

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ÜÇ KANATLI PERVANENİN İŞLETME ŞARTLARINDA MODAL
ANALİZİ**

SEÇKİN USLU

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Makine Teorisi ve Kontrol Programı

Danışman
Dr. Öğr. Üyesi Meral BAYRAKTAR

Temmuz, 2019

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ÜÇ KANATLI PERVANENİN İŞLETME ŞARTLARINDA MODAL
ANALİZİ**

Seçkin USLU tarafından hazırlanan tez çalışması 10.07.2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Makine Teorisi ve Kontrol Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Dr. Öğr. Üyesi Meral BAYRAKTAR

Yıldız Teknik Üniversitesi

Danışman

Jüri Üyeleri

Dr. Öğr. Üyesi Meral BAYRAKTAR, Danışman

Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Cihan DEMİR, Üye

Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Yener TAŞKIN, Üye

İstanbul Üniversitesi-Cerrahpaşa

Yüksek Lisans öğrenimim ve tez çalışmam sırasında, bu çalışmanın daha düşünce aşamasından, hazırlanış ortaya konuş ve bitiş aşamasına kadar benden desteğini esirgemeyen Sayın Hocalarım Dr. Meral BAYRAKTAR'a ve Doç. Dr. Cihan DEMİR'e teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca çalışmada kullanılan pervaneyi üretip bizlere veren Eriş Pervane'ye teşekkürü bir borç bilirim.

Eğitim hayatım boyunca maddi ve manevi destekte bulunan ve her zaman yanımda başta annem Şükran USLU ve babam Sami USLU'ya sevgi ve saygılarımı iletirim.

Seçkin USLU

İmza

Aileme

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ.....	VII
KISALTMA LİSTESİ	IX
ŞEKİL LİSTESİ	X
TABLO LİSTESİ.....	XI
ÖZET	XII
ABSTRACT.....	XIV
1 Giriş.....	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	3
1.3 Hipotez	4
2 Pervane Tasarımı.....	5
2.1 Pervane Tasarımı	5
3 3 Kanatlı Pervanenin Deneysel ve Sonlu Elemanlar Yöntemleriyle Modal Analizi 8	
3.1 Modal Analiz Tanımı	8
3.2 Teorik Modal Analiz	9
3.3 Deneysel Modal Analiz	10
3.4 3 Kanatlı Pervanenin Deneysel Modal Analizi	10
3.5 3 Kanatlı Pervanenin Sonlu Elemanlar ile Modal Analizi	14
3.6 Sonlu Elemanlar Analiz Sonuçları.....	16
3.7 3 Kanatlı Pervanenin Titreşim Modları	16
3.8 3 Kanatlı Pervanenin Hava Ortamında Serbest Dönme Durumunda Modal Analiz.....	18
4 3 Kanatlı Pervanenin Deney ve FEM Sonuçlarının Değerlendirilmesi	20
4.1 3 Kanatlı Pervanenin Deney ve FEM Sonuçlarının Değerlendirilmesi	20
5 Hava Ortamında Pervane Modal Analizleri.....	22

5.1 Alüminyum Pervane Modal Analizi.....	22
5.2 Alüminyum ve Pirinç Pervanelerin Statik Analizleri.....	24
5.3Akış Yükünün Doğal FrekansaEtkileri	24
6 3 Kanatlı Pervanenin FEM ile Su Altı Modal Analizi.....	27
6.1 Su Altı Modal Analiz	27
6.2 FEM ile Su Altı Modal Analiz	31
6.3Ek Su Kütlesi ile FEM ile Modal Analiz	36
7 Sonuçlar.....	38
Kaynakça.....	39
Tezden Üretilmiş Yayınlar	43

SİMGE LİSTESİ

N	Kanat Sayısı
D	Pervane Çapı
C	Kord Uzunluğu
P	Hatve
phi	Hatve Açısı
f	Chamber
t	Kesit Alanı Kalınlığı
M	Kütle
D	Pervane Çapı
C	Sönüm
K	Rijitlik Değeri
F	Kuvvet
M	Kütle
D	Pervane Çapı
C	Sönüm Katsayısı
K	Rijitlik Değeri
F	Kuvvet
x	Yer değiştirme vektörü
$\ddot{x}$	İvme
$\dot{x}$	Hız
$e^{i\omega t}$	Sinüsoidal Titreşim
ω	Açısal titreşim
θ	Açı

λ	Özdeğerler
β	Cohence Fonksiyonu
m_s	Su kütlesi
m_p	Pervane kütlesi
C_s	Yapısal sönümleme su ortamında
K_s	Yapısal rijitlik su ortamında
f_s	Yük Vektörü
f_{pr}	Basınç
Δ	Su ve Hava Ortamındaki Frekans Oranı

KISALTMA LİSTESİ

FEM	Finite Element Method (Sonlu Elemanlar Yöntemi)
CAD	Computer Aided Design 8 (Bilgisayar Destekli Tasarım)
FEA	Finite Element Application (Sonlu Elemanlar Uygulaması)
FRF	Frekans Cevap Fonksiyonu
MAB	Mangan Alüminyum Bronzu Malzemesi
GRFB	Cam Fiber Takviyeli Polimer
NAB	Nikel Alüminyum Bronzu Malzemesi
MPa	Mega Pascal
NACA	Amerikan Ulusan Havacılık Danışma Kurulu
FSI	Akışkan Yapısal Etkileşimi
3B	Üç Boyutlu

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 Pervane Tasarımındaki Geometrik Detaylar	5
Şekil 2.2 Taranmış Pervane Geometrisi	7
Şekil 3.1 Pervane CAD Geometrisi.....	9
Şekil 3.2 Deneysel Analiz Çıktısı	11
Şekil 3.3 Deneysel Analiz Şematik Gösterimi	11
Şekil 3.4 Blok Diyagramı	13
Şekil 3.5 Frekans Cevabı Görüntüsü.....	14
Şekil 3.6 Pervanenin Mesh Model Görüntüsü	16
Şekil 3.7 Fem Sonuçları Mod Şekilleri.....	17
Şekil 3.8 Pervane Devri ve Pervanenin Birinci Doğal Frekansı	18
Şekil 4.1 Deneysel ve Sonlu Elemanlar Verisinin Karşılaştırılması.....	20
Şekil 5.1 Alüminyum Pervane Mod Şekilleri	23
Şekil 5.2 Floefd Akış Analizi Sonuç Görüntüsü.....	24
Şekil 5.3 Alüminyum ve Pirinç Malzeme Pervanelerin Statik Analiz Sonuçları	25
Şekil 6.1 Su Altı Modal Analiz Tanımlaması	32
Şekil 6.2 Akustik Gövde Değerleri	33
Şekil 6.3 Akustik Basınç Sınır Koşulu.....	33
Şekil 6.4 Su Altı ve Hava Ortamlarında Frekans Değerleri	36

TABLO LİSTESİ

Tablo 2.1 Piriç Malzeme Mekanik Özellikleri.....	6
Tablo 3.1 Çekicinin Özellikleri.....	12
Tablo 3.2 İvme Ölçerinin Özellikleri.....	12
Tablo 3.3 Titreşim Analiz Cihazı	13
Tablo 3.4 Deneysel Sonuçlar	14
Tablo 3.5 FEM Sonuçları	16
Tablo 3.6 Serbest Modal Analiz ve 4000 rpm Sınır Koşullu Modal Analiz	19
Tablo 5.1 Alüminyum Malzeme Mekanik Özellikleri	22
Tablo 5.2 Alüminyum Pervane Doğal Frekansları	22
Tablo 5.3 Akış Yükünün Doğal Frekansa Etkileri.....	22
Tablo 6.1 Richard ve Gordon Çalışması Sonuçları	28
Tablo 6.2 Richard ve Gordon Çalışma Sonuçları ve Mod Türleri	31
Tablo 6.3 Su Altı Modal Analiz Sonuçları.....	34
Tablo 6.4 Su Altı ve Hava Ortamları Titreşim Modları ve Doğal Frekanslar	35
Tablo 6.5 Ek Su Kütlesi, Modal Kütle ve Rijitlik Değerleri	35
Tablo 6.6 Ek Su Kütleli Doğal Frekans Değerleri.....	35

ÜÇ KANATLI PERVANENİN İŞLETME ŞARTLARINDA MODAL ANALİZİ

Seçkin USLU

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Meral BAYRAKTAR

Titreşimler birçok yapı elemanında hasar oluşmasına, makine hatlarının durmasına, ürünlerin hatalı üretilmesine, makine elemanlarının fonksiyonlarını kaybetmesine ve hatta geri döndürülemeyen kalıcı hasarlara sebep olabilir. Üreticiler titreşim yüzünden oluşabilecek hasarlara veya ürünlerin kalitesini düşürecek etkilerine karşı önlem almalıdırlar. Tarihte rezonans olgusundan dolayı köprü yıkılması, helikopter kazası gibi büyük olayların temelinde titreşimlerin oluşturduğu hasarlar yer alır. Titreşimler dikkat edilmediği sürece sadece hatalı ürünlere değil, hayatlara da mal olabilir.

Gemilerin hem yolcu ve çalışan konforu hem de emniyetli çalışabilmesi için titreşimlerin mutlaka kontrol altında tutulması gerekmektedir. Gemilerde en büyük titreşim yaratan elemanlar, itki sistemleridir. İtki sistemleri içinde, motor, güç aktarım organları ve pervane gibi ana elemanlar bulunmaktadır.

Titreşim analizi, bir yapının çalışmadan önce, titreşim sebepli oluşabilecek hasarların önlenmesinde kullanılır. Olası titreşim belirtilerine karşı çalışma şartları veya yapı değiştirilerek tedbir alınabilir.

Pervanelerdeki titreşimler, gemi titreşimlerinin incelenmesinde büyük bir önceliğe sahiptir. Bu yüzden ki araştırmacılar pervaneden kaynaklı titreşimleri en aza indirmek için yöntemler aramaktadırlar. Çalışma koşullarında, pervaneler elverişsiz akıştan dolayı büyük bir enerji sönümlenmektedir. Pervanenin çalışması esnasında, oluşan dengesiz kuvvetler, pervane-şaft sistemi, makine dairesi gibi önemli bölgelerde sorun oluşturabilir.

Bu çalışmada pervanenin doğal frekans analizi yapılmıştır. Titreşim modları incelenerek doğal frekans olgusu üzerinde çalışılmıştır. Yapılan sonlu elemanlar çalışmaları, deneysel sonlu elemanlar çalışmalarıyla karşılaştırılmıştır. Doğrulama yapıldıktan sonra, farklı malzemelerde sonlu elemanlar ile çalışmalar yapılmıştır. Pervanenin işletme şartlarında çalışması durumunda, oluşabilecek titreşim hasarlarının önüne geçilebilmesi için, titreşim analizi yapılarak, çalışma devri belirlenmeye çalışılmıştır. Eriş Pervanenin EP 090 model 3 kanatlı pirinç pervanesi üzerinde çalışmalar yapılmıştır.

Anahtar kelimeler: kanat, pervane, modal analizi, titreşim, rezonans.

Modal Analysis of Three Bladed Propeller in Situ

Seçkin USLU

Department of Mechanical Engineering

Master Thesis

Advisor: Assist. Prof. Dr. Meral BAYRAKTAR

The vibration analysis is a method to determine the dynamic behavior of the machine elements. Using vibration analysis, operating frequency of the machine elements can be detected before production. Additionally, this method can be used for finding failure due to the vibration.

The vibration of the propeller is identified as one major cause of ship vibration that is why researchers are looking for the ways to minimize propeller excitation of vibration within the constraints imposed by the ship design. The unsteady forces due to the operation of the propeller in a non-uniform wake field yield the increment of vibration of the hull and the propeller shafting system. It is known that propellers absorb a large amount of power while operating in unfavorable flow conditions.

This study presents free vibration analysis of a propeller in order to figure out the natural frequency which is essential to discuss the resonance phenomena. After the validation of the present numerical results with the available experimental data arisen from impact test, the studies are extended for different the material used for the propellers.

In this study we did a modal analysis on the 3 bladed propeller. The material of the propeller is a brass. We examined the natural frequency and the vibration modes of the propeller. After the study, we applied a modal test to obtain natural frequencies and compare the study with modal analysis. In the sequel we used our modal analysis model on different materials.

Key words: wing, propeller, modal analysis, vibration, resonance.

1.1 Literatür Özeti

Daha fazla ve daha hızlı üretim için makineler yüksek hızlarda çalışmaktadır. Seri imalatla ürünlerin üretim süreleri saniyelerin altına inmektedir. Bu sistemlere güç veren motorlar yüksek hızlara çıkabilmektedir. Yüksek hızla dönen parçalarla çalışan makine elamanlarının rezonans olgusuyla karşılaşma olasılıkları daha fazladır ve sistemin güvenilirliği azalmaktadır. Bu yüzden, periyodik titreşim ölçümleri yapılarak, titreşim genlik değerlerinin emniyetli bölgede kalması kontrol edilir. Eğer bir yapı ya da makine elemanı doğal frekansı ile aynı frekansta çalışırsa yapıda titreşimlerin genlikleri sürekli artar ve kalıcı hasar oluşur. Bu olgu rezonans olarak tanımlanır. Doğal frekans değerlerine yakın titreşimler ya da titreşim karakterlerindeki değişimler, sistemde kırılma ya da hasarın habercisi olabilir. Doğal frekans değerlerinin bilinerek, döner elemanların çalışma devirlerinin belirlenmesi rezonans hasarından korunmayı sağlar [1].

Pervane geminin ana motorundan üretilen enerjiyi kullanarak, gemi için gerekli olan itme kuvvetinin oluşmasını sağlar. Pervanenin geometrisinin performansına etkisi büyüktür. Mikro düzeyde sapmaların bile pervane performansına olan etkisi büyüktür. Önceki çalışmalar göstermektedir ki, pervane geometrisindeki ufak değişiklikler gemide titreşimlere sebep olmaktadır [2].

