



**HİBRİD RULMANLARLA YATAKLANMIŞ ŞAFTIN TEORİK VE DENEYSEL
OLARAK İNCELENMESİ**

Burcu KÜÇÜKOĞLU DOĞAN

**DOKTORA TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

MART 2022

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Burcu KÜÇÜKOĞLU DOĞAN

22/03/2022

HİBRİD RUMANLARLA YATAKLANMIŞ ŞAFTIN TEORİK VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

(Doktora Tezi)

Burcu KÜÇÜKOĞLU DOĞAN

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Mart 2022

ÖZET

Gıda ve medikal ürünlerin üretildiği makinalarda kullanılan geleneksel rulmanlar, yağlama sisteminde meydana gelebilecek yağ kaçağı riski göz önünde bulundurulduğunda hijyenik çalışma şartları için elverişsizlerdir. Bu problemin çözümü için hijyenik ortamlarda yağlama problemi olmayan polimer rulmanların kullanımı günümüzde gittikçe yaygınlaşmaktadır. İç ve dış bilezikleri polimer malzemeden, bilyaları ise çelik veya başka malzemelerden olan rulmanlar, polimer hibrid rulmanlar olarak adlandırılmaktadır. Polimer rulmanların çok fazla avantajı olmasına karşın yük taşıma kapasitesi çelik rulmanlara göre çok daha düşüktür. Rulmanların uzun zaman kullanılabilmesi için yapılan yüklemelerin elastik sınırlar içerisinde olması gerekmektedir. Rulmanlarda elastik bölge sınırının tespit edilmesi ve analizi için, bilya ve bilezikler arasındaki temas mekaniğinin modellenmesi gerekir. Dolayısıyla hibrid polimer rulmanlar ile desteklenmiş bir shaft-rulman sisteminde de, temas mekaniğinin modellenerek rulmanın çalışma bölgesinin analiz edilmesi önemlidir. Çelik rulmanlarda temas mekaniği analiz edilirken Hertz temas teorisi kullanılmaktadır. Polimer rulmanlarda ise temas mekaniği analiz edilirken, bilya ile viskoelastik malzemeden üretilen bilezikler arasındaki temasın elasto-plastik temas yöntemi kullanılarak modellenmesi gerekmektedir. Bu amaçla, rulman üzerindeki kuvvetler ile birlikte, shaft-rulman sisteminin iki serbestlik dereceli hareket denklemleri elde edilmiş, bazı kabuller yapılarak dördüncü mertebeden Runge-Kutta metodu ile iteratif yöntemler ile MATLAB ortamında çözdürülmüştür. Modele sıcaklık değerleri ile değişen elastisite modülü dolayısı ile değişen rulmanın katılığı da eklenmiştir. Bu tez kapsamında, polimer rulmanların dinamik karakteristiklerinin araştırılması amacıyla bir deney düzeneği kurulmuştur. Sistemin titreşim karakteristiğini belirlemek amacıyla ivmeölçerler kullanılmıştır. Aynı zamanda test rulmanı üzerine yerleştirilen ısı çifti ile sistem çalışırken oluşan sıcaklık değişimi belirlenmiştir. Ayrıca test sistemine yerleştirilen yük hücresi ile hibrid polimer rulmanların sürtünme karakteristiğinin değişimi de incelenmiştir. Sensörlerden alınan verilerin bilgisayara kaydedilmesi amacıyla bilgisayarlı veri toplama sistemi kullanılmıştır. Bu veri toplama sistemi ile deney esnasında ivmeölçerden, ısı çiftten ve yük hücresinden alınan sinyaller MATLAB ortamında geliştirilen bir algoritma ile bilgisayara kaydedilmiştir. Kaydedilen veriler yine MATLAB ortamında hem zaman tanım bölgesinde hem de frekans tanım bölgesinde analiz edilmiş sonuçlar tartışılmıştır.

Bilim Kodu : 91422
Anahtar Kelimeler : Polimer hibrit rulman, titreşim, temas mekaniği
Sayfa Adedi : 188
Danışman : Doç. Dr. Tuncay KARAÇAY

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF SHAFT BEARING WITH HYBRID BEARINGS

(Ph. D. Thesis)

Burcu KÜÇÜKOĞLU DOĞAN

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

March 2022

ABSTRACT

Conventional bearings are used in machines for producing food and medical products, but there may be a risk of oil leakage in the lubrication system of conventional bearings and this is not suitable for hygienic working conditions. In order to solve oil leakage problem, polymer bearings which have no lubricant problem are used frequently in hygienic places. Polymer hybrid ball bearings' balls may be steel, glass or another polymer and races consist of polymer material. Although polymer bearings have many advantages, their load carrying capacity is much lower than steel bearings. In order for the bearings to be used for a long time, the loadings must be within the elastic limits. For the determination and analysis of elastic area boundant in bearings, the contact mechanics between balls and races must be modeled. Therefore, the shaft-bearing system supported by hybrid polymer bearings has become important to model the contact mechanics and to analyze the operating region of the bearing. Hertz contact theory is used when analyzing contact mechanics in steel bearings. When analyzing the contact mechanics on the polymer bearings, the contact between the ball and the races made of viscoelastic material should be modeled using the elasto-plastic contact method. For this aim, shaft-bearing system's two degree freedom equation of motion has been obtained with the force on the bearing and equation of motions have been solved by the fourth-order Runge-Kutta method by making some assumptions with iterative methods. This model also includes temperature effect on elastic modulus and changing stiffness of ball bearings. In the scope of this thesis, a test rig has been set up for investigating the dynamic characteristic of polymer ball bearing. In order to investigate the vibration characteristics of the system the accelerometer has been used. At the same time, the temperature change during the operation of the system has been determined with the thermocouple placed on the test bearing. Also, hybrid polymer bearings change of the frictional characteristics has been researched via the load cell on the test rig. A computerized data acquisition system has been used to save the data from the sensors to the computer. The signals received from the accelerometer, thermocouple and load cell during the experiment have been recorded via this data acqusisiton system on the computer with an algorithm developed in the MATLAB environment. Recorded test datas results analyzed in MATLAB envirement both the time domain and frequency domain and the results have been discussed.

Science Code : 91422

Key Words : Polymer hybrid ball bearing, vibration, contact mechanic

Page Number : 188

Supervisor : Assoc. Prof. Dr. Tuncay KARAÇAY

TEŞEKKÜR

Bu tezi hazırlarken bütün akademik bilgilerini benimle paylaştığı, her takıldığımda beni sabırla yönlendirdiği, hoşgörüsünü hiç esrigemediği için çok kıymetli danışmanım Doç. Dr. Tuncay KARAÇAY'a;

Tez İzleme Komitelerinde yaptıkları yapıcı eleştiriler ve tavsiyeler ile tez çalışmamda bana destek olan, yönlendiren kıymetli hocalarım Prof. Dr. Nizami AKTÜRK ve Prof. Dr. Sadettin ORHAN'a;

Bu tezin deneysel çalışmalarında bana yardımcı olan Öğr. Gör. İrfan ÜNAL ve çalışma arkadaşım Arş. Gör. Mustafa Alper SARIİPEK'e;

Yardıma ihtiyacım olduğu her an sürekli yanımda olan Dr. Öğr. Üyesi Abdürrahim DAL'a, Dr. Öğr. Üyesi Tamer ÇALIŞIR'a, Arş. Gör. Demet ÖZAYDIN GÜNDÜZ'e, Öğr. Gör. Dr. Zeynep AYTAÇ YILMAZ'a, Arş. Gör. Dr. Fatih AKTAŞ'a, Arş. Gör. Mahmut Şamil KAYA'ya, Arş. Gör. Görkem AĞÖREN'e, Arş. Gör. Bedrettin Mahmut KOCAGİL'e, Arş. Gör. Emre Aşkın ELİBOL'a, Gazi Üniversitesi Makina Mühendisliği bölümü öğretim üyelerine ve çok kıymetli araştırma görevlisi arkadaşlarıma;

Bu tezde yapılan çalışmaların yürütülmesi amacıyla proje desteği sağlayan *Gazi Üniversitesi Bilimsel Araştırmalar Proje Koordinasyon Birimine* “Polimer Hibrid Rulmanların Temas Mekanizmasının Çözülmesi ve Sistemin Titreşim Karakteristiğinin Belirlenmesi”, Proje No: 06/2018-08), desteklerinden dolayı Gazi Üniversitesi ve BAP birimine;

Her zaman yanımda olan destekleyen aileme, eşime ve benimle birlikte ders çalışmayı öğrenen kızıma teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	x
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	xi
RESİMLERİN LİSTESİ	xx
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xxi
1. GİRİŞ.....	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR.....	5
2.1. Polimer Rulman ve Temas Mekanikğine Yönelik Çalışmalar.....	7
2.2. Polimer Rulmanların Hata Tespitine Yönelik Çalışmalar	11
2.3. Polimer Rulmanların Sıcaklık Ölçüm Yöntemi ile Hata Tespitine Yönelik Çalışmalar	12
2.4. Polimer Malzemelerin Sıcaklıkla Değişen Mekanik Özelliklerine Yönelik Çalışmalar	13
2.5. Rulmanların Hata Tespitinde Kullanılan Farklı Yöntemler İçeren Çalışmalar..	14
2.6. Sinyal İşleme ile İlgili Yapılan Çalışmalar.....	15
3. POLİMER RULMAN DİNAMİĞİ	17
3.1. Polimer Rulman Temas Mekanikği.....	17
3.1.1. İz (indentation) modeli	18
3.1.1.2. Düzleşme (flattening) modeli	18
3.2. Kritik Deformasyon	19

	Sayfa
3.3. Rulman-Yük Dağılımı ve Yük Altında Temas Mekanîği	19
3.3.1. Rulman geometrisi.....	20
3.3.2. Eliptik temas teorisi	22
3.3.3. Bilya ezilme miktarı	28
3.3.4. Temas katılığının hesaplanması.....	29
3.3.5. Toplam ezilme miktarının belirlenmesi	30
3.3.6. Rulman üzerinde oluşan toplam temas kuvvetinin bulunması	32
3.3.7. Rulman kinematiği	33
3.4. Polimer Rulmanın Şaft-Rulman Sistemi.....	36
3.5. Sıcaklığın Polimer Rulmana Etkisi	37
3.5.1. Sıcaklık artışı altındaki polimer rulmanın dinamik cevabı	39
3.5.2. Sıcaklığın polimer malzemelerin sönüm oranına etkisi	39
4. DENEYSEL ÇALIŞMA	43
4.1. Deney Düzenneği	43
4.2. Senaryolar	46
5. POLİMER RULMANLARIN TİTREŞİM ANALİZİ.....	49
5.1. Zaman Tanım Bölgesi Analiz Yöntemi	49
5.1.1. Titreşim genliği.....	49
5.1.2. Karelerin ortalamasının karekökü.....	49
5.1.3. Crest faktör	50
5.1.4. Kurtosis.....	50
5.2. Frekans Tanım Bölgesi Analiz Yöntemi	50
5.2.1. Spektrum analizi	50

	Sayfa
5.3. Zaman/Frekans Analiz Teknikleri.....	51
5.3.1. Campell diyagramı.....	51
6. BULGULAR YORUMLAR VE TARTIŞMA.....	53
6.1. Polimer Hibrid Rulman Modeli ve Dinamik Davranışı.....	53
6.1.1. Bilya geçiş frekansı.....	57
6.1.2. Hata frekansları.....	58
6.2. Teorik Bulgular.....	59
6.3. Deneysel Bulgular.....	104
6.3.1. Rulman hata oluşum aşamaları.....	105
6.3.2. Verilerin filtrelenmesi ve zarf analizi.....	105
6.3.3. 6804 Rulmanı veri analizi.....	106
6.3.4. 6205-B180 Rulmanı veri analizi.....	113
6.3.5. 6203 Rulmanı analiz sonuçları.....	120
6.3.6. 6205-PA Rulmanı veri analizi.....	134
6.3.7. Problemlili bozulan rulmanların veri analizi.....	143
7. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	159
7.1. Teorik Çalışma.....	159
7.2. Deneysel Çalışma.....	159
7.3. Sıcaklığın Etkisi.....	160
7.4. Sonra Yapılacak Çalışmalar İçin Öneriler.....	160
KAYNAKLAR.....	163
EKLER.....	171
ÖZGEÇMİŞ.....	187

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. Birincil ve ikincil eliptik integral hesaplama katsayıları.....	27
Çizelge 3.2 κ yaklaşık değerleri için optimizasyon katsayıları.....	28
Çizelge 3.3. Farklı sıcaklık değerlerinde elde edilen $\tan \delta$ ve ζ değerleri	41
Çizelge 4.1. Senaryolar	46
Çizelge 4.2. Katalog verileri	47
Çizelge 4.3. Rulmanların elasto-plastik temastaki çalışma bölgesi	47
Çizelge 6.1. 6804 rulmanının özellikleri.....	54
Çizelge 6.2. 6205-B180 rulmanının özellikleri	54
Çizelge 6.3.6205-PA rulmanının özellikleri	55
Çizelge 6.4. 6203 Rulmanının Özellikleri	55
Çizelge 6.5. Şaftların özellikleri	56
Çizelge 6.6. Ağırlık kollarının özellikleri	56
Çizelge 6.7. Rulman yuvalarının özellikleri	56

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. Sabit bilyalı çelik rulmanın dağıtılmış görünümü	1
Şekil 3.1. İz (indentation) model.....	18
Şekil 3.2. Düzleşme (flattening) model	18
Şekil 3.3. Bilyalı rulmanın kesit görüntüsü	20
Şekil 3.4. a) Yükleme yapılmadan önce ve b) yükleme yapıldıktan sonra bilyanın görünümü	21
Şekil 3.5. Eliptik temas bağlantıları.....	23
Şekil 3.6. Konveks ve konkav yüzey temas geometrisi.....	24
Şekil 3.7. Toplam ezilme	29
Şekil 3.8. Yükleme yapılmamış rulmanın yuvarlanma yolu eğrilik yarıçapları	31
Şekil 3.9. Rulman elastik modeli	32
Şekil 3.10. Rulman iç hızları.....	34
Şekil 3.11. Şaft-rulman sisteminin şematik görünümü.....	37
Şekil 3.12. Viskoelastik malzemelerin sıcaklıkla değişen sönüm oranı grafiği	40
Şekil 4.1. Deney düzeneği şematik görünümü.....	45
Şekil 6.1. Rulman boyutları	53
Şekil 6.2. Rulmanın dönmesiyle bilyaların konum değişiminin görünümü	57
Şekil 6.3. 6804, 6205-B180, 6205-PA, 6203 rulmanlarının sıcaklıkla değişen doğal frekans grafiği	60
Şekil 6.4. 6804, 6205-B180, 6205-PA, 6203 rulmanlarının artan sıcaklıkla değişen yük taşıma kapasitesi grafiği.....	61
Şekil 6.5. 6804, 6205-B180, 6205-PA, 6203 rulmanlarının artan deformasyonla değişen maksimum yük taşıma kapasitesi grafiği.....	61
Şekil 6.6. 6804 rulmanı 24 °C de x eksen yönündeki titreşim spektrumu.....	62
Şekil 6.7. 6804 rulmanı 83 °C de x eksen yönündeki titreşim spektrumu.....	63

