

**DÜŞEY EKSENLİ RÜZGAR TÜRBİNİ MİLİNİN DENEYSEL VE
SAYISAL TİTREŞİM ANALİZİ**

SAMET SARIOĞLU

**DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**DANIŞMAN
PROF. DR. HAMİT SARUHAN**

DÜZCE, 2025

T.C.
DÜZCE ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**DÜŞEY EKSENLİ RÜZGAR TÜRBİNİ MİLİNİN DENEYSEL VE
SAYISAL TİTREŞİM ANALİZİ**

Samet SARIOĞLU tarafından hazırlanan tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından Düzce Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Hamit SARUHAN

Düzce Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Hamit SARUHAN

Düzce Üniversitesi

Prof. Dr. Suat SARIDEMİR

Düzce Üniversitesi

Doç. Dr. Oğuz KOÇAR

Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi

Prof. Dr. Ahmet KESKİN

Bolu Abant İzzet Baysal Üniversitesi

Doç. Dr. Harun KOÇAK

Gazi Üniversitesi

Tez Savunma Tarihi: 08/07/2025

BEYAN

Bu tez çalışmasının kendi çalışmam olduğunu, tezin planlanmasından yazımına kadar bütün aşamalarda etik dışı davranışımın olmadığını, bu tezdeki bütün bilgileri akademik ve etik kurallar içinde elde ettiğimi, bu tez çalışmasıyla elde edilmeyen bütün bilgi ve yorumlara kaynak gösterdiğimi ve bu kaynakları da kaynaklar listesine aldığımı, yine bu tezin çalışılması ve yazımı sırasında patent ve telif haklarını ihlal edici bir davranışımın olmadığını beyan ederim.

08 Temmuz 2025

Samet SARIOĞLU

TEŐEKKÖR

Doktora öğrenimimde ve bu tezin hazırlanmasında bana bilimsel düşünme yeteneği kazandıran ve akademik bakış açısı edinmemi sağlayan değerli hocam Prof. Dr. Hamit SARUHAN'a en samimi dileklerimle teşekkür ederim.

Doktora çalışmam boyunca bana değerli tavsiyeleri ile yardımcı olan sayın Doç.Dr. Mert KILINÇEL ve Arş. Gör. Dr. Rıdvan ONGUN'a çok teşekkür ederim.

En başından beri bana destek olan, özel ve iş hayatımda başarılı olmama büyük katkısı olan sevgili eşim Zeynep SARIOĞLU'na ve oğlum Muhammet Eymen ve Ensar'a teşekkürlerimi sunarım.

Test düzeneğinin hazırlanmasında destekte bulunan Huzur Makine Sanayi sorumlusu Ekrem YENER'e teşekkür ederim.

Bu tez çalışması, Düzce Üniversitesi BAP- 2022.06.05.1279 numaralı Bilimsel Araştırma Projesiyle desteklenmiştir.

08 Temmuz 2025

Samet SARIOĞLU

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

ŞEKİL LİSTESİ.....	vii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	ix
KISALTMALAR.....	x
SİMGELER	xi
ÖZET	xii
ABSTRACT	xiii
EXTENDED ABSTRACT	xiv
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	3
3. MATERYAL VE YÖNTEM	9
3.1. DÜŞEY EKSENLİ RÜZGAR TÜRBİNİ	9
3.1.1. Türbin Kanat ve Kollarının İmalatı.....	10
3.1.2. Türbin Şasesi	11
3.1.3. Türbin Alternatör ve Yataklaması	12
3.1.4. Rüzgar Tüneli	14
3.2. TEST NUMUNELERİ.....	15
3.2.1. Test Numunelerinin İmalatı	15
3.2.2. Test Numunelerinin Mekanik Özellikleri	17
3.3. MODAL ANALİZ.....	18
3.3.1. Doğal Frekans.....	18
3.3.2. Frekans Yanıt Fonksiyonu	19
3.3.3. Sönüm Oranının Hesaplanması ve Analizi	20
3.3.4. Mod Şekilleri.....	21
3.3.5. İvmeölçer yerleşimi ve vuruş noktalarının belirlenmesi	21
3.3.6. Çekiç Ucu Seçimi.....	24
3.4. OPERASYONEL SAPMA ŞEKLİ ANALİZİ	25
3.5. SIRA ANALİZİ.....	26
3.6. DENEYSEL MODAL ANALİZDE TEST PARAMETRELERİNİN BELİRLENMESİ VE YAZILIM AYARLARI.....	26
3.7. MODAL TEST SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ.....	28
3.8. YÖNTEM	30
3.9. DENEYSEL MODAL ANALİZ	30
3.10. SONLU ELEMANLAR ANALİZ	32
3.11. OPERASYONEL SAPMA ŞEKLİ.....	32
3.12. SIRA ANALİZİ.....	35
4. BULGULAR TARTIŞMA.....	37
4.1. MODAL ANALİZ.....	37
4.1.1. SENTEZLENMİŞ FREKANS YANIT FONKSİYONU GRAFİKLERİ.....	46
4.2. OPERASYONEL SAPMA ANALİZİ.....	50

4.3. SIRA ANALİZİ (SA)	62
5. SONUÇLAR.....	66
6. KAYNAKLAR.....	68
ÖZGEÇMİŞ.....	77



ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 3.1. Düşey eksenli rüzgar türbinin bileşenleri.	9
Şekil 3.2. Türbin Kanat geometrisi.	10
Şekil 3.3. NACA 0018 Kanat iç yapısı ve ölçüleri.	11
Şekil 3.4. (a) Kanat kolu-1, Kanat kolu-2 boyutları.	11
Şekil 3.5. Düşey eksenli rüzgar türbini şasesi.	12
Şekil 3.6. P208 Blok bilyalı rulman ünitesi şekli [74].	13
Şekil 3.7. Alternatör kaplin bağlantısı.	14
Şekil 3.8. Rüzgar tüneli kontrol sürücü ve şalteri.	15
Şekil 3.9. Düşey eksenli rüzgar türbin mil ölçüleri.	16
Şekil 3.10. Kompozit boru elyaf üretim metodu.	16
Şekil 3.11. Deney için miller.	17
Şekil 3.12. FYF için deneysel Modal Analiz.	20
Şekil 3.13. 3 dB metodu gösterimi.	21
Şekil 3.14. Serbest-serbest bağlantılı bir milin ilk mod şekli.	21
Şekil 3.15. Milin mod şekilleri ve düğüm noktaları.	23
Şekil 3.16. Mil üzerinde çekiç gezdirme noktaları.	23
Şekil 3.17. Mil üzerinde çekiç vuruş noktaları.	24
Şekil 3.18. Çekiç uçları ve tipleri.	24
Şekil 3.19. Metal uç için a) Kuvvet-Frekans giriş tepkisi b) Genlik-Frekans çıkış tepkisi.	25
Şekil 3.20. DewesoftX modal test arayüzü.	27
Şekil 3.21. Zamana bağlı sinyal örnekleri a) İvmeölçer b) Çekiç.	28
Şekil 3.22. Mod gösterge fonksiyonu.	29
Şekil 3.23. Kararlılık diyagramı.	29
Şekil 3.24. Türbin mili test çalışması akış diyagramı.	30
Şekil 3.25. Türbin dönen mili serbest-serbest modal analiz test düzeneği.	31
Şekil 3.26. Türbin mili modal analiz vuruş noktaları.	32
Şekil 3.27. Türbin mili mesh yapısı.	32
Şekil 3.28. OSS test veri ayarları.	34
Şekil 3.29. Düşey eksenli rüzgar türbini OSS test düzeneği.	34
Şekil 3.30. OSS test ivmeölçer konumları.	35
Şekil 3.31. SA test veri ayarları.	36
Şekil 3.32. Rüzgar türbini SA test düzeneği.	36
Şekil 4.1. Türbin milinin DMA ve SEM'e göre doğal frekansları.	38
Şekil 4.2. İçi Dolu türbin millerinin DMA ve SEM'e göre mod şekilleri.	39
Şekil 4.3. İçi Boş türbin millerinin DMA ve SEM'e göre mod şekilleri.	40
Şekil 4.4. Türbin mili numuneleri için FYF grafiği.	42
Şekil 4.5. Türbin millerinin tutarlılık grafikleri.	42
Şekil 4.6. AISI 1040, AISI 4140 İçi Dolu millerinin ivme değerlerinin karşılaştırılması.	44
Şekil 4.7. AISI 1040, KFTP İçi Boru millerinin ivme değerlerinin karşılaştırılması.	45
Şekil 4.8. EMA ile sönümleme oranı.	46
Şekil 4.9. AISI 1040 İçi Dolu mili sentezlenmiş Frekans Yanıt Fonksiyonu grafikleri.	47
Şekil 4.10. AISI 4140 İçi Dolu mili sentezlenmiş Frekans Yanıt Fonksiyonu grafikleri.	48

Şekil 4.11. AISI 1040 İçi Boş mili sentezlenmiş Frekans Yanıt Fonksiyonu grafikleri.	49
Şekil 4.12. KFTP İçi Boş mili sentezlenmiş Frekans Yanıt Fonksiyonu grafikleri.....	50
Şekil 4.13. 5 m/sn için kanal 3 HFT spektrum.	52
Şekil 4.14. 9 m/sn için kanal 3 HFT spektrum.	53
Şekil 4.15. 12 m/sn için kanal 3 HFT spektrum.	54
Şekil 4.16. Kanal 3 genlik değerleri.	56
Şekil 4.17. 5 m/sn için kanal 4 HFT spektrum.	57
Şekil 4.18. 9 m/sn için kanal 4 HFT spektrum.	58
Şekil 4.19. 12 m/sn için kanal 4 HFT spektrum.	59
Şekil 4.20. Kanal 4 genlik değerleri.	61
Şekil 4.21. 5, 9 ve 12 m/sn rüzgar hızlarında Sıra analizi ile oluşturulan şelale grafiği.	63
Şekil 4.22. Sıra Analizi tarafından 5 m/sn hızda oluşturulan spektrum grafiği.....	64
Şekil 4.23. Sıra Analizi tarafından 9 m/sn hızda oluşturulan spektrum grafiği.....	65
Şekil 4.24. Sıra Analizi tarafından 12 m/sn hızda oluşturulan spektrum grafiği.....	65



ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Çizelge 3.1 Rüzgar türbinin alternatör özellikleri.	12
Çizelge 3.2. P208 Blok bilyalı rulman yatak ünitesi özellikleri ve ölçüleri.	13
Çizelge 3.3. Rüzgar tüneli özellikleri.	14
Çizelge 3.4. Kullanılan malzemelerin mekanik özellikleri.....	18
Çizelge 3.5. Modal test parametreleri.	28
Çizelge 4.1. Türbin milinin DMA ve SEM doğal frekansları.	38



KISALTMALAR

AISI	Amerikan Demir ve Çelik Enstitüsü (American Iron and Steel Institute)
CNC	Bilgisayarlı sayısal kontrol (Computer Numerical Control)
DERT	Düşey Eksenli Rüzgar Türbini (Vertical Axis Wind Turbine)
DMA	Deneyisel Modal Analiz (Experimental Modal Analysis)
DNS	Yoğunluk (Density)
DOF	Serbestlik derecesi (Degree of Freedom)
EPS	Genleştirilmiş Polistiren Sert Köpük (Expanded Polystyren Foam)
FYF	Frekans Yanıt Fonksiyonu (Frequency Response Function)
HFT	Hızlı Fourier Dönüşümü (Fast Fourier Transform)
HRA	Rockwell sertlik A
HRC	Rockwell sertlik C
KFTP	Karbon Fiber Takviyeli Polimer (Carbon Fiber Reinforced Polymer)
NACA	Ulusal Havacılık Danışma Komitesi (National Advisory Committee for Aeronautics)
OSŞ	Operasyonel Sapma Şekli (Operational Deflection Shape)
RPM	Dakikadaki Devir Sayısı (Revolutions per Minute)
SA	Sıra Analizi (Order Analysis)
SEM	Sonlu Elemanlar Metodu (Finite Element Method)
YERT	Yatay Eksenli Rüzgar Türbini (Horizontal Axis Wind Turbine)

SİMGELER

dB	Desibel
E	Elastisite modülü
Δ_f	Frekans çözünürlüğü
Gpa	Gigapascal
Hz	Hertz
$f_{\max}$	Maksimum bant aralığı
m	Metre
mm	Milimetre
B (x)	Modal test çıkış fonksiyonu
A (x)	Modal test giriş fonksiyonu
N	Kuvvet (Newton)
T	Ölçüm süresi
fS	Örnekleme hızı
ω	Açısal Frekans

ÖZET

DÜŞEY EKSENLİ RÜZGAR TÜRBİNİ MİLİNİN DENEYSEL VE SAYISAL TİTREŞİM ANALİZİ

Samet SARIOĞLU

Düzce Üniversitesi

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Doktora Tezi

Danışman: Prof. Dr. Hamit SARUHAN

Temmuz 2025, 76 sayfa

Rüzgar türbinleri, rüzgarın kinetik enerjisini mekanik enerjiye dönüştürerek elektrik üreten, hızla büyüyen, sürdürülebilir, temiz ve maliyet etkin bir enerji kaynağıdır. Küçük rüzgar türbinlerinden elde edilen enerji; küçük işletmeler, evler, okullar, sahra hastaneleri, geçici çadır kentler, askeri kamplar, seralar ve tarım gibi uygulamalarda kullanılmaktadır. Türbinin mili, gövde, pervane, dişliler ve yataklar gibi ana bileşenleri üzerine etkiyen değişken rüzgar yükleri, istenmeyen titreşimlere yol açmaktadır. Bu titreşimler rüzgar türbinlerinin mekanik arızalarına neden olabilmektedir. Milde oluşan titreşimler, çevresindeki türbin sistemindeki yapıya da etki eder. Bu nedenle türbin milin dinamik davranış özelliklerinin anlaşılması, türbin sistemindeki titreşimin kontrolü açısından önem arz etmektedir. Aşırı düzeydeki kararsızlıklar ve titreşimler, tüm rüzgar türbini sisteminin performansı ve kararlılığı üzerinde olumsuz etkilere yol açabilir. Bu çalışmada, düşey eksenli bir rüzgar türbininde milin geometrik ve malzeme özelliklerinin titreşim davranışı üzerindeki etkileri deneysel yöntemlerle incelenmiştir. Testlerde; AISI 1040 İçi Dolu, AISI 4140 İçi Dolu, AISI 1040 İçi Boş ve Karbon Fiber Takviyeli Plastik (KFTP) İçi Boş olmak üzere farklı geometri ve malzemelerden üretilmiş miller kullanılmış, bu miller test edilmiş ve rüzgar türbini uygulamaları açısından uygunlukları analiz edilmiştir. Türbin milinin doğal frekansları, mod şekilleri ve sönüm gibi dinamik davranışlarını anlamak amacıyla Deneysel Modal Analiz (DMA) gerçekleştirilmiştir. DMA ile elde edilen sonuçlar Sonlu Elemanlar Metodu (SEM) ile doğrulanmıştır. Ayrıca, türbin millerin rüzgar türbini yapısı içindeki genel titreşim düzeyleri altında maruz kaldığı aşırı titreşimleri değerlendirmek amacıyla Operasyonel Sapma Analizi (OSS) analizi yapılmıştır. Ayrıca, millerin dinamik özelliklerinin daha detaylı anlaşılabilmesi amacıyla, rüzgar tüneli kullanılarak oluşturulan 5, 9 ve 12 m/s rüzgar hızlarında Sıra Analizi (SA) gerçekleştirilmiştir. Elde edilen bulgular, tüm rüzgar hızlarında türbin milinin titreşim genliği, en düşük genliği ise AISI 4140 içi Dolu milde olduğunu göstermiştir. Kompozit miller düşük rijitlik nedeniyle rezonansa daha yatkın davranış sergilerken, çelik dolu miller daha stabil bir dinamik performans sunmuştur. Bu bulgular, türbin milinde doğru malzeme ve kesit seçiminin titreşim azaltımı ve sistem kararlılığı açısından kritik öneme sahip olduğunu ortaya koymuştur.

Anahtar Sözcükler: Rüzgar Türbini, Mil, Titreşim Azaltma, Deneysel Modal Analiz, Operasyonel Sapma Analizi, Sıra Analizi

ABSTRACT

EXPERIMENTAL AND NUMERICAL VIBRATION ANALYSIS OF A VERTICAL AXIS WIND TURBINE SHAFT

Samet SARIOĞLU

Düzce University

Graduate School, Department of Mechanical Engineering

Doctoral Thesis

Supervisor: Prof. Dr. Hamit SARUHAN

July 2025, 76 pages

Wind turbines are a rapidly growing, sustainable, clean, and cost-effective energy source that generates electricity by converting wind's kinetic energy into mechanical energy. Energy generated by small wind turbines is used in applications such as small businesses, homes, schools, field hospitals, temporary tent cities, military camps, greenhouses, and agriculture. Variable wind loads acting on the turbine's main components, such as the shaft, body, blades, gears, and bearings, can cause unwanted vibrations. These vibrations can lead to mechanical failures in wind turbines. The vibrations generated in the shaft also affect the surrounding turbine system structure. Therefore, understanding the dynamic behavior characteristics of the turbine shaft is important for controlling vibrations in the turbine system. Excessive instability and vibrations can have negative effects on the performance and stability of the entire wind turbine system. In this study, the effects of the geometric and material properties of the shaft on the vibration behaviour of a vertical axis wind turbine were investigated using experimental methods. In the tests, shafts made of different geometries and materials, including AISI 1040 Solid, AISI 4140 Solid, AISI 1040 Hollow, and carbon fiber reinforced plastic (CFRP) Hollow, were used, tested, and analyzed for their suitability for wind turbine applications. Experimental Modal Analysis (EMA) was conducted to understand the dynamic behavior of the turbine shaft, including its natural frequencies, mode shapes, and damping. The results obtained from EMA were validated using the Finite Element Method (FEM). Additionally, an Operational Deflection Analysis (ODS) was performed to evaluate the excessive vibrations that the turbine shafts are exposed to under general vibration levels within the wind turbine structure. Furthermore, to gain a more detailed understanding of the dynamic properties of the shafts, Order Analysis (OA) was performed at wind speeds of 5, 9 and 12 m/s using a wind tunnel. The findings show that the vibration amplitude of the turbine shaft is the lowest at all wind speeds in the AISI 4140 solid shaft. Composite shafts exhibit behaviour more prone to resonance due to their low rigidity, while solid steel shafts offer more stable dynamic performance. These findings highlight the critical importance of selecting the appropriate material and cross-section for the turbine shaft in terms of vibration reduction and system stability.

Keywords: Wind Turbine, Shaft, Vibration Reduction, Experimental Modal Analysis, Operational Deflection Shape, Order Analysis

EXTENDED ABSTRACT

EXPERIMENTAL AND NUMERICAL VIBRATION ANALYSIS OF A VERTICAL AXIS WIND TURBINE SHAFT

Samet SARIOĞLU

Düzce University

Graduate School, Department of Mechanical Engineering

Doctoral Thesis

Supervisor: Prof. Dr. Hamit SARUHAN

July 2025, 76 pages

1. INTRODUCTION

Wind turbines are a sustainable, clean and cost-effective source of energy that generate electricity by capturing the kinetic energy of the wind with turbine blades and converting it into mechanical energy. Energy generated from small-scale wind turbines is effectively used in applications such as small businesses, homes, schools, disaster areas, temporary tent cities, military camps, greenhouses, and agriculture [1], [2], [3], [4], [5]. Wind turbines are classified as horizontal-axis and vertical-axis wind turbines depending on their axis orientation. Vertical-axis wind turbines are widely used due to their ability to capture wind from all directions. Variable wind loads on the main components of a wind turbine, such as the turbine shaft, tower, blades, gears, and bearings, cause unwanted vibrations. The turbine shaft is a critical component of the wind turbine system. Excessive vibrations in the turbine lead to inefficiency and mechanical failures in the wind turbine system. Therefore, reducing vibration in wind turbines is of critical importance. There is a large body of literature on the performance of wind turbines [6], [7], [8], [9], [10], [11], [12], [13]. Although there is extensive literature on the performance of wind turbines in terms of blade, gearbox, and bearing design and quality, to the authors' knowledge, no study has been found that investigates turbine shaft vibration in terms of shaft geometry and material properties using Experimental Modal Analysis (EMA), Operational Deflection Shape (ODS), and Order Analysis (OA) methods. The aim of this study is to experimentally demonstrate that turbine shaft geometry and material properties have a significant effect on the dynamic behaviour characteristics of vibration reduction in wind turbine systems. For the tests, turbine shafts made of different geometries and materials, such as AISI 1040 Solid, AISI 4140 Solid, AISI 1040 Hollow, and Carbon Fibre Reinforced Plastic (CFRP) Hollow, were used. Experimental Modal Analysis (EMA) is

an experimental-based dynamic testing method that uses vibration response measurements of a structure to determine its dynamic characteristics (natural frequencies, mode shapes, and modal damping coefficients) [14], [15], [16], [17], [18]. The Finite Element Method (FEM) was used to verify the results. The dynamic behaviour characteristics of AISI 1040 Solid, AISI 4140 Solid, AISI 1040 Hollow, and Carbon fibre reinforced plastic (CFRP) hollow shafts were determined by analysing the Frequency Response Function (FRF) data derived with the curve fitting method from the mathematical model of the experimental turbine shaft structure. FRF defines the relationship between excitation (input) and vibration response (output) as a function of frequency [19], [20], [21]. Additionally, the Operational Deflection Shape (ODS) technique was applied to evaluate the excessive vibration behaviour of the turbine shaft within the overall vibration of the wind turbine system. ODS is an effective method for observing the dynamic behaviour of the shaft system under actual operating conditions and identifying sources of excessive vibration [22], [23]. The order analysis (OA) test method was applied to measure the dynamic responses of the turbine shaft depending on speed and frequency [24], [25], [26].

2. MATERIAL AND METHODS

Using EMA, the natural frequencies, mode shapes, and damping ratios of Vertical Axis Wind Turbine (VAWT) rotor shafts were determined. The tests were conducted by suspending the shafts with elastic hangers to simulate free-free boundary conditions. The turbine shaft samples examined included solid AISI 1040, solid AISI 4140, hollow AISI 1040, and hollow CFRP types. To observe the dynamic behaviour of the turbine shaft under various operating conditions, an Operating Deflection Shape (ODS) analysis was conducted at wind speeds of 5 m/s, 9 m/s, and 12 m/s using a wind tunnel. Additionally, an ORDER analysis method was used to compare the dynamic behaviour of the turbine shaft in the speed range of 600 rpm to 1000 rpm. To observe the dynamic behaviour of the turbine shaft under various operating conditions, an Operating Deflection Shape (ODS) analysis was performed at wind speeds of 5 m/s, 9 m/s, and 12 m/s. Furthermore, an Order Analysis was applied to compare the vibration behaviour of the shaft in the 600 rpm to 1000 rpm range by examining the harmonics dependent on the rotational speed. In this analysis, vibration data at different wind speeds were processed on a single 3D waterfall to identify the critical frequencies of the shaft, and the Speed-Order dynamic responses associated with resonance risk due to increasing shaft speed were determined.

3. RESULTS AND DISCUSSIONS

The dynamic characteristics of the turbine shaft were determined using experimental modal analysis (EMA). Frequency Response Function (FRF) measurements (between excitation/response points) were used to determine the natural frequencies from the peak points on the FRF magnitude curve, and the mode shapes and damping ratio were extracted from the FRF amplitude/phase data. To validate the EMA results, a finite element model (FEM) was developed; the first five natural frequencies of AISI 1040 Solid, AISI 4140 Solid, AISI 1040 Hollow, and CFRP Hollow shafts were compared. The results showed that EMA and FEM are in high agreement. The differences are negligible, with EMA frequency values consistently measured 1–3% higher than FEM results. The fact that EMA frequencies are systematically higher than FEM frequencies is due to material/geometry deviations in shaft manufacturing and the incomplete modelling of mesh losses in the experimental environment in the boundary condition assumptions in FEM. In practice, the first five modes are sufficient for the dynamic characteristics of continuous systems such as shafts, and due to the frequency resolution limitation of the DAQ device, only the first five mode shapes were obtained in this study. A mode shape is a fundamental dynamic descriptor that reveals the deformation profile matching the natural frequency; the maximum/minimum movement points (antinode/node) during vibration; and the behaviour.

Damping is the mechanism that absorbs vibration energy in a structure. The damping ratio, which measures how quickly vibration decreases over time, is a key parameter in determining structural stability. In this study, the damping ratios for the first five modes of the shafts were calculated using the half-power bandwidth method based on Frequency Response Function (FRF) data. This method is based on measuring the frequency bandwidth approximately 3 dB below the resonance peak. The width of the resonance peaks observed in the FRF is directly related to damping: the wider the peak, the higher the damping. High damping limits the resonance response when the shaft is driven by external forces, thereby providing vibration control.

Order analysis was performed to dynamically evaluate the wind turbine shaft speed. Vibration data measured at constant wind speeds (5, 9, 12 m/s) and different shaft speeds in the range of 600-1000 rpm were converted into waterfall diagrams showing the behavior at natural frequencies. The wind tunnel was stabilized at each speed, and data

from the accelerometers on the X and Y axes were recorded simultaneously. Due to the aerodynamic load being perpendicular to the wind in the X accelerometer direction, the acceleration values in the X direction were high.

Order analysis of AISI 1040 material shaft results shows that the amplitude values of the AISI 1040 hollow shaft are lower than those of the AISI 1040 solid shaft at wind speeds of 5, 9, and 12 m/s, respectively. The overall results obtained by EMA, FEM, and OA clearly demonstrate and confirm that the geometric properties of the shaft have a significant effect on vibration reduction in wind turbine systems. When considering all turbine shafts, the AISI 4140 turbine shaft exhibited the lowest amplitude values in the (600–1000) rpm range. When the amplitude values are ranked from highest to lowest, they are as follows: CFRP Hollow, AISI 1040 Solid, AISI 1040 Hollow, and AISI 4140 Solid.

4. CONCLUSION

The dynamic modal analysis of the turbine shaft includes natural frequencies, mode shapes, and damping ratios, and is an important tool for understanding the vibration behavior of wind turbine systems. Modal parameters were obtained using Frequency Response Function (FRF) measurements, which define the input-output relationship between excitation and response points on the rotating shaft, through Experimental Modal Analysis (EMA) under free boundary conditions and validated using the Finite Element Method (FEM). Additionally, Operational Deflection Shape (ODS) and Order Analysis (OA) techniques were used to evaluate excessive vibrations of the rotating shaft during operation. Four different shafts with varying geometries and materials (AISI 1040 Solid, AISI 4140 Solid, AISI 1040 Tube, and CFRP Tube) were tested as part of the experimental studies. EMA, FEM, ODS, and ORDER results were correlated to comparatively evaluate the dynamic behavior of the shafts. EMA determined the natural frequencies, mode shapes, and damping ratios, while ODS revealed the dynamic behavior of the shafts under operating conditions. The CFRP tube shaft exhibited a higher damping ratio compared to the AISI 1040 solid, AISI 1040 tube, and AISI 4140 solid shafts. The damping capacity, which depends on the shaft's geometry and material properties, is of utmost importance in wind turbine systems that carry the risk of resonance. A high damping ratio tends to reduce the vibration amplitude that may occur during resonance.

While there are many factors that influence damping, the geometry of the rotating shaft and material selection play a critical role in reducing excessive vibration levels, thereby also preventing vibration propagation throughout the system. This provides a strategic advantage that can directly impact both the performance and operational lifespan of the wind turbine system. Ultimately, the proper selection of geometry and material in shaft design is an effective method for enhancing the system's dynamic stability and improving the turbine's efficiency.



1. GİRİŞ

Rüzgar türbinleri, rüzgarın kinetik enerjisini yakalayan ve elektrik üretmek için mekanik enerjiye dönüştüren, hızla büyüyen sürdürülebilir, temiz ve uygun maliyetli bir enerji kaynağıdır. Küçük ölçekli rüzgar türbinlerinden elde edilen enerji, küçük işletmeler, evler, okullar, sahra hastaneleri, geçici çadır kentler, askeri kamplar, seralar ve tarım gibi uygulamalar için çok iyi bir potansiyele sahiptir[1], [2], [3], [4], [5], [27], [28]. Rüzgâr türbinlerinin eksen durumuna göre sınıflandırılması yatay eksenli ve düşey eksenli rüzgar türbinleri şeklindedir. Düşey eksenli rüzgar türbinleri, rüzgarı her yönden yakalayabilmeleri nedeniyle yaygın olarak kullanılmaktadır. Rüzgar türbininin mil, kanat, pervaneler, dişliler ve rulmanlar gibi ana bileşenleri üzerindeki değişken rüzgar yükleri istenmeyen titreşimlere neden olur. Mil, rüzgar türbini sisteminin kritik bir bileşenidir. Rüzgarın kinetik enerjisini mekanik enerjiye dönüştürür ve bunu aktarma organlarına iletir. Aşırı titreşim seviyeleri rüzgar türbini sisteminde verimsizliğe ve mekanik arızaya neden olabilir. Bu nedenle, titreşimin azaltılması yüksek bir öncelik olmalıdır. Rüzgar türbinlerinin performansı hakkında önemli miktarda çalışmalar [6], [7], [8], [9], [10], [11], [29] yapılmıştır. Pervanelerin, dişlilerin ve yatakların tasarımı ve kalitesi açısından rüzgar türbinlerinin performansı hakkında çok çalışmalar bulunmasına rağmen, bilindiği kadarıyla, mil titreşiminin mil geometrisi ve malzeme özelliklerine göre incelenmesi için Deneysel Modal Analiz (DMA) ve Operasyonel Sapma Şekli (OSS) tekniklerini kullanan herhangi bir çalışmaya rastlanmamıştır. Bu çalışmanın amacı, mil geometrisi ve malzeme özelliklerinin rüzgar türbini sisteminde titreşim azaltma açısından dinamik davranış özellikleri üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğunu deneysel olarak göstermektir. Testler için AISI 1040 İçi Dolu, AISI 4140 İçi Dolu, AISI 1040 İçi Boş, Karbon Fiber Takviyeli Plastik (KFTP) İçi Boş gibi farklı geometri ve malzemeden yapılmış miller kullanılmıştır. DMA, bir yapının doğal titreşim özelliklerini yani modal parametrelerini bulmak için kullanılan bir süreçtir [14], [15], [16], [17], [18]. Bu nedenle, milin dinamik davranış özelliklerini anlamak için etkili bir tekniktir. Bu nedenle, milin rezonansa girdiği doğal frekanslar, rezonans titreşimini karakterize eden milin fiziksel hareketini yansıtan mod şekilleri ve milin tepkisine bir sınır koyan sönümlleme gibi milin modal parametrelerini daha iyi belirlemek ve anlamak için DMA kullanılmıştır. Ayrıca,

DMA tarafından elde edilen sonuçları doğrulamak için Sonlu Elemanlar Metodu (SEM) kullanılmıştır. AISI 1040 İçi Dolu, AISI 4140 İçi Dolu, AISI 1040 İçi Boş, KFTP İçi Boş millerin dinamik davranış özellikleri, mil yapısının ölçüleri ile önceden tanımlanmış matematiksel modelinden elde edilen verilerin eğri uyarlamasıyla Frekans Yanıt Fonksiyonu (FYF) kullanılarak milin bir dizi titreşim tepkisinden (çıktı) belirlenmiştir. FYF, giriş (uyarma) ve çıkış (yanıt) arasındaki ilişkiyi giriş frekansının bir fonksiyonu olarak tanımlar [20], [30]. Buna ek olarak, rüzgar türbini yapısındaki genel titreşim içinde milin aşırı titreşiminin ek değerlendirmesini elde etmek için OSŞ tekniği uygulanmıştır. OSŞ tekniği, gerçek davranışı gözlemlemek ve mil sisteminin aşırı titreşim kaynaklarını belirlemek için kullanılan önemli bir tekniktir [31], [32]. Bu teknik, çalışmanın deneysel ayağını destekleyecek şekilde, rüzgar tüneline 5, 9 ve 12 m/s hızlarında gerçekleştirilen Sıra Analizi (SA) ile tamamlanmıştır [24], [33], [34]. Pervanelerin, dişlilerin ve yatakların tasarımı ve kalitesi açısından rüzgar türbinlerinin performansı hakkında geniş bir literatür bulunmasına rağmen, bilinenler dahilinde, bugüne kadar rüzgar türbini sistemlerinde farklı geometrilere sahip bir milin titreşim azaltma karakteristikleri üzerindeki etkilerini ne deneysel ne de sayısal olarak araştıran bir çalışmaya rastlanmamıştır.

DERT’de kullanılan dönen milin titreşimine olan etkilerini karşılaştırmak için dört farklı mil (AISI 1040 İçi Dolu, AISI 4140 İçi Dolu, AISI 1040 İçi Boş, KFTP İçi Boş) kullanılmıştır. Deneyler, DMA, SEM, OSŞ ve SA olmak üzere dört aşamada gerçekleştirilmiştir. Türbin milinin dinamik karakteristiğini anlayabilmek için doğal frekanslar, mod şekilleri ve milin sönümlene miktarı gibi modal parametreler belirlemek için DMA yapılmıştır. DMA ile elde edilen doğal frekansları SEM ile elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. OSŞ analizinde DERT türbin üzerinde (SEM) ile belirlenen noktalara ivmeölçer bağlanmıştır. Rüzgar türbinin OSŞ deneyleri dört türbin mili için 5,9 ve 12 m/sn rüzgar hızlarında yapılmıştır. Sonuç olarak farklı kesit geometrisine sahip bir türbin milinin farklı rüzgar koşulları altında küçük ölçekli düşey eksenli bir rüzgar türbini sisteminde titreşim azaltma karakteristikleri üzerindeki etkilerini deneysel ve sayısal olarak araştırmaktır.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Günümüzde artan nüfus, hızla büyüyen şehirleşme, gelişen sanayi ve teknoloji ile birlikte enerji ihtiyacı her yıl artmaktadır. Bu ihtiyacı karşılamak için fosil yakıtlar yaygın olarak kullanılsa da çevre kirliliği, sera gazı emisyonları ve iklim değişikliği gibi olumsuz etkileri nedeniyle temiz enerji kaynaklarına olan talep giderek artmaktadır [35]. Yenilenebilir enerji kaynakları, çevreye zarar vermeden, gelecek nesillerin enerji ihtiyacını karşılayabilecek sürdürülebilir çözümler sunmaktadır. Bugün, yenilenebilir enerjinin toplam enerji üretimindeki payı %30'a ulaşmış olup, bu oranın önümüzdeki yıllarda daha da artması beklenmektedir [36]. Bu artış içinde, güneş enerjisinden sonra en büyük pay rüzgar enerjisine aittir. Rüzgar enerjisinin kullanımı, MÖ 200 yıllarına kadar uzanmaktadır. İlk olarak İran-Afganistan sınırında düşey eksenli rüzgar değirmenleri kullanılmış, daha sonra MS 1300-1875 yılları arasında Hollanda ve Akdeniz bölgesinde yatay eksenli rüzgar değirmenleri yaygınlaşmıştır [37].