Pervaneden kaynaklanan titreşimin ortaya çıkmasına sebep olan ana faktörler, tek bir pervane üzerine büyük güçler uygulanması, tek pervaneli gemilerin boylarının artması ve neticede geminin seyir hızında daha yüksek modlardaki titreşimlerde, kritik duruma düşmesidir. Mevki olarak pervane, gemi ve shaft titreşiminin bütün modlarında titreşim şiddetini arttıracak en ideal yere konulmuş olduğundan, pervane üzerine uygulanacak güç, izin verilen pervane ikazı seviyesini aşmayacak kadar olmalıdır. Bu nedenle seyir hızındaki pervane devrinde, teknede rezonans oluşmasa bile, geminin kıç kısmında lokal titreşimler olabilir [3].

Gemi pervanesi üreticilerinin çoğunluğu Mangan Bronzu veya nikel-alüminyum-bronz gibi yüksek korozyon direnci, yüksek akma mukavemetli ve emniyetli malzemeler kullanırlar. Metalik pervanelerde hasarlar titreşim, yorulma, korozyon ya da kavitasyon gibi sebeplerden oluşur. Ayrıca metalik malzemeler zayıf sönümlenme özelliklerinden dolayı gürültüye sebep olurlar. Diğer yandan kompozit malzeme, kavitasyon, korozyon, yüksek ömür, sessiz çalışma, yüksek malzeme sönümlenme değeri gibi özelliklerden dolayı iyi bir alternatif olmaktadır [4]. Diğer yandan Hang [5], kompozit pervane üzerinde hibrit çalışmalar gerçekleştirerek, yapısal sönüm katsayısını tahmin etmiştir. Çalışmalar göstermiştir ki, kompozit yapıların dinamik performansında sönüm katsayısı önemli bir etkiye sahiptir.

Khan [6] 2013 yılındaki çalışmasında Alüminyum ve kompozit pervaneler için statik ve dinamik analiz gerçekleştirmiştir. Çalışmasında, pervane kanatlarını, göbekten sabitlenmiş bir kiriş eleman olarak modellemiştir. Kanat yüzeyinin kökünden, ucuna kadar artan hidrostatik basınç dağılımı yerine, kanat üzerinde tek bir noktada, sabit bir kuvvet uygulamıştır. Sonuçlarda, kompozit pervanenin doğal frekans değerlerinin, alüminyum pervaneden %80,5 oranında daha fazla olduğu tespit edilmiş ve 2000-3000 Hz aralığında çalışması önerilmiştir. Benzer bir çalışma Yahya [7] tarafından yapılmıştır. Farklı katmanlarda kompozit ve alüminyum pervanenin dinamik analizi yapılmıştır. Harmonik analiz sonuçlarında, kompozit pervanenin, alüminyum pervaneden %65 oranında daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Modal analiz sonuçlarında kompozit pervanenin %64 ile %72 oranında daha yüksek olduğu görülmüştür.

Bonnes [8] simetrik modal analiz tekniğini 5 kanatlı monoblok pervane üzerinde tanımlamış ve çözüm süresini düşürmeyi ele almıştır.

Kishore [9] 3 kanatlı pervane üzerinde bir harmonik analiz çalışması yaparak, frekans ve yer değiştirme değerlerini incelemiştir. Daha sonra çalışmasını kompozit ve NAB malzemeli pervaneler kullanarak genişletmiştir.

Lin ve Tsai [10] MAB malzeme kullanılarak yapılmış bir pervanenin mod şekillerini ve doğal frekanslarını incelemiş, sonuçları kompozit malzeme ile karşılaştırmıştır. Lin ve Tsai panel metodu ile ideal akışkan kullanarak olası akışı incelemiştirler. Bu metot, akış bölgesindeki elemanları gövde olarak inceler. Bu şekilde, akışkan tarafından oluşturulan basınçtan ek kütle hesaplanarak, çözüme dâhil edilir.

Numerik hesaplarda ek akışkan kütlesi, MAB malzeme pervanede kütlesine eşit alınmış, kompozit malzemede ise 7 kat daha fazla alınmıştır. MAB pervanesinin su altında doğal frekansları %23 ile %30 oranlarında ve kompozit pervanesinin ise %43 ile %63 oranlarında daha düşük olduğunu hesaplanmıştır. Suya batırılmış durumda, kanatlardaki doğal frekans düşmektedir. Havada ve su altında yapılan testlerin sonuçlarında mod şekilleri hemen hemen aynı olduğunu ifade etmişlerdir. Hava ve su altında yapılan bir diğer çalışma is Ren [11] tarafından 2014 yılında yapılmıştır. Ren, Lin ve Tsai 'ye ek olarak sınır koşullarının etkisini de incelemiştir. Suya batırılmış pervanesinin doğal frekansının, havadaki doğal frekansından daha düşük olacağı sonucuna ulaşılmıştır.

Vardhan, Ramesh ve Reddy [12] NAB ve GRFB malzemeli pervanelerin üzerinde statik ve modal analizler yapmışlardır. Raporlarında bu iki malzemenin doğal frekans değerlerinin hemen hemen aynı olduğunu belirtmişlerdir. İzotropik malzemelerin, ortotropik malzemelerden daha rijit bir yapıda olmasından dolayı NAB malzemeden üretilmiş pervanelerin doğal frekanslarının biraz daha yüksek olduğunu ifade etmişlerdir.

1.2 Tezin Amacı

Günümüz dünyasında artık kolaylıkla yapılan ülkeler arası ticarete, taşımacılık yükünün önemli bir kısmında gemiler yer almaktadır. Deniz yolu, hava ve kara yollarına göre daha ucuz kalmaktadır. Taşıma sürecinin en kısa sürede tamamlanması gemilerin hızına bağlıdır. Gemide tahrik oluşturan pervaneler, çalışma devri ile gemilerin hızını tayin ederler. Gemilerin önemli yapısal elemanlarından olan pervaneler, gerekli hızı ve itme gücünü sorunsuz şekilde oluşturmalarıdır.

Bu çalışmada ise, 3 kanatlı bir pervanesinin, serbest durumdaki ve su altındaki titreşim karakteristikleri incelenmek istenmiştir. Sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak, çözümlemeler yapılmıştır. FEM paket programları olan ANSYS ve SOLIDWORKS kullanılarak modal analizler gerçekleştirilmiştir, yapılan sonlu elemanlar çalışmaları, deneysel çalışmalar ile desteklenmiştir. Çalışmanın amacı, deniz taşıtlarına itki gücünü sağlayan pervanelerin, titreşim kaynaklı hasarlarının önüne geçilmesi, çalışma devrinin belirlenmesi konularını teorik, deneysel ve sonlu

elemanlar yöntemleriyle çözümlenmektedir. Çalışmanın sonlarında pervanenin su altındaki durumu incelenerek yorumlanmıştır.

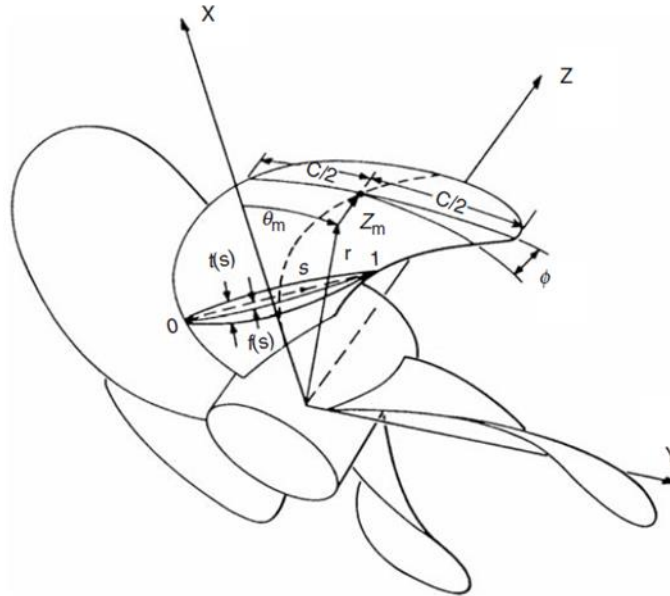
1.3 Hipotez

Pervaneler deniz taşıtlarının, hareketini sağlayan itki sisteminin önemli elemanlarından biridir. Pervane, güç üreten motor sistemi ile bağlantılı olduğundan, tüm gemi üzerinde etki etmektedir ve pervanedeki titreşimler büyük hasarlara sebep olabilmektedir. Pervaneye etki eden santrifüj kuvvetler, pervanenin doğal frekansını artırır. Pervane titreşimi su ve hava ortamlarında incelediğinde, pervanenin su altındaki doğal frekansları, hava ortamındaki doğal frekanslarına göre daha düşük olur. Pirinç malzemeden üretilen, 3 kanatlı pervanenin, sonlu elemanlar yöntemiyle modellenip çözümlenerek, doğal frekans değerleri ve mod şekilleri elde edilerek, modal test ile doğrulanmıştır.

2.1 Pervane Tasarımı

Pervane tasarımında amaç, minimum güç gereksinimine karşılık maksimum verimle çalışacak optimum pervane geometrisinin belirlenmesidir. Bu gerçekleştirilirken aynı zamanda pervanenin mukavemet açısından yeterli olması, en az kavitasyon göstermesi ve en az titreşime neden olması istenir. Dizayn edilecek pervanenin performans karakteristiklerini belirleyecek temel parametreler pervaneye verilen güç, pervane devri ve gemi hızıdır [13].

Pervane kompleks bir geometrik datadır. Şekil 2.1’de görüldüğü gibi geometri kanat sayısı (N), pervane çapı (D), kesit radyüsü, kord uzunluğu (C), hatve (P), hatve açısı (ϕ), çarpıklık açısı (θ), kanat eğikliği, dış bükümlük (f), kesitin maksimum kalınlığı (t) ve kanat yüzeyinin ötelenmesi gibi birçok parametreyi barındırmaktadır [14].



Şekil 2.1 Pervane Tasarımındaki Geometrik Detaylar [10]

Üretilen pervaneler genellikle iki yöntemle tabi tutulurlar. Test sonuçlarından elde edilen standart pervaneler ya da sirkülasyon teorisine dayanan matematiksel yöntemlerle elde edilen tasarımlardır [15].

Şekil 2.1’de görüldüğü gibi pervane geometrisi birçok parametreye bağlı kompleks bir geometriye sahiptir. Buradaki her bir parametre pervanenin oluşturduğu itki gücünde ve pervane veriminde önemli etkiye sahiptir. Bu çalışmada kullanılan pervane Eriş Pervane tarafından üretilen S serisi EP 090 bir pervanedir.

Pervaneler için malzeme seçiminde dikkat edilmesi gereken hususlar vardır. Özellikle su altında çalıştırıldıklarından, korozyon direnci önemlidir. Aşağıdaki malzeme tipleri, pervane üretiminde kullanılmaktadır.

Alüminyum: Ucuz ve kolay tamir olmasından dolayı tercih edilir. Genellikle dış akışlı botlarda kullanılır.

Paslanmaz Çelik: En dayanıklı ve uzun ömürlü pervane malzemesidir.

Plastik ve Kompozit Malzeme: Çok yüksek yüklere maruz kalan pervanelerde tercih edilir. Tamir edilmesi zordur.

Mangan Bronzu: Makul fiyatlı malzemedir ve tamiri kolaydır. Tuzlu sularda kullanılması halinde korozyona sebep verebilir

Bakır Döküm Alaşımları: Döküm ile pervane üretiminde bakır alaşımları tercih edilir [16].

Bu çalışmada ki pervane Pirinç malzemedен üretilmiştir. Dökümden sonra talaşlı imalat yöntemleriyle yüzey pürüzlülükleri giderilmiştir. Tablo 2.1’de Pirinç malzemenin mekanik özellikleri bulunmaktadır.

Tablo 2.1 Pirinç Malzeme Mekanik Özellikleri

Özellikler	Pirinç Malzeme Özellikleri
Elastisite Modülü (Mpa)	100000
Poisson Oranı	0,33
Yoğunluk (kg/m ³)	8500

Pervane geometrisinin kompleks olması tasarımı zorlaştırmaktadır. Bu çalışmada Eriş Pervane tarafından üretilen pervanenin, CAD geometrisini tarama yöntemiyle elde edilmiştir. 3B optik tarama ile dosya nokta bulutu olarak SOLIDWORKS tasarım programına aktarılmıştır.

SOLIDWORKS Programının içinde bir eklenti olarak çalışan GeoMagic Programı ile Şekil 2.2’de gösterilen tarama verisi CAD datasına dönüştürülmüştür. CAD datasına dönüştürülmesinin amacı sonlu elemanlar programında kullanılabilir olması içindir. Pervanenin ağırlığı tartılarak öğrenilmiş ve CAD programındaki ağırlığı ile kıyaslanarak, taranmış geometrinin doğruluğu saptanmıştır.



Şekil 2.2 Taranmış Pervane Geometrisi

3 Kanatlı Pervanenin Deneysel ve Sonlu Elemanlar Yöntemleriyle Modal Analizi

3.1 Modal Analiz Tanımı

Modal analiz bir yapının dinamik davranışını belirlemekte kullanılır. Modal analiz gerek teorik yöntemler, gerekse deneysel yöntemler kullanılarak icra edilir. Bir yapı doğal frekansta titreşime başladığında, genlikler artan bir şekilde büyür, yapı bu titreşimi sönümleyemez ve kalıcı hasar oluşur. Yapının bu hasara uğramamasını sağlamak için, doğal frekans değerleri elde edilerek gerekli tedbirlerin alınması gerekir. İşte tam da bu noktada modal analiz kullanılarak, problem oluşmadan çözüm sağlanır.