Şekil	Sayfa
Şekil 6.8. 6205-B180 rulmanı 24 °C de x eksen yönündeki titreşim spektrumu.....	63
Şekil 6.9. 6205-B180 rulmanı 83 °C de x eksen yönündeki titreşim spektrumu.....	64
Şekil 6.10. 6203 rulmanı 24 °C de x eksen yönündeki titreşim spektrumu.....	64
Şekil 6.11. 6203 rulmanı 83 °C de x eksen yönündeki titreşim spektrumu.....	65
Şekil 6.12. 6205-PA rulmanı 24 °C de x eksen yönündeki titreşim spektrumu	65
Şekil 6.13. 6205-PA rulmanı 83 °C de x eksen yönündeki titreşim spektrumu	66
Şekil 6.14. 6804 rulmanına ait 24 °C de zaman-genlik grafiği.....	67
Şekil 6.15. 6205-B180 rulmanına ait 24 °C de zaman-genlik grafiği.....	67
Şekil 6.16. 6203 rulmanına ait 24 °C de zaman-genlik grafiği.....	68
Şekil 6.17. 6205-PA rulmanına ait 24 °C de zaman-genlik grafiği	68
Şekil 6.18. 6804 rulmanına ait sıcaklık-yörünge değişim grafiği.....	69
Şekil 6.19. 6205-B180 rulmanına ait sıcaklık-yörünge değişim grafiği.....	70
Şekil 6.20. 6203 rulmanına ait sıcaklık-yörünge değişim grafiği.....	70
Şekil 6.21. 6205-PA rulmanına ait sıcaklık-yörünge değişim grafiği	71
Şekil 6.22. 24°C de 6804 rulmanına ait yörünge grafiği	72
Şekil 6.23. 83°C de 6804 rulmanına ait yörünge grafiği	72
Şekil 6.24. 24°C de 6205-B180 rulmanına ait yörünge grafiği	73
Şekil 6.25. 83°C de 6205-B180 rulmanına ait yörünge grafiği	73
Şekil 6.26. 24°C de 6203 rulmanına ait yörünge grafiği	74
Şekil 6.27. 83°C de 6203 rulmanına ait yörünge grafiği	74
Şekil 6.28. 24°C de 6205-PA rulmanına ait yörünge grafiği.....	75
Şekil 6.29. 83°C de 6205-PA rulmanına ait yörünge grafiği.....	75
Şekil 6.30. 6804 rulmanının 25 °C deki sönüm oranı-titreşim genliği arasındaki ilişki grafiği	76

Şekil	Sayfa
Şekil 6.31. 6804 rulmanının 60°C deki sönüm oranı-titreşim genliği arasındaki ilişki grafiği.....	77
Şekil 6.32. 6804 rulmanının 75°C deki sönüm oranı-titreşim genliği arasındaki ilişki grafiği.....	77
Şekil 6.33. 6804 rulmanının 80 °C deki sönüm oranı-titreşim genliği arasındaki ilişki grafiği.....	78
Şekil 6.34. 6205-B180 rulmanının 25 °C deki sönüm oranı-titreşim genliği arasındaki ilişki grafiği.....	79
Şekil 6.35. 6205-B180 rulmanının 60°C deki sönüm oranı-titreşim genliği arasındaki ilişki grafiği.....	79
Şekil 6.36. 6205-B180 rulmanının 75 °C deki sönüm oranı-titreşim genliği arasındaki ilişki grafiği.....	80
Şekil 6.37. 6205-B180 rulmanının 80 °C deki sönüm oranı-titreşim genliği arasındaki ilişki grafiği.....	80
Şekil 6.38. 6203 rulmanının 25 °C deki sönüm oranı-titreşim genliği arasındaki ilişki grafiği.....	81
Şekil 6.39. 6203 rulmanının 60 °C deki sönüm oranı-titreşim genliği arasındaki ilişki grafiği.....	81
Şekil 6.40. 6203 rulmanının 75 °C deki sönüm oranı-titreşim genliği arasındaki ilişki grafiği.....	82
Şekil 6.41. 6203 rulmanının 80 °C deki sönüm oranı-titreşim genliği arasındaki ilişki grafiği.....	82
Şekil 6.42. 6205-PA rulmanının 25 °C deki sönüm oranı-titreşim genliği arasındaki ilişki grafiği.....	83
Şekil 6.43. 6205-PA rulmanının 60 °C deki sönüm oranı-titreşim genliği arasındaki ilişki grafiği.....	83
Şekil 6.44. 6205-PA rulmanının 75 °C deki sönüm oranı-titreşim genliği arasındaki ilişki grafiği.....	84
Şekil 6.45. 6205-PA rulmanının 80 °C deki sönüm oranı-titreşim genliği arasındaki ilişki grafiği.....	84
Şekil 6.46. 6804 rulmanının elastik bölge x eksen yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı:0.4 kg).....	85

Şekil	Sayfa
Şekil 6.47. 6804 rulmanının elastik bölge x eksen yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı:0.4 kg).....	85
Şekil 6.48. 6804 rulmanının elasto-plastik 1. bölge x eksen yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 5.56 kg).....	86
Şekil 6.49. 6804 rulmanının elasto-plastik 1. bölge y eksen yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 5.56 kg).....	87
Şekil 6.50. 6804 rulmanının elasto-plastik 2. bölge x eksen yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 204 kg).....	87
Şekil 6.51. 6804 rulmanının elasto-plastik 2. bölge y eksen yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 204 kg).....	88
Şekil 6.52. 6804 rulmanının plastik bölge x eksen yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 210 kg).....	88
Şekil 6.53. 6804 rulmanının plastik bölge y eksen yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 210 kg).....	89
Şekil 6.54. 6205-B180 rulmanı elastik bölge x eksen yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 1.3 kg).....	89
Şekil 6.55. 6205-B180 rulmanı elastik bölge y eksen yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 1.3 kg).....	90
Şekil 6.56. 6205-B180 rulmanı elasto-plastik 1.bölge x eksen yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 19 kg).....	90
Şekil 6.57. 6205-B180 rulmanı elasto-plastik 1.bölge y eksen yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 19 kg).....	91
Şekil 6.58. 6205-B180 rulmanı elasto-plastik 2.bölge y eksen yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 720 kg).....	91
Şekil 6.59. 6205-B180 rulmanı elasto-plastik 2.bölge y eksen yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 720 kg).....	92
Şekil 6.60. 6205-B180 rulmanı plastik bölge x eksen yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 730 kg)	92
Şekil 6.61. 6205-B180 rulmanı plastik bölge y eksen yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 730 kg)	93
Şekil 6.62. 6203 rulmanı elastik bölge x eksen yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 0.69 kg)	93

Şekil	Sayfa
Şekil 6.63. 6203 rulmanı elastik bölge y eksenı yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 0.69 kg)	94
Şekil 6.64. 6203 rulmanı elasto-plastik bölge 1.kısım x eksenı yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 9.29 kg).....	95
Şekil 6.65. 6203 rulmanı elasto-plastik bölge 1.kısım y eksenı yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 9.29 kg).....	95
Şekil 6.66. 6203 rulmanı elasto-plastik bölge 2.kısım x eksenı yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 345 kg).....	96
Şekil 6.67. 6203 rulmanı elasto-plastik bölge 2.kısım y eksenı yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 345 kg).....	97
Şekil 6.68. 6203 rulmanı plastik bölge x eksenı yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 9.29 kg).....	98
Şekil 6.69. 6203 rulmanı plastik bölge y eksenı yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 9.29 kg).....	98
Şekil 6.70. 6205-PA rulmanının elastik bölge x eksenı yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 1 kg)	99
Şekil 6.71. 6205-PA rulmanının elastik bölge y eksenı yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 1 kg)	99
Şekil 6.72. 6205-PA rulmanı elasto-plastik 1.bölge x eksenı yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 16 kg).....	100
Şekil 6.73. 6205-PA rulmanı elasto-plastik 1.bölge y eksenı yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 16 kg).....	101
Şekil 6.74. 6205-PA rulmanı elasto-plastik 2.bölge y eksenı yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 616 kg).....	102
Şekil 6.75. 6205-PA rulmanı elasto-plastik 2.bölge y eksenı yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 616 kg).....	102
Şekil 6.76. 6205-PA rulmanı plastik bölge x eksenı yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 630 kg).....	103
Şekil 6.77. 6205-PA rulmanı plastik bölge y eksenı yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 630 kg).....	103
Şekil 6.78. 6804 3kg yük asılı rulmanın zaman-sıcaklık değişim grafiğı.....	107

Şekil	Sayfa
Şekil 6.79. 6804 rulmanına ait titreşim verilerinin genliklerinin zamanla değişim grafiği	108
Şekil 6.80. 6804 rulmanına ait yük hücresi verilerinin zamanla değişim grafiği	108
Şekil 6.81. 6804 rulmanına ait 215.dk HFD grafiği	109
Şekil 6.82. 6804 rulmanına ait 229.dk HFD grafiği	110
Şekil 6.83. 6804 rulmanına ait 242.dk HFD grafiği	111
Şekil 6.84. 6804 rulmanına ait 262.dk HFD grafiği	112
Şekil 6.85. 6205-B180 1 kg yük asılı rulmanına ait titreşim verilerinin zamanla değişim grafiği	114
Şekil 6.86. 6205-B180, 1 kg yük asılı rulmanına ait 1186.dk zarf spektrumu grafiği....	115
Şekil 6.87. 6205-B180 1 kg yük asılı rulmanına ait 1961.dk zarf spektrum grafiği.....	115
Şekil 6.88. 6205-B180 rulmanına ait yük hücresi verilerinin zamanla değişim grafiği	116
Şekil 6.89. 6205-B180 1 kg yük asılı rulmanına ait 197.dk zarf spektrumu grafiği	117
Şekil 6.90. 6205-B180 1 kg yük asılı rulmanına ait 293.dk zarf spektrumu grafiği	117
Şekil 6.91. 6205-B180 1 kg yük asılı rulmanına ait 858.dk zarf spektrumu grafiği	118
Şekil 6.92. 6205-B180 1 kg yük asılı rulmanına ait 1635.dk zarf spektrumu grafiği	119
Şekil 6.93. 6203, 1 kg yük asılı rulmanına ait titreşim verilerinin zamanla değişimi	120
Şekil 6.94. 6203, 1 kg yük asılı rulmanına ait yük hücresi verilerinin zamanla değişim grafiği	121
Şekil 6.95. 6203, 1 kg yük asılı rulmanın 561.dk zarf spektrumu grafiği	122
Şekil 6.96. 6203, 1 kg yük asılı rulmanın 1005.dk HFD grafiği	123
Şekil 6.97. 6203, 1 kg yük asılı rulmanın 2450.dk zarf spektrumu grafiği	123
Şekil 6.98. 6203, 1 kg yük asılı rulmanın 2650.dk HFD grafiği	124
Şekil 6.99. 6203, 1 kg yük asılı rulmanın 3116.dk zarf spektrumu grafiği	125
Şekil 6.100. 6203, 1 kg yük asılı rulmanın 3625.dk HFD grafiği	125

Şekil	Sayfa
Şekil 6.101. 6203, 2 kg yük asılı rulmanına ait titreşim verilerinin zamanla değişim grafiği	126
Şekil 6.102. 6203, 2 kg yük asılı rulmanına ait yük hücresi verilerinin zamanla değişim grafiği	127
Şekil 6.103. 6203, 2 kg yük asılı rulmanın 732.dk zarf spektrum grafiği	128
Şekil 6.104. 6203, 2 kg yük asılı rulmanın 1002.dk HFD grafiği	129
Şekil 6.105. 6203, 2 kg yük asılı rulmanın 2979.dk zarf spektrum grafiği	129
Şekil 6.106. 6203, 3 kg yük asılı rulmanına ait yük hücresi verilerinin zamanla değişim grafiği	130
Şekil 6.107. 6203, 3 kg yük asılı rulmanına ait yük hücresi verilerinin zamanla değişim grafiği	131
Şekil 6.108. 6203, 3 kg yük asılı rulmanın 722.dk zarf spektrum grafiği	132
Şekil 6.109. 6203, 3 kg yük asılı rulmanın 2037.dk zarf spektrum grafiği	132
Şekil 6.110. 6203, 3 kg yük asılı rulmanın 3379.dk HFD grafiği	133
Şekil 6.111. 6205-PA 2 kg yük asılı rulmanına ait titreşim verilerinin zamanla değişim grafiği	134
Şekil 6.112. 6205-PA 2 kg yük asılı rulmanına ait yük hücresi verilerinin zamanla değişim grafiği	135
Şekil 6.113. 6205-PA 2 kg yük asılı rulmanının 90.dk HFD grafiği	136
Şekil 6.114. 6205-PA 2 kg yük asılı rulmanının 117.dk HFD grafiği	137
Şekil 6.115. 6205-PA 2 kg yük asılı rulmanının 214.dk zarf spektrumu grafiği	137
Şekil 6.116. 6205-PA 2 kg yük asılı rulmanının 255.dk HFD grafiği	138
Şekil 6.117. 6205-PA 2 kg yük asılı rulmanının 289.dk HFD grafiği	138
Şekil 6.118. 6205-PA 3 kg yük asılı rulmanına ait sıcaklık verilerinin zamanla değişim grafiği	139
Şekil 6.119. 6205-PA 3 kg yük asılı rulmanına ait titreşim verilerinin zamanla değişim grafiği	140
Şekil 6.120. 6205-PA 3 kg yük asılı rulmanına ait yük hücresi verilerinin zamanla değişim grafiği	140