19. yüzyılda, elektrik üretiminin artması ve teknolojik gelişmelerle birlikte rüzgar türbinleri önemli bir ilerleme kaydetmiştir. Bu süreçte, yel değirmenleri ve su pompalama sistemlerinin yanı sıra elektrik üretimi de rüzgar enerjisinin kullanım alanları arasına girmiştir. Fosil yakıtların çevresel etkileri ve sınırlı kaynakları, düşey eksenli rüzgar türbinlerinin gelişimini hızlandırmıştır. Aynı zamanda fosil yakıtların neden olduğu sera gazları, sıcak hava dalgaları, kuraklık ve seller gibi çevresel sorunların artmasına yol açtı [37], [38]. Bu olumsuz etkiler, temiz enerji kaynağı olan rüzgar gücünden elektrik üretimini daha da önemli hale getirdi. Rüzgar türbinlerinde en yaygın sınıflandırma, eksen yönüne göre yapılmakta olup Yatay Eksenli Rüzgar Türbinleri (YERT) ve Düşey Eksenli Rüzgar Türbinleri (DERT) olarak iki ana kategoriye ayrılır. Bununla birlikte, rüzgar türbinleri güç çıkışı ve kullanım alanlarına göre de sınıflandırılabilmektedir [39]. YERT'in teknolojik gelişimi çok hızlı olmuştur. Bu gelişme sonucu gittikçe artan kapasite ve boyutları ile kara ve deniz üstüne kurulmuştur. Düşey eksenli rüzgar türbinlerinin gelişimi, yatay eksenli türbinlere kıyasla daha yavaş olmuştur. Ancak, YERT'in büyük boyutları, yüksek kurulum ve bakım maliyetleri gibi dezavantajları, DERT'in öne çıkmasına neden olmuştur. Özellikle, DERT daha az mekanik bileşene sahip olmaları, düşük ses emisyonu, rüzgar yönünden bağımsız çalışabilmeleri ve kentsel

uygulamalarda kullanıma uygun olmaları gibi avantajlar sunmaktadır [40], [41].

DERT'in gelişim sürecine baktığımızda ilk defa 1891 yılında İskoçya'nın Marykirk kentinde kurulmuştur [42]. Daha sonra 1920'li yıllarda düz kanatlı ve eğri kanatlı konfigürasyonlar geliştirilmiş ve elektrik üretilmiştir [43]. Günümüze kadar yapılan ar-ge çalışmaları sonucu DERT'lerin pek çok farklı tasarım modelleri ortaya çıkmıştır. Bunlar Savanious, H-Rotor düz kanat tip, troposkien kanat tipi ve helezonik kanat tip DERT modelleri çıkarılmıştır. DERT, farklı tasarım modelleriyle geliştirilmiş olup, bu modeller arasında H-düz kanat tipi türbinler özellikle kentsel uygulamalarda avantajlar sunmaktadır.[44]. Alternatör ve isteğe göre bağlanan dişli kutusunun rotor kısmına değil yere bağlanmasından dolayı daha az hareketli parçadan oluşmaktadır. Bu özelliği dinamik dengesizlikler azaltması bakım maliyetini azaltmaktadır. Yüksek tork ve düşük hızlarda yüksek verimlilik sağlaması, düşük rüzgar hızına sahip bölgelerde avantaj sağlamaktadır. Türbinlerdeki titreşim sorunları, bakım maliyetlerini artıran ve verimi düşüren önemli bir etkidir. Bu nedenle, titreşim analizi ve kontrolü, türbin tasarımında kritik bir rol oynamaktadır [6], [45], [46], [47], [48].

Literatürde DERT'lerin kanat, kule, dişli kutusu ve türbin mili titreşimi üzerine birçok çalışma yapılmıştır. Düz kanatlarda farklı yüzey katmanları uygulayan [48] kanat üstüne gelen titreşim azaltmayı başarmış ve sönümleme davranışını iyileştirmiştir. Benzer şekilde, [49] düz kanat titreşim davranışını Euler-Bernoulli giriş modeliyle yaptığı analizde bükülme ve burulma etkilerini dikkate alarak doğrusal ve doğrusal olmayan hareket denklemleri elde etmiştir. Ayrıca düz kanatta doğal frekansın rotor hızına bağlı olduğu, belirli hızlarda rezonans ve statik sapmada sınırsız artış gibi dengesizliklerin ortaya çıktığını tespit etmiştir. DERT türbinin düz kanatlarında kompozit malzeme uygulayan [50], doğal frekans ve doğal frekansa bağlı mod şekillerini SEM ile bulmuştur. Türbinin 0-19 m/s rüzgar hızları arasında kanadın mode-1 frekansından %67,8 daha yüksek olduğunu göstermiş ve türbinin bu aralıkta daha verimli çalıştığını bulmuştur. 600 watt DERT'in miline bağlı olan kanatların yapısal dinamik tepkilerini ve türbinin mod şekillerini anlayabilmek için [51], DMA ve OMA (Operasyonel Modal Analiz) yöntemi uygulamıştır. Çalışmada, kule tepkisine bağlı rotor modları incelenmiş ve türbin kulesinin yüksekliğinin artmasıyla rezonans frekanslarında düşüş gözlemlenmiştir. Özellikle, 5 Hz titreşim modunda, üniform olmayan rüzgar koşulları altında operasyonel modal tepkide önemli değişiklikler meydana gelmiştir. Türbinin doğal frekansını doğru tespit etmek için [52], DERT türbinine yarı gergili halat bağlayarak, halatın yerden yüksekliğinin

değişiminin doğal frekansa olan etkisini giriş teorisine kıyasla %1 hata payı içinde SEM ile bulmuştur. Bina çatısına kurulan düz kanatlı DERT üzerinde [53] saha titreşim analizi gerçekleştirmiş, bina ile ilişkili ve bina ile ilişkili olmayan modların DERT'in kule tepkileri üzerindeki etkisini incelemiştir. Sonuçlar, bina titreşimlerinin kule titreşimlerini etkileyebileceğini ve kanat dönüş hızının DERT'in titreşim genliklerini etkilediğini göstermiştir. Ayrıca, [12] çalışmasında, düz kanatlı DERT için bir sönümleyici kullanılarak titreşimlerin geniş bir frekans aralığında %90'a varan oranlarda azaltılabileceği, özellikle pervanenin üç katı frekansındaki aerodinamik kuvvet değişimlerinin titreşimleri önemli ölçüde etkilediği ve bu etkinin helisel kanatlar ile daha dengeli hale getirilebileceği ve sönümleyici kullanmanın binanın ahşap kafes yapısında titreşimleri azalttığını tespit etmiştir. Benzer şekilde, [54] çalışmasında, kentsel ortamlarda DERT'lerin titreşimlerini azaltmak için sönümleyici mekanizmasının performansını açık alan laboratuvar testleriyle incelemiş, özellikle çatı üzeri kurulumlarda 10 Hz üzerindeki frekanslarda titreşimleri etkili bir şekilde azalttığını tespit etmiştir. Kulenin, yani ince yapıli direk konfigürasyonlarının düşük rezonans frekansları nedeniyle sönümleyicinin verimliliğinin düştüğü ve bu durumun titreşim azaltma kabiliyetini olumsuz etkilediği belirlenmiştir. Titreşimi azaltmada sönümleyici kullanmanın yanı sıra diğeri bir uygulama kule uzunluğı ve kule çapının etkisini [55] türbinin titreşim davranışı üzerindeki etkileri sonlu elemanlar yöntemiyle değerlendirilmiştir. 12 m tüm modeller, 14 m model 2,3 ve 16 m model 3 kulelerin doğal frekansları, kanat geçiş frekanslarını aştığı için sert-sert tasarım kategorisinde yer almıştır. Buna karşılık, 14 m model 1, 16 m model 2 ve 18 m kuleler, yumuşak-sert tasarım gereksinimlerini karşılamış ve rezonans riski taşımamıştır. Kulelerin doğal frekanslarının, operasyonel frekans aralığının $\pm\%10$ dışında tutulmasını önermiştir. DERT'in dönen miline hız ve torku kontrol etmek için dişli kutusu sistemleri tercih edilmektedir. DERT'e dişli aktarma sistemi uygulayan [56], kanat sayısının dişli kutusuna olan dinamik etkisini incelemiştir. Kanat sayısı artmasının rulmanın dinamik genlik titreşimini azalttığını gözlemlemiştir. Dört kanatlı konfigürasyon en düşük mekanik titreşim seviyesini sağlamıştır. Ayrıca, kanat sayısındaki artış, dişli sistemindeki dinamik iletim hatasını da önemli ölçüde azaltmıştır. Çalışma, kanat sayısının artırılmasının hem aerodinamik verimliliğı hem de dişli aktarma sisteminin titreşim performansını iyileştirdiğini ortaya koymuştur. Aynı çalışmanın farklı rüzgar hızlarında dişli kutusuna dinamik etkisini de araştıran [57], türbinin giriş hızındaki değişikliklerin hem aerodinamik tork üretimini hem de dişli sisteminin dinamik titreşim yanıtını önemli

ölçüde etkilediğini göstermiştir. Ayrıca, rulmanların dinamik davranışlarının sinüzoidal salınımlar gösterdiği ve dişli sistemindeki dinamik iletim hatasının küçük titreşim genlikleriyle güvenli çalışma sınırları içinde kaldığı tespit edilmiştir. Bu bulgular, üniform rüzgar koşullarında çalışan DERT'lerin model tasarımına önemli bir katkı sağlamıştır. Ayrıca, torktaki değişimlerin dişli sisteminin dinamik davranışını etkilediği ve dolaylı olarak rotor mili üzerinde de etkiler oluşturduğu belirlenmiştir.

DERT'in dönen milinin dinamik davranışı, kararlılığını ve performansını anlamak için [58], türbin dönen mili üzerindeki sabit bilyalı rulman, radyal manyetik rulman ve sentezleri uygulayarak milin dolayısıyla sistemin dinamik kararlılığını iyileştirmiştir. Bu sentezleri uygulamasında yük taşıma kapasitesi, sürtünme kayıplarının azaltılması ve kritik hızların artırılması gibi avantajları vurgulamıştır. Büyük ölçekli rüzgar türbinlerinin tasarımının yapısal bütünlüğünü sağlamak ve türbin sisteminin güvenilirliğini arttırmak için [59], düşük karbonlu çelik malzeme rotor milinin sapma analizi ve sertlik gereksinimleri detaylı incelemiştir. Modal analiz sonuçları, sistemin birinci doğal frekansının (0,633 Hz) ve ikinci doğal frekansının (3,984 Hz) çarkın dönme frekansı (0,25-0,51 Hz) ile çakışmadığını göstermiştir. Bu durum, rezonans riskini kaldırarak türbinin dinamik kararlılığını sağlamaktadır. Çalışmada, Rotor milinin birinci ve ikinci kritik hızları sırasıyla 37,3 devir/dakika ve 238 devir/dakika olarak belirlenmiştir. Türbinin çalışma hızı (15-30,5 rpm), birinci kritik eşiğin alt sınırında konumlanarak dinamik kararlılığı sağlamaktadır. DERT'in dönen milinin titreşimleri, türbinin mekanik bütünlüğü ve dinamik dengesizlikleri azaltma açısından kritik bir öneme sahiptir. Döner mil üzerinde oluşan titreşimler, türbinin dinamik yükler altında çalışması nedeniyle ortaya çıkar ve bu durum, yapısal yorulma, türbin bileşenlerinde hasar ve verim kaybı gibi sorunlara yol açmaktadır [60]. Özellikle düz kanatlı DERT modellerinde, rüzgar hızındaki ani değişimler ve türbülans, türbin mili üzerinde orantısız yükler oluşturarak titreşim seviyelerini arttırmaktadır [61]. Bu nedenle, türbin mili titreşimlerinin analizi ve kontrolü, türbin tasarımında ve işletme süreçlerinde büyük önem taşımaktadır. Rüzgar türbinlerinde döner miller, rotor ve alternatör arasındaki iletimi sağlayan bir bileşendir. Döner millerde kompozit mil uygulaması ile doğal frekans, mod şekilleri ve sönümlenme özellikleri [62] incelemiştir. Çalışmada, metal flanşların bağlı olduğu KFTP milin doğal frekansı metal bağlantı olmayan millere göre daha düşüktür. Özellikle, katman kalınlığı 4,20 mm'den 1,20 mm'ye düştüğünde doğal frekansın %20,53 azaldığı gözlemlenmiştir. Bu bulgu, rüzgar türbinlerinde KFTP millerinin dinamik

davranışını anlamak ve optimize etmek için önemli bir referans sunar. Fiber katman açısı ve kalınlığının doğal frekans üzerindeki etkisi, rüzgar türbini tahrik milleri tasarımında kritik bir parametredir. Buraya kadar olan literatür çalışması kanat, kule, dişli kutusu ve rotor milini kapsamaktadır. Rüzgar türbini dönen milinde ve aktarma kısımlarında çalışma durumundaki dinamik dengesizlikleri tespit, milin dinamik yapısını anlayabilmek için çeşitli izleme teknikleri geliştirilmiştir. Bunlar arasında mil ve yataklarda aşınma analizi [63], akustik sinyal analizi [64], [65], yağ analizi [66], açısal hız ölçümü ve titreşim analizi [67] yer almaktadır.

Operasyonel çalışma koşulları altında rüzgar türbinin dinamik davranışı için OSŞ analiz çalışmaları vardır. Bu analiz, türbinin çalışma durumunda titreşim tepkilerini anlamak ve optimize etmek için kritik bir adım olacaktır. OSŞ, sistemin rezonans özelliklerini belirlemek için kullanılan mod şekilleriyle ilişkili olmakla birlikte, operasyonel koşullarda ölçülen titreşim verilerine dayanır. Bu yöntem, özellikle içsel kuvvetler veya akustik uyarımlar gibi ölçülmesi zor olan etkilerin olduğu durumlarda bile yapının dinamik davranışını analiz etme imkanı sunar. Hem de OSŞ analiz yöntemi zaman ve maliyet açısından avantaj sağlar [68]. Ayrıca, OSŞ Frekans yanıt Fonksiyonu (FYF) ölçümleri ile genlik ve faz bilgisi sağlar, bu da rüzgar türbinlerinin operasyonel titreşim analizlerinde önemli bir avantaj sunar [19]. OSŞ çalışmasında [69], 5 kW'lık bir rüzgar türbininin doğal frekansları ve OSŞ saha ölçümleri ile yapmıştır. Türbin hızının 2-2,5 Hz aralığında olduğu durumlarda, harmoniklerinin sistemin doğal frekanslarını nasıl etkilediğini incelemiştir. Rüzgar türbini dişli kutusu sabit bileşenine (halka dişli) yerleştirilen fiber optik sensörler ile OSŞ analizi [22] uygulamıştır. OSŞ analizi kullanılarak, geleneksel şaft gerinim ölçerlere kıyasla %0,7 altında gerilim hatası sağlamıştır. Bu çalışmada türbinde dönen milin anormal sapmaları OSŞ yöntemi ile deney setinde izlenerek tespit edilmiştir. Türbinin çalışma hızları ile türbin milinin doğal frekansları arasındaki kesişmeler, rezonansa ve yüksek titreşimlere neden olarak erken arızalara yol açabilmektedir [70]. OSŞ yöntemi, türbin gerçek çalışma durumunda deformasyon şeklini gözlemlemeyi sağlar. Böylece türbinin çalışmasındaki hız aralıkları tespit edilerek, kritik frekanslarda rezonansdan kaçınılması sağlandı.

Rüzgar türbini sistemlerinde yapısal titreşimlerin izlenmesi ve kontrolü; sistem ömrünü uzatmak, arıza riskini azaltmak ve bakım maliyetlerini düşürmek açısından öncelikli araştırma alanlarından biri haline gelmiştir. Bu kapsamda, özellikle Operasyonel Sapma Şekli (OSŞ) ve Sıra Analizi (SA) gibi analizlerin, türbinlerin gerçek çalışma

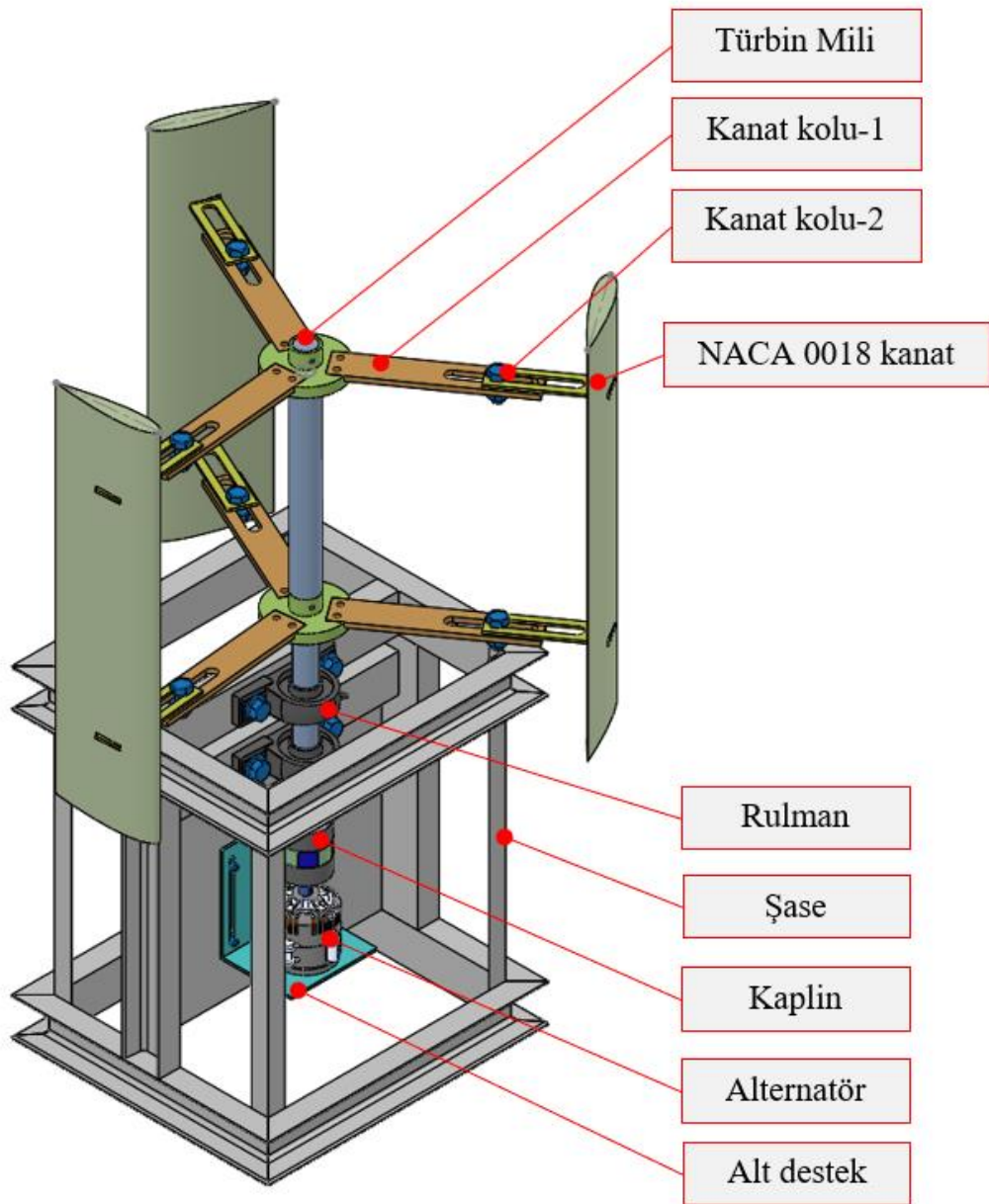
koşullarındaki dinamik davranışlarını ortaya koymada klasik yöntemlere göre daha işlevsel ve gerçekçi sonuçlar sunduğu görülmektedir. Ancak mevcut literatürde, DERT sistemlerinde türbin mili özelinde OSŞ ve SA temelli kapsamlı analizler oldukça sınırlıdır. Özellikle farklı rijitlik ve yoğunluğa sahip çelik ve KFTP malzemelerin mil geometrisiyle birlikte sistem rezonansına ve genlik tepkilerine etkisi yeterince detaylandırılmamıştır. Bu tez çalışması; Deneysel Modal Analiz (DMA), OSŞ ve SA yöntemlerini bir arada kullanarak, farklı mil tiplerinin dinamik davranışlarını karşılaştırmalı biçimde ortaya koymakta ve hem de literatürdeki bu boşluğu katkı sağlamaktadır.



3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. DÜŞEY EKSENLİ RÜZGAR TÜRBİNİ

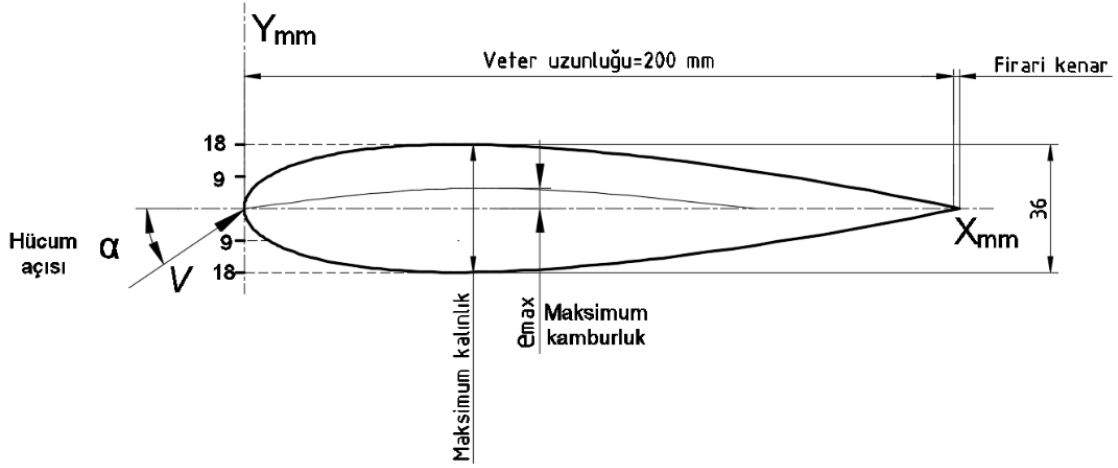
Düşey eksenli rüzgar türbinin mil testi için türbini oluşturan mekanik kısımları Şekil 3.1’de gösterilmiştir. NACA 0018 kanat, Kanat kolu-1, Kanat kolu-2, Alt destek ve şase ve türbin mili konumları Şekil 3.1’deki modele göre bağlantıları yapılmıştır. Blok rulman ünitesi, kaplin, alternatör ve diğer (cıvata setskur vb.) kısımları piyasadan temin edilmiştir.



Şekil 3.1. Düşey eksenli rüzgar türbinin bileşenleri.

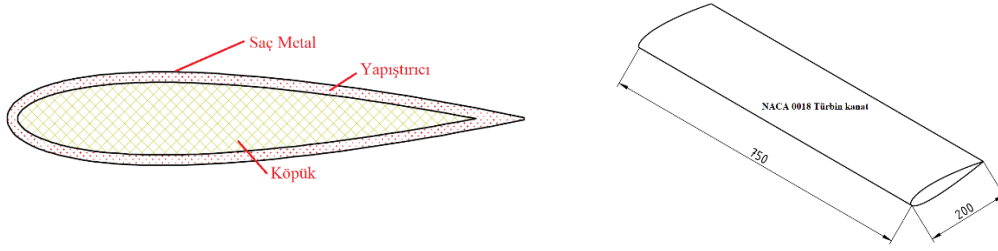
3.1.1. Türbin Kanat ve Kollarının İmalatı

DERT, genellikle NACA 00XX serisine ait simetrik kanat profilleri (örneğin NACA 0012, 0015, 0018, 0021 ve 0024) kullanılmaktadır. Bu profiller arasında özellikle NACA 0018 yaygın olarak tercih edilmektedir [71], [72]. Bu tercihin temel nedeni, kanat üzerinde oluşan kaldırma ve sürüklenme kuvvetlerinin, rotor çapının ve hücum açısının türbinin dinamik performansı üzerindeki belirleyici etkisidir. NACA 0018 profilinin diğerlerine kıyasla daha yüksek performans göstermesi, bu parametrelerle olan uyumundan kaynaklanmaktadır [45], [73]. Bu çalışmada düşey eksenli rüzgar türbininde NACA0018 tipi kanat kullanılmıştır. Türbinin kanat formu ve boyutları Şekil 3.2'deki gibidir.



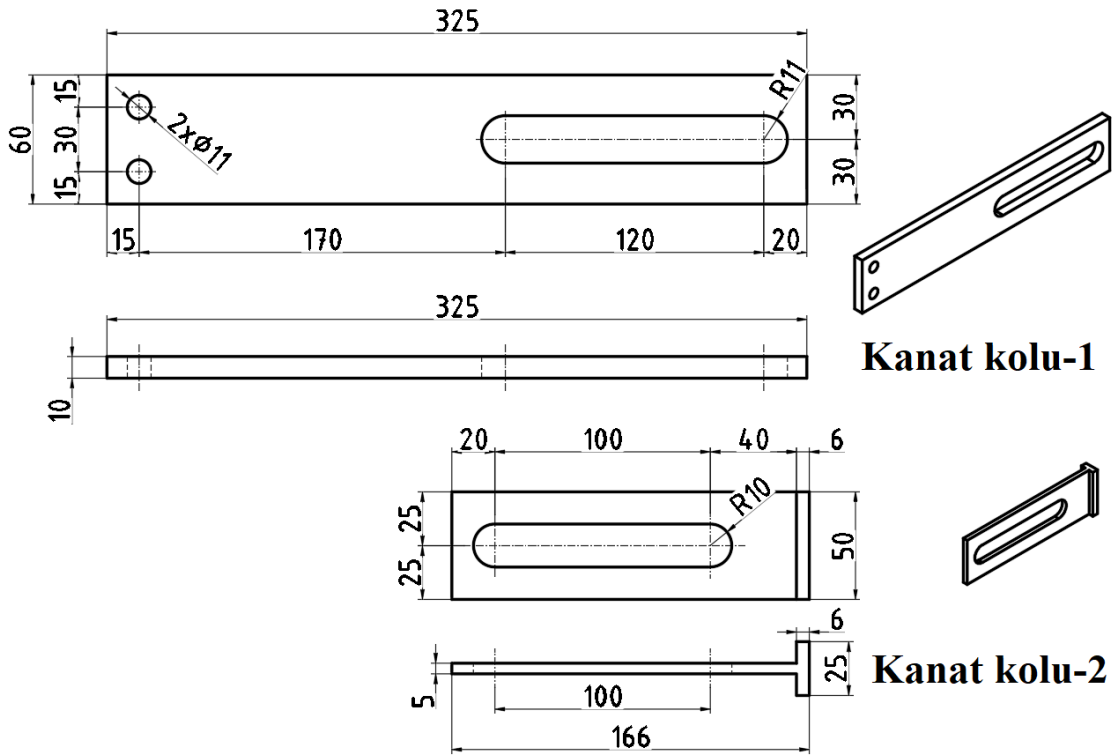
Şekil 3.2. Türbin Kanat geometrisi.

Türbin kanatları hazırlanması için yoğunluğu 22 DNS olan EPS strafor köpük malzeme CNC tel strafor kesim makinesinde NACA 0018 formunda kesilmiştir. NACA 0018 formunda kesilen köpük malzemenin etrafına silikon yapıştırıcı Şekil 3.3 sürüldükten sonra 0,3 mm kalınlığında 750 mm boyunda saç levha etrafına kaplanmıştır. Köpük ile saç metal bağlanması için arasına sürülen yapıştırıcının kuruması ile birlikte NACA 0018 kanat hazırlanmıştır.



Şekil 3.3. NACA 0018 Kanat iç yapısı ve ölçüleri.

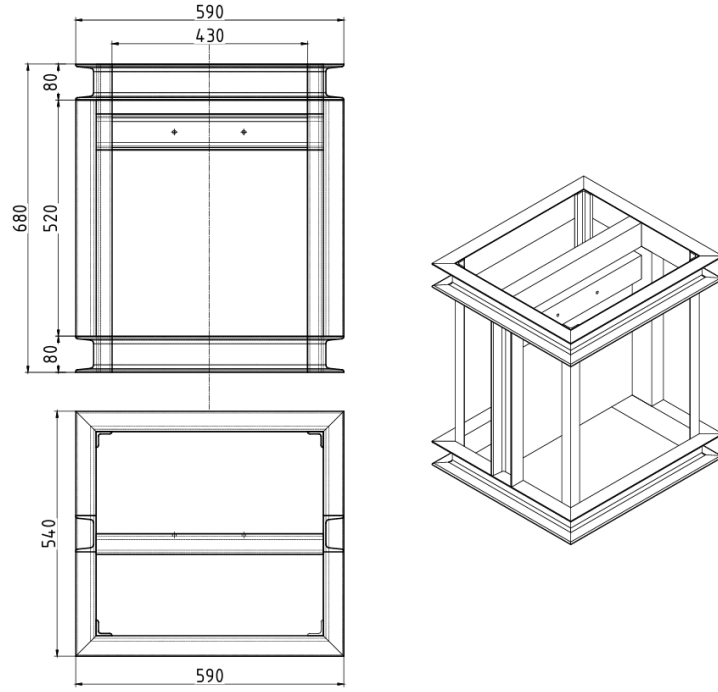
Türbin üzerinde 3 kanat bulunmaktadır. Her bir kanat üst ve alt kısmından kollar ile bağlanmıştır. Türbin mili ile kanatları birbirine bağlayan toplam 6 kol bulunmaktadır. Her bir türbin kanat kolu iki kısımdan oluşmaktadır. Türbin miline bağlanan flanş üzerine St-37 malzemeden yapılmış Kanat kolu-1 ve Kanat kolu-2 Şekil 3.4’de ölçüleri verilmiştir.



Şekil 3.4. (a) Kanat kolu-1, Kanat kolu-2 boyutları.

3.1.2. Türbin Şasesi

Türbin konstrüksiyonu U profil kesitli ve L profil kesitli kirişlerden oluşmaktadır. Türbin ebat ve boyutlarına göre kesilen profiller kaynaklı imalat ile şekil 3.5’deki gibi yapılmıştır.



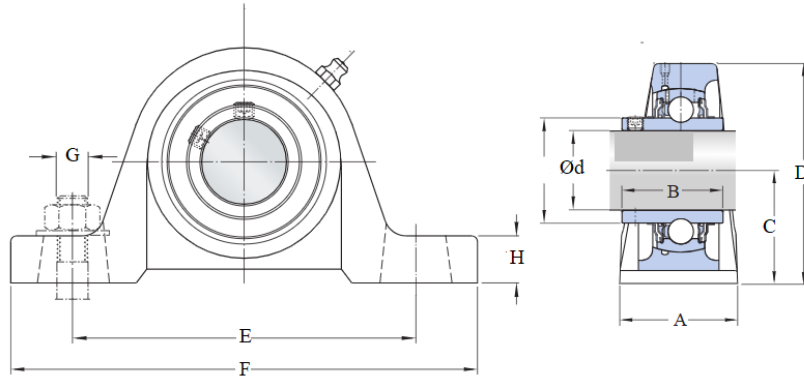
Şekil 3.5. Düşey eksenli rüzgar türbini şasesi.

3.1.3. Türbin Alternatör ve Yataklaması

DERT’de alternatör, türbin miline doğrudan bağlıdır. Türbin mili ile alternatör mili birbirine kaplin ile bağlanmıştır. Türbin mili iki noktadan şase üzerine blok bilyalı P208 rulman ünitesi ile yataklaması yapılmıştır. Alternatör 350 watt kapasitede DC faz çıkışlı olarak türbin miline kaplin ile bağlanmıştır. Alternatör teknik özellikleri Çizelge 3.1’deki gibidir. Blok bilyalı rulman yatak ünitesinin teknik özellikleri Çizelge 3.2’de ve şekil resmi Şekil 3.6’daki gibidir.

Çizelge 3.1 Rüzgar türbinin alternatör özellikleri.

Alternatör	
Kapasite (watt)	350
Faz	DC
Çıkış voltajı (V)	12
Frekans (Hz)	50
Çıkış mili (mm)	10



Şekil 3.6. P208 Blok bilyalı rulman ünitesi şekli [74].

Çizelge 3.2. P208 Blok bilyalı rulman yatak ünitesi özellikleri ve ölçüleri.

Rulman tipi	Blok bilyalı rulman ünitesi
Rulman no	P208
Malzeme yatak	Dökme demir
Temel dinamik yük oranı (C)	32,5 kN
Temel statik yük oranı (C ₀)	20 kN
Yorulma yük sınırı (P _U)	0,85 kN
Ölçüleri	
Ød (mm)	40
A (mm)	49
B (mm)	49,2
C (mm)	49,2
D (mm)	101
E (mm)	133
F (mm)	184
G (mm)	14
H (mm)	20,5

DERT milini alternatöre bağlamak için elastik bağlantılı dişli çelik kaplin kullanılmıştır. Kaplin bağlantı elemanı alternatör mili ve türbin miline setskur civata ile (Şekil 3.7) sabitlenmiştir.



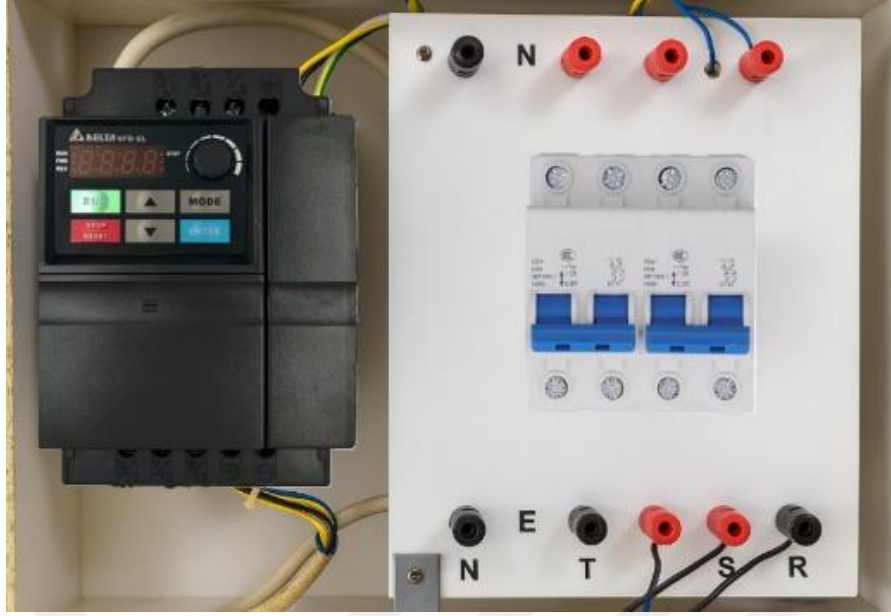
Şekil 3.7. Alternatör kaplin bağlantısı.