İlk titreşim modu, minimum potansiyel ve şekil değiştirme enerjisiyle meydana gelir ve en büyük titreşim hasarını oluşturur. Ardından gelen diğer mod şekilleri daha fazla enerjiye gereksinim duyar ve dolayısıyla daha yüksek şekil değiştirme enerjisi ihtiva eder. Harmonik girdiler içeren problemlerde, birden fazla doğal frekansın bilinmesi gerekir. Bu doğal frekanslar, ihtiyaç duyulan dinamik analizlerde kullanılacaktır [17].

Bir katı madde Rijitmod, Esneme modu, Burulma modu olmak üzere titreşimlerini gerçekleştirir. Mod, cismin yaptığı titreşim hareketinin şeklini ifade eder. Günümüzde doğal frekansı hesaplamak için en kolay yol olan, FEA çözümleri kullanılır. Sonlu Elemanlar ile elde edilen doğal frekans değerlerinin, deneysel yöntemlerle doğrulanarak, modelin doğru kurulduğu kontrol edilmelidir [18].

Günümüzde paket sonlu elemanlar programlarının gelişmesiyle, birlikte teorik çözümler bilgisayar ortamında, sonlu elemanlar yöntemi (FEM) ile tamamlanmaktadır. Bu programlar sayesinde, yapının özdeğerleri ve özdeğer vektörleri hesaplanarak, titreşim durumundaki davranışlar elde edilir. Özdeğerler aynı zamanda yapının doğal frekanslarını temsil eder. Özdeğer vektörleri ise yapının mod şekillerini gösterir. Bu çalışmada Şekil 3.1’de gösterilen pervane kullanılmıştır.



Şekil 3.1 Pervane CAD Geometrisi

3.2 Teorik Modal Analiz

Modal analiz bir sınır koşuluna bağlı ya da serbest halde uygulanabilir. Serbest haldeki, herhangi bir sınır koşulu olmayan modal analiz, free-free modal analysis (serbest titreşim analizi) olarak adlandırılır. Serbest haldeki analizde herhangi bir yük ya da sınır koşulu uygulanmaz. Bu çalışmanın ilk bölümünde serbest haldeki analiz incelenmiş ve deneysel modal analiz ile desteklenmiştir. Serbest haldeki modal analizin teorik hesabı incelenmiştir. Temel dinamik denklemi [19];

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\} \quad (1.1)$$

Burada $[M]$ kütle matrisi, $[K]$ rijitlik matrisi, $[C]$ sönüm matrisi ve $[F]$ kuvvet vektörünü temsil eder. Doğal frekans model üzerinde sönüm ve kuvvetin olmadığı durumda, elde edilir. Dolayısıyla denklem (2) nolu hali alır.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = 0 \quad (1.2)$$

Sinusoidal bir titreşim olduğu varsayılarak yer değiştirme aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\{x(t)\} = \{\theta\}e^{i\omega t} \quad (1.3)$$

İvme yer değiştirme üzerinden iki türev alınarak aşağıdaki gibi yazılır.

$$\{\ddot{x}\} = -\omega^2\{\theta\}e^{i\omega t} \quad (1.4)$$

2. ve 3. Denklemleri düzenlersek aşağıdaki sonucu elde edilir.

$$(-\omega^2[M] + [K])[\theta]e^{i\omega t} = 0 \quad (1.5)$$

$e^{i\omega t}$ 0 olamayacağından dolayı nihai formu şu şekilde yazılabilir.

$$|[K]-\lambda[M]|\{\theta\}=0 \quad (1.6)$$

Burada;

$\lambda = -\omega^2$ doğal frekans olan özdeğerleri

θ = Doğal frekansların mod şekillerini ifade etmektedir.

Bu teorik hesapların sonucunda yapının doğal frekansları ve mod şekilleri elde edilir.

3.3 Deneysel Modal Analiz

Deneysel modal analiz (modal test), yapıların doğal frekanslarını, sönüm katsayılarını ve titreşim testlerinde mod şekillerini elde etmeyi sağlar. Doğal frekans durumundaki yapının titreşim şekli mod olarak adlandırılır. Doğal frekansları değerlerine göre sıralanırken, en küçük değer temel frekans ve en küçük mod ise, ilk mod şekli olarak tanımlanır [20]. Modal analizle ilgili çalışmalar aşağıdaki gibi özetlenebilir.

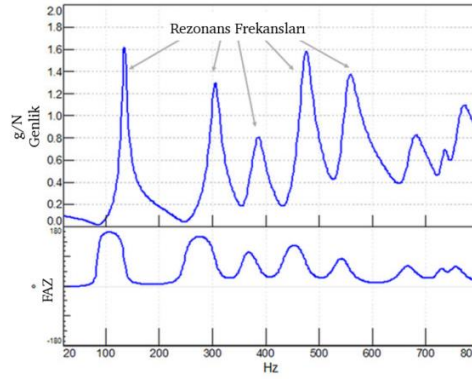
1- Bir yapı ya da makine elemanı rezonans durumunda bir titreşime maruz kaldığında, zorlayıcı frekans çalışma frekansına eşittir. Bu durum sönümlemenin etkisiz olduğu durumda geçerlidir.

2- Deneysel modal analizde ölçülen frekans değerlerine karşılık, genlik ve faz değerleri tablosuna bakılarak, doğal frekanslar elde edilir.

Cohence fonksiyonu (β) gürültü sinyali olarak tanımlanmıştır. (β) ≈ 1 ise gürültüden kaynaklı ölçüm problemleri en aza indirgenmiş ve doğal frekans değerleri yakınsanmıştır. Cevap Fonksiyonu $H(i\omega)$, ise doğal frekans tepelerine bağlı olarak mod şekillerini bulmakta kullanılır.

3.4 3 Kanatlı Pervanenin Deneysel Modal Analizi

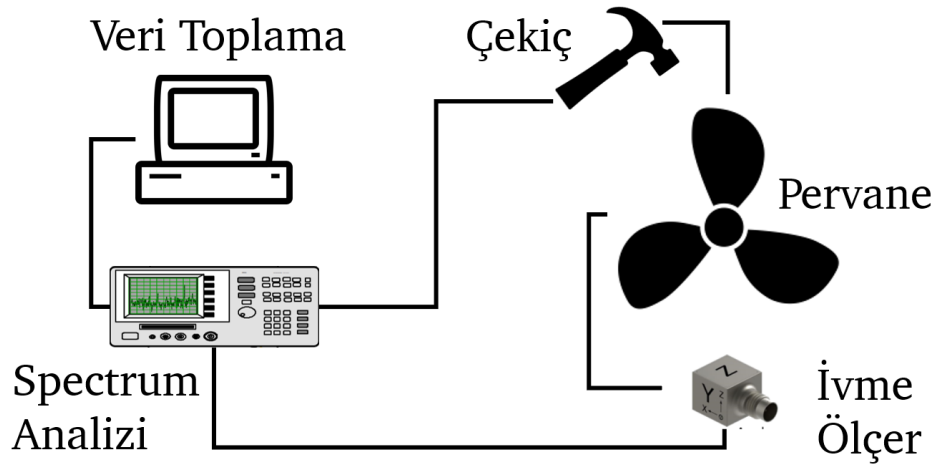
Deneysel modal analizde Frekans Cevap Fonksiyonu (FRF), frekans tabanlı ölçüm fonksiyonudur. Bir yapının doğal frekansları mod şekilleri elde edilir.



Şekil 3.2 Deneysel Analiz Çıktısı

Deneysel modal analiz, verilen giriş uyarısı ve çıkış grafikleri ile FRF (Frekans Cevap Fonksiyonu) elde edilir. Deneysel modal analiz kullanılan metotlara göre farklı giriş ve çıkış türleri içerebilir. Mekanik Sistemlerde genellikle uyarı sinyali bir kuvvettir. Yanıt fonksiyonu ise ivme, hız ve deplasman gibi sonuçlar olmaktadır. Akustik sistemlerde uyarı hacimsel ivme, çıktı ise ses basıncıdır. Akustik ve mekanik sistemlerde uyarı sinyali kuvvet ya da hacimsel ivme, çıkış ise ses basıncı ya da ivmedir. Dönen mekanik sistemlerde uyarı sinyali tork ve çıkış sinyali ise yer değiştirmedir. Şekil 3.2’de bu çalışmada kullanılan deneysel analiz çıktısı gösterilmektedir.

Bu çalışmada pervanenin doğal frekanslarını görmek için mekanik sistemde modal analiz düzeneği oluşturulmuştur. Şekil 3.3’te oluşturulan deneysel modal analiz sisteminin bir özet görüntüsü yer almaktadır.



Şekil 3.3 Deneysel Analiz Şematik Gösterimi

Pervane üzerine ivmeölçer yerleştirilip, serum ipi kullanılarak asılmıştır. Serum ipi gerekliliği esnekliği sağladığından, modal analiz için gerekli serbest sınır koşulları (free-free) sağlanmıştır. Brüel & Kjaer marka çekiç ile tavana asılı pervane üzerine vurularak NetdB12 titreşim analizi programı üzerinden veriler okunmuştur. Kullanılan ekipmanlar ve özellikleri aşağıdaki Tablo 3.1, Tablo 3.2 ve Tablo 3.3'te yer almaktadır.

Deneysel modal analizlerde uyarı ya bir titreşim cihazından ya da çekiç ile sağlanır. Çekiç ya da titreşim cihazında yapılan çalışmalarda pratik olarak herhangi bir fark bulunmamaktadır [21].

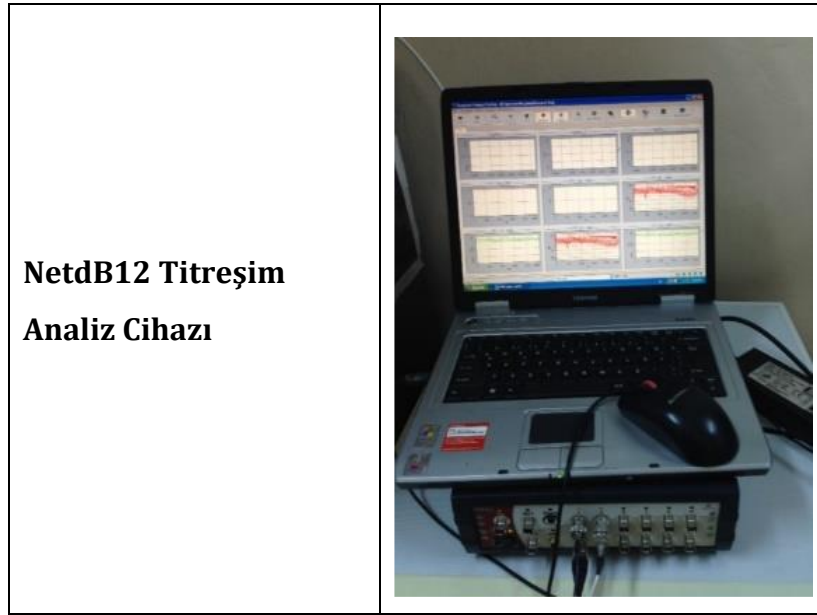
Tablo 3.1 Çekicinin Özellikleri

Brüel & Kjaer Type 8206-002 Modal Impact Hammer	
Hassasiyet	2.3 mV/N
Maksimum kuvvet	2200N
Efektif kütle	100gr

Tablo 3.2 İvme Ölçerin Özellikleri

İvmeölçer	
Hassasiyet	1000mV/g 5.7 gram
Maksimum İvme	5 gram ivmeölçer: 50 g peak Yerleştirme yüzeyine dik şekilde: 250 g peak

Tablo 3.3 Titreşim Analiz Cihazı



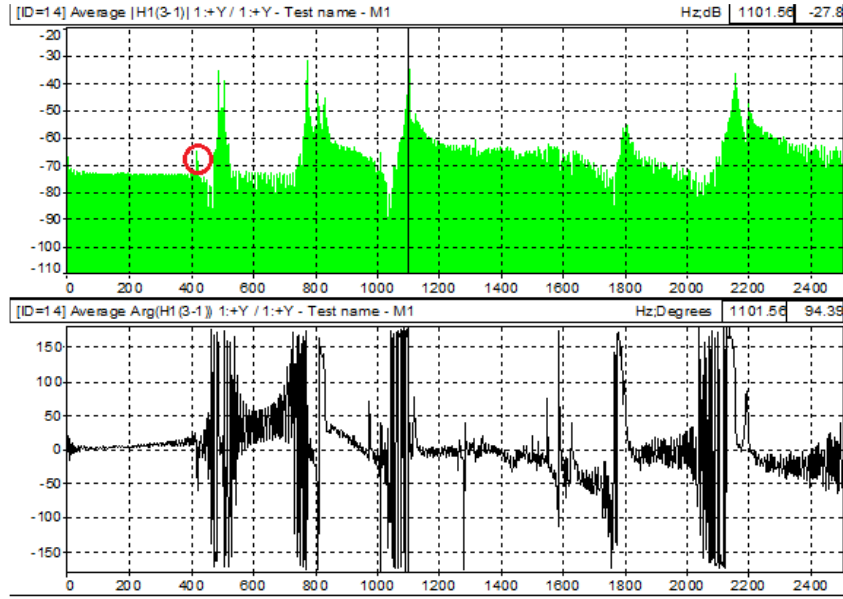
FRF hem genliği hem de fazını içeren karmaşık bir fonksiyondur. FRF, genlik, faz, reel ve sanal terimler içerir ve bu terimleri anlaşılabilir hale getirmek gerekir.

- FRF'nin reel bölümü doğal frekanslarda sıfıra eşit olacaktır.
- Sanal terim ise rezonans bölgelerinde tepe noktalar yaptığı görülecektir.

FRF fonksiyonu elde edilirken sistem çıkış uyarı sistemi ile giriş sinyali arasındaki transfer fonksiyonu kullanılır. Cevap olarak elde edilen grafikler sisteme verilen uyarı ile ivmeölçerlerden alınan verilerin zamanla olan ilişkisini gösterir. Burada zaman kümesinden (time domain), frekans kümesine (frequency domain) dönüştürmek için Fourier dönüşümü kullanılır. Bu yapılan dönüştürme işleminden sonra FRF elde edilir. Şekil 3.4'te blok diyagram üzerinde, FRF fonksiyonu temsili gösterilmiştir.