Şekil	Sayfa
Şekil 6.121. 6205-PA 3 kg yük asılı rulmanının 94. dk HFD grafiği.....	141
Şekil 6.122. 6205-PA 3 kg yük asılı rulmanının 256. dk zarf spektrumu grafiği.....	142
Şekil 6.123. 6205-PA 3 kg yük asılı rulmanının 279. dk HFD grafiği.....	142
Şekil 6.124. 6205-B180 2 kg yük asılı rulmanına ait titreşim verilerinin zamanla değişim grafiği	143
Şekil 6.125. 6205-B180 2 kg yük asılı rulmanına ait yük hücresi verilerinin zamanla değişim grafiği	144
Şekil 6.126. 6205-B180 2 kg yük asılı rulmanına ait 31.dk zarf spektrum grafiği.....	144
Şekil 6.127. 6205-B180 2 kg yük asılı rulmanına ait 59.dk HFD grafiği.....	145
Şekil 6.128. 6205-B180 3 kg yük asılı rulmanına ait sıcaklık verilerinin zamanla değişim grafiği	146
Şekil 6.129. 6205-B180 3 kg yük asılı rulmanına ait titreşim verilerinin zamanla değişim grafiği	146
Şekil 6.130. 6205-B180 3 kg yük asılı rulmanına ait yük hücresi verilerinin zamanla değişim grafiği	147
Şekil 6.131. 6205-B180 3 kg yük asılı rulmanın 28.dk HFD grafiği	148
Şekil 6.132. 6203 3 kg yük asılı rulmanına ait sıcaklık verilerinin zamanla değişim grafiği	149
Şekil 6.133. 6203 3 kg yük asılı rulmanına ait titreşim verilerinin zamanla değişim grafiği	149
Şekil 6.134. 6203 3 kg yük asılı rulmanına ait yük hücresi verilerinin zamanla değişim grafiği	150
Şekil 6.135. 6203 3 kg yük asılı rulmanının 66. dk zarf spektrumu grafiği	151
Şekil 6.136. 6203 3 kg yük asılı rulmanının 94. dk zarf spektrumu grafiği	152
Şekil 6.137. 6203 3 kg yük asılı rulmanının 102. dk zarf spektrumu grafiği	152
Şekil 6.138. 62 dakika çalışan 6205-PA 1 kg yük asılı rulmanına ait titreşim verilerinin zamanla değişim grafiği	153
Şekil 6.139. 62 dakika çalışan 6205-PA 1 kg yük asılı rulmanına ait yük hücresi verilerinin zamanla değişim grafiği	153

Şekil	Sayfa
Şekil 6.140. 62 dakika çalışan 6205-PA 1 kg yük asılı rulmanının 40. dk HFD grafiği	154
Şekil 6.141. 86 dakika çalışan 6205-PA 1 kg yük asılı rulmanına ait titreşim verilerinin zamanla değişim grafiği	155
Şekil 6.142. 86 dakika çalışan 6205-PA 1 kg yük asılı rulmanına ait yük hücresi verilerinin zamanla değişim grafiği	155
Şekil 6.143. 86 dakika çalışan 6205-PA 1 kg yük asılı rulmanına ait 77.dk HFD grafiği	156
Şekil 6.144. 86 dakika çalışan 6205-PA 1 kg yük asılı rulmanına ait 83.dk zarf spektrumu grafiği	156



RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 1.1. Hibrid Rulman Görünümleri.....	2
Resim 1.2. Sabit bilyalı polimer hibrit rulmanın dağılmış görünümü	2
Resim 4.1. Deney düzeneğinin üst görünümü	43
Resim 4.2. Deney düzeneğinin ön görünümü	43
Resim 4.3. Deneyde kullanılan polimer rulmanlar.....	44
Resim 6.1. 6804 3 kg yük asılı rulmanına ait a) bilya hatası b) dış bilezik hatası c) iç bilezik hatası (100x).....	112
Resim 6.2. 6205-B180 1 kg yük asılı rulmanına ait a) bilya hatası b) dış bilezik hatası c) iç bilezik hatası (100x)	119
Resim 6.3. 6203 1 kg yük asılı rulmanına ait a) bilya hatası b) dış bilezik hatası c) iç bilezik hatası (100x).....	126
Resim 6.4. 6203 2 kg yük asılı rulmanına ait a) bilya hatası b) dış bilezik hatası c) iç bilezik hatası (100x).....	130
Resim 6.5. 6203 3 kg yük asılı rulmanına ait a) bilya hatası b) dış bilezik hatası c) iç bilezik hatası (100x).....	133
Resim 6.6. 6205-PA 2 kg yük asılı rulmanına ait a) bilya hatası b) dış bilezik hatası c) iç bilezik hatası (100x).....	139
Resim 6.7. 6205-PA 3 kg yük asılı rulmanına ait a) bilya hatası b) dış bilezik hatası c) iç bilezik hatası (100x).....	143
Resim 6.8. 6205-B180 2 kg yük asılı rulmanına ait a) bilya hatası b) dış bilezik hatası c) iç bilezik hatası (100x)	145
Resim 6.9. 6205-B180 3 kg yük asılı rulmanına ait a) bilya hatası b) dış bilezik hatası c) iç bilezik hatası (100x)	148
Resim 6.10. 62 dakika çalışan 6205-PA 1 kg yük asılı rulmanına ait a) bilya hatası b) dış bilezik hatası c) iç bilezik hatası (100x).....	154
Resim 6.11. 86 dakika çalışan 6205-PA 1 kg yük asılı rulmanına ait a) bilya hatası b) dış bilezik hatası c) iç bilezik hatası (100x).....	157

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler

Açıklamalar

a^*	Boyutsuz Temas alanı büyük yarıçapı
b^*	Boyutsuz Temas alanı küçük yarıçapı
a	Temas alanının yarı büyük yarıçapı, m
b	Temas alanının yarı küçük yarıçapı, m
A	Eğrilik merkezleri arasındaki mesafe, m
B	Rulmanın toplam eğriliği
C	Kritik deformasyon hesaplanırken kullanılan bir sabit
d_b	Bilya çapı, m
d_i	İç bilezik yuvarlanma çapı, m
d_m	Ortalama çap, m
d_o	Dış bilezik yuvarlanma çapı, m
E'	Eşdeğer elastisite modülü, N/m^2
f_i	İç bilezik bilye uyumluluğu
f_o	Dış bilezik bilye uyumluluğu
F	Rulman üzerindeki toplam kuvvet, N
F_s	Şaft hızı, d/d
g	Yer çekimi ivmesi, m/s^2
G	Kayma modülü, N/m^2
Hz	Hertz
N	Newton
kHz	Kilo Hertz
K	Temas katılığı, $N/m^{3/2}$
K_i	İç bilezik-bilya, temasından oluşan temas katılığı, $N/m^{3/2}$

Simgeler	Açıklamalar
kW	Kilo Watt
K_o	Dış bilezik-bilya temasından oluşan temas katılığı, $N/m^{3/2}$
m	Bilya sayısı
m₁	Birinci ve ikinci tam eliptik integrallerin hesaplanması için katsayı
M	Şaft kütlesi, kg
P_d	Rulman çapsal boşluk, m
P_x	x yönündeki kuvvet, N
P_y	y yönündeki kuvvet, N
R	Kürenin yarıçapı, m
r	Eğrilik yarıçapı, m
r_i	İç bilezik yuvarlanma yarıçapı, m
r_o	Dış bilezik yuvarlanma yolu yarıçapı, m
S_y	İlk deforme olan malzemenin akma gerilme değeri
S_{ys}	Kürenin akma noktası
S_{yf}	Yüzeyin akma noktası
T_g	Polimer malzemenin camlaşma noktası, °C
T_r	Referans alınan noktadaki sıcaklık değeri, °C
T	Son sıcaklık değeri, °C
Tan δ	Kayıp bileşenin depolanan bileşene oranı
V	Hız, m/s
V_i	İç bileziğin yuvarlanma yolu temasındaki hızı, m/s
V_o	Dış bilezik yuvarlanma yolu temas hızı, m/s
y	y ekseni yönü
x	x ekseni yönü
ω	Açısal hız, rad/s
ω_b	Bilyanın açısal hızı, rad/s
ω_c	Kafesin açısal hızı, rad/s
ω_{ci}	Kafesin iç bileziğe göre bağlı hızı, rad/s

Simgeler**Açıklamalar**

ν	Poisson oranı
κ	Eliptik eksantrik parametresi
$\sum \rho$	Toplam eğrilik, 1/m
$F(\rho)$	Eğrilik farkı, 1/m
$F(\kappa)$	Birinci tam eliptik integral denklemi
$E(\kappa)$	İkinci tam eliptik integral denklemi
β	Birincil ve ikincil eliptik integral hesaplama katsayıları
α	Birincil ve ikincil eliptik integral hesaplama katsayıları
δ	Toplam ezilme, m
δ_c	Kritik deformasyon, m
δ_i	Bilyaların iç bilezik ile teması sonucu oluşan ezilme miktarı, m
δ_o	Bilyaların dış bilezik teması sonucu oluşan ezilme miktarı, m
δ_r	Radyal ezilme, m
δ^*	Boyutsuz temas ezilmesi
V_s	İlk deforme olan malzemenin poisson oranı
μ	Optimizasyon katsayıları
ζ	Sönüm oranı
K	Eliptik eksantrik
γ	Komşu iki bilya arasındaki açı
α	Bilyaların temas açısı
$\mathcal{R}_i$	İç bilezik yuvarlanma yolu eğrilik merkezi yarıçapı, m
$\mathcal{R}_o$	Dış bilezik yuvarlanma yolu eğrilik merkezi yarıçapı, m

Kısaltmalar**Açıklamalar**

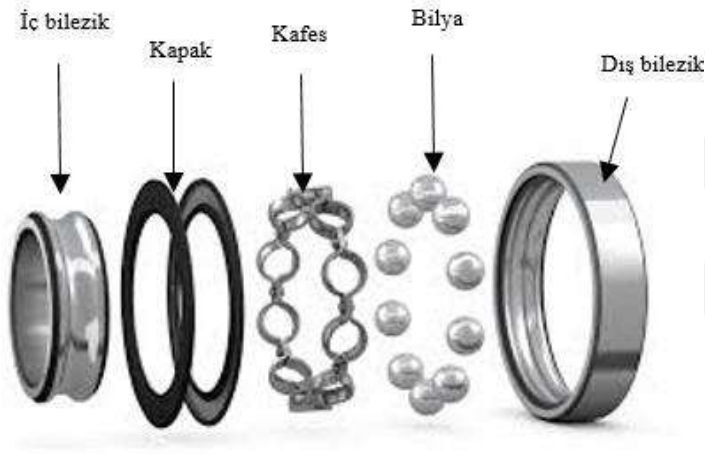
ABS	Akrilonitril bütadien stiren
------------	------------------------------

Kısaltmalar**Açıklamalar**

BGF	Bilya Geçiş Frekansı
BPFO	Dış bilezik bilya geçiş frekansı
BPFI	İç bilezik bilya geçiş frekansı
BSF	Bilya hata frekansı
DMA	Dinamik mekanik analiz
EMD	Ampirik mod ayrıştırması
FEM	Sonlu eleman yöntemi
FTF	Kafes hata frekansı
HDPE	Yüksek hacimli polietilen
HFD	Hızlı Fourier Dönüşüm
iPP	İzotaktik polipropilen
LDPE	Düşük hacimli polietilen
PA	Polyamid
PBI	Polibenzimidazol
PE	Polietilen
PEEK	Polietereterketon
PET	Polietilen tereftalat
PMMA	Polimetilmetakrilat
POM	Polioksimetilen
PP	Polipropilen
PTFE	Politetrafloroetilen
SVM	Destek Vektör Makinesi

1. GİRİŞ

Rulmanlar makinalarda yük iletimini dönel hareketleri ile sağlayan elemanlardır. Rulmanlar yuvarlanarak yük iletimi sağladıkları için sistemde oluşan enerji kaybını en aza indirgerler. Rulmanlar genellikle iki bilezik, belirli sayıda bilya ile bu elemanları birbirinden ayırmaya yarayan, aynı zamanda aralarındaki mesafenin korunmasını sağlayan kafes ve kirlerin rulman içine girmesini engellemek için kullanılan kapaktan oluşmaktadır. Şekil 1.1’de sabit bilyalı rulman ve rulmanı oluşturan elemanlar görülmektedir.



Şekil 1.1. Sabit bilyalı çelik rulmanın dağıtılmış görünümü [1]

Kullanım yeri ve amacına göre rulmanlar değişik tasarımlarla üretilmektedir. Radyal sabit bilyalı rulmanlar hem eksenel hem de radyal yükleri taşıyabilirler. Rulmanlar endüstride kolaylık sağladığından oldukça yaygın olarak kullanılmaktadır. Diğer taraftan yağlama sistemindeki hata ve kaçakların yaşanması, hijyen gerektiren yerlerde kullanımında sıkıntı yaşanmasına neden olmaktadır. Bu durumun önüne geçebilmek için son zamanlarda polimer rulmanlar hijyenik ortamlarda kullanılan cihazlarda ön plana çıkmaktadır.

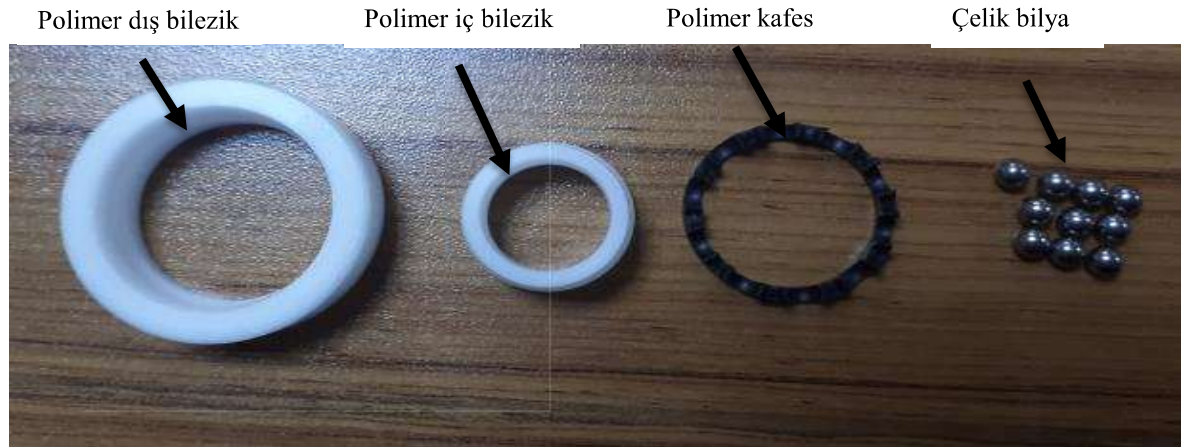
Metal rulmanlara kıyasla üretim kolaylığı ve maliyetleri, kimyasal ortamlara dayanım sebebi ve geleneksel rulmanlarda olduğu gibi yağlama probleminin olmamasından dolayı plastik/polimer yataklar sanayide son zamanlarda yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır. Plastik/polimer yataklar metal rulmanlara kıyasla yüksek yük taşıma kapasitesine sahip değildirler, ancak kuru ve karışık sürtünme koşullarında çalışma, düşük gürültü, bakım gerektirmeyen çalışma, kimyasal direnç gibi diğer avantajları da sunmaktadırlar. Bununla

birlikte polimer rulmanlar geleneksel çelik yataklara göre % 80 oranında daha hafif olabilmekte ve dolayısıyla cihaz ağırlığının önemli olduğu uygulamalarda sisteme üstünlük kazandırarak, tercih edilebilmektedir.

Polimer rulmanların iç ve dış bilezikleri polimer malzemeden, bilyaları ise çelik, cam ya da yine polimer malzemeden üretilen, kafes sisteminin polimer malzemeden üretildiği rulmanlardır. Bu tür rulmanların bilya ve bilezikleri farklı malzemelerden üretilmiş olduğundan polimer hibrit rulmanlar olarak adlandırılmaktadır. Resim 1.1’de çeşitli polimer hibrit rulmanlar, Resim 1.2’de ise sabit bilyalı polimer hibrit rulmanın dağıtılmış görünümü bulunmaktadır.



Resim 1.1. Hibrit Rulman Görünümleri [2]



Resim 1.2. Sabit bilyalı polimer hibrit rulmanın dağıtılmış görünümü

Bilya ile bilezikler arasındaki temas, bilya ve bileziklerin yapısından dolayı noktasal olarak gerçekleşmektedir. Yüklenme sonrasında ise bilya ile bilezik arasındaki noktasal temas eliptik alana dönüşmektedir. Elastik bölgede oluşan bilya-bilezik arasındaki temas Hertz tipi temas olarak değerlendirilmektedir. Hertz tipi temasta yük ile yuvarlanma elemanı ve bileziklerde oluşan ezilme miktarı doğrusal değildir. Geleneksel çelik rulmanların teması

Hertz tipi temas olarak modellenmektedir. Hertz temas sadece elastik bölgede oluşan temaslarda kullanılmaktadır.

Geleneksel çelik rulmanlardan farklı olarak, bilya ve bilezik farklı malzemelerden üretilmiş olduklarından bilya bilezik arasındaki temas alanı değerlendirilirken elasto-plastik temas modeli kullanılarak değerlendirme yapılmaktadır. Elasto-plastik temas, elastik bölgede Hertz tipi temas ile aynı şekilde değerlendirilmektedir ancak elastik bölge geçildikten sonra ve plastik bölgede, temas ile oluşan ezilme miktarına göre değerlendirme yapılmaktadır.

Temasın elastik bölgede olup olmadığını değerlendirebilmek için rulman ve rulmanın malzeme özelliklerine göre belirlenen bir kritik deformasyon oranı hesaplanmaktadır. Kritik deformasyon ile rulman üzerindeki deformasyon oranının sayısal değeri, temasın elastik bölgede olup olmadığını değerlendirmesini sağlamaktadır.

Rulmanlarda yükün, bilezikler ve yuvarlanma elemanlarındaki ezilmelerle taşındığı bilinmektedir. Rulman dönerken yuvarlanma elemanları da beraberinde döndüğünden yüklü bölgedeki yuvarlanma eleman sayısı sürekli değişmektedir. Rulmanın konumuna göre belirli sayıdaki yuvarlanma elemanı, iç ve dış bilezik ile temas kurarak yük iletimini sağlamaktadır. Rulman üzerindeki yük, toplam ezilme miktarı ve rulmanın katılığına bağlı olarak değişmektedir. Değişen yükler altında rulmanı oluşturan parçaların malzemelerinde zamanla yorulmalar oluşur ve bölgesel bozulmalar ortaya çıkar. Yuvarlanma elemanları, oluşan bölgesel bozulmalar üzerinden geçtiklerinde hatanın konumuna göre farklı karakteristik titreşimler üretirler. Bu karakteristik titreşimlerin frekansları, shaft hızı ve rulmanın geometrik özelliklerine bağlı olarak ayrı ayrı belirlenebilir. Rulman-shaft sistemine ait karakteristik frekansları belirlemek için çeşitli yöntemler kullanılmaktadır. Makina üzerinden titreşim, sıcaklık gibi parametrelerin anlık takibi yapılarak, her bir bozulma durumunda oluşan farklı titreşimlerin analiz edilmesi kestirimci bakım olarak adlandırılmaktadır. Kestirimci bakım yöntemi rulmanların ömür kontrolü için yaygın olarak kullanılan yöntemler arasındadır.

Titreşim analizlerinin doğru yorumlanabilmesi için rulman dinamiğinin iyi bilinmesi önem taşımaktadır. Bu çalışmada, yuvarlanma elemanı çelik, iç ve dış bilezikleri polimer malzemeden üretilen polimer hibrit rulmanların dinamik davranışını incelemek amacıyla radyal ve eksenel yönlerde titreşim oluşturan iki serbestlik dereceli bir model oluşturulmuştur. Modelde, bilya ve bilezikler arasındaki temas problemi de göz önüne alınarak polimer malzemenin sıcaklıkla değişen katılığı modele dahil edilmiş, hareket

denkleminin çözümünde de sıcaklık etkisi ile değişen sönüm oranları dikkate alınarak farklı benzetimler gerçekleştirilmiştir.

Modelin daha kolay incelenebilmesi için şaft rijit, bilyalar ise kütsüz kabul edilmiştir. Elde edilen doğrusal olmayan hareket denklemlerinin çözümü için MATLAB programında bir yazılım oluşturulmuştur. Titreşimlerin incelenmesi için 4 farklı boyutlardaki rulman ve geometrileri kullanılmış; sonuçlar zaman, frekans ve zaman/frekans tanım bölgesinde belirtilmiştir.

Teorik olarak oluşturulan model ile tam olarak uyum içerisinde olmasa da, polimer hibrit rulmanların değişik yükleme koşullarındaki dinamik karakteristiğinin değişimini görebilmek, rulmanın sürtünme sonucu oluşan yuvarlanma direncinin, sıcaklığın nasıl değiştiğini ve polimer rulmanın titreşim karakteristiğini nasıl etkilediğinin belirlenebilmesi amacıyla deney düzeneği tasarlanmış ve imal edilmiştir. Deney düzeneğinin çalışması esnasında asılı yükleri farklı olan 3 rulman üzerinden ivmeölçer, yük hücresi ve ısı çifti ile veri toplama sistemi kullanılarak her 55 sn de 5 sn boyunca 30 kHz örnekleme frekansı ile periyodik olarak veri toplanmıştır. Titreşim verileri zaman, frekans ve zaman/frekans analiz yöntemleri kullanılarak analiz edilmiştir. Deney sonrasında rulmanlar dağıtılmış her bir parçası mikroskop altında incelenmiştir.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Rulmanlar çamaşır makinasından uçaklara, bisikletten otomobile, kısaca hayatımızın her yerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Çok basit yapılarına rağmen rulman dinamiği karmaşık yapıda olmaktadır. Rulman dinamiğinin anlaşılması rulmanın kullanım ömrü, eksen kaçık olması durumu, bilyalarda ya da bileziklerde hataların olması gibi durumların belirlenmesine yardımcı olmaktadır. Birçok araştırmacı, rulmanın değişik yönlerini incelemiş ve halen incelemeye devam etmektedirler. Rulmanların dinamik davranışının incelenmesi üzerine yapılan ilk sistematik çalışmalar 1950'li yıllara kadar uzanmaktadır. 1960'lı yıllarda çeşitli kabuller yapılarak rulman titreşim karakteristiği belirlenmeye çalışılmıştır. Rulmanların geometrik olarak kusursuz olması durumunda dahi shaft-rulman sisteminin titreşim oluşturduğu, bu yıllardaki araştırmalar sonucunda farkı ortaya konulmuştur.

Rulmanlar üzerinde oluşan bölgesel ve dağınık hatalar sonucunda oluşan titreşim karakteristiklerini inceleme konusunda literatürde çok sayıda çalışma bulunmaktadır. Gustafsson ve Tallian rulmanın önemli karakteristik titreşim frekanslarından olan Bilya Geçiş Frekansı'nı (BGF) matematiksel olarak modelleyen ilk çalışma olarak göze çarpmaktadır. Çalışmalarında Bilya Geçiş Frekansı (BGF) ve harmoniklerini belirlemişler fakat fiziksel olarak anlamlandıramamışlardır [3,4]. Daha sonra Bilya Geçiş Frekansı (BGF) ve harmoniklerinin rulmanın kusursuz olması halinde dahi görüldüğünü Meyer ve arkadaşları teorik çalışmalarında belirtmişlerdir [5,4]. Datta ve Farhang çalışmalarında doğrusal olmayan bir model kurarak farklı çalışma koşullarında rulmanın titreşim davranışını incelemişlerdir [6]. Shah ve arkadaşları sağlıklı ve hatalı rulmanların ürettikleri titreşimleri analiz etmek için shaft, bilya, yuvarlanma yolu ve yuva kütlelerini de dahil ettikleri dinamik bir model oluşturmuşlardır [7]. Patel ve arkadaşları sağlam ve bozuk rulmanların yatak titreşimini teorik ve deneysel olarak incelemek, elde edilen sonuçları karşılaştırmak ve yorumlamak amacıyla dinamik bir model kurmuşlardır. Sağlam bir yatak için en baskın titreşim frekansını shaft dönüş frekansında ve kafes frekansında, arızalı yataklar için ise iç bilezik bilya geçiş frekansı ile dış bilezik bilya geçiş frekansı ve harmoniklerinde gözlemlemişlerdir [8]. Mufazzal ve çalışma arkadaşları farklı devirlerde ve yüklerde, sağlam ve hatalı rulmanı yakından takip edebilmek için iki serbestlik dereceli model oluşturmuşlardır. Rulman üzerindeki etkisini araştırmak için farklı hızlarda, yüklerde, kusur

boyutlarında ve konumlarında sayısal simülasyonlar elde etmişlerdir. Daha sonra deneysel verilerle doğrulamışlardır. Titreşim verileri incelendiğinde impulsların yeri ve sayısının birden çok faktöre bağlı olduğunu, fakat esas olarak uygulanan yük ve şaft dönüş hızı değerlerine bağlı olduğunu belirtmişlerdir [9]. Abdollah ve arkadaşları yeni ve kusurlu rulmanların titreşim karakteristiğini belirlemek için sonlu elemanlar yöntemini kullanmışlardır. Simülasyon sonuçlarında yeni rulmanların titreşim grafiklerinde kusurlu rulmanlarda görülen titreşim zirvelerinin oluşmadığını, kusurlu rulmanların grafik sonuçlarındaki zirvelerin iç bilezik hatası ve dış bilezik hatası olduğunu belirlemişlerdir. [10]. Liu ve arkadaşları, rulman üzerinde zamanla oluşan oyukların ve bunların büyüklüklerinin titreşime etkisini yeni bir dinamik model oluşturarak belirlemişlerdir [11]. Li ve arkadaşları, rulman üzerinde oluşan kusur boyutu ve kafes titreşimleri arasındaki ilişkiyi belirlemede kafes titreşiminin yardımcı olabileceğini, bu nedenle kafes titreşimlerinin belirlenmesi gerektiğini belirtmişlerdir. Çalışmalarında kusur boyutlarının ve iç bilezik hızının, kafesin açısal hızına etkisi ile bilyalar ve yatak bileşenleri arasındaki temas kuvvetlerinin ilişkisini yerel kusurlu bir bilyalı rulman modeli oluşturarak incelemişlerdir [12]. Jafari ve çalışma arkadaşları, dış bilezikte oluşan pullanma etkisini deneysel ve teorik olarak incelemişlerdir. İlk olarak, dış bilezik hatası olan ve olmayan rulmanları modellemişler, ana denklemleri çıkarmışlardır. Sonrasında MATLAB' da ODE45 fonksiyonu kullanılarak çözümlenmişlerdir. Daha sonra farklı hız ve eksenel ön yük koşullarında titreşim tepkisini simülasyonlar ile belirlemişlerdir. Dış bilezikte oluşan kusurun Hızlı Fourier Dönüşüm sonuçları incelenmiş, hem simülasyonlarda hem de deneysel testlerde birbirine uygun benzerliğe sahip baskın tepe noktaları görüldüğünü belirtmişlerdir [13]. Yu ve arkadaşları, 6201 sabit bilyalı rulmanın dinamik özelliklerini belirlemek amacıyla dört serbestlik dereceli matematiksel bir model oluşturmuşlardır. Sonuçta teorik olarak hesaplanmış frekanslar ve modele dayalı simülasyon değerlerinin uyum içinde olduğunu belirtmişlerdir [14]. Tandon, ve Choudhury çalışmalarında radyal ve eksenel yükler altında dış bilezikte, iç bilezikte veya yuvarlanma elemanlarından birinde oluşan hata nedeniyle meydana gelen titreşim frekanslarını ve önemli frekans bileşenlerinin genliklerini tahmin etmek için analitik bir model oluşturmuşlardır [15]. Prabu ve çalışma arkadaşları, dış bileziği bölgesel hatalı rulmanda oluşan bölgesel boşluktan dolayı temas kuvvetini azaltmak için matematiksel model geliştirmişlerdir [16]. Kumar ve arkadaşları, rulman üzerindeki farklı hataları istatistiksel ve akustik sinyallerin frekans analizi yöntemini kullanarak belirlemişlerdir [17].

Aliustaoğlu ve arkadaşları, iç ve dış bileziklerine yapay hatalar oluşturdukları rulmanın titreşim sinyallerini deneysel verilerle incelemişlerdir. Bir elektrik motoruna bağlı mil üzerinde bulunan rulmandan titreşim verilerinin toplanarak incelenmesi amacıyla bir deney düzeneği kurmuşlardır. Sonuç olarak rulmanların hata frekanslarına ait genliklerin, hatanın gelişimiyle artma eğilimine girdiklerini ve hatanın ilerleme gösterdiğini belirtmişlerdir [18]. Xiao ve arkadaşları titreşimsel rezonans (VR) yöntemi ile döner elemanlı rulman üzerindeki dış bilezik, iç bilezik ve bilya üzerinde oluşan zayıf hataların belirlenebildiğini belirtmişlerdir [19].

2.1. Polimer Rulman ve Temas Mekanikine Yönelik Çalışmalar

Son yıllarda konvensiyonel rulmanların yağlama sistemindeki hata ve kaçıkların olması bu rulmanların hijyen gerektiren yerlerde kullanılamaması yağlama gereksinimi olmayan polimer rulmanların geliştirilmesine zemin hazırlamıştır. İç ve dış bilezikleri polimer malzemeden olduğundan dolayı polimer rulmanlar yağlama gerektirmemekte, bu nedenle gıda ve ilaç sanayinde kullanılan makinalarda konvensiyonel rulmanlar yerine tercih edilmektedir. Yağlama gerektirmemesinin yanı sıra, korozyona uğramaması kimyasal maddelerin kullanıldığı endüstrilerde de kullanımını yaygınlaştırmıştır.

Polimer rulmanlar, iç ve dış bileziği polimer malzemeden üretilmiş olup, bilyaları ise çelik, cam ya da farklı polimer malzemeden oluşan, kafes bölümünün ise yine polimer malzemeden olduğu rulmanlardır. Bilezikler ile bilyaların üretildiği malzeme farklı olduğundan dolayı bu tür rulmanlar polimer hibrit rulmanlar olarak adlandırılmaktadır.

Polimer hibrit rulmanların dinamik davranışının incelenebilmesi için öncelikle temas mekanikliği belirlenmelidir. Polimer hibrit rulmanın temas mekanikliğini belirlemek için elasto-plastik temas modeli öne çıkmaktadır. Elastik temas mekanikliğinin temelleri 1800 lü yıllarda Hertz tarafından atılmasına rağmen, elastio-plastik temasın formülasyonu halen tam olarak çözümlenememiştir. Elasto-plastik temas modeli elastik bölge, elasto-plastik bölge, tam plastik bölge olmak üzere üç bölümde incelenmektedir.

Elastik bölge olarak adlandırılan temas, yüzey deformasyonunun elastik bölge sınırlarında olduğu temas şeklidir ve Hertz temasa uyumlu olarak değerlendirilmektedir. Elasto-plastik

temas, elastik bölge sınırından çıkılıp kalıcı deformasyonun başladığı sınıra kadar olan bölge olarak değerlendirilmektedir. Plastik temas ise kalıcı deformasyonun olduğu temas olarak değerlendirilmektedir. Temasın hangi bölgede olduğunu belirlemek için, oluşan deformasyon miktarının, bilya ile bileziklerin üretiminde kullanılan malzeme ve geometri özelliklerine bağlı olarak belirlenen kritik deformasyon miktarı olarak adlandırılan parametreye oranı ile elde edilen sayısal değer kullanılmaktadır. Bu konu hakkında öne çıkan çalışma Kogut ve Etsion tarafından yapılmıştır. Deforme olabilen küre ile rijit yüzey arasındaki sürtünmesiz elasto-plastik teması elastik temas kısmı, elastik kısımdan elasto-plastik kısma geçerken oluşan temas kısmı ve plastik temas kısmı olarak üç bölümde incelemişlerdir. $\delta/\delta_c \leq 1$ durumunda temas alanının tam elastik bölge olduğunu ve Hertz teması ile uyumlu olduğunu, $1 < \delta/\delta_c \leq 6$ olduğu durumda küre yüzeyinin altında plastik bölgenin başlamış olduğunu fakat temas alanının tümünün elastik olduğunu, $6 < \delta/\delta_c \leq 68$ olduğu durumda elastik-plastik temas olduğunu ve $\delta/\delta_c > 68$ olduğu durumda temas alanının tam plastik bölgede olduğunu belirtmişlerdir [20]. Daha sonra, Jackson ve Green çalışmalarında Kogut ve Etsion tarafından oluşturulan modelden farklı olarak, geometri ve malzeme etkisini de modele ekleyerek Von Mises akma dayanımı kriterini malzemenin akma noktası kabul edip, sonlu elemanlar yöntemini kullanarak bir model oluşturmuşlardır. Elastik bölge sınırını $\delta/\delta_c < 1.9$ olarak kabul etmişlerdir. Modelde deforme olabilen iki yüzeyden daha zayıf ve akma noktası daha düşük olan malzemenin akma noktasının kullanılabileceğini, yine aynı şekilde modelde kullanılan C sabiti hesaplanırken kullanılan poisson oranının daha zayıf olan malzemenin değerleri verilerek hesaplanabileceğini belirtmişlerdir [21,22]. Brake ise çalışmasında temas geometrisi ve malzeme özelliklerini dikkate alarak normal yönde iki yuvarlak cismin elasto-plastik teması için yeni bir formülasyon geliştirmiştir. Burada temas problemi elastik bölge, elasto-plastik bölge ve plastik bölge olarak üç bölgede formüle edilmiştir. Elastik bölgede kuvvet-deformasyon arasındaki ilişki Hertz teorisine göre çözülmüştür. Von Mises akma dayanımı kriteri elasto-plastik deformasyonun ilk noktası olarak kabul edilmiştir. Plastik bölgeye geçiş için ise, malzemenin sertliğinden yararlanmıştır [23]. Jamari ve Schipper elipsoid cisimlerin elasto-plastik teması için teorik bir model oluşturmuşlardır. Temas fonksiyonu olarak ortalama temas basıncı, temas alanı ve temas yükü gibi parametreleri kullanarak temas alanını elastik, elasto-plastik ve tam plastik olarak üç farklı temas bölgesinde incelemişler ve elastik durumdan elasto-plastik duruma geçişin, önerilen tüm modeller için hemen hemen aynı

olduğunu, fakat elasto-plastik durumdan tamamen plastik duruma geçişin malzemenin özelliklerine bağlı olduğunu belirtmişlerdir [24]. Green ve Yang ise kritik deformasyonu, kritik temas yarıçapını, kritik elastik gerilme (strain) enerjisini maksimum von Mises akma gerilmesini kullanarak aynı malzemedan üretilmiş biri düz biri yarım küre geometrisine sahip iki malzeme için hesaplamışlar daha sonra bu iki yüzeyin elasto-plastik temasında aşınmasını incelemişlerdir [25]. Zhao ve arkadaşları iki düz yüzey arasında elastik, elasto-plastik ve plastik bölge olarak üç bölge için temas mekaniği teorisine dayandırarak ortalama temas basıncı ve pürüz yüzeyinin temas alanı arasındaki ilişkiyi logaritma ve dördüncü dereceden polinom kullanarak modellemişlerdir. Modellerinde kritik temas noktasını belirlerken malzemenin sertliğini kullanmışlardır [26]. Li ve arkadaşları çalışmalarında rijit küre ile elasto-plastik küre, ya da elasto-plastik yarım uzay temasını Johnson tarafından oluşturulan modeli modifiye ederek teorik olarak incelemişlerdir. Johnson rijit küre ile elasto-plastik yarım uzay arasındaki temasın sadece tam plastik kısmını teorik olarak modellemiştir [27]. Wang ve arkadaşları çalışmalarında bir hibrid seramik bilyalı rulmanda yüzey altı stresi belirlemek ve rulmanın yaşam ömrü hakkında bilgi edinebilmek amacıyla sonlu elemanlar modelini kullanmışlardır. Bilya-yuvarlanma yolu arasındaki temas alanı çok küçük olduğundan, doğru gerilme alanını ve hesaplama süresini azaltmak için alt modelleme yöntemi geliştirmişlerdir. Sonlu Elemanlar Modelinin doğruluğunu belirlemek için, sonlu elemanlar ve Hertz teorisinden elde edilen temas stresi ile temas deformasyonunu karşılaştırmışlardır. Sonuçlarda hesaplanan yüzey altı gerilme alanının, hibrid seramik bilyalı rulmanın yorulma ömrünü tahmin etmek için kullanılabileceğini belirtmişlerdir [28]. Jackson ve Sharma sonlu elemanlar yöntemini kullanarak deforme olabilen çeyrek daire olarak modellenen silindir ile rijit düz yüzey arasında silindirik elasto-plastik teması incelemişlerdir [29]. Komvopoulos ve Song çalışmalarında sonlu elemanlar yöntemi ile elasto-plastik yarım uzay ve rijit silindirik temasın deformasyonunu lineer elastik-plastik, non-lineer elastik-plastik, tam plastiğe geçiş ve plastik deformasyonun kararlı hal bölümü olarak dört farklı deformasyon formunda incelemişlerdir [30]. Zheng ve arkadaşları çalışmalarında viskoelastik küre ile rijit yüzey temasında, normal ve teğetsel kuvvetlerin kuvvet-deformasyon arasındaki ilişkilerini belirlemek amacıyla bir metot geliştirmiş ve sonlu elemanlar metodunu kullanarak analiz etmişlerdir [31].

Elasto-plastik temas, iz (indentation) ve düzleşme (flattening) model olmak üzere iki modelle incelenmektedir. Ghaednia ve arkadaşları çalışmalarında elasto-plastik küre ile elasto-plastik yüzeyin sürtünmesiz temasını her iki yüzeyin deformasyonunu elasto-plastik

olacak şekilde, yeni model oluşturarak incelemişlerdir. Yeni oluşturulan modele küre ve yüzeyin akma noktalarının oranı olarak gösterilen $S_y^* = S_{ys} / S_{yf}$ parametresini eklemişlerdir. $S_y^* = 0$ olduğunda temas düzleşme (flattening), $S_y^* = \infty$ olduğunda ise temas iz (indentation) olarak belirlenmiştir. Bu modelin düzleşme (flattening) model ile iz (indentation) model arasında köprü olduğunu ve modelin FEM sonuçlarıyla uygun olduğunu belirtmişlerdir [32]. Ogar ve arkadaşları çalışmalarında malzemenin sertliğini sonlu eleman yöntemi ile birleştirerek küre ile düzleşme (flattening) model analizi yapmışlardır [33]. Deng ve arkadaşları sonlu eleman metodu ile elasto-plastik düzleşme (flattening) ve iz (indentation) temas modeli arasındaki benzerlik ve farklılıkları, mühendislikte kullanılan akma dayanımları tipik bir çelik malzeme aralığını kapsayan beş farklı malzeme kullanarak araştırmışlardır [34]. Ogar ve arkadaşları çalışmalarında rijit, pürüzlü yüzey ile elasto-plastik yarım uzay ve rijit pürüzsüz yüzey ile pürüzlü yüzey arasındaki teması iz (indentation) ve düzleşme (flattening) olarak incelemişlerdir [35]. Wadwalkar ve arkadaşları rijit yüzey ile küre arasında oluşan büyük orandaki elasto-plastik deformasyonu analitik denklemleri kullanarak sonlu eleman yöntemi ile modellemişlerdir. Modelin en önemli yönünün, tam plastik temas boyunca ortalama basıncı akma dayanımına bağlayan sonuç denklemi olduğunu belirtmişlerdir. Sonuçları mevcut modeller ve deneysel verilerle karşılaştırmışlardır [36]. Jackson ve Kogut çalışmalarında iz (indentation) ile düzleşme (flattening) temas modelini karşılaştırmalı olarak sonlu eleman yöntemi ile incelemişlerdir. Sonuçlarda kürenin yumuşak temas yüzeyinin daha sert olduğu düzleşme (flattening) model için Jackson-Green modeli, ya da Kogut-Etsion modeli olarak bilinen modellerden birisinin, kürenin sert temas yüzeyinin daha yumuşak olduğu iz (indentation) temas modeli için Komvolopus-Ye modeli veya Kogut-Komvolopus modellerinden birisinin kullanılabileceğini belirtmişlerdir [37]. Mesarovic ve Fleck, rijit küre ile elasto-plastik deforme olabilen yüzeyin iz (indentation) temasını sürtünmeyi göz önünde bulundurarak ve bulundurmada incelemişlerdir [38]. Sara ve arkadaşları, rijit küre ile sürtünmesiz deforme olabilen yüzey arasındaki iz (indentation) temasın akma kuvvetini ve ortalama basıncını slip-line teorisi ile incelemişler ve sonlu eleman yöntemi ile karşılaştırmışlardır [39].

Geleneksel rulmanların temas mekaniği incelenirken, elasto-plastik temas dışında temas mekaniği kullanılmaktadır. Zhaoping ve arkadaşları sabit bilyalı rulmanın temasını ANSYS programı ile incelemişlerdir. İç bilezik ve bilya arasındaki temasın Hertz temasta olduğu gibi elips şeklinde ve temas gerilmesinin değişken olduğunu belirlemişlerdir. Elde edilen

ANSYS sonuçlarının Hertz temas ile uyumlu olduğunu belirtmişlerdir [40]. Babu ve arkadaşları, çalışmalarında tek sıralı sabit bilyalı rulmanın iç bilezik ve bilya arasında oluşan eliptik temasın basıncını MESYS aracı kullanarak ve Hertz temas teorisini kullanarak analitik olarak hesaplamışlardır [41].

2.2. Polimer Rulmanların Hata Tespitine Yönelik Çalışmalar

Rulmanların temas mekaniği çözümlendikten sonra titreşim karakteristikleri incelenerek rulmanın ömür takibi, rulman üzerinde oluşan deformasyon ve eksen kaçıklığı gibi rulmanın çalışma performansını etkileyen faktörler belirlenebilir. Bilyalı rulmanların bir dezavantajı, bilyaların zamanla düzleşebilir olmasıdır. Bu durum, dış bileziklerde çok fazla baskı ile sonuçta bozulmaya neden olabilir. Bu nedenle, yük derecelendirmelerinin ve diğer parametrelerin düzenli olarak izlenmesi önemlidir [42].

Rulmanların düzenli durum kontrolü, makina üzerinde oluşabilecek ciddi hasarların erken belirlenebilmesi ile önleminin alınmasında önemli bir yer tutmaktadır. Rulman hatalarının tespitinde birçok yöntem kullanılabilir. Genel olarak sınıflandırılırsa; titreşim ve akustik ölçümleri, sıcaklık ölçümleri, rulman içerisindeki partikül miktarı ve aşınma analizi sayılabilir. Bunların içinde titreşim ölçümleri en çok kullanılan yöntemdir.

Polimer hibrid rulmanlar üzerinde oluşan hataların titreşim verilerinin incelenmesine yönelik çalışmalar literatürde çok fazla bulunmamaktadır. En göze çarpan çalışma Manjunath ve Girish tarafından yapılmıştır. Manjunath ve Girish çalışmalarında, Polyacetal (POM) malzemesinden üretilen polimer rulmanda oluşan hataları titreşim verilerini Hızlı Fourier Dönüşümü (HFD), Karelerin Ortalama Karesi (ing. Root Mean Square) ve Kurtosis yöntemleri ile incelemişlerdir. Sonuç olarak bilya hatası olan rulmanın kurtosis değerinin 5 ile 7 arasında değiştiğini, iç bilezik ve dış bilezik hatası olan rulmana ait kurtosis değerinin 10'u geçtiğini belirtmişlerdir [43]. Daha sonra Politetrafloroetilen (PTFE) malzemesinden oluşan polimer rulmanın zaman ve frekans tanım bölgesinde farklı hızlarda 30 N radyal yük ile titreşim özelliklerini incelemişlerdir [44].

Khanam ve arkadaşları SKF BB1B420204 serisi polimer kafesli sabit bilyalı rulmanın dış bileziğinde yapay hata oluşturarak ayırık dalgacık dönüşümü yöntemini kullanarak titreşim sinyallerini incelemişlerdir [45].

Gaaliche ve çalışma arkadaşları hem polipropilen (PP), hem de polioksimetilen (POM) rulmanlarının hata boyutu, konumu, uygulanan yük ve hıza göre dinamik performansını incelemişlerdir. Rulmanların kusurlarının boyutunun ve konumunun etkisini araştırmak amacı ile bir piezoelektrik ivmeölçer kullanarak titreşim sinyalleri sürekli olarak ölçülmüştür. Ayrıca, metalik yatakların titreşim özelliklerini incelemişler ve termoplastik yataklarla karşılaştırmışlardır. Titreşim genliklerinin yük seviyelerine göre arttığını, bu artışın iç bilezik kusurlarında dış bilezik kusurlarına göre daha belirgin olduğunu ve kusur boyutundaki artışla titreşim genliklerinin arttığını belirtmişlerdir. Titreşim sinyallerini analiz ederken kurtosis değerinin rulman hasarına karşı hassasiyetinin iyi olduğunu belirtmişlerdir [46].

2.3. Polimer Rulmanların Sıcaklık Ölçüm Yöntemi ile Hata Tespitine Yönelik Çalışmalar

Sıcaklık değişimi, dönen makinaların hasar kontrolü için kullanılan en önemli yöntemlerden biridir. Koike ve arkadaşları, PEEK-PTFE hibrid rulmanlarının maksimum yük kapasitesi ve termal hata açısından malzemenin özelliklerini belirlemek için kuru koşullar altında 1200 d/d hız ve 59 N radyal yük altında 1.0×10^6 çevrim sayısına kadar devam eden rulman temas yorgunluğu (RCF) testleri gerçekleştirmişlerdir. PEEK ile karşı yüz arasındaki dönme hızı ve temas gerilmesinin PEEK'in termal deformasyonu ile önemli derecede ilişkili olduğundan Dönme-sıkıştırma altında sürtünme sıcaklığına maruz bırakılan rulman üzerindeki PEEK kompozit filmi, PEEK rulmanının termal arızasını düşüren yuvarlanma temasındaki çevrim sayısı ile birlikte arttığını belirtmişlerdir [47].

Henao-Sepulveda ve arkadaşları, yuvarlanma elemanları ile kafes arasındaki temasın ve yuvarlanma elemanlarının iç bilezik veya dış bilezik ile temasının yuvarlanma hareketi olduğunu belirtmişlerdir. Bunun sonucunda kafes ile yuvarlanma elemanları arasındaki etkileşim ile ortaya çıkan ısının, yuvarlanma elemanlarının iç bilezik veya dış bilezik ile temasından ortaya çıkan ısıdan daha fazla olduğunu, bununla birlikte rulmanın kafes kısmının rulman hasarının başlangıç noktası olduğunu belirtmişlerdir. Bu nedenle rulman hasarının kafes sıcaklığının ölçülmesi ile yapılabileceğini ve bunun için kablosuz, pil kullanımı olmadan yeni bir teknoloji geliştirdiklerini belirtmişlerdir [48].

Choudhary ve arkadaşları, rulman arıza teşhisi için teması olmayan termal görüntü tabanlı

bir yöntem kullanmışlardır. Bir sağlıklı ve beş hatalı olmak üzere altı rulmanlı yatağın termal görüntülerini incelemişler ve sınıflandırma performansına dayalı bir karşılaştırma yapmışlardır [49]. Choudhary ve arkadaşları başka bir çalışmada dış bilezik hatası olan rulman, iç bilezik hatası olan rulman, sağlıklı rulman ve son olarak yağlanmamış rulmanın termal kamera ile her bir durum için 24 adet termal fotoğraflarını çekmişler ve SVM (Support Vector Machine) yöntemi ile sınıflandırmışlardır. Sınıflandırma için kullanılan yöntemin rulman arızalarını belirlemede başarılı olduğunu belirtmişlerdir [50]. Zhou ve çalışma arkadaşları rulman iç ve dış bileziklerindeki sıcaklık dağılımını ve bileziklerin sıcaklığını bir çok noktadan ölçmek için bir test sistemi kurmuşlardır. Ardından, deney sonucunda alınan sıcaklığı ve sıcaklık dağılımını karşılaştırmak için bir hesaplama yöntemi geliştirmişlerdir. Uygulanan yükün ve dönme hızının iç ve dış bileziğin sıcaklık dağılımına etkisini de incelemişlerdir. İç bileziğin sıcaklığının dış bilezikten daha yüksek olduğunu, sabit dış bileziğin çevresel sıcaklık farkının radyal yükten ve dönme hızından büyük ölçüde etkilendiğini belirtmişlerdir [51].

2.4. Polimer Malzemelerin Sıcaklıkla Değişen Mekanik Özelliklerine Yönelik Çalışmalar

Polimer malzemelerin elastisite modülü ve sönüm oranı sıcaklıkla değişmektedir. Sahputra ve arkadaşları çalışmalarında, değişik sıcaklıklarda polimerlerin elastisite modüllerini belirlemek için hibrid olarak moleküler mekanik–moleküler dinamik (MM–MD) metodunu geliştirmişlerdir. Önerilen modelin doğruluğunu deneysel verilerle göstermişlerdir [52]. Mahieux ve Reifsnider çalışmalarında, polimer malzemelerin ikincil bağlarının kırılması için gereken sıcaklık değerini belirlemişler ve deneysel verilerle doğrulamışlardır [53]. Annelise Jean-Fulcrand ve arkadaşları çalışmalarında, polietereterketon (PEEK) ile polibenzimidazol (PBI) polimer malzemelerini % 50-50 oranında karıştırarak elde ettikleri yeni karışımın tribolojik özelliklerini incelemişlerdir. Temas sıcaklığının polietereterketonun (PEEK) erime sıcaklığına yaklaştığında karışımın sertliğinin düştüğünü belirlemişlerdir [54]. Gao ve arkadaşları çalışmalarında, SpWR_SMPCs adını verdikleri yeni bir polimer kompozit malzeme üzerinde sıcaklığın mekanik özelliklerine etkisini araştırmışlardır. Sonuçta sıcaklık artışıyla birlikte malzemenin bütün mekanik özelliklerinin düştüğünü deneysel olarak belirlemişlerdir [55]. Yine Sahputra ve arkadaşları çalışmalarında, (PMMA) için moleküler dinamik metodunu kullanarak sıcaklığın elastisite

modülü üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Sonuçlarında camlaşma geçiş sıcaklığını, kuvvet alanını kullanarak sıcaklığın etkisiyle değişen elastisite modülleri üzerinden belirlemişlerdir. Elde edilen değerlerin deneysel verilerden büyük olduğunu, fakat sıcaklığın fonksiyonu olarak grafik elde edildiğinde sonuçların deneysel verilere yaklaştığını belirtmişlerdir [56]. Marek Pöschl ve arkadaşları, PE, PP, ABS ve kauçuk gibi polimerlerin viskoelastik sönümlene özelliklerinin belirlemek üzere çalışma yapmışlardır. Malzemelerin viskoelastik özellikleri çalışma sıcaklığından önemli ölçüde etkilendiğini belirtmişlerdir [57]. Zeltmann ve arkadaşları, yüksek hacimli Polietilen (HDPE) polimer malzemesinin sönümlene özelliğinin sıcaklıkla değişimini incelemişlerdir. Sonuç olarak elastik bölgede olduğu sürece, malzemenin sönümlene özelliğinin sıcaklıkla birlikte arttığını belirtmişlerdir [58]. Butaud ve arkadaşları, Veriflex polimerinin sıcaklık ve frekans etkisi ile mekanik özelliklerinin değişimini incelemişlerdir. Sonuçta malzemenin depoladığı enerjinin (storage modulus) sıcaklıkla azaldığını, bununla birlikte sönüm oranının (loss factor) camlaşma noktasında maksimum değerde olduğunu grafik yorumlarında belirtmişlerdir [59]. Cai ve çalışma arkadaşları çalışmalarının bir kısmında sıcaklıkla sönüm oranı arasındaki ilişkiyi Dinamik Mekanik Analiz (DMA) yöntemi ile incelemiş, sonuçta sönüm oranının camlaşma noktasında önemli derecede arttığını belirtmişlerdir [60]. Arroyo ve arkadaşları, çalışmalarında değiştirilmemiş (nat) ve azid modifiyeli (mod) kısa organik polietilen tereftalat (PET) ve Nylon 66 (PA) liflerinin, bir izotaktik polipropilenin (iPP) ısı davranışı ve dinamik mekanik özellikleri üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Sonuçta polipropilenin camlaşma noktasından yumuşama evresine geçişi (glass to rubbery) incelenmiş ve sönüm oranını veren $\tan \delta$ 'nın camlaşma noktasına geçiş sıcaklığında maksimum değerde olduğunu belirtmişlerdir [61]. Khanna ve arkadaşları, çalışmalarında yüksek hacimli polietilen (HDPE) ile düşük hacimli polietilen (LDPE) malzemelerinin değişik zamanlarda üretilmiş ürünleri üzerinde dinamik analiz yapmışlar ve her lot için sıcaklıkla değişen $\tan \delta$ değerlerini üç farklı bölge sıcaklığında belirlemişlerdir. [62].

2.5. Rulmanların Hata Tespitinde Kullanılan Farklı Yöntemler İçeren Çalışmalar

Rulmanın hata analizi yapılırken ivmeölçerle alınan titreşim verilerinin incelenmesi en yaygın olarak kullanılan kestirimci bakım yöntemidir. Bunun yanında, farklı yöntemler de kullanılmaktadır. Titreşim verisi ile rulman üzerine yük hücresi bağlanarak rulmanın maruz kaldığı kuvvet değişiminin ölçümü ve rulmanın sürtünme kuvvetinin değişimi alternatif bir yöntem olarak karşımıza çıkmaktadır. Safizadeh ve arkadaşları, ivmeölçer ve yük hücresi

kullanarak rulman hatalarını incelemişlerdir. Sonuçları hem zaman tanım bölgesinde, hem de frekans tanım bölgesinde incelemiş ve hatayı sınıflandırmışlardır [63]. Mouroutsos ve arkadaşı, radyal yükten kaynaklanan rulmanların yorulmasını ve aşınmasını kontrol etmek amacıyla ivmeölçer ve yük hücresi kullanmışlardır [64]. Chen ve arkadaşları, aktif bir rulmanın üzerindeki yükü izleme ve kontrol mekanizmasını belirlemek için yük hücresi kullanmışlardır [65]. Bhardwaj ve arkadaşları, rulman üzerindeki sürtünme torkunu ve titreşimi ölçmek amacıyla S tipi yük hücresi ve minyatür ivmeölçer kullanmışlardır [66]. Russell ve arkadaşları, bilya ile kafes arasındaki sürtünme davranışlarını belirlemek amacıyla oluşan kuvveti kaydetmek için altı eksenli bir yük hücresi kullanmışlardır [67]. Novikov ve arkadaşları, çalışmalarında rulmandaki direnç momentini ölçmek için yük hücresi kullanmışlardır [68].

2.6. Sinyal İşleme ile İlgili Yapılan Çalışmalar

Karakteristik frekanslar ve bu frekansların harmonikleri, frekans bölgesinde yüksek genlikler olarak belirirler. Ancak rulman arızalarının erken aşamalarında karakteristik frekanslar çok düşük genliklerle ortaya çıktığından, daha yüksek genlikli diğer titreşim kaynakları ve çevre sinyalinin gürültüsü nedeniyle fark edilmesi zorlaşır. Bu nedenle, etkili bir sinyal işleme tekniği, rulmanlarda özellikle hasarın yeni oluşmaya başladığı evrede, durum izleme ve verilerin analiz edilebilmesi açısından yüksek öneme sahiptir [69, 70].

Zarf analizi, uzun süredir sabit hızda çalışan rulmanlı yatakların (ing: Rolling Element Bearing) arıza teşhisi için güçlü bir teknik olarak kabul edilmektedir [71]. Zarf analizi, esas olarak merkez frekansı ve bant genişliği seçimine bağlıdır [72].

Alegranzi ve arkadaşları, kurdukları deney düzeneği ile rulmana uyguladıkları yük ve radyal hız sonucu aldıkları titreşim sinyallerini, zarf analizi yöntemini kullanarak sağlıklı ve kusurlu rulmanların analizi için kullanmışlardır [73].

Kim ve arkadaşları, rulman hata analizinde en yaygın kullanılan otoregresif model, spektral basıklık ve zarf analizini iki farklı veri setine uygulamışlardır [74].

He ve arkadaşları, plastik rulmanda oluşan hataları belirlemek için deneysel olarak rulmandan alınan titreşim sinyallerini iki aşamalı zarf analizi ve ampirik mod ayrıştırması (EMD) metodlarını kullanarak analiz etmişlerdir [75].

Demir ve Müştak çalışmalarında, ORS 6208 plastik kafesli sabit bilyalı rulman kullanarak titreşim ve gürültü ölçümü ile üç farklı rulmanda oluşturulan iç bilezik hatası, dış bilezik hatası, bilya hatası verilerini zaman ve frekans analiz yöntemlerine ek olarak, Hilbert dönüşümüne dayalı zarf analizi yöntemini uygulayarak incelemişlerdir [76].



3. POLİMER RULMAN DİNAMİĞİ

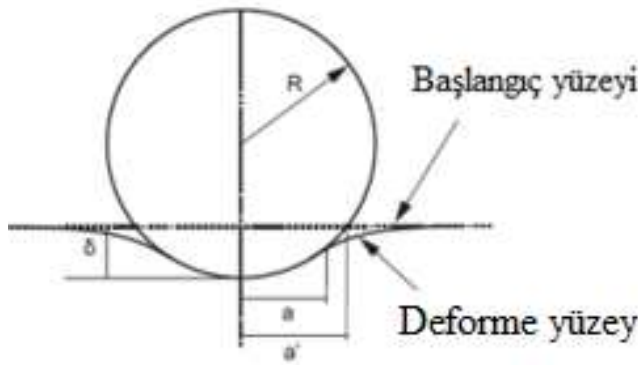
Rulmanlar, üzerine gelen yükü, yuvarlanma elemanları üzerinden yuvarlanma elemanlarının bileziklerle teması ile iletmektedirler. Yuvarlanma elemanı ile bilezikler arasındaki ezilme sonucu iletilen yük doğrusal değildir ve bu durum rulmanın dinamik davranışını ortaya çıkarmaktadır. Rulman üzerindeki yük dağılımı, rulmanın ömrü üzerinde belirleyici etkiye sahiptir. Rulmanların dinamik davranışı, rulmanların geometrisine, yuvarlanma elemanı sayısına, dönüş hızlarına, sistem çalışma parametrelerine bağlı olarak değişmektedir. Polimer hibrit rulmanlarda yuvarlanma elemanı ve bilezikler farklı malzemelerden oluştuğundan, yuvarlanma elemanı ile bilezikler arasındaki temasın incelenerek matematiksel modele eklenmesi gerekmektedir.

3.1. Polimer Rulman Temas Mekanîği

Rulmanların kullanım ömürlerinin uzunluğu açısından elastik bölgede yükleme yapılması önemlidir. Bu nedenle rulmanların taşıdıkları yükler ve rulmanların elastik bölge sınırları araştırılmalı, temas mekanîği analiz edilmelidir. Temas mekanîği analiz edilirken, geleneksel çelik rulmanlarda Hertz temas teorisi kullanılmaktadır. Polimer rulmanlarda ise, bilya ile bilezik arasındaki temas, bilya çelikten, iç ve dış bilezik polimer malzemeden üretilen hibrid bir rulman olduğundan, malzemeler farklı elastisite modülü ve akma noktası değerlerine sahiptirler. Bu nedenle Hertz temas teorisi yerine elasto-plastik temas modeli kullanılması gerekmektedir. Elasto-plastik temas modeli, elastik bölge geçildikten sonra plastik bölgede ve elastik bölge ile plastik bölge arasındaki elasto-plastik bölgede oluşan deformasyonları incelemek için kullanılan temas modelidir. Elasto-plastik temas modeli, iz (indentation) model ve düzleşme (flattening) model olarak iki ana model ve tam elastik bölge, elasto-plastik faz bölgesi ve tam plastik bölge olmak üzere üç kısımda incelenmektedir. Tam elastik kısım, temas sonucu oluşan deformasyonların elastik olduğu ve kalıcı olmadığı, Hertz temas teorisi ile aynı şekilde değerlendirilen elasto-plastik temas bölgesidir. Yapılan çalışmalarda elasto-plastik temas için iki farklı temas modeli kullanılmaktadır.

3.1.1. İz (indentation) modeli

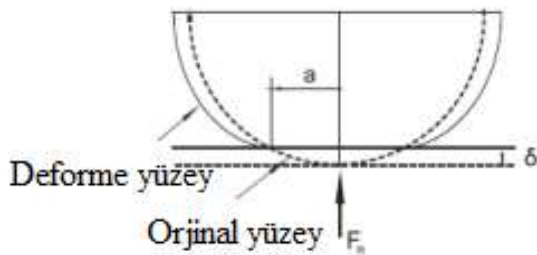
Elasto-plastik temas modellerinden olan iz (indentation) model, küre ile düz yüzeyin temasını belirleyebilmek amacıyla modellenmiştir. Modelde kullanılan kürenin daha rijit, temas yüzeyinin ise daha yumuşak malzemeden olduğu ve deformasyonun temas yüzeyinde olduğu kabul edilen temas modelidir [32]. Şekil 3.1'de iz modelin şematik görünümü bulunmaktadır.



Şekil 3.1. İz (indentation) model [32]

3.1.2. Düzleşme (flattening) modeli

Elasto-plastik modelde belirtilen diğer bir model olan düzleşme (flattening) modeli de, yine iz (indentation) modelde olduğu gibi, küre ile düz yüzeyin teması kullanılarak modellenmiştir. İz (indentation) modelin tersine, temas yüzeyinin daha rijit, kürenin daha yumuşak malzemeden olduğu ve deformasyonun küre üzerinde olduğu belirtilen temas modelidir [32]. Şekil 3.2'de düzleşme modelin şematik görünümü bulunmaktadır.



Şekil 3.2. Düzleşme (flattening) model [32]

3.2. Kritik Deformasyon

Polimer malzemelerin temas durumunda temas alanlarının hangi elastik bölge sınırında olduğu bilinmelidir. Kritik deformasyon, elasto-plastik temasta oluşan temas bölgesini belirlemek için kullanılan önemli bir kriterdir. Tam elastik kısımda deformasyonlar elastik bölgede olduğundan, Hertz temas teorisi ile aynı şekilde değerlendirilmektedir. Elasto-plastik faz kısmı ile tam plastik kısım ise, oluşan deformasyon ile polimer malzemenin elastik bölgede kaldığı sınır deformasyon miktarının (δ/δ_c) oranı göz önünde bulundurularak sınıflandırılarak değerlendirilmektedir. δ_c kritik deformasyon olarak adlandırılmaktadır. Kritik deformasyon malzemelerin elastisite modül değerleri kullanılarak hesaplanan eşdeğer elastisite modülü ve malzemelerin akma gerilmeleri kullanılarak bulunmaktadır. Jackson ve Green çalışmalarında, kritik deformasyon miktarını Eş. 3.1’de gösterilen matematiksel formülle belirtmektedirler [21]. Burada S_y , ilk deforme olan malzemenin akma gerilme değerini, R ise kürenin yarıçapını temsil etmektedir. Eş. 3.2’de malzemelerin elastisite modüllerinin ve poisson oranlarının kullanılarak hesaplandığı eşdeğer elastisite modülünün matematiksel formülü verilmektedir. Eş. 3.1’de kritik deformasyonun hesaplanmasında kullanılan ve Eş. 3.3’de matematiksel formül ile gösterilen C bir sabittir. Burada ν_s ilk deforme olan malzemenin poisson oranını temsil etmektedir.

$$\delta_c = \left(\frac{\pi \cdot C \cdot S_y}{2E'} \right)^2 R \quad (3.1)$$

$$\frac{1}{E'} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \quad (3.2)$$

$$C = 1.295e^{0.736\nu_s} \quad (3.3)$$

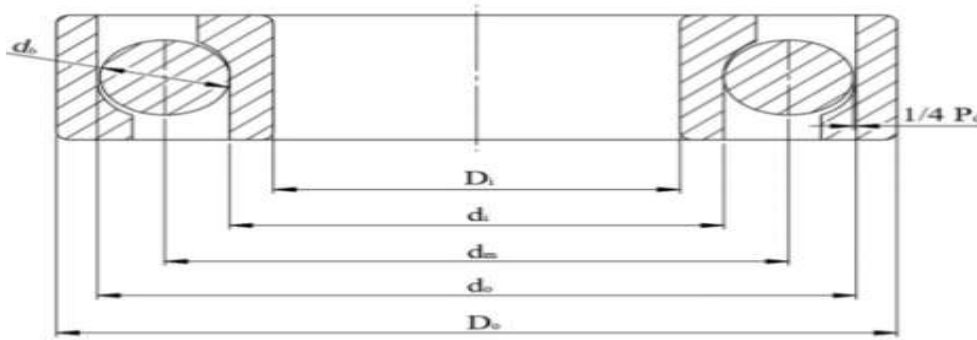
3.3. Rulman-Yük Dağılımı ve Yük Altında Temas Mekanikliği

Bilyalardaki doğrusal olmayan yük iletimi ilişkisini kurmak için bilyaların iç ve dış bilezikte olan elastik davranışının bilinmesi gereklidir. Rulmana eksenel yönde bir yükleme

yapıldığında her yuvarlanma elemanında eşit miktarda olmak üzere ezilme oluşur. Rulman tarafından taşınan toplam yük, her bir bilya tarafından taşınan yüklerin bileşkesidir. Hareket sırasında bilyalar sürekli olarak bileziklerin farklı noktalarında yüzeye temas ederler. Rulman üzerindeki kuvvetlerin hesaplanabilmesi için her bir bilyadaki ezilmenin hesaplanması gerekmektedir.

3.3.1. Rulman geometrisi

Bilyalı rulmanların iç bilezik, dış bilezik, kafes ve bilyalardan oluştuğu bilinmektedir. Geometrik parametreleri ise bilya çapı, bilya sayısı, iç ve dış bilezik eğrilik yarıçapları, iç ve dış bileziğin yuvarlanma yolu çapları, çapsal boşluk ile açısallı rulmanlar için temas açısıdır. Bilyalı rulmanın kesit görüntüsü Şekil 3.3’de görülmektedir.



Şekil 3.3. Bilyalı rulmanın kesit görüntüsü [77]

Şekil 3.3’te görülen d_m ortalama çap olarak Eş. 3.4’de verildiği gibi hesaplanır. Eş 3.5’te ise çapsal boşluğun matematiksel gösterimi bulunmaktadır.

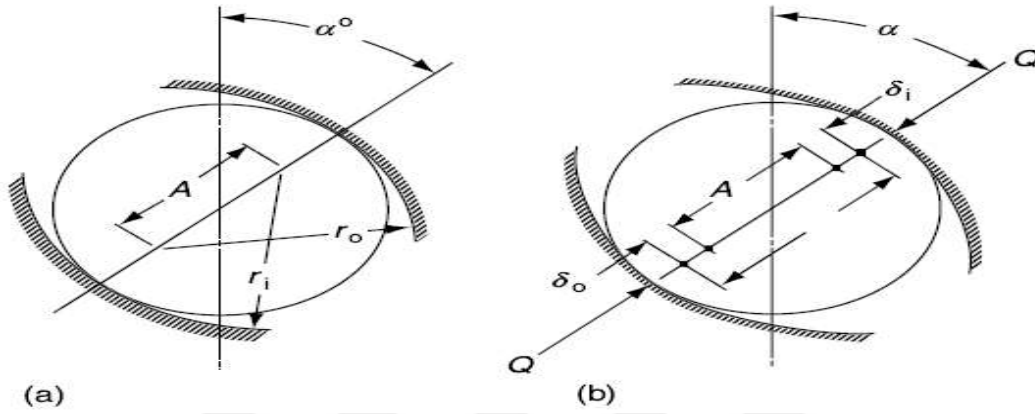
$$d_m = \frac{1}{2}(d_i + d_o) \quad (3.4)$$

$$P_d = d_o - d_i - 2d_b \quad (3.5)$$

Eş. 3.6-3.7’de sırası ile iç bileziğin bilya çapı ile uyumluluk oranı, dış bileziğin bilya çapı ile uyumluluk oranının matematiksel olarak ifadesi verilmiştir.

$$f_i = r_i / d_b \quad (3.6)$$

$$f_o = r_o / d_b \quad (3.7)$$



Şekil 3.4. a) Yükleme yapılmadan önce ve b) yükleme yapıldıktan sonra bilyanın görünümü [77]

Şekil 3.4’de görülen A , eğrilik merkezleri arasındaki mesafe olarak adlandırılır ve matematiksel gösterimi Eş. 3.8’de verildiği gibidir.

$$A = r_i + r_o - d_b \quad (3.8)$$

Eş. 3.6-3.7’den r_i ve r_o değerleri çekildiğinde eğrilik merkezleri arasındaki mesafe Eş. 3.9’da verildiği gibi olmaktadır.

$$A = (f_o + f_i - 1)d_b = B d_b \quad (3.9)$$

Eş 3.9’da $B = (f_o + f_i - 1)$, rulmanın toplam eğriliği olarak adlandırılır [78]. Şekil 3.4.a’da görülen α açısı rulmana yük verilmeden oluşan serbest durumdaki temas açısı olarak adlandırılır Eş. 3.10-3.11’de denklemler ile belirlenebilir.

$$\cos \alpha = \frac{\frac{1}{2}A - \frac{1}{4}P_d}{\frac{1}{2}A} \quad (3.10)$$

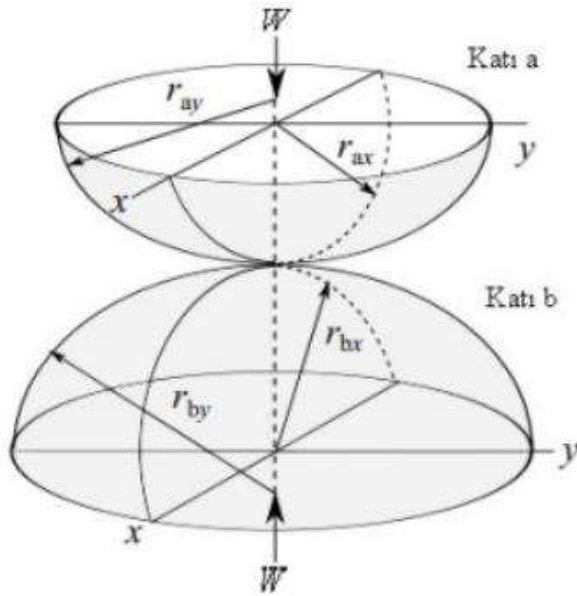
Veya

$$\alpha = \cos^{-1}\left(1 - \frac{P_d}{2A}\right) \quad (3.11)$$

Bu tezde açısai temaslı rulman kullanılmadığından α değeri sıfır olarak alınmıştır.

3.3.2. Eliptik temas teorisi

Rulmanın iç bilezik-bilya ve dış bilezik-bilya temasında, bilya ve bileziklerin geometrik yapılarından dolayı yükleme yapıldığı anda bilyanın deforme olmasıyla birlikte bilya-bilezik arasında bir temas alanı oluşmakta ve oluşan bu temas alanı geometrik olarak eliptik yapıda olmaktadır. Hertz elastik temasta meydana gelen eliptik alanın boyutları ve ezilme miktarı eliptik temas bağlantıları kullanılarak eliptik eksantrik olarak bilinen κ 'nın hesaplanması ile yaklaşık olarak bulunabilmektedir. İç bükey ve dış bükey cisimlerin teması sonucu temas alanının yarı büyük yarıçapı a yarı küçük yarıçapı b olarak gösterilen elips şeklinde olduğu Hertz tarafından ifade edilmiştir. Yarı büyük yarıçapın (a), yarı küçük yarıçapa (b) oranı ise eliptik eksantriklik parametresi olarak $\kappa = a/b$ ($\kappa \geq 1$) ifade edilir. Eliptik ekzantrik parametresi hesaplandıktan sonra temas alanının ve ezilme miktarının hesaplanabilmesi için gerekli olan a^* , b^* ve δ^* parametreleri birincil ve ikincil eliptik integraller ile hesaplanmaktadır. Şekil 3.5 eliptik temas bağıntılarını göstermektedir.



Şekil 3.5. Eliptik temas bağlantıları [79]

Eğrilik yarıçapı r ile ifade edilecek olursa, eğrilik Eş. 3.12’de görüldüğü gibi tanımlanır.

$$\rho = \frac{1}{r} \quad (3.12)$$

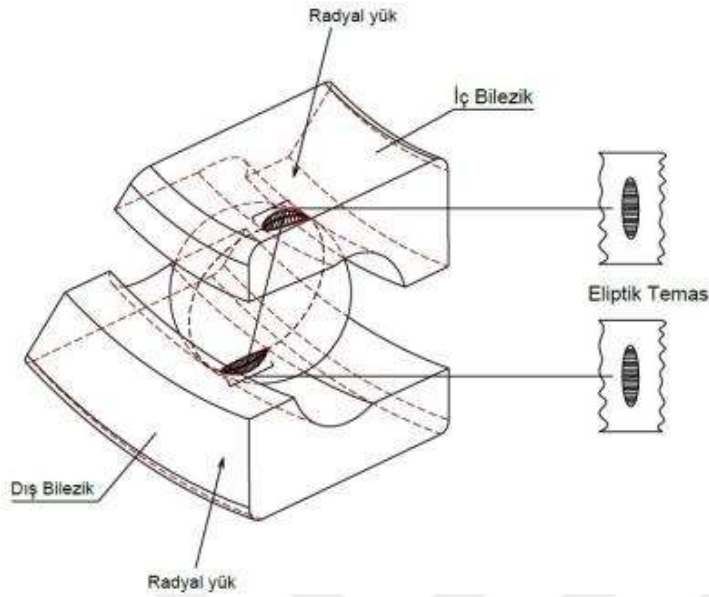
Temas geometrisi cisimlerin eğrilik toplamı ve eğrilik farkı ile tanımlanır [2]. Eğrilik iç bükümlü yüzeyler için negatif, dış bükümlü yüzeyler için pozitif tanımlanır. Ezilmeden kaynaklanan teması tanımlamak için kullanılan eğrilik toplamı $\sum \rho$ ve eğrilik farkı $F(\rho)$ Eş. 3.13-3.15’de verilmiştir.

$$\sum \rho = \frac{1}{r_{1x}} + \frac{1}{r_{1y}} + \frac{1}{r_{11x}} + \frac{1}{r_{11y}} \quad (3.13)$$

$$\sum \rho = \rho_{1x} + \rho_{1y} + \rho_{11x} + \rho_{11y} \quad (3.14)$$

$$F(\rho) = \frac{(\rho_{1x} - \rho_{1y}) + (\rho_{11x} - \rho_{11y})}{\sum \rho} \quad (3.15)$$

Rulman incelendiğinde iç bilezik-bilya, dış bilezik-bilya temasında hem konkav hem de konveks yüzeylere temas olduğu görülür. Rulman teması Şekil 3.6’da görülmektedir.



Şekil 3.6. Konveks ve konkav yüzey temas geometrisi [77]

Şekil 3.6’da görüldüğü üzere bilezikler iç bükey olduğundan eğriliği negatif, bilya dış bükey olduğundan eğriliği pozitifdir. Bu durum göz önünde bulundurulduğunda rulmanın iç bilezik-bilya teması ile dış bilezik-bilya teması Eş. 3.16-3.19’da görüldüğü gibi olmaktadır.

$$\sum \rho_i = \frac{4}{d_b} - \frac{1}{f_i d_b} + \frac{2}{d_b} \left(\frac{\gamma}{1-\gamma} \right) = \frac{1}{d_b} \left(4 - \frac{1}{f_i} + \frac{2\gamma}{1-\gamma} \right) \quad (3.16)$$

$$F(\rho)_i = \frac{\frac{2}{d_b} \left(\frac{\gamma}{1-\gamma} \right) - \left(-\frac{1}{f_i d_b} \right)}{\sum \rho} = \frac{\frac{1}{f_i} + \frac{2\gamma}{1-\gamma}}{4 - \frac{1}{f_i} + \frac{2\gamma}{1-\gamma}} \quad (3.17)$$

$$\sum \rho_o = \frac{4}{d_b} - \frac{1}{f_o d_b} - \frac{2}{d_b} \left(\frac{\gamma}{1+\gamma} \right) = \frac{1}{d_b} \left(4 - \frac{1}{f_o} - \frac{2\gamma}{1+\gamma} \right) \quad (3.18)$$

$$F(\rho)_o = \frac{-\frac{2}{d_b} \left(\frac{\gamma}{1+\gamma} \right) - \left(-\frac{1}{f_o d_b} \right)}{\sum \rho} = \frac{\frac{1}{f_o} - \frac{2\gamma}{1+\gamma}}{4 - \frac{1}{f_o} - \frac{2\gamma}{1+\gamma}} \quad (3.19)$$

Eş. 3.16-3.19’da verilen γ , $\gamma = \frac{d_b \cos \alpha}{d_m}$ olarak bulunmakta olup, $F(\rho)$ her zaman 0 ile 1 arasında bir değer almaktadır. Hertz temas teorisine göre eğrilik farkı eliptik integrallerle ifade edilebilmektedir. Eliptik integraller ile ifadenin matematiksel gösterimi Eş. 3.20’de verilmektedir.

$$F(\rho) = \frac{(\kappa^2 + 1)E(\kappa) - 2F(\kappa)}{(\kappa^2 - 1)E(\kappa)} \quad (3.20)$$

Burada $F(\kappa)$ ve $E(\kappa)$ sırasıyla birinci ve ikinci tam eliptik integral denklemleridir. Birinci tam eliptik integral Eş. 3.21’de, ikinci tam eliptik integral ise Eş. 3.22’de görülmektedir.

$$F(\kappa) = \int_0^{\pi/2} \left[1 - \left(1 - \frac{1}{\kappa^2} \right) \sin^2 \phi \right]^{-1/2} d\phi \quad (3.21)$$

$$E(\kappa) = \int_0^{\pi/2} \left[1 - \left(1 - \frac{1}{\kappa^2} \right) \sin^2 \phi \right]^{1/2} d\phi \quad (3.22)$$

Harris tarafından eliptik eksantriklik κ değerlerine karşılık gelen eğrilik farkı $F(\rho)$ değerini veren bir tablo ve grafik oluşturulmuştur [78] (bkz Ek 3). Eliptik Hertz temasta ezilmenin, temas alanının ve gerilmenin hesaplanması için yukarıda belirtilen eliptik eksantriklik, birincil ve ikincil eliptik integrallerin hesaplanması gerekir. Noktasal kuvvet ile temas alanı ölçülerini ve oluşan deformasyon arasındaki ilişkiyi gösteren matematiksel formül Eş. 3.23-3.25’de verilmektedir.

$$a = a^* \left(\frac{3Q}{2 \sum \rho E^*} \right)^{1/3} \quad (3.23)$$

$$b = b^* \left(\frac{3Q}{2 \sum \rho E^*} \right)^{1/3} \quad (3.24)$$

$$\delta = \delta^* \left(\frac{3Q}{2E^*} \right)^{2/3} \frac{\sum \rho^{1/3}}{2} \quad (3.25)$$

a^* , b^* ve δ^* sadece κ 'ya bağlıdır ve Eş. 3.26-3.28'de verildiği şekildedir [78].

$$a^* = \left(\frac{2\kappa^2 E(\kappa)}{\pi} \right)^{1/3} \quad (3.26)$$

$$b^* = \left(\frac{2E(\kappa)}{\pi\kappa} \right)^{1/3} \quad (3.27)$$

$$\delta^* = \frac{2F(\kappa)}{\pi} \left(\frac{\pi}{2\kappa^2 E(\kappa)} \right)^{1/3} \quad (3.28)$$

Eliptik eksantriklik ve integraller için basitleştirilmiş analitik bir yaklaşım Hamrock ve arkadaşları tarafından çizgisel regresyonda en küçük kareler metodu kullanılarak Eş. 3.29-3.31'de verildiği şekilde açıklanmaktadır [80].

$$\kappa \approx 1,0339 \left(\frac{a}{b} \right)^{0,636} \quad (3.29)$$

$$E(\kappa) \approx 1,0003 + \frac{0,5968}{\left(\frac{a}{b} \right)} \quad (3.30)$$

$$F(\kappa) \approx 1,5277 + 0,6023 \ln \left(\frac{a}{b} \right)^{0,636} \quad (3.31)$$

Burada hata miktarı κ için $1 \leq \kappa \leq 10$ aralığında % 3'den küçük, E için $\kappa = 1$ hariç % 2'den az civarında ise temelde sıfır ve F için hata $\kappa = 1$ hariç % 2,6'den az civarında ise temelde sıfırdır. Antoine ve arkadaşları temas probleminin çözümü için eliptik integrallerin katsayılar ile çözümü ve eliptik eksantriklik parametresi κ 'nın bağlı temel eğriliklerle ilişkisini veren yaklaşık analitik bir çözüm modeli ortaya koymuşlardır [81]. Bu tez çalışmasında bu yöntem kullanılmıştır. Birinci ve ikinci tam eliptik integraller Eş. 3.32-3.33'de verildiği şekilde hesaplanabilir [82].

$$F(\kappa) = (\alpha_0 + \alpha_1 m_1 + \alpha_2 m_1^2) - (\alpha_3 + \alpha_4 m_1 + \alpha_5 m_1^2) In m_1 \quad (3.32)$$

$$E(\kappa) = (\beta_0 + \beta_1 m_1 + \beta_2 m_1^2) - (\beta_3 m_1 + \beta_4 m_1^2) In m_1 \quad (3.33)$$

Eş. 3.32-3.33’de görülen m, Eş. 3.34’de görüldüğü gibi hesaplanmaktadır. α ve β ise katsayı olup Çizelge 3.1’de görülmektedir.

$$m_1 = 1/\kappa^2 \quad (3.34)$$

Çizelge 3.1. Birincil ve ikincil eliptik integral hesaplama katsayıları [82]

α_0	1,3862944	β_0	1
α_1	0,1119723	β_1	0,4630151
α_2	0,0725296	β_2	0,1077812
α_3	0,5	β_3	0,2452727
α_4	0,1213478	β_4	0,0412496
α_5	0,0288729		

Eliptik integrallerin yanı sıra temas alanının yarı büyük yarıçapı a yarı küçük yarıçapı b oranı kullanılarak κ çözülebilir. Bu ilişki için Hamrock ve arkadaşları [80] $\lambda = 0,636$ ve Hourpert [83] $1 < a/b < 8,74$ için $\lambda = 0,6552$ ve $8,74 a/b < \infty$ için $\lambda = 0,6065$ olarak vermiştir. Antoine ve arkadaşları tarafından bu ilişki Eş. 3.35-3.37’de verildiği şekilde tanımlanmıştır [81]. κ ile a/b arasındaki ilişki şu şekilde verilmiştir.

$$\kappa = (a/b)^\lambda \quad (3.35)$$

$$T = \log_{10}(a/b) \quad (3.36)$$

$$\lambda = 2/3 \left(\frac{1 + \mu_1 T^2 + \mu_2 T^4 + \mu_3 T^6 + \mu_4 T^8}{1 + \mu_5 T^2 + \mu_6 T^4 + \mu_7 T^6 + \mu_8 T^8} \right) \quad (3.37)$$

Burada kullanılan μ katsayılar olup aşağıdaki Çizelge 3.2’de görülmektedir.

Çizelge 3.2. κ yaklaşık değerleri için optimizasyon katsayıları [81]

μ_1	0,40227436	μ_5	0,42678878
μ_2	$3,7491752 \times 10^{-2}$	μ_6	$4,2605401 \times 10^{-2}$
μ_3	$7,4855761 \times 10^{-4}$	μ_7	$9,0786922 \times 10^{-4}$
μ_4	$2,1667028 \times 10^{-6}$	μ_8	$2,7868927 \times 10^{-6}$

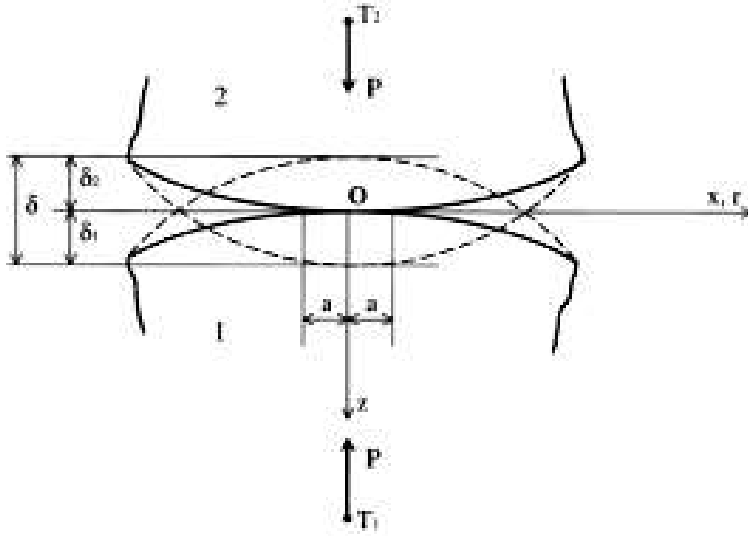
Eş. 3.35-3.37 ile çizelge 3.2 kullanılarak hesaplanan κ değerinin ve Eş. 3.32-3.34 denklemleri ile çizelge 3.1 kullanılarak bulunan eliptik integraller, Eş. 3.23-3.28’de verilen denklemlerde yerine yazılarak Hertz temasta meydana gelen eliptik alanın boyutları ve meydana gelen ezilme miktarı yaklaşık olarak hesaplanabilir.

3.3.3. Bilya ezilme miktarı

Rulmanlarda kuvvet bilyaların ezilmesiyle iletilmektedir. Şaft dönerken belirli sayıdaki ve konumdaki bilya ile desteklenen kuvvet, bilyaların dar bir alana sıkışmasına ve deforme olmasına neden olur. