İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR HAVA ARACI KOMPONENTİNİN DİNAMİK KARAKTERİSTİKLERİNİN TEORİK VE DENEYSEL MODAL ANALİZ METODUYLA BELİRLENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Halil Ulaş ŞEKERCİ

Uçak ve Uzay Mühendisliği Anabilim Dalı

Disiplinler Arası Uçak ve Uzay Mühendisliği Programı

HAZİRAN 2013

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR HAVA ARACI KOMPONENTİNİN DİNAMİK KARAKTERİSTİKLERİNİN TEORİK VE DENEYSEL MODAL ANALİZ METODUYLA BELİRLENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Halil Ulaş ŞEKERCİ
(511001111)

Uçak ve Uzay Mühendisliği Anabilim Dalı

Disiplinler Arası Uçak ve Uzay Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Metin Orhan KAYA

HAZİRAN 2013

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 511001111 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Halil Ulaş ŞEKERCİ**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **"BİR HAVA ARACI KOMPONENTİNİN DİNAMİK KARAKTERİSTİKLERİNİN TEORİK VE DENEYSEL MODAL ANALİZ METODUYLA BELİRLENMESİ"** başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı :	**Prof. Dr. Metin Orhan KAYA** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
Eş Danışman :	**Prof.Dr. Halit Süleyman TÜRKMEN** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
Jüri Üyeleri :	**Doc. Dr. Vedat Ziya DOĞAN** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
	Doc. Dr. Şenol ATAOĞLU İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
	Y. Doc. Dr. Burç MISIRLIOĞLU Sabancı Üniversitesi	.....

Teslim Tarihi : **03 Mayıs 2013**
Savunma Tarihi : **06 Haziran 2013**

Eşime ve oğullarım Yılmaz ve Yiğit'e,

ÖNSÖZ

Bu yüksek lisans tez çalışmasını yöneten İTÜ Uçak Mühendisliğinden değerli hocalarım Sn. Prof. Dr. Halit Süleyman TÜRKMEN'e ve Sn. Prof. Dr. Metin Orhan KAYA'ya, İTÜ Makine Fakültesi araştırma görevlisi Hasan Körük'e, İTÜ Uçak-Uzay Fakültesi Rotorlu Hava Araçları Teknolojileri Laboratuvarı mekanik-motor teknisyeni Müslüm Çakır'a, Makine Mühendisi Cemalettin Karagöz'e olumlu eleştirileri ve yardımları için teşekkür ederim. Çalışmalarım boyunca manevi desteğini esirgemeyen eşim Nurhayat Şekerci'ye ve tüm hayatım boyunca her daim yanımda olan, maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen, sevgili babam Uçak Müh.(İTÜ) Şaban Şekerci, annem Gül Şayeste Şekerci'ye ve kardeşim Ozan Koray Şekerci'ye teşekkürlerimi borç bilirim.

Haziran 2013

Halil Ulaş Şekerci
(Uçak ve Uzay Müh.İTÜ)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **vii**
İÇİNDEKİLER ..... **ix**
KISALTMALAR ..... **xi**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **xiii**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **xv**
SEMBOL LİSTESİ ..... **xvii**
ÖZET ..... **xix**
SUMMARY ..... **xxi**
1. GİRİŞ **1**
1.1 Tezin Amacı 1
1.2 Literatür Araştırması 1
1.3 Hipotez 5
2. HAVA ARAÇLARINDA MEYDANA GELEN TİTREŞİMLER **7**
2.1 Uçaklar 7
2.1.1 Uçak güç sistemleri 9
2.2 Helikopterler 9
3. TEORİ **13**
3.1 Dinamik Analiz 13
3.1.1 Titreşim 14
3.1.2 Frekans tepki fonksiyonunun ölçümü 16
3.2 Sayısal ve Deneysel Model 19
3.2.1 Sayısal model 19
3.2.2 Deneysel model 21
3.3 Formülasyon 21
4. BİR PLAĞIN SERBEST TİTREŞİM ÖLÇÜMLERİ VE ANALİZİ **25**
4.1 Deneysel Modal Analiz Ölçümleri 25
4.2 Teorik Modal Analiz Ölçümleri 27
4.3 Yapısal Model 27
4.3.1 Sonlu elemanlar modeli 28
4.3.2 Malzeme özellikleri 29
4.4 Ölçüm Sonuçları 29
4.4.1 Deneysel modal analiz ölçüm sonuçları 29
4.4.2 Teorik modal analiz 37
4.4.3 Deneysel ve teorik modal analiz sonuçlarının karşılaştırılması 39
5. PALLERİNİN TEORİK VE DENEYSEL MODAL ANALİZİ **41**
5.1 Helikopter Pallerinin Yapısı 42
5.2 Pallerinin Sonlu Eleman Yöntemiyle Teorik Modal Analizi 43
5.2.1 Pallerin sonlu elemanlar modeli 43
5.2.1.1 Riha – 1 ana rotor pali SE modeli ve teorik modal analizi 43
5.2.1.2 Kuyruk rotor pali SE modeli ve teorik modal analizi 53
5.3 Helikopter Pallerinin Deneysel Modal Analizi 63

5.3.1 Riha – 1 ana rotor pali deneysel modal analizi 63
5.3.2 Kuyruk rotor pali deneysel modal analizi 66
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER..... 69
KAYNAKLAR..... 71
ÖZGEÇMİŞ..... 75

KISALTMALAR

SE	**:** Sonlu Elemanlar
UFF	**:** Universal File Format
FTF	**:** Frekans Tepki Fonksiyonu
FFT	**:** Fast Fourier Transform
FRF	**:** Frequency Response Function
SVD	**:** Singular Value Decomposition

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 4.1 : L plakanın fiziksel özellikleri 29
Çizelge 4.2 : L plakanın deneysel doğal frekansları 33
Çizelge 4.3 : Sönüm oranları ve modal sabitler 37
Çizelge 4.4 : L plakanın teorik doğal frekansları 37
Çizelge 4.5 : Doğal frekansların karşılaştırılması 39
Çizelge 4.6 : Sönüm oranlarının karşılaştırılması 39
Çizelge 4.7 : Modal sabitlerin karşılaştırılması 39
Çizelge 5.1 : Riha – 1 insansız helikoptere ait özellikler. 44
Çizelge 5.2 : Ana rotor palinde kullanılan malzemelerin özellikleri 47
Çizelge 5.3 : Ana rotor palinin teorik doğal frekansları 49
Çizelge 5.4 : Robinson R-22 helikopterine ait özellikler 56
Çizelge 5.5 : Kuyruk rotor palinde kullanılan malzemenin özellikleri 56
Çizelge 5.6 : Kuyruk rotor palinin teorik doğal frekansları 59
Çizelge 5.7 : Ana rotor palinin özellikleri 63
Çizelge 5.8 : Riha 1 ana rotor pali deneysel doğal frekansları 65
Çizelge 5.9 : Riha 1 ana rotor pali deneysel-teorik doğal frekansları 65
Çizelge 5.10 : Ana rotor palinin özellikleri. 66
Çizelge 5.11 : R-22 kuyruk rotor pali deneysel doğal frekansları 67
Çizelge 5.12 : R-22 kuyruk rotor pali deneysel-teorik doğal frekansları 67

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Üst yapılar. 7
Şekil 2.2 : Uçaktaki yapısal titreşimler. 9
Şekil 2.3 : Yer rezonansının yıkıcı etkisi. 11
Şekil 3.1 : Deneysel modal analizde ölçüm düzeneği. 15
Şekil 3.2 : Etki ve tepki fonksiyonu fourier dönüşümü. 16
Şekil 3.3 : Mod şekilleri. 16
Şekil 3.4 : Modal çekiç ve modal analiz düzeneği. 17
Şekil 3.5 : Sarsıcı ve modal analiz deney düzeneği 18
Şekil 4.1 : Analizör 25
Şekil 4.2 : Darbe çekiçi. 26
Şekil 4.3 : Piezoelektrik ivmeölçer 26
Şekil 4.4 : Serbest – serbest sınır şartına sahip L plaka 27
Şekil 4.5 : L plakanın Abaqus'ta 3D katı modeli 28
Şekil 4.6 : L plaka modeli için oluşturulan çözüm ağı 28
Şekil 4.7 : L plakanın deneysel modal analizi 30
Şekil 4.8 : Ölçüm alınırken ivmeölçerin konumu. 30
Şekil 4.9 : L plaka üzerindeki en uygun asılma noktaları. 31
Şekil 4.10 : Serbest – serbest sınır şartına sahip L plaka 31
Şekil 4.11 : L plaka üzerindeki en uygun tahrik noktaları. 32
Şekil 4.12 : L plaka üzerindeki en uygun ivmeölçer noktaları. 32
Şekil 4.13 : L plakanın matlab – uff reader programıyla çizilen FTF grafiği 33
Şekil 4.14 : Icats programından elde edilen mod şekilleri 34
Şekil 4.15 : Peak picking yöntemi 35
Şekil 4.16 : SVD ile FTF'nin yeniden işlenmesi, sönümlerin bulunması 35
Şekil 4.17 : Mod 2'nin SVD ile peak picking datalarının bulunması 36
Şekil 4.18 : Mod 1,3,4,5'in SVD ile peak picking datalarının bulunması 36
Şekil 4.19 : Abaqus SE programından elde edilen mod şekilleri 37
Şekil 4.20 : Hypermash'den elde edilen mod şekilleri 38
Şekil 5.1 : Riha – 1 insansız helikopteri. 43
Şekil 5.2 : Riha – 1 ana rotor pali kesit profili VR – 7 44
Şekil 5.3 : Ana rotor pali profil kesiti ve pal kökünün modellenmesi 44
Şekil 5.4 : Köpük iç dolgu malzemesinin modellenmesi 45
Şekil 5.5 : Kabuk yapının modellenmesi 1 45
Şekil 5.6 : Kabuk yapının modellenmesi 2. 45
Şekil 5.7 : Ana kirişin modellenmesi. 46
Şekil 5.8 : Palin balansını sağlayan çelik mil üzerindeki kütle modeli 46
Şekil 5.9 : Riha – 1 kompozit ana rotor pali iç yapı modeli 46
Şekil 5.10 : Kabuk yapı için oluşturulan çözüm ağı. 47
Şekil 5.11 : Köpük iç dolgu malzemesi için çözüm ağı 48
Şekil 5.12 : Modelin komponentlerinin birbirleri ile Contact Region bölgeleri. 48
Şekil 5.13 : Analize hazırlanmış palin görünümü 48

Şekil 5.14 : Ana rotor pali mod şekli 1 49
Şekil 5.15 : Ana rotor pali mod şekli 2 50
Şekil 5.16 : Ana rotor pali mod şekli 3 50
Şekil 5.17 : Ana rotor pali mod şekli 4 51
Şekil 5.18 : Ana rotor pali mod şekli 5 51
Şekil 5.19 : Ana rotor pali mod şekli 6 52
Şekil 5.20 : Ana rotor pali mod şekli 7. 52
Şekil 5.21 : Ana rotor pali mod şekli 8 53
Şekil 5.22 : Robinson R-22 helikopteri 53
Şekil 5.23 : Kuyruk rotor paline ait profil Naca 63 - 415. 54
Şekil 5.24 : Solid'te modellenen kuyruk rotor profil kesiti 54
Şekil 5.25 : Palin genel imalat resminin görünümü. 54
Şekil 5.26 : Rip ve sparların dağılımıyla oluşan katı pal iskelet geometrisi 55
Şekil 5.27 : Sparların görünümü 55
Şekil 5.28 : Solid'te 3D katı modellenen kuyruk rotor pali 55
Şekil 5.29 : Kuyruk rotor pali için oluşturulan çözüm ağı 57
Şekil 5.30 : Ripler ve sparlar için oluşturulan çözüm ağı. 57
Şekil 5.31 : Kuyruk rotor pali komponentlerinin Contact Region bölgeleri. 58
Şekil 5.32 : Analize hazır kuyruk palinin görünümü. 58
Şekil 5.33 : Robinson R-22 kuyruk rotor pali mod şekli 1. 59
Şekil 5.34 : Robinson R-22 kuyruk rotor pali mod şekli 2 60
Şekil 5.35 : Robinson R-22 kuyruk rotor pali mod şekli 3. 60
Şekil 5.36 : Robinson R-22 kuyruk rotor pali mod şekli 4. 61
Şekil 5.37 : Robinson R-22 kuyruk rotor pali mod şekli 5 61
Şekil 5.38 : Robinson R-22 kuyruk rotor pali mod şekli 6… 62
Şekil 5.39 : Robinson R-22 kuyruk rotor pali mod şekli 7. 62
Şekil 5.40 : Robinson R-22 kuyruk rotor pali mod şekli 8 63
Şekil 5.41 : Riha 1 ana rotor pali üzerinden ölçümlerin alınması. 64
Şekil 5.42 : Riha 1 ana rotor pali FTF 1 64
Şekil 5.43 : Riha 1 ana rotor pali FTF 2 64
Şekil 5.44 : Robinson R-22 kuyruk rotor pali üzerinden ölçümlerin alınması. 66
Şekil 5.45 : Robinson R-22 kuyruk rotor paline ait FTF1 ve FTF2 66

SEMBOL LİSTESİ

L	**:** Lagrange Fonksiyonu
T	**:** Sistemin Kinetik Enerjisi
Π	**:** Sistemin Potansiyel Enerjisi
$\mathbf{T_e}$	**:** Sonlu Elemanın Kinetik Enerjisi
[M]	**:** Elemanın Kütle Matrisi
ρ	**:** Elemanın Yoğunluğu
$\mathbf{V_e}$	**:** Elemanın Hacmi
[K]	**:** Direngenlik Matrisi
[Q]	**:** Deplasman Vektörü
{F}	**:** Yük Matrisi
$\mathbf{\{\Phi\}_r}$	**:** Öz Vektörler
$\boldsymbol{\lambda_r}$	**:** Özdeğerler
$\boldsymbol{\omega_r}$	**:** Doğal Freakans
$\mathbf{H_{(\omega)}}$	**:** Frekans Tepki Fonksiyonu
$\boldsymbol{\eta_r}$	**:** Sönüm
$\boldsymbol{\zeta_r}$	**:** Sönüm Oranı
$\mathbf{A_r}$	**:** Modal Sabit

BİR HAVA ARACI KOMPONENTİNİN DİNAMİK KARAKTERİSTİKLERİNİN TEORİK VE DENEYSEL MODAL ANALİZ METODUYLA BELİRLENMESİ

ÖZET

Mekanik bir titreşim genellikle bir sistemin kararlı denge konumundan saptırılması halinde ortaya çıkar. Sistem geriye döndürücü kuvvetlerin etkisi altında ilk konumuna dönme eğilimi gösterir. Fakat sistem genellikle ilk konumuna belli bir hız kazanmış olarak döner. Eğer sistemde sönüm yoksa saptırılmış konum ile kararlı konumu arasında daimi olarak gider gelir. Bu gibi bir sisteme örnek olarak, helikopter palleri gösterilebilir. Helikopterlerdeki en belirgin titreşim kaynağı ana rotor ve kuyruk rotorunun aerodinamik formudur. Manevra hareketi sırasında oluşan düşük ve yüksek hız düzensizliğinden dolayı rotor göbeğinde aşırı titresimler oluşur. Oluşan bu aşırı titreşimler nedeni ile rotor üzerinde belirgin yüklenmeler ve bunun sonucunda istenmeyen girdaplarlar (vortex) oluşur. Bu girdaplar aerodinamik yapının bozulmasına, dolayısı ile istenilen performansın alınamamasına neden olur. Helikopterlerin motor ve gövde ömürlerinin uzatılması için titreşimsiz bir uçuşa hazırlanılması şarttır. Titreşimsiz uçabilmesi için rotor pallerinin denge konumunda olması sağlanmalıdır. Bu nedenle, pallere etki eden kuvvetlerin uyum içinde olduğu gerekli kontroller ile test edilmesi gerekmektedir. Helikopter palleri, helikopter uçarken zamanla değişen aerodinamik kuvvetlere maruz kalırlar. Bu kuvvetlerin zamana bağlı oldukları paller dönerken paller üzerindeki hız dağılımlarının ve hücum açılarının değişimlerinden anlaşılabilir. Zamana bağlı olan bu kuvvetlerin palleri izleyerek, pallerin helikopter gövdesine bağlandıkları rotor göbeğinden geçer ve gövdeyi tahrik eder. Bu akış şemasının tam ters yönündeki kuvvet iletimiyle de gövde de oluşan kuvvet ve momentler kök kısmı vasıtasıyla palleri tahrik eder. Bu nedenle titreşim problemi, helikopter palalarında büyük önem arz etmektedir. Eğer sistemin titreşim frekanslarından biri veya birkaçının toplamı sistemin doğal frekanslarından biri ile çakışırsa rezonansa veya flutter'a sebep olur. Bu nedenle titreşim, paller için önüne geçilmeye çalışılan bir problemdir. Bu çalışmada helikopter performansları üzerinde büyük bir etkiye sahip olan rotor palleri ele alınmıştır. Pallerin serbest titreşim doğal frekansları ve mod şekilleri ANSYS yazılımı yardımı ile sayısal olarak incelenmiştir. Sonlu eleman analizi yöntemiyle incelenen rotor pallerinin deneysel modal analiz yöntemiyle de doğal frekans ve mod şekilleri tespit edilmiştir. Daha sonra bulunan bu sonuçlar birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Sonlu eleman analizi ile elde edilen sonuçlar deneysel modal analiz yöntemiyle de doğrulanmıştır.

Yapıların dinamik davranışını modellemek için ileri modelleme ve analiz yöntemleri mevcut olmasına rağmen karışık yapıların kabul edilebilir seviyede hassasiyete sahip teorik modellerinin oluşturulması hala büyük zorluklar içermektedir. Böyle durumlarda, kritik yapıların dinamik modellerinin deneysel verilere dayanılarak oluşturulması gerekebilmektedir. Bu bağlamda deneysel modal analiz yapıların dinamik modellerinin oluşturulması için oldukça güvenilir bir yaklaşım sunmaktadır. Yapının deneysel verilerine dayanılarak elde edilen matematiksel modeli, teorik

model veya modellerin doğruluğunun sınanması ve bu model ve modellerin güncellenmesi için de kullanılabilmektedir.

Deneysel modal analiz, son yıllarda gittikçe daha önem arz eden bir konu haline gelmiştir. Özellikle bilgisayar teknolojisinin geliştiği günümüzde bilgisayar destekli ölçüm cihazları bu işlemin daha hızlı yapılmasına olanak sağlamaktadır. Bu yöntemle yapıların dinamik karakteristikleri olarak adlandırılan doğal frekanslar, mod şekilleri ve sönüm oranları deneysel olarak elde edilebilmektedir. Böyle bir deneysel yönteme gereksinim duyulmasının esas sebepleri arasında, yapıların teorik analizinde yapılan kabullerin gerçekte sağlanıp sağlanamadığının tespit edilmesi, teorik analizinin yapılmasında güçlük olan sistemlerin dinamik karakteristiklerinin deneysel olarak belirlenmesi ve kullanılmış ve/veya hasar görmüş yapıların durumlarının belirlenmesi yer almaktadır.

Son yıllardaki teknolojik gelişmelere bağlı olarak, dijital sinyal işleme tekniği, bilgisayar sistemleri ve kullanılan yazılımlar da gelişmekte, böylece deneysel titreşim analizi yaygın ve uygulanabilir bir hal almaktadır. Bir yapının ya da sistemin modal parametreleri, onun dinamik davranışının anlaşılmasında önemli rol oynar.

Basit bir deneysel titreşim analizinde bulunması gereken temel cihazlar; sinyal üretici, ivmeölçer (transducer) ve analizör olarak sayılabilir. Sinyal üretici adı verilen cihaz farklı özelliklere sahip titreşimler oluşturmaktadır. Sisteme, giriş sinyali olarak verilen ve büyüklüğü bilinen bu titreşim hareketi, ivmeölçer ile elektrik sinyallerine çevrilir. Elde edilen dijital sinyaller, okumayı kolaylaştırmak amacıyla bir sinyal yükselticiden geçirilerek analizöre iletilir. Analizör, içerisinde bulunan yazılım ile sinyal üreticiden gelen ve ivmeölçerin ilettiği sinyalleri ivmeölçerin karakteristik özelliklerine bağlı olarak işleyerek analiz eder ve sistemin dinamik yapısı hakkında bilgi elde edilir. Sinyal üretici yerine titreşim ölçümleri için özel olarak tasarlanan bir çekiç kullanılmış ve sistemlerin serbest titreşimleri ele alınmıştır.

Bu tez çalışması beş bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde, modal analiz yönteminin uygulama alanlarından ve bu konuda daha önce yapılan bazı çalışmalardan bahsedilmektedir. İkinci bölümde, hava araçlarında meydana gelen titreşimler incelenmiştir. Üçüncü bölümde modal analiz yönteminin formülasyonu, frekans tepki fonksiyonlarının özellikleri, yöntemin uygulamasına yönelik kullanılan ölçüm düzenekleri ölçümler sonucunda modal parametrelerin elde edilme yöntemleri anlatılmaktadır. Dördüncü bölümde plaka gibi basit bir yapı üzerinden ölçülen veriler yardımıyla gerçekleştirilen modal analizler sonucunda yapıların frekans tepki fonksiyonları ve modal parametreleri elde edilmiştir. Ayrıca modellerin teorik analizleri sonucunda hesaplanan dinamik karakteristikleri ile deneysel ve teorik analiz sonuçlarının karşılaştırılması verilmektedir. Beşinci bölümde, bu testlerden elde edilen deneysel verilerden ve diğer kazanılmış olan tecrübelerden yararlanılarak gerçek helikopter pallerinin dinamik yapısının belirlemek için bu yapılar üzerinden titreşim testleri gerçekleştirilmiştir. Sonunda helikopter ana rotor pali ve kuyruk rotor pali için yapıyı iyi temsil eden bir sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur. Oluşturulan modeller üzerinde, deneysel modal analiz yöntemiyle gerçekleştirilen ölçümlerden ve aynı modellerin teorik modal analizlerinden yapılara ait dinamik karakteristiklerin birbirine oldukça yakın olarak elde edildiği görülmüştür.

DETERMINATION OF DYNAMIC CHARACTERISTICS OF A AIR VEHICLE'S COMPONENT BY EXPERIMENTAL AND THEORETICAL MODAL ANALYSIS METHOD

SUMMARY

Machines which are manufactured today are exposed to force which is extorsive to much vibration because of having high speed and elastic construction. Frequency spectrum of this force is a factor which is worth to know especially in terms of resonance vibrations. Then, resonance vibrations which have destructive quality in terms of vibration amplitude occur when frequency system of one or several extorsive forces clash with natural system of them. Consequently, vibration analysis must be made at design phase in case of resonance vibrations and unexpected dynamic state. Big vibration problems which can be occur in future can be prevented with a set of basic practices which will be made at design phase.

A mechanical vibration generally occurs when a system deviates from stable equilibrium position. The system tends to come back to first position under the influence of forces which have the quality of turning around. However; the system comes back to first position by gaining speed. If there is no amortization in the system, it always shuttles between distorted and stable position. Rotor blades of helicopter are an example of this system.

The most explicit vibration source in helicopters is aerodynamic form of main rotor and tail rotor. Excessive vibrations occur in rotor hub because of low and high speed malfunctions which arises during manoeuvre. Significant overloads on rotors occur due to excessive vibrations and undesirable vortexes arise as a result of this. These vortexes cause breaking down of aerodynamical construction and accordingly cause not to achieve intended performance. Preparing of helicopters to a vibrationless flight is essential for increasing life-span of engine and body. Being of rotor blades of helicopter in equilibrium position must be provided for vibrationless. Therefore, assaying of whether forces affecting rotor blades, have intercompatibility or not is necessary. Rotor blades are exposed to aerodynamical forces which gradually vary while helicopter is flying. It can be figured out that these forces are bound to time, with velocity distribution on rotor blades while routing and variations of angle of attack. These forces depending on time follow rotor blades, pass thorough rotor hub where rotor blades connect to the body of helicopter and drive the body. Forces and momentums occurring with transmission of force which has reverse direction to flow diagram, in body drive rotor blades by means of root part. For this reason, vibration problem has big importance on rotor blades of helicopter. If all one or several of vibration frequencies of the system clash with one of natural frequencies of the system, it causes to resonance or a flutter. Therefore, vibration is a problem which is tried to prevent, for rotor blades.

In this study, rotor blades which have a significant effect on the performance of helicopter, are discussed. Natural vibration frequencies of rotor blades and modes were examined with the help of software "ANSYS" computationally. Natural

frequency and modes of rotor blades which were examined with the method “finite element analysis”, were determined with the method “empirical modal analysis”. Then, these findings were compared with each others. The results which were obtained with the method “finite element analysis”, were verified with the method “empirical modal analysis”.

Although modern tools are available for developing numerical models in order to predict the dynamic behaviour of structures, it is still quite difficult to obtain such models that will yield results with acceptable accuracy for complex structures such as helicopters and airplanes. In such situations, it is often necessary to obtain a mathematical model from measured data so as to describe the dynamic properties of structures. This makes the experimental model analysis quite suitable and valuable. The mathematical model obtained using measured data can be used for assessing quality of the numerical models. The experimentally derived models can also be used for model updating purposes.

The experimental study of structural vibration has always provided a major contribution to our efforts to understand and to control the many vibration phenomena encountered in practice. Since the very early days of awareness of vibrations, experimental observations have been made for the two major objectives of determining the nature and extent of vibration response levels and verifying theoretical models and predictions. Today, structural vibrations problems present a major hazard and design limitation for a very wide range of engineering products. First, there number of structures from turbine blades to suspension bridge, for which structural integrity is of paramount concern, and for which a thorough and precise knowledge of the dynamic characteristics is essential. Then, there is an even wider set of components or assembiles for which vibration is directly related to performance, either by virtue of causing temporary malfunction during excessive motion or by creating disturbance or discomfort, including that of noise. For all these examples, it is important that the vibration levels encountered in service or operation be anticipated and brought under satisfactory control.

The two vibration measurement objectives indicated above represent two corresponding types of test. The first is one where vibration forces or, more usually, responses are measured during operation of the machine or structure under study, while the second is a test where the structure or component is vibrated with a known excitation, often out of its normal service environment. This second type of test is generally made under much more closely controlled conditions than the former and consequently yields more accurate and detailed information. This type of test including both the data acquisition and its subsequent analysis is nowadays called Modal Testing.

Although modern tools are available for developing numerical models in order to predict the dynamic behaviour of structures, it is still quite difficult to obtain such models that will yield results with acceptable accuracy for complex structures such as helicopters and airplanes. In such situations, it is often necessary to obtain a mathematical model from measured data so as to describe the dynamic properties of structures. This makes the experimental model analysis quite suitable and valuable. The mathematical model obtained using measured data can be used for assessing quality of the numerical models. The experimentally derived models can also be used for model updating purposes.

The air vehicles parts are subjected to high levels excitation forces. These forces such that come from aerodynamic loadings on the surface. Therefore, vibration considerations are at the top of the importance during the design of these structures. There is hardly any other measurable parameter in practice that gives information as much as vibration signature gives. Vibration signature includes information about the health and operating characteristics of the structure. Thus, it is vital to establish a reliable model of air vehicles structures in order to predict vibration levels so that undesirable vibratory responses can be predicted and avoided.

This thesis consists of five chapters. In the first chapter, firstly modal analysis application areas of this method and literature survey are presented. In the second chapter, occuring vibrations on the air vehicles was examinated. In the third chapter, formulations of modal analysis methods and properties of frequency response function, test equipments used in the experimental modal analysis measurements and modal parameter estimation methods are introduced in detail. In the fourth chapter, frequency response functions and modal parameter of a simple structure like a plate model determined by experimental modal analysis of the model and dynamic characteristic of the model determined by theoretical modal analysis are given. In addition, comparisons of experimental and theoretical modal analysis results are done. In the fifth chapter, utilising the experimental results obtained from such tests and the experience gained from previous studies, vibration tests are also performed on an existing real helicopter blades in order to determine its modal properties experimentally. At the end, a more realistic and representative finite element model of the helicopter main and tail rotor blades are obtained.

In conclusion of this study, it is seen that dynamic characteristics obtained from experimental and theoretical modal analyses are close to each other.

1. GİRİŞ

Günümüzde imal edilen makinalar yüksek hız ve elastik yapıları itibariyle oldukça fazla titreşime zorlayıcı kuvvetlere maruzdurlar. Bu kuvvetlerin frekans spektrumu özellikle rezonans titreşimleri açısından bilinmeye değer bir husustur. Zira zorlayıcı kuvvetlerden bir veya birkaçının frekansının sistemin doğal frekanslarıyla çakışması halinde titreşim genliği açısından tahrip edici özelliğe sahip rezonans titreşimleri meydana gelir. Dolayısıyla rezonans titreşimleri ve istenmeyen dinamik durumla karşılaşmamak için dizayn safhasında titreşim analizi yapılmalıdır. Tasarım aşamasında yapılacak olan bir takım basit çalışmalarla ileride ortaya çıkacak büyük titreşim problemlerinin önlenmesi sağlanabilmektedir. Bu tez çalışmasında helikopter ana rotor ve kuyruk rotor palleri incelenmiştir. Sonlu eleman analizi ile elde edilen sonuçlar deneysel modal analiz yöntemiyle de doğrulanmıştır.