Şekil 3.4 Blok Diyagramı



Şekil 3.5 Frekans Cevabı Görüntüsü

Şekil 3.5'te FRF sonuçlarında tepe noktaları dikkate alınarak deneysel modal analiz sonuçları elde edilir. Elde edilen doğal frekans sonuçları Tablo 3.4'te gösterilmiştir.

Tablo 3.4 Deneysel Sonuçlar

Mode Numarası	Frekans (Hz)
1	420
2	490
3	510
4	776
5	834
6	1101

3.5 3 Kanatlı Pervanenin Sonlu Elemanlar ile Modal Analizi

Sonlu Elemanlar Yöntemi, değişik mühendislik problemlerine çözüm elde etmek için kullanılan sayısal bir yöntemdir. Gerilme, ısı transferi, akışkanlar mekaniği ve

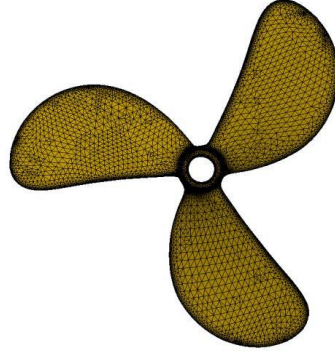
elektromanyetizma analizlerinde zamandan bağımsız, zamana bağlı, doğrusal veya doğrusal olmayan problemler, sonlu elemanlar yöntemi ile çözümlenebilir. Modern sonlu elemanlar yönteminin başlangıcı, bazı araştırmacıların elastik sürekli bir ortamı ayırık eşdeğer elastik çubuklar ile yaklaşık olarak modellediği 1900'li yılların başlarına kadar uzanabilmektedir. Ancak, Courant (1943) sonlu elemanlar yöntemini ilk geliştiren kişi olarak kabul edilmektedir. Courant, 1940'ların başında yayınlanan bir makalede burulma problemlerini araştırmak için üçgen şeklindeki alt bölümlerde parçalı polinom interpolasyonu kullanmıştır.

Sonlu Elemanlar Yönteminin kullanımında sonraki önemli adım, 1950'li yıllarda Boeing'in uçak kanatlarını modellemede üçgen gerilme elemanları kullanması ve başkalarının da bunu takip etmesi ile atılmıştır. Buna rağmen sonlu elemanlar terimi Clough tarafından ancak 1960 yılında popüler yapılmıştır. 1960'lı yıllar boyunca, mühendisler sonlu elemanlar yöntemini ısı transferi ve sızıntı akışları gibi mühendisliğin diğer alanlarında kullanmaya başlamışlardır. Zienkiewicz ve Cheung, tamamıyla sonlu elemanlar yöntemine tahsis edilmiş ilk kitabı 1967 yılında yazmışlardır. ANSYS programı ise ilk defa 1971 yılında sürülmüştür.

ANSYS, 100000 satırdan fazla kod içeren ve genel amaçlı kullanımı olan kapsamlı sonlu eleman bilgisayar programıdır. ANSYS ile statik dinamik, ısı transferi, akışkanlar ve elektromanyetizma analizleri gerçekleştirilebilir. ANSYS 40 yılı aşkın süredir ileri gelen bir sonlu elemanlar programı olmuştur [22].

Tez çalışmasının bu bölümünde sonlu elemanlar yöntemi ile pervanenin doğal frekansları ve mod şekilleri tespit edilmiştir. Tarama ile elde edilen CAD geometri SOLIDWORKS Simulation programında analiz edilerek değerlendirilmiştir. Pervanenin malzemesi Pirinçtir ve mekanik özellikleri Tablo 2.1'de verilmiştir.

Pervane geometrisinden dolayı katı elemanlar kullanarak mesh atılma işlemi gerçekleştirilmiştir. 278495 adet yüksek kaliteli tetrahedral eleman kullanılarak mesh atılmıştır. Buna karşılık 441054 düğüm noktası oluşmuştur. Pervane toplamda 1323162 serbestlik derecesine sahiptir. Pervanenin Mesh modelinin görüntüsü Şekil 3.6'dadır.



Şekil 3.6 Pervanenin Mesh Modelinin Görüntüsü

Doğal frekans bulmak için yapılan modal analizde sınır koşulları tanımlanmamış ve model serbest durumda (free-free) olarak çözdürülmüştür. SOLIDWORKS Simulation ile yapılan çözümlemelerde elde edilen sonuçlar bir sonraki kısımda sunulmuştur.

3.6 Sonlu Elemanlar Analiz Sonuçları

SOLIDWORKS Simulation kullanılarak yapılan sonlu elemanlar analizlerinde ilk 6 frekans değeri sıfıra yakın sonuçlar vermiştir. Serbest titreşim analizinde ilk 6 mod katı bir cismin serbestlik derecesini temsil eder. Bir katı cismin 3 dönme ve 3 öteleme serbestliği bulunur. Dolayısıyla yapılan her serbest titreşim analizinde ilk 6 mod (rijit modlar) sıfır çıkmaktadır. İlk anlamlı mod ise 7. Mod olacaktır [23]. Anlamlı olan ilk 6 modun frekansları Tablo 3.5'te verilmiştir.

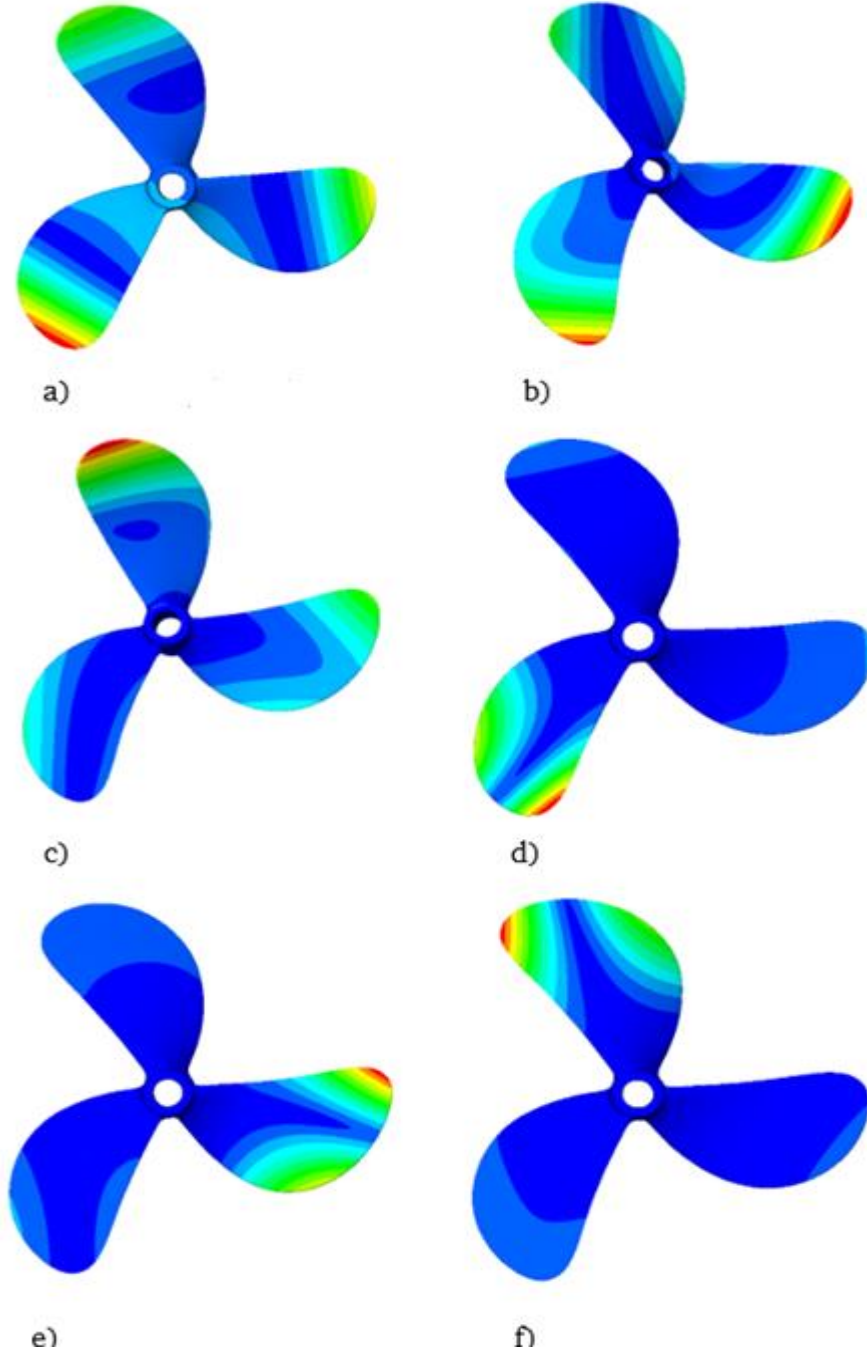
Tablo 3.5 FEM Sonuçları

Mod	SOLIDWORKS Sonuçları (Hz)
1	410,36
2	475,99
3	497,11
4	759,99
5	792,68
6	819,57

3.7 3 Kanatlı Pervanenin Titreşim Modları

Yapılan analizde elde edilen doğal frekanslara karşılık gelen mod şekilleri incelenmiştir. Kanat geometrisi, gövde geometrisine göre daha ince bir yapıya sahip

olduğundan titreşimlerin kanat geometrisi üzerinde olduğu tespit edilmiştir. Ancak 3000 Hz ve üzeri modlarda göbek üzerinde titreşimler olduğu görülmüştür. Şekil 3.7’de FEM programından elde edilen mod şekilleri gösterilmiştir. İlk 3 mod pervane kanadı üzerinde 1 düğüm noktası ile oluşan eğilme modudur. Diğer 3 mod ise 1 düğüm noktası ile oluşan burulma modlarıdır.



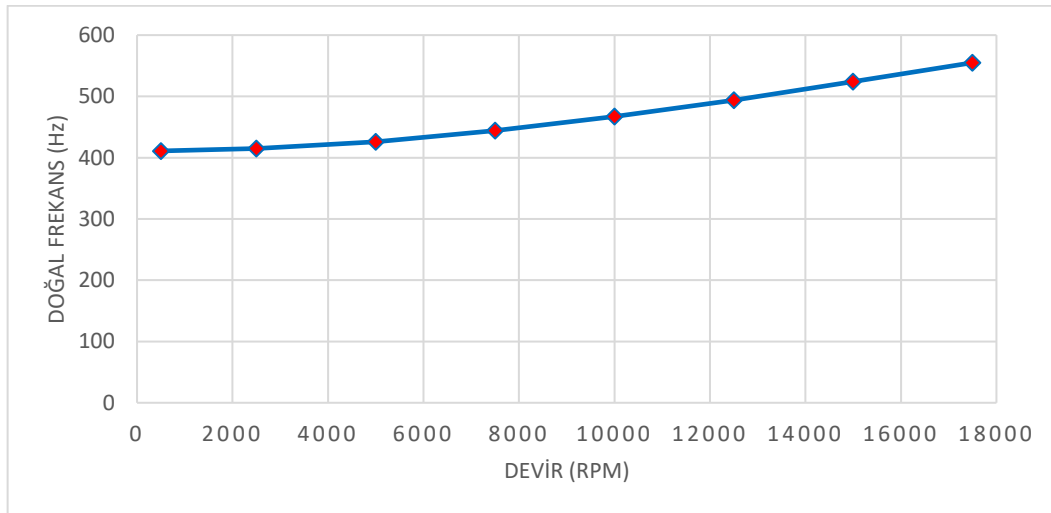
Şekil 3.7 FEM Sonuçları Mod Şekilleri a) 1.Mod-Eğilme Modu, b) 2.Mod-Eğilme Modu, c) 3.Mod-Eğilme Modu, d) 1.Mod-Burulma Modu, e) 2.Mod- Burulma Modu, f) 3.Mod- Burulma Modu

3.8 3 Kanatlı Pervanenin Hava Ortamında Serbest Dönme Durumunda Modal Analiz

Pervane kanatları göbeğe hatve açısı (pitch angle) ile bağlıdır. Bu açı pervane döndüğü zaman suyu arkaya doğru iterek ileri doğru bir itme kuvveti oluşturur. Pervaneler daha yüksek devirlere çıktıklarında daha fazla itme kuvveti oluşturarak, hızı artırır. Yüksek hızlarda pervanelerin üzerine daha fazla kuvvet etki eder. Dönme hareketinden dolayı oluşan merkezkaç kuvveti, pervanenin en ince ve hassas yapısı olan kanatlara da eksenel çekme kuvveti oluşturacaktır.

Xiao-Dong dönen kirişler üzerinde serbest titreşim analizinde, santrifüj kuvvetlerin etkisini incelediğinde, bu kuvvetlerin yapının rijitliğini artırdığı sonucuna varılmıştır. Dolayısıyla artan rijitlik, doğal frekans değerlerinin yükselmesine sebep olmuştur [24].

Düşük ve orta hız teknelerinde yüksek motor devirlerine çıkılmaktadır. Bu devir aralığında pervane üzerinde doğal frekans değişiminin grafiği Şekil 3.8'dedir. Devir sayısının artmasıyla birlikte, doğal frekans değerlerindeki artış düşmektedir. Bu artış miktarı en fazla ilk doğal frekansta gözlenmektedir. Daha sonraki doğal frekanslarda ise bu artış, ilk doğal frekansa göre daha az olduğu görülmektedir. Tablo 3.6'da serbest modal analiz ve devir öngerilmeli modal analiz sonuçları gösterilmiştir.



