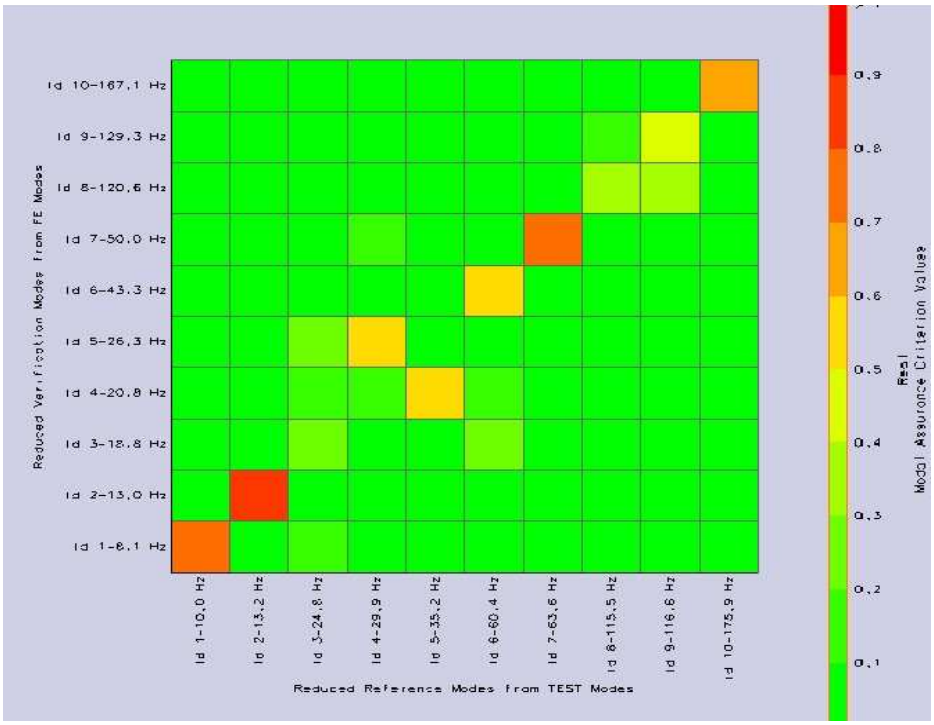
Korelasyonda ikinci adım dinamik korelasyondur. Bu kısımda MAC, MACCo, FRAC ve Orthogonality Check gibi metotlar ile korelasyon tamamlanır.

MAC (Modal Assurance Criterion) ile mod frekansları benzeşimleri kontrol edilir. Elde edilen matriste köşegenliğin olması ve MAC değerlerinin (0-1) 0,7'den büyük olması başarılı bir FE model ve iyi bir korelasyon anlamına gelmektedir. MAC içerisindeki Mod Pair Table (mod çifti tablosu) ile test ve FE modellerin modları arasındaki frekans farklılıklarını, frekansa bağlı damping miktarlarını görebileceğimiz gibi, mod şekillerini de kontrol ederek iki model arasındaki faz farkı da belirlenebilir.

Ortogonality Check (Ortogonal Kontrol), MAC işlemiyle benzerdir fakat burada kütle ve stiffness matrisleri hesaplanır. Burada test modeli ile FE modelin kütle ve stiffness parameterleri kullanıldığında korelasyon işleminin tamamlanması için mutlaka Nastran DMIG analiz çözüne ihtiyaç vardır.Nastran'ın mevcut olduğu bir sistemde çalışılıyor ise kullanıcı bu analizi LMS Virtual.Lab altında hesaplatılabilir.

Şekil 3.44'de bulunan MAC matrisini incelediğimizde köşegenliği bozan modlar olduğu görülmektedir. Bu matris değerlendirme kriterine göre model analiz sonuçları

hesaplatılmış olan matematiksel ve deneysel modeli karşılaştırmaktadır. Bununla birlikte MAC matrisinden beklenilen 1'e yakın değerler köşegenlerde tam olarak görülmemektedir. 1 değeri iyi korelasyon anlamına geldiği daha önce de anlatılmıştı. Bu matristen çıkarılacak sonuç, sonlu eleman modelinin deneysel modeli tam olarak yansıtmadığı anlamına gelmektedir. Bu MAC çalışmasından sonra model güncellemesi ve optimizasyon yapılması gerektiği görülmektedir.



Şekil 3.44. MAC matrisi

3.2.5. Model güncelleme çalışması ve korelasyon

Sonlu elemanlar modal analiz sonuçları ile deneysel modal analiz sonuçlarının karşılaştırılması sonucu bir takım farkların olduğu görülmektedir. Doğal frekans değerleri iki yöntem arasında farklılık göstermektedir. Bu nedenle doğal frekansların birbirine yaklaştırılması için sonlu eleman modeli üzerinde optimizasyon çalışması yapılmıştır. Bu yapılan model güncelleme çalışmasının optimizasyon kısmının ilk adımıdır. Buradaki amaç optimizasyon döngüleri şeklinde tanımlanan, tasarım değişken ve parametrelerinin modele etkileri hesaplanarak, bu parametrelerin çeşitli varyasyonları çözümlenerek, Test modeline en uyumlu sonlu eleman modelinde elde edilmektedir. Sonlu eleman modeli, referans model olan Test modele benzetmek ve

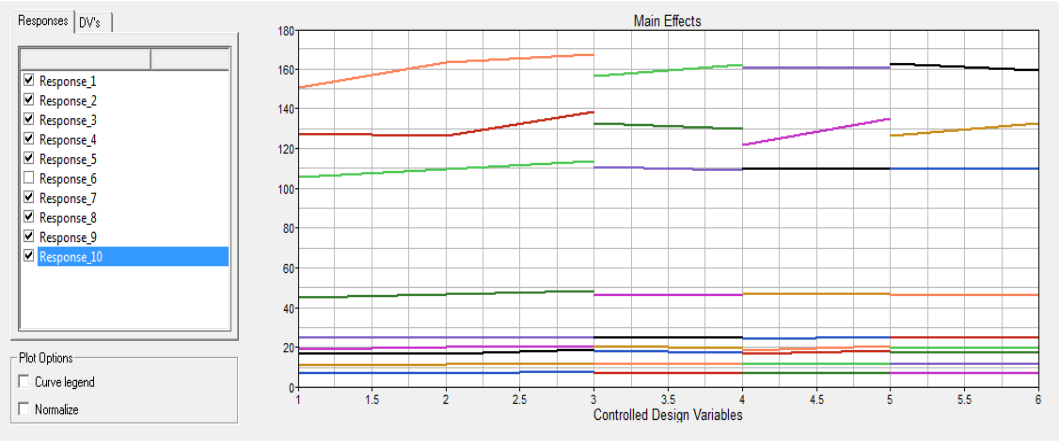
daha sonraki sonlu elemanlar analizlerinde, daha gerçeğe yakın sonuç ve davranış karakteristikleri elde etmek için güncellemek gerekmektedir.Virtual.Lab'ın kullandığı Nastran solver'ına sahip olmadığımız için Virtual.Lab'tan bağımsız olarak HyperStudy ile model güncellemesi yapılmaya çalışılmıştır.

Çizelge 3.3. Sonlu elemanlar ve deneysel modal analiz sonuçlarının karşılaştırılması

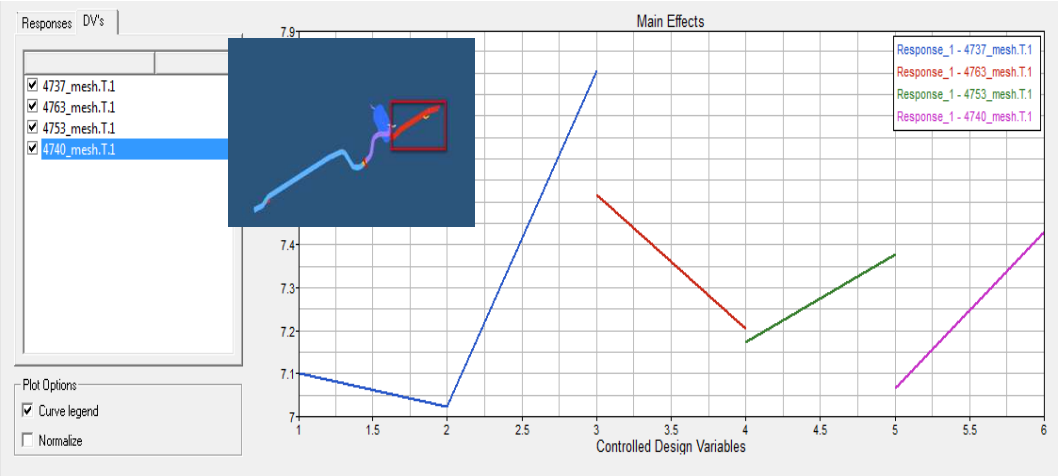
MOD NUMARASI	TEST SONUÇLAR(Hz)	SONLU ELEMAN SONUÇLARI(Hz)	FARK %
1	9, 95	8, 10	18, 59
2	13, 20	13,00	1, 52
3	24, 80	18, 80	24, 19
4	25, 20	20, 80	17, 46
5	29, 90	26, 30	12, 04
6	60, 40	43, 30	28, 31
7	63, 60	50,00	21, 38
8	115, 50	120, 60	4, 42
9	116, 60	129, 30	10, 89
10	175, 90	167, 10	5, 00

Optimizasyon çalışmasında egzozun tasarım parametreleri olan yoğunluk, elastisite modülü ve et kalınlığı optimizasyon değişkeni olarak kullanılmıştır. Çok sayıda tasarım değişkenine sahip modellerde optimizasyon probleminin büyümesi ve çözüm süresinin uzun bir zaman alması göz önünde bulundurulursa tasarım değişkenlerinin azaltılması veya hedefe en etkin tasarım değişkenlerinin belirlenmesi gerekmektedir. Bu tip problemlerde HyperStudy ile "Design of Experiment" (DOE) çalışması yapılarak hedefe en etkin tasarım değişkenleri ve tasarım değişkenlerinin birbirleri arasındaki ilişkiler belirlenebilir. DOE çalışmasından sonra etkisiz tasarım değişkenleri optimizasyon problemi içerisinden çıkartılabilir yada birbirleri ile bağlanarak tek bir tasarım değişkeni haline dönüştürülebilir. Bu da çok sayıda tasarım değişkenine sahip kompleks yapılarda optimizasyon problemini sadeleştirir ve tasarımcıya da yapı hakkında hakkında ön bir bilgi vermiş olmaktadır. Fakat elde ettiğimiz sonuçlarda farklı

modlar için farklı parametrelerin daha etkin olduğunu gördüğümüz için yoğunluk, elastisite modülü ve kalınlık bilgileri optimizasyon problemine değişken olarak girilmiştir.

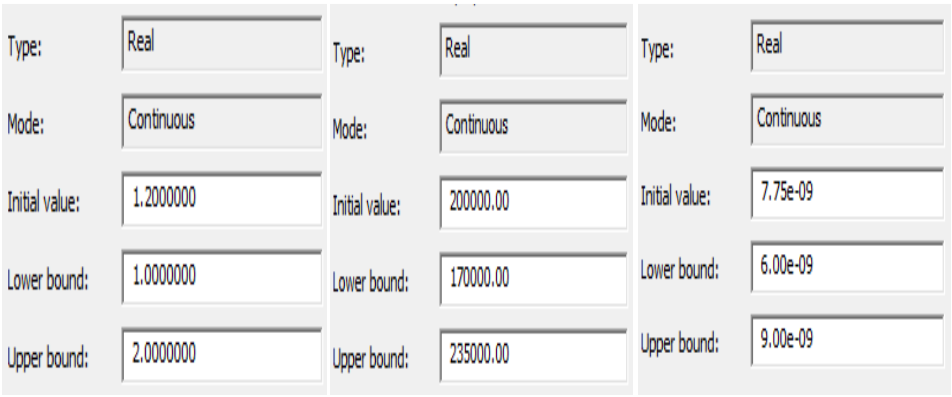


Şekil 3.45. DOE sonuçları örneği



Şekil 3.46. Birinci Doğal Frekan İçin DOE Sonucu

Optimizasyondan verilen değişken için problemin çözümünde değişkenlerin hangi aralıklarda olabileceğini programa girdi olarak vermemiz gerekmektedir. Şekil 3.47'de yoğunluk, kalınlık ve elastisite modülü için verilen aralıklara örnek görülmektedir.