1.1 Tezin Amacı

Mühendislikte kullanılan yapıların statik ve dinamik kuvvetler etkisi altındaki tepkileri, bu yapıların dizayn aşamasında oldukça önemlidir. Yapıların dinamik kuvvetler etkisi altında tepkilerinin incelenmesi için ilk aşamada serbest titreşim karakteristiklerinin belirlenmesi gerekmektedir. Serbest titreşim karakteristikleri, yapının mod şekilleri ve titreşim frekanslarıdır. Yapıya gelen kuvvetlerin frekansları ile serbest titreşim frekanslarının karşılaştırılması rezonans olayı açısından önemlidir. Ayrıca yapıların dinamik kuvvetlere cevabının araştırılmasıda bu kuvvetlerin etkisi altındaki yapının nasıl davranacağını belirlemek bakımından oldukça önemlidir. Bu çalışma modal analiz yönteminin havacılık alanındaki gerekliliğini ve uygulanabilirliğini göstermek için yapılmıştır. Modeller üzerinde deneysel modal analiz ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Deneysel ve teorik analiz sonuçlarının karşılaştırmasını yapabilmek amacıyla ölçülen modellerin sonlu elemanlar yöntemiyle teorik analizleri de yapılmıştır.

Deneysel modal analiz ölçümlerinde yapıları titreştirmek amacıyla çekiç ve yapıların tepkilerini ölçmek amacıyla ivmeölçer kullanılmıştır. Yapılar üzerinde belirlenen

noktalara çekiçle vurularak titreştirme işlemi gerçekleştirilmiş ve çekicin ucundaki kuvvet ölçerle yapıya uygulanan kuvvet ölçülmüştür. Uygulanan kuvvetten dolayı yapıda oluşan titreşim yine belirlenen noktalara yerleştirilen ivmeölçerlerle ölçülmüştür. Ölçülen sinyaller analiz edicide işlenerek yapılara ait frekans tepki fonksiyonları elde edilmiştir. Deneysel modal analiz ölçümleri sonucunda her yapı için ölçülen frekans tepki fonksiyonları verilmiştir. Frekans tepki fonksiyonlarının ön kontrolleri yapıldıktan sonra eğri uydurma yöntemleri kullanılarak yapılara ait modal parametreler olan doğal frekanslar, mod şekilleri ve sönüm oranları belirlenmiştir.

Oluşturulan modellerin teorik analizleri sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak ANSYS programında gerçekleştirilmiştir. Teorik analizler neticesinde yapılara ait doğal frekanslar ve mod şekilleri hesaplanmıştır.

Deneysel ve teorik analizler ile elde edilen doğal frekanslar ve mod şekilleri karşılaştırılmalı olarak verilmiştir. Daha sonra deneylerin yapılması sırasında elde edilen deneyimler ile deneysel ve teorik sonuçların karşılaştırılmasında varılan sonuçlar ve öneriler sunulmuştur.

1.2 Literatür Araştırması

Schwarz ve Richardson, deneysel modal analiz yönteminin ölçümlerde kullanılan cihazlardan modal parametrelerin elde edilmesine kadar bütün aşamalarını özetleyen bir çalışma hazırlamışlardır [1]. Pavic, çalışmalarında çekiç testi zaman ve maliyet açısından avantajlı görülse de inşaat mühendisliği yapılarının genellikle düşük frekanslı, birbirine yakın modlara sahip olmaları ve yüksek sönüm oranlı olmaları nedeniyle özel bir dikkat gerektiğini belirtmiştir [2]. Ewins deneysel modal analiz yönteminin mevcut durumunu mekanik yapıların optimum tasarımını sağlayacak şekilde özel deneysel modal analiz uygulamalarını da örnek göstererek açıklamıştır. Ayrıca deneysel modal analiz uygulamalarında karşılaşılan bazı problemleri ve yöntemin uygulanmasındaki sınırlandırmalarıda belirtmiştir [3]. Farrar ve Doebling büyük mühendislik yapıları üzerinde hasar tespiti amaçlı gerçekleştirdikleri ölçümler sonucunda elde ettikleri deneyimlerini bu çalışmalarında sunmuşlardır [4]. Wang, değişik formlardaki titreştirici ve tepki ölçerler kullanılması durumunda genel frekans tepki fonksiyonuna ait teorik formülasyonları sunmuştur [5]. Çekiç testinde sonuçların doğruluğunu artırmak ve yöntemin uygulama alanını genişletmek amacıyla elektronik çekiçler kullanılmaktadır. Tawfiq, bu amaçla bir elektronik güç

dolaşımı ve elektronik program sunmuşlardır [6]. Kammer, üç eksenli ivmeölçerler için ilgili moda ait matrisin determinantının en az olmasını sağlayan yeni bir yöntem geliştirmiştir [7]. Deneysel modal analizde sızma etkilerini en aza indirmek ve sinyal/gürültü oranını artırmak amacıyla exponansiyel ağırlık fonksiyonları yaygın olarak kullanılmaktadır. Exponansiyel ağırlık fonksiyonlarında zaman sabiti kullanıcı tarafından belirlenmektedir. Fladung ve Rost iki tip tepki sinyali üzerine exponansiyel ağırlık fonksiyonlarının nasıl uygulanacağını ve uygulamanın sonuçlarını göstermişlerdir [8]. Ahn, exponansiyel ağırlık fonksiyonlarının kullanılması sonucunda frekans tepki fonksiyonlarında oluşan bozulmaların etkisinden kurtulmak amacıyla yeni bir yaklaşım geliştirmişlerdir [9]. Doebling, titreşim testlerinin sayısal simülasyonu, modal verilerin analizi, sonlu elemanlar model korelasyonu ile lineer ve lineer olmayan hasar tespiti tekniklerinin karşılaştırılmasını sağlayacak bir grafiksel ara birim programı sunmuşlardır [10]. Hermans ve Auweraer, doğal titreşim tekniği ile dengeli anlama ve standart değişken analizi olarak adlandırılan iki alt birim tekniği kullanmışlardır [11]. Braun ve Ram, modellerin tam olarak temsil edilememesinden dolayı değiştirilmiş yapıya ait spektrumlarda oluşan hataları belirlemeye çalışmışlardır. En uygun çözüm Rayleigh-Ritz yöntemi kullanılarak elde edilmiştir [12]. Verbouven, frekans ortamında en küçük kareler yönteminin değişik formülasyonlardaki uygulanışını karşılaştırmışlardır. Bu amaçla modal parametrelerin elde edilmesinde en küçük kareler yöntemiyle optimizasyon yapılmıştır [13]. Şanlıtürk ve Çakar, tekil değerler azalması yöntemini kullanarak frekans tepki fonksiyonlarından gürültünün etkisini azaltmışlardır [14]. Ashory, deneysel modal analiz ölçümleriyle ilgili oluşan mekanik hataları dikkate alarak bu hatalara çözüm aramayı ve böylece deneysel modal analiz ölçümlerini geliştirmeyi amaçlamıştır [15]. Maeck ve Roeck, çalışmalarında trafik etkilerinde oluşan titreşimleri belirlemek amacıyla modeller geliştirmiştir. Yüksek hızlı trenlerin geçtiği bir köprü üzerinde yapılan ölçümlerde köprüye ve raylara ölçümler bağlanarak trenlerden oluşan titreşimler belirlenmiştir [16]. Kitazaki ve Griffin, bütün gövdeye titreşim uygulayarak vücudun rezonans frekanslarını belirlemeye çalışmışlardır [17]. Haapaniemi, mevcut boru hatlarının kullanım ömürleri ve durumlarının belirlenmesi amacıyla pratik bir metot geliştirmeyi amaçlamışlardır. Çalışma, sistemin sonlu elemanlar modelinin oluşturulması, ön analizin yapılması, deneysel modal analizin yapılması, modal korelasyon analizinin yapılması ve modelin geliştirilmesi aşamalarını içermektedir [18]. Miglietta, büyük

teleskopların yüksek modal performans ve minimum görsel engel oluşturacak şekilde tasarımı için bir çalışma yapmışlardır. Oluşturulan model üzerinde gerçekleştirilen deneysel modal ölçüm sonuçlarıyla sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan modal analizden elde edilen sonuçların geçerliliği kontrol edilmiştir [19]. Teleghani ve Papa, kauçuk tabakaların modal parametreler üzerindeki etkisini değerlendirmek amacıyla grafit epoksi tüpler üzerinde deneysel modal analiz ölçümleri gerçekleştirmişlerdir [20]. Yao, esnek bir yapı üzerinde insanların hareketinden dolayı oluşan tepkiyi belirlemek amacıyla bir test düzeneği hazırlamışlardır. Bu düzenek konsol kirişlerle desteklenmiş tek serbestlik dereceli bir platformdur. Bu düzenekle yapıya uygulanan kuvvet ve yapının ivme olarak tepkileri ölçülmüştür [21]. Brughmans, iki yolcu kapasiteli bir araba karoseri üzerinde deneysel ve teorik modal analiz gerçekleştirmiştir. Deneysel modal analiz sonucunda elde edilen sonuçlar MSC/NASTRAN sonlu elemanlar programıyla elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmış ve araba karoserinin analitik modeli geliştirilmeye çalışılmıştır [22]. Reynold, İngilteredeki York Üniversitesinde yeni yapılmış olan yüksek kaliteli döşeme üzerinde deneysel modal analiz ölçümleri gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada döşemenin yüksek rijitlik ve kütle özellikleri nedeniyle belli sınırlar içerisinde titreştirilmesi gerektiği belirtilmiştir. Deneysel ve teorik sonuçları karşılaştırmak amacıyla döşemenin sonlu elemanlar yöntemiyle teorik analizi yapılmış ve deneysel sonuçlar kullanılarak sonlu elemanlar modelinde düzeltmeler yapılmıştır [23]. Wu, laboratuvarda 1/10 oluşturduğu vinç modelinin sonlu elemanlar vinç modelini geliştirmeyi amaçlamışlardır. Bu amaçla vinç modelinin sonlu elemanlar modeli hazırlanarak teorik analizi ve model üzerinde deneysel modal analiz ölçümleri yapılmıştır. Deneysel sonuçlar kullanılarak sonlu elemanlar modelinde geliştirmeler yapılmıştır. Geliştirilen model kullanılarak yapılan analiz sonuçlarının deneysel sonuçlara oldukça yakın olduğu gözlemlenmiştir [24]. Hartley, 35m açıklıklı kablolu bir köprü üzerinde deneysel modal analiz ölçümleri gerçekleştirmişlerdir. Deneysel modal analizde yayaların yürüyüşünden oluşan titreşimler dikkate alınmıştır. Çalışmadan deneysel ve teorik sonuçlar arasında uyum olduğu görülmüştür [25]. Farrar ve James, çevresel titreşim kaynağı olarak trafik yüklerinden oluşan etkileri alarak otoyol köprülerinin rezonans frekanslarını belirlemişler ve elde edilen sonuçları geleneksel deneysel modal analiz sonuçlarıyla karşılaştırmışlardır [26].

1.3 Hipotez

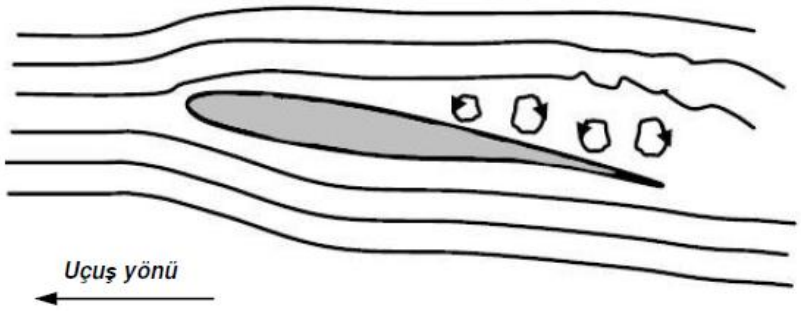
Bu çalışmada, kompozit yapıda tasarlanan bir helikopter ana rotor pali ve alüminyumdan imal edilmiş kuyruk rotor palinin sonlu eleman analizi ile doğal frekans ve mod şekilleri belirlenmiştir. Sonlu eleman analizi ile elde edilen sonuçlar deneysel modal analiz yöntemiyle de doğrulanmıştır. Titreşim problemi, helikopter palalarında büyük önem arz etmektedir. Eğer sistemin titreşim frekanslarından biri veya birkaçının toplamı sistemin doğal frekanslarından biri ile çakışırsa rezonansa veya flutter'a sebep olur. Bu nedenle titreşim palalar için önüne geçilmeye çalışılan bir problemdir.

2. HAVA ARAÇLARINDA MEYDANA GELEN TİTREŞİMLERİN İNCELENMESİ

Hava araçlarında, yapının geneline bakıldığında rijitlik söz konusu değildir. Sistemler arasındaki etkileşim sonucunda çok yüksek seviyelerde salınımlar oluşabilmektedir. Genel olarak bakıldığında, hava aracının gerçekleştireceği uçuş profilinde yapı üzerine birçok yük biner. Bu yüklerden kaynaklanan titreşimler kaçınılmazdır. Bu nedenle bir hava aracı imalat aşamasında iken, parça ve sistem bazında yapı üzerine gelecek olan kuvvetler hesaplanıp, bu doğrultuda parça seçimi yapılır. Bu bölümde hava araçlarında oluşan titreşimler uçaklarda ve helikopterlerde olan uygulamaları olmak üzere iki sınıfta incelenecektir. İlk olarak uçak üzerinde oluşan titreşimlerin ve bunların etkilerine değinildikten sonra, dönel bir makina olan uçak motorları üzerindeki titreşim incelenecektir. Daha sonra helikopterler üzerinde oluşan titreşimlerden bahsedilecektir.

2.1 Uçaklar

Uçaklarda kanat, gövde ve kuyruk grubu değişik modlarda (esneme ve burulma gibi) tehlikeli titreşimler oluşabilir. Bu titreşimler yapı üzerindeki en büyük etkenlerdendir.



Şekil 2.1: Üst yapılar.

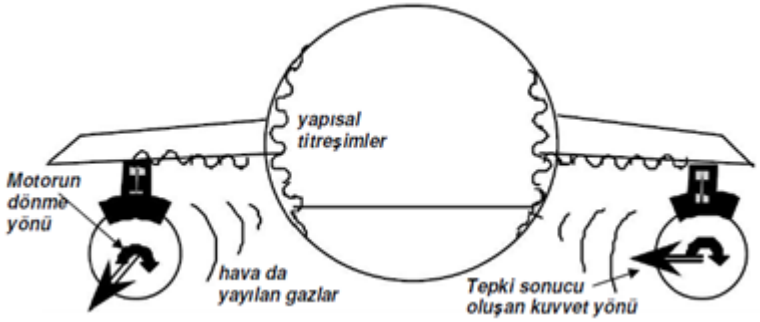
Bu nedenle her bir sistem ayrı ayrı tasarım aşamasından geçer. Sonra uçak bir bütün halinde iken yapılan testlerle üzerine binen kuvvetlere karşı dayanımı incelenir. Uçakların üzerine etki eden kuvvetler, rastgele titreşimlerin oluşmasına neden olur.

Yapılan yer ve uçuş testlerinde uçağın aerodinamik yapısının rastgele titreşimlerin oluşmasına neden olduğu görülmüş. Bu rastgele titreşimler her uçuş şartı ve durumuna göre değişiklik gösterir [27]. Örneğin, rastgele titreşimlere neden olan dış etkenlerden birisi pistin yapısıdır. Pistin yapısına bağlı olarak yerdeki hareketi sırasında oluşan titreşimler, uçakların ömrünü etkileyen en belirgin özelliktir. Bu etkiler, pistin yapısına ve uçağın hızına bağlı olarak değişiklik gösterir [28]. Tüm bu etkilerin incelenmesi ilk olarak profiller üzerinde daha sonra kanat, kuyruk ve iniş takımı üzerinde gerçekleşir. Uçaklardaki en kritik yapısal elemanlardan birisi kanatlardır. Kanatların fiziksel durumları uçuş sırasında uçağın güvenilirliğinin belirlenmesi için etkindir. Uçuş süresince uçakta oluşan dinamik yükler, bir çatlağa ve bunun sonucunda da kırıma neden olabilir [29]. Kanat profili aerodinamik formda imal edilir. Form olarak mükemmel olsa bile, hava akışının etkisinden dolayı kanat üzerine birçok yük biner. Şekil 2.1'de uçak profilinden geçen havanın oluşturduğu kuvvet etkisi genel olarak gösterilmektedir. Bu etki ile kanat üzerinde belli bölgelerde türbülans basıncı rastgele olarak oluşur. Normal şartlarda kanat basit bir yapıya sahip olduğu için ölçümlerde sinüzoidal bir dalga ortaya çıkması gerekirken kanat üzerinde oluşan bu kuvvetler nedeniyle rastgele dalgalar görülür [30].

Uçakların düz formunu bozan ve aşırı titreşimlere neden olan diğer sistem ise iniş takımlarıdır. İniş takımları, iniş ve kalkış sırasında hava aracı üzerine binen yükleri karşılamasına karşın ağırlığı nedeni ile taşımaya, yapısal bozukluğu nedeniyle de aerodinamik yapıya etki ederler [31]. Uçuş sırasında yapısal bozuklukları önlenmek için iniş takımları içeri alınacak şekilde tasarlanabilir. Fakat iniş ve kalkış esnasında iniş takımlarının açık olması nedeniyle üzerine binen yüklerin aşırı titreşim oluşturması kaçınılmazdır. İniş takımlarının kanat ya da gövdeye bağlı olması, oluşan bu titreşimlerin direkt olarak uçağın tüm yapısıyla beraber sönümlenmeye çalışmasına neden olur. Bunların devamında ise ilk olarak mürettebat veya yolcunun konforu bozulur. Daha sonra da yapı üzerinde düzensizlikler başlar ve kırılmalarla son bulabilir. Uçakların pistte koşturması esnasında ne kadarlık bir kuvvete maruz kaldığı önemlidir. Bu kuvvetler ya test uçuşları ya da deneysel olarak bulunur. Farklı pist profilleri ve farklı uçaklar için iniş takımlarına etki eden kuvvetler deneysel olarak ölçülmesi, her bir değişik durum için meydana gelebilecek titreşim karakteristikleri belirlenmesinde önemlidir [32].

2.1.1 Güç sistemleri

Uçaklarda yapı üzerine monte edilmiş güç sistemleri, dönmeleri sırasında oluşan balans bozukluğu nedeni ile yapıyı sarsan bir kuvvet oluştururlar. Şekil 2.2'de gösterildiği gibi çift motorlu bir uçakta motorların dönüşündeki balans bozukluğu nedeni ile yapı üzerinde yapısal titreşimler oluşur. Oluşan bu titreşimler yapının mukavemet limitlerini zorlar. Eğer titreşim seviyeleri yapının doğal frekanslarına yaklaşırsa yapıda parçalanma söz konusu olur. Ayrıca, yapı üzerinde oluşan yapısal titreşimler kabin içerisinde gürültüye neden olur. Motor ile gövdenin birleşme noktasında titreşimlerin kabin içerisine girebileceği birçok yol vardır. Bu yollar uygun titreşim izolasyonlarıyla kontrol altına alınmalıdır [33].



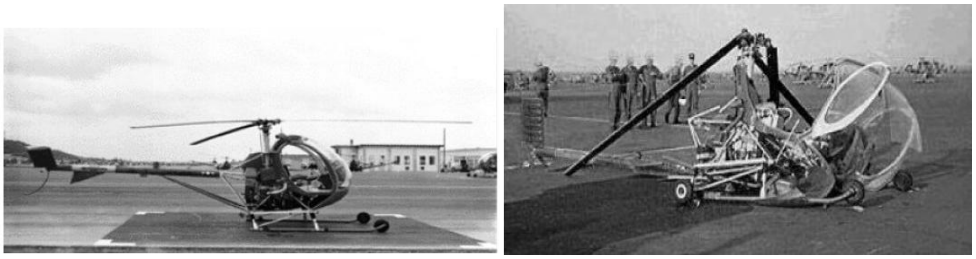
Şekil 2.2 : Uçaktaki yapısal titreşimler.

2.2 Helikopterler

Helikopter; dik iniş ve kalkış yapabildiği için dar yerlerde de kullanılabilen rotorlu bir hava aracıdır ve rotor-araç diye tabir edilen hava aracı sınıfına girerler. Helikopterler; ana rotor, kuyruk rotoru, dişli kutusu ve iletim kutusu gibi dönel sistemlere sahiptirler. Yüksek titreşim seviyeleri pervaneli hava araçlarının uçuş performanslarını direkt olarak etkilememesine rağmen daha sonra bıraktığı izler takip edilip belirlenmesi gerekir. Bu takip için bir taraftan yapılan bakımlar nedeniyle maliyet artarken diğer taraftan mürettebat ve yolcuların konfor ve sağlıkları etkilenmektedir. Bunu önlemek için günümüzdeki helikopter üreticileri tahmini titreşim problemlerinin çözümlenmesi için uygun alet ve sistemleri geliştirmektedirler [34]. Uçaklara nazaran helikopterlerde kendisine has birçok titreşim kaynağı vardır. Helikopterlerdeki en belirgin titreşim kaynağı ana rotor ve kuyruk rotorunun aerodinamik formudur. Manevra hareketi sırasında oluşan düşük ve yüksek hız düzensizliğinden dolayı rotor göbeğinde aşırı titreşimler oluşur. Oluşan bu aşırı titreşimler nedeni ile rotor üzerinde belirgin yüklenmeler ve bunun

sonucunda istenmeyen girdaplarlar (vortex) oluşur. Bu girdaplar aerodinamik yapının bozulmasına dolayısı ile istenilen performansın alınamamasına neden olur. Rotorun titreşimi ve gürültüsü yolculuğun biraz daha yorucu geçmesine neden olur. Artık yeni nesil pervaneli uçaklarda gürültü ve titreşim oranı giderek düşmektedir ve jet yolcu uçakları kadar sessiz olanları imalatı söz konusudur [35].

Helikopterlerin motor ve gövde ömürlerinin uzatılması için titreşimsiz bir uçuşa hazırlanılması şarttır. Titreşimsiz uçabilmesi için rotor pallerinin denge konumunda olması sağlanmalıdır. Bu nedenle, pallere etki eden kuvvetlerin uyum içinde olduğu gerekli kontroller ile test edilmesi gerekmektedir. Yapı üzerinde oluşan titreşimler helikopter içerisinde yoğun bir gürültüye neden olur. Helikopter içerisinde hissedilen gürültü yaklaşık olarak 97 dB ile 100 dB arasındadır. Bu, insan sağlığı açısından istenmeyen değerlerdir. Titreşim üzerinde bir çalışma yapıldığında öncelikle oluşan bu gürültülerin nasıl durdurulabileceği üzerinedir [36]. Ayrıca, yeni bir helikopter tasarımında oluşacak titreşimlerin testlerinin de yapılması şarttır. Bu testler bir helikopterin yerden kalkışa hazırlanırken üzerine binen titreşim yüklerinin incelenmesini içerir. Helikopter rotorlarının yapısı bir bütün halindedir. Bu nedenle, salınım kuvvetlerinin neden olduğu balanssız dönme kuvvetlerinin ölçümlerine ihtiyaç vardır. Bu kuvvetler, kalkıştan önce oluşan tam devir hızında rotoru ivmelendiren doğal frekansı ortaya çıkartır. Bu durum rezonans tahriki olarak adlandırılır. Yer rezonanslarının oluşma sınırı bu şekilde belirlenmiş olur. Yer rezonansları rotor palleri veya iniş takımları üzerinde alınan tedbirlerle önlenebilir. Örneğin iniş takımında şok sönümleyici dikmeler kullanılabilir. Yer rezonansı genellikle lastik tekerlekli iniş takımı olan ya da bütün yapı olarak imal edilmiş rotoru olan helikopterlerde gözlenen bir olgudur. Yer rezonansı, dönel rotor diskinin ağırlık merkezinin dönmenin merkezinden uzaklaşması sonucu oluşur. Yani düşük devirde ağırlık merkezi, dönme merkeziyle aynı hizada bulunmadığını gösterir. Yer rezonanslarını önlemek için helikopterler, ana rotor ve ana iniş takımı arasında ortak sönümlemeyi sağlayacak şekilde tasarlanabilir. Yer rezonansının yıkıcı etkisi çok fazladır. Örneğin, 1967 yılında TH–55 tipi helikopterin normal görünüşü ve bu helikopterin maruz kaldığı yer rezonansı sonucunda parçalanmış hali Şekil 2.3'de görülmektedir [37].



Şekil 2.3 : Yer rezonansının yıkıcı etkisi.

Yer rezonansı ve diğer titreşim etkilerinin haricinde helikopter rotor palleri aerodinamik etkiye de maruz kaldıklarından dolayı imalatta farklı sistem ve malzemeler kullanılmaktadır. Bu malzeme ve sistemlere akıllı malzeme denilmektedir. Akıllı malzeme, istenilen duruma ve kullanım amacına göre tasarlanan malzemelerdir [38].

3. TEORİ

3.1 Dinamik Analiz

Eğer bir sistemde yükler birden ve/veya şiddeti zamanla hızla değişen şekilde (dinamik yük, dinamik uyarı) etkiyorsa böyle bir sistem dinamik bir sistemdir. Dinamik yükleme durumunda yapıda kütle ve ivmenin etkisi ortaya çıkar. Dinamik sistemlerin analizinde dinamik denge ve zamana bağlı deformasyon durumu göz önünde bulundurulmalıdır. Böyle yapılan analize dinamik analiz denir.

Aslında bütün sistemler dinamik sistemdir çünkü statik sistem kabulünü gerektiren yükün kademe kademe uygulanması ve yükün yavaş hareket etmesi şartları çoğunlukla oluşmaz. Ancak statik analiz bir yaklaşımdır ve sistem hakkında kullanışlı bilgiler vermektedir.

Dinamik yükleme sonucu oluşan titreşimler birçok makine, yapı ve dinamik sistem için sakıncalıdır. Bu titreşimler yanlızca oluşturdukları istenmeyen hareketten dolayı değil ses, yorulmaya sebebiyet veren dinamik gerilme, aşınma ve bunun yanı sıra performansta ve enerjide kayba neden oluşturduğu için de kontrol altında tutulmalıdır. Bunun için dinamik yüklere maruz kalan sistemlerin yapısal titreşim analizi yapılmalıdır.

Yapının doğal frekansı ve beklenen uyarıya cevabı mutlaka analiz edilmelidir. Doğal frekanslar bilinmelidir çünkü yapı bu frekansta bir uyarıya maruz kalırsa rezonans durumu ortaya çıkabilir ve bunun sonucu olarakta büyük genlikler, büyük dinamik gerilme ve gürültü ortaya çıkar. Bunun için rezonans durumundan kaçınılmalı ve normal dizayn şartlarıyla çakışmaması sağlanmalıdır. Bu sebeple beklenen uyarı aralığında yapının analizinin yapılmasına ihtiyaç vardır.

Birçok sistem rezonans, yorulma ve herhangi bir elemanında aşırı titreşim gibi nedenlerle zarara uğrar veya beklenen performansı sağlayamaz. Çünkü istenmeyen titreşimlerin dinamik bir sistem üzerinde birçok etkisi vardır. Bu sebeple dizayn sırasında bu durumlar incelenmeli ve yeni düzenlemelerle titreşimler elimine edilmeli veya mümkün olduğu kadar azaltılmalıdır.

Yapılan bu tez çalışmasında bir helikopterin ana ve kuyruk rotor pallerinin dinamik analizi yapılmıştır. Dinamik analiz kapsamında modal analiz yapılarak pallerin doğal frekansları bulunmuş ve mod şekilleri hesaplanmıştır.

3.1.1 Titreşim

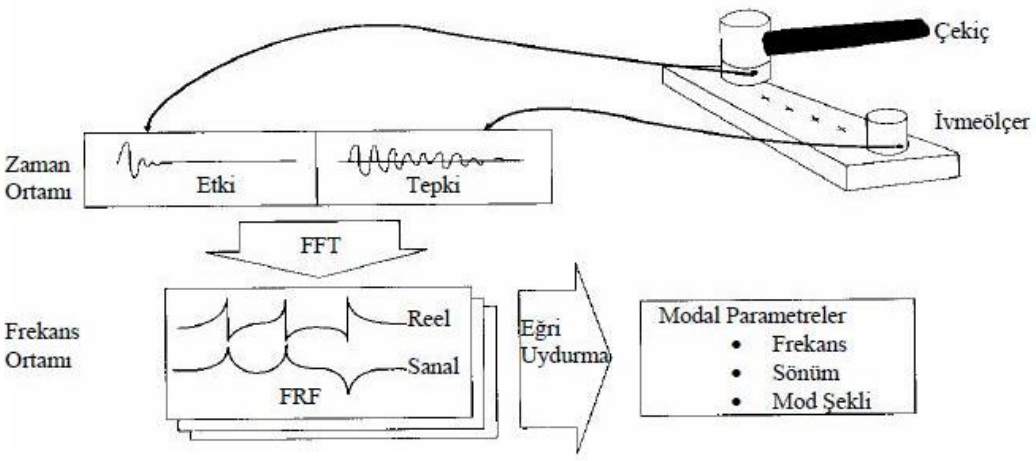
Bir katı yapı elastik bir şekilde deforme edilip aniden bırakılırsa denge konumuna gelene kadar salınır. Bu periyodik harekete serbest titreşim adı verilir. Birim zamanda gerçekleşen salınım sayılarına frekans denir. Denge pozisyonundan azami yer değiştirme ise genliktir. Gerçekte titreşim hareketi sonsuza kadar devam etmez. Bunun sebebi sistemdeki sönümdür. En basit modelde sönüm etkileri ihmal edilmiştir. Sönümsüz serbest titreşim analizi sistemin dinamik tepkisi hakkında bilgi verir.

Modal analizde yapının doğal frekansları ve mod şekilleri elde edilir. Bunlar yapının serbest titreşim karakteristiğini belirleyen unsurlardır. Bu karakteristik sadece sistemin fiziksel özelliklerine bağlıdır. Serbest titreşim modları ve doğal frekansları yapının zorlayıcı kuvvetler altındaki tepkisinin belirlenmesinde yardımcı olur. Sistemde rezonans oluşabilecek bölgelerin ve girdi frekanslarının belirlenebilmesi açısından doğal frekansların bilinmesi önemlidir.

Modal analiz (modal testing) son yıllarda gittikçe daha fazla araştırılan bir konu haline gelmiştir. Özellikle bilgisayar teknolojisinin geliştiği günümüzde bilgisayar destekli ölçüm cihazları bu işlemin daha hızlı yapılmasına olanak sağlamaktadır. Bu yöntemle yapıların dinamik karakteristikleri olarak adlandırılan doğal frekanslar, mod şekilleri ve sönüm oranları deneysel olarak elde edilebilmektedir. Böyle bir deneysel yönteme gereksinim duyulmasının esas sebepleri arasında yapıların teorik analizi yapılırken yapılan kabullerin gerçekte sağlanıp sağlanmadığının tespit edilmesi, teorik analizinin yapılmasında güçlük olan sistemlerin dinamik karakteristiklerinin deneysel olarak belirlenmesi kullanılmış ve/veya hasar görmüş yapıların durumlarının belirlenmesi yer almaktadır. Geçmişi demiryolu raylarındaki hasarların çekiç darbeleriyle oluşturulan titreşimlerin dinlenilerek belirlenmesine dayalı olan deneysel modal analiz yöntemi, günümüzde yapıların dinamik karakteristiklerinin belirlenmesinde yaygın olarak kullanılan bir yöntem haline gelmiştir. Bu yöntemin esası, yapıya uygulanan bir etki altında yapının göstermiş olduğu tepkilerin ölçülmesine dayanmaktadır. Ölçülen etki ve tepki sinyalleri

arasında tanımlanan fonksiyon her bir yapı için karakteristik özellikte olan dinamik parametreleri içermektedir. Bu yöntem makine parçalarının titreşim analizleri, uçaklardaki titreşim problemlerinin belirlenmesi, yapı dinamik karakteristiklerinin belirlenmesi gibi birçok mühendislik alanında yaygın olarak kullanılmaktadır [39]. Gelişen bilgisayar teknolojisi ve elektronik imkanlar sayesinde deneysel ölçümlerde takip edilen yöntemlerde geliştirilmiştir. Özellikle titreşimlere maruz büyük mühendislik yapılarının ölçümlerinde bir titreştirici kullanmak yerine yapıdaki mevcut titreşimler dikkate alınarak ölçümler yapılabilme imkanı oluşmuştur [40].

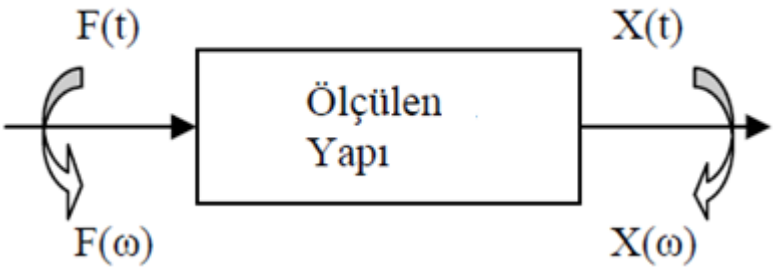
Deneysel modal analizde, yapıya bilinen (ölçülen) bir kuvvet verilmekte ve yapının bu kuvvete tepkisi ölçülmektedir. Bu işlemde yapıya kuvvet uygulamak için çekiç, yapının tepkisini ölçmek için ivmeölçer ve verileri değerlendirmek için bir sinyal analizör kullanılır (Bkz: Şekil 3.1).



Şekil 3.1 : Deneysel modal analizde ölçüm düzeneği.

Şekil 3.1'den de görülebileceği gibi yapıya uygulanan etki (impact) çekicin 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 [1].

Fourier dönüşümü (FFT – Fast Fourier Transform) kullanılarak etki ve tepki fonksiyonları zaman ortamından frekans ortamına dönüştürülür (Bkz: Şekil 3.2).



Şekil 3.2 : Etki ve tepki fonksiyonlarının fourier dönüşümü.

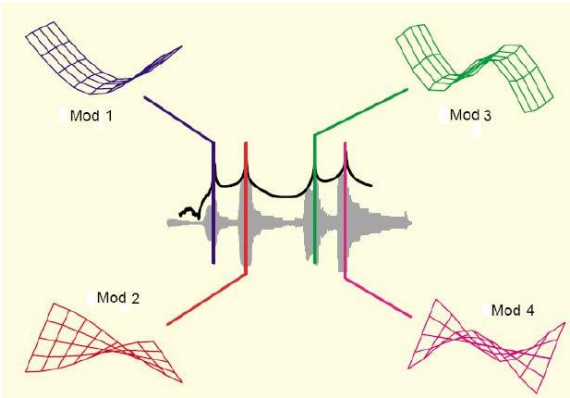
Yapıya ait frekans tepki fonksiyonu (FRF – Frequency Response Function), Fourier dönüşümleri yapılmış tepki fonksiyonunun etki fonksiyonuna bölünmesiyle elde edilir **(3.1)**.

$$H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} \qquad (\mathbf{3.1})$$

Frekans tepki fonksiyonları kullanılarak yapının doğal frekansları, mod şekilleri ve sönüm oranları belirlenir [41].

3.1.2 Frekans tepki fonksiyonlarının ölçümü

Deneysel modal analiz ölçümleri sırasında yapı çalışır konumda bulunmaz. Bu çalışmada öncelikle yapı üzerinde belirli noktalar üzerine bir çekiç veya sarsıcı ile kuvvet girişi uygulanır ve birçok noktadan frekans tepki fonksiyonu ölçülür. Genellikle, uygulanan kuvvet bir kuvvet trandüseriyle, cevap ise modal akselerometre ile x, y ve z eksenlerinde ölçülmektedir. Bunun ardından bilgisayar ortamına aktarılan ölçüm verileri sayesinde her rezonans frekansındaki mod biçimleri tespit edilir (Bkz: Şekil 3.3).

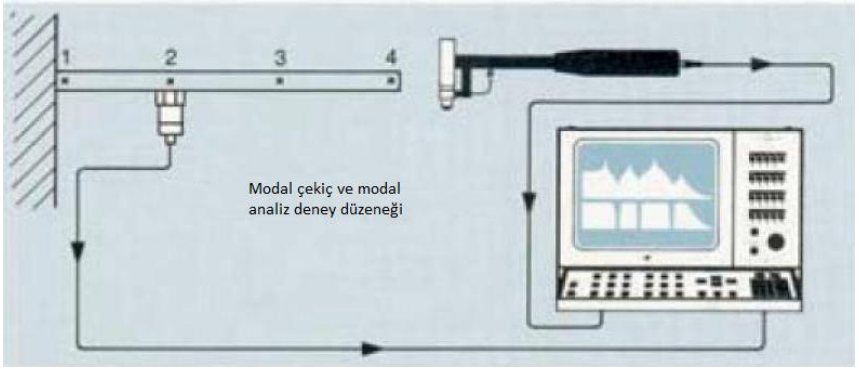


Şekil 3.3 : Mod şekilleri.

Modal analiz sayesinde incelenen modelin rezonans değerlerinde nasıl davrandığı, sönümleme miktarının ne kadar olduğunun anlaşılması tasarım açısından çok önemlidir. Yine bu çalışma ile elde edilen sonuçlar, bilgisayar ortamında sonlu elemanlar yöntemiyle oluşturulan modellerin cevapları ile karşılaştırılarak, hazırlanan modelin ne kadar başarılı olduğu görülür. Günümüzde titreşimin sorun yaratabileceği her tasarımda modal analiz çalışması önem taşır ve dikkatle uygulanır.

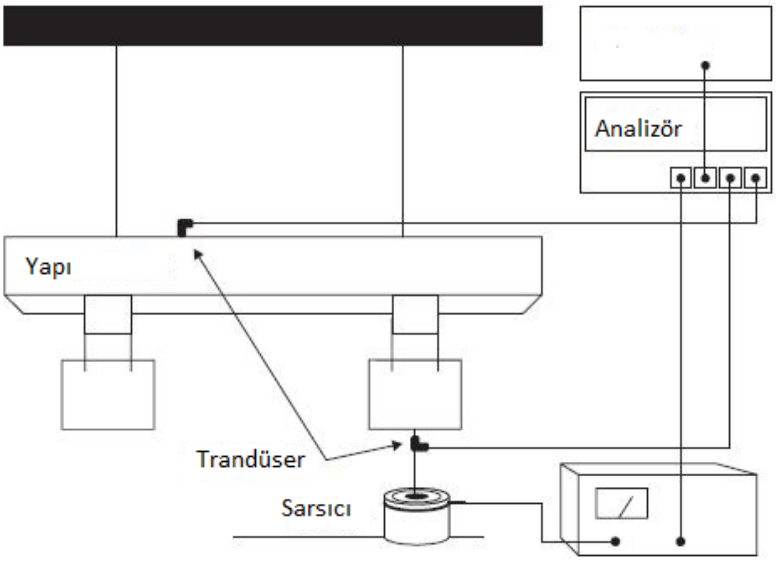
Bir yapının frekansa bağlı herhangi bir kuvvete karşı verdiği tepkiler yapının frekansa bağlı özellilerine göre değişmektedir ve bu özellikler yapıya özgüdür. Bu yüzden yapının zorlanmış titreşim altındaki davranışının belirlenmesine ihtiyaç duyulur. Bu özelliklerin belirlenmesi için Frekans Tepki Fonksiyonu (FTF) adı verilen fonksiyonlar kullanılmaktadır. FTF, ölçülen tepkiler ve uygulanan kuvvetler arasındaki transfer fonksiyonu hesaplanarak, yani çıkış ve giriş arasındaki oran alınarak elde edilmektedir. Bir yapının titreşim davranışının belirlenmesi için oldukça pratik ve yaygın bir metod olan FTF ölçümü, kuvvet belirleme için de büyük öneme sahiptir. Bu yüzden FTF ölçümü yapılırken dikkat edilmesi gereken hususları gözden geçirmekte fayda vardır [42].

Yapının tahrik edilmesi, FTF'lerin hassas olarak ölçülebilmesi için göz önünde bulundurulması gereken önemli etmenlerden birisidir. Tahrik şekli ve tahrik noktalarının seçimi FTF'lerin doğruluğuna ve kalitesine doğrudan etkide bulunmaktadır. Yapının tahrik edilmesi için genellikle çekiç veya sarsıcı kullanılmaktadır. Her iki durumun da kendilerine özgü olarak olumlu ve olumsuz yönlerinin bulunması ile birlikte, en uygun tahrik tipinin seçimi ölçüm sonuçları için oldukça önemlidir. Yapıyı tahrik etmek için modal çekicin kullanıldığı durumlarda, her bir ölçüm için yapıya çekiç ile vurulması gerekmektedir (Bkz: Şekil 3.4).



Şekil 3.4 : Modal çekiç ve modal analiz deney düzeneği.

Çekicin oluşturduğu darbe kuvveti, yapının geniş bir frekans aralığında tepkiler vermesi ile sonuçlanacak ve yapı üzerinden ölçülen bu tepkilerin kuvvete oranlanması ile FTF elde edilecektir. Yapıyı tahrik eden kuvvetin ölçülmesi ise çekicin ucundaki bir piezoelektrik sensör vasıtası ile yapılmaktadır. Ölçümlerde çekiç kullanmanın getireceği en önemli dezavantaj, özellikle nokta sayısının fazla olduğu durumlarda, her bir ölçüm için tekrar vurma gerekliliği ve bu yüzden oluşacak zaman kaybıdır. Ayrıca, diğer dezavantajlar tam olarak istenen yere vuramama riski ve çekiç kullanımının basit görünmesine rağmen el becerisi ve deneyim gerektirmesi sayılabilir. Bu nedenlerden dolayı, nokta sayısının fazla olduğu durumlarda çekiç yerine sarsıcı kullanımı tercih edilebilir. Sarsıcı, yapının tahrik uygulanmaya karar verilen noktasına bağlanarak burada değişik kuvvet tiplerini, değişik frekans aralıklarında uygulayabilen bir alettir (Bkz: Şekil 3.5).



Şekil 3.5 : Sarsıcı ve modal analiz deney düzeneği.

Ölçüm süresini büyük ölçüde kısaltacağından tercih edilebilir, ancak yapı ile etkileşim halinde olacağından sınır koşullarını değiştirebileceği de göz önünde bulundurulmalıdır. İşte bu sebepten, özellikle küçük ve hafif yapıların uyarılmasında kullanılmaları genelde tercih edilmez veya büyük dikkat gerektirir.

FTF ölçümlerinin başarısını etkileyen diğer faktörlerden biri de kuvvet ve titreşim seviyelerinin değerlerini ölçen algılayıcılardır. Titreşim ölçümlerinde sıklıkla ivmeölçerler kullanılmakla birlikte, duruma göre hız veya deplasman ölçümü de tercih edilebilir. Titreşim ölçümlerinde genellikle piezoelektrik sensörler tercih edilmektedir. Bu tip algılayıcılar basınç, ivme, kuvvet gibi büyüklükleri ölçmek için

piezoelektrik etki denen ve bu tip etkiler altında elektriksel sinyal üretimine dayanan bir çalışma esasına dayanırlar. Herhangi bir mekanik etkiye maruz kaldıklarında ürettikleri elektrik sinyalinden yola çıkılarak mekanik etkinin büyüklüğü elde edilebilmektedir. Algılayıcıların, ölçülmek istenen genlik ve frekans aralığına göre seçilmeleri de büyük önem taşımaktadır [43].

Hassas olarak frekans tepki fonksiyonlarının ölçülebilmesi için yapının uygun sınır koşullarının tanımlanması ve uygun nokta veya noktalardan tahrik edilmesi gerekmektedir. Pratikte, FTF ölçümlerinden en çok tercih edilen sınır koşulu serbest sınır koşuludur. Bu durumda, üzerinde ölçüm yapılacak yapıya ait hiçbir sınır koşulunun olmadığı durum yaratılmaya çalışılır ve gerçekte bu hale mümkün olduğunca yaklaşabilmek için yapı oldukça esnek yaylarla bir yere asılır veya bağlanır.

Sıkça tercih edilen bir başka sınır koşulu ise ankastre sınır koşuludur. Bu durumda, yapı belirli kısımlarından bir yere sabitlenmektedir. Deneysel ve sayısal çalışmaların ayrı kollardan yürütüldüğü durumlarda, ankastre sınır şartını seçmek bazı problemlere neden olabilir. Çünkü pratikte ankastre sınır şartını sağlamak yapının tamamıyla rijit esnek olmayan bağlantılar kullanılarak bağlanmasını gerektirdiğinden çoğu zaman mümkün olmamakla birlikte, mümkün olsa bile zahmetli bir çalışma gerektirmektedir. Bu nedenle FTF ölçümlerinin yapılacağı sınır koşulları amaca bağlı olarak dikkatlice planlanmalar ve ölçümler bu koşullarda yapılmalıdır [44].

3.2 Sayısal ve Deneysel Model

3.2.1 Sayısal model

Sayısal model yapının bilgisayar ortamında hazırlanmış bir modeldir. Titreşim davranışının belirlenmesi sırasında yapı sürekli sistem olarak değil, ayrık sistem olarak modellenir. Ayrık sistem olarak modellemenin sonucunda yapının yay ve kütle özellikleri de kaçınılmaz olarak matrislerle temsil edilir.

Günümüzde titreşim modellerinin oluşturulması için sonlu elemanlar yöntemi yoğun olarak kullanılmaktadır. Sonlu elemanlar yöntemi sayesinde yapının geometrisi ne kadar karmaşık olursa olsun uygun sonlu elemanlarla titreşim modelleri oluşturulabilmektedir. Sonlu elemanlar yönteminde yapı şekil fonksiyonları bilinen basit elemanlara bölünür ve yapının davranışı bu elemanların toplam davranışı olarak

belirlenir. Bu elemanların sınır noktaları, düğüm noktaları (node) ile belirlenmiştir. Komşu elemanlara da aktarılabilir ve yapı genelinde sürekli bir tepki elde edilebilir. Elemanların düğüm noktaları bilinen polinomik eğriler ve yüzeylerle bağlanmıştır. Günümüzde yoğun kullanılan eleman tiplerinde, elemanın içsel yer değiştirmelerini düğüm noktalarına bağlamak için de aynı polinomik ifadeler kullanılır. Bu işlem genellikle şekil fonksiyonu etkileşimi (interpolation) olarak adlandırılır .

Sonlu elemanlar yönteminin matematiksel formülleri, elemana bağlı bir Rayleigh-Ritz işleminin varyasyonlar hesabı ve şekil fonksiyonu etkileşimi (interpolation) ile oluşturulabilir. Aynı zamanda sonlu elemanlar formülleri Galerkin yaklaşımı kullanılarak diferansiyel denklemlerden doğrudan elde edilebilir [45].

Sonlu elemanlar yönteminde yapının davranışı, sonlu elemanların şekil değişiklikleri ve bu değişikliklerin elemanlar arasında aktarılması ile hesaplanmaktadır. Bu etkiler elemanların ortak düğüm noktaları üzerinden iletilmektedir. Bu durum kaçınılmaz olarak yapılan çözümün, elemanın tanımlanma şekli kadar, düğüm noktasının da tanımlanma şekline bağlı olması sonucunu doğurmaktadır. İdeal durumda, düğüm noktalarının bütün temel eksenler yönünde hareket edebiliyor olması gerekir. Bazı eleman tiplerinde dönmeler ihmal edildiğinden, düğüm noktaları da sadece temel koordinat sisteminde (oxyz) hareket edebilecek şekilde tanımlanır. Bu tanımlama çözümün gerçek duruma yaklaşmasını etkilemektedir. Bu durum elemanların düğüm noktalarının serbestlik dereceleriyle anılmasına yol açmaktadır. Serbestlik derecesi herhangi bir zamanda bir sistemin bütün parçalarının konumlarının tamamen belli olması için gerekli birbirinden bağımsız en az koordinat sayısıdır [46].

Sonlu elemanlar sınıflara ayrılırken düğüm noktası sayısı, düğüm noktalarının serbestlik derecesi ve elemanın oluşturulduğu polinomların mertebesi ile anılır. Bu tanımlamada dikkat edilmesi gereken nokta düğüm noktası sayısı ile polinom mertebesinin birbirinden bağımsız oluşudur. Örneğin sadece iki düğüm noktası olan çubuk elemanlar genellikle Euler-Bernoulli ve Timoshenko çubuk formülleri kullanılarak hazırlanmaktadır. Dolayısıyla hem doğrusal yönde hem de açısal yönde hareket edebilmektedir. Bu tip çubuk elemanlar iki düğüm noktalı ve kübik mertebeli elemanlardır [47].

3.2.2 Deneysel model

Deneysel model, yapı üzerinden belirlenmiş noktalardan alınan ölçümle yapının titreşim davranışını gösteren modeldir. Ölçümler zaman alanında alınmaktadır. Zaman alanında ölçümler frekans alanına dönüştürülüp işlenerek frekans tepki fonksiyonları (FTF) ve tepki modeli elde edilmektedir. Frekans tepki fonksiyonları modal analiz yöntemleriyle işlenerek modal alana dönüştürülmekte ve modal model elde edilmektedir. Deneysel model bu üç alandan herhangi birinde temsil edilebilmektedir. Ancak, zaman modeli henüz işlenmemiş verilerle oluşturulduğundan, diğer alanlara oranla daha az anlamlı veri barındırmaktadır. Modal model işlenerek uzaysal model de elde edilebilmektedir ancak uzaysal model ölçülen serbestlik derecelerine bağlı olduğundan uzaysal model yapı hakkında yeterli bilgi vermekte yetersiz kalmaktadır. Teoride mümkün olmasına rağmen, pratikte bütün serbestlik derecelerini ölçmek mümkün olmamaktadır. Ölçülebilen serbestlik derecelerinin sayısı yetersiz olduğundan analizlerde kullanılabilecek kalitede bir uzaysal model oluşturmak mümkün olmamaktadır. Deneysel modeldeki hesap yönü sayısal modeldeki hesap yönünün tersidir. Önce tepki modeli sonra modal model en son olarak da uzaysal model elde edilmektedir. Deneysel modelin oluşturulması için ölçümlerin, deneysel ölçüm yöntemlerine uygun şekilde ölçümlerin alınması ve uygun modal analiz yöntemleriyle ölçüm verilerinin işlenmesi gerekmektedir [48].

3.3 Formülasyon

Zamana bağlı yüklerin uygulandığı dinamik analiz durumunda, sistemdeki parçaların kütleleri ve ivmeleri önem kazanmaktadır. Bu yüzden bir SE modelinin hareket denklemlerini çıkarabilmek ve özdeğer problemini tanımlayabilmek önemlidir. Hareket denklemleri çıkarılırken Lagrange denklemleri kullanılabilir **(3.2)**.

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{dt}}\left(\frac{\partial \mathrm{L}}{\partial \dot{\mathrm{q}}_\mathrm{i}}\right) - \left(\frac{\partial \mathrm{L}}{\partial \mathrm{q}_\mathrm{i}}\right) = 0 \qquad (\mathbf{3.2})$$

Burada L büyüklüğüne kinetik potansiyel ya da Lagrange fonksiyonu adı verilir **(3.3)**.

$$\mathrm{L} = \mathrm{T} - \Pi \qquad (\mathbf{3.3})$$

Burada T, kinetik enerjiyi Π ise potansiyel enerjiyi göstermektedir. Bir sonlu elemanın kinetik enerjisi **(3.4)** şeklinde yazılabilir.

Burada [m] elemanın kütle matrisidir ve şöyle ifade edilir **(3.5)**.

$$T_e = \frac{1}{2}\{\dot{q}\}^T[m]\{\dot{q}\} \qquad (\mathbf{3.4})$$

$$[m] = \int_{V_e} \rho\{N\}^T\{N\}dv \qquad (\mathbf{3.5})$$

Burada ρ elemanın yoğunluğunu, V_e ise hacmini ifade eder. Sistemin kinetik enerjisi, her bir elemanın kinetik enerjilerinin toplamıdır ve şöyle yazılabilir **(3.6)**.

$$T = \sum_{e}^{E} \frac{1}{2}\{\dot{q}\}^T[m]\{\dot{q}\} = \frac{1}{2}\{\dot{Q}\}^T[M]\{\dot{Q}\} \qquad (\mathbf{3.6})$$

Sistemin potansiyel enerjisi de yazıldığında, bu iki eşitlik Lagrange denkleminde yerlerine yazılarak **(3.7)** hareket denklemi elde edilir.

$$[M]\{\ddot{Q}\} + [K]\{Q\} = \{F\} \qquad (\mathbf{3.7})$$

Doğal frekans bulunurken serbest sistem ele alınırsa **(3.8)** yazılabilir.

$$[M]\{\ddot{Q}\} + [K]\{Q\} = \{0\} \qquad (\mathbf{3.8})$$

Sistemin harmonik hareket yaptığı kabul edilerek bu hareket **(3.9)**, **(3.8)** denkleminde yerine yazılırsa $\lambda = \omega^2$ kabulüyle **(3.10)** halini alır.

$$\{Q\} = \{\Phi\}\sin\omega t \qquad (\mathbf{3.9})$$

$$[K]\{\Phi\} = \lambda[M]\{\Phi\} \qquad (\mathbf{3.10})$$

Bu denklemden yapıya ait özdeğer denklemi **(3.11)** olarak elde edilir.

$$\det[[K] - \omega^2[M]] = 0 \qquad (\mathbf{3.11})$$

Denklemin çözümünden serbestlik derecesi kadar sönümsüz doğal frekans elde edilir [49]. Bu bir özdeğer problemidir ve çözümü için λ_r özdeğerlerini ve $\{\Phi\}_r$ özvektörlerini verir. Buradan $\lambda_r = \omega_r^2$ ile ω_r doğal frekansları ve $\{\Phi\}_r$ mod şekilleri bulunabilir.

Yapılar üzerinde titreşimlerden oluşan tepkilerin ölçülmesi ve ölçüm verilerinden yapı dinamik parametrelerinin belirlenmesi amacıyla kullanılan yöntemler deneysel modal analiz yöntemleri olarak bilinmektedir. Bu yöntemlerde yapılar ya bilinen bir kuvvetle titreştirilmekte ya da çevresel titreşimler dikkate alınarak ölçümler yapılabilmektedir. Ölçümlerde kullanılan titreşim kuvvetinin bilinip bilinmemesine

bağlı olarak, deneysel modal analiz ve operasyonal modal analiz olmak üzere iki yöntem mevcuttur.

Deneysel modal analizde, yapıları titreştirmek amacıyla uygulanan kuvvetin genliği ve zamanla değişimi bilinmektedir. Uygulanan kuvvet etkisindeki yapı; mevcut sınır şartları, malzeme özellikleri ve varsa hasar durumuna bağlı olarak titreşim hareketi sergilemektedir. Yapıya uygulanan kuvvet, çekicin başlığına yerleştirilen kuvvet ölçer yardımıyla yapının titreşim tepkileri ise yapıya bağlanan ivmeölçerler yardımıyla ölçüm süresi boyunca ölçülerek kayıt edilirler. Çok serbestlik dereceli bir sisteme ait hareket denkleminin çözümünde yapının tepki modelini oluşturmak için yapının aynı frekansta fakat değişen genlik ve fazda sinüzoidal bir kuvvetle titreştirildiği varsayıldığında hareket denklemi, **(3.12)** şeklinde düzenlenir.

$$([K] - \omega^2[M])\{X\}e^{i\omega t} = \{F\}e^{i\omega t} \qquad (\mathbf{3.12})$$

Bu ifadeden frekans davranış fonksiyonu $H(\omega)$, **(3.13)** denkleminin düzenlenmesiyle elde edilir **(3.14)**.

$$\{X\} = ([K] - \omega^2[M])^{-1}\{F\} \qquad (\mathbf{3.13})$$

$$[H(\omega)] = \frac{\{X\}}{\{F\}} \qquad (\mathbf{3.14})$$

Bu yöntem, yapıları titreştirmekte kuvvet çekiçleri yaygın olarak kullanıldığından dolayı çekiç testi olarak da bilinmektedir [42]. Deneysel modal analiz yöntemi makine parçalarının titreşim analizlerinde, inşaat mühendisliği ile ilgili yapıların laboratuvar modellerinin titreşimlerinin incelenmesi gibi birçok alanda kullanılmaktadır [50,51].

4. BİR PLAĞIN SERBEST TİTREŞİM ÖLÇÜMLERİ VE ANALİZİ

Bu tez çalışmasında teorik ve deneysel modal analiz yönteminin havacılık alanındaki gerekliliği ve uygulanabilirliği helikopter ana rotor ve kuyruk rotor palleri üzerinde gösterilmeye çalışılmıştır. Bu amaçla serbest titreşim ölçümleri ve analizi ile ilgili gerekli tecrübeleri kazanmak için deneysel modal analiz yöntemi ve ölçüm cihazları kullanılarak basit bir plak modeli üzerinde ön ölçümler ve çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Ayrıca oluşturulan bu basit modelin (alüminyum L plaka), sonlu elemanlar yöntemiyle teorik modal analizleri farklı sonlu eleman programları (Hyperwork Radioss ve ICATS-FINES) kullanılarak yapılmıştır.

Bu bölümde, 400x200x1.1 – 300x200x1.1 mm boyutlarında alüminyum L plakanın deneysel ve teorik modal analizleri yapılmıştır.

4.1 Deneysel Modal Analiz Ölçümleri

Tez kapsamında deneysel model analiz ölçümlerini yapmak amacıyla deney sırasında, özel olarak deneysel titreşim analizleri için geliştirilmiş olan PULSE (Brüel&Kjaer) sinyal toplama ve işleme modülü kullanılmıştır. Örnekleme frekansı ve hassasiyet, bilgisayar programı içerisinde ayarlanabilmekte olup bu bilgiler doğrultusunda ivmeölçer ve çekiçten gelen sinyaller toplanarak işlenmektedir. Elde edilen tüm veriler FTF diyagramlarına aktarılmakta ve UFF (Universal File Format) olarak saklanabilmektedir. FTF fonksiyonları işlenerek titreşim sistemine ait rezonans frekansları, sönüm oranları ve mod şekilleri elde edilebilmektedir.



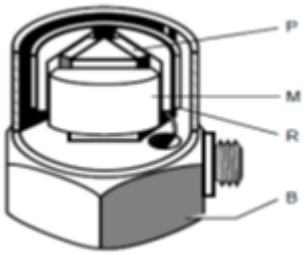
Şekil 4.1: Analizör.

Modelleri titreştirmek amacıyla bu iş için özel olarak tasarlanan bir çekiçten (Endevko, 2302 – 10 tip) faydanılmıştır. Darbe etkisi uygulandığında, çekicin ucuna yerleştirilmiş bulunan sinyal algılayıcısı (ivmeölçer) sayesinde, uygulanan kuvveti ölçebilmektedir. Deneylerde kullanılan çekiç, çelik uçlu olup, 1 Pc/N hassasiyetine sahiptir.



Şekil 4.2 : Darbe çekiçi.

Modellerin tepkilerini ölçmek amacıyla 4507B (Brüel&Kjaer) tipi tek eksenli piezoelektrik ivmeölçer bağlanmıştır. Bir piezoelektrik ivmeölçer; piezoelektrik eleman, sismik kütleler ve sinyal yükselticiden meydana gelir. Piezoelektrik elemanın bir yüzü, algılayıcının tabanındaki katı desteğe bağlıdır. Sismik kütle ise diğer tarafındadır. İvmeölçer titreşim etkisinde kaldığında, piezoelektrik elemana etki eden bir kuvvet oluşur. Newton kanunu'na göre bu kuvvet, sismik kütlenin yarattığı ivmenin sonucudur. Piezoelektrik ilkesine göre, uygulanan bu kuvvetle orantılı bir şekilde elektriksel yük çıkışı gözlemlenir. Sismik kütle, sabit bir değerde olduğundan dolayı ortaya çıkan bu elektriksel yük, kütlenin ivmesi ile doğru orantılıdır. Çok düşük voltajlarda olan bu sinyaller, yükseltici tarafından daha yüksek seviyelere çıkartılarak sinyal işleme modülüne iletilir. Yüksek hassasiyete sahip olan piezoelektrik ivmeölçerler ile oldukça geniş frekans aralığındaki titreşim hareketi incelenebilmektedir.



Şekil 4.3 : Piezoelektrik ivmeölçer.

Plakanın deneysel modal analiz ölçümleri serbest – serbest sınır şartlarını sağlayacak şekilde hazırlanmıştır. Daha sonra model üzerinde çekicin vurulacağı ve ivmeölçerin

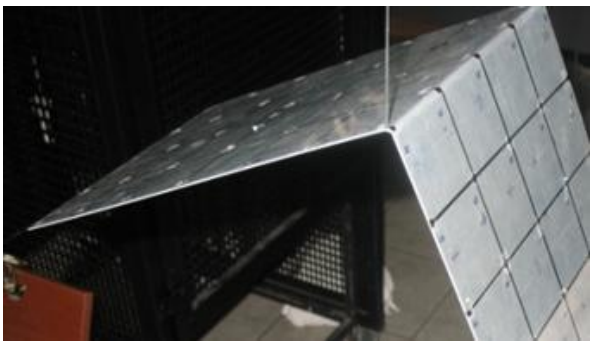
bağlanacağı noktalar belirlenmiştir. Belirli aralıklarla işaretlenen bu noktalar kullanılarak model titreştirilmiş ve ölçümler alınmıştır. Ölçüm işlemi için ölçüm cihazının mevcut modelde oluşan sinyallere göre ayarlanması gerekmektedir. Bunun için modelde öncelikle ölçümün yapılacağı frekans aralığı belirlenmiştir. Ölçüm frekans aralığı belirlendikten sonra modele çekiçle birkaç kez vurularak ivmeölçer hassasiyetleri belirlenmiştir. Ayrıca gürültüden oluşan etkileri azaltmak amacıyla lineer ortalama yöntemi kullanılmış ve her bir ölçüm için 3 ortalama dikkate alınmıştır. Ölçüm işlemi için yapıya belirlenen noktadan bir kez vurulduktan sonra ölçüm cihazının ekranında ilk frekans tepki fonksiyonu elde edilmiştir. Bir sonraki vuruş için titreşimin tamamen yapıdan çıkması yani kararlı durum şartlarının oluşması için belirli bir süre beklenmiştir. Model üzerinde belirlenen noktalarda ivmeölçer dolaştırılarak ölçümler tekrarlanmıştır.

4.2 Teorik Modal Analiz Ölçümleri

Modelin teorik modal analizleri farklı sonlu elemanlar program kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Malzeme özellikleri ve kesit değerleri girildikten sonra modele ait serbestlik dereceleri belirlenerek analiz tamamlanmıştır. Yapıya ait doğal frekanslar ve mod şekilleri elde edilmiştir.

4.3 Yapısal Model

L plaka modeli, dolu kesitli bir alüminyum malzeme kullanılarak 400x200x1.1 – 300x200x1.1 mm boyutlarında imal edilmiştir. Bu modelde serbest-serbest sınır şartı sağlanmaya çalışılmıştır (Bkz: Şekil 4.4).



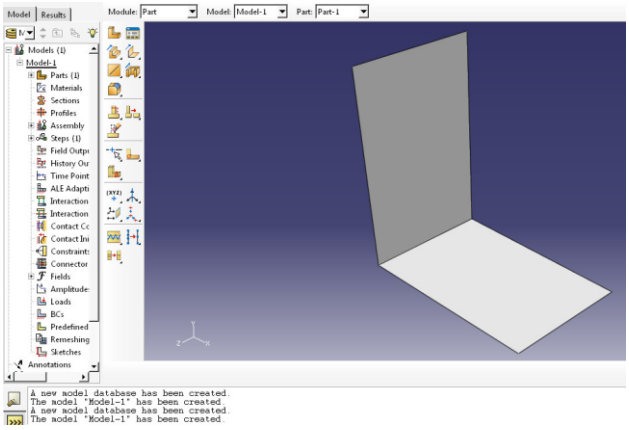
Şekil 4.4 : Serbest – serbest sınır şartına sahip L plaka.

Model, tahrik ve ölçüm noktalarını oluşturmak üzere elemanlara ayrılmıştır ve her nokta numaralandırılmıştır. Nokta sayısı arttıkça deneyin hassasiyetinin yüksek

olması sağlanmıştır. Deneyde, sabit tahrik noktası olarak 27 numaralı nokta belirlenmiş ve bu noktada dahil olmak üzere diğer tüm noktalardan ölçümler alınmıştır. Darbe çekici ile sabit bir noktadan tahrik uygulanırken, ivmeölçer 1 numaralı noktadan başlamak suretiyle sırasıyla tüm noktalara yapıştırılarak elde edilen veriler toplanmıştır. Frekans aralığı 0 – 200 Hz ve resolution 1 Hz.'dir.

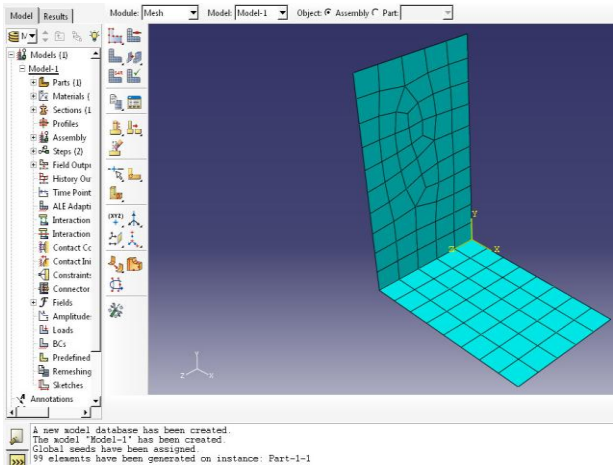
4.3.1 Sonlu elemanlar modeli

Plaka, Abaqus'da modellenmiştir (Bkz: Şekil 4.5).



Şekil 4.5: L plaka modelinin Abaqus'da 3d katı modeli.

Meş tipi olarak Shell meş seçilmiştir. SE modelin element boyutu 1 mm x 1mm olup; 56480 node, 420029 element içermektedir. Element tipi quad element seçilmiştir (Bkz: Şekil 4.6).



Şekil 4.6: L plaka modeli için oluşturulan çözüm ağı.

4.3.2 Malzeme özellikleri

Bu plakada kullanılan malzemenin lineer elastik bir malzeme olduğu kabul edilmiştir. Kullanılan malzemeye ait özellikler Çizelge 4.1'de verilmiştir.

Çizelge 4.1 : L plakanın fiziksel özellikleri.

Young Modülü	E = 73.1	[GPa]
Shear Modülü	G = 28.0	[GPa]
Uniform Kalınlık	t = 1.1	mm
Poisson ratio	ν= 0.330	
Yoğunluk	d = 2.78e-3	[g/mm^3]
Malzeme	Alüminyum	İzotropik

4.4 Ölçüm Sonuçları

Bu bölümde oluşturulan modeller üzerinde gerçekleştirilen deneysel modal analiz ölçümlerinden ve aynı modellerin sonlu elemanlar yöntemiyle modal analizlerinden elde edilen bilgiler ve ölçümler verilmiştir. Ölçümler sonucunda, yapılara ait modal parametreler olarak adlandırılan doğal frekanslar, mod şekilleri ve sönüm oranları elde edilmiştir. Ayrıca sonlu elemanlar yöntemiyle analizler sonucunda yine modellere ait doğal frekanslar ve mod şekilleri hesaplanmıştır. Deneysel modal analiz ölçümleri sonucunda elde edilen frekans tepki fonksiyonları (FTF) verilmiştir. Yapılara ait frekans tepki fonksiyonları kullanılarak doğal frekanslar elde edilmiş ve tablolar halinde sunulmuştur. Ayrıca teorik modal analizler neticesinde hesaplanan doğal frekanslar ve mod şekilleride bu bölümde verilmiştir. Son olarak deneysel ve teorik analiz sonuçları karşılaştırılmış ve sonuçlar üzerinden değerlendirmeler yapılmıştır. Modele ait olan sonuçlar deneysel modal analiz sonuçları ve teorik modal analiz sonuçları olmak üzere iki şekilde verilmiştir.

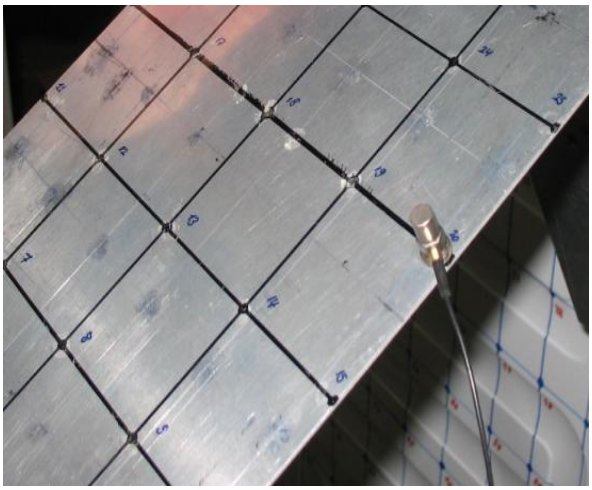
4.4.1 Deneysel modal analiz ölçüm sonuçları

L plaka, tahrik ve ölçüm noktalarını oluşturmak üzere elemanlara ayrılmıştır ve her nokta numaralandırılmıştır. Nokta sayısı arttıkça deneyin hassaiyetinin yüksek olması sağlanmıştır. L plakanın deneysel modal analizi Şekil 4.7'de gösterilmiştir.



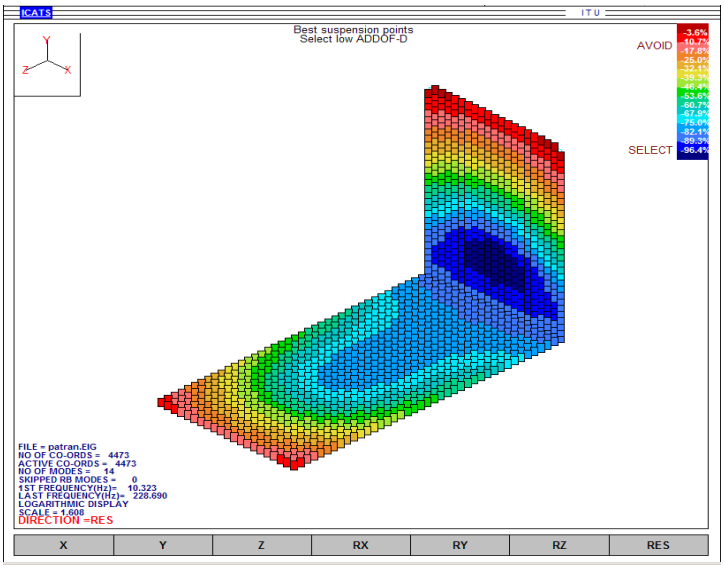
Şekil 4.7 : L plakanın deneysel modal analizi.

Deney sonunda 75 noktadan FTF grafikleri ve her bir FTF'ye ait UFF dataları elde edilmiştir. Ölçüm alınırken ivmeölçerin konumu Şekil 4.8'de görülmektedir.



Şekil 4.8 : Ölçüm alınırken ivmeölçerin konumu.

Bu çalışmada Fines sonlu eleman modülünde hazırlanan test edilecek parçaya ait model, deneysel modal analizin tüm aşamaları için özel olarak tasarlanmış Icats programının içerisindeki Modplan modülüne aktarılarak deney için en uygun mesnet noktaları, tahrik ve ölçüm noktaları belirlenmiştir. L plaka üzerindeki en uygun asılma noktaları (Bkz: Şekil 4.9).



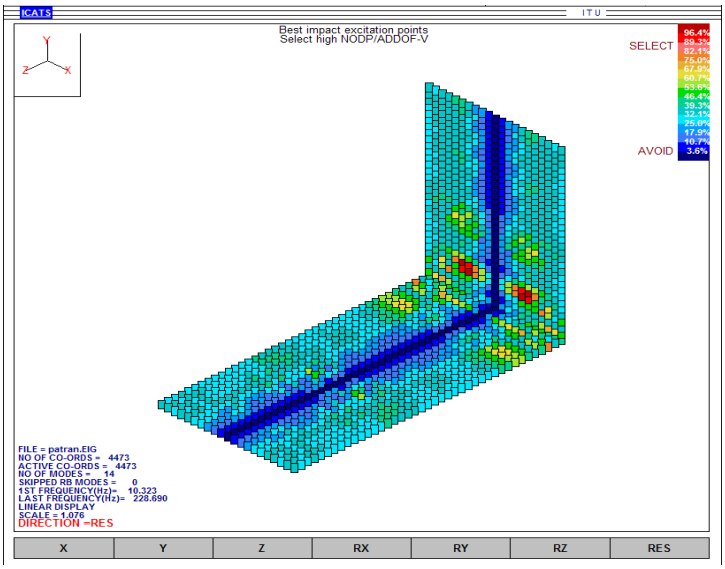
Şekil 4.9 : L plaka üzerindeki en uygun asılma noktaları.

Serbest – serbest sınır şartı L plakanın lastiklerle uygun bir yere asılmasıyla gerçekleştirilmiştir. L plaka, bu verilere dayanarak tepe noktasının iki yanından yeterince esnek lastiklerle bağlanarak asılmışlardır (Bkz: Şekil 4.10).



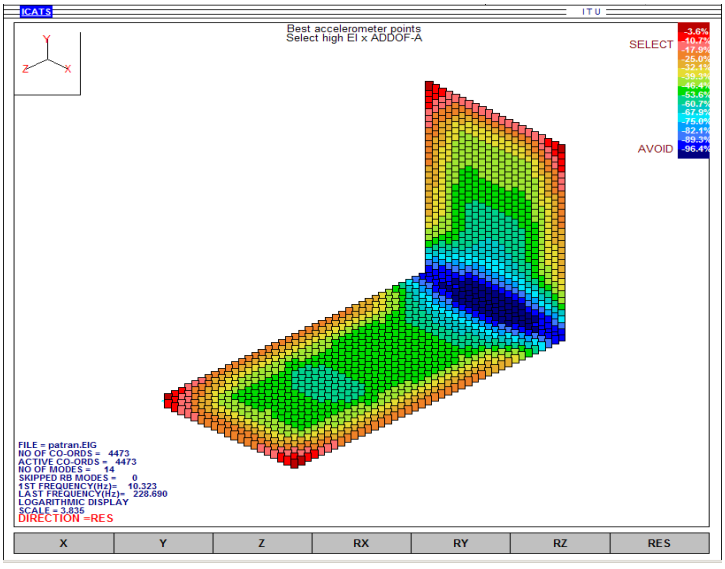
Şekil 4.10 : Serbest – serbest sınır şartına sahip L plaka.

Darbe etkisi için en uygun tahrik noktaları, şekilde kahverengi ve kırmız renklerle gösterilen noktalardır (Bkz: Şekil 4.11).



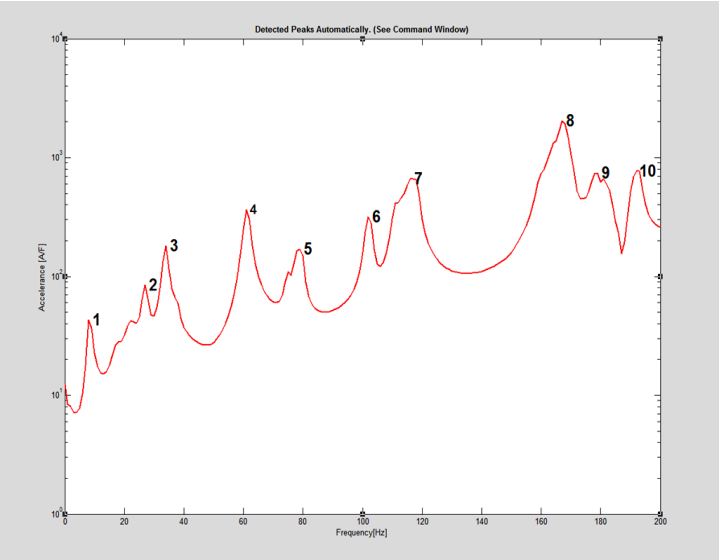
Şekil 4.11 : L plaka üzerindeki en uygun tahrik noktaları.

İvmeölçerin yapıştırılacağı en uygun ölçüm noktaları ise, çubuğun uç bölgesinde bulunan kahverengi noktalardır. Tüm bu hesaplanan noktalar deney sırasında göz önünde bulundurulmuştur (Bkz: Şekil 4.12).



Şekil 4.12 : L plaka üzerindeki en uygun ivmeölçer noktaları.

Deneyden elde edilen FTF fonksiyonları, Matlab programında UFF Reader yazılarak işlenmiş ve doğal frekanslar elde edilerek teorik sonlu eleman programından hesaplanan değerlerle karşılaştırılmıştır (Bkz: Şekil 4.13).



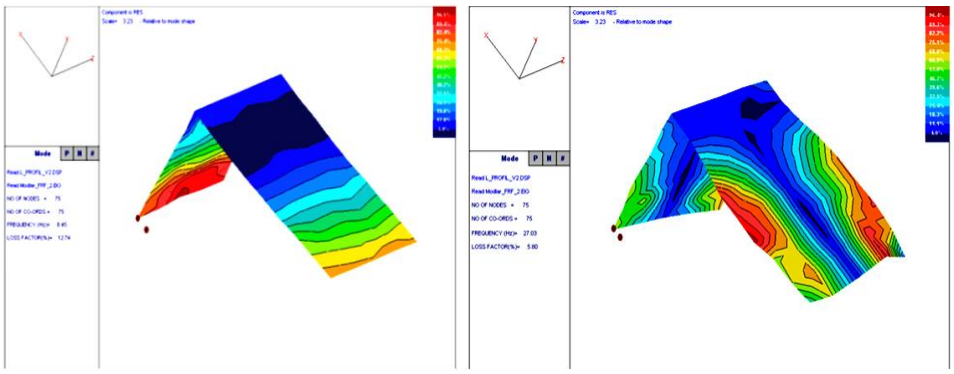
Şekil 4.13 : L plakanın Matlab - UFF Reader yardımıyla çizilen FTF grafiği.

Serbest – serbest mesnet şartı için deneysel modal analiz ile elde edilen doğal frekans değerleri Çizelge 4.2'de görülmektedir.

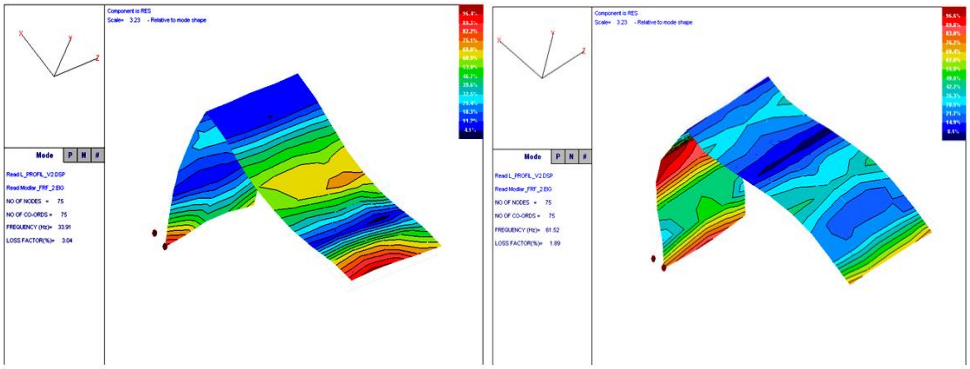
Çizelge 4.2 : L plakanın deneysel doğal frekansları.

Mod No.	Matlab (Hz)	Magnitude
01	8.0	43.0
02	27.0	84.7
03	34.0	179.8
04	61.0	361.8
05	79.0	170.7
06	102.0	317.6
07	116.0	665.9
08	167.0	31.0
09	179.0	742.6
10	193.0	773.1

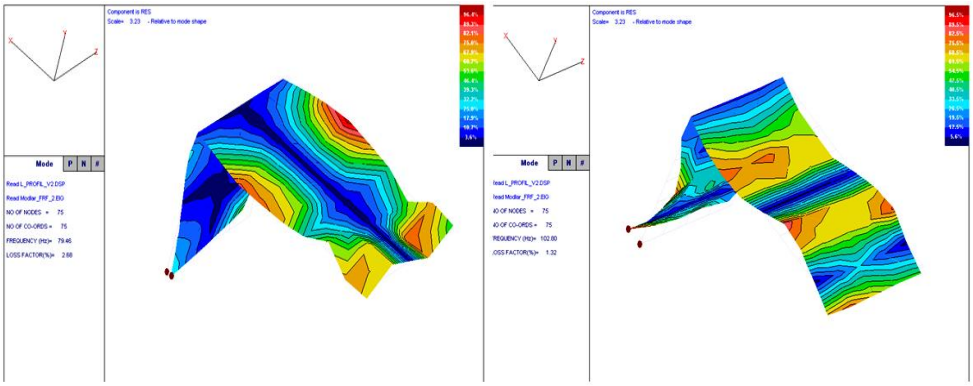
Icats – Fines yazılımı kullanılarak yapılan deneysel modal analiz sonucunda elde edilen mod şekilleri ve analiz sonuçları aşağıda verilmiştir (Bkz: Şekil 4.14).



Mod 1 (f = 8.45 Hz). Mod 2 (f = 27.03 Hz).



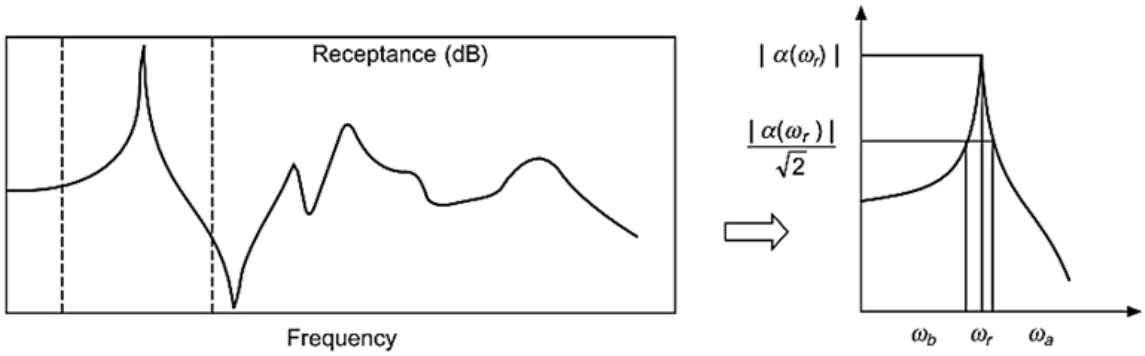
Mod 3 (f = 33.91 Hz). Mod 4 (f = 61.52 Hz).



Mod 5 (f = 79.46 Hz). Mod 6 (f = 102.80 Hz).

Şekil 4.14 : Icats programından elde edilen mod şekilleri.

Peak picking yöntemini kullanarak modelin sönüm, sönüm oranları ve modal sabitleri bulunmuştur. Bunun için deneyden elde edilen FTF fonksiyonları, Matlab'da program yazılarak yeniden işlenmiş ve peak picking dataları (ω_a, ω_b) elde edilerek sönüm, sönüm oranları ve modal sabitler hesaplanmıştır (Bkz : Şekil 4.15).



Şekil 4.15 : Peak picking yöntemi.

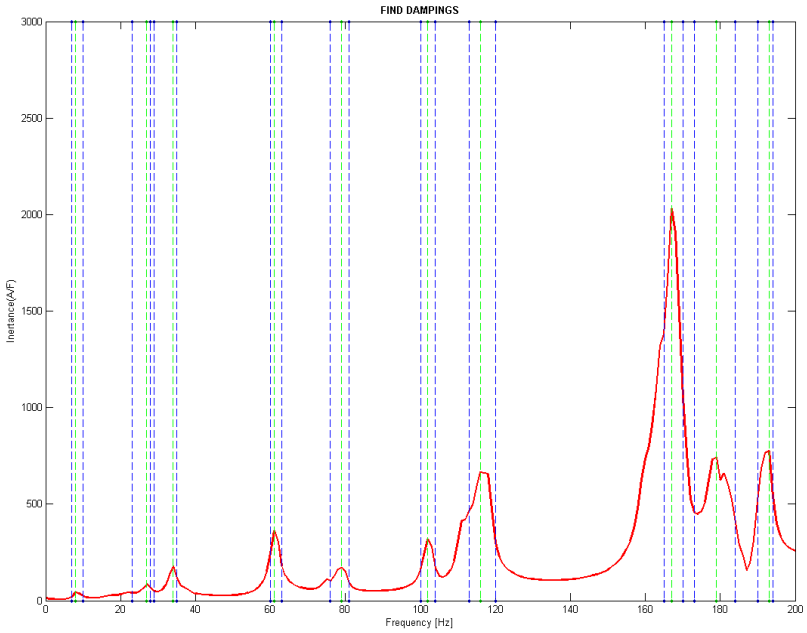
Peak picking yönteminde sönüm, sönüm oranları ve modal sabitleri hesaplamak icin kullanılan denklemler sırasıyla **(4.1)**, **(4.2)** ve **(4.3)**'dür.

$$\eta_r = \frac{\omega_b^2 - \omega_a^2}{2\omega_r^2} \qquad (\mathbf{4.1})$$

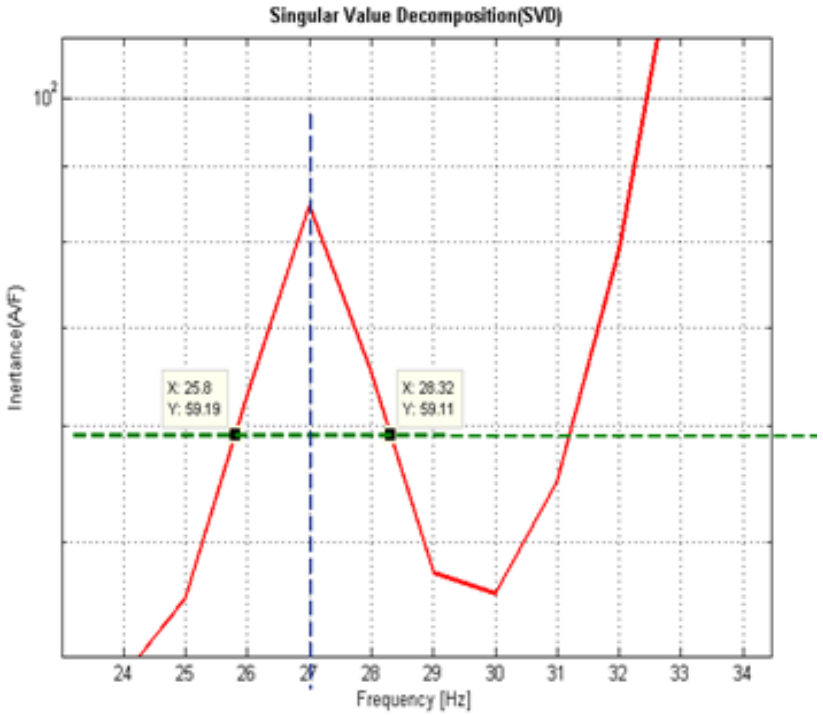
$$\zeta_r = \frac{\omega_b^2 - \omega_a^2}{4\omega_r^2} \qquad (\mathbf{4.2})$$

$$A_r = 2 \propto_{max} \zeta_r \omega_r^2 \qquad (\mathbf{4.3})$$

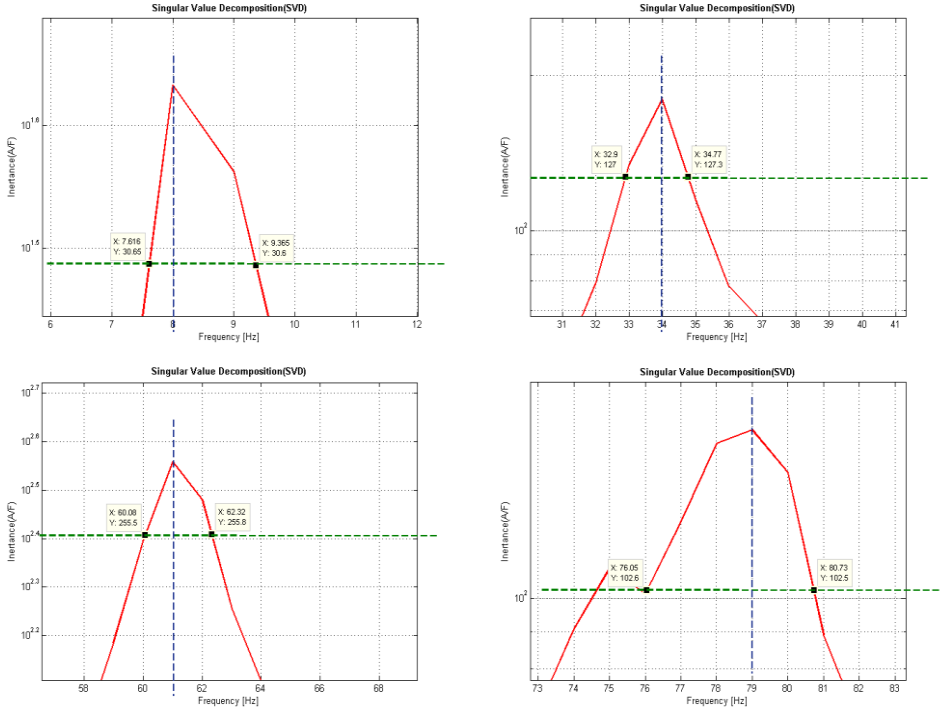
Sönüm, sönüm oranlarının ve modal sabitlerinin Matlab'da yazılan program, Singular Value Decomposition – SVD, ile FTF'nin yeniden işlenerek peak picking datalarının bulunması yönteminin uygulanışı Şekil 4.16, Şekil 4.17, Şekil 4.18'de görülmektedir.