Şekil 3.8 Pervane Devri ve Pervanenin Birinci Doğal Frekansı

Tablo 3.6 Serbest Modal Analiz ve 4000 rpm Sınır Koşulunda Modal Analiz

Mod	Serbest Modal Analiz (Hz)	4000 rpm Sınır Koşulunda Modal Analiz (Hz)
1	410,36	422,32
2	475,99	486,09
3	497,11	507,18
4	759,99	769,14
5	792,68	800,07
6	819,57	826,48
7	1072,3	1085,2
8	1092,7	1105,6
9	1444,8	1458,7
10	1741,9	1753,3

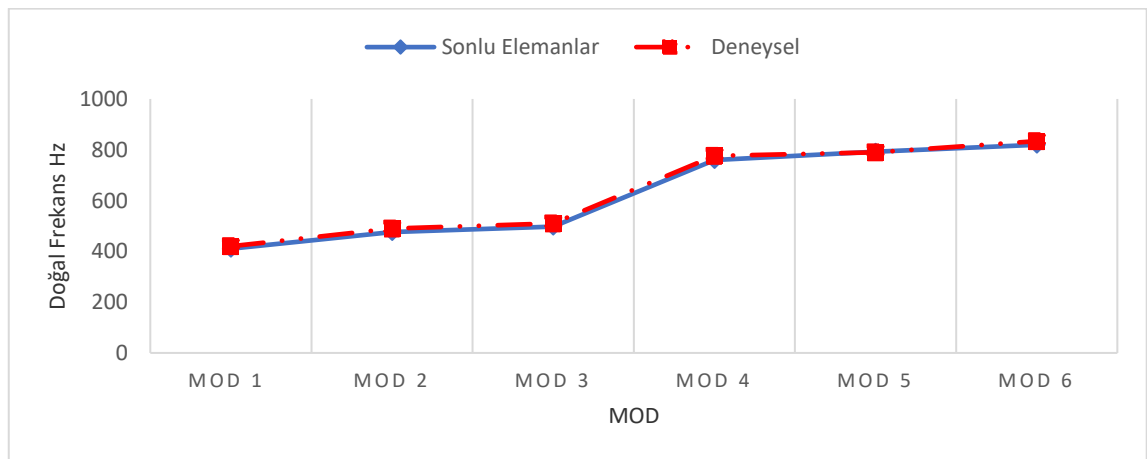
3 Kanatlı Pervanenin Deney ve FEM Sonuçlarının Değerlendirilmesi

4.1 3 Kanatlı Pervanenin Deney ve FEM Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Mustafa 1986 yılında deneysel, analitik ve sonlu elemanlar yöntemi kullanarak yaptığı modal analizlerde, deneysel ve sonlu elemanlar çalışmalarının sonuçlarının birbiriyle uyumlu şekilde çıktığını kanıtlamıştır [25].

Mehmet Ali Yaman 2011 yılında gemilerdeki kırlangıç yapılarının teorik ve deneysel titreşim analizlerinde, sonlu elemanlar ve deneysel sonuçlarını karşılaştırmıştır. Yaptığı çalışmada deneysel modal analiz ile sonlu eleman analizi sonuçlarının karşılaştırılmasında hatanın çok düşük olduğu gözlemleyerek, sonlu eleman modellerinin doğruluğunu ortaya koymuştur [26].

Tezin bu aşamasında deneysel modal analiz ve sonlu elemanlardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması incelenmiştir. Çekiç testi ile yapılan deneysel çalışma ile sonlu elemanların çıktıları birbirleriyle uyuşmaktadır. Sonlu elemanlar modeli ile yapılan çalışmanın, çekiç testi ile sağlaması yapılmıştır. Buradan elde edilen sonuçlar, sonlu elemanlar modeli doğrulanmıştır.



Şekil 4.1 Deneysel ve Sonlu Elemanlar Verisinin Karşılaştırılması

Şekil 4.1 üzerinde gösterilen grafikten anlaşılacağı üzere, deneysel sonuçlar sonlu elemanları doğrulamaktadır.

Burada yapılan çalışmada aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir;

- 3 kanatlı pervanenin sonlu elemanlar modeli ile aynı pervanenin deneysel sonuçları arasındaki hatanın çok az olduğu belirlenmiştir. Böylece sonlu elemanlar modelinin doğru olduğu belirlenmiştir.
- Pervanenin ilk titreşim modlarının kanat geometrisi üzerinde olduğu belirlenmiştir. 3000 Hz ve üzeri frekanslarda göbek üzerinde titreşimlerin olabileceği tespit edilmiştir.
- Bundan sonraki çalışmalarda Sonlu Elemanlar Yöntemi ile pervanenin doğal frekanslarının elde edilebileceği belirlenmiştir.
- Yüksek frekanslarda sonlu elemanlar modeli ile deneysel modal analiz arasındaki farkın arttığı ancak kabul edilebilir sınırlarda olduğu saptanmıştır.

Hava Ortamında Pervane Modal Analizleri

5.1 Alüminyum Pervane Modal Analizi

Alüminyum ve Alüminyum alaşımları malzemeler, hafif olmaları ve korozyon dirençlerinin yüksek olmaları sebepleriyle, pervane sektöründe sık kullanılan malzemeler olarak yerlerini alırlar. Tablo 5.1’de Alüminyum malzemenin mekanik özellikleri belirtilmiştir.

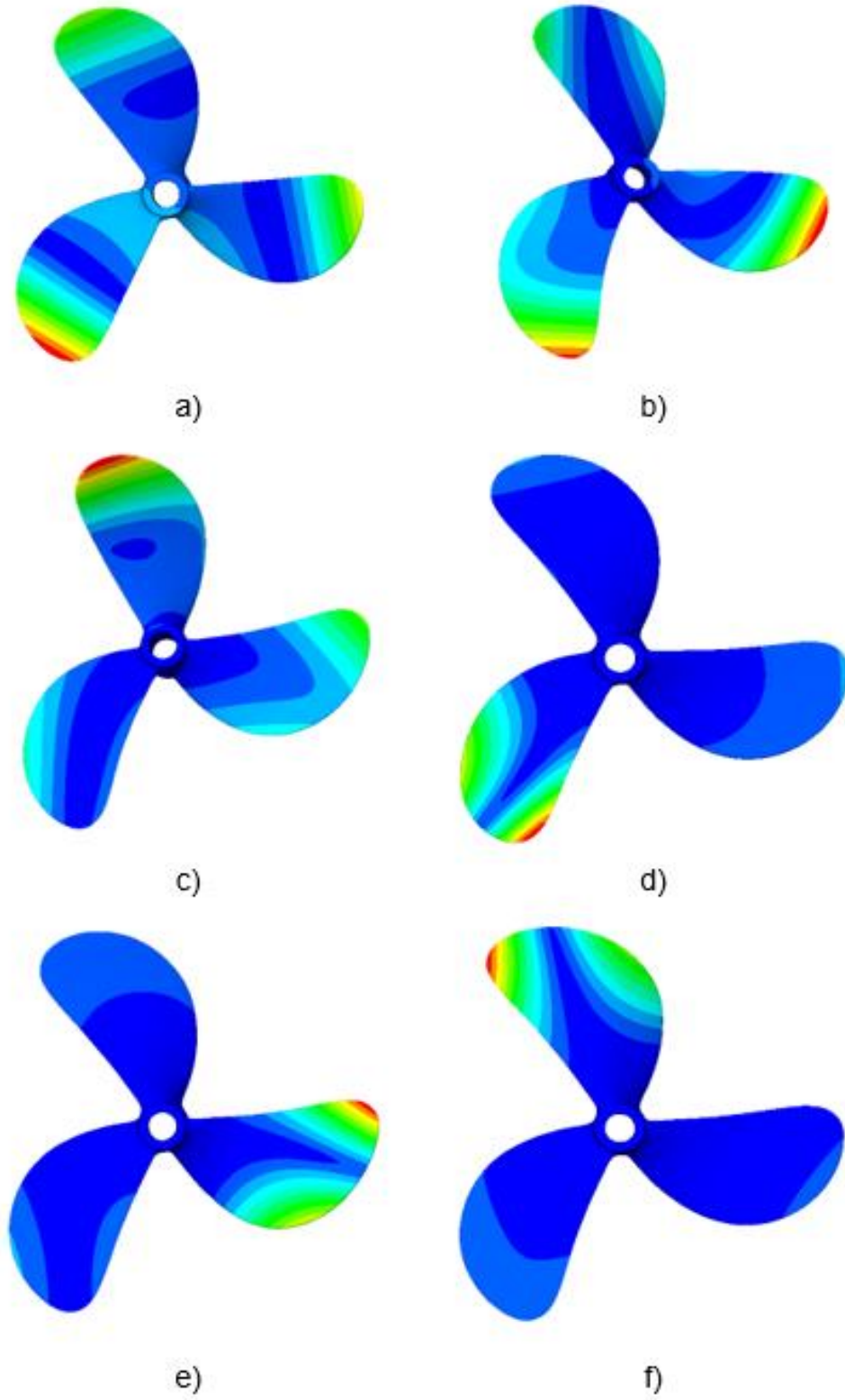
Tablo 5.1 Alüminyum Malzeme Mekanik Özellikleri

Özellikler	Alüminyum Malzeme Mekanik Özellikleri
Elastisite Modülü (Mpa)	70000
Poisson Oranı	0,33
Yoğunluk (kg/m3)	2700

SOLIDWORKS Simulation programında sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan analiz sonucunda, Alüminyum malzeme modeline ait doğal frekans değerleri Tablo 5.2’de mod şekilleri ise Şekil 5.3’te gösterilmiştir.

Tablo 5.2 Alüminyum Pervane Doğal Frekansları

Mod	Frekans (Hz)
1	609,25
2	706,53
3	737,45
4	1128
5	1176,4
6	1216,3

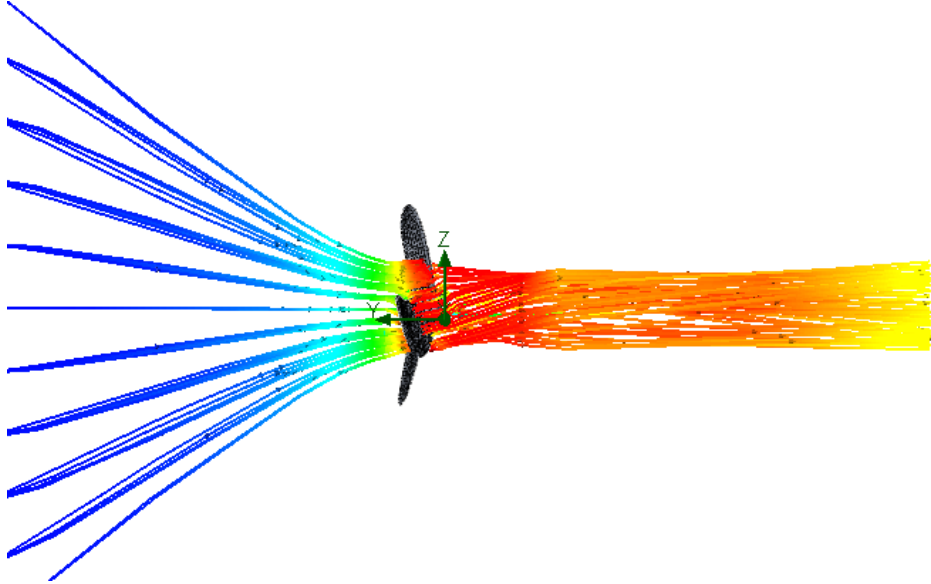


Şekil 5.1 Alüminyum Pervane Mod Şekilleri a) 1.Mod-Eğilme Modu, b) 2.Mod-Eğilme Modu, c) 3.Mod-Eğilme Modu, d) 1.Mod-Burulma Modu, e) 2.Mod- Burulma Modu, f) 3.Mod- Burulma Modu

5.2 Alüminyum ve Pirinç Pervanelerin Statik Analizleri

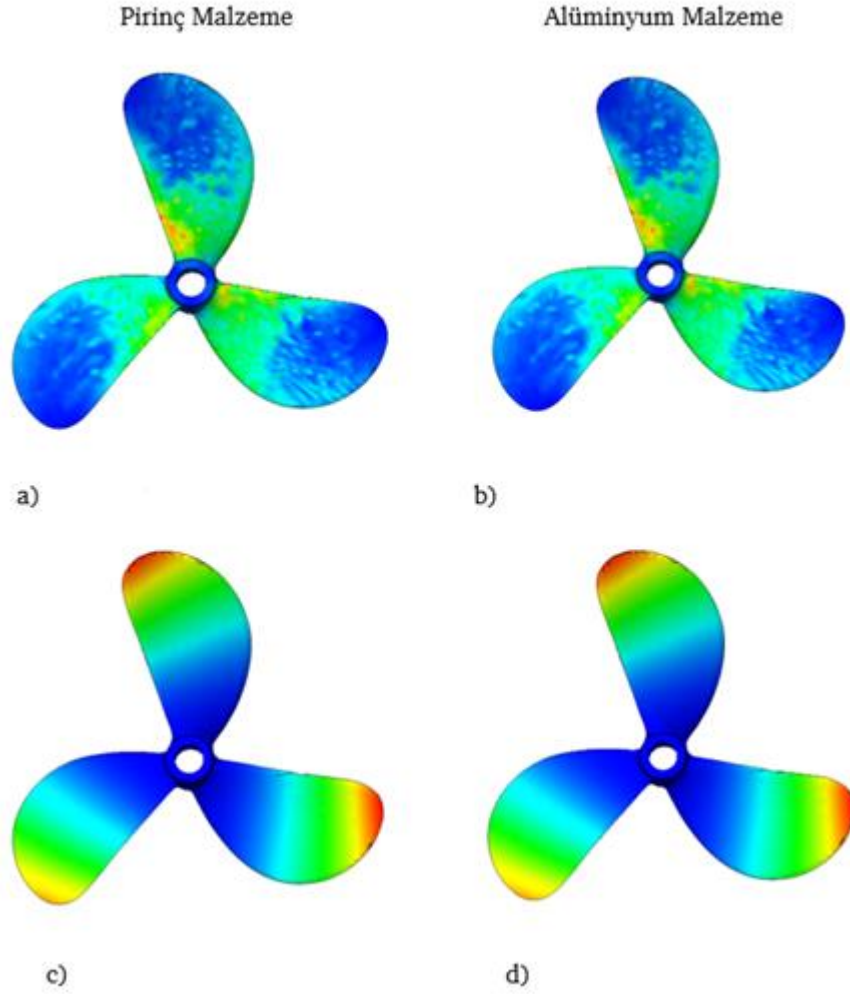
Pervanenin üzerine gelen kuvvetleri bulabilmek için öncelikle FLOEFD programında akış analizi gerçekleştirilerek sonuç kuvvetlerini elde edilmiştir. FLOEFD programı sonlu hacimler metodunu kullanarak, akışkanlar mekaniği problemlerinin çözümlenmesini sağlar. Siemens tarafından sunulan bu program, birçok CAD program ile bütünleşik çalışabilmektedir.

Akış analizinde sınır şartları olarak normal atmosfer basıncı altında, ortalama dakikada 4000 rpm ile döndüğü sınır şartlarını kabul ederek, programda uygulamasını yaptık. Şekil 5.2’de pervanenin dönmesi sonucu oluşan akış izleri görülmektedir. Uygulama sonucunda elde edilen kuvvetleri statik analizde uygulayarak sonuçlar yorumlanmıştır.



Şekil 5.2 Floefd Akış Analizi Sonuç Görüntüsü

Floefd programında çıkan kuvvetleri kolay bir ara yüzle statik analize aktarılmıştır. Statik analiz sonuçlarını incelediğimizde Alüminyum ve Pirinç malzemenin aynı yükler altında, yakın sonuçlar verdiği görülmüştür. Elde edilen sonuçlar Şekil 5.3’te sonuçları gösterilmiştir.



Şekil 5.3 Alüminyum ve Pirinç Malzeme Pervanelerin Statik Analiz Sonuçları
a)Maksimum Gerilme 166.5 MPa, b)Maksimum Gerilme 166.5 MPa, c)Maksimum Sehim 2.6 mm, d)Maksimum Sehim 3.7 mm

5.3 Akış Yükünün Doğal Frekansa Etkileri

Pervanenin akış durumunda pervaneye gelen yükler üzerinde statik analizini gerçekleştirdik. Pervanenin, gerçek çalışma şartlarında su ile etkileşiminden kaynaklı statik yükler ve dönme durumundan kaynaklanan santrifüj kuvvetler etki etmektedir. Bu çalışmada serbest durumda olan pervanenin, bu yükler karşısındaki doğal frekans değişimlerini incelenmiştir.

Bölüm 3.8’de pervanenin serbest dönme durumunda kanatlarına gelecek kuvvetten ötürü doğal frekanslarının arttığını görmüştük. Aynı şekilde suyun oluşturduğu basınçtan dolayı pervanenin doğal frekansının artması beklenmektedir. Tablo

5.3'te, sadece akıştan kaynaklanan kuvvetlerin ve dönme etkisi artı akış kuvvetlerinin, pervane doğal frekansına olan etkisi frekans değerleriyle anlatılmıştır. Burada karşılaştırılan iki analiz durumu da aynı sınır koşullarında pervane göbek bölgesinden sabitlenerek, santrifüj ve akış yükleri ayrı ayrı uygulanarak kıyaslama yapılmıştır.

Tablo 5.3 Akış Yükünün Doğal Frekansa Etkileri

Mod	Akış Yükü ile Doğal Frekans (Hz)	4000 RPM Dönme ve Akış Yükleriyle Doğal Frekans (Hz)
1	293.63	304.3
2	307.36	317.2
3	322.52	333.4
4	704.4	718
5	718.15	729,6
6	763.66	771.2

Bu çalışmada;

- Alüminyum pervanenin ağırlığı, Pirinç pervanenin ağırlığından daha az olmasına rağmen, daha yüksek doğal frekanslara sahip olduğu görülmüştür.
- Mod şekillerinin malzemeden bağımsız olduğu görülmüştür.
- Düşük frekanslı çalışmalarda Alüminyum malzemenin daha dayanıklı olacağı bilgisi elde edilmiştir.
- Alüminyum pervane daha hafif olmasına rağmen, pirinç malzeme kadar dayanıklı olduğu tespit edilmiştir.
- Pervanenin dönmesinden kaynaklı akış kuvvetlerinin doğal frekansı düşürücü etkisi gözlemlenmiştir.

3 Kanatlı Pervanenin FEM ile Su Altı Modal Analizi

6.1 Su Altı Modal Analiz

Mekanik sistemlerde rezonans olgusundan kurtulmak, sistemi titreşim hasarından korumak için deneysel ve sonlu elemanlar ile çözümler bulunabilir. Genellikle mekanik sistemler hava ortamında test edilirler. Pervane gibi su altında çalışan sistemlerin ise hava ortamında yapılan çalışmaların, su altında da incelenmesi önemlidir.

Eğer su ile temas halinde olan bir yapı titreşirse, yapının etrafındaki su da titreşime girmektedir. Bu yapı içindeki kinetik enerjiyi artırır ve tüm sistemin doğal frekansını düşürür [27].

Øyvind sonlu elemanlar yöntemi kullanarak, hava ve su ortamında türbinin doğal frekanslarını bulmuştur. ANSYS programında türbini SOLID 187 elemanlarıyla, suyu ise FLUID 221 elemanlarıyla modellemiştir. Yaptığı çalışmada su ortamındaki frekansın hava ortamındaki frekansa göre %14'ten %34'e varan oranlara kadar düştüğünü görmüştür. Ayrıca sonlu elemanlar analizlerinde, su altı modellerin çözüm sürelerinin, hava ortamı çözüm süresine göre daha uzun sürdüğünü ifade etmiştir [28].

Lın ve Tasi, MAB ve kompozit malzemeler kullanarak pervane kanadı üzerinde su altı titreşim analizi ile doğal frekans değerlerini elde etmişlerdir. Düşük hızlarda dönmelerde ön gerilmeyi ihmal ederek ve eklemeli kütle yöntemleriyle sonlu elemanlar modelini oluşturdular. Su ve hava ortamında mod şekillerinin aynı olmasına rağmen, su ortamındaki doğal frekanslarda düşüş gözlenmiştir. Kompozit malzemedeki doğal frekansın azalma oranının, MAB malzemeye göre daha fazla olduğu belirtilmiştir [29].

James farklı pervane tipleri üzerinde, hava ortamında ve su ortamında deneysel analizler yapmıştır. Ek kütle yöntemi ile teorik çözümler yapmış ve teorik çözümleri testler ile desteklemiştir. James yaptığı çalışmalarda, tamamen suya batmış

pervanenin hava ortamına göre daha düşük doğal frekansları olduğunu tespit etmiştir. Eklenen kütle miktarı arttıkça, yani pervane etrafındaki su kütlesi arttıkça doğal frekans değeri daha fazla düşmüştür [30].

Richard ve Gordon Nastran programında, akışkan yapı etkileşimi yöntemini kullanarak su altındaki pervanelerin doğal frekanslarını incelemişlerdir. Tablo 6.1'deki gösterildiği gibi, sonuçları hava ortamındaki doğal frekanslarla kıyaslayarak değişim oranları saptadılar [31].

Tablo 6.1 Richard ve Gordon Çalışması Sonuçları [31]

Modlar	Hava Ortamında (Hz)	Su Ortamında (Hz)	Frekans Oranı
1	461	225	0,49
2	1228	671	0,55
3	1680	774	0,46
4	2397	1171	0,49
5	2613	1315	0,50

AI ve Sun silindirik bir kabuğun titreşimlerini 3 farklı senaryoda analiz etmişlerdir. İlk olarak vakum ortamında analizleri gerçekleştirmişlerdir ve doğal frekansları elde etmişlerdir. İkinci senaryoda ise Sonlu Elemanlar Yapı-Akışkan Entegrasyonunu kullanarak, sadece hidrodinamik etkiler altındaki çözümlemeleri incelemişlerdir. Üçüncü ortam ise suyun hidrostatik basıncını da dâhil edebilmek için 200m derinlikteki bir ortamda analizlere devam etmişlerdir. Su altı çalışmalarda, doğal frekansların, hidrodinamik basınç altında azaldığı ve suyun derinliğinin (hidrostatik basıncın) artmasıyla birlikte doğal frekanslarında arttığı gözlemlenmiştir [32].

Naoki ve arkadaşları su altı titreşimleri incelemek için lazer tahrikli bir test sistemi kurmuşlardır. Aynı kurguyu sonlu elemanlar modeli ile de incelemişlerdir. Sonlu elemanlar ile kurdukları modeli, test sonuçları ile destekleyerek, su altı titreşimlerde sonlu elemanlar yönteminin kullanılabileceğini kanıtlamışlardır [33].

Biancolini NACA 0009 hidrofoil yapısının hava ve su ortamlarında doğal frekanslarını karşılaştırmıştır. Su ortamında daha düşük doğal frekanslar olduğunu ANSYS ile hesaplamıştır [34].

Parvizi su içeren boru ve tank üzerinde modal analizler yaparak, suyun etkisini incelemiştir. Suyun yapılar üzerindeki etkisinin sadece ek bir kütle etkisi olmadığını, suyun derinliği arttıkça yapıların mod şekillerinin de değiştiğini tespit etmiştir [35].

Myung ve Jong gözenekli bir plakanın su altı titreşimini, teorik yöntemlerle ve ANSYS kullanarak sonlu elemanlar yöntemleriyle incelemişlerdir. Sonlu elemanlar ile alınan sonuçların teorik sonuçlara %99 üzerinde yakın sonuçlar verdiği görmüşlerdir [36].

Amabili, Dalpiaz ve Santolini serbest kenarlara sahip bir plaka için su altı testlerini yapmışlardır. Yapılan testleri Kwak's teorisi ile karşılaştırdıklarında iyi bir yaklaşım sergilediğini görmüşlerdir. Suyun doğal frekans değerlerinde %55'e varan azaltma etkisi olduğunu görmüşlerdir. Diskin çapı arttığında suyun doğal frekansa olan etkisinin arttığı izlenmiştir. Su ve hava ortamında da doğal frekansların farklı olmasına rağmen, mod şekillerinin aynı olduğu raporlanmıştır [37]. Shabani su ortamında mikro giriş titreşimi çalışmasında suyun ek kütesinin ilk modlarda etkisinin daha fazla olduğu, üst modlar incelendiğinde doğal frekanstaki düşüş miktarının azaldığını belirtmiştir [38]. Perez ve Garcia akışkanın sıkıştırılabilir ya da sıkıştırılamaz bir akışkan olmasının, doğal frekanstaki azalmayı etkilemediği sonucuna varmışlardır [39].

Yücel ve Arpacı komple bir gemi gövdesinin su ve hava ortamında doğal frekanslarını ve modlarını, sonlu elemanlar yöntemi ile elde etmişlerdir. Su ortamında doğal frekansların düştüğü sonucuna varmışlardır [40]. NagiElbassi [41] Comsol programında, sonlu elemanlar yöntemiyle, tamamen su ile çevrili bir girişin doğal frekanslarını incelemiştir. Su ortamındaki doğal frekansların, hava ortamına göre daha düşük olduğunu belirtmiş ve analitik çözümle birlikte çalışmasını tamamlamıştır.

Bölüm 3'te 3 kanatlı pervanenin titreşimi için FEM ve modal test ile hava ortamında çalışmalar yapılmıştı ve sonuçların birbirleriyle uyumlu olduğu görülmüştür. Gemi pervanelerinin asıl kullanım alanları su altında olduğundan, çalışmanın son kısmında, su altı titreşim davranışları incelenmiştir. Hava ortamındaki doğal

frekanslar ile su ortamındaki doğal frekanslar arasında sabit veya orantılı bir katsayı bulunmamaktadır. Hava ortamında elde edilen doğal frekanslar, su ortamındaki doğal frekans değerlerinden daha yüksek olduğu bilinmektedir. Aradaki bu fark ilk modlardan yüksek olmasına rağmen, mod sayısı ilerledikçe hava ve su ortamlarındaki doğal frekans değerleri farkının azalacağı beklenmektedir. Bu etkiyi incelemek için Carlton [42] frekans düşüş oranı gibi bir katsayı belirlemiştir.

$$\Delta = \text{sudaki doğal frekans/havadaki doğal frekans} \quad (6.1)$$

Pervane kanadı tek serbestlik dereceli bir sistem olarak düşünüldüğünde, sönümsüz bir sistemde (Rijitlik matrisinin değişmediği) kütle matrisi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\Delta = \sqrt{m_p / (m_p + m_s)} \quad (6.2)$$

Burada m_p pervane kütlesi, m_s ise eklenen su kütlesidir.

Burril [43] 1947 yılında su altında pervane titreşimi üzerine deneysel çalışmalar yapmıştır. Çalışmalarında ilk olarak yeterli derinlikte su kullanmadığını ve titreşim frekanslarını tam olarak tespit edilemediğini fark etmiştir. Daha sonra yeterli su kütlesi içinde testlerini yapmayı tecrübe etmiştir. Test düzeneğinde, titreşim düzeneği olarak darbe frekansı oskilatörü kullanılmış ve pervane kanatları üzerinde ivmeölçerler ile ölçümler yapılmıştır. Burril sualtında pervaneler üzerine yaptığı testlerde " Δ " katsayısının mod sayısı arttıkça arttığını göstermiştir. Hughes'ın [44] çalıştığı pervane alan oranı (BAR-pervane alanı oranı) 0,85 olan pervane ile yaptığı testler göstermiştir ki, mod sayısı arttıkça " Δ " katsayısı da artmaktadır. Tablo 6.2 uygun veriler görülmektedir.