Şekil 3.47. Kalınlık, elastisite modülü ve yoğunluk değişim aralıkları

Çizelge 3.4. Optimizasyon problemi sınır değerleri

PARÇA	Elastisite Modülü(MPa)	Kalınlık (mm)	Yoğunluk (ton/mm^3)	Elastisite Düşük Sınır	Elastisite Yüksek Sınır	Kalınlık Düşük Sınır	Kalınlık Yüksek Sınır	Yoğunluk Düşük Sınır	Yoğunluk Yüksek Sınır
Ön Boru	200000	1.5	7, 90E-09	170000	235000	1	2	6, 00E-09	9, 00E-09
Orta Boru	200000	1,5	7, 90E-09	170000	235000	1	2	6, 00E-09	9, 00E-09
Susturucu	200000	1,2	7, 90E-09	170000	235000	1	1.6	6, 00E-09	9, 00E-09
Çıkış Borusu	200000	1,2	7, 90E-09	170000	235000	1	1.6	6, 00E-09	9, 00E-09

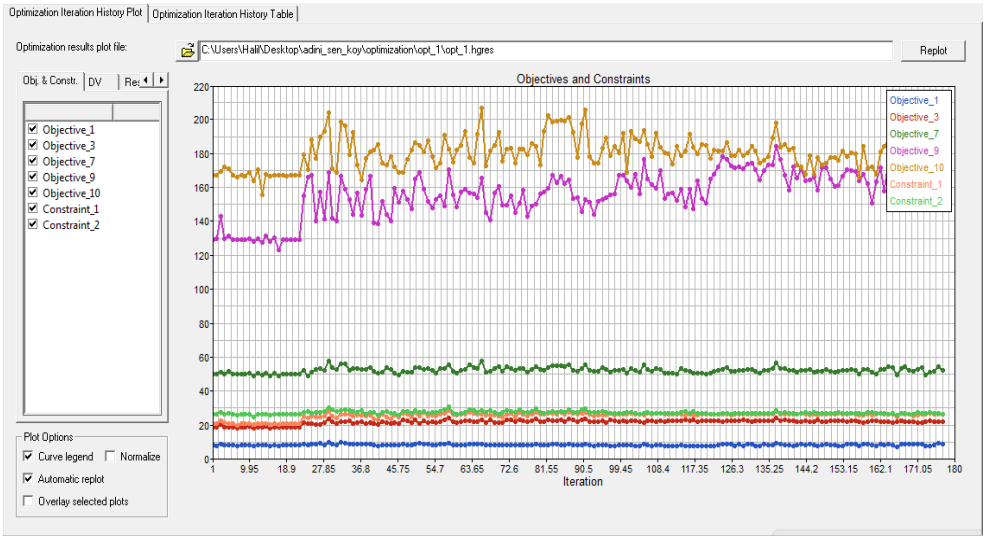
Optimizasyon probleminde kullanılacak cevap fonksiyonları sonlu eleman modelinden elde edilen doğal frekans değerleridir. HyperStudy her bir iterasyonda Radioss çözücüsünden gelen ve optimizasyonda cevap fonksiyonu olarak tanımlanmış doğal frekans değerlerini test ile elde edilen doğal frekans değerleri (amaç fonksiyonu) ile karşılaştırmaktadır.

Define objective

Objective: System Identification

	On	Label	Varname	Apply On	Evaluate From	Target Value
▶	☑	Objective_1	obj_1	Response_1	Solver	10.000000
	☐	Objective_2	obj_2	Response_2	Solver	13.200000
	☑	Objective_3	obj_3	Response_3	Solver	24.800000
	☐	Objective_4	obj_4	Response_4	Solver	33.000000
	☐	Objective_5	obj_5	Response_5	Solver	29.900000
	☑	Objective_6	obj_6	Response_6	Solver	60.400000
	☐	Objective_7	obj_7	Response_7	Solver	63.600000
	☑	Objective_8	obj_8	Response_8	Solver	115.500000
	☐	Objective_9	obj_9	Response_9	Solver	116.600000
	☑	Objective_10	obj_10	Response_10	Solver	175.900000

Şekil 3.48. Optimizasyon problemi hedef gösterimi



Şekil 3.49. Gösterilen optimizasyon parametrelerinin yakınsaması

Optimizasyon sonucunda 177 iterasyonda parametrelerin yakınsayarak HyperStudy tarafından optimizasyon döngüsüne son verilmiştir. İterasyon grafiği Şekil 3.49'da görülmektedir.Bu iterasyona bağlı olarak sonuçlar Çizelge 3.5'te verilmiştir. Elastisite modülü, yoğunluk ve kalınlıkların ilk ve optimizasyon değerleri bu şekilde gerçek modeli daha iyi temsil edecek şekilde optimizasyon problemi ile çözülmüştür.Bu değişikliklere bağlı olarak güncellenmiş modele ait modal analiz sonuçları ve deneysel modele göre farkları Çizelge 3.6'da verilmiştir.Bu tabloda ilk matematiksel model ile deneysel model arasındaki yüzdelik fark ve güncellenmiş sonlu eleman modeli doğal frekans sonuçları ile deneysel model modal analiz sonuçları arasındaki yüzdelik farklarda karşılaştırılmıştır.

Çizelge 3.5. Optimizasyon sonucu değişiklikler

Tasarım Değişkenleri	Orjinal FEM Model	Optimizasyon FEM Modeli
Ön Egzoz / Elastisite MPa	200000	217612
Ön Egzoz / Yoğunluk Ton/mm3	7,70E-09	8,30E-09
Ön Egzoz / Kalınlık mm	1, 50	1,80
Arka Egzoz / Elastisite MPa	200000	220215
Arka Egzoz / Yoğunluk Ton/mm3	7,70E-09	8,10E-09
Arka Egzoz / Kalınlık mm	1,20	1,40
Orta Egzoz / Elastisite MPa	200000	185000
Orta Egzoz / Yoğunluk Ton/mm3	7,70E-09	7,80E-09
Orta Egzoz / Kalınlık mm	1,50	1,42
Converter/ Elastisite MPa	200000	220000
Converter/ Yoğunluk Ton/mm3	7,70E-09	8,60E-09
Converter / Kalınlık mm	1,20	1,50

Çizelge 3.6. Optimizasyon sonucu doğal frekanslar arası yüzdelik fark değişimi

MOD NUMARASI	TEST SONUÇLARI (Hz)	SONLU ELEMAN SONUÇLARI (Hz)	FARK %	GÜNCELLENMİŞ SONLU ELEMAN SONUÇLARI (Hz)	GÜNCELLENMİŞ FARK %
1	9, 95	8, 1	18, 59	9, 5	4, 52
2	13, 2	13	1, 52	13, 5	2, 27
3	24, 8	18, 8	24, 19	26, 3	6, 05
4	25, 2	20, 8	17, 46	27, 9	10, 71
5	29, 9	26, 3	12, 04	31, 6	5, 69
6	60, 4	43, 3	28, 31	62, 9	4, 14
7	63, 6	50	21, 38	66, 4	4, 40
8	115, 5	120, 6	4, 42	122, 3	5, 89
9	116, 6	129, 3	10, 89	125, 8	7, 89
10	175, 9	167, 1	5	182, 4	3, 70

Çizelge 3.6'da görüleceği gibi deneysel ve sonlu eleman modal analizi sonuçları arasındaki fark gerçekleştirilen optimizasyon çalışması ile daha yakın hale getirilmiştir. Bu şekilde sonlu eleman modeli doğal frekans noktaları olarak gerçek modele daha yakın davranacaktır. Rezonans noktalarının gerçek modele yakın olması sonlu eleman modeli ile yapılacak dinamik analizler için daha güvenilir sonuçlar elde edilmesini sağlayacaktır. Örnek verilecek olursa bir dinamik analiz olan titreşim yorulması analizi yapılacağında araç üzerinden gelen titreşimlere göre bir titreşim profili çıkarılmaktadır.Bu titreşim profili gelen zorlamalara bağlı olarak bazı frekanslarda daha etkin olmaktadır. Etkin olan frekans 24 Hz olarak belirlenirse, sonlu eleman modellemesi yapılmış ve model güncellemesi yapılamamış bir model ile çalışıldığında yanlış sonuçlar alınmasına sebep olacaktır. Çizelge 3.6 incelenirse 24 Hz ve civarında sonlu eleman modelinde bir rezonans noktası görülmemektedir.Fakat sonlu eleman modelinde 24 Hz doğal frekans noktasına en yakın 26,30 Hz olarak görülmektedir. Fakat bu doğal frekansta gerçek modeldeki mod şeklini yansıtmadığından elde edilecek analiz sonuçlarının gerçek modeli yansıtmayacağından sonuçların sağlıklı olması tartışılır durumda olacaktır. Test modeline baktığımızda 24,19 Hz de bir doğal frekans bulunmaktadır ve bu yapının üçüncü doğal frekansı görülmektedir ve buna göre mod şekli olmaktadır. Sonlu eleman modelinde ise 24 Hz civarındaki doğal frekans noktası

dördüncü mod olarak görülmektedir. Bu durumda yapılacak titreşim yorulması analizi sonuçları eğer ki model güncelleme işlemi yapılmış matematiksel modelde uygulanırsa sonuçlar gerçek modele ait sonuçlara daha yakın olacaktır.

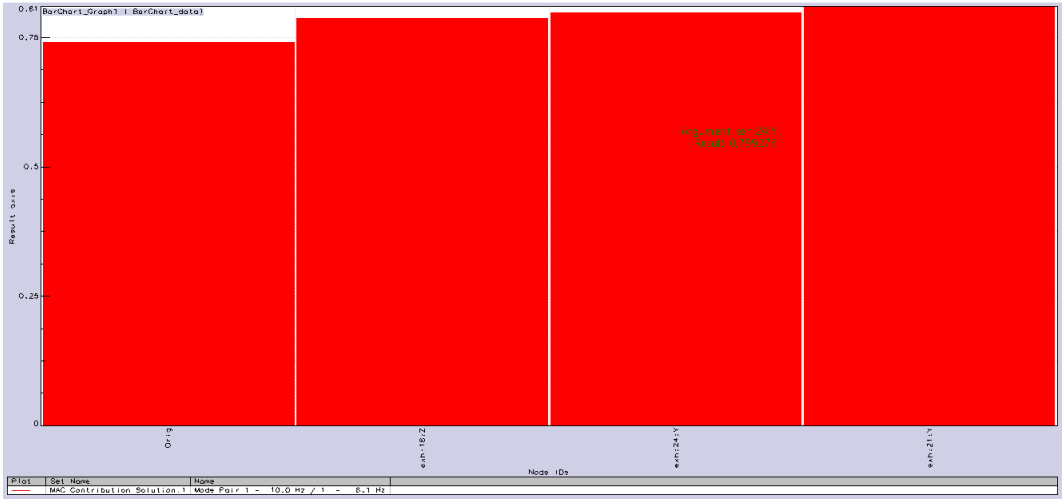
HyperStudy ile yapılan işlemde sadece doğal frekans noktalarını deneysel modelde elde edilen noktalara taşımak olmuştur. Doğal frekans noktalarında önemli olan bir noktada mod şekilleridir.Bu da sonlu eleman modeli üzerindeki düğüm noktalarının serbestlik dereceleri üzerinde işlem yaparak düzeltilmektedir. Bunun için LMS Virtual.Lab Modification Prediction ile Optimus optimizasyon modülü kullanılmıştır. Bu şekilde MAC matrisleri incelenerek korelasyon sonuçları elde edilmektedir.

Normal bir çalışma prodesüründe Virtual.Lab, Nastran Sol200 ve Sol 103 çözücülerine ihtiyaç duymaktadır. Bu çözücüler ile direk olarak iletişime geçip model üzerinde gerekli modifikasyonları yapıp bu Nasran çözücülerine sonlu eleman modelini çözdürmektedir. Bu şekilde Virtual.Lab ile Nastran arasında bir döngü sistemi oluşturulmuş olunur ve bu şekilde tek adımda korelasyon işlemi yapılabilir. Bu durumda HyperStudy yazılımına ihtiyaç duyulmayacaktır. Nastran Sol 200 sensitivity analizi yaparak en iyi etkiyi sağlayacak parametreleri optimizasyon döngüsüne dahil eder. Sol 103 ise sonlu eleman çözücüsü olarak yapılan modifikasyonlar sonucu değiştirilmiş sonlu eleman modelinin çözümlerini yaparak Virtual.Lab'a gönderir ve burada hedef değerler olan Test değerleri ile karşılaştırılarak yakınmasa kriteri sağlanana kadar optimizasyon döngüsü devam eder.

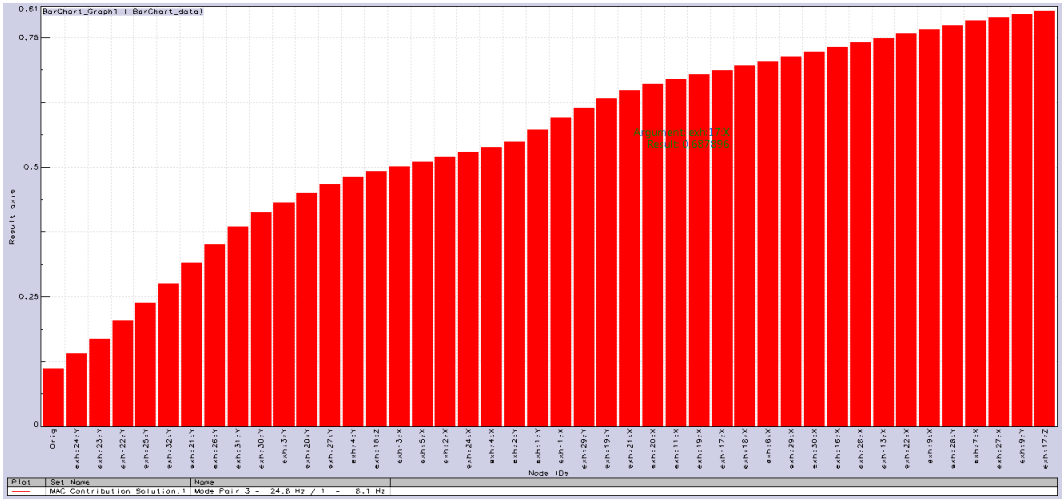
HyperStudy ile olan model güncelleme çalışması sonucu çıkan MAC matrisi üzerinde etkisi olmamaktadır.Bunun nedeni ise iki model arasında ki verilen giriş fonksiyonuna karşı verilen cevaplar arasındaki faz farklarıdır. Bu nedenle sonlu eleman ve deneysel model sonuçlarına ait mod şekillerinde farklılıklar bulunmaktadır. Bu farklılıkları minimize etmek için LMS Virtual.Lab Modification Prediction modülü ile sonlu elemanlar modeli üzerindeki düğüm noktalarına yay,kütle ve sönümleme parametreleri kurulacak optimizasyon problemi ile belirlenecektir. Hedef olarakda MAC matrisi gösterilerek optimizasyon döngüsü için hedef belirtilecektir. Bu şekilde en iyi MAC matrisi elde edilene kadar yapılmasına izin verilen modifikasyonlar sonlu eleman modeli üzerine uygulanarak optimizasyon döngüsü sürecektir.

Modificiation Prediction modülü, mevcut sonlu elemanlar yapısal mod cevaplarından faydalanılarak, modele basit kütleler ekleme, rijitiliği ve sertliği arttırıcı elemanlar tanımlama gibi işlemlerin yapısal modlar üzerinde yaratacağı etkileşim ve değişimi hesaplamakta kullanılan pratik bir çözüm aracıdır. Tüm modeli etkileyebilecek olan kütlesel değişimler, geometrik değişimler, malzeme parametrelerindeki değişimlerin, yapısal modlar üzerinde yaratacağı değişimi hesaplayabilmek ve yeni yapısal modları tespit edebilmek için sonlu eleman solver yazılımına ihtiyaç duyulurken, bahsi geçen lokal tanımlamaların etkisini hızlıca *Modification Prediction* sayesinde hesaplanabilinmektedir. Modification Prediction'da, model üzerinde yapılmış küçük modifikasyonların etkileri yalnızca mod frekansını değil bunun yanında, mod şekili verilerini ve de eğer tanımlı ise frekansa bağlı sönüm değerlerini de güncellenmektedir.

MacCo(MAC Contribution) çalışması ile MAC değerlerini artırmada hangi noktaların daha fazla rolü olduğunu görebilmekteyiz.Şekil 3.50 ve 3.51'de örnek olarak MacCo çalışması gösterilmiştir.

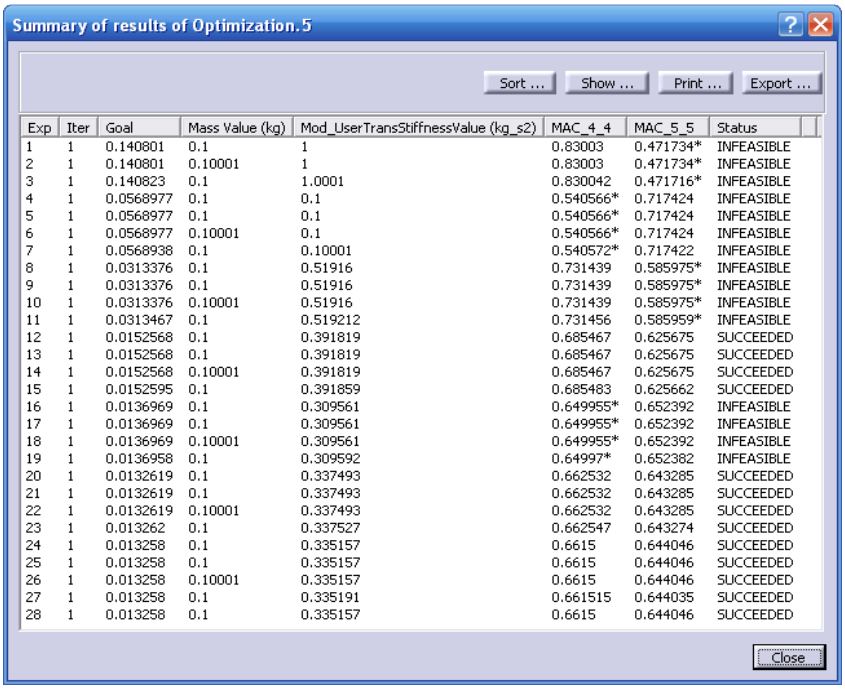


Şekil 3.50. Deneysel ve sonlu eleman modeli MAC değeri yükseltme çalışması(1.Mod)



Şekil 3.51. Deneysel ve sonlu eleman modeli MAC değeri yükseltme çalışması(3.Mod)

Elde edilen şekil 3.50 ve 3.51'de görülen grafikler sırasıyla 1. Ve 3. Moda ait MAC değerini artırmak için gerekli olan çalışma noktaları ve yönlerini göstermektedir. 1.mod için MAC matrisinde problem görülmemektedir. Fakat 3. mod problemli olarak görülmektedir ve MACco sonuçlarından da bunu görebilmekteyiz. Bu grafiğe göre 3. moda ait MAC değerini yükseltebilmek için bütün model üzerinde değişikliğe gitmek gerekmektedir.



Exp	Iter	Goal	Mass Value (kg)	Mod_UserTransStiffnessValue (kg_s2)	MAC_4_4	MAC_5_5	Status
1	1	0.140801	0.1	1	0.83003	0.471734*	INFEASIBLE
2	1	0.140801	0.10001	1	0.83003	0.471734*	INFEASIBLE
3	1	0.140823	0.1	1.0001	0.830042	0.471716*	INFEASIBLE
4	1	0.0568977	0.1	0.1	0.540566*	0.717424	INFEASIBLE
5	1	0.0568977	0.1	0.1	0.540566*	0.717424	INFEASIBLE
6	1	0.0568977	0.10001	0.1	0.540566*	0.717424	INFEASIBLE
7	1	0.0568938	0.1	0.10001	0.540572*	0.717422	INFEASIBLE
8	1	0.0313376	0.1	0.51916	0.731439	0.585975*	INFEASIBLE
9	1	0.0313376	0.1	0.51916	0.731439	0.585975*	INFEASIBLE
10	1	0.0313376	0.10001	0.51916	0.731439	0.585975*	INFEASIBLE
11	1	0.0313467	0.1	0.519212	0.731456	0.585959*	INFEASIBLE
12	1	0.0152568	0.1	0.391819	0.685467	0.625675	SUCCEEDED
13	1	0.0152568	0.1	0.391819	0.685467	0.625675	SUCCEEDED
14	1	0.0152568	0.10001	0.391819	0.685467	0.625675	SUCCEEDED
15	1	0.0152595	0.1	0.391859	0.685483	0.625662	SUCCEEDED
16	1	0.0136969	0.1	0.309561	0.649955*	0.652392	INFEASIBLE
17	1	0.0136969	0.1	0.309561	0.649955*	0.652392	INFEASIBLE
18	1	0.0136969	0.10001	0.309561	0.649955*	0.652392	INFEASIBLE
19	1	0.0136958	0.1	0.309592	0.64997*	0.652382	INFEASIBLE
20	1	0.0132619	0.1	0.337493	0.662532	0.643285	SUCCEEDED
21	1	0.0132619	0.1	0.337493	0.662532	0.643285	SUCCEEDED
22	1	0.0132619	0.10001	0.337493	0.662532	0.643285	SUCCEEDED
23	1	0.013262	0.1	0.337527	0.662547	0.643274	SUCCEEDED
24	1	0.013258	0.1	0.335157	0.6615	0.644046	SUCCEEDED
25	1	0.013258	0.1	0.335157	0.6615	0.644046	SUCCEEDED
26	1	0.013258	0.10001	0.335157	0.6615	0.644046	SUCCEEDED
27	1	0.013258	0.1	0.335191	0.661515	0.644035	SUCCEEDED
28	1	0.013258	0.1	0.335157	0.6615	0.644046	SUCCEEDED

Şekil 3.52. Virtual.Lab optimizasyon

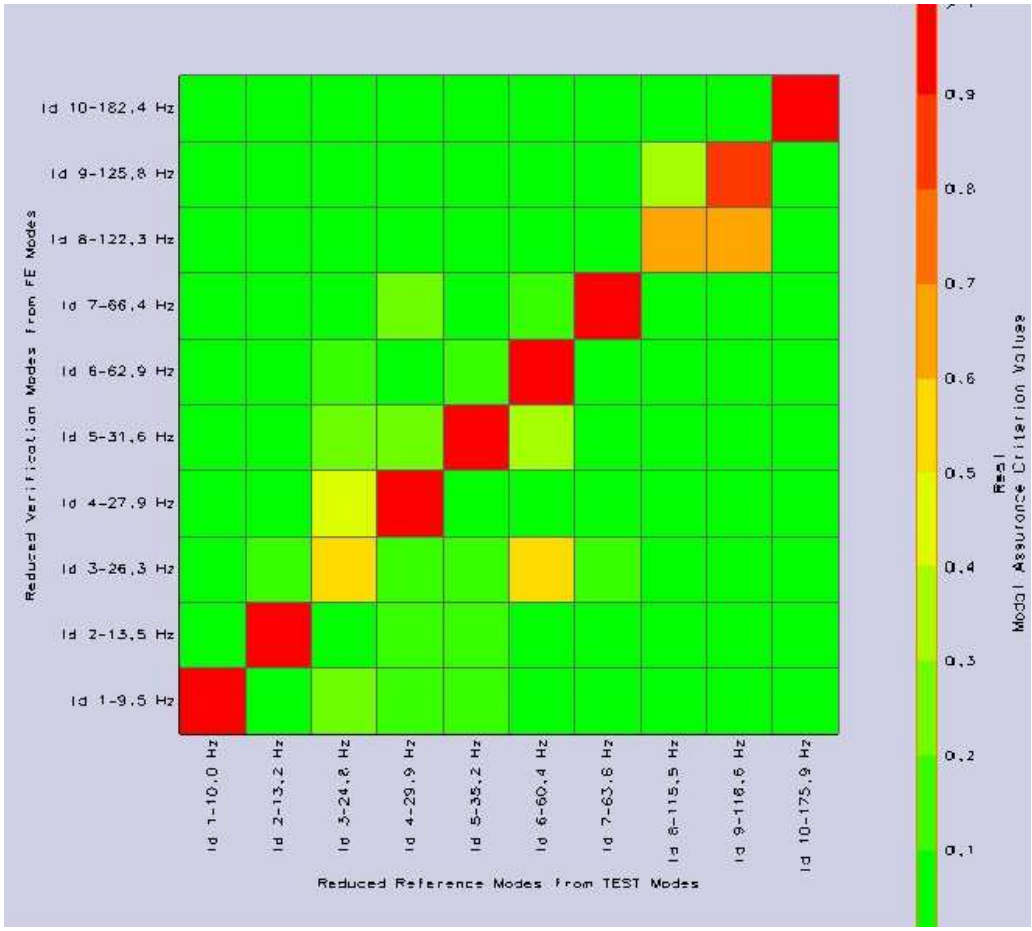
4.BULGULAR

Bu çalışmada bir binek aracın egzozuna ait sonlu eleman modellerinin modelleme işlemi sırasında yapılan bazı kabuller ve bilinmeyen değerler nedeniyle gerçek modeli yansıtıp yansıtmadığı ve gerçek model ile arasında ne gibi farklar olduğu konusunda olmuştur. Bununla birlikte tespit edilen farkların giderilmesi için bilgisayar destekli optimizasyon algoritması oluşturulmuştur. Yapılan çalışmalar modellerin dinamik karakteristiklerini temsil eden modal analiz çalışmalarından yola çıkılarak yapılmıştır.