Şekil 4.16 : SVD ile FTF'nin yeniden işlenmesi, sönümlerin bulunması.



Şekil 4.17 : Mod 2'nin SVD ile Peak Picking datalarının bulunması.



Şekil 4.18 : Mod 1, 3, 4, 5'in SVD ile Peak Picking datalarının bulunması.

İlk 6 modun sönüm oranları ve modal sabitleri Çizelge 4.3'de görülmektedir.

Çizelge 4.3 : Sönüm oranları ve modal sabitler.

Mod No.	Matlab (Hz)	Sönüm Oranı	Modal Sabitler
01	8.0	0.3750	6.6909
02	27.0	0.2222	14.0210
03	34.0	0.2059	27.5665
04	61.0	0.0492	12.1743
05	79.0	0.0633	10.3459
06	102.0	0.0392	9.3190

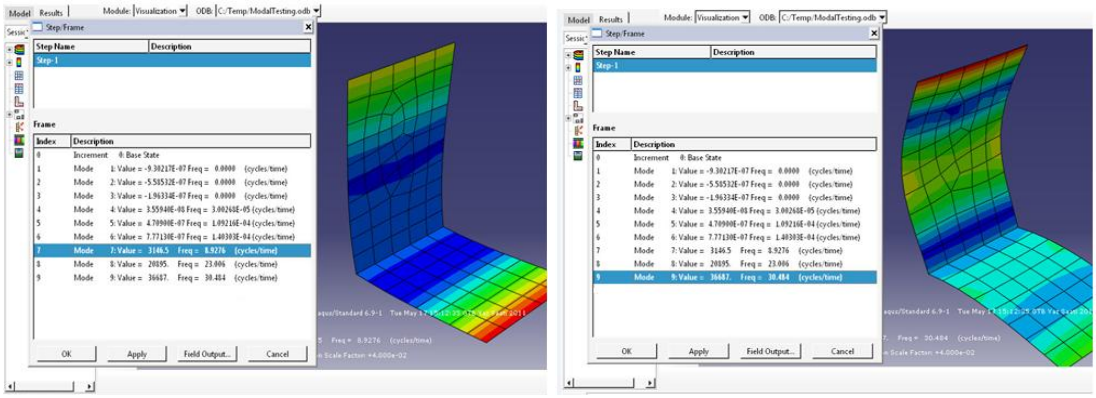
4.4.2 Teorik modal analiz

Hypermash ve Abaqus sonlu eleman programları kullanılarak yapılan teorik modal analiz sonucunda elde edilen analiz sonuçları Çizelge 4.4'de verilmiştir.

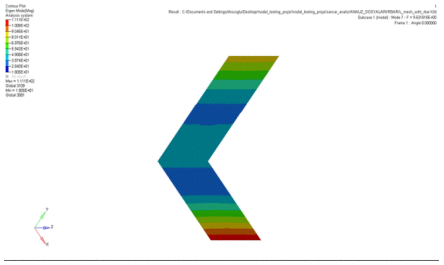
Çizelge 4.4 : L plakanın teorik doğal frekansları.

Mod No.	Hyperwork Radioss (Hz)	Abaqus (Hz)
01	9.5	8.9276
02	25.7	23.006
03	32.5	31.484
04	57.7	61.834
05	77.1	
06	97.1	

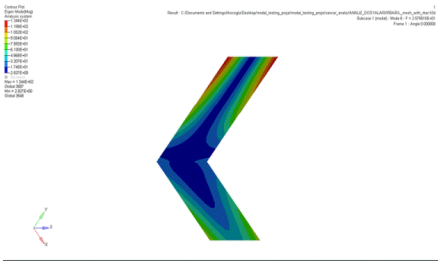
Abaqus'dan bu modele ait teorik olarak elde edilen mod şekilleri Şekil 4.19'da ve Hypermash'dan teorik olarak elde edilen mod şekilleri Şekil 4.20'de gösterilmiştir. İlk 6 mod rigid body mod olup 0.001 Hz. gibi çok düşük frekanslarda oluşmaktadır.



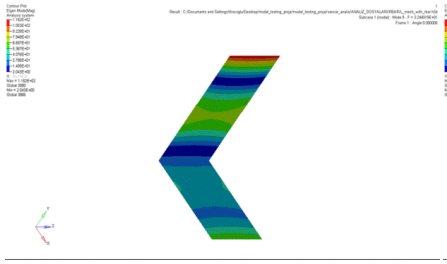
Şekil 4.19 : Abaqus SE programından elde edilen mod şekilleri.



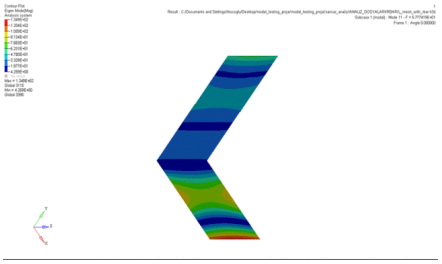
Mod 1 (f = 9.5 Hz).



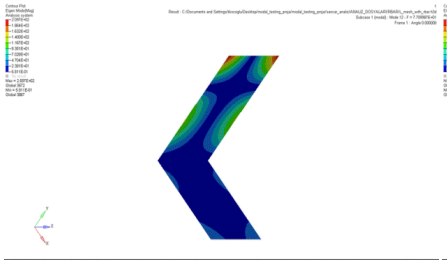
Mod 2 (f = 25.7 Hz).



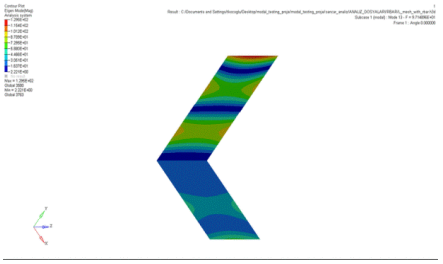
Mod 3 (f = 32.5 Hz).



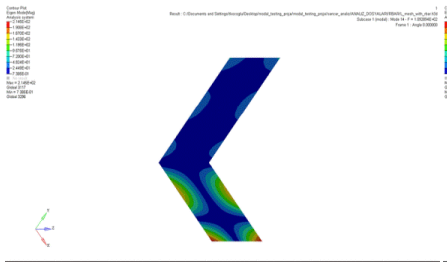
Mod 4 (f = 57.7 Hz).



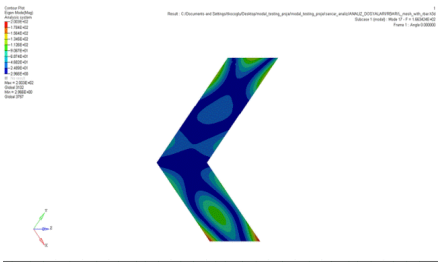
Mod 5 (f = 77.1 Hz).



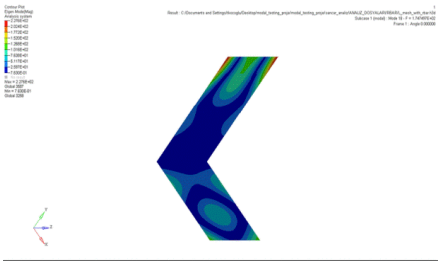
Mod 6 (f = 97.1 Hz).



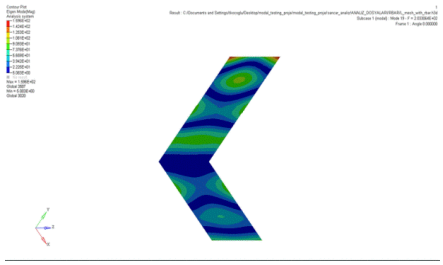
Mod 7 (f = 109.2 Hz).



Mod 8 (f = 166.3 Hz).



Mod 9 (f = 174.4 Hz).



Mod 10 (f = 203 Hz).

Şekil 4.20: Hypermash'dan elde edilen mod şekilleri.

4.4.3 Deneysel ve teorik modal analiz sonuçlarının karşılaştırılması

Deneysel ve teorik modal analizler neticesinde elde edilen doğal frekansların karşılaştırılması Çizelge 4.5, sönüm oranlarının karşılaştırılması Çizelge 4.6 ve modal sabitlerin karşılaştırılması Çizelge 4.7'de verilmektedir.

Çizelge 4.5 : Doğal frekansların karşılaştırılması.

Mod No.	ICATS (Hz)	Matlab (Hz)	Hypermash (Hz)	Abaqus (Hz)
01	8.45	8.0	9.5	8.9276
02	27.6	27.0	25.7	23.006
03	34.3	34.0	32.5	31.484
04	61.4	61.0	57.7	61.834
05	79.2	79.0	77.1	
06	102.74	102.0	97.1	

Çizelge 4.6 : Sönüm oranlarının karşılaştırılması.

Mod No.	ICATS (Hz)	Matlab (Hz)	Sönüm Oranı 1	Sönüm Oranı 2
01	8.45	8.0	0.2186	0.3750
02	27.6	27.0	0.0933	0.2222
03	34.3	34.0	0.0550	0.2059
04	61.4	61.0	0.0380	0.0492
05	79.2	79.0	0.0592	0.0633
06	102.74	102.0	0.0245	0.0392

Çizelge 4.7 : Modal sabitlerin karşılaştırılması.

Mod No.	ICATS (Hz)	Matlab (Hz)	Modal Sabit 1	Modal Sabit 2
01	8.45	8.0	3.9004	6.6909
02	27.6	27.0	5.8867	14.0210
03	34.3	34.0	7.3642	27.5665
04	61.4	61.0	9.4067	12.1743
05	79.2	79.0	9.6772	10.3459
06	102.74	102.0	5.8221	9.3190

Deneysel ve teorik modal analizler neticesinde elde edilen doğal frekansların birbirine oldukça yakın olduğu görülmektedir. Az da olsa oluşan bu farklılılar,

sadece bir adet ivmeölçer kullanılması, ivmeölçerin kütlesi ve modal çekicin özellikleri, gürültü efekti, seçilen meş tipi ve boyutu, frekans çözünürlüğü, malzeme özellikleri, kalibrasyondaki birtakım hatalar, deneyi gerçekleştirmedeki tecrübesizliklerden kaynaklanmış olabilir.

5. HELİKOPTER PALLERİNİN TEORİK VE DENEYSEL MODAL ANALİZİ

Mekanik bir titreşim genellikle bir sistemin kararlı denge konumundan saptırılması halinde ortaya çıkar. Sistem geriye döndürücü kuvvetlerin etkisi altında ilk konumuna dönme eğilimi gösterir. Fakat sistem genellikle ilk konumuna belli bir hız kazanmış olarak döner. Eğer sistemde sönüm yoksa saptırılmış konum ile kararlı konumu arasında daimi olarak gider gelir. Bu gibi bir sisteme örnek olarak, helikopter palleri gösterilebilir. Helikopter palleri, helikopter uçarken zamanla değişen aerodinamik kuvvetlere maruz kalırlar. Bu kuvvetlerin zamana bağlı oldukları paller dönerken paller üzerindeki hız dağılımlarının ve hücum açılarının değişimlerinden anlaşılabilir. Zamana bağlı olan bu kuvvetlerin palleri izleyerek, pallerin helikopter gövdesine bağlandıkları rotor göbeğinden geçer ve gövdeyi tahrik eder. Bu akış şemasının tam ters yönündeki kuvvet iletimiyle de gövdede oluşan kuvvet ve momentler kök kısmı vasıtasıyla palleri tahrik eder. Bu nedenle titreşim problemi, helikopter pallerinde büyük önem arz etmektedir. Eğer sistemin titreşim frekanslarından biri veya birkaçının toplamı sistemin doğal frekanslarından biri ile çakışırsa rezonansa veya flutter'a sebep olur. Bu nedenle titreşim paller için önüne geçilmeye çalışılan bir problemdir.

Helikopter palleri üzerinde birçok çalışma yapılmıştır. Nachman, helikopter palaları gibi dönen kirişlerin titreşimi üzerindeki dönme etkisini araştırmıştır. Bauchau ve Hong sonlu eleman yaklaşımı kullanarak bir rotor palasını modellemişlerdir. Chviko, Palvyuk ve Shanin helikopter palasının doğal titreşim frekansını saptayabilmek için basitleştirilmiş bir teknik kullanmıştır. Grandi ve Moradmand bir simetri eksenine sahip ince cidarlı dikdörtgen kutu kesitli titreşen kirişlerin optimum yapısal dizaynı üzerinde çalışmışlardır. Bousman titreşen hava yüklerine karşı rotor yapısal perspektifinin cevabını incelemiştir. Chandra ve Chopra ince cidarlı kompozit kutu kirişlerin serbest titreşim analizleri üzerinde elastik kavramaların etkisini inceleyerek deneysel ve teorik sonuçlar elde etmiştir.

Bu çalışmada helikopter performansları üzerinde büyük bir etkiye sahip olan rotor palleri ele alınmıştır. Pallerin serbest titreşim doğal frekansları ve mod şekilleri Ansys yazılımı yardımı ile sayısal olarak incelenmiştir. Bir sonraki bölümde, sonlu eleman analizi yöntemiyle incelenen rotor pallerinin deneysel modal analiz yöntemiyle doğal frekans ve mod şekilleri tespit edilmiştir. Daha sonra bulunan bu sonuçlar birbirleriyle karşılaştırılmıştır.

5.1 Helikopter Pallerinin Yapısı

Helikopter palleri genelde ince, uzun ve düşey doğrultuda oldukça esnek, simetrik profil kesitli olup kök profili ile uç profili arasında farklılık genelde azdır yani sivrilme oranları çok küçüktür. Rotor palaları ana yapıya yumuşak bir pal kökü yada mafsalla bağlanmıştır. Buna rağmen iyi bir hover performansı için sivrilik oranı yüksek olmalıdır. Rotor palasının üsten görünüşü pala formunu gösterir. Planformu düz dikdörtgensel (paralel), uca doğru sivrilen pal şeklinde olabilir. Üretim kolaylığı açısından düzgün planformlar tercih edilebilir görünmesine karşın bu tür tasarım, negatif burulma verilmeden pal taşımasının açıklık boyunca sabitlenemediği ve pal ucunda yüksek taşımanın olması sebebiyle konikleşip yukarı burulmanın meydana gelmesine neden olacağından çok az üretici sabit veterli pal üretir. Pala kökü, dönme merkezine en yakın olan kısımdır ve rotor kafasına bağlantıyı sağlar bu ve yüksek santrifüj kuvvetlerine maruz kalır bu nedenle palanın diğer kısımlarına göre daha kalın ve ağırdır.

Rijit geometrik burulma açısı, genel olarak kullanılmakla beraber pervaneler kadar çok değildir. Helikopter palaları genel olarak hücum kenarından 1/4 veter kadar gerisinde yer alan eksen etrafında hücum açısı değişerek hareket edebilecek şekilde yapılmışlardır. Bu eksene hatve ‘pitch’ ekseni denir. Bu eksen aynı zamanda profilin aerodinamik moment ekseni ile de çakışır. Bu sayede pilot kumandası için gerekli pal yunuslama momenti asgariye indirilmiş olacaktır. Buna ek olarak pal kesit alanı ağırlık merkezinin 1/4 veterin biraz önünde olması sağlanır. Ayrıca palin elastik eksenin aerodinamik eksene yakın olacak şekilde olması sağlanmaya çalışılır.

5.2 Helikopter Pallerinin Sonlu Eleman Yöntemiyle Teorik Modal Analizi

Tez çalışmasının bu bölümünde, hazırlanan pal modelleri Ansys'de sonlu eleman analizi yardımıyla doğal frekansları ve mod şekilleri tespit edilmiştir. Sonlu eleman analizi genel olarak, sonsuz serbestlik derecesine sahip sürekli sistemlerin, sonlu sayıdaki elemanlardan oluşan bir sistem şeklinde tanımlanması ve bu sistemin sonlu serbestlik dereceli ayrık bir sisteme dönüştürülerek üzerinde statik ve dinamik analizlerin yapılması şeklinde tanımlanabilmektedir.

5.2.1 Pallerin sonlu eleman modelleri

Hazırlanan modeller üzerinde öncelikle sonlu eleman analizi ve deneysel modal analiz yöntemleriyle doğal frekansların ve mod şekillerinin tespiti yapılmıştır. Sonlu eleman modellerinin hazırlanmasında Solid, analiz kısmında Ansys yazılımlarından yararlanılmıştır. Analizlerde, pallerin rotor merkezine bağlanan ve pale göre nispeten dar olan bağlantı elemanı incelenmemiştir. Pali rotora bağlayan ara elemana flap etkisinden dolayı bir miktar hareket serbestliği verilmiştir fakat pal ile bağlantı elemanının kendisi arasında tüm serbestlik dereceleri kısıtlandığından pal kökündeki tüm noktalar ankastre mesnet şartı tanımlanmıştır.

5.2.1.1 Riha -1 ana rotor pali SE modeli ve teorik modal analizi



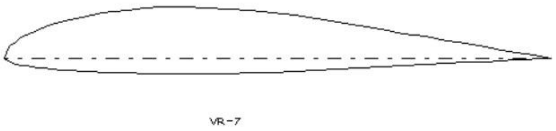
Şekil 5.1 : Riha – 1 insansız helikopteri.

Riha-1 insansız hava helikopterine ait özellikler Çizelge 5.1'de verilmiştir. Riha 1 ana rotor palinin yapısal modellenmesi Solid'de gerçekleştirilmiştir. Palin kesiti VR-7 profili olarak belirlendiği için katı modelin oluşturulmasında öncelikle seçilen profil koordinatlarından anahtar noktalar oluşturuldu (Bkz: Şekil 5.3). Oluşturulan ana noktalardan çizgiler geçirilerek pala kesiti modellenmiş oldu. Bu kesit 1.275 m extrude edilerek palimiz elde edildi.

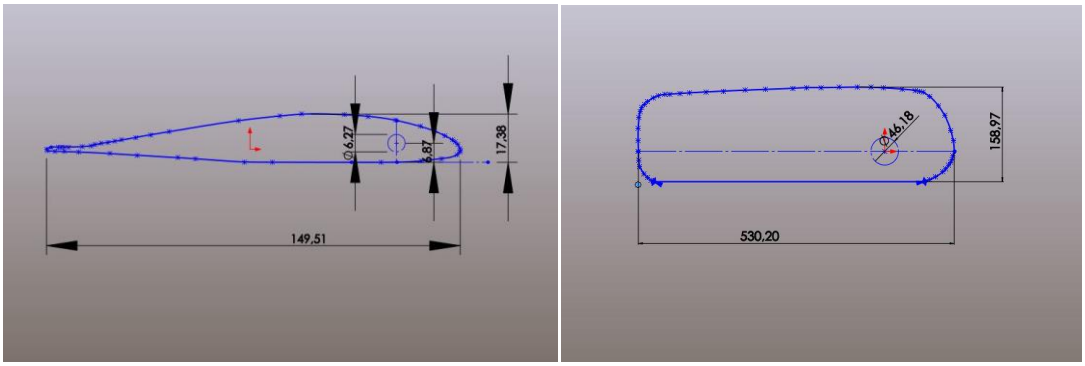
Çizelge 5.1 : Riha-1 insansız helikopterine ait özellikler.

Toplam Kalkış Ağırlığı	80	kg
Max. Seyir Hızı	50-60	km/hr
Rotor Çapı	3200	mm
Rotor Devri	801 (88.9 rad/sn)	rpm
Uçuş Süresi	1	hr
Yakıt Kapasitesi	10-15	lt

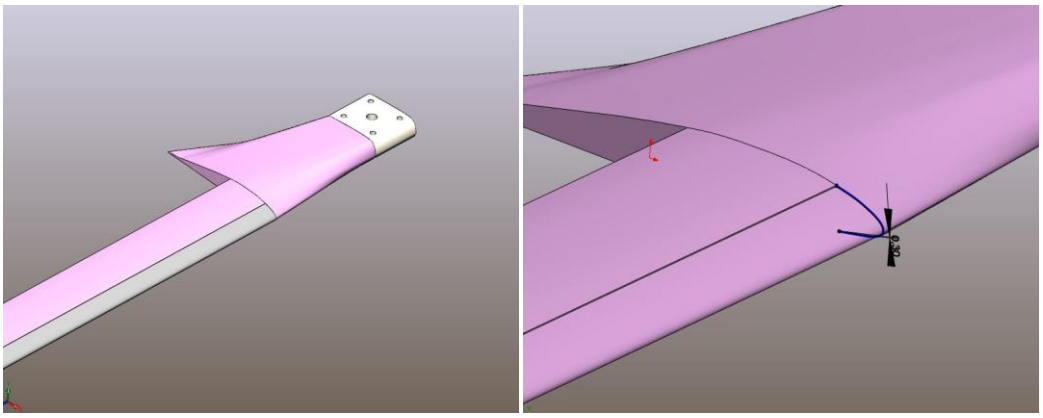
Kompozit palimizin dış yüzeyini oluşturan kabuk yapıyı modellemek için ise pratikte ön yüzeyin arka yüzeylere nazaran daha fazla zorlanma ile karşılaşmasından ötürü hücum kenarı tarafında daha kalın, arka yüzeyin ise daha ince kalınlıkta modellenmesi uygun görülmüştür. Bu nedenle kabuki ön kısım her biri 0,3mm kalınlığında 3 tabakadan toplam 0,9 mm kalınlığa sahip olacak şekilde modellenmiştir. Kabuğun arka kısmı ise ön kısımdakilerle aynı özelliğe sahip 2 tabaka ile toplam 0,6 mm kalınlığında modellenmiştir. Palin sonlu elemanlar modelinin oluşturulması aşamaları aşağıda görülmektedir.



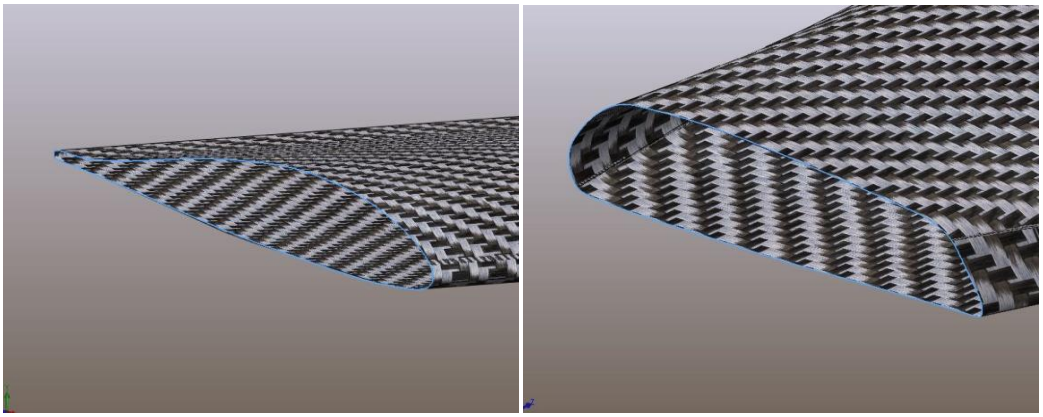
Şekil 5.2 : Riha-1 ana rotor pali kesit profili VR-7.



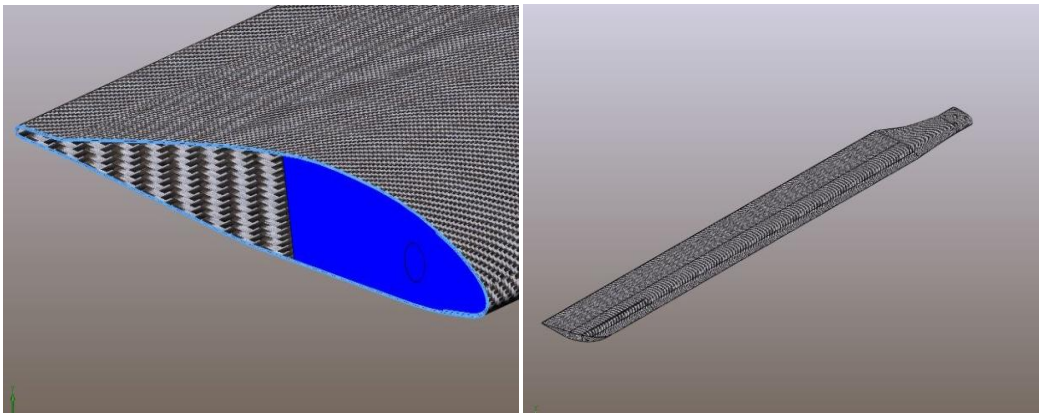
Şekil 5.3: Ana rotor pali profil kesiti ve pal kökünün modellenmesi.



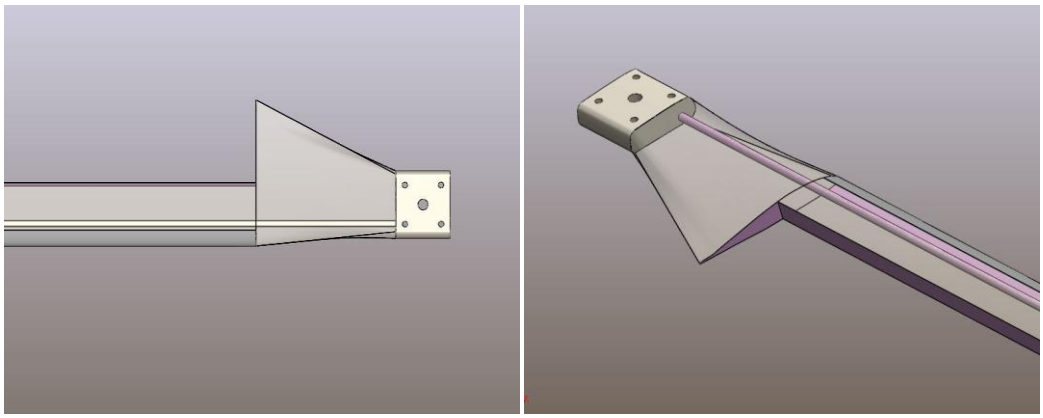
Şekil 5.4: Köpük iç dolgu malzemesinin modellenmesi.



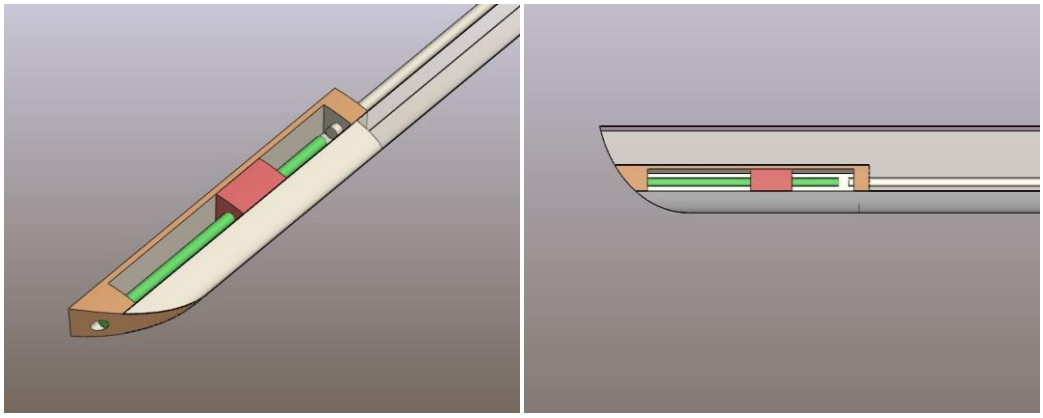
Şekil 5.5: Kabuk yapının modellenmesi 1.



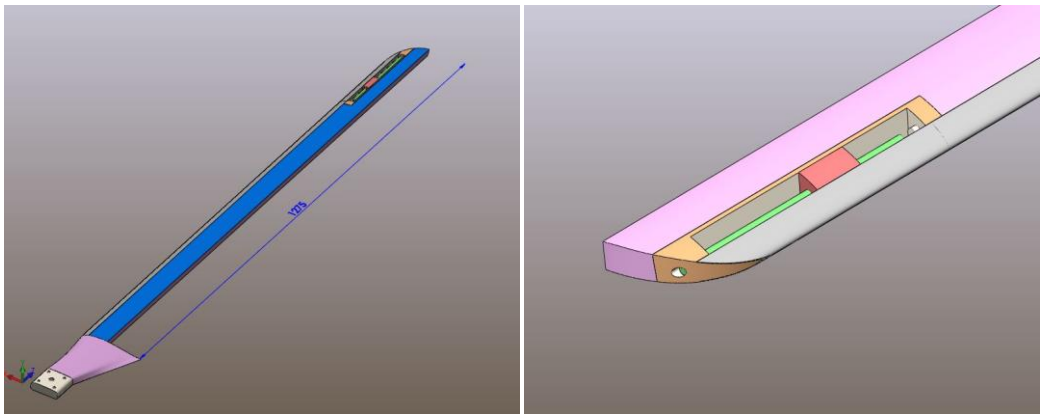
Şekil 5.6: Kabuk yapının modellenmesi 2.



Şekil 5.7: Ana kirişin modellenmesi.



Şekil 5.8: Palin balansını sağlayan çelik mil üzerindeki hareketli kütle modeli.



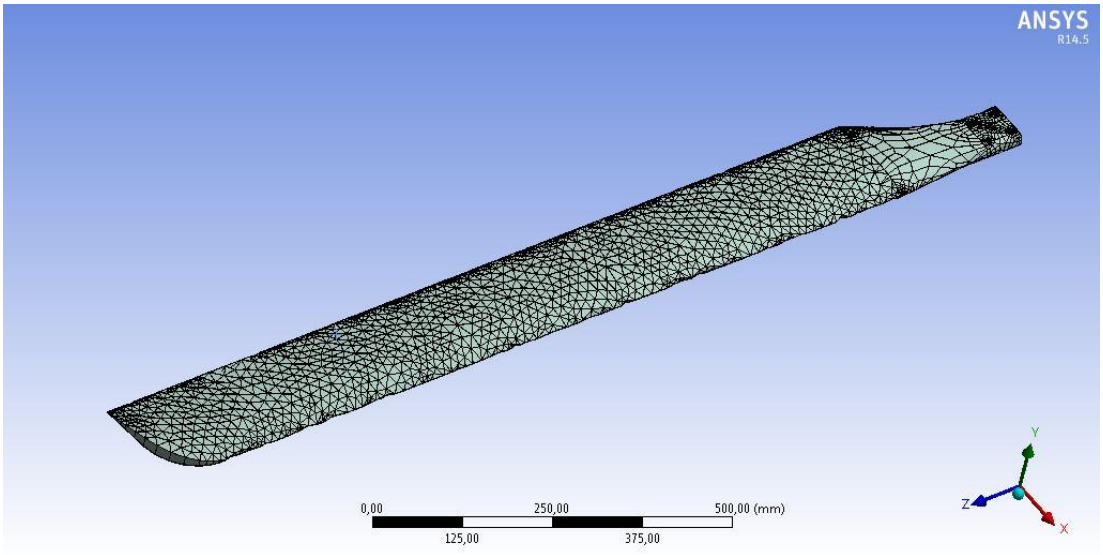
Şekil 5.9: Riha 1 Kompozit ana rotor pali iç yapı modeli.

Solid'te hazırlanan Riha-1 ana rotor paline ait modellerin, Ansys sonlu elemanlar programı kullanılarak yapılan teorik modal analizleri sonucunda, 0-400 Hz frekans aralığında palin doğal frekans ve mod şekilleri elde edilmiştir. Analizden önce programın malzeme özellikleri kısmında, pale ait tüm komponentlerin malzeme özellikleri programa girilerek model Ansys'de tanıtılmıştır (Bkz: Çizelge 5.2).

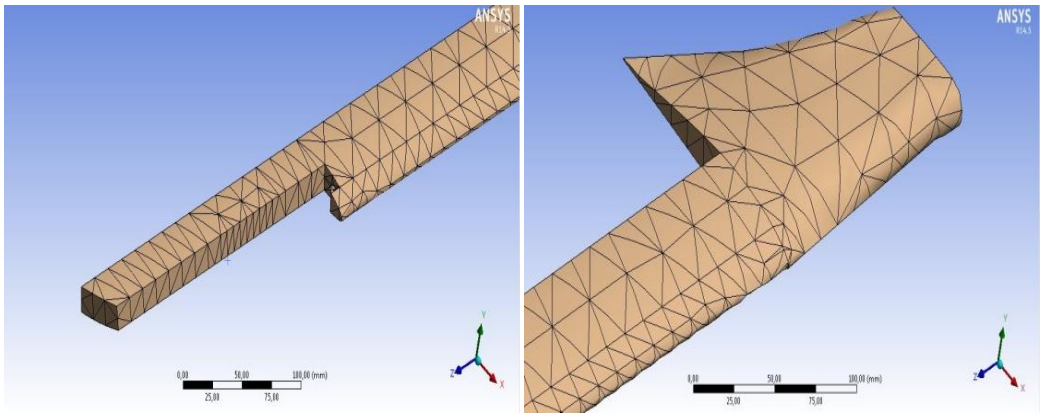
Çizelge 5.2 : Ana rotor palinde kullanılan malzemelerin özellikleri.

Malzeme	Elastisite Modülü	Kayma Modülü	Yoğunluk (kg/ m^3)	Poisson Oranı
Karbon Fiberli	131 GPa	4.635	1600	0.22
Epoksi	103 GPa			
HEREX-C 7175	100 MPa		80	0.4
Çelik	210 GPa	142.31 GPa	6800	0.3

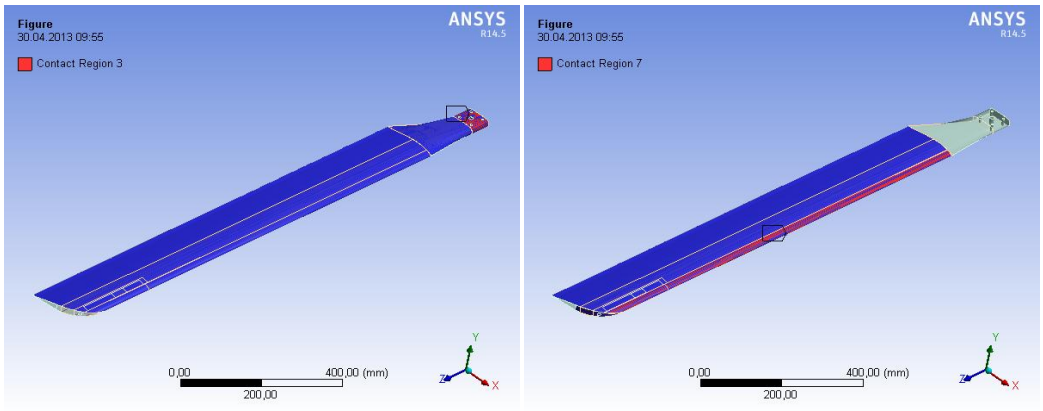
Daha sonra model meşlenerek nihai çözüm ağları oluşturulmuş ve pala kökünden yapı frictioness ve fixed seçenekleri seçilerek ankastre mesnetlenmiştir. Analizden önce pali oluşturan tüm komponentler birbirleri ile kompakte edilerek yapının bir bütün olarak hareket etmesi sağlanmıştır. Ansys'de istenilen frekans aralığında solution seçeneği seçilerek palin teorik model analizi gerçekleştirilmiştir. Analizin tüm aşamaları ve analiz sonuçları aşağıda gösterilmiştir.



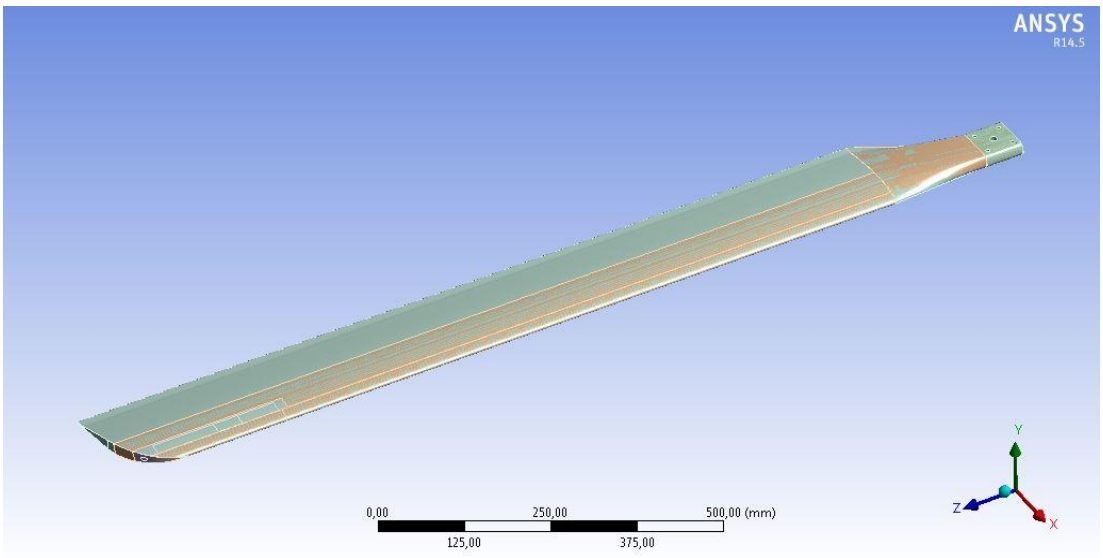
Şekil 5.10: Kabuk yapı için oluşturulan çözüm ağı.



Şekil 5.11: Köpük iç dolgu malzemesi için çözüm ağı.



Şekil 5.12: Modelin komponentlerinin birbirleri ile Contact Region bölgeleri.



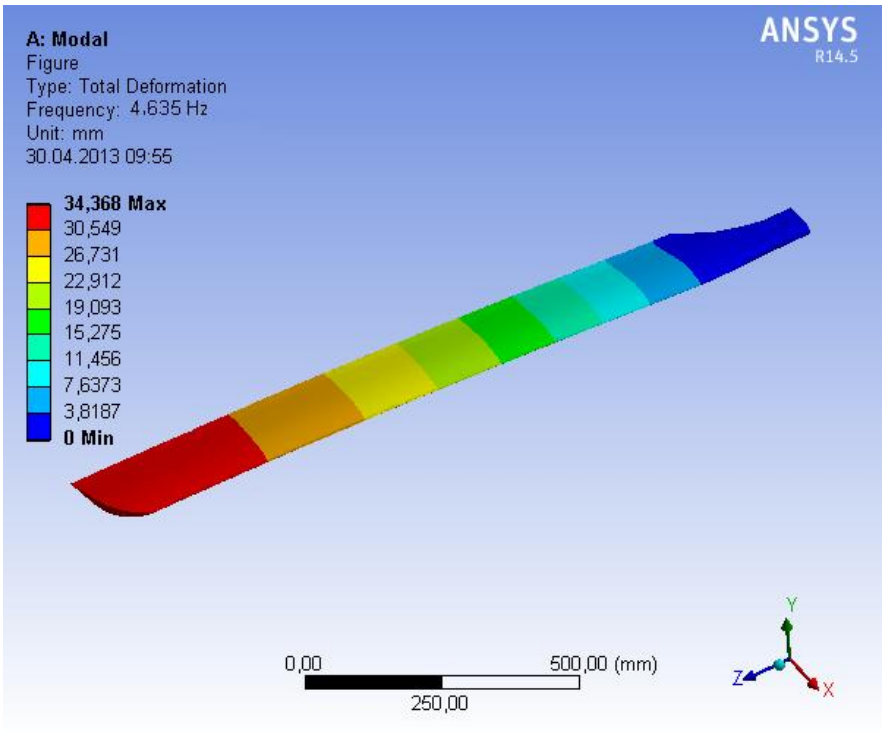
Şekil 5.13: Analize hazırlanmış palin görünümü.

Çizelge 5.3‘de analiz sonucunda pale ait teorik olarak elde edilen doğal frekanslar verilmiştir.

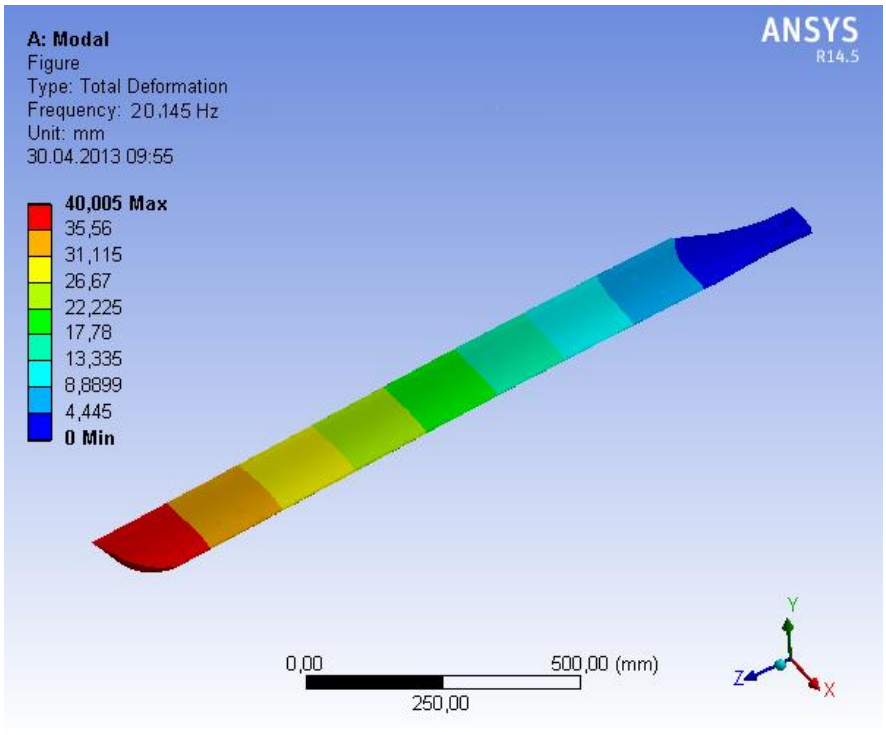
Çizelge 5.3 : Ana rotor palinin teorik doğal frekansları.

Mod No.	Doğal Frekans Teorik (Hz)
01	4.635
02	20.145
03	40.617
04	57.051
05	106.743
06	180.787
07	191.365
08	241.368

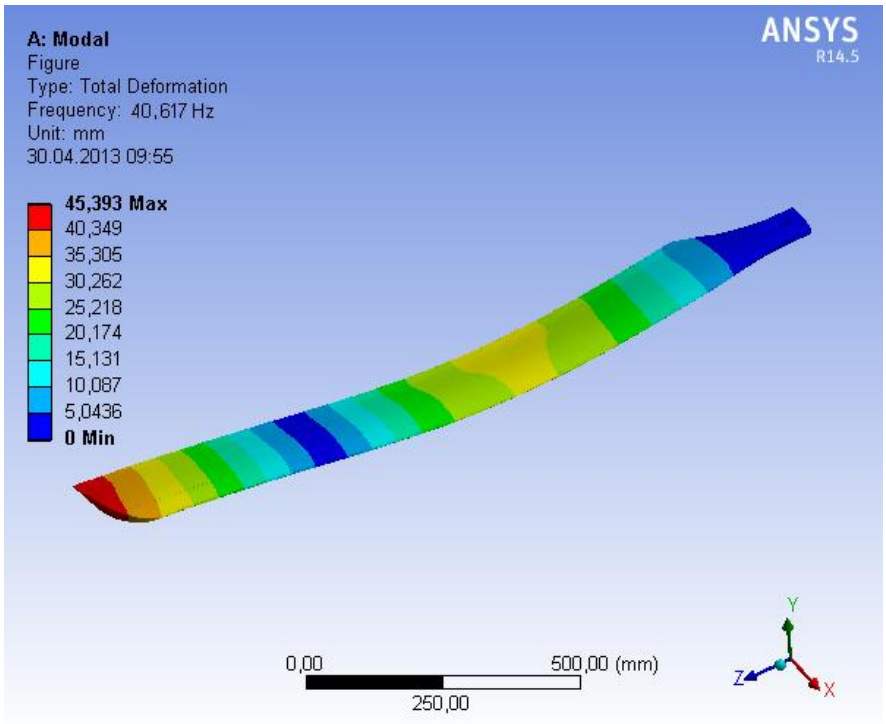
Teorik analiz sonucu elde edilen mod şekilleri aşağıdaki gibidir.



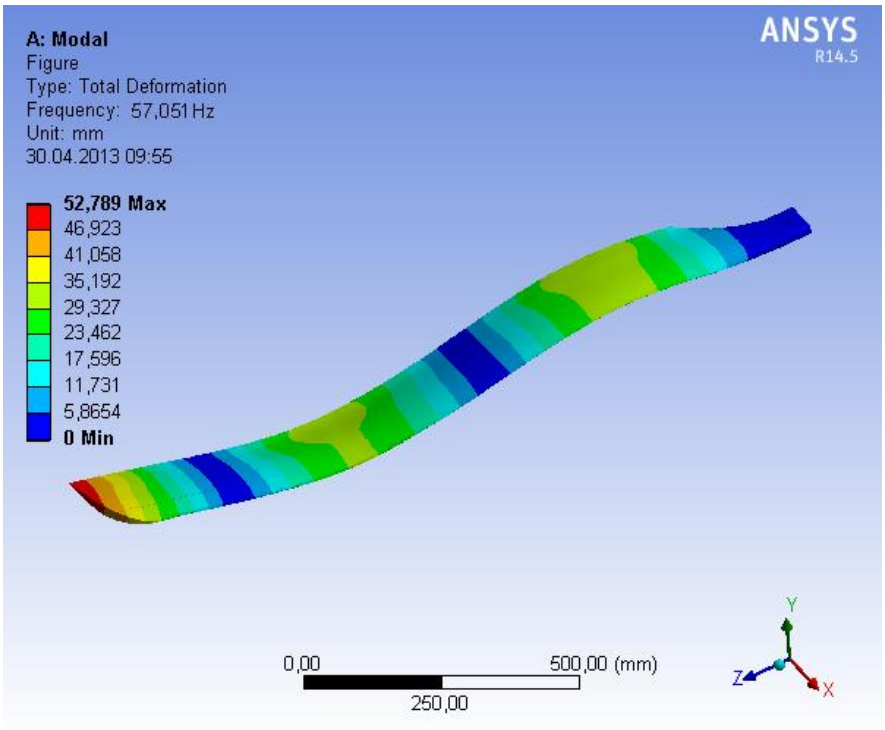
Şekil 5.14: Mod 1.



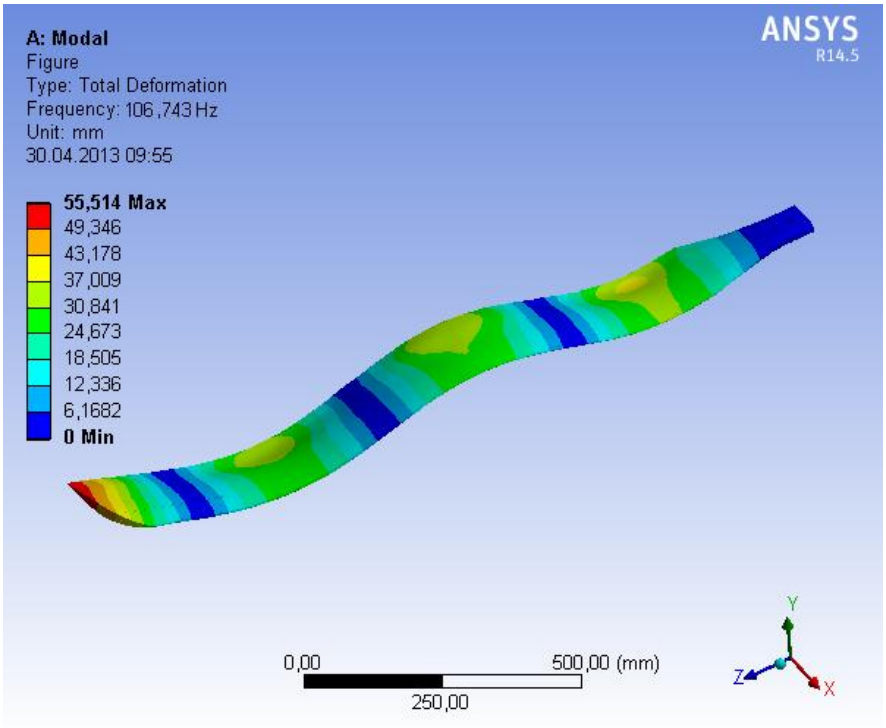
Şekil 5.15: Mod 2.



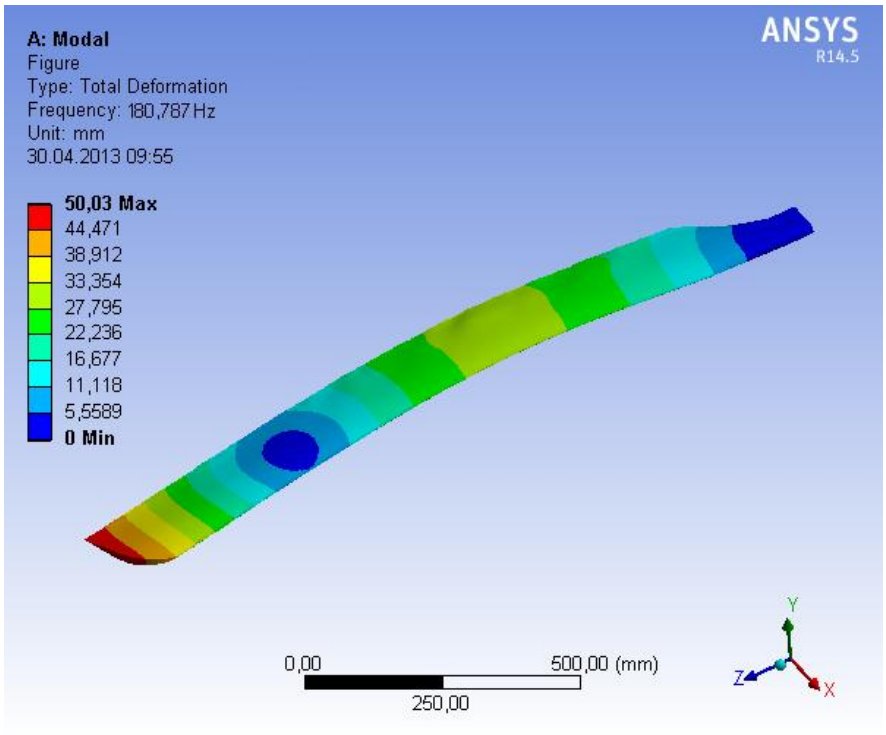
Şekil 5.16: Mod 3.



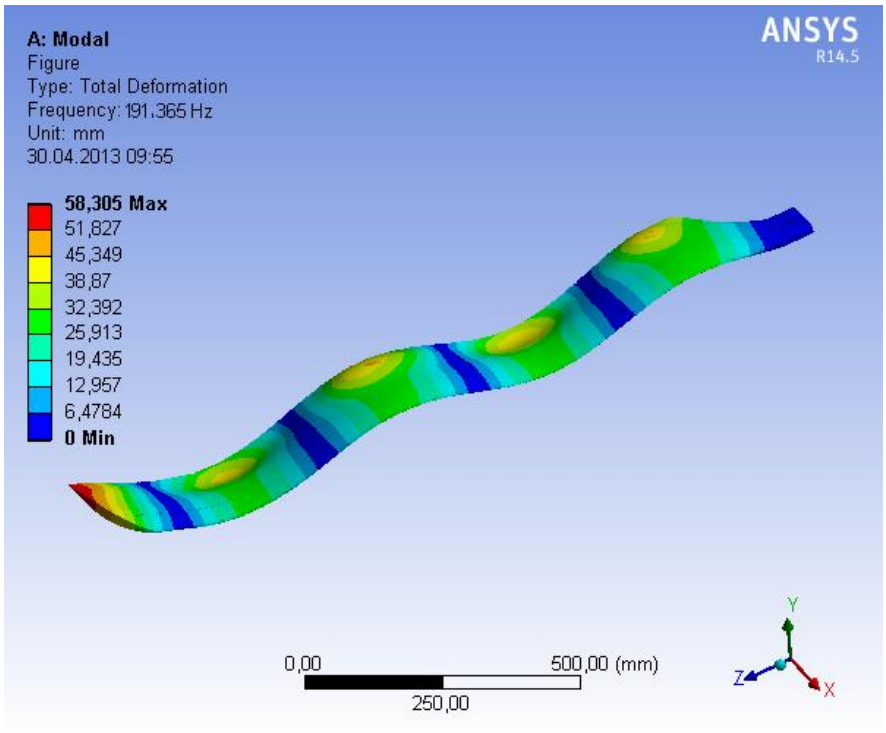
Şekil 5.17: Mod 4.



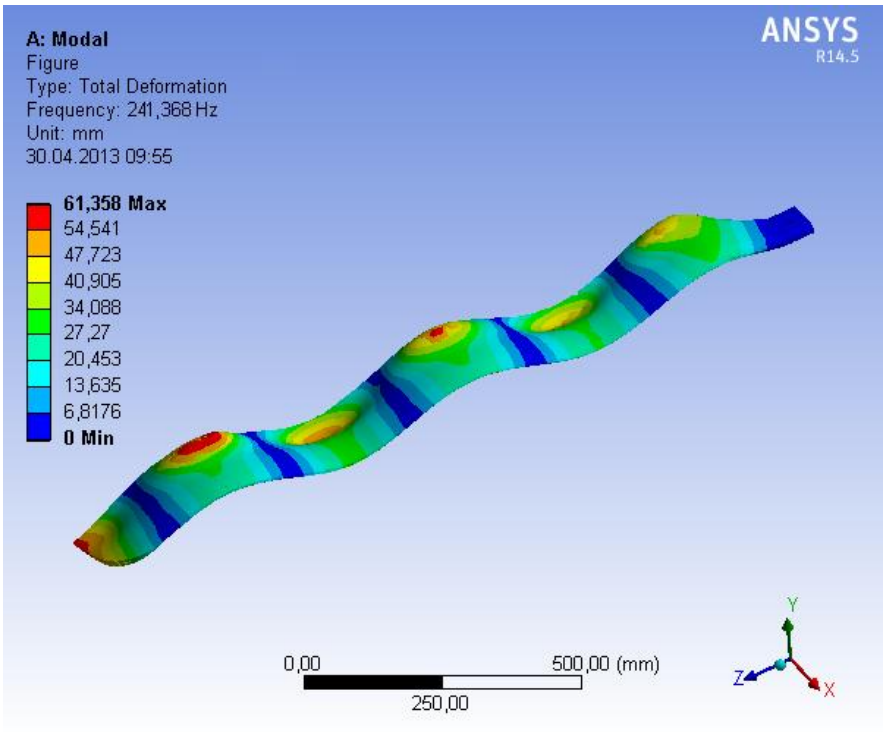
Şekil 5.18: Mod 5.



Şekil 5.19: Mod 6.



Şekil 5.20: Mod 7.



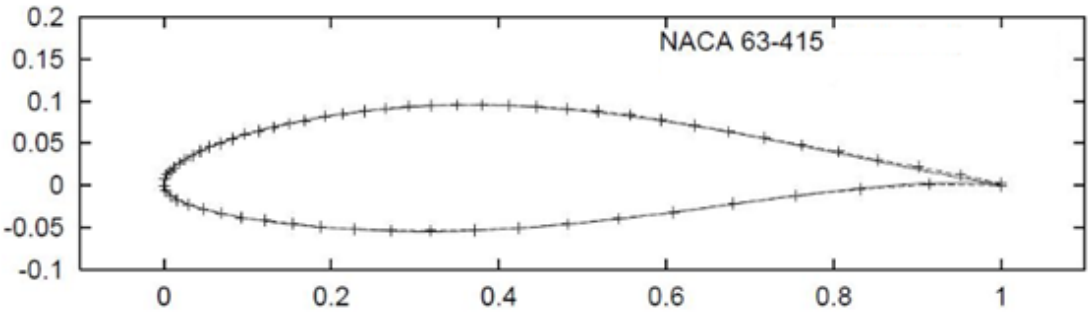
Şekil 5.21: Mod 8.

5.2.1.2 Robinson R-22 kuyruk rotor pali SE modeli ve teorik modal analizi

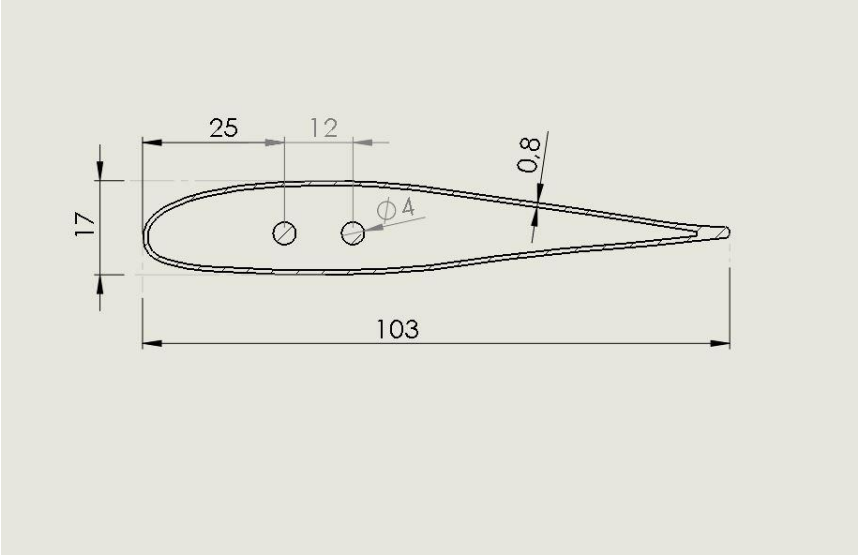


Şekil.5.22: Robinson R-22 helikopteri.

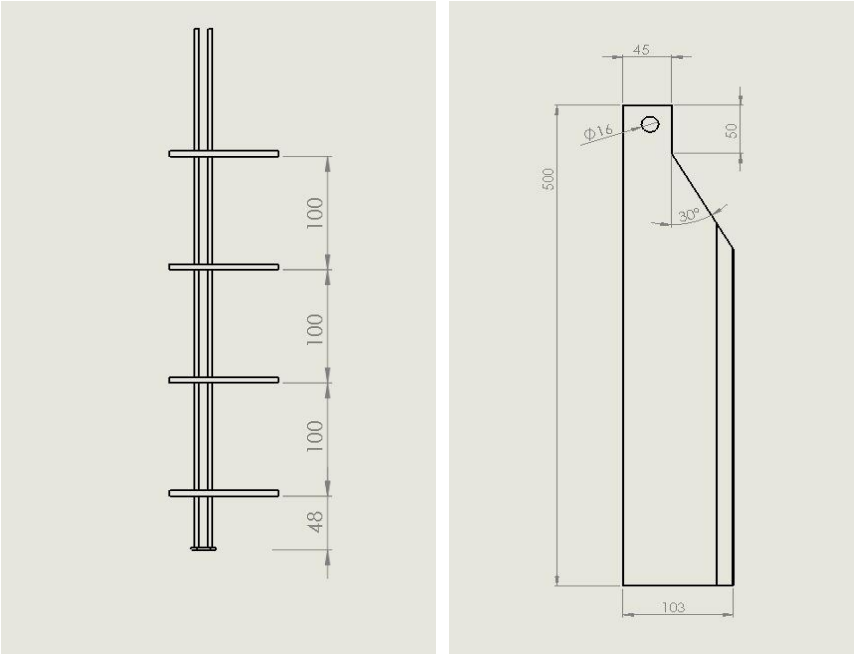
Robinson R-22 helikopterine ait özellikler Çizelge 5.4'de verilmiştir. Solid sonlu eleman yazılımında gerçekleştirilen alüminyum 7475 –T 7651 malzemeden imal edilmiş, NACA 63 – 415 profiline sahip kuyruk rotor paline ait 3 boyutlu modelleme aşamaları aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir.



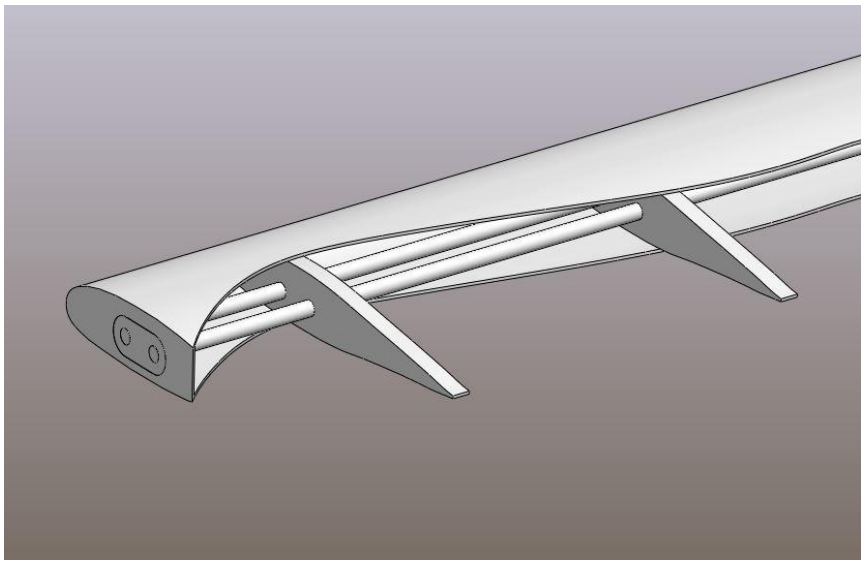
Şekil 5.23 : Kuyruk rotor paline ait profil Naca 63-415.



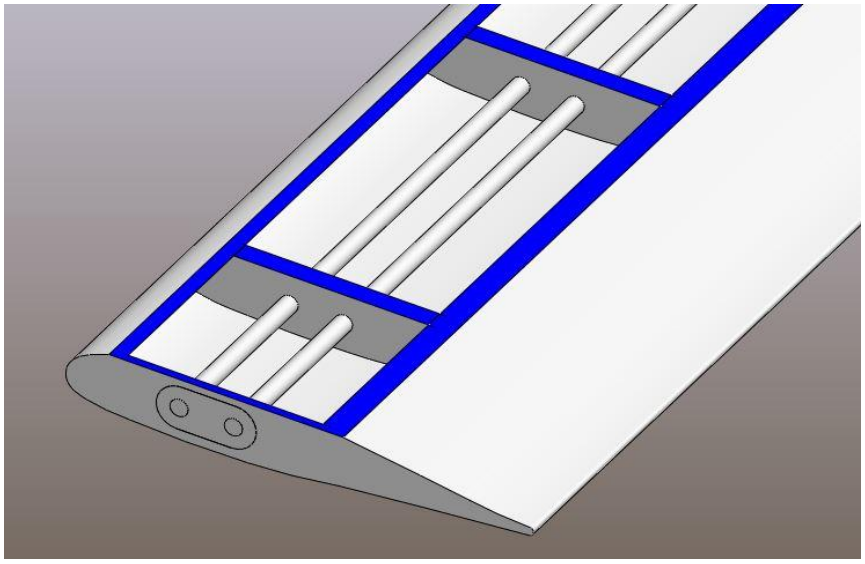
Şekil 5.24 : Solid'te modellenen kuyruk rotor pali profil kesiti.



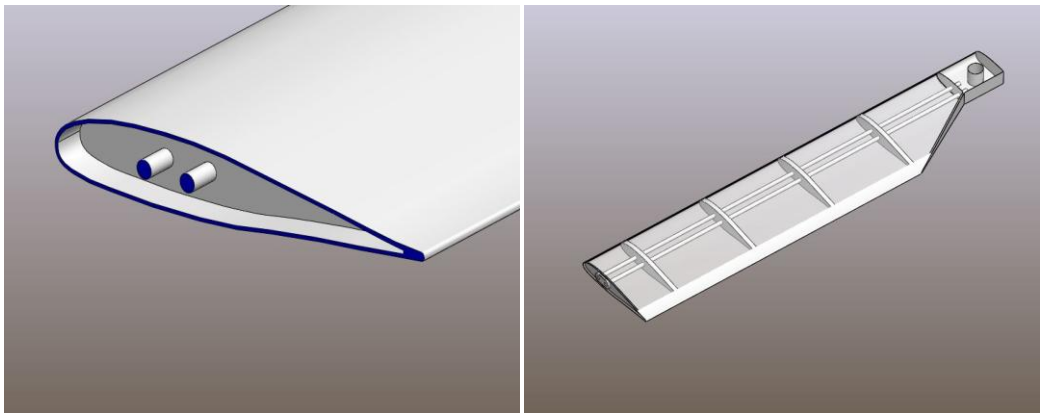
Şekil 5.25 : Palin genel imalat resminin görünümü.



Şekil 5.26 : Rip ve sparların dağılımıyla oluşan katı pal iskelet geometrisi.



Şekil 5.27 : Sparların görünümü.



Şekil 5.28 : Solid'te 3D katı modellenen kuyruk rotor pali.

Solid'te hazırlanan Robinson R-22 kuyruk rotor paline ait modelin, Ansys sonlu elemanlar programı kullanılarak yapılan teorik modal analizleri sonucunda 0-1000 Hz frekans aralığında palin doğal frekans ve mod şekilleri elde edilmiştir. Analizden önce programın malzeme özellikleri kısmında, pale ait tüm komponentlerin malzeme özellikleri programa girilerek model Ansys'de tanıtılmıştır (Bkz: Çizelge 5.5).

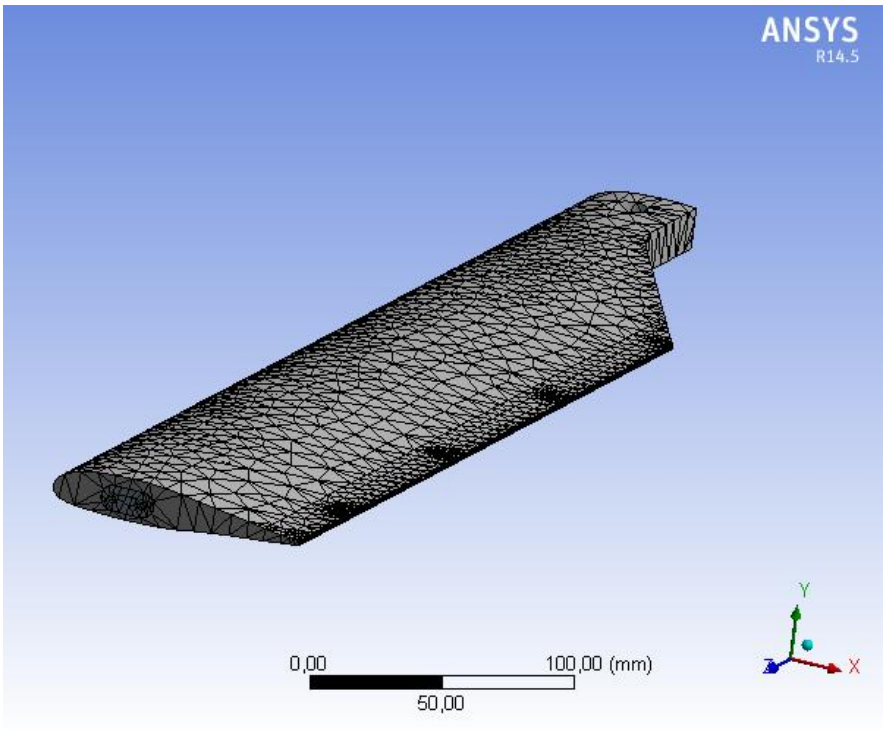
Çizelge 5.4 : Robinson R-22 helikopterine ait özellikler.

Toplam Kalkış Ağırlığı	80	kg
Max. Seyir Hızı	50-60	km/hr
Rotor Çapı	3200	mm
Rotor Devri	801 (88.9 rad/sn)	rpm
Uçuş Süresi	1	hr
Yakıt Kapasitesi	10-15	lt

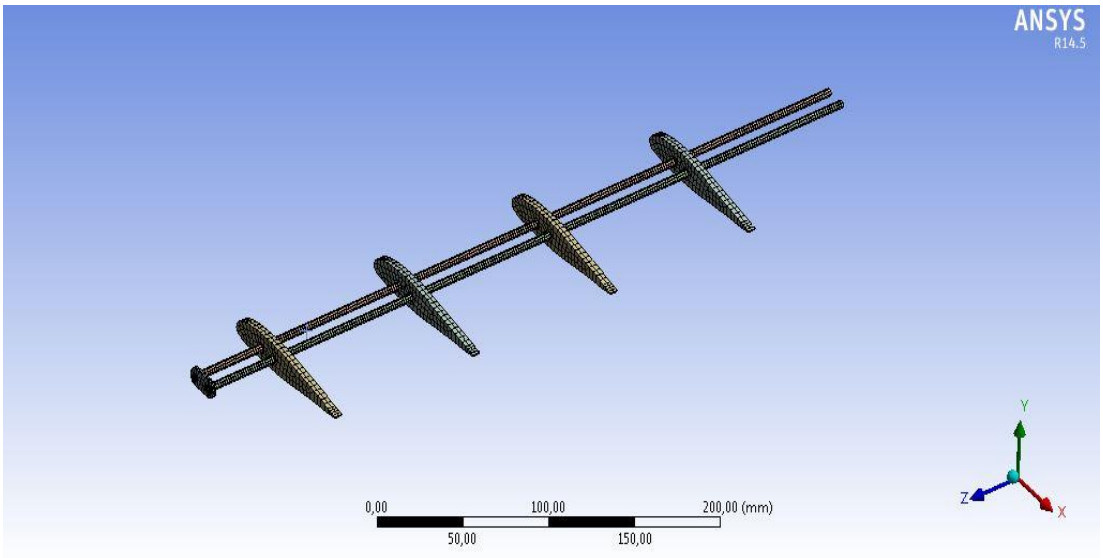
Daha sonra model meşlenerek nihai çözüm ağları oluşturulmuş ve pala kökünden yapı frictioness ve fixed seçenekleri seçilerek ankastre mesnetlenmiştir. Analizden önce pali oluşturan tüm komponentler birbirleri ile kompakte edilerek yapının bir bütün olarak hareket etmesi sağlanmıştır. İstenilen frekans aralığında solution seçeneği seçilerek palin teorik model analizi gerçekleştirilmiştir. Analizin tüm aşamaları ve analiz sonuçları aşağıda gösterilmiştir.

Çizelge 5.5 : Kuyruk rotor palinde kullanılan malzemenin özellikleri.

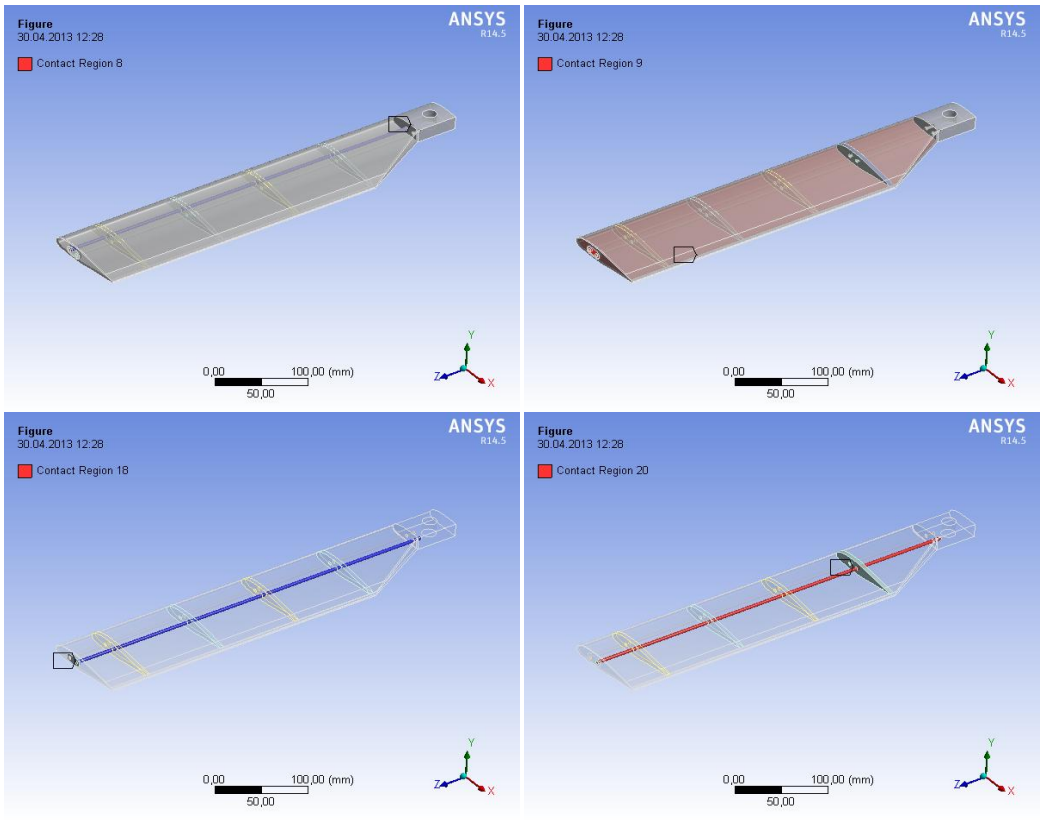
Elastisite Modülü	71.7	[GPa]
Yoğunluk	2810	kg/ m^3
Kopma Gerilmesi	427	[MPa]
Akma Gerilmesi	345	[MPa]
Kayma Gerilmesi	283	[MPa]
Poisson Oranı	ν= 0.3	



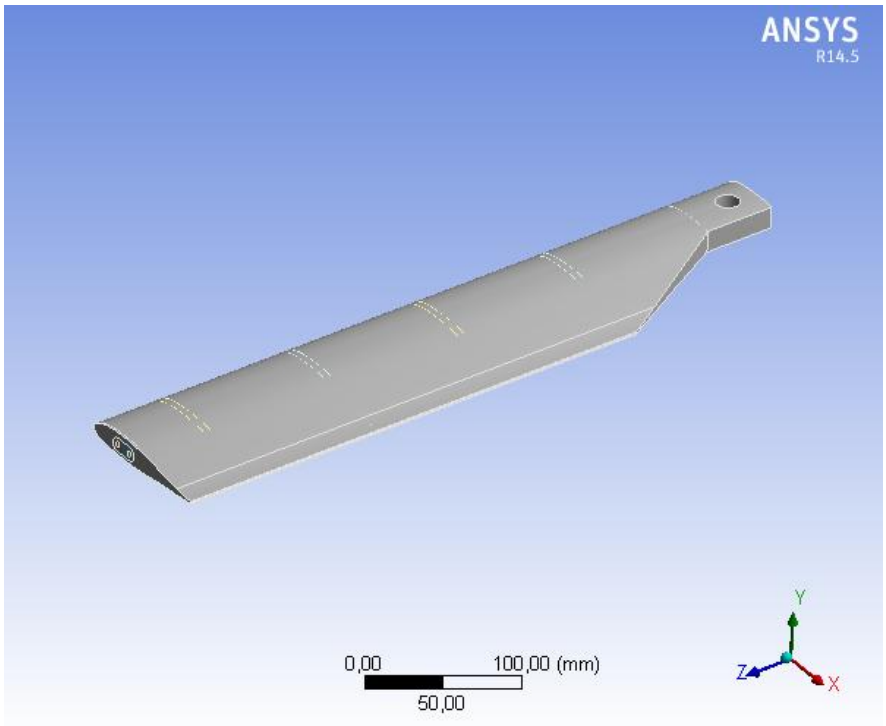
Şekil 5.29 : Kuyruk rotor pali için oluşturulan çözüm ağı.



Şekil 5.30 : Ribler ve sparlar için oluşturulan çözüm ağı.



Şekil 5.31 : Modelin komponentlerinin birbirleri ile Contact Region bölgeleri.



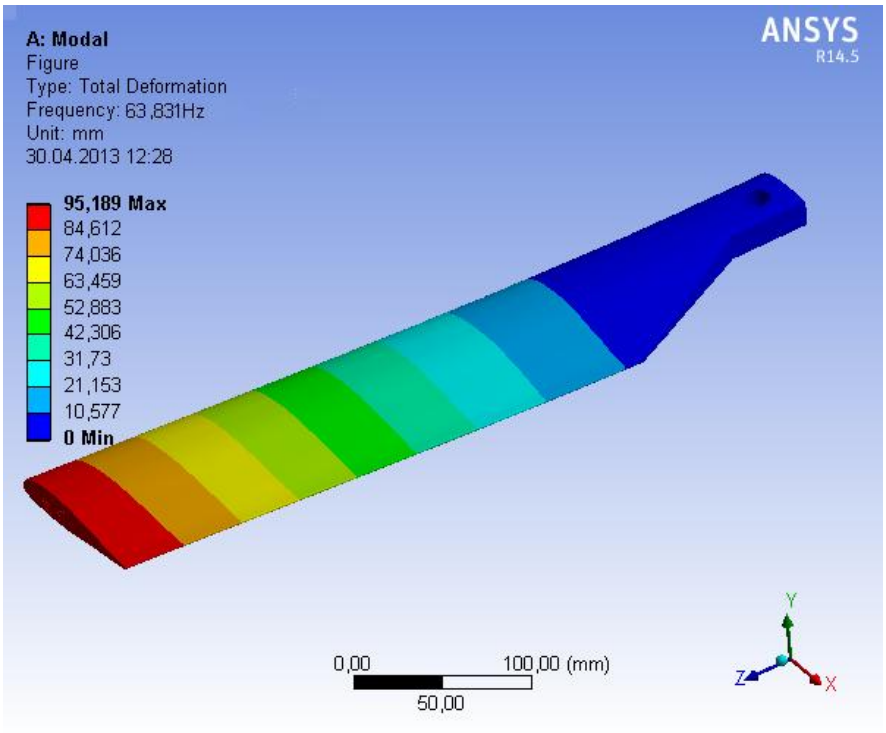
Şekil 5.32 : Analize hazır palin görünümü.

Çizelge 5.6‘da analiz sonucunda kuyruk rotor paline ait teorik olarak elde edilen doğal frekanslar verilmiştir.

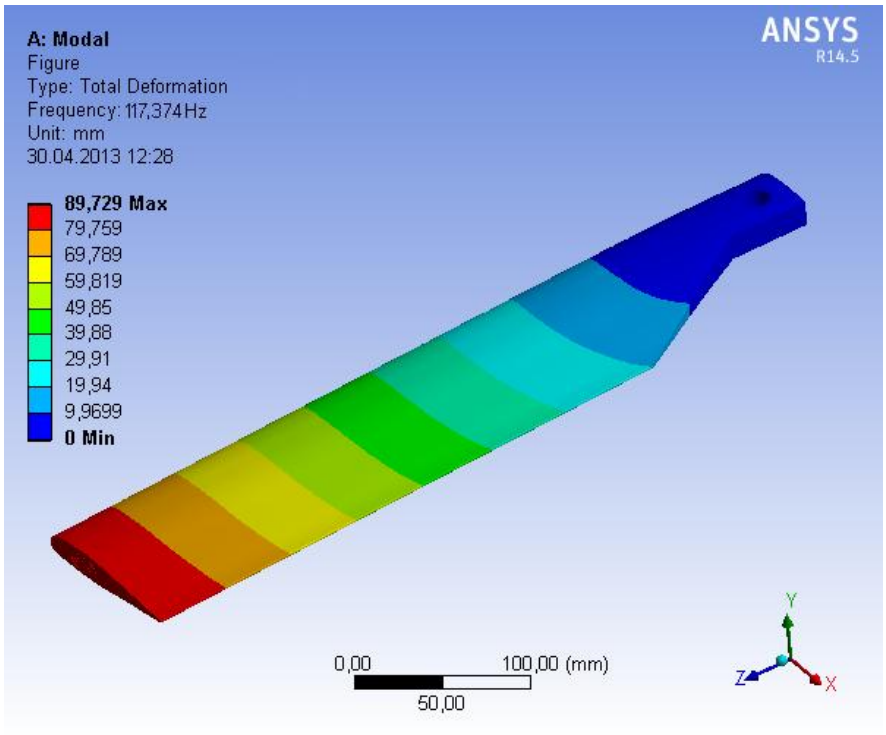
Çizelge 5.6 : Kuyruk rotor palinin teorik doğal frekansları.

Mod No.	Doğal Frekans Teorik (Hz)
01	63.631
02	117.374
03	228.250
04	343.728
05	539.811
06	731.642
07	831.336
08	954.512

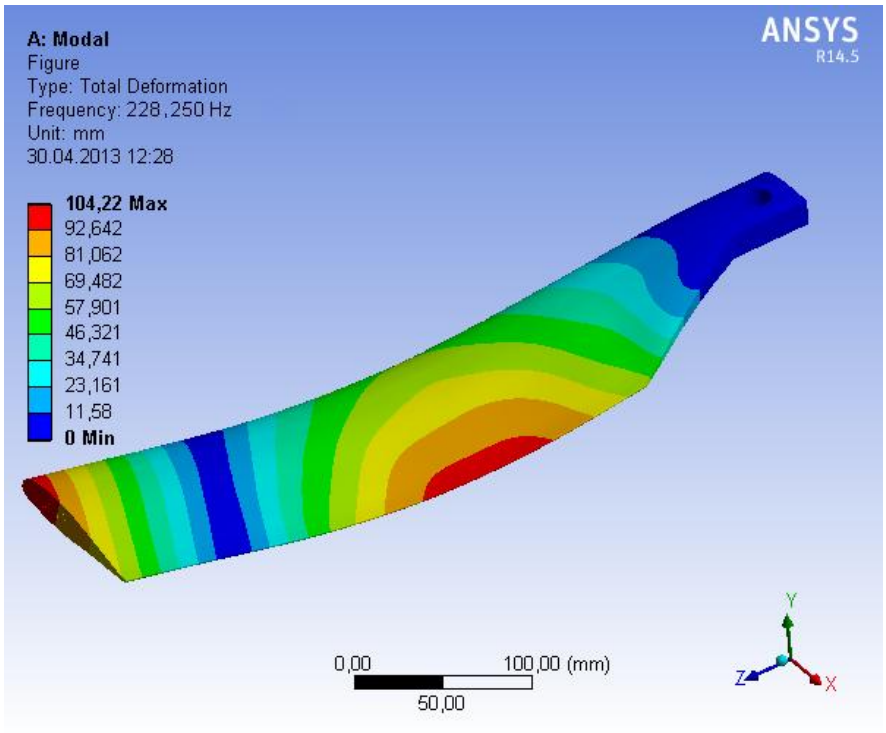
Teorik analiz sonucu elde edilen mod şekilleri aşağıdaki gibidir.



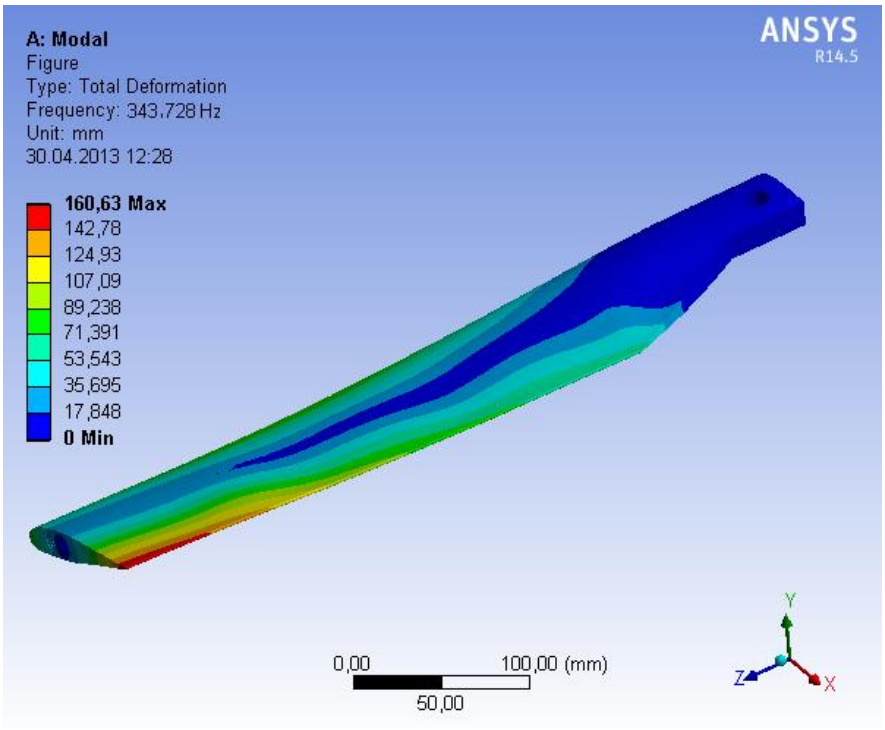
Şekil 5.33: Mod 1.



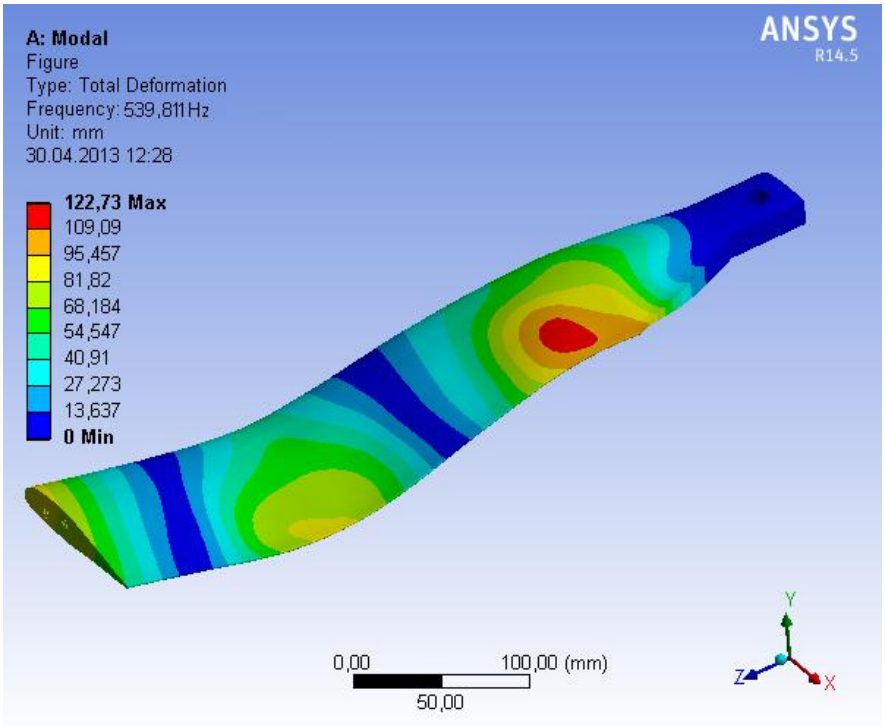
Şekil 5.34: Mod 2.



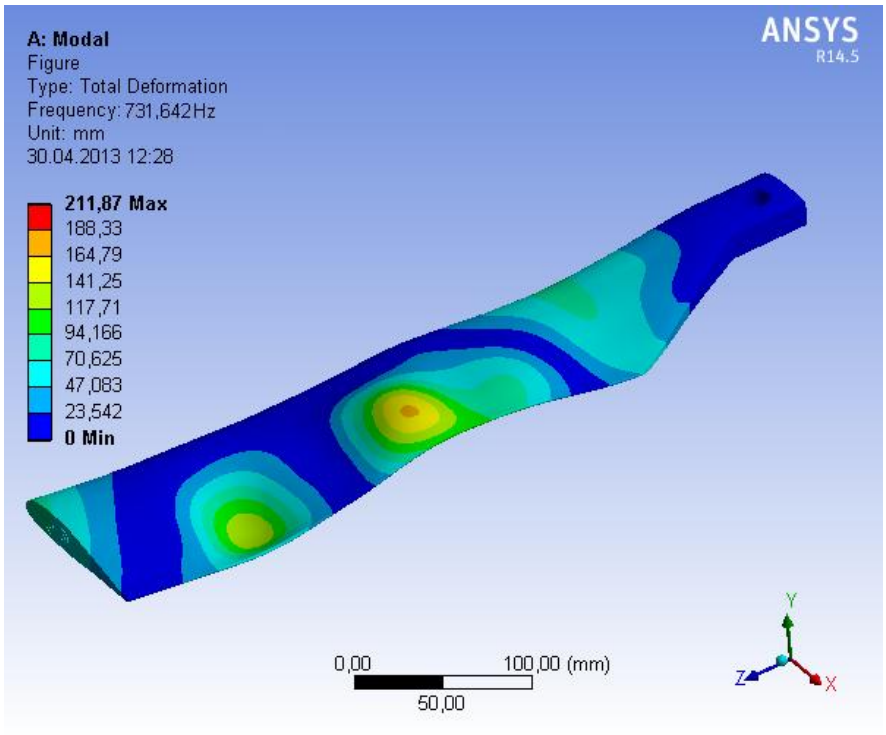
Şekil 5.35: Mod 3.



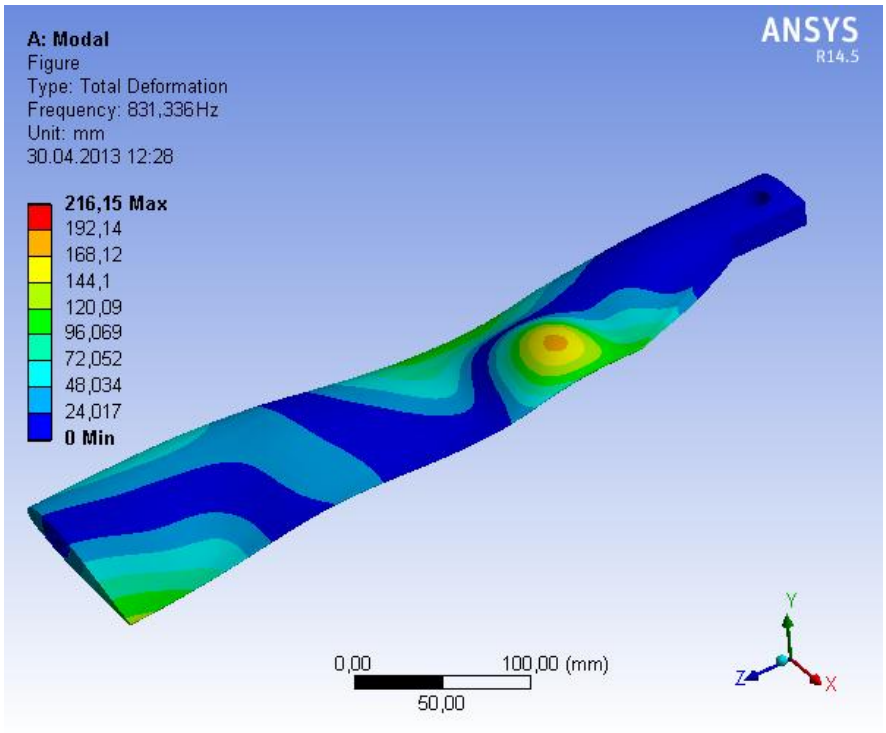
Şekil 5.36: Mod 4.



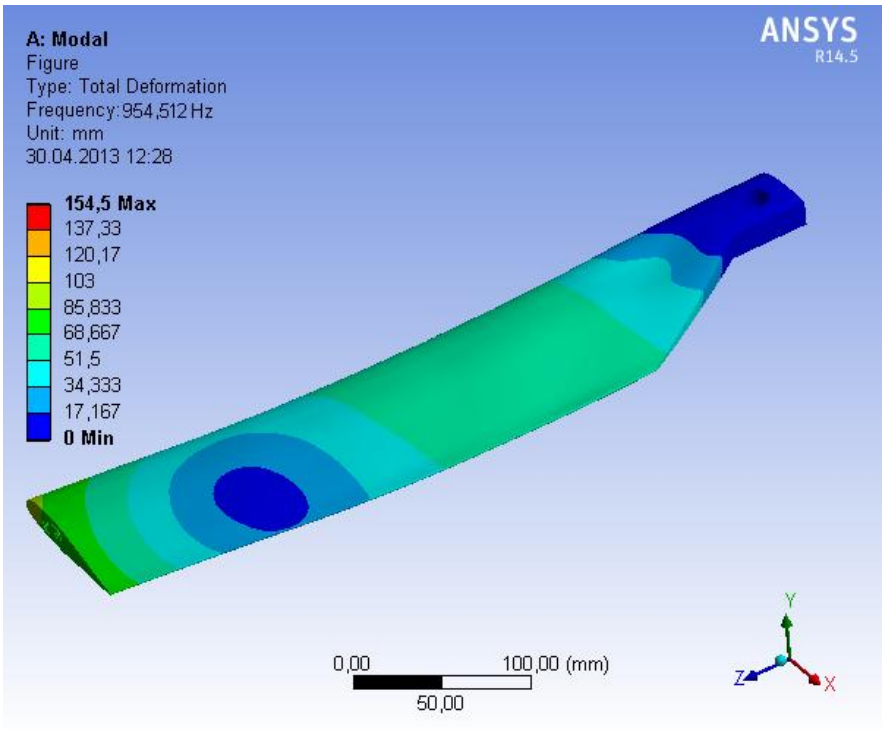
Şekil 5.37: Mod 5.



Şekil 5.38: Mod 6.



Şekil 5.39: Mod 7.



Şekil 5.40: Mod 8.

5.3 Helikopter Pallerinin Deneysel Modal Analizi

Tez çalışmasının bu bölümünde, bir önceki bölümde sonlu eleman analizi yöntemiyle incelenen pallerin deneysel modal analiz yöntemiyle doğal frekansları tespit edilmiştir. Tezin, L plaka üzerinden yapılan dinamik analiz deneylerinde kullanılan tüm ölçüm cihazları tezin bu bölümünde de aynı çalışma metoduyla kullanılmıştır.

5.3.1 Riha 1 ana rotor pali deneysel modal analizi

Ana rotor paline ait deney düzeneği ve deneyin yapılışı görülmektedir (Bkz: Şekil 5.41). Bu pale ait özellikler Çizelge 5.7'de görülmektedir.

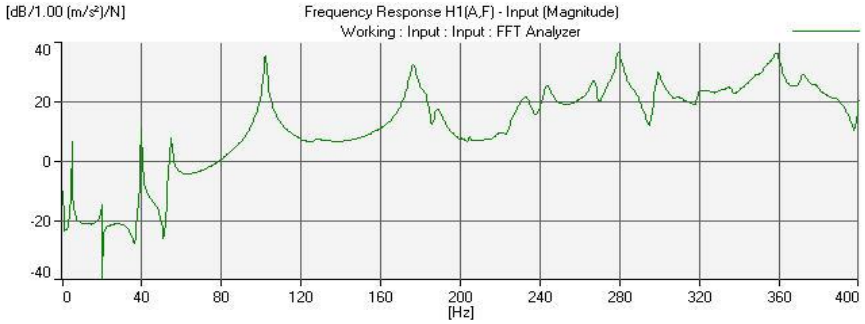
Çizelge 5.7 : Ana rotor palinin özellikleri.

Pala Profili	VR-7	
Pala Uzunluğu	1275	mm
Pala Ağırlığı	1260	g
Pala Veter Uzunluğu	149	mm

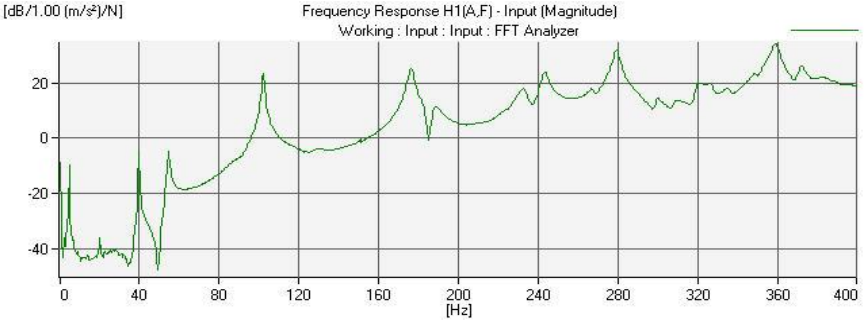


Şekil 5.41: Test modeli üzerinden ölçümlerin alınması.

Deneysel modal analiz ölçümleri sonucunda ana rotor paline ait frekans tepki fonksiyonları aşağıda görülmektedir.



Şekil 5.42: FTF 1.



Şekil 5.43: FTF 2.

Pale ait deneysel modal analiz sonucunda elde edilen doğal frekanslar Çizelge 5.8'de verilmiştir.

Çizelge 5.8 : Ana rotor palinin deneysel doğal frekansları.

Mod No.	Doğal Frekans Deneysel (Hz)
01	4.5
02	19.5
03	39.5
04	54
05	102
06	176
07	188

Çizelge 5.9 : Ana rotor palinin deneysel - teorik doğal frekansları.

Mod No.	Doğal Frekans Deneysel (Hz)	Doğal Frekans Teorik (Hz)
01	4.5	4.635
02	19.5	20.145
03	39.5	40.617
04	54	57.051
05	102	106.743
06	176	180.787
07	188	191.365

Deneysel ve teorik analizler neticesinde elde edilen Riha – 1 ana rotor paline ait doğal frekansların karşılaştırılması Çizelge 5.9'da verilmektedir. Riha-1 ana rotor paline ait deneysel modal analiz ile sonlu eleman analizi sonuçlarının karşılaştırılmasında hatanın çok düşük olduğu gözlemlenmiş olup bu da hazırlanan sonlu eleman modellerinin doğruluğunu ortaya koymuştur.

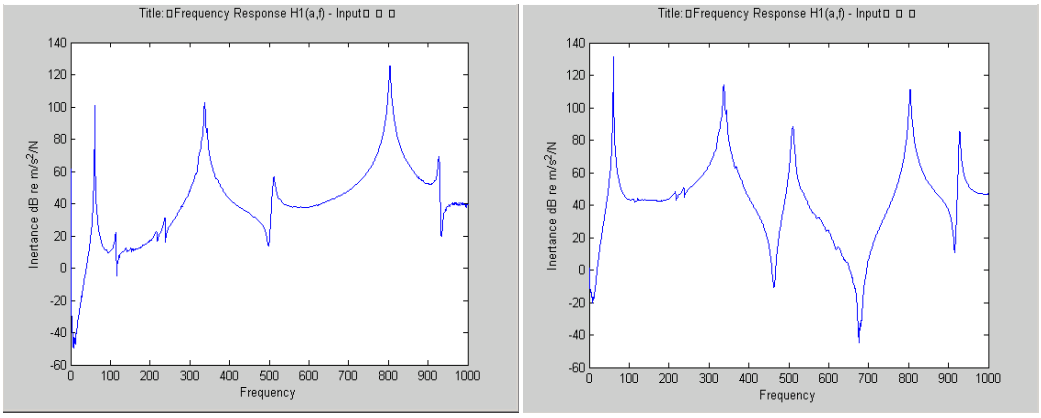
5.3.2 Robinson R-22 kuyruk rotor pali deneysel modal analizi

Kuyruk rotor paline ait deney düzeneği ve deneyin yapılışı görülmektedir (Bkz: Şekil 5.44).



Şekil 5.44: Test modeli üzerinden ölçümlerin alınması.

Deneysel modal analiz ölçümleri sonucunda kuyruk rotor paline ait frekans davranış fonksiyonları görülmektedir (Bkz: Şekil 5.45).



Şekil 5.45 : Kuyruk rotor paline ait FTF'ler.

Pale ait özellikler Çizelge 5.10'da ve palin deneysel modal analiz sonucunda elde edilen doğal frekansları Çizelge 5.11'de verilmiştir.

Çizelge 5.10 : Kuyruk rotor palinin özellikleri.

Pala Profili	NACA 63 - 415	
Pala Uzunluğu	500	mm
Pala Veter Uzunluğu	103	mm

Çizelge 5.11 : Kuyruk rotor palinin deneysel doğal frekansları.

Mod No.	Doğal Frekans Deneysel (Hz)
01	63
02	114
03	220
04	336
05	519
06	718
07	804
08	928

Deneysel ve teorik analizler neticesinde elde edilen Robinson R-22 kuyruk rotor paline ait doğal frekansların karşılaştırılması Çizelge 5.12'da görülmektedir.

Çizelge 5.12 : Kuyruk rotor palinin deneysel - teorik doğal frekansları.

Mod No.	Doğal Frekans Deneysel (Hz)	Doğal Frekans Teorik (Hz)
01	63	63.631
02	114	117.374
03	220	228.250
04	336	343.728
05	519	539.811
06	718	731.642
07	804	831.336
08	928	954.512

Robinson R-22 kuyruk rotor paline ait deneysel modal analiz ile sonlu eleman analizi sonuçlarının karşılaştırılmaısnda hatanın çok düşük olduğu gözlemlenmiş olup bu da hazırlanan sonlu eleman modellerinin doğruluğunu ortaya koymuştur.

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, deneysel modal analiz yönteminin havacılık alanındaki gerekliliği ve uygulanabilirliği helikopter palleri kullanılarak gösterilmeye çalışılmıştır. Bu amaçla paller üzerinde deneysel ve teorik modal analiz ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Paller 3 boyutlu modellenmiş ve sonlu eleman ağı örülmüştür. Gerekli sınır şartlar ve malzeme özellikleri girilerek doğal frekanslar ve bunların mod şekilleri elde edilmiştir. Deneysel modal analiz ölçümlerinde paller kök kısımlarından ankastre olarak mesnetlenip modal çekiçle uyarılarak serbest titreşim yapması sağlanmıştır. Yapıların tepkilerini ölçmek amacıyla ivmeölçer ve sinyalleri değerlendirmek amacıyla bir analizör kullanılmıştır. Kullanılan ölçüm cihazları Brüel&Kjaer firması tarafından üretilmiştir. Ölçümler sonucunda elde edilen frekans tepki fonksiyonları kullanılarak pallere ait modal parametreler elde edilmiştir. Ayrıca pallerin teorik modal analizleri sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak Ansys programıyla gerçekleştirilmiştir. Teorik modal analizlerde, yapılar kabuk ve kiriş elemanlar kullanılarak modellenmiştir. Deneysel ve teorik modal analiz sonuçlarının karşılaştırılması yapılarak yöntemin gerekliliği ve uygulanabilirliği gösterilmeye çalışılmıştır. Deneysel modal analiz ile sonlu eleman analizi sonuçlarının karşılaştırılmasında hatanın çok düşük olduğu gözlemlenmiş olup bu da hazırlanan sonlu eleman modellerinin doğruluğunu ortaya koymuştur.

Bu tez çalışmasından, deneysel modal analiz ölçümlerinin yapılması ile deneysel ve teorik modal analiz sonuçlarının karşılaştırılmasına ilişkin birtakım sonuçlara varılmıştır. Bunlar, ölçümler sırasında yapıya tutturulan ivmeölçerin kütlesinin ve ortamdaki gürültünün ölçümleri olumsuz yönde etkilediği ve sonuçların farklı çıkmasına neden olduğu söylenilebilir. Sonuçlar arasındaki farklılıklar dikkate alınan malzeme özellikleri ve sınır şartlarının deneysel çalışmadaki şartlarla tamamen uyumlu olmamasından kaynaklanmaktadır. Deney şartları daha iyileştirilerek ve sonlu elemanlar modeli geliştirilerek hatayı azaltmak mümkündür. Kuvvetin uygulandığı nokta ile ivmeölçerin bağlandığı noktanın birbirine yakın olması durumunda FTF daha düzgün olarak elde edilmiştir. Çekiç ile yapıya vurma hızının

FTF'yi önemli ölçüde etkilediği belirlenmiştir. Eğer yapıya çok hızlı vurulursa ölçüm kanallarında oldukça yüksek değerde sinyaller oluştuğu ve bunun sonucunda uzun ve düşük seviyeli sinyallerde bozulmalar olduğu görülmüştür. Ard arda vuruş şiddetlerinin birbirine yakın olması durumunda FTF fonksiyonları daha düzgün elde edilmiştir. Yapıya çekiçle vurulduktan sonra çekicin geri tepmemesine dikkat edilmiştir. Yapıya çekiçle vurularak bir ölçüm yapıldıktan sonra diğer bir ölçüm için yapının kararlı duruma gelmesi yani bir önceki titreşimin yapıda tamamen bitmesi gerekmektedir. Kuvvet uygulanan noktanın ve ivmeölçer bağlanan noktanın yapının serbest uçlarına yakın olarak seçilmesi durumunda yapı titreşimleri daha kolaylıkla ölçülebildiğinden dolayı frekans davranış fonksiyonları daha düzgün olarak elde edilmiştir. Pallerin titreşim frekanslarının yer aldığı tablodaki değerlerin, rotorun uçuş rejimlerinde maruz kaldığı aerodinamik yükleme frekansları ile çakışmamasına özen gösterilmelidir. Bu çalışamada yapılan deneysel ve teorik modal analiz sonuçlarına göre söz konusu yapılarda zorlama frekansları ana rotor pali için 88.9 rad/s ve kuyruk rotor pali için 355 rad/s olup her iki pal için doğal titreşim modlarının herhangi biriyle çakışması söz konusu değildir ve rezonans yoktur. Riha -1 ana rotor pali ilk 8 modun eğilme modu olduğu görülmüştür. Yapının stiffness (katı-rijitliği) yüksek olduğu için burulma ve eksenel yöndeki titreşim modları çok daha ileriki modlarda olacaktır. İlk modlarda teorik ve deneysel sonuçların örtüştüğü, yüksek modlarda ise farkların düşük modlara nazaran daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir.

Paller üzerinde deneysel modal analiz yöntemiyle gerçekleştirilen ölçümlerden ve teorik modal analizlerinden yapılara ait dinamik karakteristiklerinin birbirlerine oldukça yakın olarak elde edildiği görülmüştür. Mevcut ölçüm cihazı ve ilave ekipmanların elverdiği ölçüde gerçekleştirilen bu çalışma ile deneysel modal analiz yönteminin ve teorik modal analiz yönteminin gerekli ölçüm alt yapısı oluşturularak yapıların mevcut durumlarındaki dinamik karakteristiklerinin belirlenmesinde güvenle kullanılabileceği sonucuna varılmıştır.

KAYNAKLAR

[1] Schwarz, B.J., ve **Richardson, M.H. (**1999). Experimental Modal Analysis,Vibrant Technology, Inc., Jamestown, California.

[2] Pavic, A., Pimentel, R.L. ve **Waldron, P. (**1998). Instrumented Sledge Hammer Impact Excitation: Worked Examples, 16th International Modal Analysis Conference (IMAC XVI), Sandra Barbara, CA, USA, 929-935.

[3] Ewins, D.J. (2001). Basics and State Of Art of Modal Testing, Proc. Indian Academy Sciences, Sadhana, 25, 3, 201-220.

[4] Farrar, C.R., ve **James III, G.H.** (1997). System Identification from Ambient Vibration Measurements on a Bridge, Journal of Sound and Vibration, 205,1,1-18.

[5] Wang, B.T. (1998). Structural Modal Testing with Various Actuators and Sensors , Mechanical System and Signal Processing, 12,5,627-639.

[6] Tawfiq, I., Vinh, T. ve Chouychai, T. (1997). A New Approach to Impact Testing Instrumentation Using An Electronic Slave Hammer, Mechanical System and Signal Processing, 11, 2, 269-285

[7] Kammer, D.C. (2004). Sensor Set Expansion for Modal Vibration Testing, Mechanical System and Signal Processing.

[8]. **Fladung, W., ve Rost, R.** (1997). Application and Correction of the Exponential Window for Frequency Response Functions, Mechanical System and Signal Processing, 11,1,23-36.

[9] Ahn, S.J., Jeong, W.B., ve Yoo, W.S. (2004). Unbiased Expression of FRF with Exponential Window Function in Impact Testing, Journal of Sound and Vibratipn, 227,934-941.

[10] Doebling, S.W., Farrar, C.R., ve Cornwell, P.J. (1998). Development of a General Purpose Code to Couple Experimental Modal Analysis and Damage Identification Algorithms, Structural Engineering World Wide, Proc. of Structural Engineers World Congress, San Francisco, CA, T200-5.

[11] Hermans, L., ve Auweraer, H.V.D. (1999). Modal Testing and Analysis of Structures under Operationel Conditions: Industrial Applications, Mechanical System and Signal Processing, 13,2,193-216.

[12] Braun, S.G., ve Ram, Y.M. (2001). Modal Modification of Vibrating Systems: Some Problems and Their Solutions, Mechanical System and Signal Processing, 15,1,101-119.

[13] Verboven, P., Gulliaume, P., Cauberghe, B., Valanduit, S., ve Parloo, E. (2003). A Comparison of Frequency-Domain Transfer Function Modal Estimator Formulationsa for Structural Dynamics Modeling, Journal of Sound and Vibrations.

[14] Şanlıtürk, K.Y., ve Çakar, O. (2004). Noise Elimination from Measured Frequency Response Functions, Mechanical System and Signal Processing, 19,615-631.

[15] Ashory, M.R. (1999). High Quality Modal Testing Methods, Ph.D. Dissertation, University of London.

[16] Maeck, J., ve Roeck, G.D. (2000). Experimental and Numerical Modal Analysis of a Concrete High Speed Train Railway Bridge, Proceedings of International Symposium on Modern Concrete Composites and Infrastructure (MCCI2000), Beijing, Chine, 2, 6-68.

[17] Kitazaki, S., ve Griffin, M.J. (1998). Resonance Behaviour of the Seated Human Body and Effects of Posture, Journal of Biomechanics, 31,2,143-149.

[18] Haapaniemi,H., Luukkanen, P., Nurkkala, P., Rostedt, J., ve Saarenheimo, A. (2003). Correlation Analysis from Modal Analysis of a Pipeline, Proceeding of the 21th International Modal Anlysis Conference (IMAC), Orlando, Florida.

[19] Miglietta, L. (1995). Experimental Modal Analysis on the Supporting Structure of the Secondary Mirror of the Binocular Telescope, Large Binocular Telescope Project, Florence, Italy.

[20] Teleghani, I., Vinh, T., ve Chouychai, T. (1997). A New Approach to Impact Testing Instrumentation Using An Electronic Slave Hammer, Mechanical System and Signal Processing, 11,2,269-285.

[21] Yao, S., Wright, J.R., Pavic, A., ve Reynolds, P. (2002). Forces Generated When Bouncing or Jumping on a Flexible Structure, International Conference on Noise and Vibration (ISMA2002), Leuven, Belgium, 563-572.

[22] Brughmans, M., Lembregts, F., ve Furini, F. (1995). Modal Test on the Pininfarina Concept Car Body, Ethos 1, MSC 1995 World User's Conference Proc, 5.

[23] Reynolds, P., Pavic, A., ve Ibrahim, Z. (2004). A Remote Monitoring System for Stadia Dynamics, Proceedings of the ICE:Structural and Buildings, 157,SB6,385-393.

[24] Wu, I.J. (2004). Finite Element Modeling and Experimental Modal Testing of a Three Dimensional Framework, International Journal of Mechanical Sciences, 46, 1245-1266.

[25] Hartley, M.J., Pavic, A., ve Waldron, P. (1999). Investigation of Pedestrian Walking Loads on a Cable Stayed Footbridge Using Modal Testing and FE Model Updating, 17th International Modal Analysis Conference (IMAC XVII), Kissimmee, FL, USA, 1076-1082.

[26] Farrar, C.R., ve Doebling, S.W. (1997). Lessons Learned from Applications of Vibration –Based Damage Identification Methods to Large Bridge Structures, Proc. of the International Workshop on Structural Health Monitoring, Stanford, CA, 351-370.

[27] Kehoe, M.W., ve Freudinger, L.C. (1993). Aircraft Ground Vibration Testing at the NASA Dryden Flight Research Facility, NASA TM-104275.

[28] Howell, W.E., McGehee, J.R., ve Daugherty, R.H. (1988). F-106B Airplane active Control Landing Gear Drop Test Performance.

[29] Tsyfansky, S.L., Beresnevich, V.I. (2000). Non-Linear Vibration Method for Detection of Fatigue Cracks in Aircraft Wings, Journal of Sound and Vibration.

[30] Irvine, T. (2000). An Introduction to Random Vibration, Vibrationdata Publication.

[31] Torenbeek, E. (1982). Synthesis of Subsonic Airplane Design, Kluwer Academic Publishers, Hollanda**.**

[32] Yıldırım, Ş., Taplak, H., Uzmay, İ. (2002). Artifical Radyal Esaslı Yapay Sinir Ağları Kullanılarak Bir Savaş Uçağının İniş Takımı Titreşim Analizi, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, 12-17.

[33] DePriest, J. (2001). Aircraft Engine Attachment and Vibration Control, Lord Publications, USA.

[34] Dieterich, O., Schneide, O., Langer, H.J., Imbert, G., Hounjet, M.H.L., Riziotis, V., Cafarelli, I., Alonso, R.C., Clerc, C., Pengel, K. (2005). Current Vibration Research Activities, 31st Europen Rotorcraft Forum, Florence,Italy.

[35] Dieterich, O., Schneide, O., Langer, H.J., Imbert, G., Hounjet, M.H.L., Riziotis, V., Cafarelli, I., Alonso, R.C., Clerc, C., Pengel, K. (2005). Current Vibration Research Activities, 31st Europen Rotorcraft Forum, Florence,Italy.

[36] Kuronen, P. (2004). Military Aviation Noise, Oulu University Press, Helsinki , Finland.

[37] Irvine, T. (2005). Helicopter Ground Resonance, Vibrationdata Publication.

[38] Kutz, M. (2002). Handbook of material selection, John Wiley & Sons Press., A.B.D.

[39] Maia, N.M.M., Silva, J.M.M. (1997). Theoretical and Experimental Modal Analysis. John Wiley and Sons, Inc. New York.

[40] Roeck, G.D., Peeters, B., Ren, W.X. (2000). Benchmark, Study on System Identification Through Ambient Vibration Measurements. Proceedings of the 18th International Modal Analysis Conference, San Antonio, USA, 1106-1112.

[41] Ewins, D.J. (1995). Modal Testing: Theory and Practice, John Wiley and Sons, Inc. New York.

[42] McConnell, K.G. (1995). Vibration testing, theory and practice, John Wiley & Sons Inc.

[43] Allemang, R.J., and Brown, D.L. (1996). Modal analysis and testing, in shock and vibration handbook, Eds. Harris, C.M., McGraw-Hill.

[44] Jung, H., and Ewins, D.J. (1992). On the use of simulated ‘’experimental’’ data for evaluation of modal analysis methods.

[45] Friswell, M.I., and Mottershead, J.E. (1995). Finite element model updating structural dynamics, Kluwer Academic Publishers, London.

[46] Sas, P., Lammens, S., Heyden, W. (1999). Modal analysis theory and testing, Katholike Universiteit Lueven – Department Wertuigkunde, Belgium.

[47] Fotsch, D.W. (2001). Development of valid FE models for structural dynamic design, phd. thesis, Imperial College, London..

[48] Ewins, D.J. (2000). Model testing, theory, practice, John Wiley & Sons Inc.

[49] Petyt, M. (1990). Introduction to Finite Element Vibration Analysis. Cambridge University.

[50] Türker, T. (2005). Çelik Çerçeve Sistemlerin Dinamik Karakteristiklerinin Deneysel Modal Analiz Yöntemiyle Belirlenmesi. Yüksek Lisans Tezi, KTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü.

[51] Bayraktar, A., Türker, T. (2005). Finite Element Modeling and Experimental Modal Testing of Steel Structure. The 1st International Operational Modal Analysis Conference, Denmark.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Halil Ulaş Şekerci

Doğum Yeri ve Tarihi: Ereğli/KONYA, 1977

Adres: Sokullu cad. İğde sok. Yiğit Apt. 13/12 Sokullu/ANKARA

E-Posta: halilulas77@yahoo.com.tr

Lisans: İTÜ