Tablo 6.2 Richard ve Gordon Çalışma Sonuçları ve Mod Türleri

Titreşim Modları	Frekans (Hz)		Katsayı
	Hava Ortamında	Su Ortamında	
Temel Titreşim	160	100	0,625
İlk Mod	230	161	0,700
İkinci Mod	460	375	0,815
Üçüncü Mod	710	625	0,880
Dördüncü Mod	1020	1000	0,980
Burulma Titreşimi Modları			
İlk Mod	400	265	0,662
İkinci Mod	670	490	0,731
Üçüncü Mod	840	-	-

Tablo 6.2’den görüldüğü üzere hava ortamındaki frekanslar, su ortamındaki frekanslardan daha yüksektir. Su ortamındaki bir yapının doğal frekansında bir azalma olacağı yapılan tüm çalışmalarda ortak sonuç olarak elde edilmiştir.

6.2 FEM ile Su Altı Modal Analiz

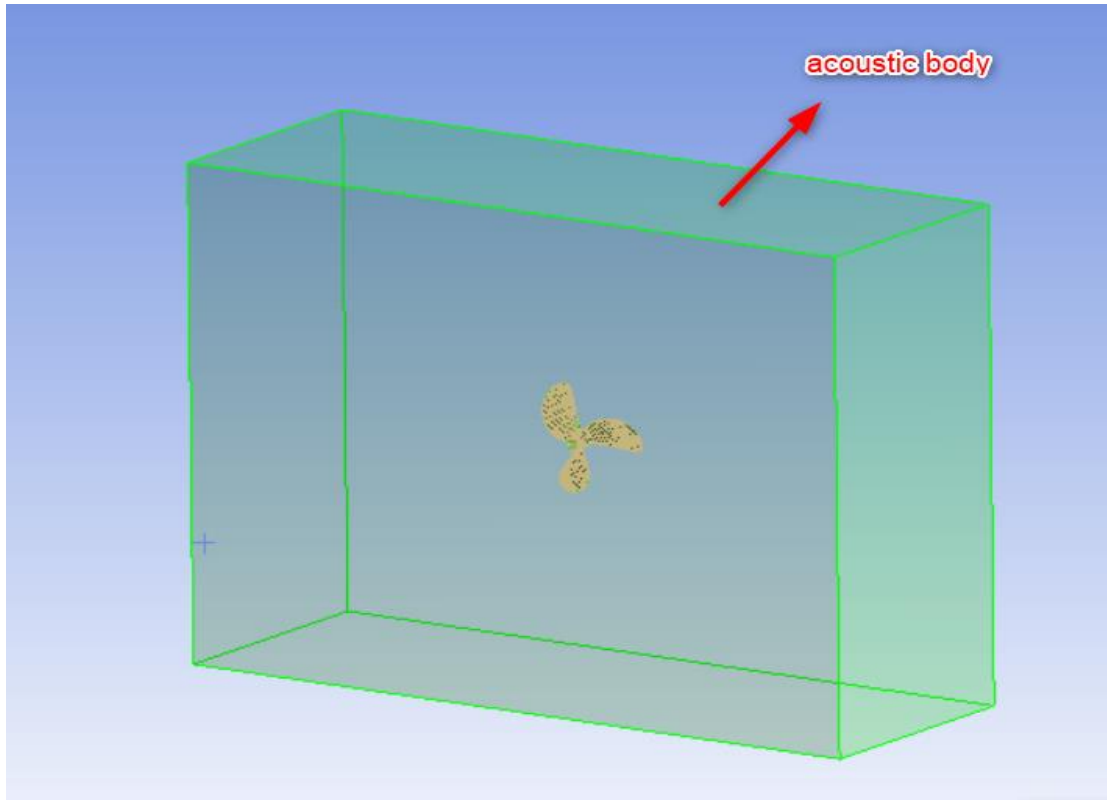
Bu çalışmada su altında pervanenin olduğu koşullarda doğal frekans değerlerinin bulunması amaçlanmıştır. Eğer titreşim genlikleri küçük, lineer teori uygulanabilir ve su durgun ise, akışkan viskozitesi ve kesme gerilmeleri ihmal edilebilir [45]. Böylece problem FSI tekniği ile suyun oluşturduğu bölgeye akustik elemanlar FLUID221 kullanılarak mesh atılırsa, doğal frekanslar doğru şekilde elde edilebilir

[46]. Su ile pervane arasındaki hidrostatik basıncı, doğal frekans denkleminde aşağıdaki gibi eklenebilir.

$$[M_s]\{\ddot{x}\} + [C_s]\{\dot{x}\} + [K_s]\{x\} = \{f_s\} + \{f_{pr}\} \quad (6.3)$$

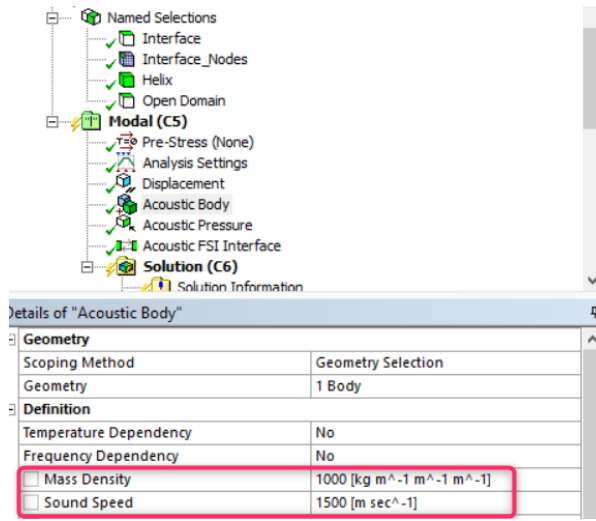
Burada M_s pervane kütle matrisi, C_s yapısal sönümlenme, K_s yapısal rijitlik matrisleridir. x nodal yer değiştirme vektörü, f_s yapısal yük vektörü, f_{pr} ise pervane ile su arasındaki hidrostatik basıncı temsil etmektedir.

Modelin katı hali olan pervane kısmı SOLID 187 [47] eleman tipi ile yüksek kalite tetrahedral elemanlar ile modellenmiştir. Pervane doğal frekansları öncelikle kanat üzerinde çıkması beklenmektedir. Çok yüksek frekanslarda göbek üzerinde doğal frekanslar görülecektir ki, pervanenin bu devirlerde çalışma olasılığı yoktur. Burada pervane göbeğinden sabitlenerek, etrafında su hacmi oluşturularak, analiz modeli oluşturulmuştur. Şekil 6.1’de analiz modeli, pervane ve akustik gövde verilmiştir. Akustik gövde pervanenin etrafını saran su kütlesini temsil etmektedir.



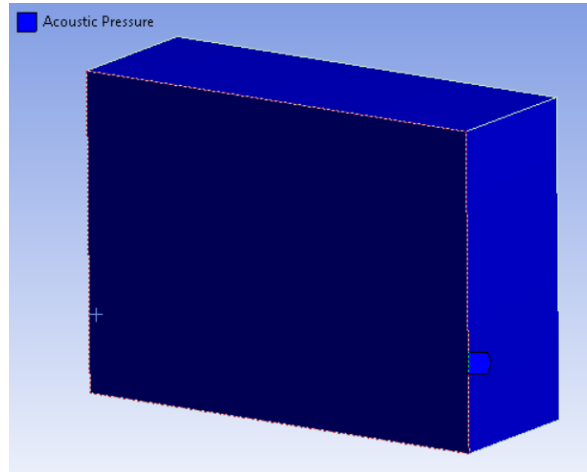
Şekil 6.1 Su Altı Modal Analiz Tanımlaması

Akustik gövde tanımlarken girilmesi gereken değerler, etrafındaki sıvının yoğunluğu ve ses hızı değerleridir. Bu değerler su için yoğunluk 1000 kg/m^3 , ses hızı 1500 m/s [48] şeklindedir. Şekil 6.2’de ANSYS içerisinde bu veriler yazılmıştır.



Şekil 6.2 Akustik Gövde Değerleri

Akustik gövde için ANSYS programında uygun eleman tipi FLUID221'dir [46]. Pervanenin etrafını saran bölge FLUID221 eleman tipi kullanılarak yüksek kalite tetrahedral eleman kullanılarak modellenmiştir. Pervane ile akustik gövde arasındaki ara yüz ise, Acoustic Interface (Akustik Arayüz) tanımlaması ile geçilmiştir. Böylece FLUID 221 ile SOLID187 elemanları arasındaki bağlantı sağlanmış olur. Son olarak sıvı hacminin bitiş noktasına, Şekil 6.3'te görülen bölgeye, 0 Mpa akustik basınç uygulanmıştır.



Şekil 6.3 Akustik Basınç Sınır Koşulu

Suyun kütlesi kütle matrisine eklenecektir. Eklenen su kütlesi kütle matrisinin simetrik yapısını bozacaktır. ANSYS program içerisinde bulunan Unsymmetric Solver (Simetrik olmayan çözücü) ile bu tip eklemeli kütle problemleri

çözömlenmektedir. Simetrik olmayan çözücü ile serbest modal analiz problemleri çözümlenememektedir. Akustik eklenti ile çalışan bu çözücü, eklemeli kütle problemleri için geliştirilmiştir.

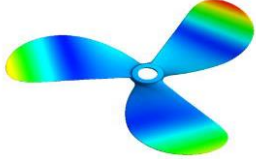
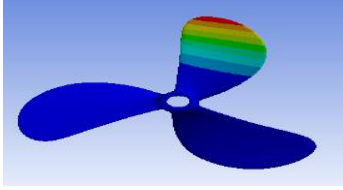
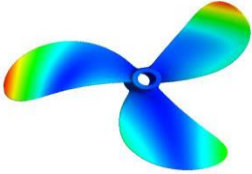
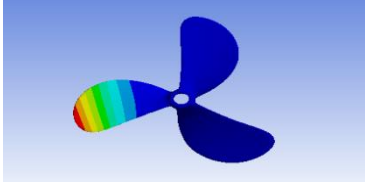
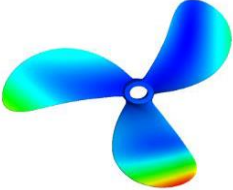
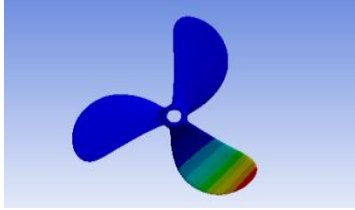
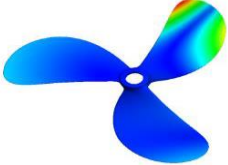
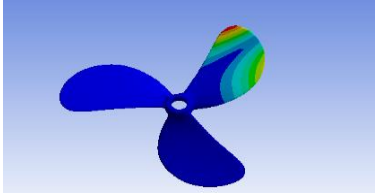
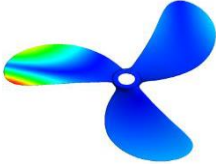
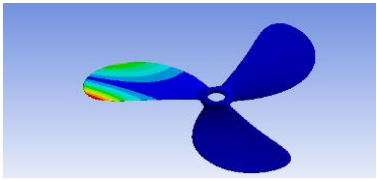
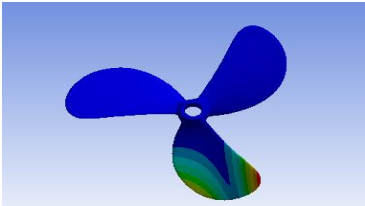
Analiz sonuçları incelendiğinde, beklendiğı üzere sıvı içindeki sonuçlarda frekans değeri düşük çıkmıştır. Tablo 6.3 üzerinden sonuçlar listelenmiştir. Tablo 6.4' te ise su altı ve hava ortamındaki titreşim modları ve doğal frekansları gösterilmiştir.

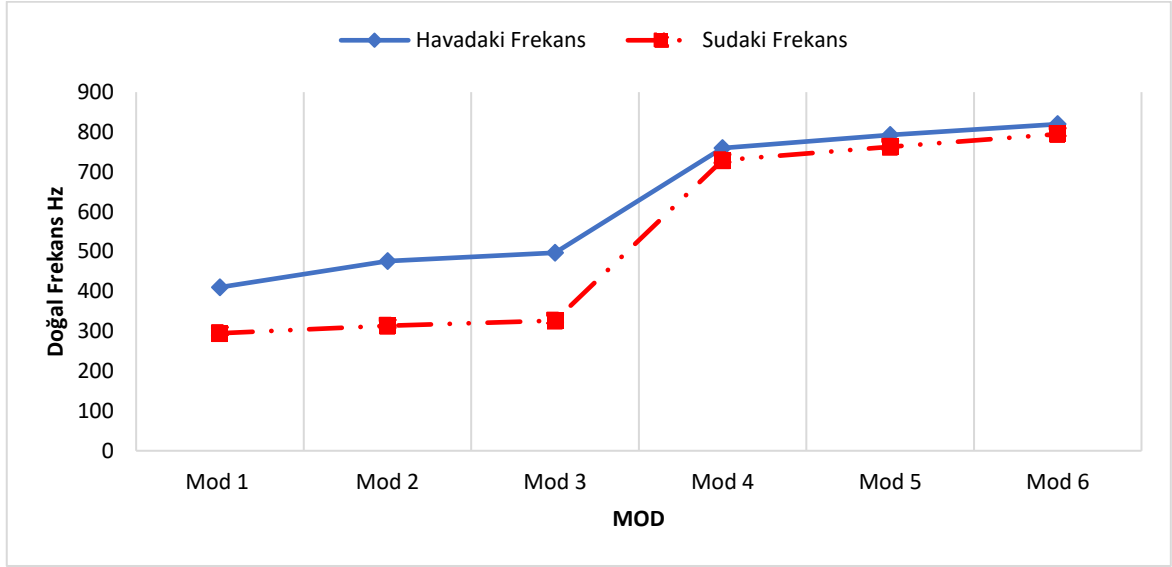
Tablo 6.3 Su Altı Modal Analiz Sonuçları

Havadaki Frekans Değerleri (Hz)	Sudaki Frekans Değerleri (Hz)	Su/Hava Oranı Yüzdesel	Δ Katsayısı	Δ Katsayısı Richard ve Gordon	Fark
410,36	294,95	%30	0,71	0,625	%8,4
475,99	313,51	%35	0,65	0,700	%7,1
497,11	326,48	%35	0,65	0,815	%19
759,99	728,68	%5	0,95	0,880	%7
792,68	762,59	%4	0,96	0,980	%2

Hughes [43] belirttiğı üzere mod sayısı arttıkça, Δ katsayısı da artmaktadır.