3.1.4. Rüzgar Tüneli

DERT’de OSŞ ve SA çalışmaları için gerekli olan değişken rüzgar hızları, rüzgar tüneli yardımıyla elde edilmiştir. Rüzgar tünelinin fan devir sayısının hassas biçimde kontrolü amacıyla, vektörel kontrol destekli 3 fazlı bir AC sürücü Şekil 3.8’de resimdeki sürücü kullanılmıştır. Rüzgar tünelinin, fanı tahrik eden elektrik motoruna ait teknik özellikler Çizelge 3.3’de gösterilmiştir.

Çizelge 3.3. Rüzgar tüneli özellikleri.

Motor (kW)	3,6
Kanat sayısı	12
Frekans (Hz)	50
Gerilim	380 V / 400 V AC
Maksimum devir (devir/dakika)	2880



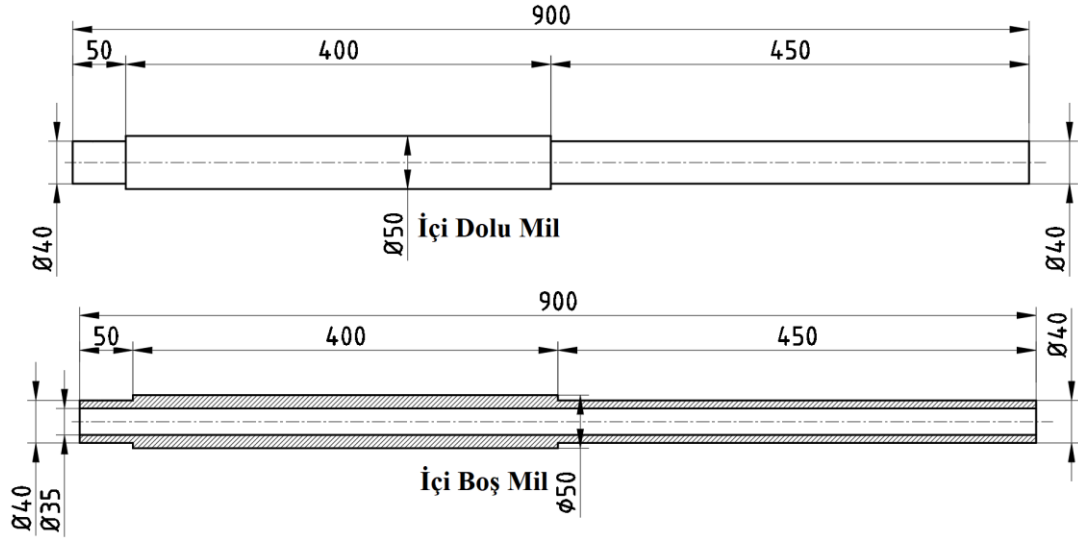
Şekil 3.8. Rüzgar tüneli kontrol sürücü ve şalteri.

3.2. TEST NUMUNELERİ

3.2.1. Test Numunelerinin İmalatı

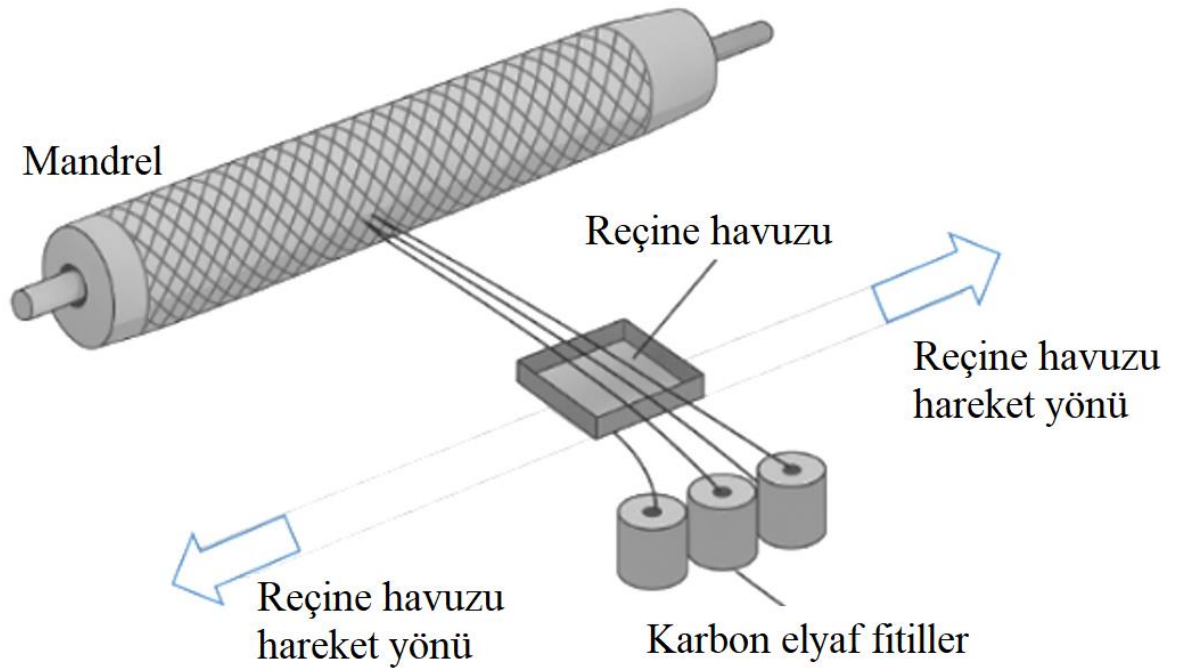
Türbin mili olarak endüstride yaygın olarak tercih edilen dört farklı mil (AISI 1040 İçİ Dolu, AISI 4140 İçİ Dolu, AISI 1040 İçİ Boş, KFTP İçİ Boş) kullanılmıştır. DERT’de kullanılan millerin malzemeleri düşük-orta karbonlu çelik ve kompozit malzeme milleridir [75], [76], [77]. Bu malzeme türbin millerinin, türbinin titreşimine olan dinamik etkilerini karşılaştırmak amacıyla seçilmiştir.

DERT için kullanılan türbin milleri ölçüleri Şekil 3.9’da gösterilmiştir. Şekil olarak türbin milleri 2 sınıfa ayrılmaktadır. Bunlar; İçİ Dolu mil ve İçİ Boş mildir. Rüzgar türbini mili için düşük karbonlu çelik malzeme AISI 1040 İçİ Dolu ve AISI 1040 İçİ Boş mil kullanılmıştır. Orta karbonlu çelik AISI 4140 İçİ Dolu ve Kompozit malzeme KFTP İçİ Boş mil imal edilmiştir. Çelik ve kompozit malzeme olan millerin ham çapı Ø60 mm’den Şekil 4.1’deki resmine göre CNC torna tezgahında uygun forma getirilmiştir.



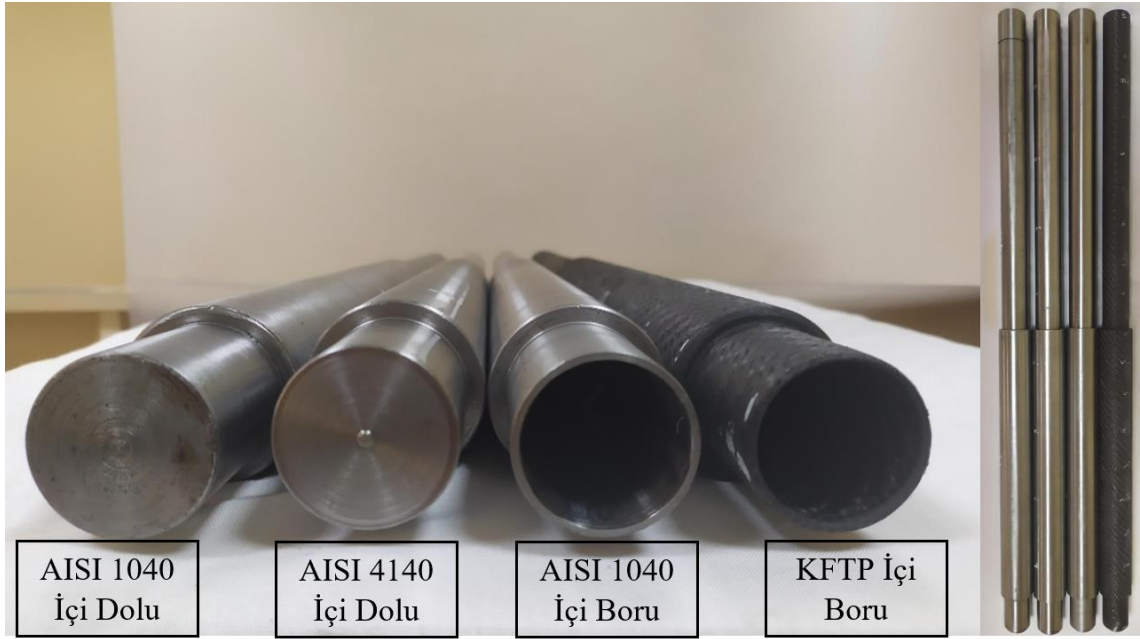
Şekil 3.9. Düşey eksenli rüzgar türbin mil ölçüleri.

Kompozit malzeme dönen milin imalat yöntemi Şekil 3.2’deki gibi elyaf sarma yöntemi kullanılmıştır. Türbin milindeki Ø35 mm delik için mandrelin üzerine dış çapı Ø35 mm olan alüminyum boru yerleştirilmiştir. Yuvarlama ile sarma metodunda karbon elyaf fitiller reçine havuzundan geçirilerek mandrel üzerindeki alüminyum boru üzerine sarım yapılmıştır. Sarım prosesinden (Şekil 3.10) sonra malzemenin kurlama işlemi için fırına yerleştirilmiştir. Fırınlama işlemi ile reçine ve karbon elyaf birbirine daha sıkı kenetlenerek arasındaki mukavemeti düşüren boşluklar azaltılmıştır.



Şekil 3.10. Kompozit boru elyaf üretim metodu.

Fırınlama işleminden sonra KFTP milin kolay ayrılmasını sağlamak amacıyla, ChemTrend Chemlease PMR EZ kalıp ayırıcı kullanılarak mandrelden ayrılmıştır. Dış çapı Ø60 mm ve delik çapı Ø35 mm kompozit boru tornalama işlemi ile İçi boş mil ölçülerine getirilmiştir. DERT için kullanılacak miller Şekil 3.11’de gösterilmiştir.



Şekil 3.11. Deney için miller.

3.2.2. Test Numunelerinin Mekanik Özellikleri

DERT’de kullanılan çelik ve kompozit malzeme türbin millerinin mekanik özellikleri Çizelge 3.4’te verilmiştir. Çelik AISI 1040 ve AISI 4140 malzemeler endüstriyel tedarikçiden, Kompozit KFTP malzeme ise Numerics Composites firmasından temin edilmiştir. Bu malzemelerin mekanik özellikleri, türbin milinin doğal frekansları, sönümlleme oranı ve genel titreşim yanıtı üzerinde belirleyici bir etkiye sahiptir. Özellikle çizelgede yer alan yoğunluk, elastikiyet modülü ve poisson oranı, türbin millerinin rijitliğini ve dinamik tepkisini önemli ölçüde etkilemektedir.

Çizelge 3.4. Kullanılan malzemelerin mekanik özellikleri.

Malzeme	Yoğunluk (Kg/m ³)	Elastikiyet Modülü (Mpa)	Poisson oranı
AISI 1040	7850	200000	0,3
AISI 4140	7850	205000	0,27
KFTP Kompozit	1283	Elastik Modülü XY yönü	70000
		Elastik Modülü YZ yönü	70000
		Elastik Modülü XZ yönü	40000

3.3. MODAL ANALİZ

Modal analiz, bir makine sisteminin veya elemanın doğal frekanslarını, mod şekillerini ve sönüm oranlarını inceleyerek dinamik davranışını ortaya çıkaran bir yöntemdir. Frekans formunda, sistemin giriş kuvveti ve frekans tepki fonksiyonu kullanılarak çıktı tepkisi ivme, hız ve yer değiştirme olarak hesaplanır. Bu yöntem, özellikle makine elemanın farklı frekanslardaki dinamik tepkilerini analiz etmek ve mod şekillerini anlamak için kullanılır. Modlar dinamik ekipmanların doğal özelliği olmakla beraber kütle, sertlik ve sönümlenme gibi fiziksel özellikleri geometrik konfigürasyonu ile de belirlenir. Modlar, dinamik sistemlerin doğal karakteristiklerini yansıtan ve kütle, sertlik ile sönümlenme gibi fiziksel parametrelerin sistem üzerindeki dağılımına bağlı olarak şekillenen özelliklerdir [78]. Modların analizi ile elde edilen (doğal frekans sönümlenme ve mod şekillerini) doğrulamak için SEM kullanılabilmektedir. SEM modellerinin doğruluğunu teyit etmek için, deneysel olarak elde edilen sonuçlarla karşılaştırılması ve bu parametrelerin uyumunun sağlanması gereklidir [79].

3.3.1. Doğal Frekans

Doğal frekans, bir sistemin veya parçanın yapısal özelliklerine bağlı olarak belirlenen ve titreşim davranışını etkileyen temel bir frekanstır.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.1)$$

ω_n : Sönümsüz doğal frekans (rad/s)

k: Yay sertliği veya yay katsayısı (N/m)

m: kütle (kg)

3.3.2. Frekans Yanıt Fonksiyonu

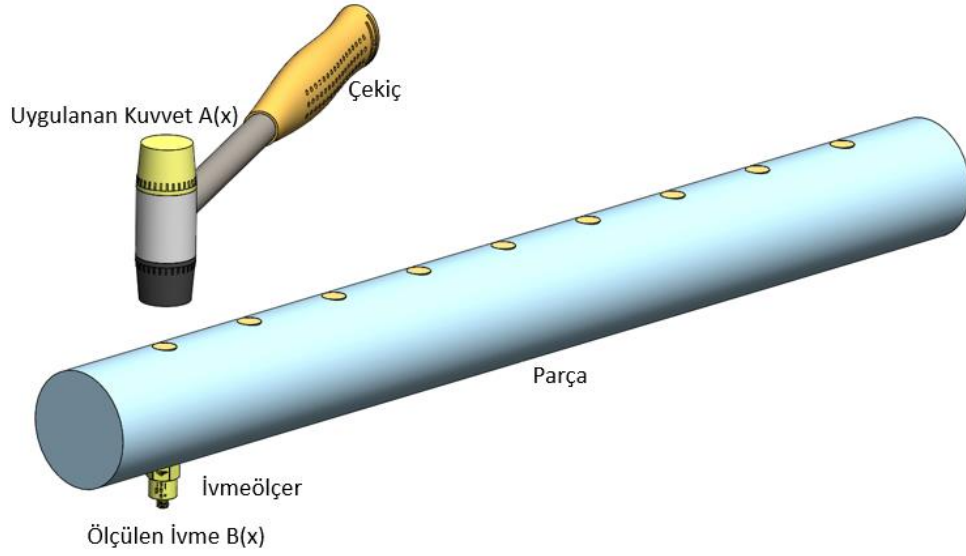
Frekans Yanıt Fonksiyonu (FYF), bir sistemin veya sistem içindeki elemana farklı frekanslarda uygulanan kuvvetlere nasıl tepki verdiğini ölçen ve bu tepkiyi genlik ve faz olarak ifade eden matematiksel fonksiyondur. FYF, sistemin lineer ve kararlı olduğu durumlarda, herhangi bir girdiye karşı sistemin davranışını tahmin etmek için kullanılır. Bu çevrim sonucunda, FYF karmaşık bir yapıya dönüştüğünden, reel, sanal, genlik ve faz bileşenleri şeklinde temsil edilebilmektedir. Düzenek Şekil 3.12’de gösterilmiştir. Genlik FYF grafiklerindeki tepe noktaları, sistemin doğal frekanslarını gösterirken, bu noktalardan sönüm oranı belirlenebilmektedir. Sanal FYF bileşenleri ve faz grafikleri ise sistemin mod şekilleri hakkında bilgi vermektedir.

$$H_x = \frac{A(x)}{B(x)} \quad (3.2)$$

A(x): Uygulanan kuvvet

B(x): Ölçülen ivme

H(x): Yanıt fonksiyonu

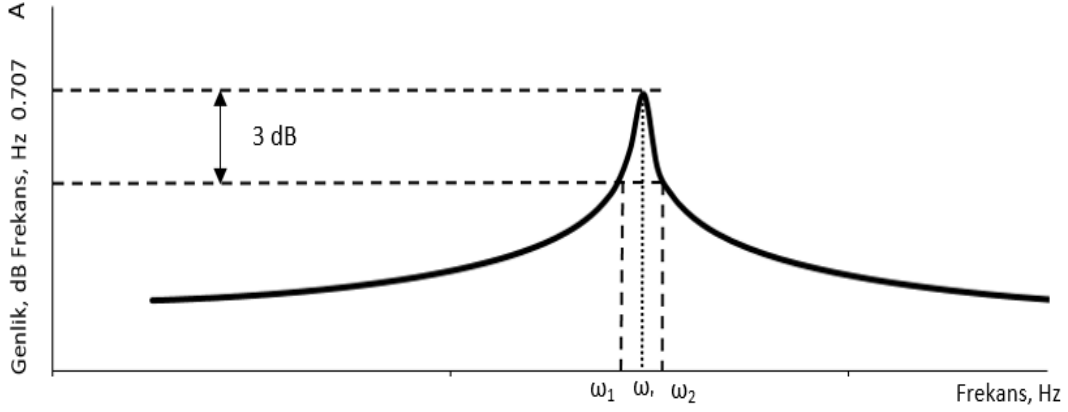


Şekil 3.12. FYF için deneysel Modal Analiz.

3.3.3. Sönüm Oranının Hesaplanması ve Analizi

Sönümleme oranı, serbest titreşimlerde genliğin zamanla azalmasını tanımlayan ve sönüm kuvvetleriyle ilişkili temel bir parametredir [80]. Farklı sönüm oranları, FYF'nin farklı davranışlar sergilemesine neden olur. Sönüm oranı yükseldikçe, sistemin genlik değerleri düşme eğilimi gösterir.

Sönümleme, FYF grafiğindeki Şekil 3.13'deki tepe noktasının genişliği ile orantılıdır; grafikteki tepe noktaları ne kadar genişse, sönümleme oranı da o kadar yüksektir. Ölçüm metodu olarak sönümleme oranının hesaplanmasında [20], kullanılan 3dB metodu (Half power method), FRF üzerinde doğal frekans tepe zirvesinden 3 dB aşağı inilerek uygulanır. Bu noktalardan elde edilen frekansların farkı, doğal frekans ile oranlanarak kalite faktörü adı verilen bir parametre hesaplanır. Kalite faktörü, Denklem (3.3)'de verilen formülle belirlenir ve bu parametre üzerinden sönümleme oranına ulaşılır.



Şekil 3.13. 3 dB metodu gösterimi.

$$Q = \frac{\omega_n}{\omega_2 - \omega_1} \quad (3.3)$$

$$Q = 1/2\zeta \quad (3.4)$$

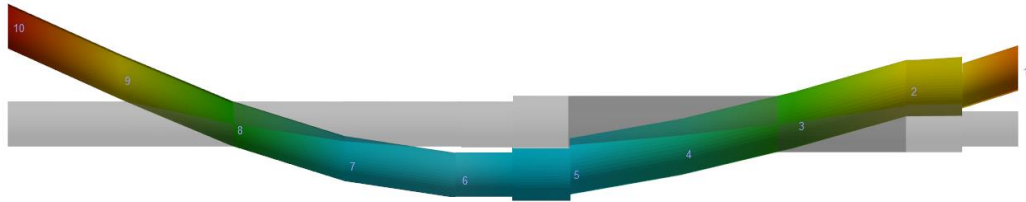
Q: Kalite faktörü

ω_1, ω_2 : Frekans değeri

ζ : Sönümleme oranı

3.3.4. Mod Şekilleri

Mod şekilleri, yapısal dinamik sistemin öz vektörleridir ve hesaplama modellerinin deneysel verilerle doğrulanması için modal analizde önemli bir bileşen oluşturur [81]. Bu modlar, yapının dinamik davranışını karakterize eden kütle, rijitlik ve sönüm özelliklerine bağlıdır ve dinamik tasarımında bu özellikler dikkate alınır. Şekil 3.14'de, bir kirişin birinci mod şekli ile başlangıç konumu görselleştirilmiştir.



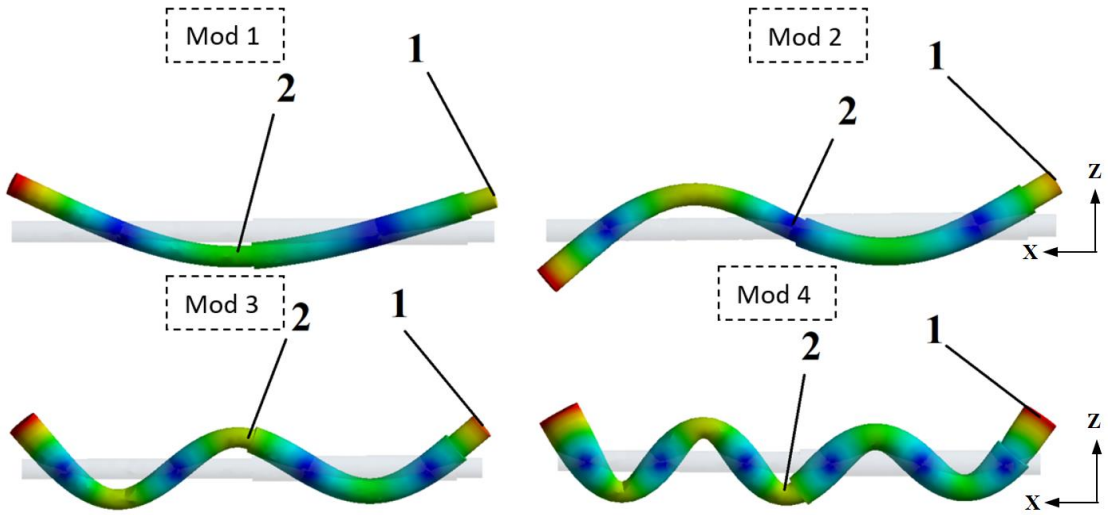
Şekil 3.14. Serbest-serbest bağlantılı bir milin ilk mod şekli.

3.3.5. İvmeölçer yerleşimi ve vuruş noktalarının belirlenmesi

DMA, yapıların dinamik özelliklerini (doğal frekanslar, mod şekilleri ve sönüm oranları)

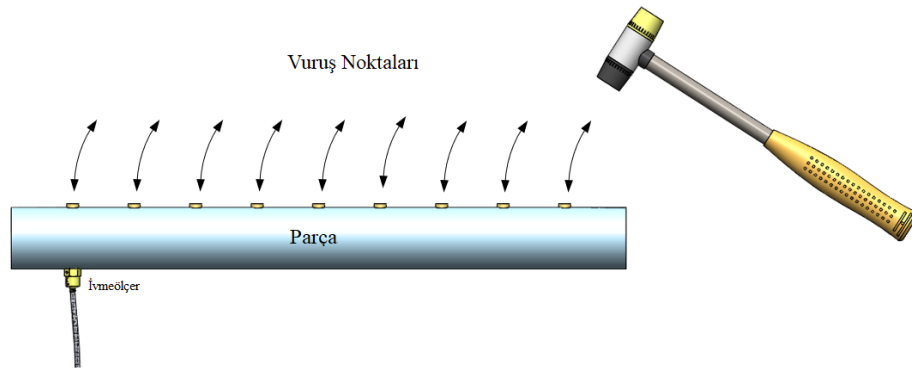
belirlemek için kullanılan temel bir yöntemdir. Analiz sonuçları, uygulanan sınır koşullarından büyük ölçüde etkilenir. Testlerde genellikle serbest-serbest bağlantı yöntemi tercih edilir [82]. Bu yöntemde mil elastik iplere asılarak serbest titreşim sağlanır. Ayrıca tek ucu ankastre bağlı ve çift taraftan mesnetli yöntemler de kullanılarak numunenin modal analizi yapılabilmektedir. Doğru sınır koşullarının seçimi kadar, ivmeölçerlerin konumları ve vuruş noktalarının doğru belirlenmesi de kritik öneme sahiptir [83]. İvmeölçerlerin uygun yerleştirilmesi, yapının tüm modal davranışının doğru şekilde ölçülmesini sağlarken; doğru vuruş noktalarının seçimi ise yeterli uyarım sağlanarak modların etkin bir şekilde ortaya çıkarılmasına olanak verir. İvmeölçerlerin ve vuruş noktalarının yerlerinin belirlenmesinde SEM sonlu elemanlar yöntemi uygulanmıştır.

Şekil 3.15’de görüldüğü üzere, SEM ile elde edilen bir mod şekli sırasında düğüm noktasına yerleştirilen bir ivmeölçer, o moda karşılık gelen frekansı FYF üzerinde gösterememektedir. Bu durum özellikle ikinci modda açıkça görülmektedir. Şekil 3.16’da verilen türbin mili üzerinde tanımlanan 1 ve 2 numaralı referans noktaları incelendiğinde, birinci modda her iki nokta da hareketli olduğundan FYF analizinde bu moda ait FYF verileri gözükmemektedir. Ancak ikinci modda 2 numaralı nokta düğüm bölgesine denk geldiği için burada ölçüm alınsa dahi bu moda ilişkin herhangi bir tepe noktası FYF’de gözlenmeyecektir. Buna karşın 1 numaralı nokta tüm modlar boyunca hareketsiz kalmadığından, ivmeölçer bu noktaya yakın bir konuma yerleştirilmiş ve böylece tüm modlara ilişkin frekansların FYF’de veri alınması sağlanmıştır. Şekil 3.16’daki mod şekillerinin anlaşılabilirliği amacıyla 2,2 kat otomatik ölçeklendirme ile büyütülmüştür. Milin uç kısımları bütün modlarda düğüm noktasına denk gelmediği için ivmeölçer konumu milin baş kısmına yerleştirilmiştir. Vuruş noktaları ise milin büyüklüğüne bağlı olarak eşit aralıklı mesafede 100 mm olarak belirlenmiştir.



Şekil 3.15. Milin mod şekilleri ve düğüm noktaları.

DMA’da çekiç vuruş testi (impact hammer testing), shaker testi ve operasyonel modal analiz gibi farklı yöntemler bulunmaktadır [84]. Bu çalışmada, deneysel modal analiz yöntemi (Şekil 3.16) olarak çekiç vuruş testi uygulanmıştır. Her bir noktaya 5 adet vuruş yapılmıştır. Bu vuruşların ortalaması ivmeölçer aracılığıyla alınarak doğal frekans, sönümlleme oranı, mod şekilleri ve FYF değerleri alınmıştır. Çalışma kapsamında, mil geometrisi üzerinde (Şekil 3.17) 100 mm sabit aralıklarla konumlandırılan ölçüm noktaları kullanılmıştır. Bu yöntem, düşük frekanslı modların yanı sıra yapısal dinamiklerin eksiksiz yakalanmasına olanak tanımıştır.



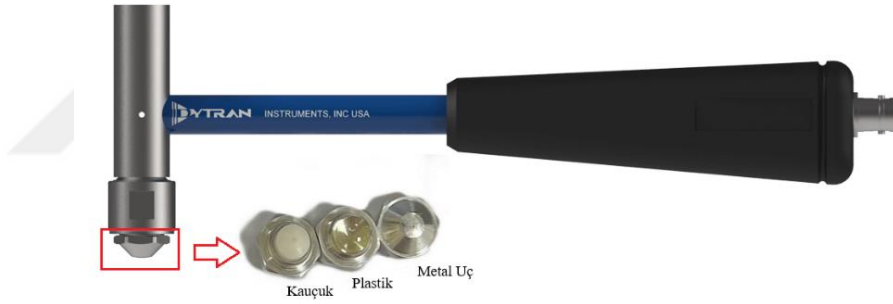
Şekil 3.16. Mil üzerinde çekiç gezdirme noktaları.



Şekil 3.17. Mil üzerinde çekiç vuruş noktaları.

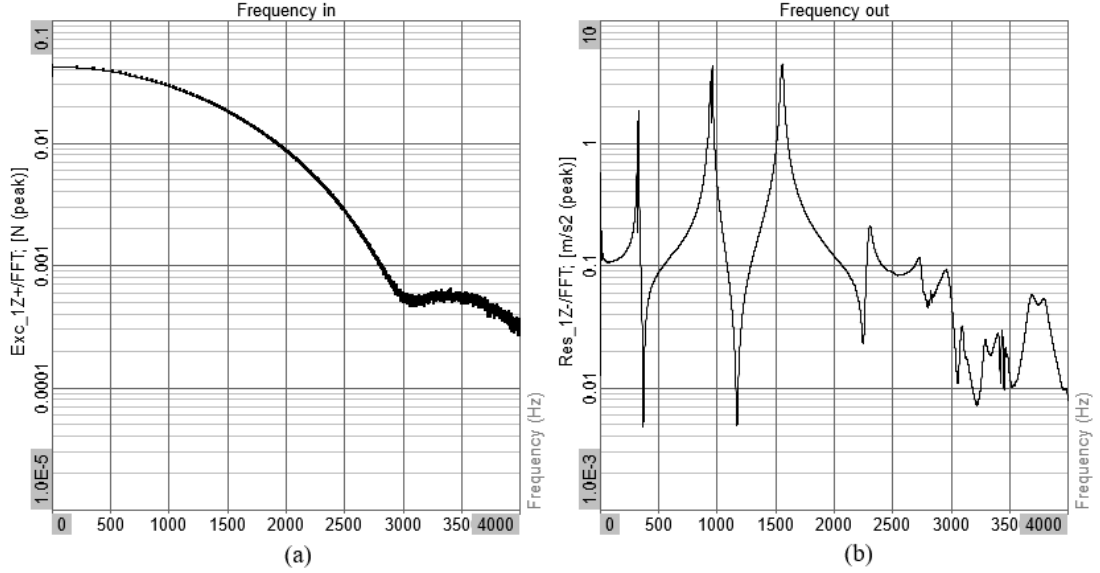
3.3.6. Çekiç Ucu Seçimi

DMA çalışmalarında, mil yapıları üzerinde yapılan uyarım işlemlerinde kullanılan çekiç ucunun malzeme özellikleri, elde edilecek frekans yanıtının bant genişliğini doğrudan etkilemektedir [82]. Çalışmada, modal çekiç ile mil üzerinde DMA gerçekleştirilmiş olup kauçuk, plastik ve metal olmak üzere üç farklı uç (Şekil 3.18) denenmiştir.



Şekil 3.18. Çekiç uçları ve tipleri.

İyi bir deneysel modal analiz ölçümü için, giriş spektrumunun geniş frekans bandında düzgün bir dağılım göstermesi ve ani düşüşler veya sıfır noktaları içermemesi gerekmektedir. Yapılan deneylerde metal uç kullanılarak gerçekleştirilen (Şekil 3.19) uyarımlar, diğer uç malzemelerine kıyasla daha geniş bir frekans bandında tutarlı bir FYF elde edilmesini sağlamıştır. Özellikle yüksek frekans bölgesinde metal uçla alınan FYF'ler daha net ve güvenilir sonuçlar vermiştir. Buna karşılık, kauçuk ve plastik uçların kullanıldığı durumlarda ise etkili frekans bandı daha dar kalmıştır.



Şekil 3.19. Metal uç için a) Kuvvet-Frekans giriş tepkisi b) Genlik-Frekans çıkış tepkisi.

3.4. OPERASYONEL SAPMA ŞEKLİ ANALİZİ

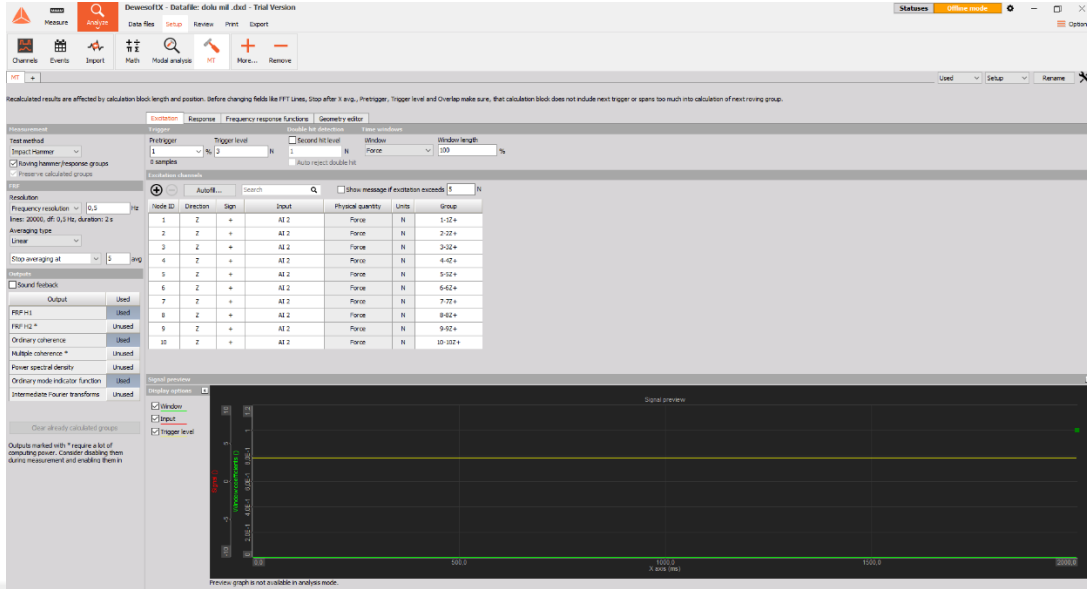
Operasyonel Sapma Şekli (OSŞ) analizi, temel olarak, sistemin iki veya daha fazla noktasındaki zorlanmış titreşim yanıtlarının genlik ve faz ilişkilerine dayanarak operasyonel durumdaki gerçekçi halini gösterir. OSŞ, dönen makinelerin çalışma koşulları altındaki dinamik davranışını anlayabilmek için kullanılan temel bir analiz yöntemidir. Özellikle jiroskopik etkiler ve operasyonel kısıtlamalar nedeniyle geleneksel modal testlerin uygulanamadığı durumlarda, çalışma durumundaki sistemin tepkilerinin anlaşılmasında kullanılmaktadır. OSŞ test yöntemi ile sistemde belirlenen noktalardan eş zamanlı olarak zaman bağlı ve frekansa bağlı FYF verileri elde edilmektedir [70]. OSŞ ile elde edilen mod şekilleri ise DMA ile elde edilen mod şekillerinden farklıdır. DMA ile elde edilen mod şekli bir noktanın ikinci bir noktaya göre hareketidir. OSŞ’de mod şekilleri ise dışardan kaynaklı yük ve kuvvet uygulamalarına bağlı olarak değişmektedir. Sistemin bir frekans veya zamana bağlı olarak sistemin ne kadar yer değiştirdiğini görebilmektedir. Bu çalışma da OSŞ analizi için, rüzgar tüneli aracılığıyla ortalama 5,9 ve 12 m/sn rüzgar hızlarında düşey eksenli rüzgar türbini test edilmiştir. Türbin için hazırlanan dört farklı mil (AISI 1040 İçi Dolu, AISI 4140 İçi Dolu, AISI 1040 İçi Boş, KFTP İçi Boş) türbin sapma şekillerine etkisi ve türbin milinin belirlenen rüzgar hızlarında tepkileri karşılaştırılmıştır.

3.5. SIRA ANALİZİ

Sıra (SA) analizi, başta rüzgar türbinleri olmak üzere motorlar, kompresörler, pompalar ve diğer döner ya da pistonlu makinelerdeki gürültü ve titreşim sinyallerini incelemek amacıyla kullanılan gelişmiş bir analiz yöntemidir. Bu makineleri oluşturan bileşenlerin her biri, çalışma sırasında kendine özgü titreşim ve gürültü üretir. Sıra analizi sayesinde, ekipman içerisindeki her bir makine parçasının dinamik performansı ayrı ayrı değerlendirilebilmektedir. Sıra analizinin, dinamik analizlerde sıklıkla kullanılan Hızlı Fourier Dönüşümü (HFT) analizine göre bazı üstünlükleri bulunmaktadır. HFT analizinde yalnızca frekansa bağlı değişimler gözlemlenebilirken, sıra analizinde mutlak frekans yerine çalışma hızı mertebeleri esas alınmaktadır. Bu durum, özellikle hıza bağlı olarak değişen mekanik özelliklerin tespitinde sıra analizini daha etkili kılmaktadır. Geleneksel gürültü ve titreşim analiz yöntemleri olan FYF analizleri, hızla değişen koşullar altında mekanik arızaları belirlemekte yetersiz kalabilmektedir. Sıra analizi, özellikle dişli arızalarının tanımlanması, şaft hizalamasındaki dengesizliklerin tespiti ve rulman arızalarının erken tespiti gibi mekanik sistemlerde sık karşılaşılan sorunların belirlenmesinde başarılı sonuçlar vermektedir [33]. Bu nedenle, dişli mekanizmalarındaki arızaların tespiti [85], şaft hizalama problemlerinin belirlenmesi [86] ve rulman arızalarının erken tespiti [87] gibi kritik uygulama alanlarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu çalışma da rüzgar tüneli aracılığıyla 5, 9 ve 12 m/sn rüzgar hızlarında dönen rüzgar türbinin devir/dakika, frekans ve genlik ölçütlerine göre türbin milinin doğal frekanslarındaki tepkileri karşılaştırılmıştır.

3.6. DENEYSEL MODAL ANALİZDE TEST PARAMETRELERİNİN BELİRLENMESİ VE YAZILIM AYARLARI

Bu çalışmada, deneysel modal analiz kapsamında veri toplama, test parametrelerinin belirlenmesi ve sonuçların değerlendirilmesi süreçlerinde DewesoftX analiz yazılımı kullanılmıştır. Çok yönlü geniş bir test yelpazesine hitap eden DewesoftX, Modal Analiz, OSŞ ve SA için de özel arayüzler sunmaktadır. Teste başlanmadan önce, modal analiz için Şekil 3.20’de gösterilen kullanıcı arayüzü kullanılarak frekans çözünürlüğü, test protokolü, tekrar sayısı, uyarma ve ölçüm noktaları ile sinyal konfigürasyonlarına yönelik ayarlamalar yapılmıştır. Bu ön hazırlıklar, hem ölçümlerin doğruluğunu artırmakta hem de elde edilen sonuçların güvenilirliğini sağlamaktadır.



Şekil 3.20. DewesoftX modal test arayüzü.

Veri toplama sisteminin 20 kHz'lik örnekleme kapasitesi olduğundan Nyquist-Shannon örnekleme teoremine göre [88];

$$f_s \geq 2f_{max} \quad (3.5)$$

f_s : Örnekleme oranı

f_{max} : Maksimum bant aralığı

Nyquist-Shannon teoremine göre ölçülebilecek maksimum frekans $f_s/2 = 7812,5$ Hz ile sınırlıdır. Bu sınır, cihazın antialiasing filtresi tarafından da garanti altına alınmıştır. Analizde 1 Hz frekans çözünürlüğü sağlamak için 1 saniyelik ölçüm süresi kullanılmıştır. Bu parametreler, sinyalin bozulmadan doğru şekilde ölçülmesini sağlamaktadır.

$$T \geq 1/\Delta f \quad (3.6)$$

T : Ölçüm süresi (sn)

Δf : Frekans değişimi (Hz)

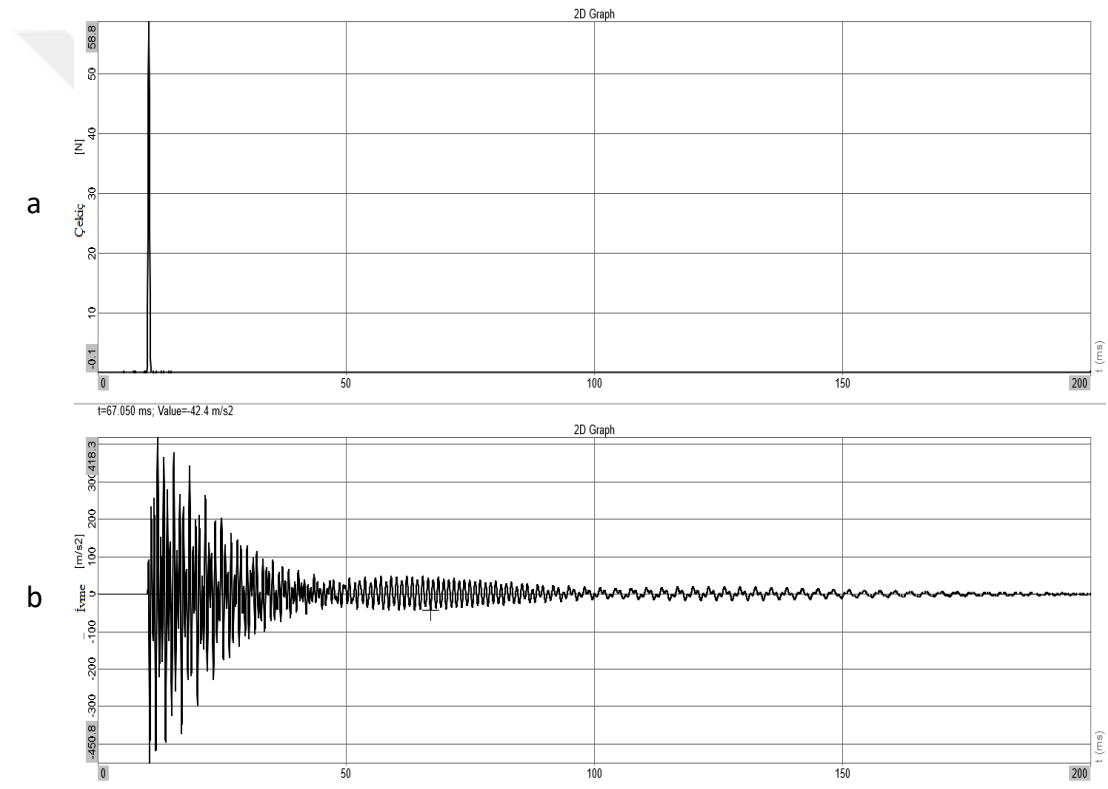
Ölçümlerde 1 saniyelik kayıt süresi belirlenmiştir. Bu süre, çekiç darbesinin vuruşu ile başlamaktadır. İvmeölçerin aldığı tepki incelendiğinde, sistem tepkisinin 1 saniyeden daha kısa sürede oluştuğu görülmüştür (Şekil 3.21). Ayrıca, test öncesinde çekiç vuruşlarını kaydetmek için bir eşik değeri belirlenmiştir. Yapılan deneme vuruşları sonucunda, 5 Newton'un üzerindeki kuvvet değerlerinin kaydedilmesine karar verilmiştir.

Tüm test parametreleri Çizelge 3.5'te özetlenmiştir.

Çizelge 3.5. Modal test parametreleri.

Vuruş sınırı	Vuruş tekrarı	Frekans çözünürlüğü	Ölçüm süresi
3 Newton	5	1 Hz	1 saniye

Ölçümlerin tekrarlanabilirliğini sağlamak amacıyla her ölçüm noktası 5 kez uyarılmış, elde edilen veriler doğrusal ortalama alınarak tek bir sonuç halinde değerlendirilmiştir.

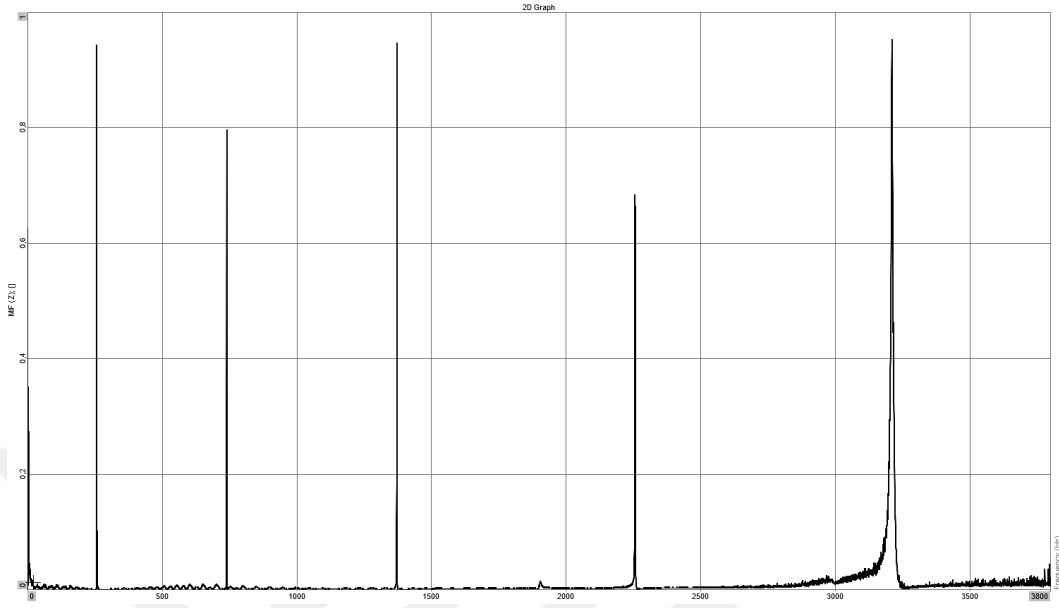


Şekil 3.21. Zamana bağlı sinyal örnekleri a) İvmeölçer b) Çekiç.

3.7. MODAL TEST SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ

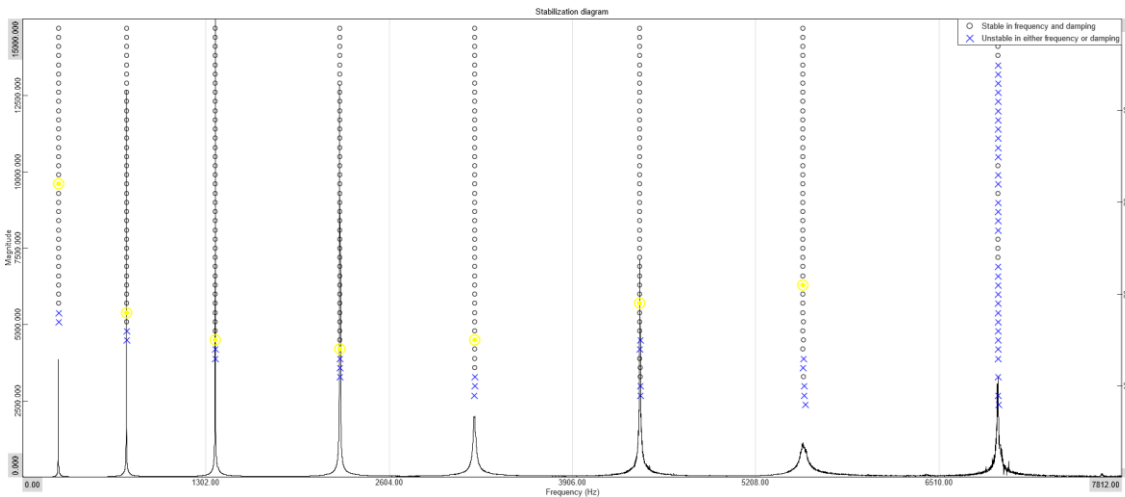
Modal analizde elde edilen sonuçların doğruluğunu değerlendirmek ve ölçüm kalitesini belirlemek için çeşitli Dewesoft'un modal araçları kullanılmaktadır. Doğal frekansların güvenilir şekilde tespit edilmesi ve ölçüm kaynaklı hataların en aza indirilmesi amacıyla, Mod Gösterge Fonksiyonu (MGF) ve Kararlılık Diyagramı (Stabilization Diagram) yöntemleri kullanılmaktadır. Dewesoft yazılımında kullanılan MGF, tüm Frekans Yanıt

Fonksiyonlarının toplamı olarak hesaplanır. Şekil 3.22’de görüldüğü üzere, grafikteki her zirve bir doğal frekansa karşılık gelmekte olup, kararlılık diyagramı ile birlikte gerçek modların belirlenmesinde kullanılmaktadır.



Şekil 3.22. Mod gösterge fonksiyonu.

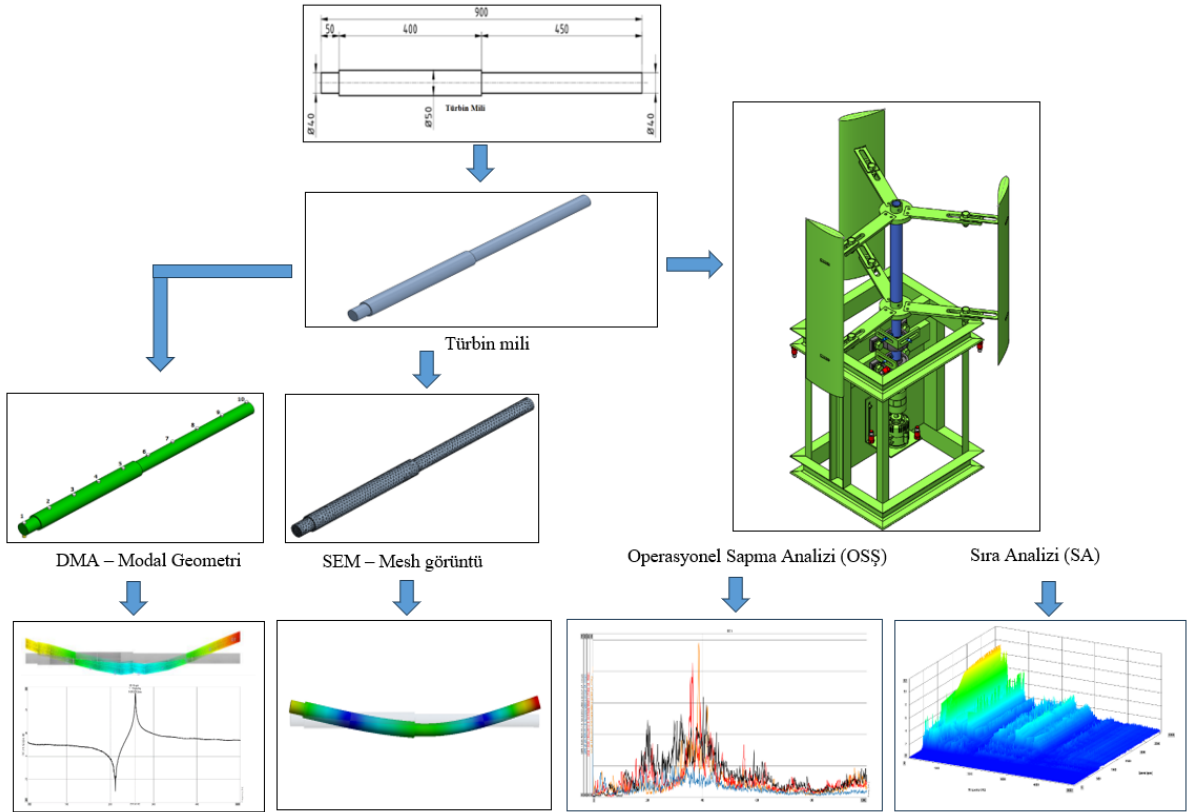
Kararlılık diyagramı, modal parametre tahmininde kullanılan bir yöntemdir. Eğri uydurma tekniğiyle hesaplanan mod göstergesi fonksiyonunun farklı kuvvet seviyelerindeki çözümleri karşılaştırılarak sistemin kararlılığı değerlendirilir. Yazılım çıktısında, daire işaretleri kararlı çözümleri (sabit frekans ve sönüm değerleri) temsil ederken, çarpı işaretleri kararsız çözümleri gösterir. Şekil 3.23'deki örnek diyagramda, dairelerle işaretlenen noktalar sistemin doğal frekanslarını belirlemektedir.



Şekil 3.23. Kararlılık diyagramı.

3.8. YÖNTEM

DERT milinin titreşim analizi için hazırlanan AISI 1040 İçi Dolu, AISI 4140 İçi Dolu, AISI 1040 İçi Boş ve KFTP İçi Boş millerinin DMA, SEM, OSŞ ve SA analizi yapılmıştır. EMA ve FEA yöntemi ile türbin millerinin doğal frekansları, sönümleme oranı ve mod şekilleri belirlendi. OSŞ yöntemi ile türbin millerinin sapma şekillerinin frekansa bağlı genlik değerleri ölçüldü. SA ile değişken çalışma hızlarında türbin dönen milinin dinamik tepkileri ölçüldü. Şekil 3.24’de akış diyagramında test için yapılan yöntemleri göstermektedir.

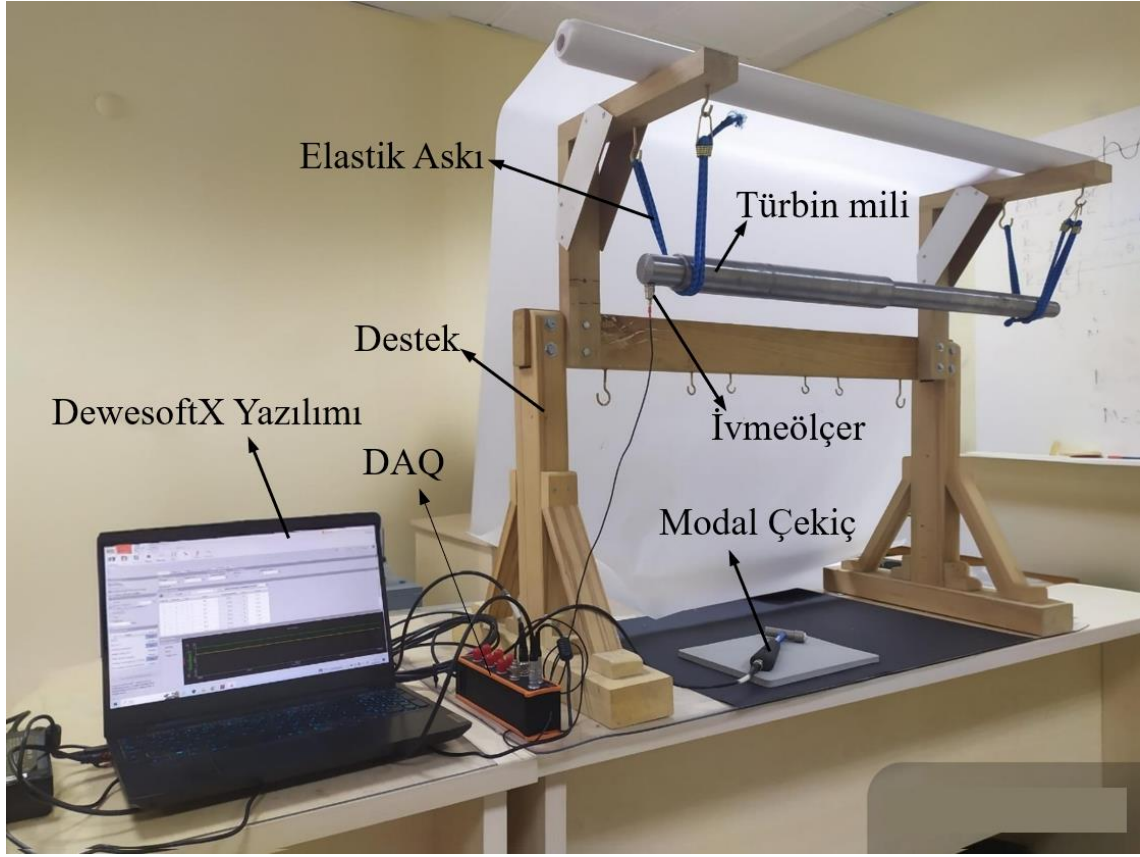


Şekil 3.24. Türbin mili test çalışması akış diyagramı.

3.9. DENEYSEL MODAL ANALİZ

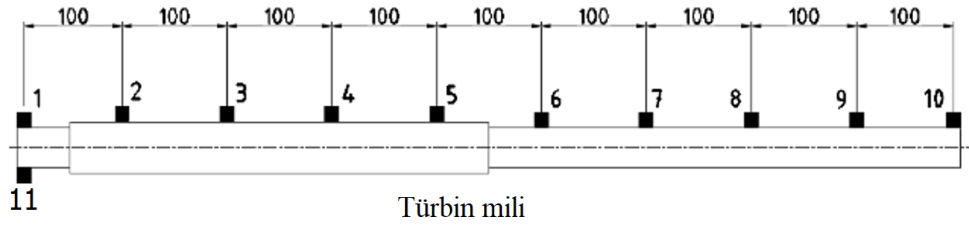
DERT için AISI 1040 İçi Dolu, AISI 4140 İçi Dolu, AISI 1040 İçi Boş, KFTP İçi Boş millerinin dinamik karakteristiği için gerekli olan modal testlerde (Şekil 3.25), numunenin kuvvetle uyarılması amacıyla Dytran modal çekiç kullanılmıştır. Kuvvet uyarılmasıyla türbin milinin vermiş olduğu tepki MMF marka KS78C100 model, 100 mV/g hassasiyetli ve 20.000 Hz frekans ölçüm aralığına sahip bir ivmeölçer tercih edilmiştir. Ölçüm sisteminin veri toplama ve işleme aşamasında, sekiz adet analog girişe

ve 20.000 Hz örnekleme hızına sahip DewesoftX Krypton veri toplama cihazı kullanılmıştır. Toplanan verilerin analizi ve sonuçların değerlendirilmesi ise Dewesoft X yazılımı ile gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.25. Türbin dönen mili serbest-serbest modal analiz test düzeneği.

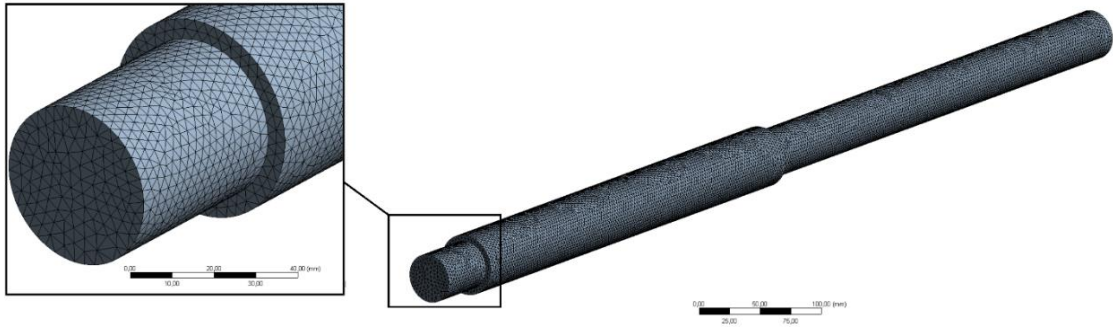
Test için mil üzerinde, Şekil 3.26'de gösterildiği gibi, eşit aralıklarla belirlenen on farklı noktaya Dytran marka kuvvet dönüştürücüsü (Model: 5800B3T, Hassasiyet: 11,24 mV/N) ile vuruşlar uygulanarak dinamik uyarım sağlanmıştır. Ölçüm kalitesini artırmak amacıyla çelik uçlu (Model: 6250A) darbe çekici kullanılmıştır. Tepki sinyallerinin ölçümü için (Şekil 3.27), türbin milinin uç kısmındaki 11 numaralı noktaya tek eksenli bir ivmeölçer (MMF Tipi, Model: KS78C.100, Hassasiyet: 100 mV/g, Frekans Aralığı: 0,2 Hz – 20 kHz) hızlı yapıştırıcı ile sabitlenmiştir. Veri toplama işlemi, kanal başına 20 kHz örnekleme hızına sahip çok kanallı krypton-8xACC DAQ sistemi ile gerçekleştirilmiştir. Son olarak, rezonans frekansları, sönüm oranları ve mod şekilleri gibi modal parametreler, DewesoftX donanım ve yazılımı kullanılarak elde edilen Frekans Yanıt Fonksiyonu (FYF) analizleriyle belirlenmiştir.



Şekil 3.26. Türbin mili modal analiz vuruş noktaları.

3.10. SONLU ELEMENLAR ANALİZ

DERT milinin dinamik karakterizasyonunda, DMA sonuçlarının geçerliliğini sağlamak için ANSYS tabanlı sonlu elemanlar analizi kullanılmıştır. Serbest-serbest sınır koşulları altında yapılan analizde, malzeme parametreleri (Çizelge 3.4) ve geometrik detaylar deneysel örneklerle birebir eşleştirilmiştir. Mesh optimizasyonu kapsamında, türbin milinin homojen kesitli bölgelerinde 3 mm'lik hekzagonal eleman boyutları tercih edilmiştir. Mesh boyutunda daha küçük mesh denemelerinde doğal frekansta değişim %1'in altında kalmaktadır. AISI 1040 İçi Dolu ve AISI 4140 İçi Dolu millerinde element sayısı 190000~200000 arasındadır. AISI 1040 İçi Boş ve KFTP İçi Boş element sayısı 140000~150000 arasındadır. SEM' de oluşturulan yüksek çözünürlüklü mesh yapısı (Şekil 3.27), deneysel frekanslarla %95'ten fazla uyum göstererek SEM yönteminin güvenilirliğini kanıtlamıştır.

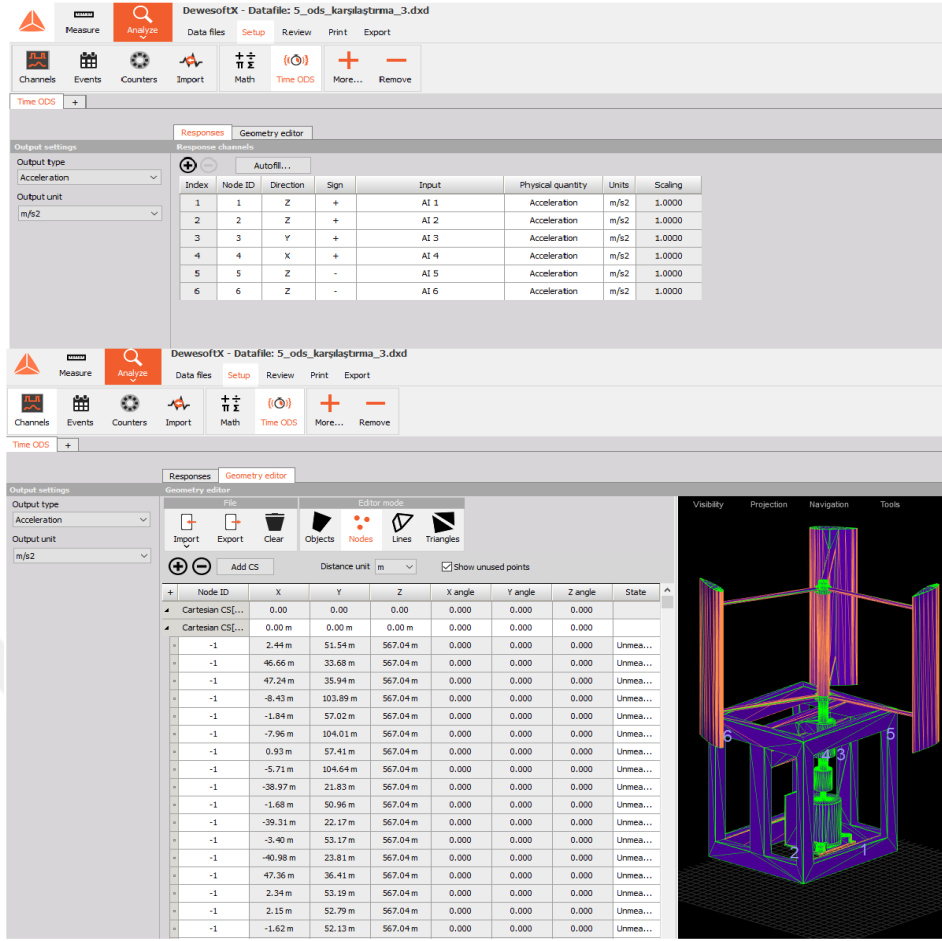


Şekil 3.27. Türbin mili mesh yapısı.

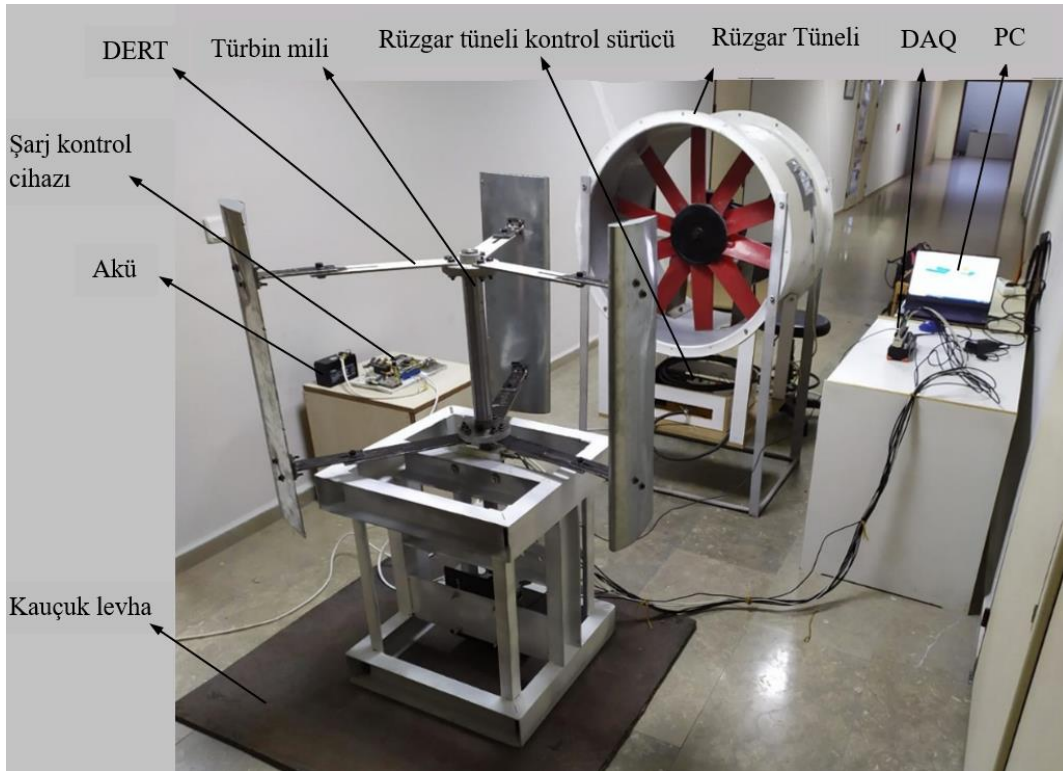
3.11. OPERASYONEL SAPMA ŞEKLİ

DERT milinin çalışma durumundaki dinamik tepkilerini ölçmek için OSS analizi yapılmıştır. DewesoftX giriş ayarlarında ivmeölçerler Şekil 3.28' deki türbin üzerine tanımlanmıştır. Her bir türbin mili OSS testi için kullanılan ekipmanlar Şekil 3.29'da gösterilmiştir. OSS analizinde hazırlanan AISI 1040 İçi Dolu, AISI 4140 İçi Dolu, AISI

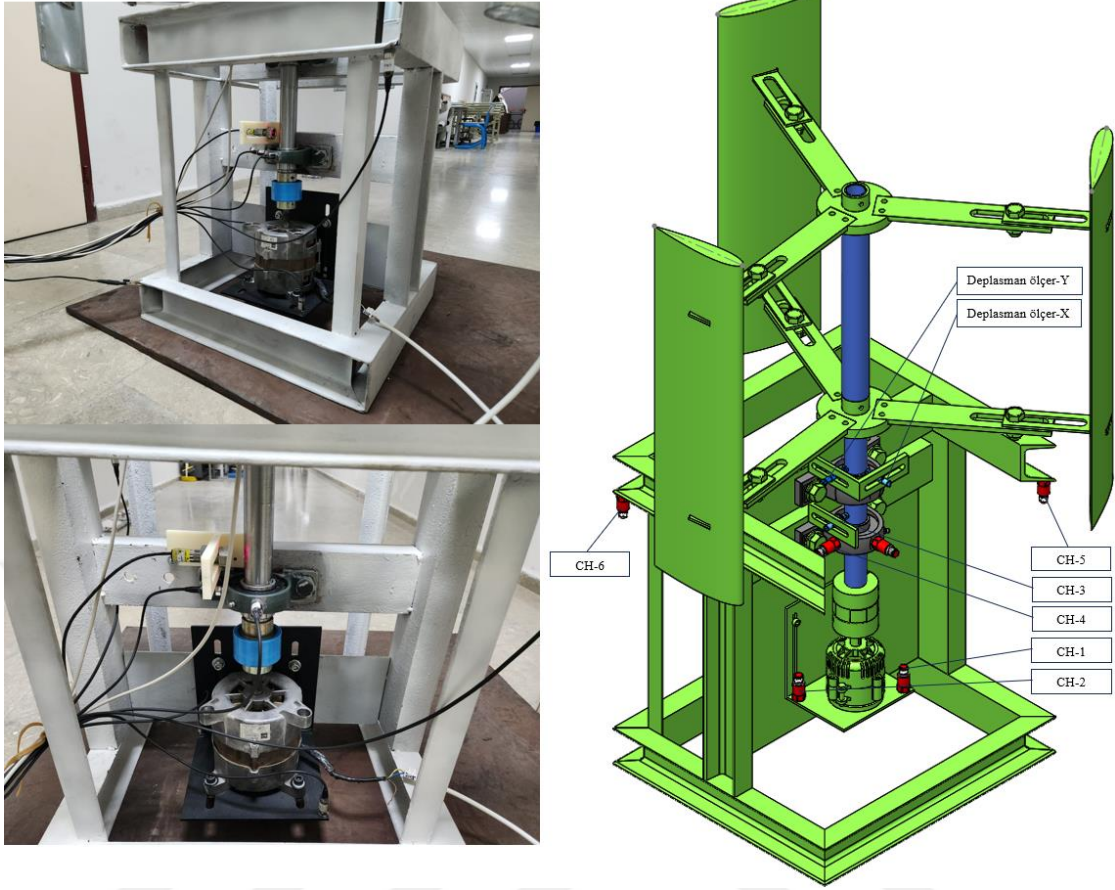
1040 İçi Boş, KFTP İçi Boş milleri rüzgar hızı 5, 9 ve 12 m/sn rüzgar hızlarında test edilmiştir. Türbindeki anlık tepkileri alabilmek için altı adet tek eksenli ivmeölçer (MMF Tipi, Model: KS78C.100) kullanılmıştır. İvmeölçerler Şekil 3.30'da gösterilen CH-1, CH-2, CH-3, CH-4, CH-5, CH-6, şase ve mil üzerindeki konumlara bağlanmıştır. Türbin milinin titreşim tepkilerini ölçebilmek için CH-3 ve CH-4 kanalları karşılaştırılmıştır. Rüzgar türbini üzerine yerleştirilen ivmeölçerlerin 4 tanesi rulman yatağı ünitesi ve alternatör tablasına, iki tanesi ise türbin şasesi üzerine bağlanmıştır. Türbin millerinin yer değıştirmesini ölçebilmek amacıyla, türbin üzerinde hem düşey hem de yatay düzlemde ölçüm yapabilecek şekilde iki adet deplasman sensörü kullanılmıştır. Bu sensörler, Deplasman ölçer-X ve Deplasman ölçer-Y şekilde yerleştirilmiştir. Türbinin genel ölçüleri rotor çapı 47,5 cm kanat yüksekliğı 75 cm'dir. Türbinin alışması sırasında alternatör tarafından üretilen elektrik enerjisi, bir şarj kontrol ünitesi vasıtasıyla 12V/7Ah kapasiteli aküye depolanmıştır. Sistemin aerodinamik performansını karakterize etmek amacıyla, rüzgar tüneli tarafından oluşturulan rüzgar hızı ölçümleri 0.1 m/sn çözünürlüğe sahip Wintact WT816 model dijital anemometre ile gerçekleştirilmiştir. Türbin ile aksiyel fan arasındaki optimum mesafe, deneysel çalışmalar sonucunda rüzgar enerjisi potansiyel verimliliğı maksimum alındığı mesafe 1.1 m olarak belirlenmiştir. OSŞ analizi kapsamında, türbinin dinamik davranışı rüzgar tüneli tarafından sağlanan 5, 9 ve 12 m/sn'lik [22], [89], [90] ortalama rüzgar hızlarında incelenmiştir. Karşılaştırmalı analizler için türbin her bir rüzgar hızında nominal 15 saniye çalıştırılmış ve bu süre boyunca türbin milinin dinamik tepkileri kaydedilmiştir. Ölçümler, kanal başına 20 kHz frekans aralığında ölçüm kapasitesine sahip DewesoftX Dewe 43 A Iso-Power çok kanallı veri toplama sistemi (DAQ) ve DewesoftX analiz yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.28. OSŞ test veri ayarları.



Şekil 3.29. Düşey eksenli rüzgar türbini OSŞ test düzeneği.

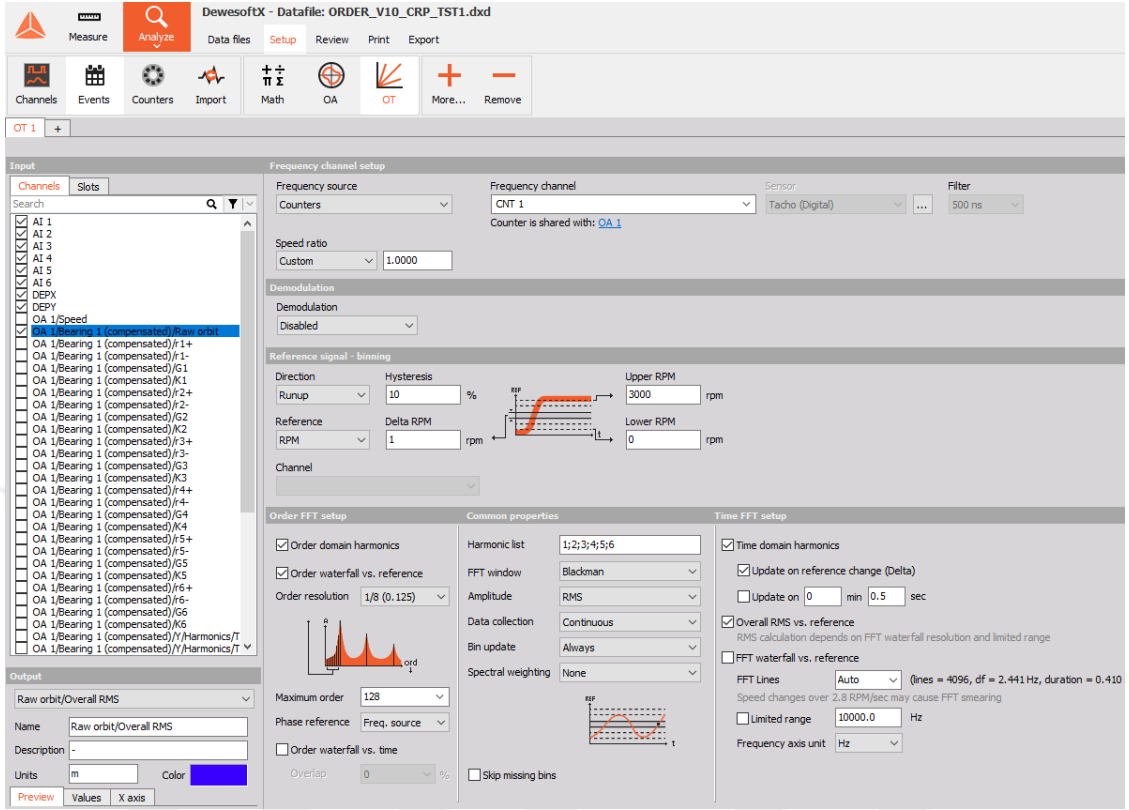


Şekil 3.30. OSŞ test ivmeölçer konumları.

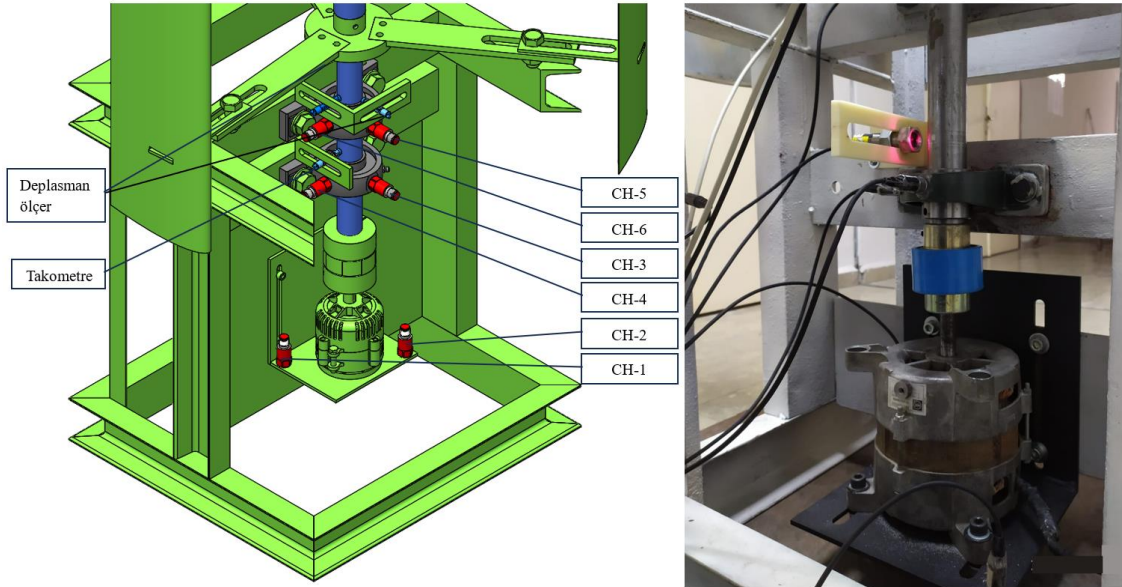
3.12. SIRA ANALİZİ

Rüzgar türbinlerinin dönen milinde meydana gelen titreşimlerin analizinde, özellikle değişken rüzgar koşullarına bağlı olarak geleneksel zaman ve frekansa bağlı analizler sınırlayıcı olabilmektedir. Bu çalışmada, bu zorluğun üstesinden gelmek için SA yöntemi kullanılmıştır. SA analizi, titreşim sinyalini türbin milin dönüş hızına göre değil, bu hızın katları olan harmonikler üzerinden inceler. Bu sayede milin hızı değişse bile, titreşim bileşenleri sabit bir sırada analiz edilmektedir [33]. Türbin mil hızına göre senkronize edilen örnekleme sayesinde, frekans bileşenlerinin yanlış şekilde dağılmasının veya netliğini kaybetmesinin önüne geçilmiştir [91]. Bu çalışmada rüzgar türbini ortalama 5, 9 ve 12 m/sn rüzgar hızlarında, hazırlanan miller test edilmiştir. SA testi için DewesoftX veri giriş ayarları Şekil 3.31’deki yapılmıştır. Test için OSŞ’den farklı olarak ivmeölçerler ve deplasman ölçer ve takometre Şekil 3.32’deki gibi rulman yatak ünitesi ve alternatör tablasına yerleştirilmiştir. Deplasman ölçerlerin mil ile arasındaki boşluk mesafe 3 mm alınmıştır. Türbin milinin devir sayısının ölçülmesi amacıyla, foto-optik yansıma

prensibiyle çalışan dijital takometrede kullanılmıştır. Takometre ölçümü için mil üzerine yerleştirilen bant ile sayım yaparak devir/dakika ölçülmüştür.



Şekil 3.31. SA test veri ayarları.



Şekil 3.32. Rüzgar türbini SA test düzeneği.

4. BULGULAR TARTIŞMA

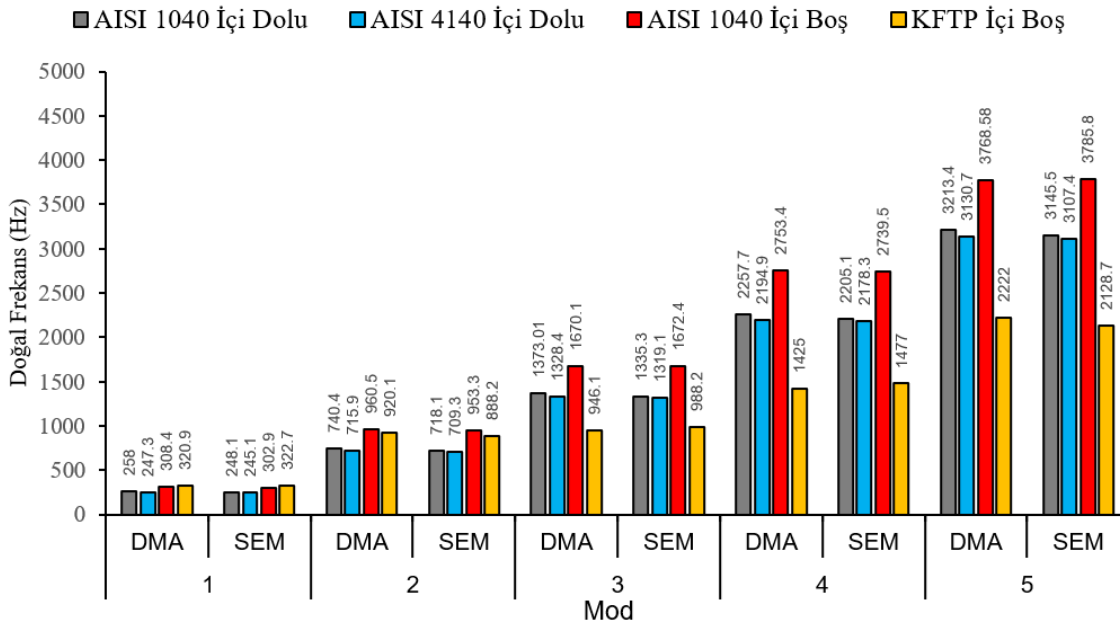
4.1. MODAL ANALİZ

DERT milleri için gerçekleştirilen DMA testleri kapsamında, AISI 1040 İçi Dolu, AISI 4140 İçi Dolu, AISI 1040 İçi Boş ve KFTP İçi Boş malzemelerinden imal edilen millerin dinamik karakteristikleri detaylı şekilde incelenmiştir. Bu kapsamda, türbin milleri üzerindeki belirli uyarma ve tepki noktaları arasında Frekans Yanıt Fonksiyonu (FYF) ölçümü gerçekleştirilmiş ve bu verilerden doğal frekanslar, mod şekilleri ve sönüm oranları belirlenmiştir. Ölçülen doğal frekanslar, milin kütle ve rijitlik dağılımının bir fonksiyonu olarak FYF eğrilerinde gözlemlenen tepe noktaları üzerinden tanımlanmıştır. FYF genlik değerleri ise, sistemin mod şekillerinin ortaya çıkarılmasında ve sönümleme miktarının tahmin edilmesinde kullanılmıştır. Ölçüm sonuçlarının doğruluğunu ve güvenilirliğini değerlendirmek amacıyla, elde edilen modal parametreler sonlu elemanlar metodu (SEY) ile elde edilen verilerle Şekil 4.1’de karşılaştırılmıştır. Çizelge 4.1’de, AISI 1040 İçi Dolu, AISI 4140 İçi Dolu, AISI 1040 İçi Boş ve KFTP İçi Boş miller için DMA ölçümleriyle belirlenen ve SEM ile doğrulanan ilk beş doğal frekans sunulmaktadır. Genel olarak, EMA ile ölçülen doğal frekanslar ile SEM verileri arasında oldukça yakın bir uyum gözlenmiş, aradaki sapmaların küçük ve ihmal edilebilir düzeyde olduğu görülmüştür. Bununla birlikte, belirli durumlarda, DMA ile ölçülen doğal frekansların SEM sonuçlarından daha yüksek olduğu dikkat çekmektedir. Özellikle, AISI 1040 İçi Boş milin Mod 3, Mod 5 frekansları ile KFTP İçi Boş milin Mod 1, Mod 3, Mod 4 frekanslarında, EMA sonuçları FEM verilerine kıyasla daha düşük bulunmuştur. Bu farklılıklar, üretim toleranslarından kaynaklanan rijitlik artışı veya kütlede azalma gibi sebeplerle ilişkilendirilebilir. Türbin milleri arasında yapılan karşılaştırmalarda, AISI 1040 İçi Boş milin, birinci mod dışında, AISI 1040 İçi Dolu, AISI 4140 İçi Dolu ve KFTP İçi Boş millere kıyasla daha yüksek doğal frekanslara sahip olduğu belirlenmiştir. Bu durum, ilgili türbin milinin geometrik ve malzeme özellikleri bakımından sağladığı rijitlik ve kütle avantajından kaynaklanmaktadır. Ayrıca, ölçümlerin güvenilirliğini değerlendirmek için Mod Güvenilirlik Kriteri (MGK) değerleri hesaplanmış, sentezlenmiş FYF oluşturulmuş ve kararlılık diyagramları incelenmiştir. Yüksek MGK değerleri, sentezlenmiş ve ölçülen FYF’ler arasındaki uyum ve kararlılık diyagramlarında mod frekanslarının sabit bir hat boyunca yoğunlaşması, ölçümlerin yüksek doğrulukta olduğunu göstermektedir. Bu sayede, farklı malzeme ve geometri kombinasyonlarının

mil dinamiği üzerindeki etkileri hem deneysel hem de sayısal yöntemlerle başarılı bir şekilde ortaya konmuştur.

Çizelge 4.1. Türbin milinin DMA ve SEM doğal frekansları.

Mod	Türbin mili							
	AISI 1040		AISI 4140		AISI 1040		KFTP	
	İçi Dolu		İçi Dolu		İçi Boş		İçi Boş	
	Metot							
	DMA	SEM	DMA	SEM	DMA	SEM	DMA	SEM
Doğal Frekans, Hz								
1	258	248.1	247.3	245.1	308.4	302.9	320.9	322.7
2	740.4	718.1	715.9	709.3	960.5	953.3	920.1	888.2
3	1373.01	1335.3	1328.4	1319.1	1670.1	1672.4	946.1	988.2
4	2257.7	2205.1	2194.9	2178.3	2753.4	2739.5	1425	1477
5	3213.4	3145.5	3130.7	3107.4	3768.5	3785.8	2222	2128.7



Şekil 4.1. Türbin milinin DMA ve SEM'e göre doğal frekansları.

Türbin milinin sürekli modalitesi sonsuz sayıda mod şekline sahip olmasına rağmen, milin yeterince dinamik davranışlarını anlamak için ilk birkaç mod şekline sahip olmak yeterlidir. Kullanılan DAQ cihazının örnekleme hızı sınırlaması nedeniyle, ilk beş mod şekli DMA kullanılarak elde edilmiştir. Şekil 4.2 ve Şekil 4.3'de sunulmuştur, Bir mod şekli, belirli bir doğal frekansla ilgili sapma modeli ve göreceli harici uyarma kuvveti altında milin yer değiştirmesi ile ilişkilidir. Titreşim yönünü göstermek ve doğrulamak amacıyla da SEM yöntemi ile elde edilen mod şekillerin görsel ölçeği 2,2 kat artırılmış

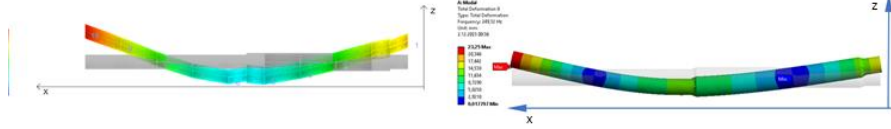
otomatik ölçekleme ile gösterilmiştir.

Mod

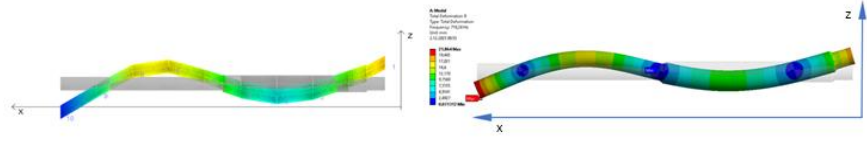
DMA

SEM

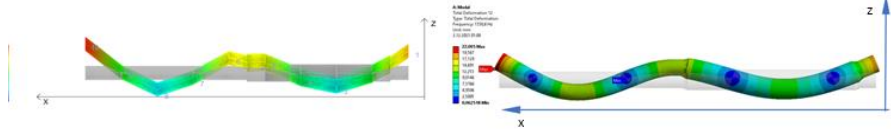
1



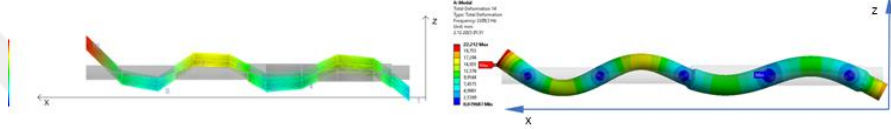
2



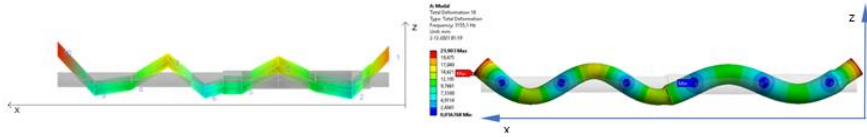
3



4

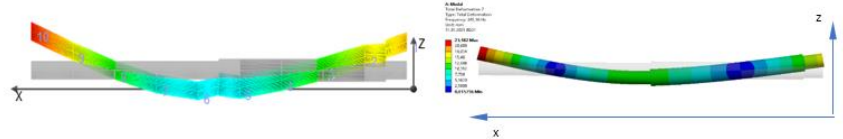


5

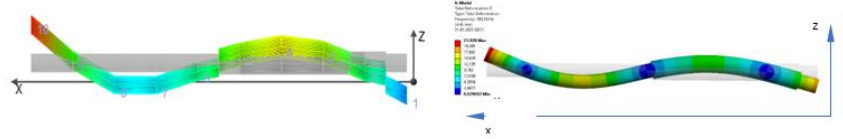


AISI 1040 İçi Dolu

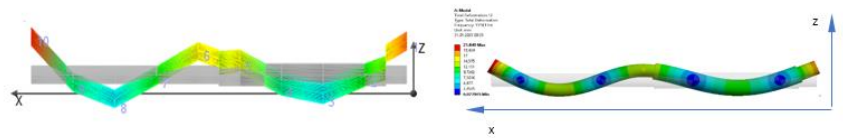
1



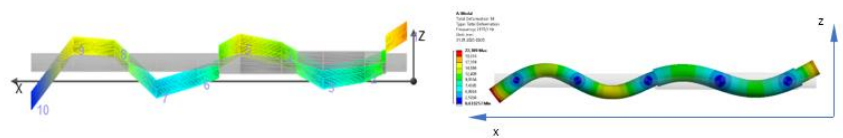
2



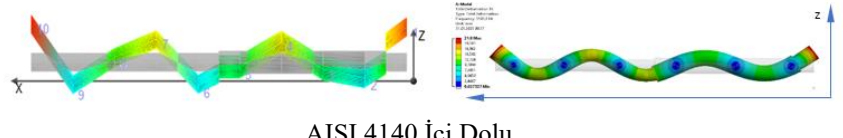
3



4



5



AISI 4140 İçi Dolu

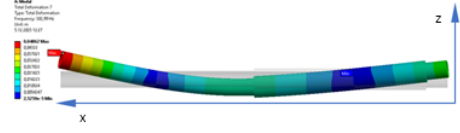
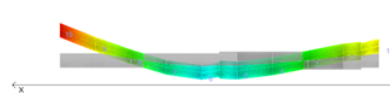
Şekil 4.2. İçi Dolu türbin millerinin DMA ve SEM'e göre mod şekilleri.

Mod

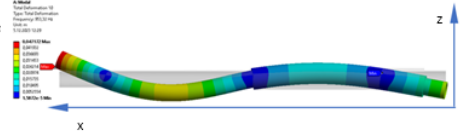
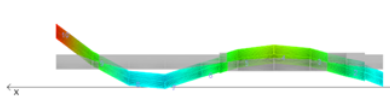
DMA

SEM

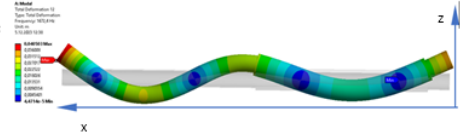
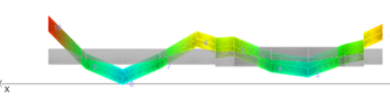
1



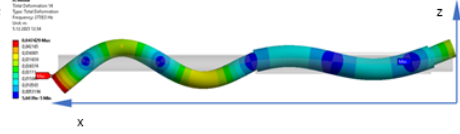
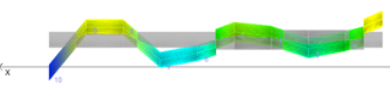
2



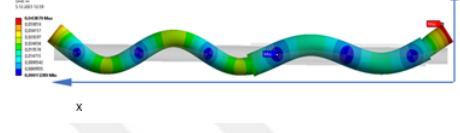
3



4

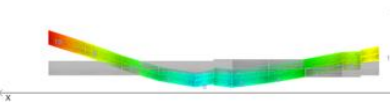


5

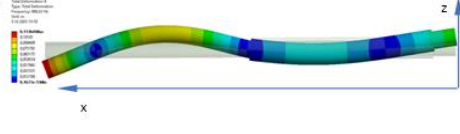


AISI 1040 İçi Boş

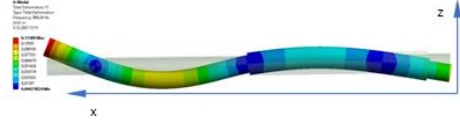
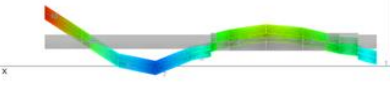
1



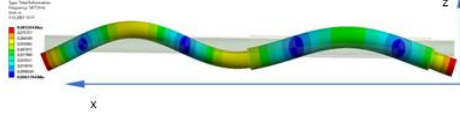
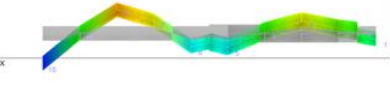
2



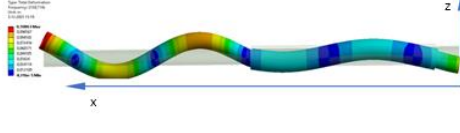
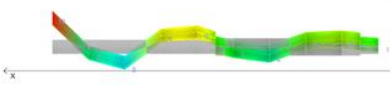
3



4



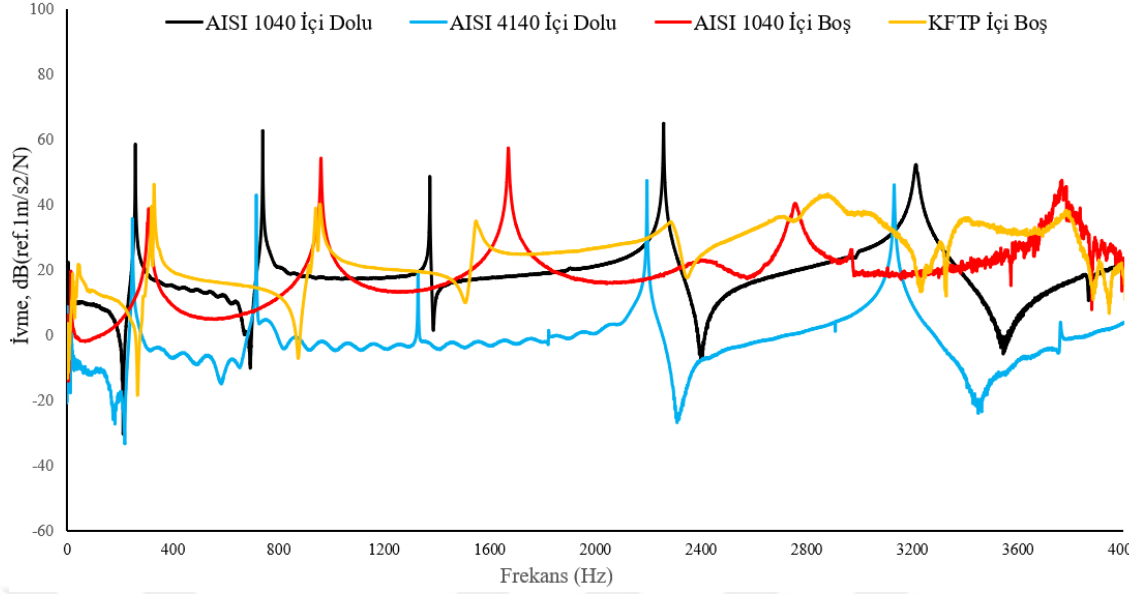
5



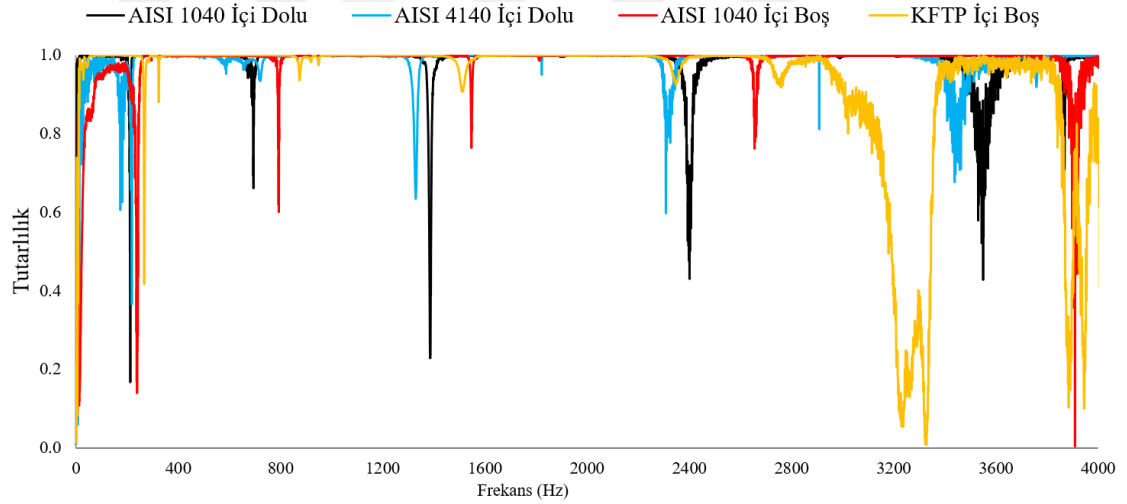
KFTP İçi Boş

Şekil 4.3. İçi Boş türbin millerinin DMA ve SEM'e göre mod şekilleri.

Şekil 4.4'de 4000 Hz'e kadar frekans bandına karşı ivme/kuvvet ile sunulan FYF grafiklerinin büyüklüğü, şaft üzerinde işaretlenen 2. noktadan ölçülen titreşim tepkisi hakkında bilgi sağlamak için kullanılmaktadır. Grafiklerde, AISI 1040 İçi Dolu için 258, 740.4, 1373.01, 2257, 3213 Hz'de, AISI 4140 İçi Dolu için 247.3, 715.9, 1328.4, 2194, 3130.6 Hz'de yer alan her bir mil için beş baskın tepki zirvesinin net bir şekilde ortaya çıktığı görülebilir. AISI 1040 İçi Boş için 308.4, 960.5, 1670.1, 2753.4, 3768.5 ve KFTP İçi Boş mil için sırasıyla 320.9, 920.1, 946.1, 1425, 2222 Hz'dir. Dolayısıyla, frekans tepe noktaları, test edilen milerin çıkış doğal frekanslarının varlığını gösteren rezonans frekanslarına karşılık gelmektedir. Rezonans, milin uyarma frekansı doğal frekanslarından biriyle çakıştığında meydana gelir ve titreşim genliğinde önemli bir artışa neden olur. AISI 4140 İçi Dolu AISI 1040 İçi Boş, KFTP İçi Boş millerin rezonans frekanslarındaki genliklerin AISI 1040 İçi Dolu mile göre daha fazla bastırıldığı açıkça görülebilir. KFTP İçi Boş mil ilk beş mod için doğal frekansların çok net bir tepe noktasına sahip olmasına rağmen, daha yüksek modlar için sonuçlar o kadar net değildir. Bunun bir nedeni, modal çekicinin yeterli bir uyarma kuvveti üretecek kadar büyük olmaması olabilir. Sonuçlardan, türbin milinin elastik modülü değerleri arttıkça doğal frekansların arttığı söylenebilir. Ayrıca, AISI 1040 İçi Boş mil için kütlenin azalması nedeniyle, AISI 1040 İçi Dolu mile kıyasla doğal frekansın arttığı görülebilir. Her frekanstaki FYF ölçümünün kalitesini ölçmek için tutarlılığın ölçüm grafikleri de Şekil 4.5'de sunulmuştur. Tutarlılık boyutsuzdur ve yapı titreşim tepkisi (çıkış) sinyalinin uygulanan dış kuvvet (giriş) sinyaliyle ne kadar doğrusal ilişkili olduğunu gösterir. Tutarlılığın genliği 0 ile 1 arasında değişir. Tutarlılığın 1'e yakın olması, çıkış ve giriş sinyalleri arasında güçlü bir korelasyon olduğunu gösterir. Grafiklerde genel olarak tutarlılığın frekans aralığı boyunca 1'e yakın olduğu görülebilir. Ancak, anti rezonanstaki tutarlılığın düşük olduğu bilinmektedir.



Şekil 4.4. Türbin mili numuneleri için FYF grafiği.

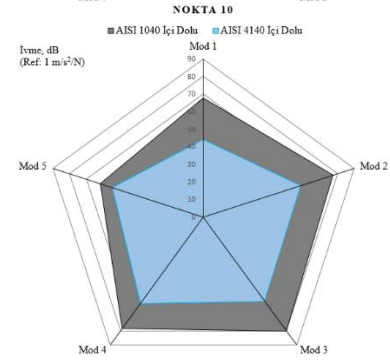
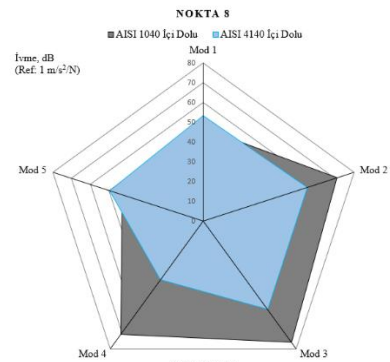
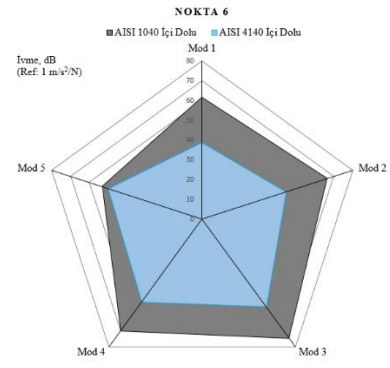
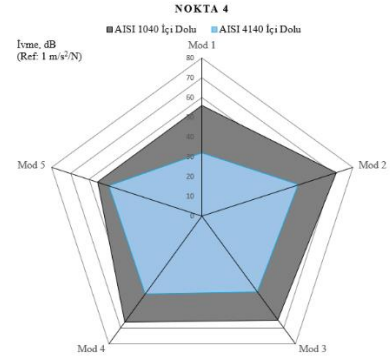
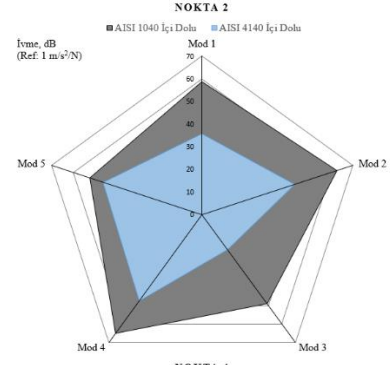
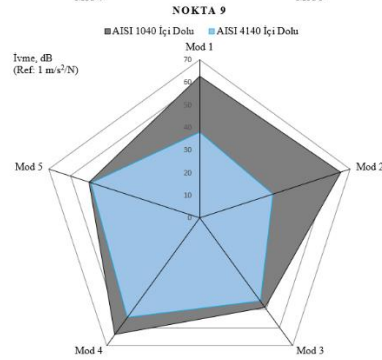
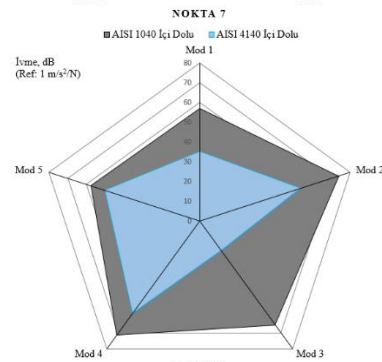
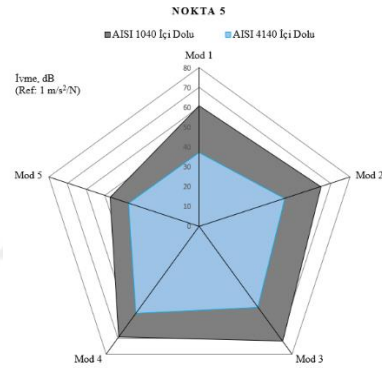
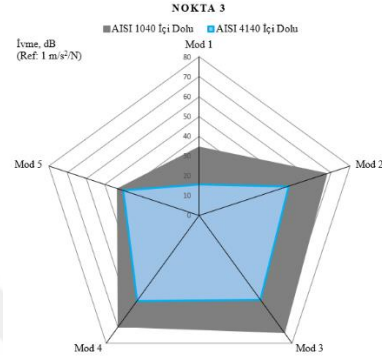
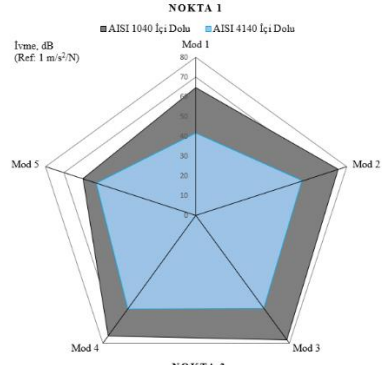


Şekil 4.5. Türbin millerinin tutarlılık grafikleri.

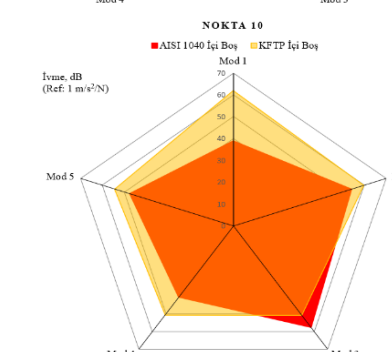
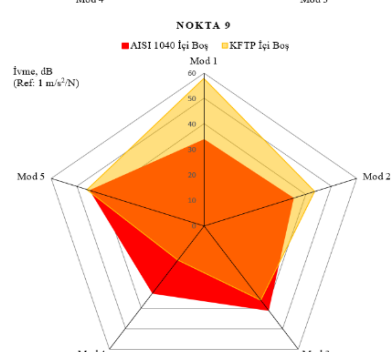
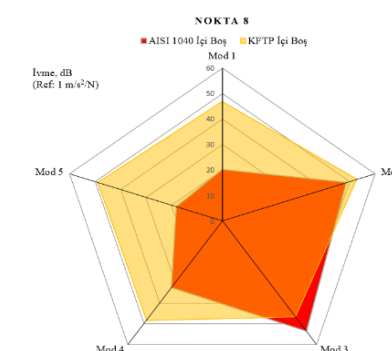
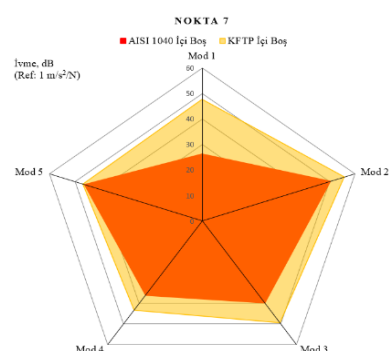
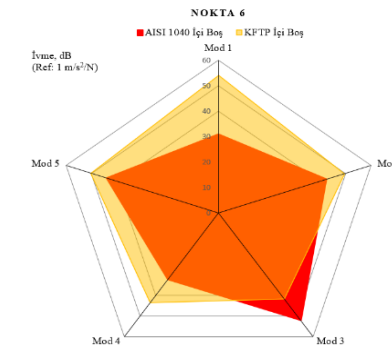
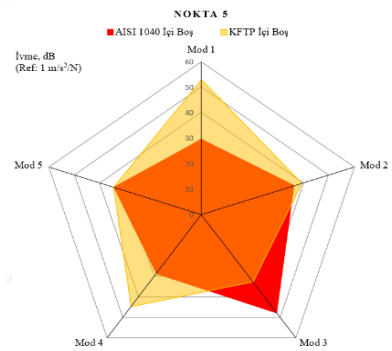
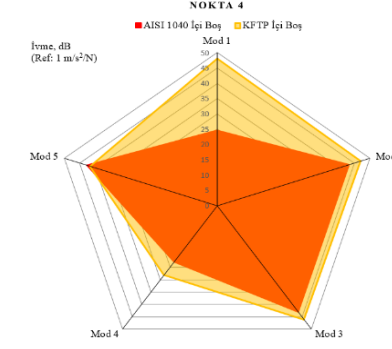
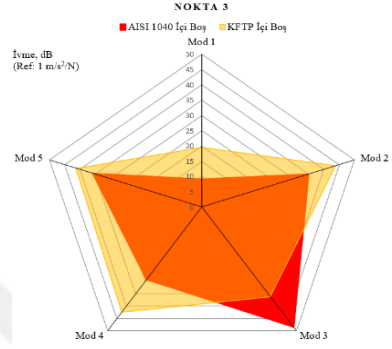
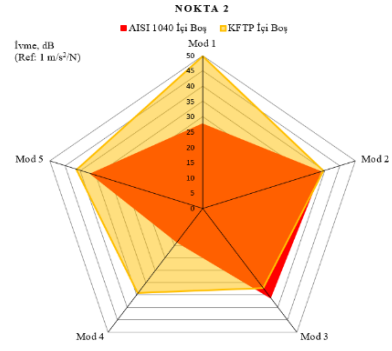
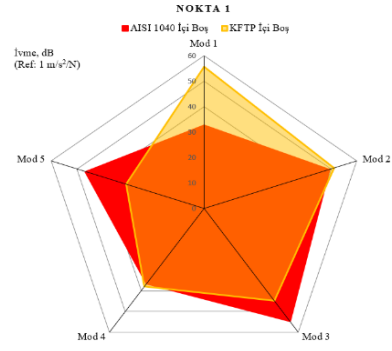
Darbe testi ile yapılan modal analizlerde, tüm modların doğru şekilde tespit edilebilmesi için yapıya yeterli sayıda ölçüm noktası dahil edilmelidir. Aksi takdirde, özellikle uyarma noktalarının uygun seçilmemesi veya tepki noktalarının yetersiz olması durumunda bazı modlar elde edilemeyebilir. Bu çalışmada, ölçüm noktalarının yeterliliği, sonlu elemanlar yöntemi ile çıkarılan mod şekilleriyle karşılaştırılarak doğrulanmıştır [92]. Türbin millerinin her noktadaki tutarlılık grafiklerine bakıldığında tutarlılığın en iyi olduğu nokta 2 noktası olduğu görülmüştür. Fakat türbin milinde tek noktaya bakmak, türbin milinin dinamik tepkisini kıyaslamada zor olabilmektedir. Türbin milinin her noktadaki ivmelenmesi Şekil 4.6 ve Şekil 4.7’de karşılaştırılmıştır. AISI 1040 İçi Dolu ve AISI 4140

İçi Dolu türbin milleri kendi arasında ve AISI 1040 İçi Boş ve KFTP İçi Boş türbin milleri kendi arasında her noktadaki genlik değerleri kıyaslanmıştır. Dolu biçimdeki türbin millerinden AISI 1040 Dolu milinin, nokta 8 hariç tüm noktalarda genliği yüksek çıkmıştır. İçi Boş biçimdeki millerden KFTP İçi Boş milinin belirlemiş noktaların alınan tepkilerin çoğunda genliği yüksek çıkmıştır.



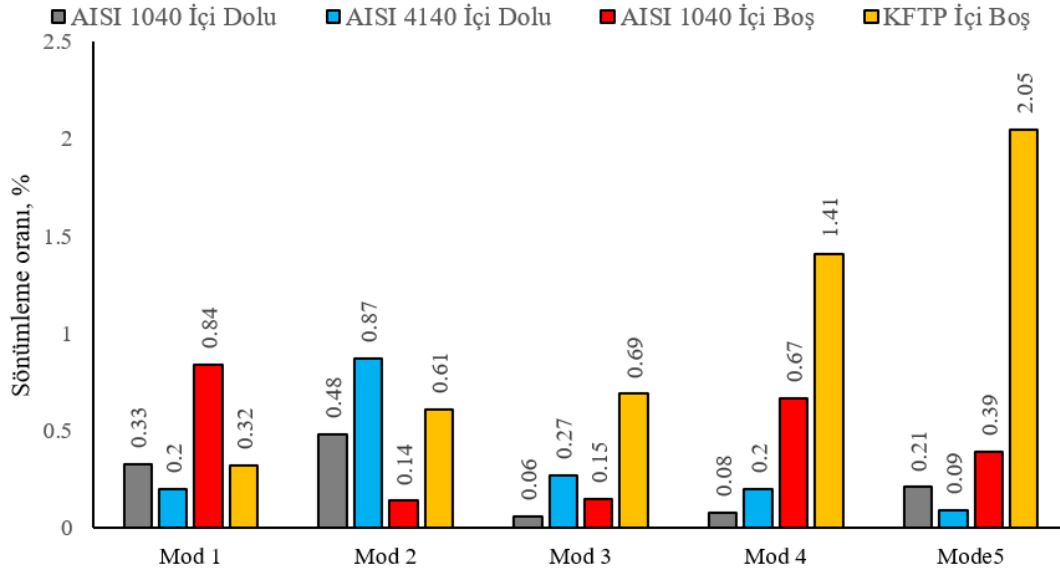


Şekil 4.6. AISI 1040, AISI 4140 İçİ Dolu millerinin ivme değerlerinin karşılaştırılması.



Şekil 4.7. AISI 1040, KFTP İçİ Boru millerinin ivme değerlerinin karşılaştırılması.

Sönümleme, yapıdaki titreşim enerjisini absorbe eden mekanizmadır. Yapıda karşılaşılan titreşim olaylarını anlamak için anahtar bir rol oynar, böylece yapının dinamik davranış özellikleri hakkında kesin bilgi sahibi olunur. Titreşimin zaman içinde ne kadar hızlı azaldığının bir ölçüsü olan sönümleme oranı, milin dinamik kararlılığını tanımlamak için belirleyici bir parametredir. Türbin milinin beş modunun da sönümleme oranları, ölçülen FYF'den tepki tepelerinin genişliği ile orantılı olan (rezonans tepelerinden yaklaşık 3 dB aşağı) yarım güç (half power) bant genişliği yöntemi kullanılarak hesaplanmıştır. FYF'deki tepeler tepe noktasına göre genişledikçe sönümleme artar. Bu nedenle, tepe noktası ne kadar geniş olursa sönümleme o kadar yüksek olur ve bu da harici bir kuvvetle çıkıldığında milin tepkisine bir sınır koyar. Başka bir deyişle, rezonans titreşimine maruz kalan mildeki titreşim genliği, milin mevcut olan sönümleme miktarına göre yönetilir. Şekil 4.8'de gösterilen dört milin sönümleme oranları mod şekilleri aracılığıyla karşılaştırılmıştır.

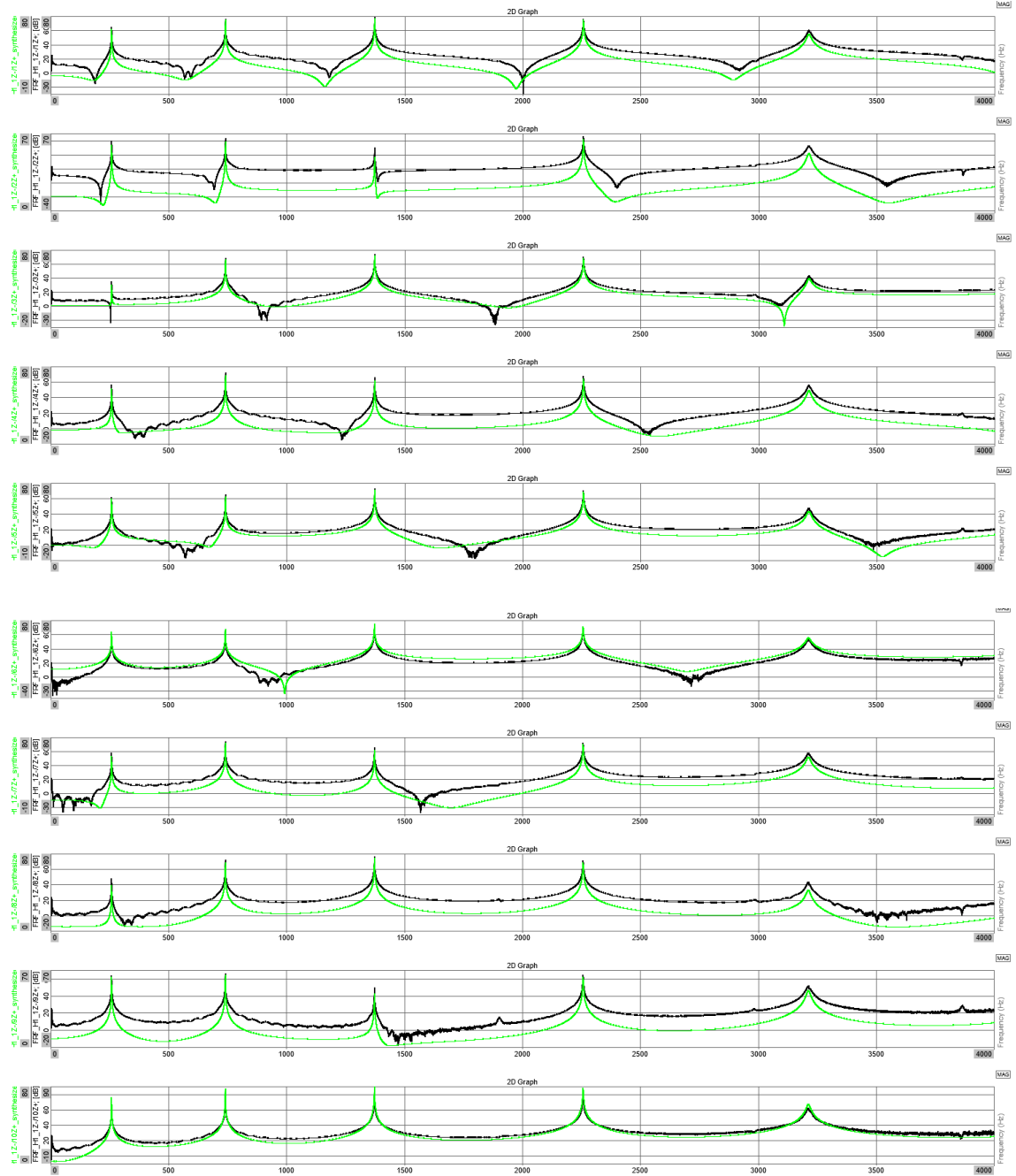


Şekil 4.8. EMA ile sönümleme oranı.

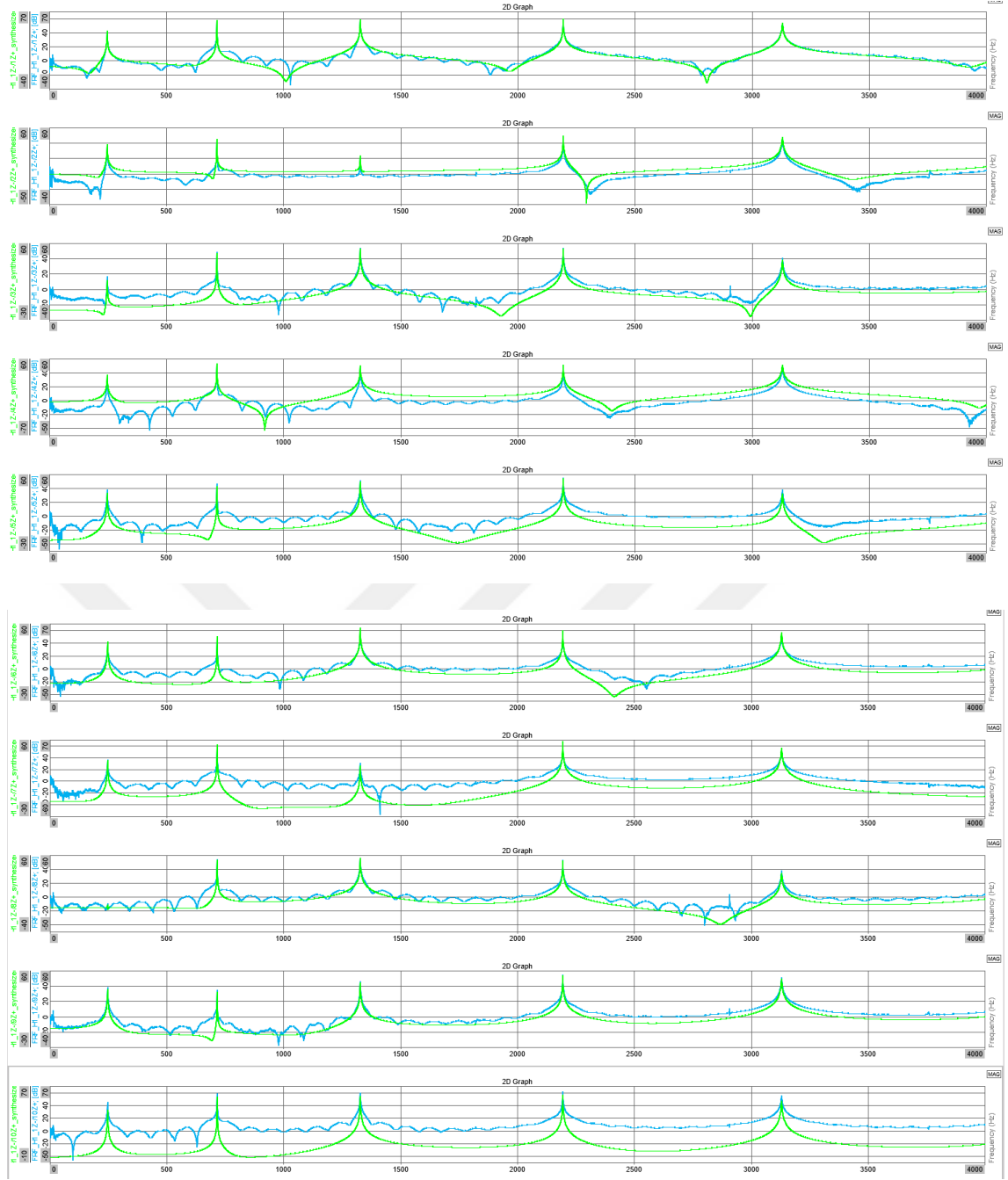
4.1.1. SENTEZLENMİŞ FREKANS YANIT FONKSİYONU GRAFİKLERİ

Sentezlenmiş FYF (Frekans Yanıt Fonksiyonu) grafiklerinin, her bir türbin mili için ölçülen FYF verileriyle karşılaştırılması (Şekil 4.9, Şekil 4.10, Şekil 4.11, Şekil 4.12) türbin mili üzerinde tanımlanan 1'den 10'a kadar numaralandırılmış noktalar için sunulmuştur. Şekilde, siyah renk çizgi AISI 1040 İç Dolu miline, mavi renk çizgi AISI 4140 İç Dolu miline, kırmızı renk çizgi AISI 1040 İç Boş miline ve turuncu renk çizgi KFTP İç Boş miline ait ölçülen FYF verilerini temsil etmektedir. Grafiklerde kullanılan

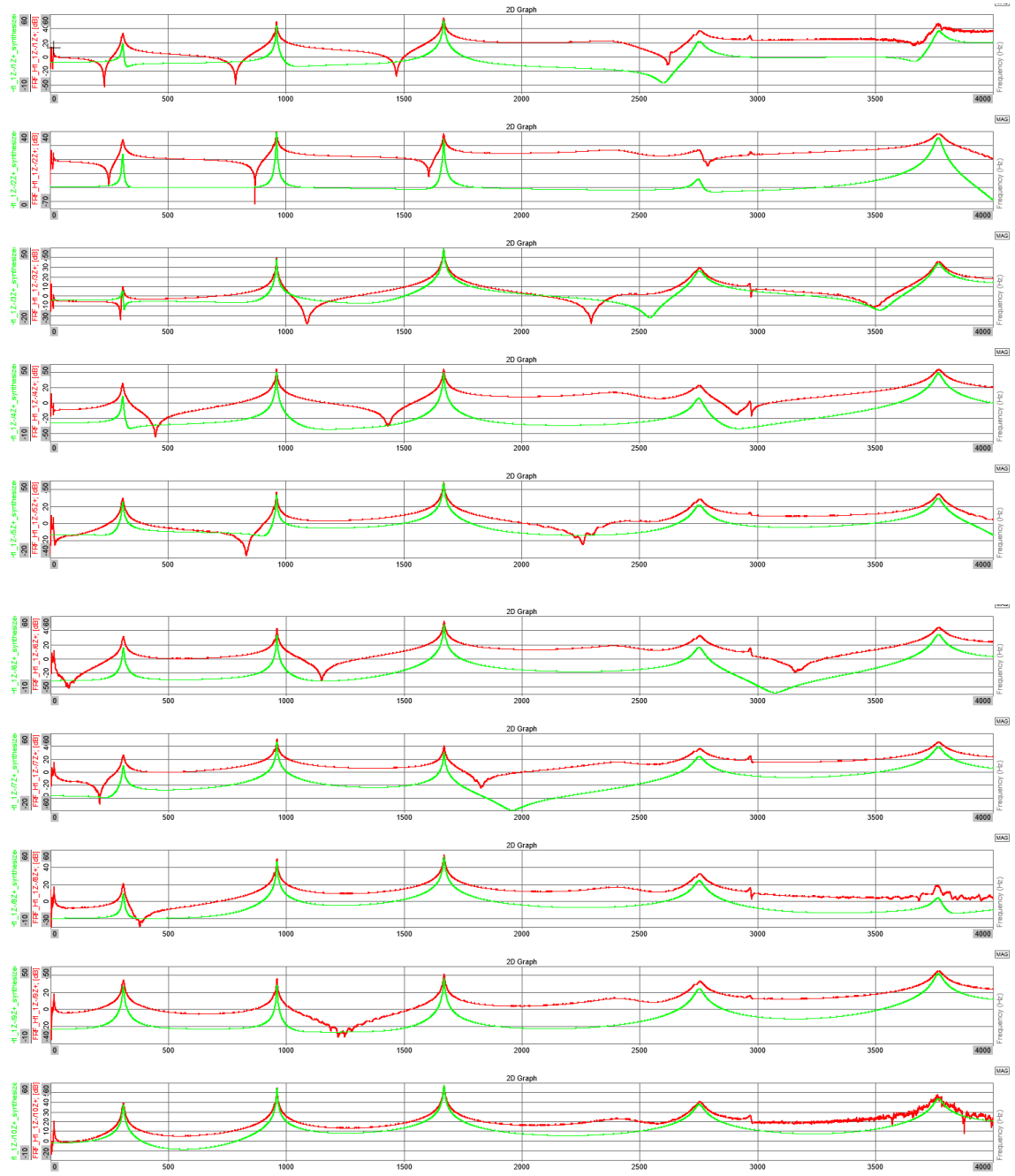
yeşil renk çizgi ise her bir nokta için sentezlenmiş FYF'yi göstermektedir. Grafiklerdeki tepe bölgeleri, ilgili türbin mili üzerindeki tayin edilen noktalara karşılık gelecek modları ifade etmektedir.



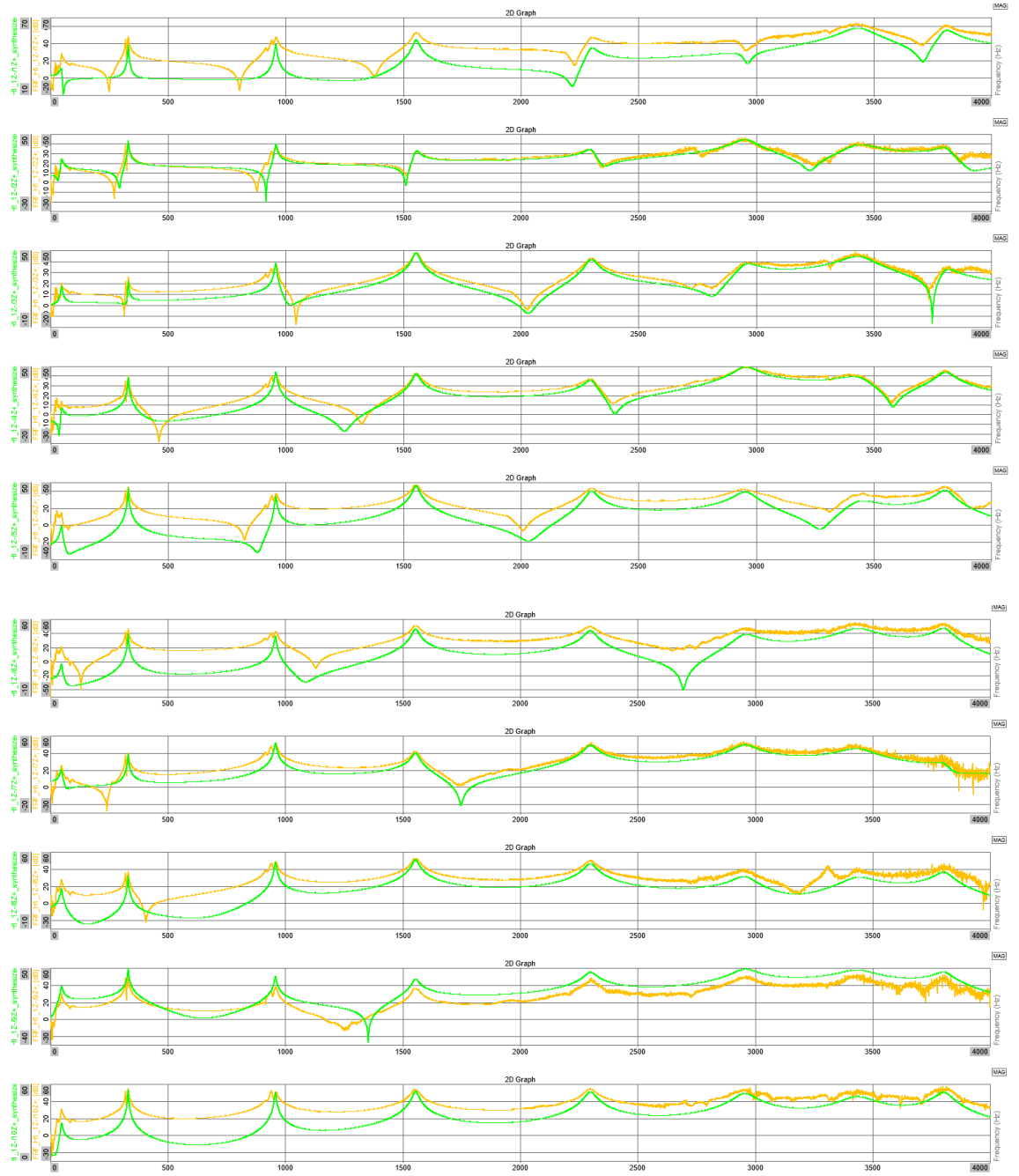
Şekil 4.9. AISI 1040 İçi Dolu mili sentezlenmiş Frekans Yanıt Fonksiyonu grafikleri.



Şekil 4.10. AISI 4140 İçi Dolu mili sentezlenmiş Frekans Yanıt Fonksiyonu grafikleri.



Şekil 4.11. AISI 1040 İç Boş mili sentezlenmiş Frekans Yanıt Fonksiyonu grafikleri.



Şekil 4.12. KFTP İçi Boş mili sentezlenmiş Frekans Yanıt Fonksiyonu grafikleri.

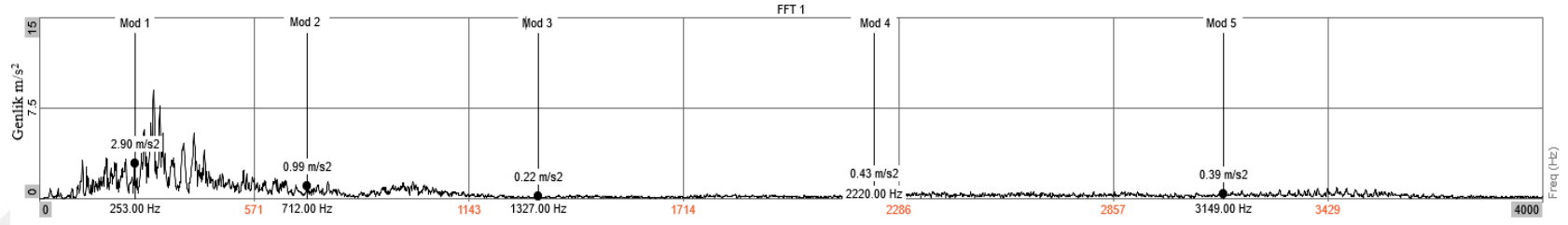
4.2. OPERASYONEL SAPMA ANALİZİ

OSŞ analizi DERT'in 5, 9 ve 12 m/sn rüzgar koşullarındaki baskın frekanslarını ve sapma şekillerini tanımlamak için yapılmıştır. Türbin üzerine yerleştirilen ivmeölçerlerden FYF verileri ve sapma şekilleri elde edilmiştir. Şekil 4.13, 4.14, 4.15, 4.17, 4.18, 4.19' da türbin yatağı üzerindeki kanal 3 ve kanal 4 noktalarından veri alınmıştır. Türbin millerinin kıririk frekanslarında türbin rezonansa girecektir [93]. OSŞ analizi ile elde edilen FYF

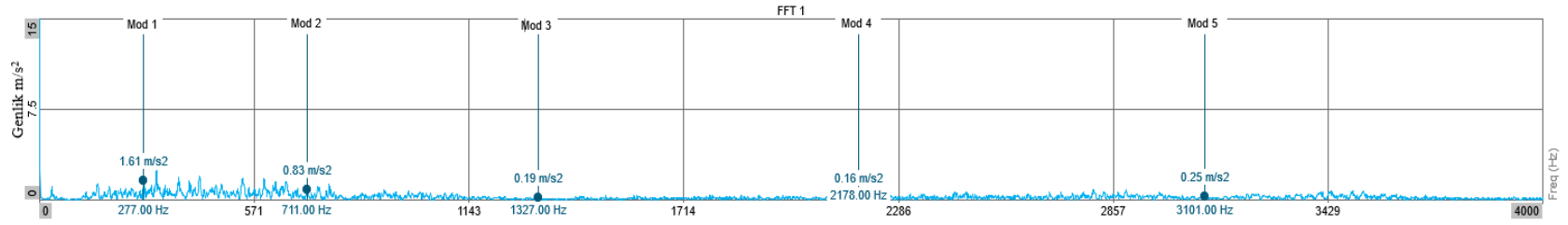
verileri üzerinde, türbin millerinin doğal frekanslarında rezonansa girdikleri noktalar işaretlenmiştir. Rüzgar türbinlerinin rezonansa girmesinde birçok etken rol oynamaktadır. Bu etkenler arasında eksen kaçıklığı, kanat sayısı ve formu, mekanik şasenin özellikleri ve mil yapısı yer almaktadır. Türbin çalışması sırasında, milin ilk doğal frekans geçişinde ivmelenme değeri maksimuma ulaşmaktadır. Literatürde yapılan çalışmaların çoğu [94], [95], türbinin bu ilk doğal frekans geçişindeki rezonans etkisini azaltmaya yöneliktir. Türbin milinin ilk doğal frekansı, türbinin rezonansa en duyarlı olduğu frekans aralığını oluşturmaktadır. FYF grafiği üzerinde işaretlenen ivmelenme değerleri, 5, 9 ve 12 m/sn rüzgar hızlarında elde edilen ivme değerleri karşılaştırılmış ve kıyaslanmıştır.

Kanal 3'deki FYF grafiğindeki millerin doğal frekanslarına karşılık gelen genlik değerleri işaretlenerek Şekil 4.16'da karşılaştırılmıştır. Şekil 4.16'da çelik dolu millerin Kanal 3 yönünde genliği boru tipi millerin genliğinden düşük olduğu görülmüştür. Çelik dolu millerden AISI 1040 İçi Dolu milin en yüksek genliği 5 m/s rüzgar hızında genlik değeri sırasıyla 2.9, 0.99, 0.22, 0.43 ve 0.39 m/s^2 çıkmıştır. 9 m/s rüzgar hızında AISI 1040 İçi Dolu milin genlik değeri sırasıyla 4.7, 0.9, 0.3, 0.3 ve 0.2 m/s^2 en yüksek çıkmıştır. 12 m/s rüzgar hızında genlik değeri sırasıyla 1.6, 0.8, 0.2, 0.2 ve 0.1 m/s^2 AISI 1040 İçi Dolu en yüksek çıkmıştır. Türbin rulman yatağından alınan en yüksek genlik, İçi Boş tip millerde kanal 3 yönünde KFTP İçi Boş türbin milinin 5 m/s rüzgar hızında genlik değeri mod sırasına göre, 8.32, 2.96, 1.74, 0.82 ve 0.91 m/s^2 çıkmıştır. Aynı şekilde 9 m/s rüzgar hızında da KFTP İçi Boş milinde 5.93, 1.17, 1.42, 0.42 ve 0.64 m/s^2 en yüksek çıkmıştır. 12 m/s rüzgar hızında genlik değeri mod sırasına göre KFTP İçi Boş milinin 2.19, 1.08, 1.87, 0.67 ve 0.25 m/s^2 en yüksek çıkmıştır. Belirlemiş olan rüzgar hızlarında, miller içinde en yüksek KFTP İçi Boş milinin genlik değeri en yüksek çıkmıştır. Dolu tipi millerde AISI 1040 İçi Dolu, İçi Boş tip millerde KFTP İçi Boş milin genliği yüksek çıkmıştır. Bütün miller içinde belirlenen rüzgar hızlarında genliği en düşük AISI 4140 İçi Dolu mili çıkmıştır.

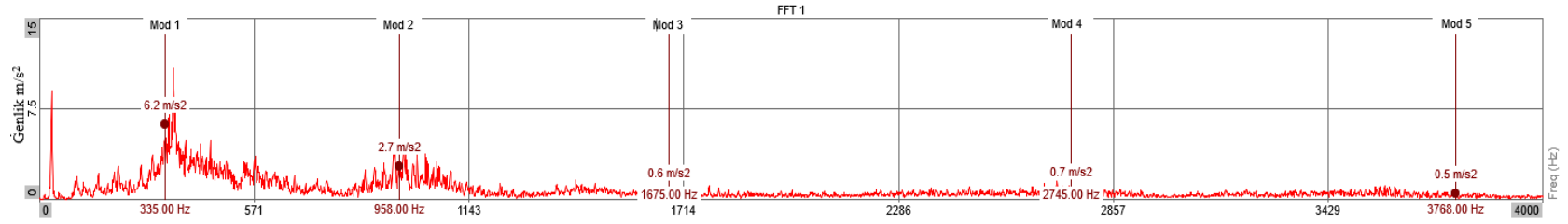
AISI 1040
İçi Dolu



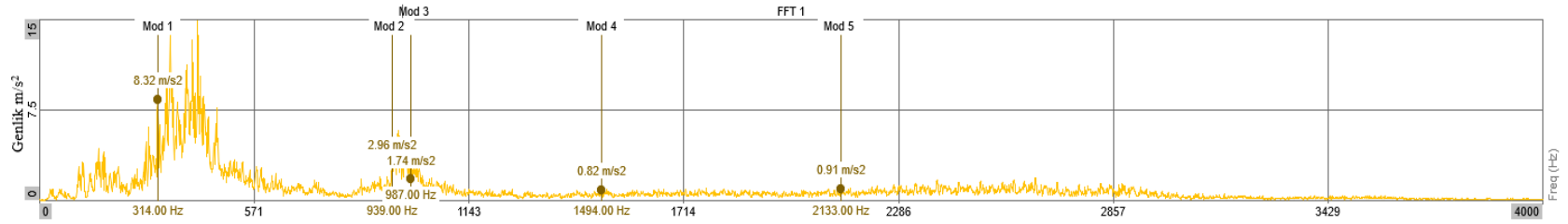
AISI 4140
İçi Dolu



AISI 1040
İçi Boş

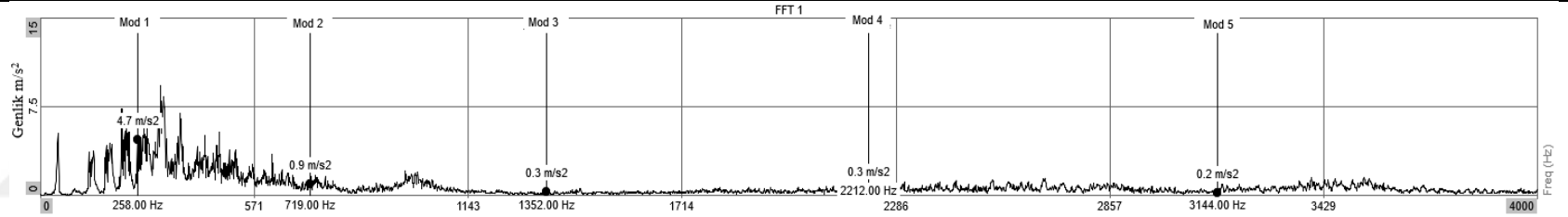


KFTP İçi
Boş

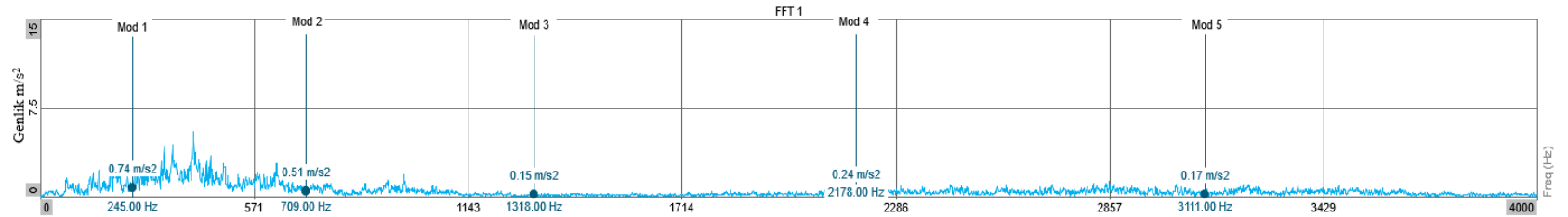


Şekil 4.13. 5 m/sn için kanal 3 HFT spektrum.

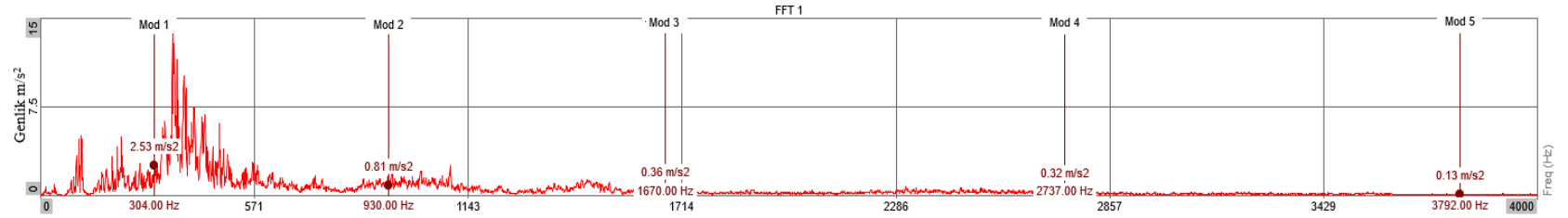
AISI 1040
İçi Dolu



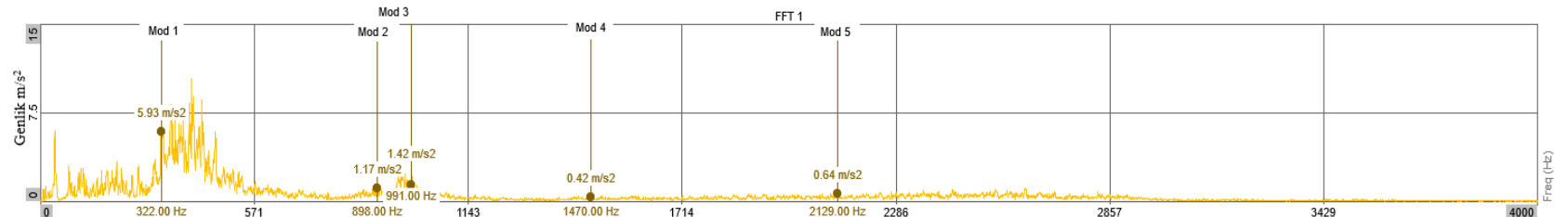
AISI 4140
İçi Dolu



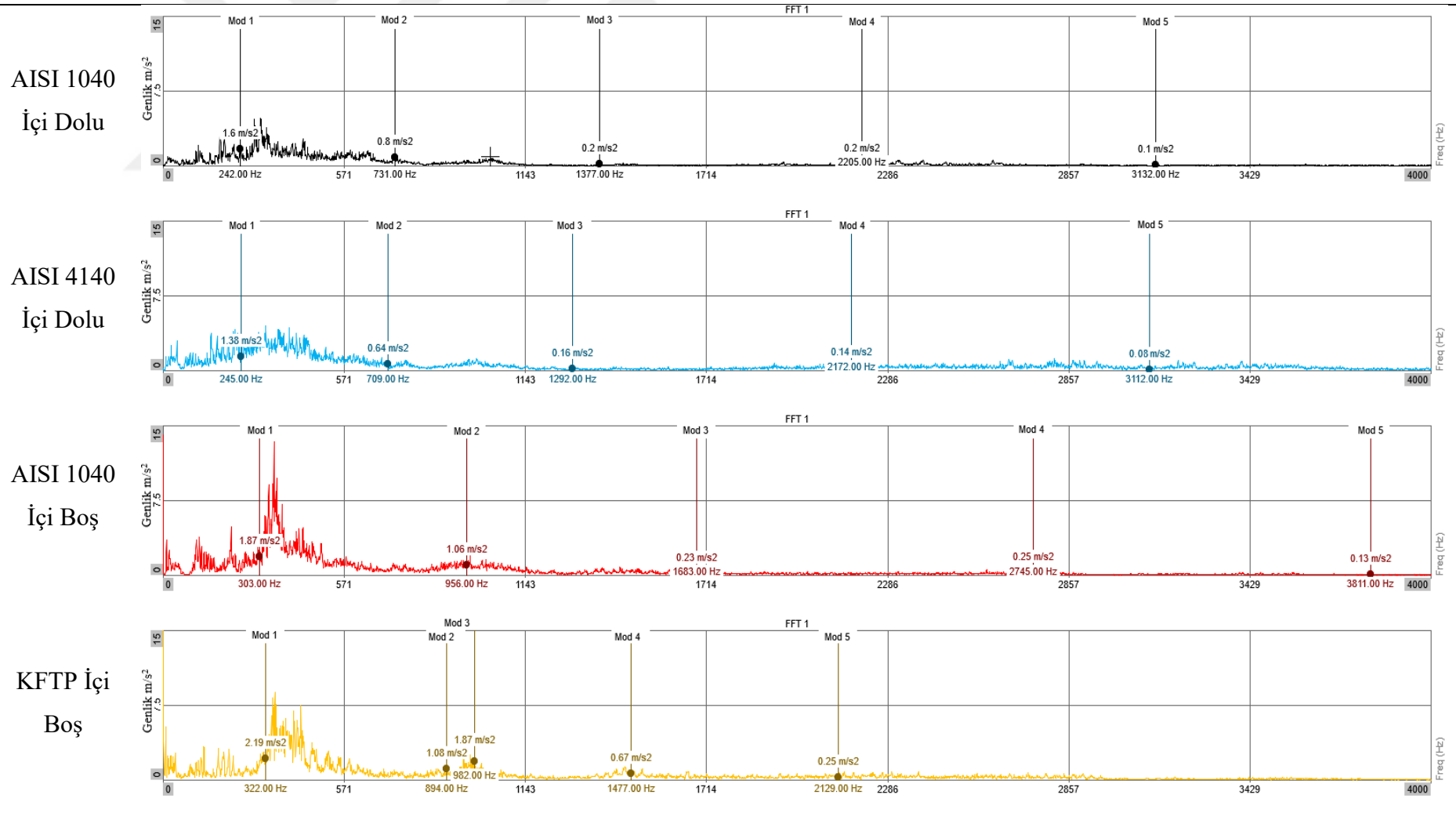
AISI 1040
İçi Boş



KFTP İçi
Boş



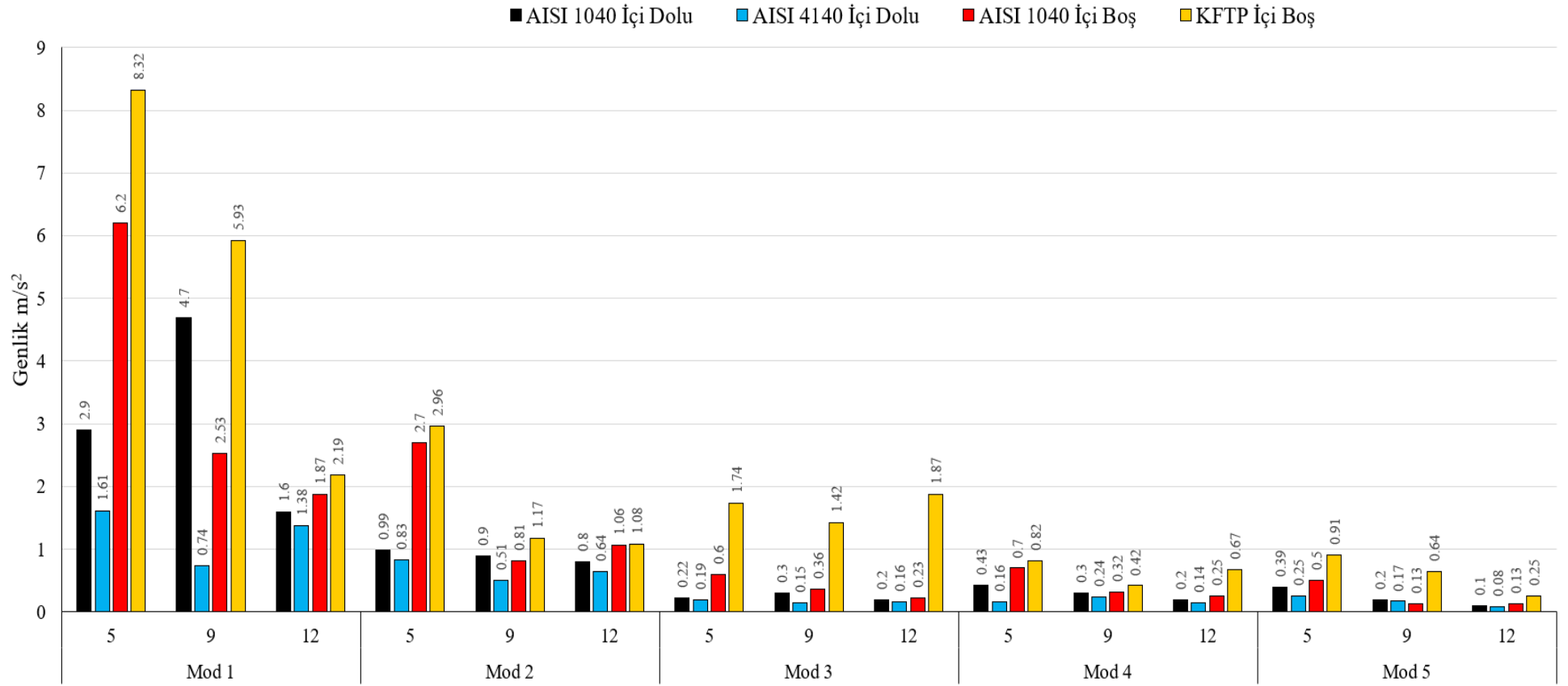
Şekil 4.14. 9 m/sn için kanal 3 HFT spektrum.



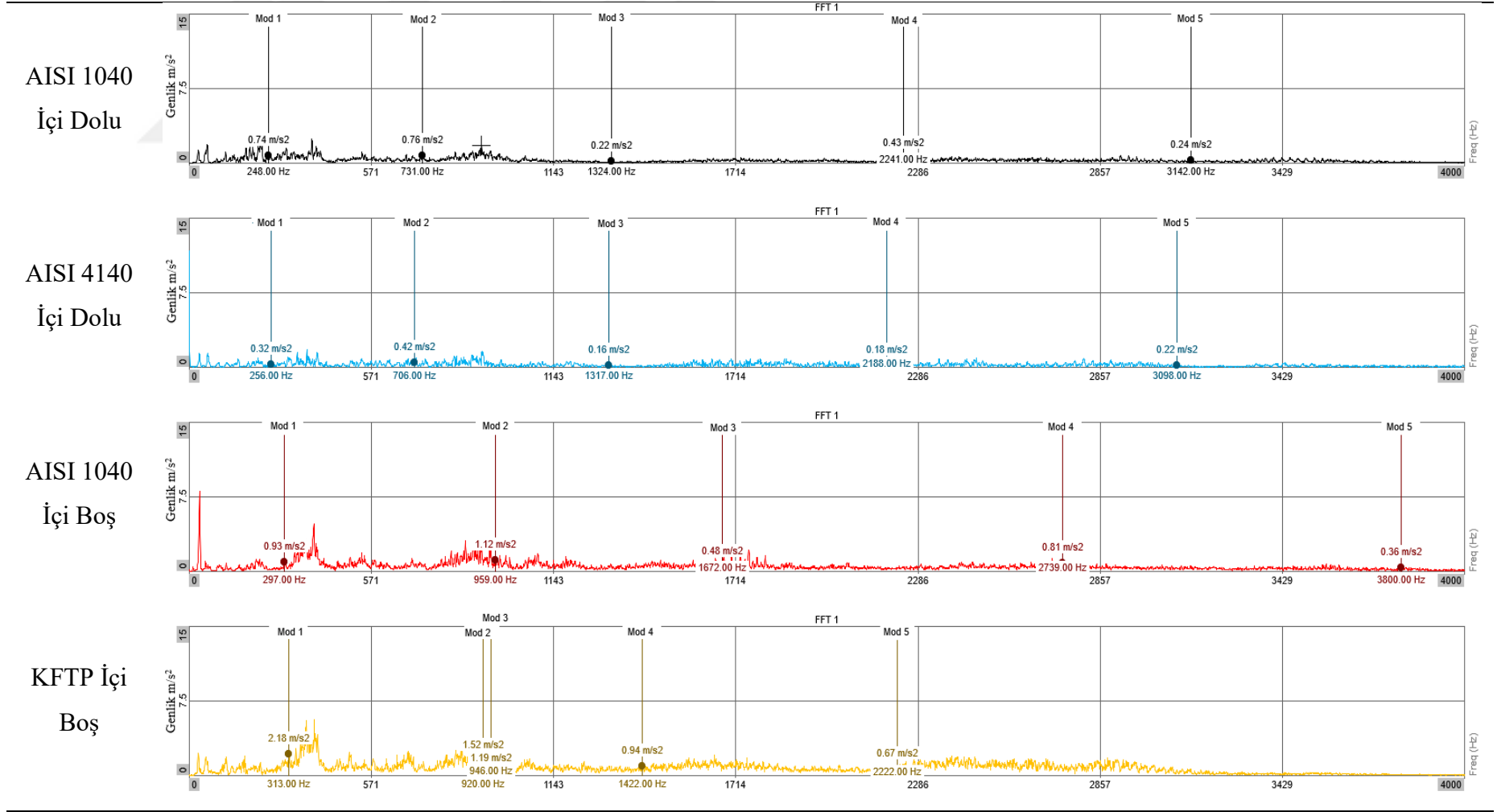
Şekil 4.15. 12 m/sn için kanal 3 HFT spektrum.

KFTP İçi Boş ve AISI 1040 İçi Boş tipi miller, düşük elastikiyet modülü ve düşük rijitliği nedeniyle sistemin rezonans bölgelerine daha yakın çalışmasına sebep olmuş; bu da tüm modlarda genliklerin önemli ölçüde artmasına yol açmıştır. Özellikle KFTP İçi Boş mil, hem düşük yoğunluğu hem de anizotropik yapısı nedeniyle tüm hız ve modlarda en yüksek genlik değerini göstermiştir. AISI 4140 İçi Dolu mil ise yüksek elastikiyet modülü sayesinde sistemin rijitliğini artırarak genlikleri minimum düzeyde olmuştur.



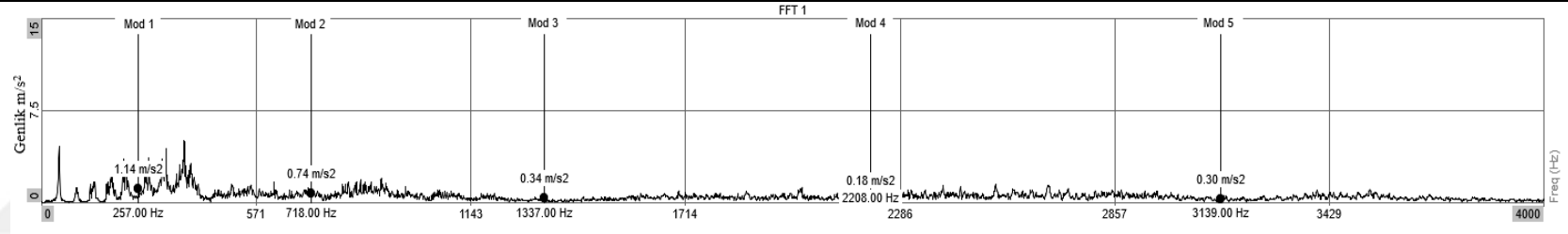


Şekil 4.16. Kanal 3 genlik değerleri.

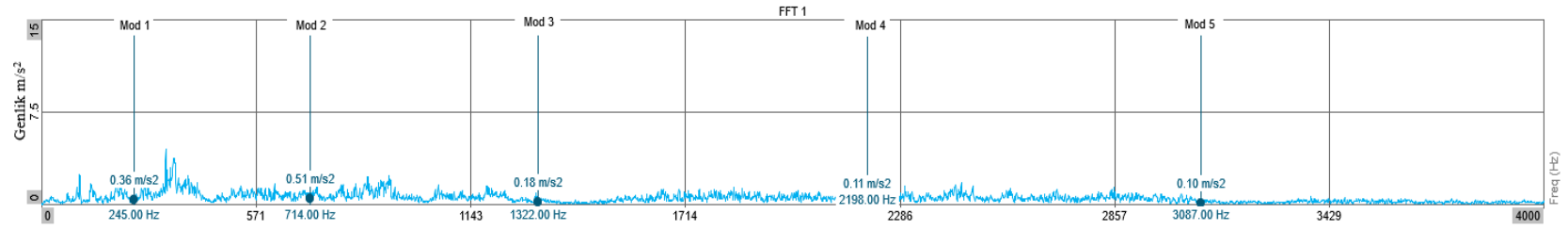


Şekil 4.17. 5 m/sn için kanal 4 HFT spektrum.

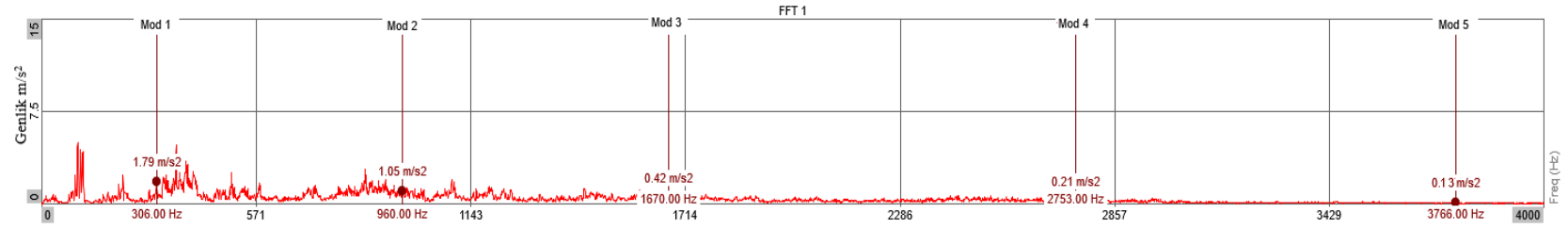
AISI 1040
İçi Dolu



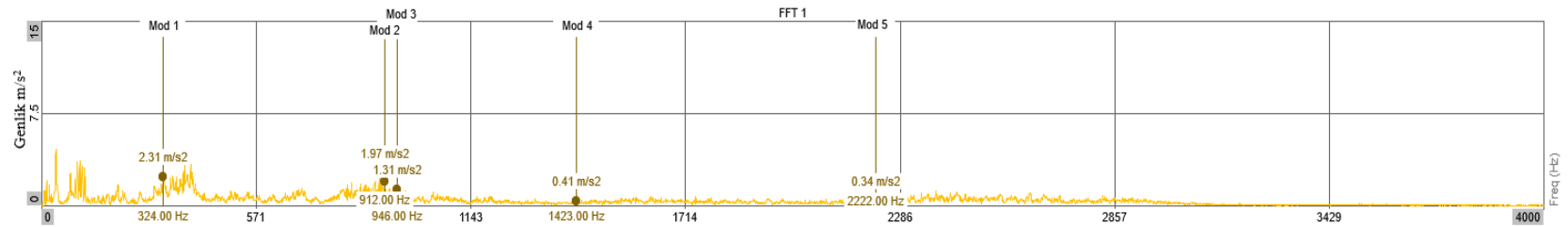
AISI 4140
İçi Dolu



AISI 1040
İçi Boş

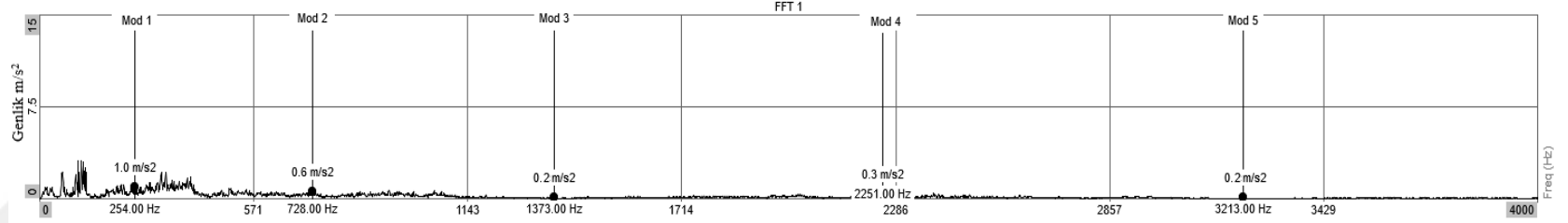


KFTP İçi
Boş

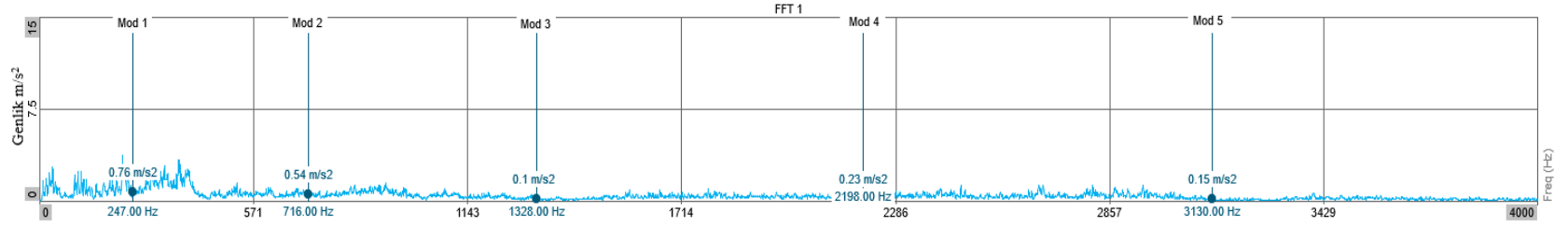


Şekil 4.18. 9 m/sn için kanal 4 HFT spektrum.

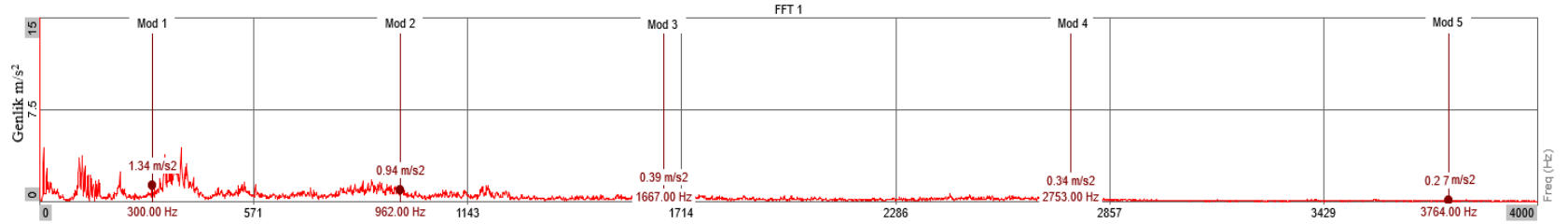
AISI 1040
İçi Dolu



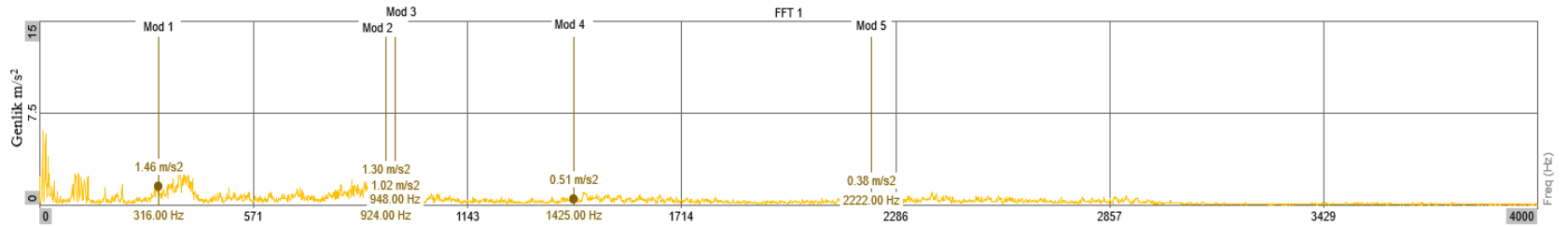
AISI 4140
İçi Dolu



AISI 1040
İçi Boş

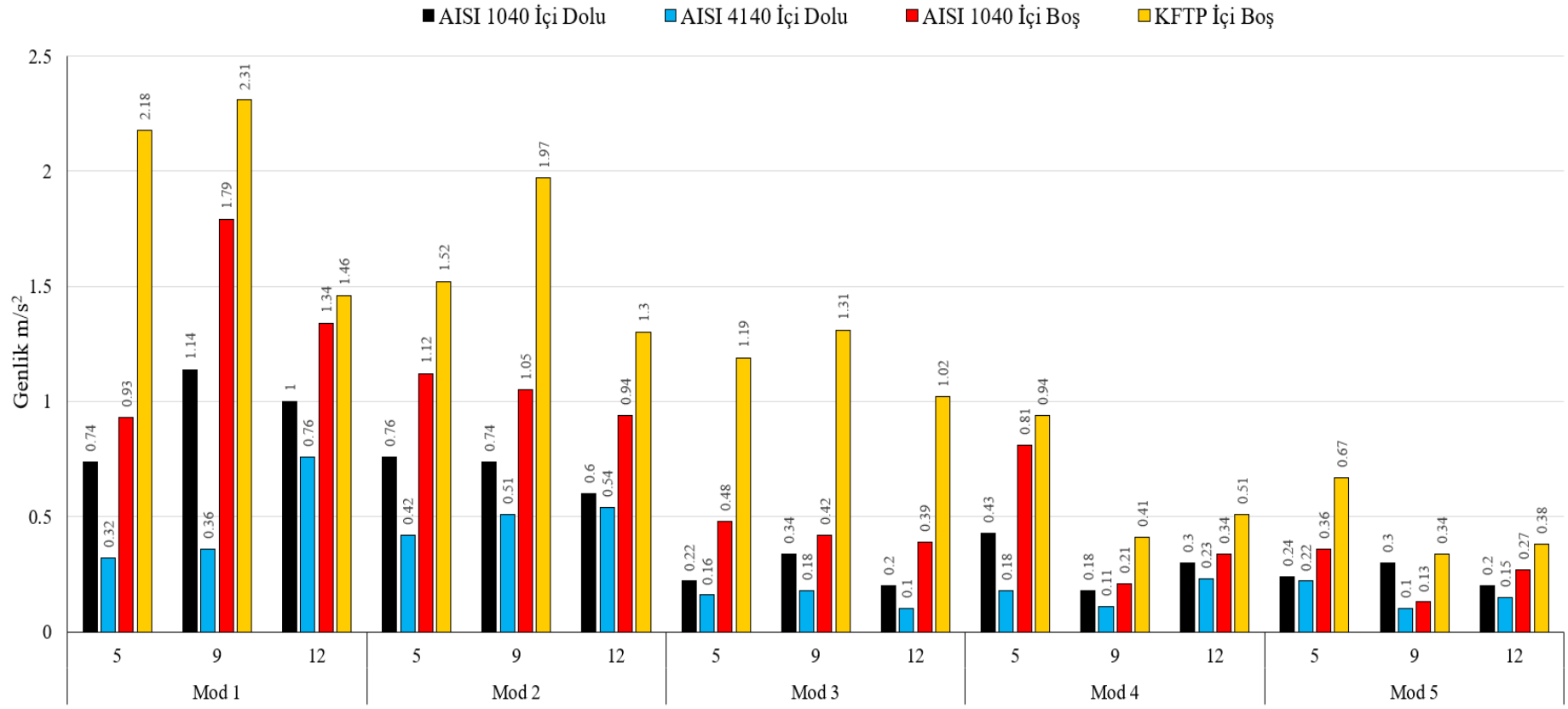


KFTP İçi
Boş



Şekil 4.19. 12 m/sn için kanal 4 HFT spektrum.

Şekil 4.20’de Mode 1’ de kanal 4’deki türbin millerinin tepkilerine bakıldığında KFTP İçi Boş milin salınımı en büyük olduğu görülmektedir. Rijitlik ve malzeme özelliklerinin sistemin dinamik tepkisi üzerindeki etkisini açıkça göstermektedir. KFTP İçi Boş mil, düşük elastikiyet modülüne ve profil kesit atalet momentine sahip olmaları nedeniyle, dolu çelik millere kıyasla daha düşük rijitliğe sahiptir. Bu durum, aynı uyarım altında sistemin daha büyük genliklerle titreşmesine neden olmuştur. Özellikle 5 ve 12 m/s rüzgar hızlarında her mod için KFTP İçi Boş millerin genlikleri diğer malzemelere kıyasla belirgin şekilde yüksektir. Dolu çelik miller ise yüksek elastikiyet modülü ve kesit doluluğu sayesinde daha rijit davranmış, bu da daha düşük genlik tepkileriyle sonuçlanmıştır. Ayrıca; kanal 3’deki tepkilerin kanal 4’deki tepkilerden büyük olduğu görülmüştür. Bunun sebebi kanal 3 noktasının rüzgara karşı dik şekilde duran yatağın konumundan kaynaklanabilmektedir. Enine konumda olan kanal 4’deki ortalama genlik büyüklüğü kanal 3’ten düşük çıkmıştır.



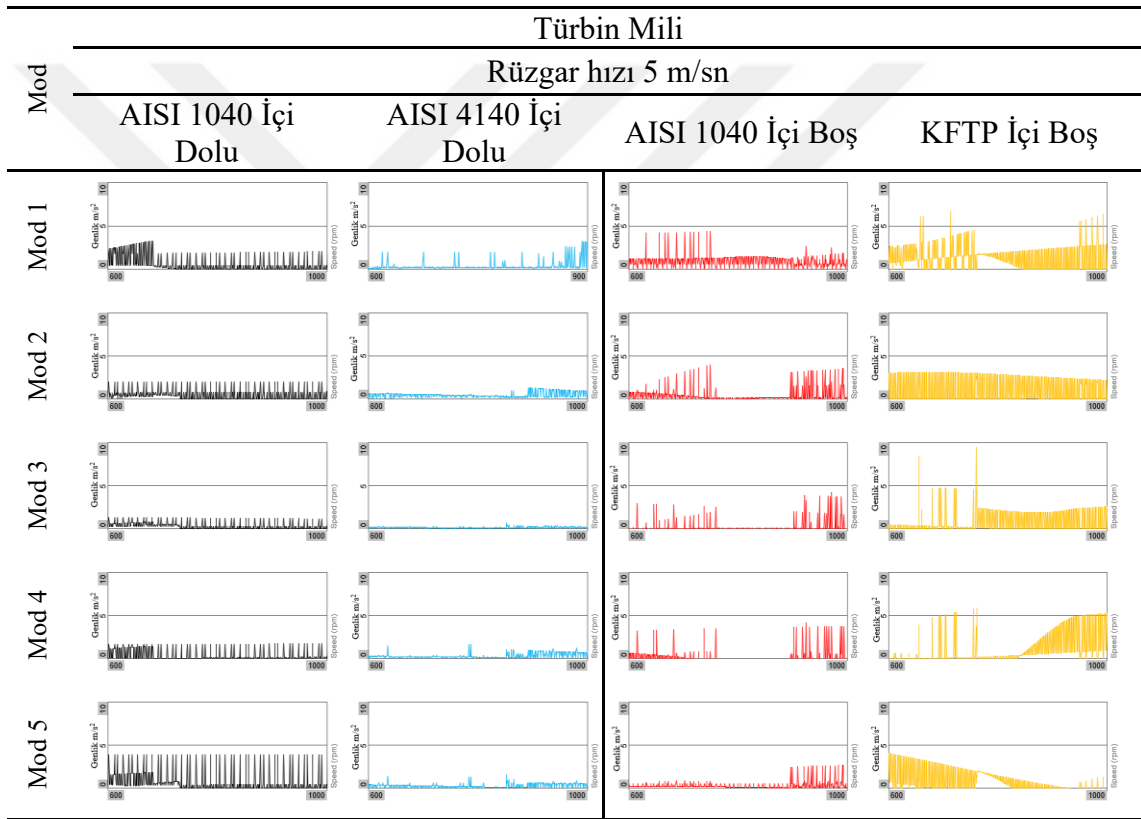
Şekil 4.20. Kanal 4 genlik değerleri.

4.3. SIRA ANALİZİ (SA)

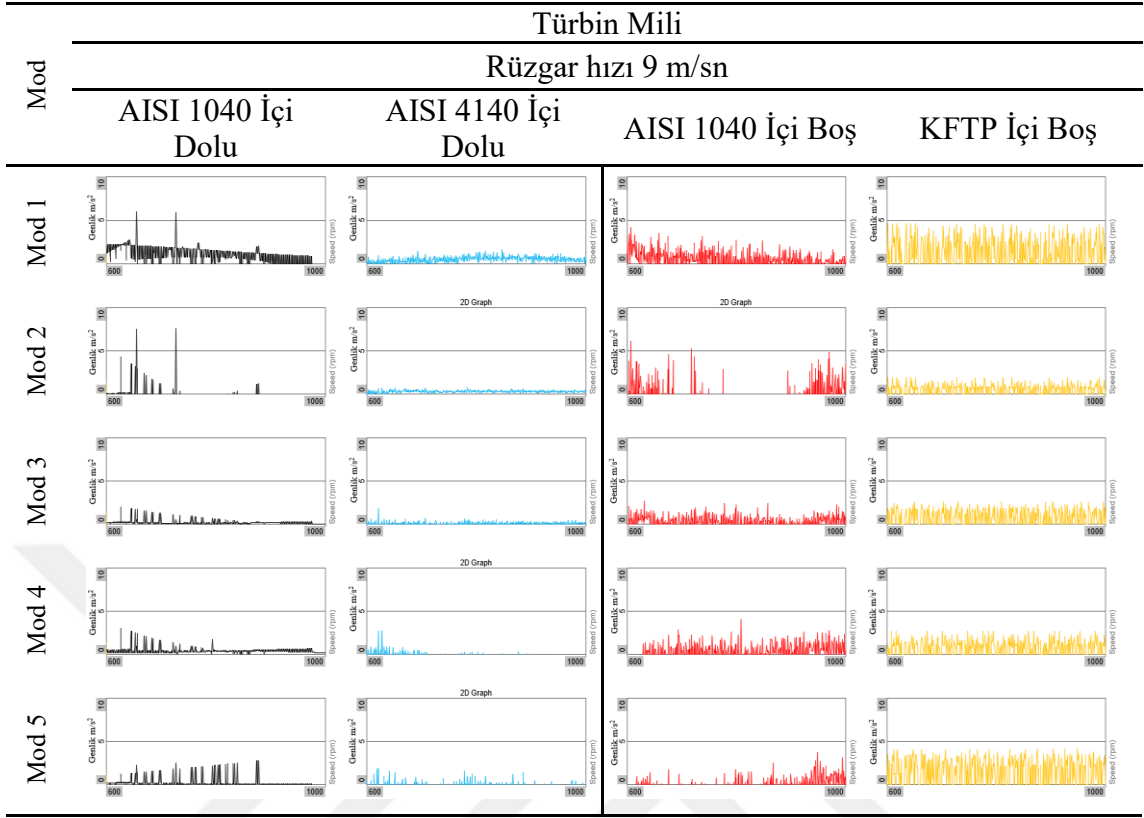
Türbin milinin SA çalışmasında türbin 5, 9 ve 12 m/sn rüzgar hızlarında takometre ölçümlerinde ortalama 600 rpm ile 1000 rpm arasında dönüş sağlamıştır. Türbin millerinin çalışma durumunda dinamik karakteristiğini görmek için Sıra Analizi (OA) yapılmıştır. Türbin milindeki kanal 3 üzerinden ve takometre ile alınan veriler ile şelale grafikleri oluşturulmuştur. Şelale grafiklerinde Şekil 4.21’de frekans, devir/dakika (rpm) ve genlik ile millerin hıza bağlı dinamik tepkileri kıyaslanmıştır. Şelale diyagramında türbin milinin doğal frekansları işaretlenmiştir. Türbin milinin doğal frekanslardaki rpm’e bağlı genliklerini kıyaslama imkanı sağlamıştır.



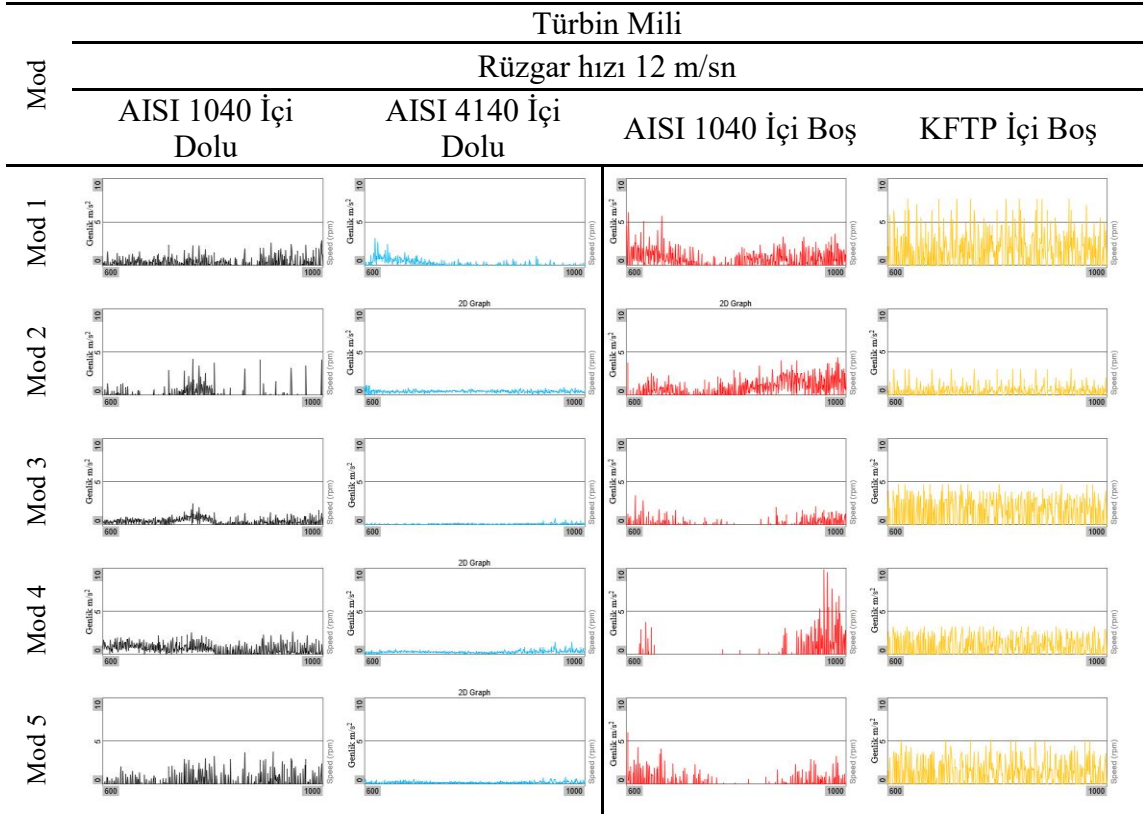
mil türlerine göre daha fazla titreşim üretmiştir. Belirlenen devir aralıklarının %80'den fazlasında KFTP İçi boş mil yüksek tepki vermiştir. Bu durum, KFTP İçi Boş milin rijitliğinin düşük ve yoğunluğun az olmasından kaynaklanabilir. Çelik malzeme AISI 1040 İçi Boş mili, KFTP İçi Boş miline göre daha stabil olduğu görülmektedir AISI 1040 İçi Boş tipi mil ise KFTP İçi Boş miline kıyasla daha düşük genlik değerleri sergilemiş, bu durum yüksek rijitlik ile açıklanabilir. Dolu mil uygulamaları arasında AISI 4140 Dolu mil, tüm hızlarda en düşük genlik değerlerini göstermiştir. Bu milin yüksek elastikiyet modülü ve yoğunluğu sayesinde sistem daha rijit davranmakta, dış uyarılara karşı daha dirençli hale gelmektedir.



Şekil 4.22. Sıra Analizi tarafından 5 m/sn hızda oluşturulan spektrum grafiği.



Şekil 4.23. Sıra Analizi tarafından 9 m/sn hızda oluşturulan spektrum grafiği.



Şekil 4.24. Sıra Analizi tarafından 12 m/sn hızda oluşturulan spektrum grafiği.

5. SONUÇLAR

Bu çalışmada, düşey eksenli küçük ölçekli bir rüzgar türbini sisteminde kullanılan farklı mil tiplerinin (AISI 1040 İçi Dolu, AISI 4140 İçi Dolu, AISI 1040 İçi Boş ve KFTP İçi Boş) titreşim karakteristikleri, deneysel ve sayısal yöntemler kullanılarak kapsamlı bir şekilde incelenmiştir. Mil geometrisinin ve malzeme özelliklerinin sistemin dinamik davranışı üzerindeki etkisi; doğal frekans, mod şekli, sönüm oranı ve çalışma koşullarındaki titreşim genliği bağlamında değerlendirilmiştir. Bu doğrultuda, Deneysel Modal Analiz (DMA), Sonlu Elemanlar Metodu (SEM), Operasyonel Sapma Şekli (OSS) Analizi ve Sıra Analizi (SA) olmak üzere dört farklı analiz yöntemi uygulanmıştır. DMA ve SEM çalışmaları ile millerin serbest sınır koşulları altındaki doğal frekansları, mod şekilleri ve sönümlenme oranları elde edilmiştir. OSS analizi ile millerin çalışma sırasındaki gerçek dinamik tepkileri gözlemlenmiş ve frekansa bağlı yer değiştirme davranışları analiz edilmiştir. Sıra Analizi ise farklı rüzgar hızlarında (5, 9 ve 12 m/s) elde edilen harmonik titreşim bileşenlerini ortaya koyarak, dönme hızı ile ilişkili rezonans eğilimlerinin değerlendirilmesine olanak tanımıştır.

Çalışma sonucunda, KFTP İçi Boş tip milin özellikle yüksek rüzgar hızlarında daha yüksek titreşim göstermiştir. AISI 1040 İçi Boş mil, KFTP İçi Boş miline göre daha düşük genlik değerlerine sahip olmuş ve daha stabil bir dinamik performans sergilemiştir. AISI 1040 İçi dolu milin, İçi Boş kesitli millere kıyasla daha rijit davrandığı ve genlik değerlerinin belirgin şekilde düşük olduğu görülmüştür. AISI 4140 İçi Dolu mil ise tüm hız seviyelerinde en düşük titreşim genliklerine ulaşmış ve sistem kararlılığı açısından en iyi performansı göstermiştir. Genlik değerleri büyükten küçüğe doğru sıralandığında KFTP İçi Boş, AISI 1040 İçi Boş, AISI 1040 İçi Dolu, AISI 4140 İçi Dolu olarak belirlenmiştir. Elde edilen bu bulgular, milin geometrisinin ve malzeme yapısının rüzgar türbini sistemlerinin titreşim davranışı üzerinde belirleyici bir etkiye sahip olduğunu ortaya koymaktadır. Özellikle kompozit yapıların yapısal anizotropisi, belirli hızlarda rezonans eğilimlerinin artmasına neden olabilmekte ve bu durum dikkatli tasarım ve malzeme seçimini gerektirmektedir.

Bu çalışma doğrultusunda, KFTP İçi Boş mil yerine dolu kesitli KFTP mil uygulamaları araştırılarak, kompozit malzemelerin dinamik performanslarının iyileştirilip iyileştirilemeyeceği değerlendirilebilir. Ayrıca, metal-kompozit hibrit mil yapılarının kullanımı ile rijitlik ve sönümlenme oranları dengelenebilir. Rüzgar türbininin genel

titreşim davranışını daha etkin şekilde kontrol edebilmek amacıyla türbin kanat tipi ve geometrisinin değiştirilmesi de sistem üzerindeki yapısal titreşim etkilerinin azaltılmasına katkı sağlayabilir. Bunun yanında, farklı çap/uzunluk oranlarına sahip millerle yapılacak parametrik çalışmalar, sistem tasarımı açısından daha farklı sonuçlar sağlayabilir.

Sonuç olarak, bu çalışma rüzgar türbini sisteminde kullanılan türbin millerinin sadece yapısal dayanımı değil, aynı zamanda sistemin titreşim kararlılığı açısından da kritik öneme sahip olduğunu göstermiştir. Dinamik analiz yöntemlerinin birlikte kullanımı sayesinde, sistem performansını ve ömrünü artıracak uygun malzeme-geometri kombinasyonlarının belirlenmesi sağlanmıştır.



6. KAYNAKLAR

- [1] M. I. V. S. Mosfequr Rahman Odari Whyte and G. Molina, “Structural and Aerodynamic Characteristics Analysis of a Small V-shaped Vertical Axis Wind Turbine Rotor,” *Int. J. Green Energy*, vol. 19, no. 3, pp. 279–299, 2022.
- [2] Y. Kumar *et al.*, “Wind energy: Trends and enabling technologies,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 53, pp. 209–224, 2016.
- [3] G. C. Ledec, K. W. Rapp, and R. G. Aiello, *Greening the Wind: Environmental and Social Considerations for Wind Power Development in Latin America and Beyond*, Energy Unit. Sustainable Development Department Latin America and Caribbean Region, The World Bank. 2011.
- [4] R. P. Walker and A. Swift, *Wind energy essentials: Societal, economic, and environmental Impacts*. John Wiley & Sons, 2015.
- [5] P. M. Kumar, K. Sivalingam, S. Narasimalu, T.-C. Lim, S. Ramakrishna, and H. Wei, “A review on the evolution of darrieus vertical axis wind turbine: Small wind turbines,” *J. Power Energy Eng.*, vol. 7, no. 4, pp. 27–44, 2019.
- [6] I. B. Mabrouk, A. El Hami, L. Walha, B. Zghal, and M. Haddar, “Dynamic vibrations in wind energy systems: Application to vertical axis wind turbine,” *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 85, pp. 396–414, 2017.
- [7] S. Eriksson and H. Bernhoff, “Generator-damped torsional vibrations of a vertical axis wind turbine,” *Wind Eng.*, vol. 29, no. 5, pp. 449–462, 2005.
- [8] E. Koç and M. C. Şenel, “Yatay Eksenli Rüzgar Türbinlerinde Optimum Türbin Parametrelerinin Belirlenmesinde Teorik Yaklaşım,” *Eng. Mach. Mag.*, vol. 57, no. 676, pp. 32–40, 2016.
- [9] O. Şamdan, “Darrieus Tipi Rüzgar Türbini Tasarımı,” Yüksek lisans tezi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Dokuz Eylül Üniversitesi, İzmir, Türkiye, 2016.
- [10] B. A. Dwiyanoro, “The dynamic characteristics of vertical axis wind turbine type H,” *ARPN J. Eng. Appl. Sci.*, vol. 11, no. 2, pp. 922–925, 2016.
- [11] A. F. A. A. El-Sayed, C. Hirsch, and R. Derdelinckx, “Dynamics of Vertical Axis Wind Turbines (Darrieus Type),” *Int. J. Rotating Mach.*, vol. 2, p. 903630, 1995.

- [12] F. Castellani, D. Astolfi, M. Peppoloni, F. Natili, D. Buttà, and A. Hirschl, “Experimental Vibration Analysis of a Small Scale Vertical Wind Energy System for Residential Use,” *Machines*, vol. 7, no. 2, 2019.
- [13] Z. Shenglin, Z. Caichao, S. Chaosheng, T. Jianjun, and C. Xu, “Natural characteristic analysis of wind turbine drivetrain considering flexible supporting,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part C J. Mech. Eng. Sci.*, vol. 232, no. 5, pp. 842–856, 2018.
- [14] M. R. Sarkar, S. Julai, M. J. Nahar, M. Uddin, M. Rahman, and M. R. Tanshen, “Experimental Study of Vertical Axis Wind Turbine Performance under Vibration,” *Int. J. Robot. Control Syst.*, vol. 1, no. 2, pp. 177–185, 2021.
- [15] J. K. Sharma, “Theoretical and experimental modal analysis of beam,” in *Engineering Vibration, Communication and Information Processing: ICoEVCI 2018, India*, Springer, 2019, pp. 177–186.
- [16] K. F. Abdulraheem and G. Al-Kindi, “A Simplified wind turbine blade crack identification using Experimental Modal Analysis (EMA),” *Int. J. Renew. Energy Res.*, vol. 7, no. 2, pp. 715–722, 2017.
- [17] K. Patil, J. Baqersad, and M. Behrooz, “Experimental modal analysis on a tyre—lessons learned,” *Int. J. Veh. Noise Vib.*, vol. 13, no. 3–4, pp. 200–215, 2017.
- [18] C. Azoury, A. Kallassy, B. Combes, I. Moukarzel, and R. Boudet, “Experimental and analytical modal analysis of a Crankshaft,” *IOSR J. Eng.*, vol. 2, no. 4, pp. 674–684, 2012.
- [19] B. Schwarz and M. H. Richardson, “Introduction To Operating Deflection Shapes,” in *CSI Reliability week*, pp. 1–7, 1999.
- [20] P. Avitabile, “Experimental modal analysis,” *Sound Vib.*, vol. 35, no. 1, pp. 20–31, 2001.
- [21] P. A. Boyadjis and M. M. Onari, “Solving Structural Vibration Problems Using Operating Deflection Shape (ODS) And FEA: Part I & Part II,” *Proceedings of the Twenty-Fifth International Pump Users Symposium*, pp. 85–101, 2009.
- [22] U. Gutierrez-Santiago, J. Keller, A. Fernández-Sisón, H. Polinder, and J. W. van Wingerden, “Field validation of dynamic mechanical torque measurements using fiber-optic strain sensors for geared wind turbines,” *Forsch. im Ingenieurwesen/Engineering Res.*, vol. 89, no. 1, 2025.

- [23] R. A. Silva and K. J. Kuecker, "Tips for Troubleshooting with the Operating Deflection Shape (ODS) Technique," in *Proceedings of the 44th Turbomachinery Symposium*, Turbomachinery Laboratories, Texas A&M Engineering Experiment Station, 2015.
- [24] D. K. Bandhopadhyay and D. Griffiths, "Methods for Analyzing Order Spectra," *SAE Trans.*, vol. 104, pp. 2155–2160, May 1995.
- [25] S. J. Idehara, A. Luiz, A. Mesquita, U. A. Miranda, M. D. Jr, and D. Ph, "Order tracking methods analysis," 2003.
- [26] F. Xiao, C. Tian, I. Wait, Z. (Joey) Yang, B. Still, and G. S. Chen, "Condition monitoring and vibration analysis of wind turbine," *Adv. Mech. Eng.*, vol. 12, no. 3, p. 1687814020913782, 2020.
- [27] N. Khlaifat, A. Altaee, J. Zhou, Y. Huang, and A. Braytee, "Optimization of a small wind turbine for a rural area: A case study of Deniliquin, New South Wales, Australia," *Energies*, vol. 13, no. 9, p. 2292, 2020.
- [28] M. Ragheb, "Vertical axis wind turbines," *Univ. Illinois Urbana-Champaign*, vol. 1, no. 40, 2011.
- [29] F. Yang, R. Sedaghati, and E. Esmailzadeh, "Vibration suppression of structures using tuned mass damper technology: A state-of-the-art review," *J. Vib. Control*, vol. 28, no. 7–8, pp. 812–836, 2022.
- [30] B. J. Schwarz and M. H. Richardson, "Experimental modal analysis," *CSI Reliab. week*, vol. 35, no. 1, pp. 1–12, 1999.
- [31] O. Dossing and C. Staker, "Operational deflection shapes: background, measurement and applications," *5th Int. Modal Anal. Conf. London*, pp. 1372–1378, 1987.
- [32] S. Jin, H. Dong, J. Chen, X. Xie, and M. Guo, "Study on accelerated life tests for main shaft bearings in wind turbines," *J. Mech. Sci. Technol.*, vol. 36, no. 3, pp. 1197–1207, 2022.
- [33] K. R. Fyfe and E. D. S. Munck, "Analysis of Computed Order Tracking," *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 11, no. 2, pp. 187–205, 1997.

- [34] S. J. Idehara, A. Luiz, A. Mesquita, U. A. Miranda, M. D. Jr, and D. Ph, “Order tracking methods analysis,” in *17th International Congress of Mechanical Engineering*, 2003, pp. 10–14.
- [35] “Global Energy Review 2021,” *Glob. Energy Rev. 2021*, p. 36, 2021, [Online]. Available: <https://www.iea.org>.
- [36] “IEA (2024),” *Int. Energy Agency*, 2024, [Online]. Available: <https://www.iea.org/reports/world-energy-outlook-2024>.
- [37] A. Vázquez, U. Izquierdo, P. Enevoldsen, F. H. Andersen, and J. M. Blanco, “A macroscale optimal substructure selection for Europe’s offshore wind farms,” *Sustain. Energy Technol. Assessments*, vol. 53, 2022.
- [38] N. I. Meyer, “Danish wind power development,” *Energy Sustain. Dev.*, vol. 2, no. 1, pp. 18–25, 1995.
- [39] A. R. Jha, “Wind turbine technology,” *Wind Turbine Technol.*, pp. 1–261, 2010.
- [40] M. K. Johari, M. A. A. Jalil, and M. F. M. Shariff, “Comparison of horizontal axis wind turbine (HAWT) and vertical axis wind turbine (VAWT),” *Int. J. Eng. Technol.*, vol. 7, no. 4, pp. 74–80, 2018.
- [41] S. Apelfröjd, S. Eriksson, and H. Bernhoff, “A Review of Research on Large Scale Modern Vertical Axis Wind Turbines at Uppsala University,” *Energies*, vol. 9, no. 7, 2016.
- [42] P. Gipe and E. Möllerström, “An overview of the history of wind turbine development: Part I—The early wind turbines until the 1960s,” *Wind Eng.*, vol. 46, p. 0309524X2211178, 2022.
- [43] W. Tjiu, T. Marnoto, S. Mat, M. H. Ruslan, and K. Sopian, “Darrieus vertical axis wind turbine for power generation I: Assessment of Darrieus VAWT configurations,” *Renew. Energy*, vol. 75, pp. 50–67, 2015.
- [44] F. Scheurich and R. Brown, “Vertical-Axis Wind Turbines in Oblique Flow: Sensitivity to Rotor Geometry,” *Eur. Wind Energy Conf. Exhib. 2011*, Ewec, 2011.
- [45] V. Analysis and V. L. Red, “Vibration Analysis of a VAWT Leyre Redín Larrea” Master Thesis, Industrial Engineering, Technical University Of Sofia, Sofia, Bulgaria, 2013.

- [46] M. Tong, W. Zhu, X. Zhao, M. Yu, K. Liu, and G. Li, “Free and Forced Vibration Analysis of H-type and Hybrid Vertical-Axis Wind Turbines,” *Energies*, no. 13, p. 24, 2020.
- [47] Y. Wang, W. Lu, K. Dai, M. Yuan, and S. E. Chen, “Dynamic study of a rooftop vertical axis wind turbine tower based on an automated vibration data processing algorithm,” *Energies*, vol. 11, no. 11, 2018.
- [48] E. Karthik Vel and S. Nadaraja Pillai, “Vibration control of the straight bladed vertical axis wind turbine structure using the leading-edge protuberanced blades,” *Eng. Struct.*, vol. 319, p. 118806, 2024.
- [49] F. Afzali, O. Kapucu, and B. F. Feeny, “Vibration Analysis of Vertical-Axis Wind-Turbine Blades,” *Int. Des. Eng. Tech. Conf. Comput. Inf. Eng. Conf.*, vol. 50206, p. V008T10A047, 2016.
- [50] F. Ferroudji, L. Saihi, K. Roummani, and K. Koussa, “Numerical analysis of stress and modal responses of H-type VAWT blade under operational loads conditions,” *Wind Eng.*, vol. 0, no. 0, p. 0309524X241269354.
- [51] J. F. Kusnick and D. E. Adams, “Vertical axis wind turbine operational modal analysis in sheared wind flow,” *Conf. Proc. Soc. Exp. Mech. Ser.*, vol. 2, pp. 333–344, 2012.
- [52] E. Möllerström and F. Ottermo, “Calculational model for first-mode eigenfrequency of a semi-guy-wired vertical-axis wind turbine tower,” *Wind Eng.*, vol. 45, no. 2, pp. 205–212, 2021.
- [53] N. Godarzi and F. Hejazi, “A Review of Health Monitoring and Model Updating of Vibration Dissipation Systems in Structures,” *CivilEng*, vol. 6, no. 1, 2025.
- [54] F. Castellani, F. Natili, D. Astolfi, A. Hirschl, and M. Peppoloni, “Vibration damping of a vertical axis wind turbine in operating conditions,” *J. Phys. Conf. Ser.*, vol. 2265, no. 4, p. 42081, May 2022.
- [55] F. Ferroudji, L. Saihi, and K. Roummani, “Numerical simulations on static and dynamic response of full-scale mast structures for H-Darrieus wind turbine,” *Wind Eng.*, vol. 45, no. 4, pp. 822–837, 2021.

- [56] I. Bel Mabrouk and A. El Hami, "Effect of number of blades on the dynamic behavior of a Darrieus turbine geared transmission system," *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 121, pp. 562–578, 2019.
- [57] I. Bel Mabrouk and A. El Hami, "Dynamic response analysis of Darrieus wind turbine geared transmission system with unsteady wind inflow," *Renew. Energy*, vol. 131, pp. 482–493, 2019.
- [58] G. R. Chalageri, S. I. Bekinal, and M. Doddamani, "Dynamic Analysis of 650 W Vertical-Axis Wind Turbine Rotor System Supported by Radial Permanent Magnet Bearings," *Eng. Proc.*, vol. 59, no. 1, p. 56, 2023.
- [59] A. Gloe and C. Jauch, "Measurements of the dynamic response of a wind turbine to excitations from the wind," in *WindAc Africa Conference*, Cape Town, pp. 14–15, 2017.
- [60] T. Ashwill, H. Sutherland, and D. Berg, "A retrospective of VAWT technology," in *A retrospective of VAWT technology (No. SAND2012-0304)*, Sandia National Laboratories (SNL), Sandia National Laboratories (SNL), Albuquerque, NM, and Livermore, CA (United States), Jan. 2012.
- [61] H. M. S. M. Mazarbhuiya, A. Biswas, and K. K. Sharma, "Performance investigations of modified asymmetric blade H-Darrieus VAWT rotors," *J. Renew. Sustain. Energy*, vol. 10, no. 3, 2018.
- [62] Z. Sun *et al.*, "Vibration characteristics of carbon-fiber reinforced composite drive shafts fabricated using filament winding technology," *Compos. Struct.*, vol. 241, p. 111725, 2020.
- [63] R. Dupuis, "Application of oil debris monitoring for wind turbine gearbox prognostics and health management," in *Annual Conference of the Prognostics and Health Management Society*, p. 1, 2010.
- [64] J. Wei and J. McCarty, "Acoustic emission evaluation of composite wind turbine blades during fatigue testing," *Wind Eng.*, vol. 17, no. 6, pp. 266–274, 1993.
- [65] Y. Zhang, W. Lu, and F. Chu, "Planet gear fault localization for wind turbine gearbox using acoustic emission signals," *Renew. Energy*, vol. 109, pp. 449–460, 2017.

- [66] Y. Yin, W. Wang, X. Yan, H. Xiao, and C. Wang, "An integrated on-line oil analysis method for condition monitoring," *Meas. Sci. Technol.*, vol. 14, no. 11, pp. 1973–1977, 2003.
- [67] F. P. García Márquez, A. M. Tobias, J. M. Pinar Pérez, and M. Papaelias, "Condition monitoring of wind turbines: Techniques and methods," *Renew. Energy*, vol. 46, pp. 169–178, 2012.
- [68] M. H. Richardson, "Is it a mode shape, or an operating deflection shape?," *S V Sound Vib.*, vol. 31, no. 1, pp. 54–61, 1997.
- [69] T. J. Arsenault, P. Marzocca, G. Coppotelli, A. Achuthan, and C. Grappasonni, "Experimental Evaluation of Wind Turbine Rotor Tower Structural Dynamic Interaction," *56th AIAA/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference*, 2015, p. 1856.
- [70] J. K. Sinha, *Industrial Approaches in Vibration-Based Condition Monitoring*, CRC Press, 2020. [Online]. Available: https://books.google.com.tr/books?id=wZ_LDwAAQBAJ
- [71] P. M. Kumar, M. M. R. Surya, and N. Srikanth, "Comparitive CFD analysis of darrieus wind turbine with NTU-20-V and NACA0018 airfoils," *2017 IEEE International Conference on Smart Grid and Smart Cities (ICSGSC)*, 2017, pp. 108–114.
- [72] K. Sunderland, T. Woolmington, J. Blackledge, and M. Conlon, "Small wind turbines in turbulent (urban) environments: A consideration of normal and Weibull distributions for power prediction," *J. Wind Eng. Ind. Aerodyn.*, vol. 121, pp. 70–81, 2013.
- [73] A. Macit, "Numerical Investigation of The Effect of The Blade Type and The Chord Length on The Performance of The Vertical Axis Wind Turbines", Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Fen Bilimleri Enstitüsü, Dokuz Eylül Üniversitesi, İzmir, Türkiye, 2015.
- [74] SKF Group, "SKF Online Catalogue." [Online]. Available: <https://www.skf.com/tr/products/mounted-bearings/ball-bearing-units/pillow-block-ball-bearing-units/productid-UCP 208>
- [75] W. Luo, W. Liu, S. Chen, Q. Zou, and X. Song, "Development and Application of an FSI Model for Floating VAWT by Coupling CFD and FEA," *Journal of Marine Science and Engineering*, vol. 12, no. 6, pp. 683, 2024.

- [76] E. P. Bilalis, M. S. Keramidis, and N. G. Tsouvalis, "Structural design optimization of composite materials drive shafts," *Mar. Struct.*, vol. 84, p. 103194, 2022.
- [77] Z. Zhang, Z. Yin, T. Han, and A. C. C. Tan, "Fracture analysis of wind turbine main shaft," *Eng. Fail. Anal.*, vol. 34, pp. 129–139, 2013.
- [78] J. He and Z.-F. Fu, *Modal analysis*, 1st ed. Oxford ; Butterworth-Heinemann, Elsevier, 2001.
- [79] K. A. Ramsey, "Experimental modal analysis, structural modifications and FEM analysis on a desktop computer," *S V Sound Vib.*, vol. 17, no. 2, pp. 19–27, 1983.
- [80] A. M. Kabe and B. H. Sako, "Chapter 4 - Damping," in *Structural Dynamics Fundamentals and Advanced Applications*, A. M. Kabe and B. H. Sako, Eds., Academic Press, 2020, pp. 173–219.
- [81] R. W. Clough and J. Penzien, *Dynamics of Structures*. in Civil engineering series. McGraw-Hill, 1993. [Online]. Available: <https://books.google.com.tr/books?id=HxLakQEACAAJ>
- [82] T. Carne, D. Griffith, and M. Casias, "Support conditions for experimental modal analysis," *Sound Vib.*, vol. 41, no. 6, pp. 10–16, 2007.
- [83] H. Baharin and R. Rahman, "Effect of accelerometer mass on thin plate vibration," *J Mek*, vol. 29, 2009.
- [84] D. J. Ewins, *Modal Testing: Theory, Practice and Application*, 2001. [Online]. Available: <http://www.amazon.com/Modal-Testing-Application-Mechanical-Engineering/dp/0863802184>
- [85] C. J. Stander, P. S. Heyns, and W. Schoombie, "Using vibration monitoring for local fault detection on gears operating under fluctuating load conditions," *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 16, no. 6, pp. 1005–1024, 2002.
- [86] X. Qi, Z. Yuan, and X. Han, "Diagnosis of misalignment faults by tacholeless order tracking analysis and RBF networks," *Neurocomputing*, vol. 169, pp. 439–448, 2015.

- [87] D. Abboud, J. Antoni, S. Sieg-Zieba, and M. Eltabach, "Envelope analysis of rotating machine vibrations in variable speed conditions: A comprehensive treatment," *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 84, pp. 200–226, 2017.
- [88] "Modal Parameter Estimation Techniques," in *Modal Testing*, John Wiley & Sons, Ltd, 2017, ch. 5, pp. 189–219.
- [89] E. Mollasalehi, Q. Sun, and D. Wood, "Contribution of Small Wind Turbine Structural Vibration to Noise Emission," *Energies*, vol. 6, no. 8, pp. 3669–3691, 2013.
- [90] K. McLaren, S. Tullis, and S. Ziada, "Measurement of high solidity vertical axis wind turbine aerodynamic loads under high vibration response conditions," *J. Fluids Struct.*, vol. 32, pp. 12–26, 2012.
- [91] A. Brandt, T. Lagö, K. Ahlin, and J. Tüma, "Main principles and limitations of current order tracking methods," *Sound Vib.*, vol. 39, pp. 19–22, 2005.
- [92] D. K. Mali and P. Singru, "Study on the Effect of the Impact Location and the Type of Hammer Tip on the Frequency Response Function (FRF) in Experimental Modal Analysis of Rectangular Plates," *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 330, p. 12102, 2018.
- [93] G. Zuo, L. Hou, R. Lin, S. Ren, and Y. Chen, "Combination resonance and primary resonance characteristics of a dual-rotor system under the condition of the synchronous impact of the inter-shaft bearing," *Sci. Rep.*, vol. 13, no. 1, p. 1153, 2023.
- [94] P. Alkhoury, A.-H. Soubra, V. Rey, and M. Aït-Ahmed, "A full three-dimensional model for the estimation of the natural frequencies of an offshore wind turbine in sand," *Wind Energy*, vol. 24, pp. 699–719, 2020.
- [95] L. Panzhong, "Strength and modal analysis of 5 MW semi-direct drive permanent magnet wind turbine shaft system based on modal theory," *Mechanics of Advanced Materials and Structures*, vol. 28, no. 24, pp. 2566-2571, 2021.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Samet SARIOĞLU

Yabancı Dili : İngilizce

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Doktora	Makine Mühendisliği	Düzce Üniversitesi	2025
Y. Lisans	Makine Eğitimi	Gazi Üniversitesi	2012
Lisans	Makine Eğitimi	Gazi Üniversitesi	2009

TEZDEN ÇIKAN YAYINLAR

- [1] S. Sarioğlu, H. Saruhan, “Experimental and Numerical Investigation of the Effects of a Shaft with Different Geometry on Vibration Reduction in Vertical Axis Wind Turbine System,” *Uluslararası Marmara Fen ve Sos. Bilim. Kongresi Bahar*, Kocaeli, Türkiye, 2025, ss. 251–264
- [2] S. Sarioğlu, H. Saruhan, “Düşey Eksenli Rüzgar Türbini Sistemlerinde Titreşim Azaltımına Yönelik Mil Tasarımının Sayısal ve Deneysel İncelemesi,” *Uluslararası Marmara Fen ve Sos. Bilim. Kongresi Bahar*, Kocaeli, Türkiye, 2025, ss. 239–250.