Egzoza ait modelleme HyperMesh programı ile oluşturulup modal çözümleri yapılmıştır.Bu analiz sonuçlarından yola çıkılarak LMS Virtual.Lab programının algoritması kullanılarak deneysel modal analiz için en iyi tahrik ve en iyi ölçüm noktalarını belirleyen Pre-Test çalışması yapılmıştır.Bu sonuçlara göre belirlenen tahrik noktası ve ölçüm noktaları kullanılarak deneysel modal analiz LMS Scadas Mobile veri toplama cihazı ve LMS Test.Lab Impact Testing ve LMS Test.Lab Modal Analysis modülleri kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

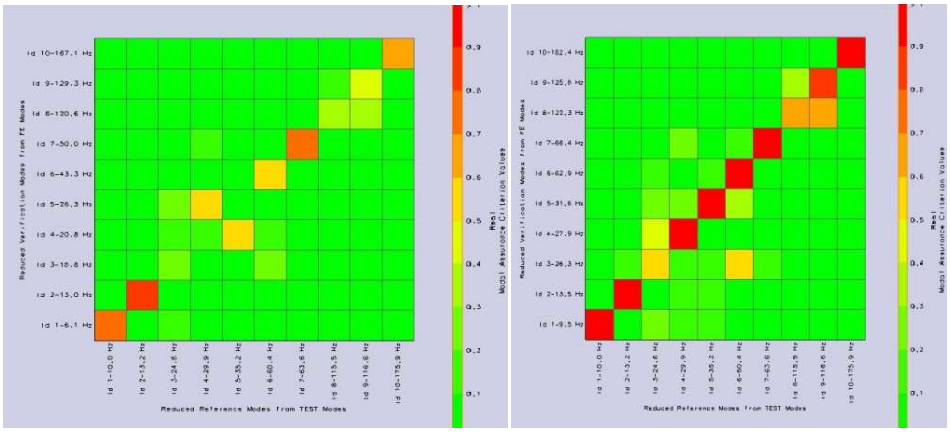
Elde edilen deneysel modal analiz sonuçları ile sonlu elemanlar modal analiz sonuçları arasındaki MAC modal güvence kriteri hesaplamaları LMS Virtual.Lab ile yapılarak sonuçlar yorumlanmıştır. Elde edilen MAC matrisine göre deneysel model ile matematiksel model kısmen birbirine benzemektedir. Buradan çıkarılacak sonuç kısmen sonlu eleman modeli, gerçek olan deneysel modeli temsil etmektedir. Sonuçlar kötü değildir fakat model güncelleme işlemi ile gerçeğe daha yakın bir model oluşturulabileceği görülmüştür.

Elde edilen modifikasyon sonuçlarına göre güncellenmiş model elde edilmiştir. Şekil 4.1'de görülen MAC matrisi köşegenlik koşulunu yerine getirmektedir. MAC kriterlerine göre de 0.7 üzerindeki değerler görüldüğünde sonlu elemanlar modeli, deneysel modeli iyi bir şekilde temsil ediyor anlamına gelmekteydi. Bu sebeple model güncelleme işlemi başarılı şekilde tamamlanmıştır.Elde edilen matris köşegenlik şartını ve 0.7 üzerinde köşegen üzerinde değerlerin olması şartını sağlamaktadır.Üçüncü mod için ise korelasyon biraz daha kötü gerçekleşmiştir fakat bu değerde 0.5'in üzerinde görülmektedir. 0.5 değeri üzerindeki değerler de kabul edilebilir olarak görülmektedir.



Şekil 4.1. Model güncelleme işlemi sonucu elde edilen MAC matrisi

Şekil 4.2'de model güncellemesi yapılmamış orijinal sonlu elemanlar modal analiz çözümü ile test modeli modal analiz sonuçları arasında oluşturulmuş MAC matrisi ve model güncellemesi yapılmış, deneysel modele uygun hale getirilmiş sonlu elemanlar modeline ait modal analiz sonuçları ile deneysel modal analiz sonuçları karşılaştırıldığında model güncellemesi yapılarak elde edilen sonuçların MAC matrisinin daha iyi sonuç verdiği görülmüştür.



Şekil 4.2. Orjinal model ve güncellenmiş modele ait MAC matrisleri

MAC matrisini incelediğimizde görmemiz gereken değerler köşegen üzerinden 1'e en yakın değerlerdir. 0,5 üzeri kabul edilebilir. 0,7 ise iyi korelasyon anlamına gelmektedir. MAC matrisinin bir ekseni deneysel modal analiz sonuçlarını, diğer ekseni de sonlu elemanlar modal analiz sonuçlarını göstermektedir. Köşegenin anlamı da teste ait 1. doğal frekans ile sonlu elemanlar modal analiz sonuçlarına ait 1. doğal frekansın çakıştığı yerdir. Aynı şekilde 2,3,4,5,6,7,8,9,10. doğal frekans noktaları içinde geçerlidir. Bu anlamda modların birbirine ne kadar benzediği yorumu yapılabilinmektedir.

5.TARTIŞMA VE SONUÇ

MAC değerlerinin iyileştirilmesi için normalde Virtual.Lab Nasran Sol103 ve Sol 200 çözücülerine ihtiyaç duymaktadır. Normal prosedür dahilinde Virtual.Lab ile elde ettiğimiz MAC matrisi değerleri 1'e yaklaştırılmaya çalışılacaktır. Bu nedenle de LMS Virtual.Lab'ın sahip olmadığı sonlu elemanlar çözücüsüne bağlı olarak çalışması gerekecektir. Bu döngü içerisinde yapılacak modifikasyonlara ait cevaplar Sol103'e gönderilerek modal analiz çözümü yapılacak ve Virtual.Lab'a sonuçlar gönderilerek gerekli değerlendirme yapıldıktan sonra yapılacak modifikasyonlar ile tekrar Sol 103'e çözülmek üzere modifikasyona uğramış parametrelerin çözümü yapılmaktadır. Bu döngü yakınsama kriterleri sağlanacak iterasyona kadar devam etmektedir. Bu şekilde Virtual.Lab kendi oluşturduğu iç döngü ile modele ait en uygun parametreleri elde etmektedir.

Fakat bizim yaptığımız çalışmada Sol 103 ve Sol 200 kullanma imkanımız olmamıştır. Bu yüzden sonlu eleman çözücüsü olarak Altair Radios kullanılmıştır. Burada ki problem ise Virtual.Lab'ın Altair Radios solver ile döngü kurmaya destek vermemesidir. Bu nedenle Altair Radios solver kullanılarak, HyperStudy içerisinde kurulan optimizasyon döngüsü ile hedef değer gösterilen test modal analiz sonuçları, model üzerinde yoğunluk, kalınlık ve elastisite modülü üzerinde yapılan modifikasyonlar ile yakınsanmaya çalışılmıştır. Bu çalışmada başarılı olunmuştur. Fakat MAC değerlendirme kriteri doğal frekans değerleri dışında deneysel ve matematiksel modele ait oluşan faz farklarını değerlendirmektedir. Bu sebeple doğal frekans değerlerinin test modal analiz değerleri ile yakınlaştırılması MAC üzerinde iyileştirmeye sebep olmamaktadır.

Fakat sonlu elemanlar yöntemi ile deneysel modal analiz yöntemine ait olan doğal frekans noktalarının birbirine yakın olması dinamik yüklere karşı gösterilecek tepki için önemlidir. Bir araçta eğer ki yoğun olarak 20 ile 30 Hz arası titreşim tahrik edici kuvvet var ise bir egzoz modal analizinde 20 ile 30 Hz arası herhangi bir doğal frekans bulunamadıysa fakat deneysel modal analiz sonuçlarında 20 ile 30 Hz arasında doğal frekans noktaları var ise, bu sonlu eleman modeli ile yapılacak dinamik analizlerin sonuçları gerçeği yansıtmayacaktır. Çünkü deneysel modal analiz sonuçları belirtilen aralıkta iken aynı mod şekline sahip sonlu elemanlar modeline ait doğal frekans

değerleri bu değerler dışındaysa faz değerleri tutup MAC kriteri sağlansa bile doğal frekans değerleri arasındaki farkın yüksek olması nedeniyle model gerçeği yansıtmayacaktır.

Bununla birlikte doğal frekans değerleri tutan iki modelin mod şekilleri birbirini tutmuyor ise bu durumda da gerçek modeli yansıtmayacaktır ki MAC değerlendirme kriteri de modellerin benzerliğini kuramayacaktır.

Bu nedenle doğal frekans noktaları birbirine yaklaştırılmış model Virtual.Lab içerisinde bulunan modification prediction modülü ile sonlu eleman modeli üzerine kütle, yay etkisi, sönüm değerleri optimum olarak eklenerek istenilen MAC matrisi elde edilmeye çalışılır. Bunun içerisinde Virtual.Lab içerisinde bulunan Optimus optimizasyon çözücüsü kullanılır. Bu optimizasyon problemi kurulurken hedef olarak MAC matrisi gösterilir ve 1_1, 2_2, 3_3, 4_4, 5_5, 6_6, 7_7, 8_8, 9_9, 10_10 mod benzeşimleri MAC matrisinden istediğimiz 1 değeri hedef olarak gösterilir. Döngü 1 hedefine göre kütle, yay, sönüm değerleri belirlenen aralıklarda eklenerek optimum değerler elde edilmekte ve yakınsama kriteri sağlandığında optimizasyon döngüsü son bulmaktadır. Bu şekilde sonlu elemanlar modeline ait modal analiz sonuçları ve deneysel modal analiz sonuçları arasındaki faz farkları birbirine yaklaştırılmış olur. Bunun sonucu da deneysel modal analiz sonuçlarına en yakın eşleşme gösteren sonlu elemanlar modal analiz sonuçları elde edilir. Bu şekilde sonlu eleman modeli, deneysel modeli en iyi şekilde temsil etmektedir.

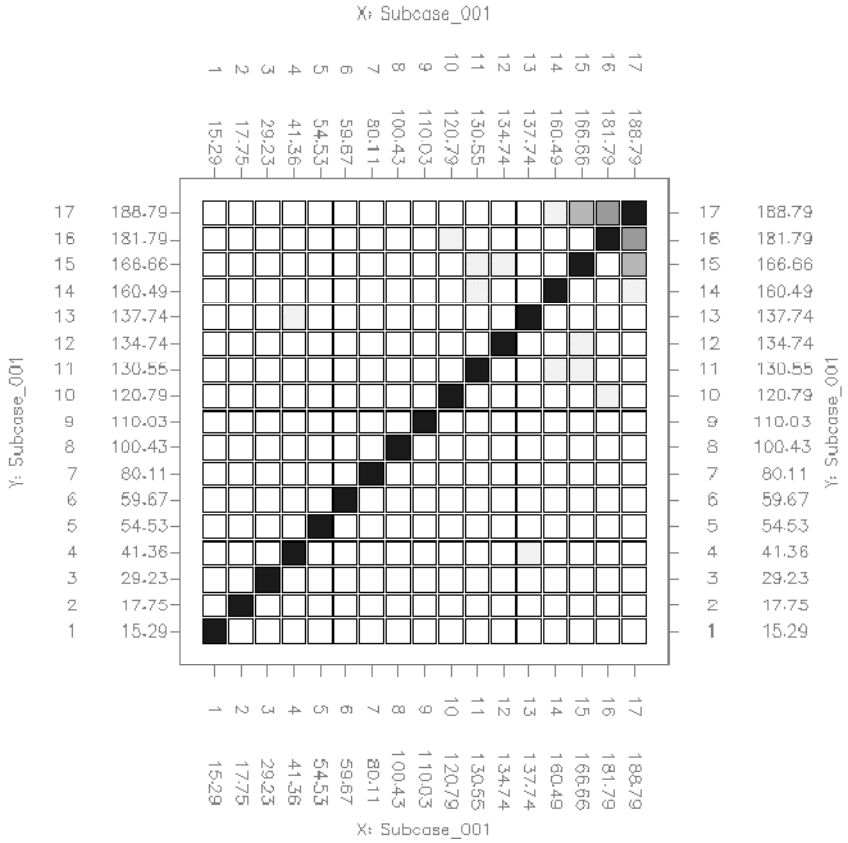
Bu çalışmanın ana amacı ise sonlu eleman modeli ile yapılacak dinamik analizlerin doğruluk oranlarının gerçeğe en yakın olmasıdır. Günümüzde sonlu eleman teknikleri oldukça yaygın hale gelmiştir. Prototip oluşturmakta önemli bir yere sahiptir. Bu tip çalışmalarda daha tasarım aşamasında problemleri görüp düzeltmeler yapılmasına olanak sağlar. Eğer ki sonlu elemanlar yöntemi kullanılmaz ise prototiplerin davranışlarını görmek için fiziksel testler yapmak gerekecektir. Her olumsuzluktan sonra yapılan düzeltmelere bağlı tasarım değişiklikleri ile tekrar prototip üretilip tekrar fiziksel testler yapılması gerekecektir. Testler gerçek sonuçları verse de pahallı ve uzun zaman alan yöntemlerdir. Bu nedenle prototip aşamasında ki çalışmalarda sonlu

elemanlar yöntemleri kullanılarak maliyet ve zamandan kazanılabilinir. En uygun prototip elde edildiğinde test yöntemi ile ürün doğrulaması yapılmalıdır.

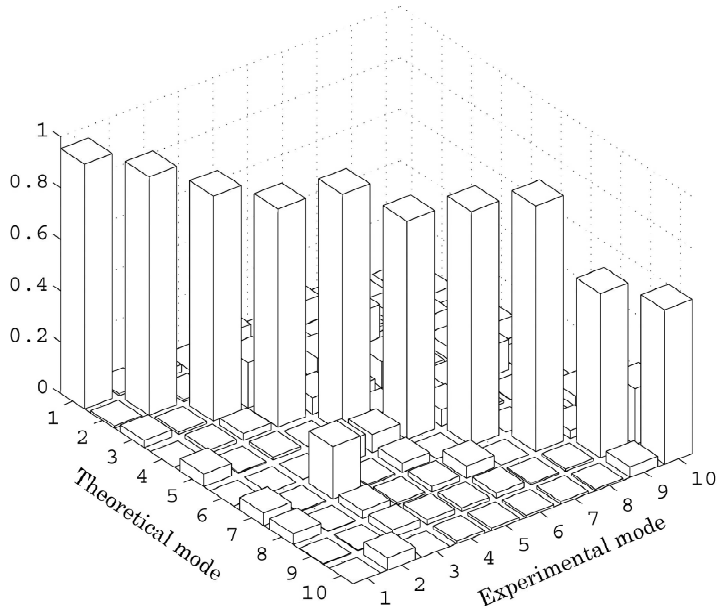
Oluşturulan prototipler üzerinde yapılacak dinamik analizlerde mutlaka sonuçların doğru olması gerekmektedir. Bu nedenle modellemenin iyi bir şekilde yapılası gerekmektedir. Bu nedenle yapının dinamik karakteristiklerini gösteren modal analiz sonuçları, deneysel modal analiz sonuçları ile korelasyon çalışması yapılarak gerçek modeli ne kadar yansıtıp yansıtmadığı görülmekte ve model güncelleme çalışması yapılmaktadır. Bu şekilde yapılacak dinamik analizler (NVH, Yorulma, Çarpışma) gerçeğe en yakın sonuçlar vermesi sağlanacaktır.

Yaptığımız çalışmada incelediğimiz egzoz modellemesi gerçek modele en yakın şekilde güncellenerek yapılacak sonlu eleman analizlerine hazır hale getirilmiştir.

Literatürde yer alan ve Şekil 5.1 ve Şekil 5.2'de verilen çalışma sonuçlarını da incelediğimizde egzoz üzerinde yaptığımız model güncelleme çalışmasının başarılı olduğunu görebiliriz.



Şekil 5.1. LMS'e Ait Egzoz Korelasyon Çalışması (2001)



Şekil 5.2. Blekinge Institute of Technology Ait Egzoz Korelasyon Çalışması (2003)

KAYNAKLAR

Anonim, The Fundamentals of Modal Testing Note 56 s.

Avitablile, P., Test-Analysis Correlation-Updating Considerations University of Massachusetts Lowell, 44 s.

Baruch, M., 1978. Optimization Procedure to Correct Stiffness and Flexibility Matrices Using Vibration Tests, AIAA Journal: 1200-1210.

Bayraktar,A., Türker,T.,2005. Deneysel Modal Analiz Yöntemi İle Çerçevelerin Dinamik Karakteristiklerinin Belirlenmesi, 7 s.

Berman, A. E. J. Nagy, 1983. Improvement of a Large Analytical Model Using Test Data, AIAA Journal: 1168-1173.

Chapra, S. C., 1998. Numerical Methods for Engineers With Programming and Software Applications 3rd Edition McGraw-Hill International Editions

De Silva, C.W., 1999. Vibration, Fundamentals and Practice, CRC Pres. Florida, 943 s.

Deweer,.L., 2001. Identification of the Best Modal Parameters and Strategies for FE Model Updating,

Ekholm, H., 2008, Modal Analysis on an Exhaust System Manifold to Define a Catalyst FE-model Master Thesis , Karlskrona, Sweden, 71 s.

Englund, T., 2003. Dynamic Characteristics of Automobile Exhaust System Components, 111 s.

Ewins, D.J., 2000. Modal Testing Theory, Practice and Application, 2nd edition.Research Studies Pres Ltd. England, 562 s.

Fang, X. C.S. Dynamic Analysis & Correlation for Exhaust System, Columbus, 9 s.

Fu, Z.F., He, J. 2001. Modal Analysis. A division of Redd Educational and Professional Punlishing Ltd., Oxford, 304 s.

Grafe, H., 1998. "Modal Updating of Large Structural Dynamics Models Using Measured Response Functions, PhD Thesis, Mechanical Engineering Department, Imperial College of Science Technology and Medicine ,London, UK: (139-155)

Gherardi, G., 2007. Numerical and Experimental Dynamic Analysis of a Locomotiver Inverter, Stuttgart, 32 s.

Göge, D., Link M., 2003. Assesment of Computational Model Updating Procedures With Regard to Model Validation, Aerospace Science And Technology, (Vol7 940-946)

Inman, D., 2001. Engineering Vibration Second Edition.(495-570).

Jesus, L. 1999. Modal Effective Mass Applied to Error Localization to Finite Element Models, American Institute of Aeronautics & Astronautics

Jimin, H., 2001, Modal Analysis , Oxford, (140-155).

Kozak, M.T., 2006 Investigation of Model Updating Techniques and The Applications to Aircraft Structures, MSc Thesis, Mechanical Engineering Department, Middle East Technical University, TR, Ankara 140 s.

Lin, R.M., J. Z., 2006. Model Updating of Damped Structures using FRF Data, Mechanical Systems and Signal Processing: (2200-2218).

Natke, G. H., 1998. Problems of Model Updating Procedures: A Perspective Resumption, Mechanical Systems and Signal Processing: (60-74)

Modak, S. V., 2002. Comparative study of model updating methods using simulated experimental data, Computers and Structures: (437-447)

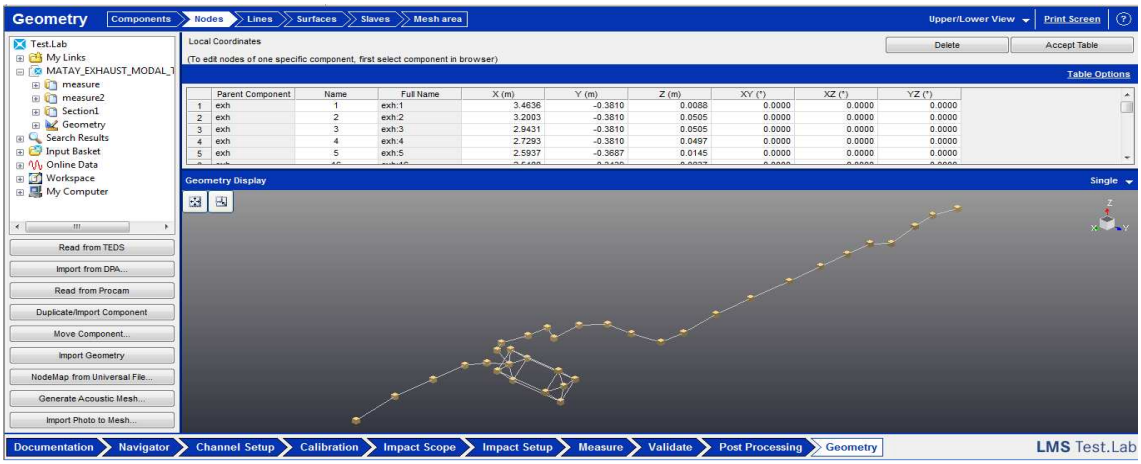
Myren, M., 1999. Modal Analysis of Exhaust System Master Thesis Karlskrona, Sweden, 44 s.

Pasin, F., 2000. Mekanik Titreşimler. Birsen Yayınevi, İstanbul, 155 s.

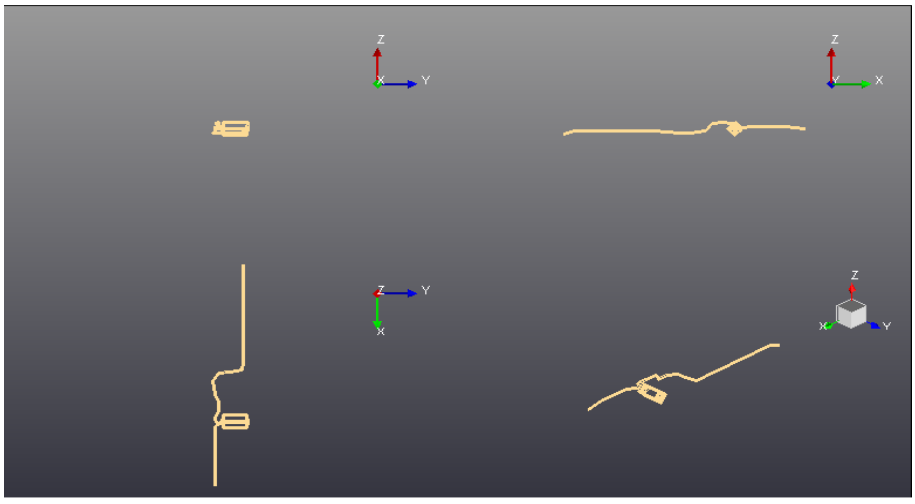
Palmonella, M., LMS Virtual.Lab Correlation ,Leuven,Belgium
Ultunel, F., 2009. Model Updating of a Helicopter Structure Using a Newly Developed Correlation Improvement Technique, 181 s.
Yıldız, M., 2006. Taştı Tasarımı İçin Bilgisayar Destekli Tasarım Optimizasyon Algoritması Geliştirilmesi 122 s.
HyperStudy Help
LMS Virtual.Lab Online Help
LMS Test.Lab Help
Anonim,
http://www.lmsintl.com/_code/_asp/support/download.asp?type=theory&path=theory/Structural%20analysis%20testing.pdf (Erişim Tarihi: 20.04.2011).
Anonim, http://www.pcb.com/techsupport/tech_accel.php-
(Erişim Tarihi : 30.04.2011).
Anonim, http://www.pcb.com/techsupport/tech_force.php -
(ErişimTarihi: 30.04.2011).
Anonim, http://www.modalshop.com/filelibrary/Modal%20Excitation%20Tutorial.pdf-
(Erişim Tarihi : 25.04.2011).
Harton, D.,1985. Mechanical vibrations.
http://tr.wikipedia.org/wiki/Titre%C5%9Fim-(Erişim Tarihi: 16.04.2011).

EKLER

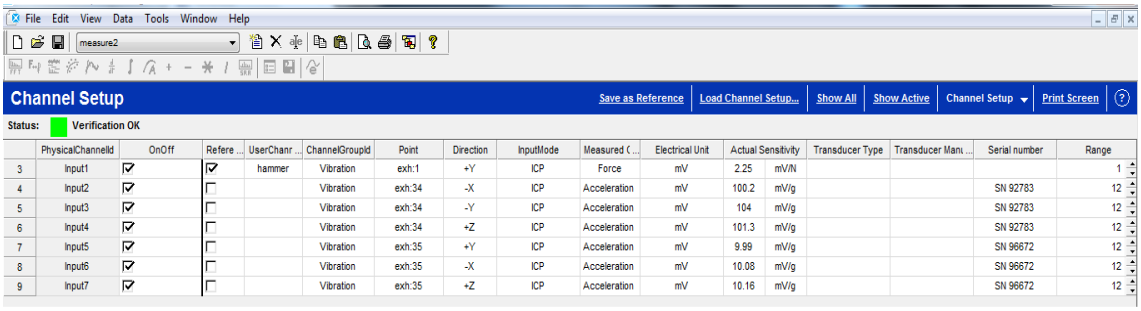
EK A



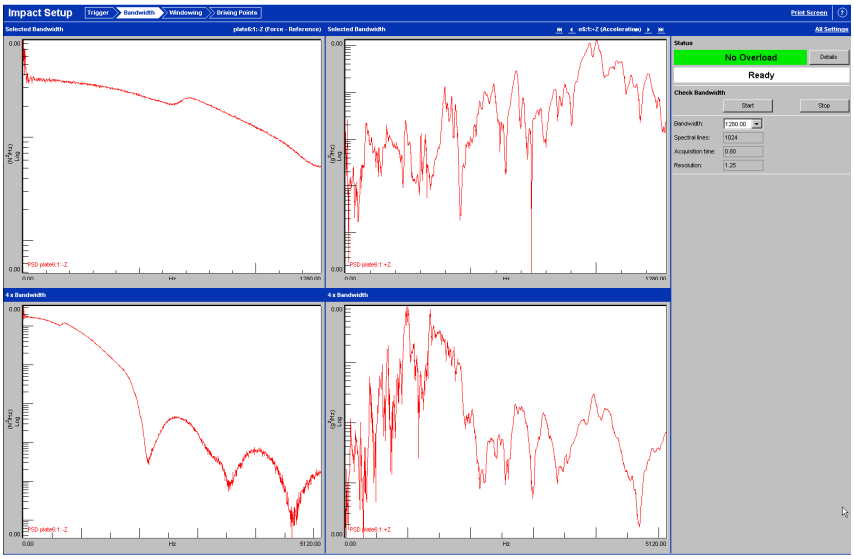
Şekil A.1. Geometri



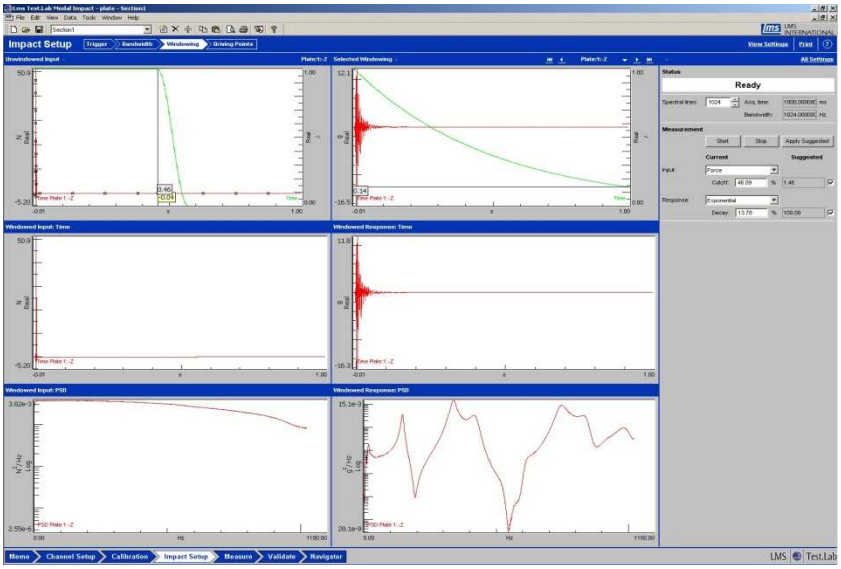
Şekil A.2. Geometri dört görünüş



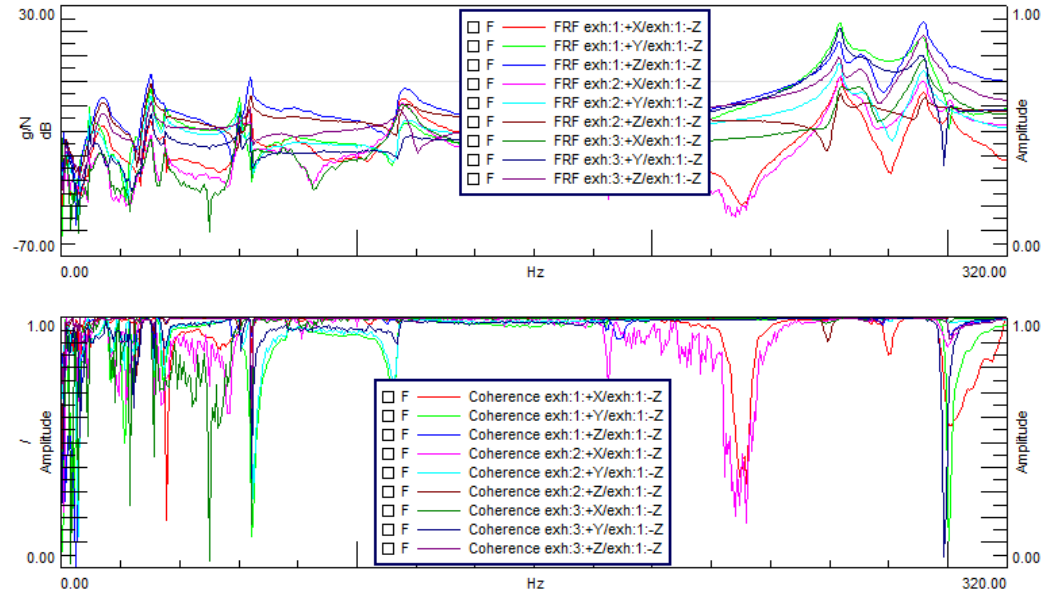
Şekil A.3. Kanal ayarları



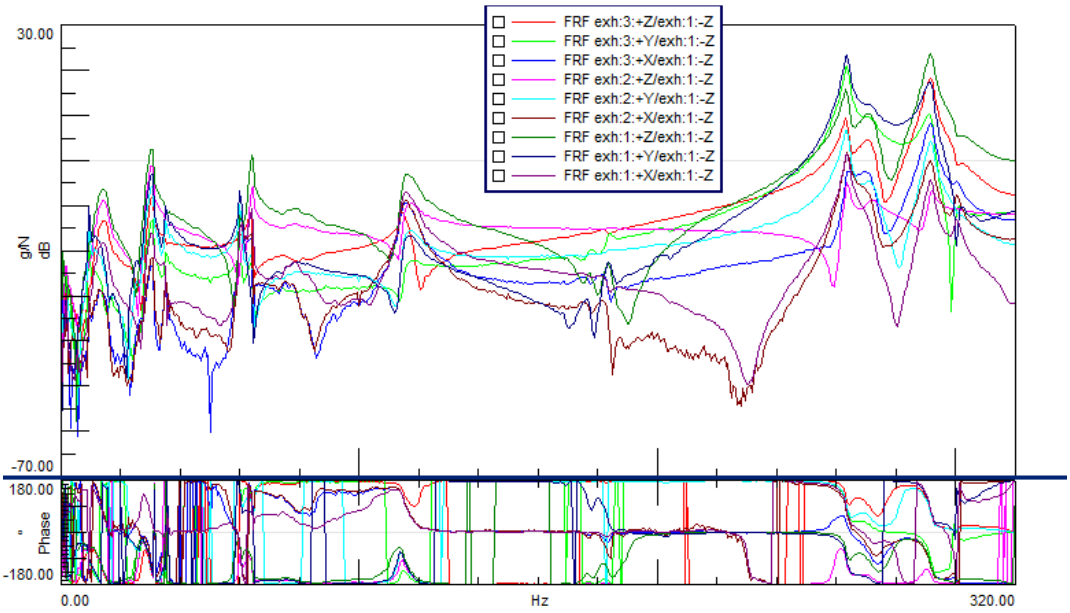
Şekil A.4. Impact setup bandwidth



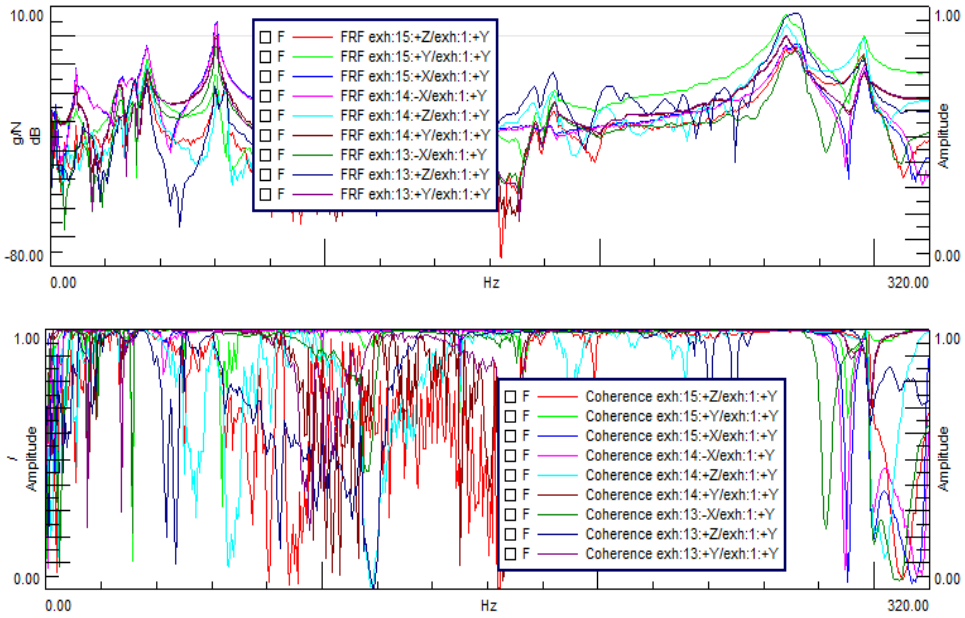
Şekil A.5. Impact setup windowing



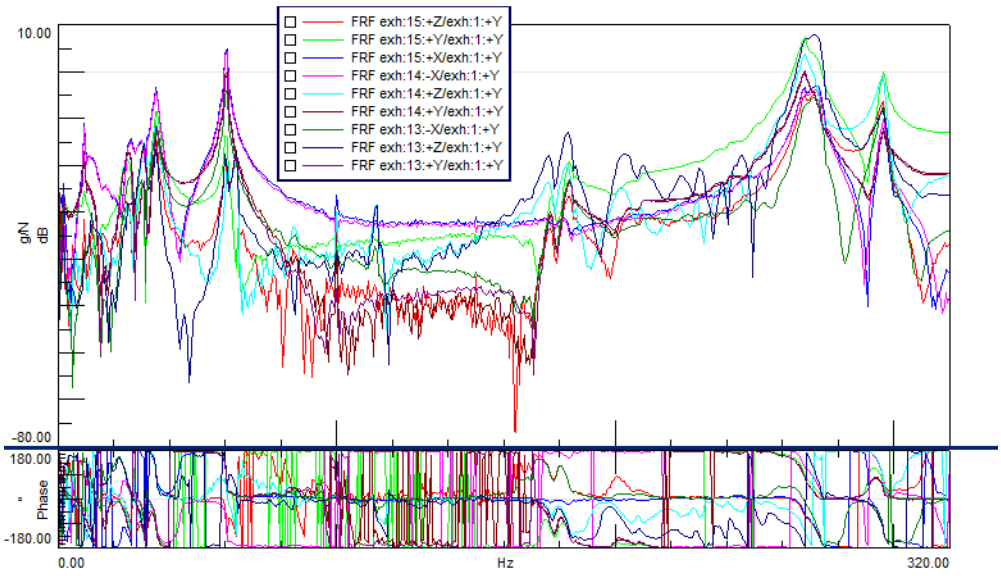
Şekil A.6. 1-2-3 noktalara ait FRF ve COH



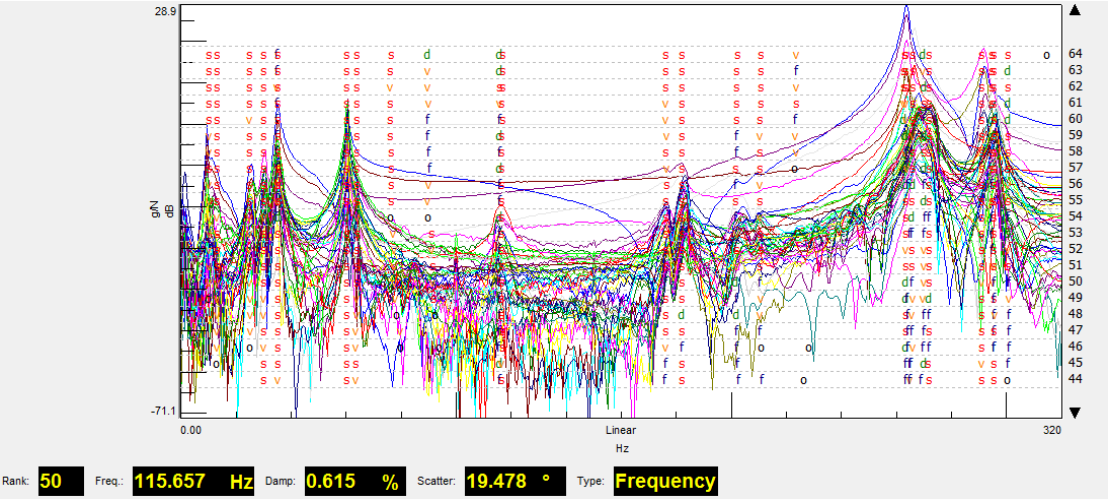
Şekil A.7. 1-2-3 noktalara ait FRF ve faz grafiği



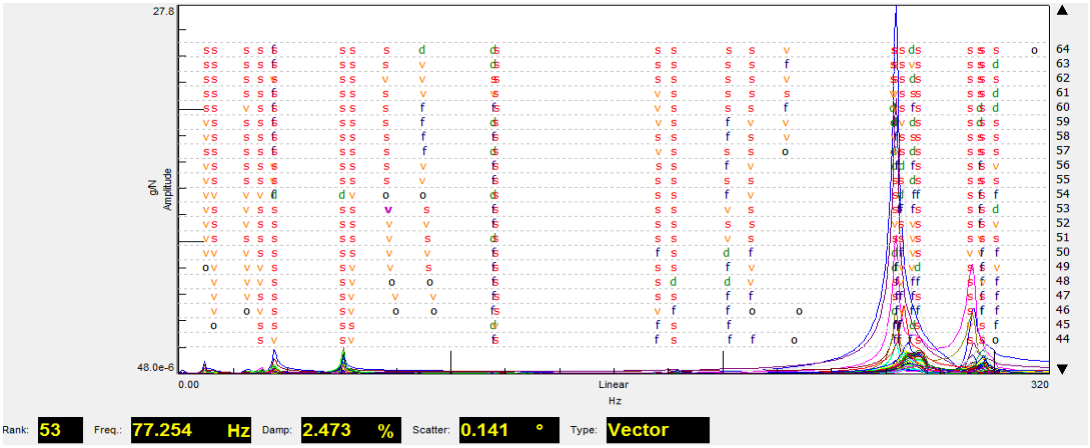
Şekil A.8. 13-14-15 noktalara ait FRF ve COH grafiği



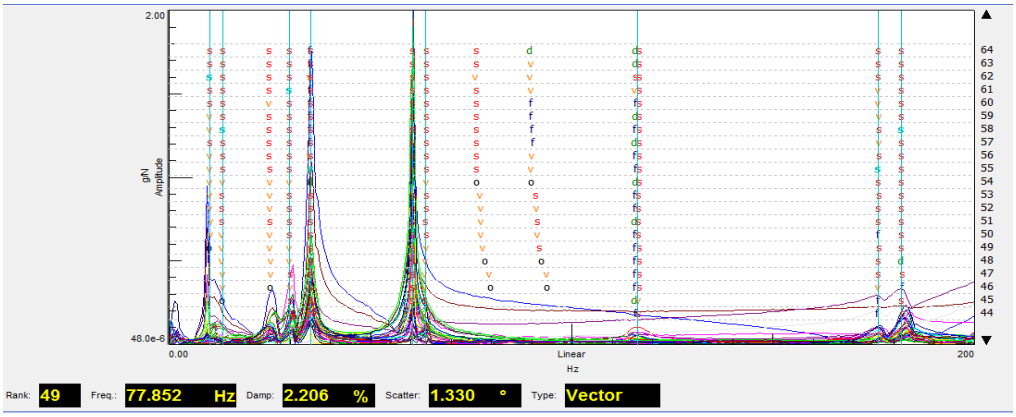
Şekil A.9. 13-14-15 noktalara ait FRF ve faz grafiği



Şekil A.10. Polymax (dB görünüş)



Şekil A.11. Polymax amplitude



Şekil A.12. Polymax auto modal parameter selection

EK B

ŞASİ DİNAMOMETRE

Döner bir makinenin (elektrik motorunun ya da otomobil motorunun) çıkış kuvvetini/güçlerini ölçmede kullanılan dinamometrelerde ise döner parçaya uygulanan burulma kuvveti (moment ile açısal hızın çarpımı,kuvveti verir.

Esnek bir metal halkaları sıkıştıracak biçimde bir kuvvet yüklendiğinde halka burulur ve burulma miktarına göre kuvvet ölçülür. Cismin uyguladığı kuvvet ne kadar büyükse yay o kadar gerilir. Dinamometrede ölçülen değerler, Newton birimiyle (N) gösterilir.

Bu sistemler ile emisyon testleri, sıcaklık testleri, yakıt tüketim testleri, performans testleri, fren testleri, iç ve dış ses ölçümleri, NVH testleri yapılabilinir.

Sistemlerin seçiminde araç özellikleri göz önünde tutulmalıdır. Çünkü farklı model şasi dinamometreler farklı sınıf araçlara uygundur. Örneğin 4WD (Four Wheel Drive) araçlar için olan şasi dinamolar ile 2WD olanlar farklıdır. Bununla birlikte aracın ulaşabileceği son hızlarda önemlidir. Her model şasi dinamonun farklı son hız değerleri bulunmaktadır.



Şekil B.1. 4WD şasi dinamometre sistemi



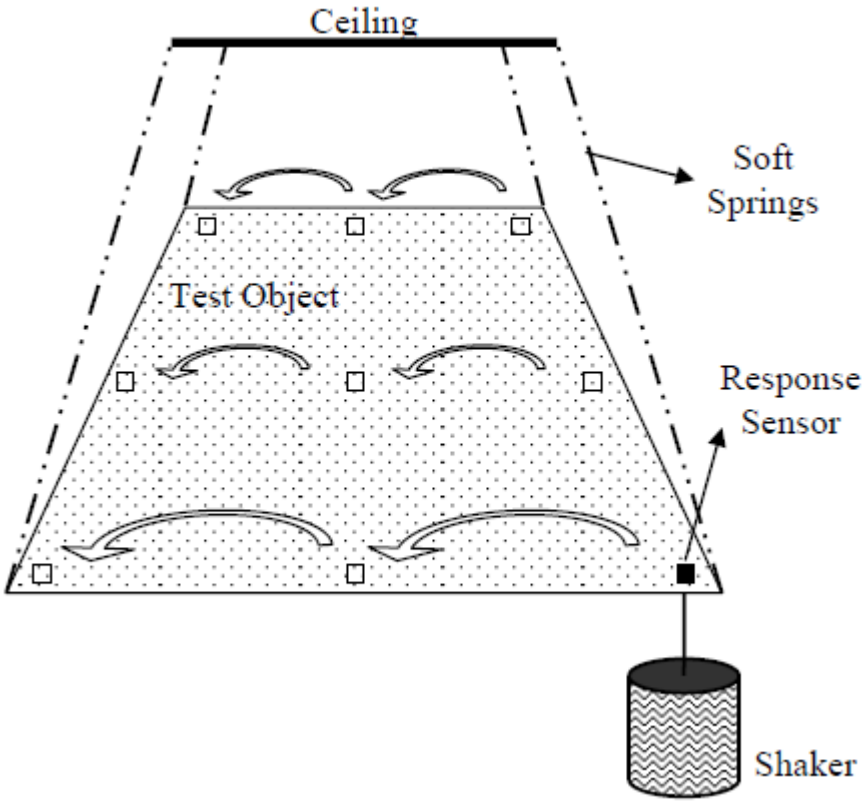
Şekil B.2. Otobüs testleri için şasi dinamometre sistemi



Şekil B.3. NVH için şasi dinamometre sistemleri

EK C

SARSICI TESTLERİ



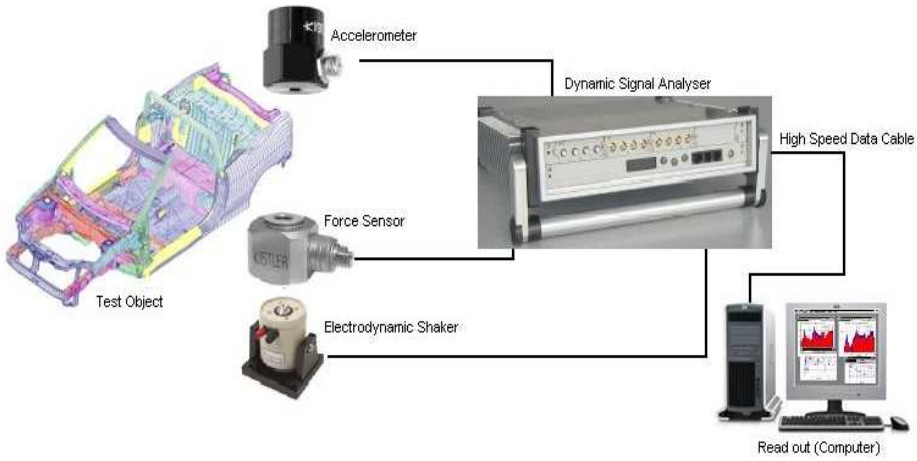
Şekil C.1. Sarsıcı testi

Tüm yapılarda darbe testini darbe çekici ile yapmak mümkün değildir. Örneğin bazı durumlarda darbe kuvveti yapının modlarını uyaracak seviyede olmayabilir. Bu bakımdan darbe testinin uygulanamadığı durumlarda yapıya bağlanan bir yada daha fazla sarsıcı ile yapı tetiklenerek yine bir yada çok noktadan FRF ölçümleri geçekleştirilir. Bu yöntemde hidrolik ve elektrodinamik olmak üzere iki tip sarsıcı kullanılır.

Sarsıcılar, yapıya genellikle uzun ince bir çubuk şeklinde olan batıcı parçalar (stinger) yardımı ile tutturulur. Böylece sarsıcı kuvveti yapıya sadece batıcı ekseni boyunca, kuvvet ölçüm ekseninde iletilir. Daha sonra yapı ile batıcı uyarı kuvvetlerini ölçmek için yük hücresi (load cell) yerleştirilir.

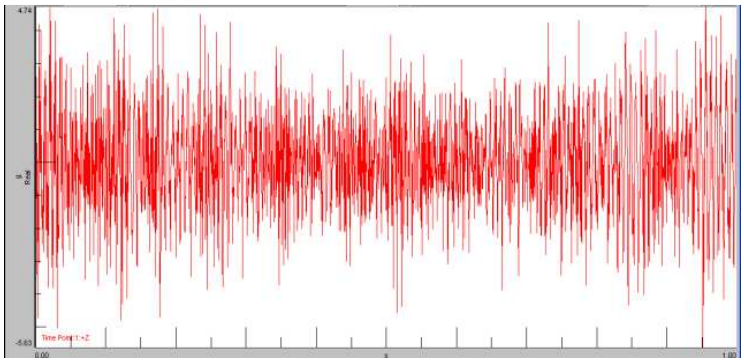
Sarsıcı ile FRF ölçümü yapmak için en az 2 kanallı FFT analiz cihazı ve tek eksenli bir ivmeölçer gerekir. Bununla birlikte sarsıcının yapıya uygulayacağı sinyali oluşturan sinyal jeneratör gerekmektedir.

SIMO testinde, bir sarsıcı kullanılır ve bu nokta referanstır. Bir MIMO testinde ise, çok sayıda sarsıcı kullanılır ve bunlar da çok sayıda referanslardır. Çok sayıda sarsıcı kullanıldığında çalınacak sinyallerin aynı sinyaller olmamasına dikkat edilmelidir.



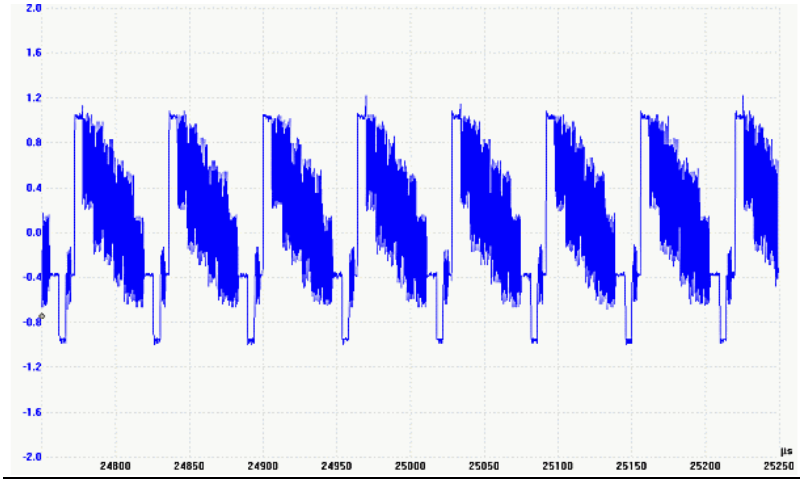
Şekil C.2. Sinyal toplama cihazı,bilgisayar programı ve sensörler ile sarsıcı testi

Sarsıcının yapıyı tetiklemesi ile ilgili çok sayıda geniş bant uyarı sinyali bulunmaktadır.
Random (Rasgele Sinyal): Random tekniği basitliği dolayısıyla kullanılan ilk yöntemlerdendir. Yapıyı bir frekans sahasının üzerinde tahrik eden rasgele sinyal oluşturur. Basitliği dolayısıyla en çok kullanılan yöntemlerdendir. Fakat modal analiz için FRF'lerin elde edilmesinde en iyi teknik olarak düşünülemez. Sinyal rasgele olduğu için asla FFT sürecinin periyodikliğini tatmin etmez ve sızıntı probleminin giderilmesi için windowing gereksinimi vardır(genellikle hanning windowing). Sızıntı sonucu pik genliği etkilenir, pik genliğinde gürültü meydana gelir ve sistem sahip olduğu sönüm oranından daha fazla sönüm yapmış gibi görünür.



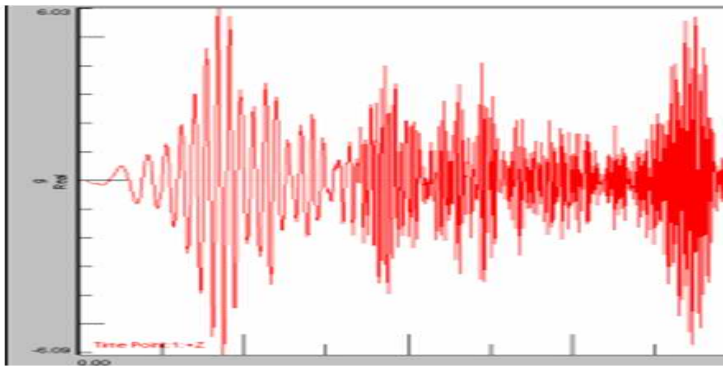
Şekil C.3. Rastgele (Random) sinyal

Patlak Rastgele (Burst Random): Burst random'a bakacak olursak. Burada rasgele sinyalin uygulanma zamanının belli bir parçasında tahrik uygulanmasıdır. Böylelikle FFT sürecinin periyodikliği kısmen tatmin edilmiş olur ve sızıntı oluşmaz, windowing tekniklerine gerek kalmaz. Bu çoğu yapı için kolaylıkla uygulanabilir. Bu sinyal ölçümde bulunabilen ufak linersizlikleri dışarı almak için çok uygundur.



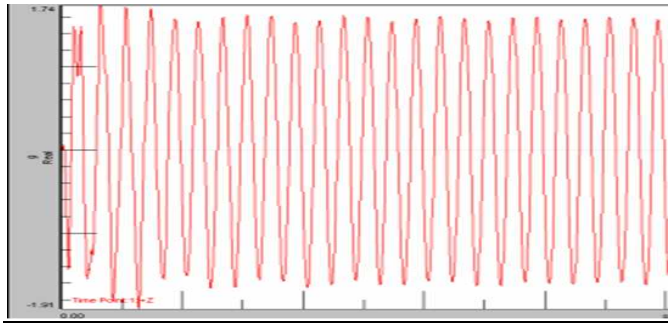
Şekil C.4. Patlak rastgele (Burst Random) sinyal

Hızlı Sinüs Süpürme: Periyodik Chirp'e bakacak olursak, düşük frekanstan yüksek frekansa doğru hızlı bir sinüs süpürmesidir. Sinyal tekrarlar ve bu yüzden FFT sürecinin periyodikliğini tatmin eder. Bunun anlamı sızıntı olmaz ve windowing gereksinimi kalmaz.



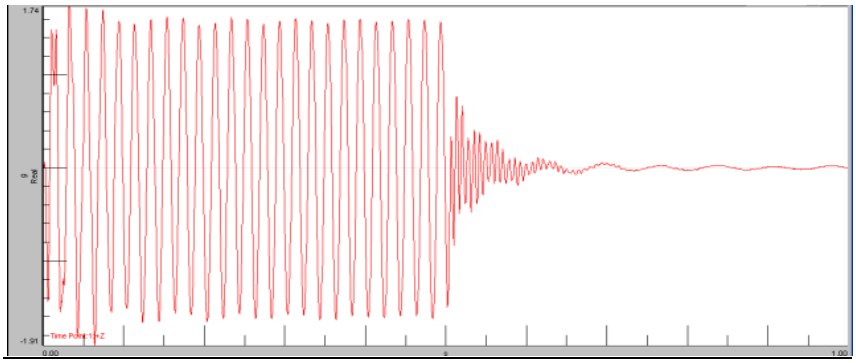
Şekil C.5. Sinüs süpürme sinyali

Sinüs Sinyali: Sine sinyalinde yapı seçilen bir frekansta sinüs sinyali ile tahrik edilir. Sinyal FFT sürecinin periyodikliğini sağladığı için sızıntı oluşmaz ve windowing tekniklerine ihtiyaç kalmaz.

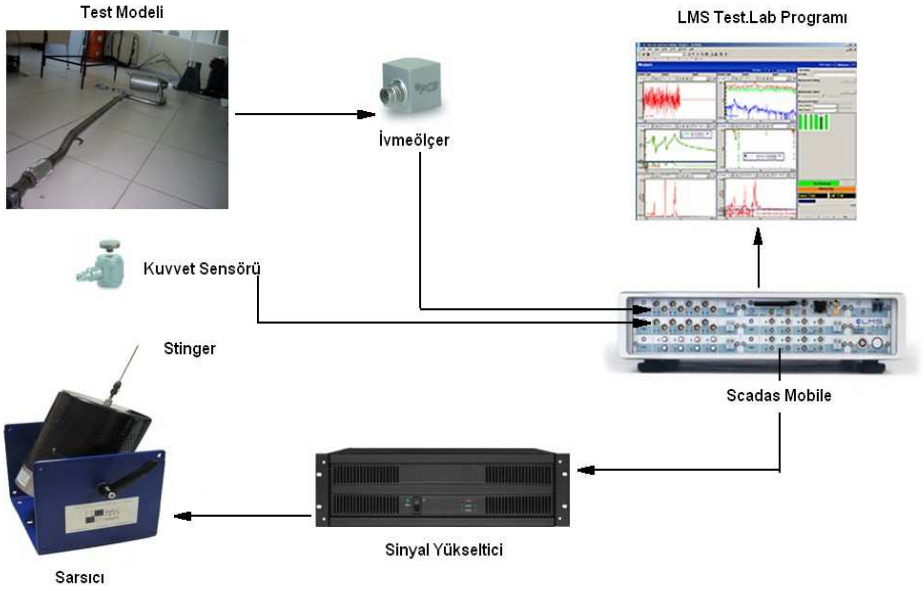


Şekil C.6. Sinüs sinyali

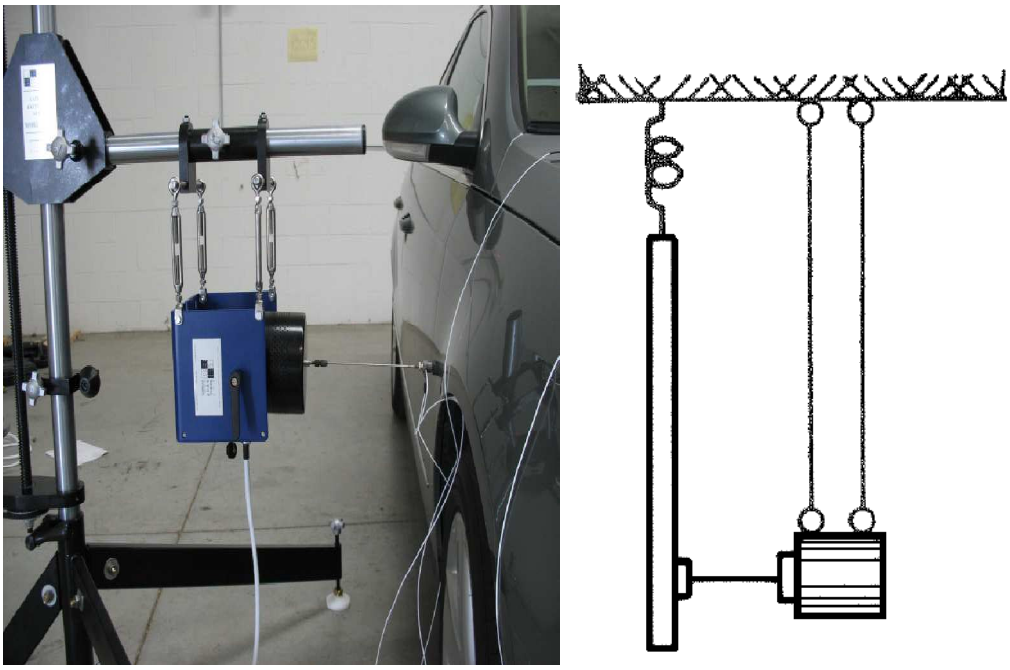
Patlak Sinüs Sinyali: Burst sine sinyali sine sinyalinin uygulanma zamanının belli bir parçasında yapının tahrik edilmesidir. Sinyal FFT sürecinin periyodikliğini sağladığı için sızıntı oluşmaz ve windowing tekniklerine ihtiyaç kalmaz.



Şekil C.7. Patlak sinüs sinyali



Şekil C.8. LMS Test.Lab ile modal sarsıcı işlem akışı



Şekil C.9. Sarsıcı ve montajı



Şekil C.10. Stinger ile kuvvet sensörü montajı



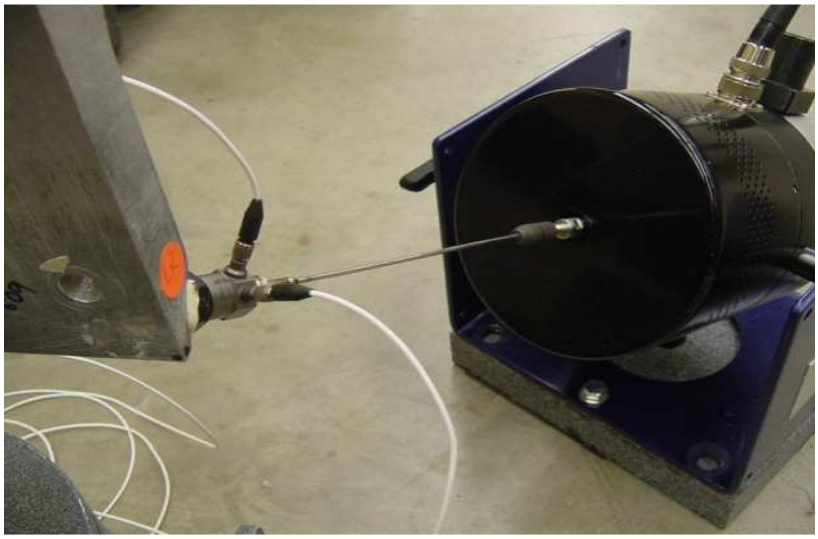
Şekil C.11. Sarsıcı testi serbest koşul sağlanması



Şekil C.12. Kamyon şasesi sarsıcı testi



Şekil C.13. Sarsıcı ile köprü testi



Şekil C.14. Kurulum işlemi gerçekleştirilmiş sarsıcı

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı :Halil ATEŞ
Doğum Yeri ve Tarihi :Söke / 20.04.1986
Yabancı Dili :İngilizce

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise :Söke Hilmi Fırat Anadolu Lisesi
2004
Lisans :Uludağ Üniversitesi MMF Makine Mühendisliği Bölümü
2008
Yüksek Lisans :Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Ens. Makine Müh. ABD
2011

Çalıştığı Kurum ve Yıl :DTA Mühendislik 01.02.2008 - 15.06.2011

İletişim (e-posta) :halilates_9@hotmail.com