Tablo 6.4 Su Altı ve Hava Ortamları Titreşim Modları ve Doğal Frekanslar

Hava Ortamında Mod Şekilleri	Hava Ortamında Doğal Frekans (Hz)	Su Ortamında Mod Şekilleri	Su Ortamında Doğal Frekans (Hz)
	410,36		294,95
	475,99		313,51
	497,11		326,48
	759,99		728,68
	792,68		762,59
 ..	819,57		794,60



Şekil 6.4 Su Altı ve Hava Ortamlarında Frekans Değerleri

Şekil 6.4 üzerinden okunacağı üzere ilk modlarda, hava su ortamında doğal frekans farkı fazla iken, mod sayısı arttıkça fark azalmaktadır.

6.3 Ek Su Kütlesi ile Su Altı Modal Analiz

Su altı Modal Analiz de kullanılan bir diğer yöntem ise ek su kütlesidir. Ek su kütlesi hesabında, doğal frekans denklemindeki kütle matrisine ek su kütlesi eklenerek, doğal frekansın düşmesi beklenmektedir. Çalışmamızda kullandığımız pervanenin ek su kütlesine ve rijitlik değerlerine ANSYS programı üzerinden elde edilmiştir.

Tablo 6.5 Ek Su Kütlesi, Modal Kütle ve Rijitlik Değerleri

Ek Su Kütlesi (kg)	Modal Kütle (kg)	Rijitlik Değerleri (N/mm)
1.51	0.107	18057.6
2.07	0.176	39677.7
2.09	0.120	29353.9
0.13	0.037	21626.5
0.12	0.036	22668.4
0.096	0.0274	18333.9

Tablo 6.5' teki Ek su kütlesi ve modal kütle toplanarak eşdeğer kütle elde edilmiştir. 1.6 numaralı denklemde rijitlik değerleri ve eşdeğer kütle konularak, Tablo 6.6'da 3 kanatlı pervanenin doğal frekans değerleri elde edilmiştir.

Tablo 6.6 Ek Su Kütleli Doğal Frekans Değerleri

Ek Su Kütleli Doğal Frekans Değerleri (Hz)
105.5
132.9
115.2
356.9
378.3
385.1

Buradan elde edilecek sonuç gerek ek su kütlesi metodu gerek sonlu elemanlar metodu ile yapılan su altından doğal frekans hesaplamalarında, frekans değerlerinin düştüğü gözlemlenmiştir. Ek su kütlesi ile elde edilen sonuçların Sonlu Elemanlar ile elde edilen sonuçlara göre daha düşük olduğu belirlenmiştir.

Yapılan çalışmalar sonucunda pervane üzerinde Sonlu Elemanlar Yönteminin kullanılabileceği, deneysel sonuçlarla kanıtlanmıştır. Elde edilen sonuçlarda

- Deneysel çalışmalarla sonlu elemanlar yöntemi doğrulanmıştır. Böylece sonlu elemanlar metodu ile ileriki çalışmalar daha az maliyetle, deney düzeneği olmadan yapılabileceği görülmüştür.
- Alüminyum pervanenin ağırlığı, Pirinç pervanenin ağırlığından daha az olmasına rağmen, daha yüksek doğal frekanslara sahip olduğu görülmüştür.
- Alüminyum ve Pirinç malzeme aynı mukavemet değerlerini sağlasa da Pirinç malzemenin kanatlarının daha az sehim verdiği belirlenmiştir.
- Elde edilen doğal frekanslar, pervanenin titreşiminin oluşacağı bölgeleri göstermektedir. Çalışma devri belirlenirken, bu frekans aralıklarından uzak bölgelerde çalışma devri belirlenebilmektedir.
- Pervanenin su altı modal analizi yapılarak, asıl çalışma ortamındaki doğal frekansları saptanmıştır. Su altı frekansların beklendiği üzere hava ortamına göre düşük çıktığı belirlendi.

İleri çalışmalarda, yapılan su altı modal analiz deneysel sonuçlarla desteklenebilir. Suyun rezonansa girmesi durumunda, pervane üzerine etkileri incelenebilir. Su altında ön gerilmeli ve sıcaklık etkili modal analizler çalışılabilecek konulardır.

- [1] Rao S.S., (2011). Mechanical Vibrations, 5th Edition, Pearson, pp. 871-872.
- [2] Das H.N., (2008). CFD Analysis for Cavitation of a Marine Propeller, Proceedings of the 8th Symposium on High Speed Marine Vehicles, Naples, Italy.
- [3] Rahmi G., (1988). Gemi Pervane-Şaft Sistemindeki Mekanik Titreşimler, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [4] Raj S.S., and Reddy, P.R. (2011). Performance Evaluation of Composite Marine Propeller Using L8 Orthogonal Array. International Journal of Engineering Science and Technology, Vol. 3, no. 11, pp. 7998-8003.
- [5] Hong Y., He, X.D. and Wang, R.G. (2012). Vibration and Damping Analysis of a Composite Blade. Materials and Design, Vol.34, pp. 98-105.
- [6] Khan M.A., Uddin, K.S. and Ahmed, B. (2013). Design and Dynamic Anaysis on Composite Propeller of Ship Using FEA. International Journal of Advanced Trends in Computer Science and Engineering, Vol. 2, no.1, pp. 310-315.
- [7] Yahiya Md., Ahmed, M.A. and Ahmed, Md.N. (2016). Dynamic Analysis of Composite Propeller of Ship Using FEA. International Journal of Engineering Science and Computing, Vol. 6, no. 12, pp. 3943-3947.
- [8] Bonness W.K., Pray, C.M. and Hambric S.A. (2002). Efficient Experimental Modal Analysis of Symmetric Structures. SPIE Proceedings Series, pp. 1526-1531.
- [9] PavanKishore M.L., Behera, R.K. and Bezawada, S. (2014). Harmonic Analysis of Nab Propeller Replaced with Composite Material. International Journal of Current engineering and Technology, Vol. 4, no.2, pp. 590-593.
- [10] Lin H.J. and Tsai, J.F. (2008). Analysis of Underwater Free Vibrations of a Composite Propeller Blade, Journal of Reinforced Plastics and Composites, Vol. 27, no. 5, pp. 447-458.
- [11] Ren H., Li, F.C. and Zhao, T.Y. (2014). Modal Analysis of Marine Propeller Submerged in Fluid, Advanced Materials Research, Vol. 1030-1032, pp. 1201-1205.
- [12] H. Vardhan D.H., Ramesh, A., ChandraMohanReddy, M. (2016). Structural and Modal Analysis of Marine Propeller, NCIME-16, At MITS-MADANAPALLE, Vol. 4.
- [13] Fahri Ç., Pervane Dizaynı Ders Notları, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul
- [14] Smith D.R and Slater J.E. (1988). The Geometry of Marine Propellers, National Defencere search and Development Branch, Canada.
- [15] Fahri Ç., Pervane Üretimi Ders Notları, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.

- [16] Shaikh A., (2015). Study of Propeller Design Parameters, International Journal of Innovation in Engineering, Research and Technology [IJERT], Pandharpur.
- [17] Turgut G., Ayşegül, Ö., Tufan, Ç (2003). Rüzgâr Türbini Pervane Kanadının Titreşim Analizi II. Yenilenebilir Enerji Kaynakları Sempozyumu Bildirileri, İzmir.
- [18] İbrahim H.Ç., (2003). Rezonans: Makinaların ve Yapıların Gizli Düşmanı, Mühendis ve Makina Cilt 50 Sayı 598.
- [19] Ewins D. J., (2000). Modal Testing: Theory and Practice, 2nd Edition, Research Studies Press, Ltd, Taunton, Somerset, England, pp.258-56.
- [20] Petyt M., (1990). Introduction To Finite Element Vibration, Cambridge University Press, Cambridge.
- [21] Avitabile P., (2001). Experimental Modal Analysis, Sound And Vibration, University of Massachusetts, Massachusetts.
- [22] Moaveni S., (1999). Finite element analysis: theory and application with ANSYS, Upper Saddle River, N.J.: Prentice Hall.
- [23] Autodesk Knowledge Network, Section 21: Modalor Natural Frequency Analysis, <https://knowledge.autodesk.com/support/nastran-in-cad/learn-explore/caas/CloudHelp/cloudhelp/2017/ENU/NINCAD-SelfTraining/files/GUID-978425AB-D2FA-491B-8D39-BD1A757F3BBD-hm.html>, 08 Nisan 2016.
- [24] Xiao-Dong Y., (2019) On the gyroscopic and centrifugal effects in the free vibration of rotating beams, Journal Vibration Control, Vol 25(I) 219-227.
- [25] Mustafa B. A. J., (1986). Free vibration analysis of stiffened circular shells, A Doctoral Thesis, Department of Transport Technology, Loughborough University England, pp 355-363.
- [26] Mehmet A.Y., (2011). Gemilerdeki Kırılmaç Yapılarının Teorik ve Deneysel Titreşim Analizi, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [27] Nieminen V., Tervonen, M. (2011). Modal Testing and FE-model Validation of Azimuthing Thruster, Linking Models and Experiments, Volume 2, Florida.
- [28] Fjeld M. Ø., (2015). Simulation of the natural frequencies in a pump-turbine runner in air and water, Department of Energy and Process Engineering, Norwegian University of Science and Technology, Norway.
- [29] Tsai J.F. and Lin, H.J., (2008): Analysis of Underwater Free Vibrations of a Composite Propeller Blade. Journal of Reinforced Plastics And Composites, Vol. 27, No.5: p.447-458.
- [30] Brooks J.R., (1976): Added Mass of Marine Propellers in Axial Translation, Ship Acoustics Department, David W. Taylor Naval Ship Research and Development Center, Maryland.
- [31] Raetz R.V. and Everstine G.C., (1981). Calculation of Natural Vibration Frequencies and Transient Response of Partially Submerged Supercavitating Marine Propellers, Ship Acoustics Department, David W. Taylor Naval Ship Research and Development Center, Maryland.

- [32] Shang-mao A. And Li-ping S., (2008). Fluid-structure coupled analysis of underwater cylindrical shells, College of Ship building Engineering, Harbin Engineering University, Harbin.
- [33] Hosoya N., Kajiwaru I., Umenai K., and Maeda S., (2018). Dynamic characterizations of underwater structures using noncontact vibration tests based on nanosecond laser ablation in water: evaluation of passive vibration suppression with damping materials, *Journal of Vibration and Control* Vol. 24(16) 3714–3725.
- [34] Biancolini, (2017). Fast Radial Basis Functions for Engineering Applications, Springer International Publishing AG, part of Springer Nature 2017 p.225-255.
- [35] Jalali H. And Parvizi F., (2012). Experimental and numerical investigation of modal properties for liquid-containing structures, *Journal of Mechanical Science and Technology* p.1449-1454.
- [36] Jhung M.J. And Jeong K.H., (2006). Free Vibration Analysis of Perforated Plate Submerged in Fluid, *Journal of Mechanical Science and Technology* Vol.20 No.9 pp.1323-1338.
- [37] Amabili M. Dalpiaz, G. Santolini, C., (1994). Free Vibration Analysis of Free-Edge Circular Plates Immersed in Water, *Proceedings of the 12th International Modal Analysis Conference* 2251: 349.
- [38] Shabani R., Hatami H., Golzar F.G., Tariverdilo S., Rezazadeh G., (2013) Coupled vibration of a cantilever micro-beam submerged in a bounded incompressible fluid domain, *Acta Mech* 224(4):841–850.
- [39] Perez M.G. and Fodega P.G., (2015). Induced Damping on Vibrating Circular Plates Submerged in Still Fluid, *International Journal of Applied Mechanics* Vol. 07, No. 06, 1550079.
- [40] Yucel A. & Arpacı A., (2013). Free and forced vibration analyses of ship structures using the finite element method, *Journal of Marine Science and Technology* 18, 324-338.
- [41] COMSOL BLOG, Natural Frequencies of Immersed Beams, <https://www.comsol.com/blogs/natural-frequencies-immersed-beams/>, 22 Nisan 2014.
- [42] Carlton J. S., (2012) Propeller Blade Vibration in Marine Propeller and Propulsion, 3rd ed. Oxford, U.K.: Butterworth-Heinemann, ch. 21, pp. 421–429.
- [43] Burrill L. C., (1949) "Underwater propeller vibration tests," *Trans. NECIES*, vol. 65. pp. 301–314.
- [44] Hughes W. L., (1949) Propeller blade vibrations, *Trans. NECIES*, vol. 65., pp. 273-285.
- [45] Moosrainer M., (2009) Analyzing Vibration with Acoustic–Structural Coupling, *ANSYS Advantage Magazine*.
- [46] ANSYS Inc. ANSYS Mechanical APDL Theory Reference, 2015.
- [47] Carl Q. H., Benjamin S. C., (2014) Acoustic Analyses Using MATLAB and ANSYS, pp 23-24.

- [48] Kwon Y.W., (2017) Fluid-Structure Interaction Of Composite Structures Under Impact Loading, International Conference on Composite Materials, Monterey.

Tezden Üretilmiş Yayınlar

İletişim Bilgisi: seckinuslu60@gmail.com

Bildiri

1. Uslu S., Bayraktar M., "Numerical and Experimental Modal Analysis of a Three Bladed Marine Propeller", International Symposium on Naval Architecture and Maritime (INT-NAM), İSTANBUL, TÜRKİYE, 23-25 Nisan 2018, vol.1, no.1, pp.1-10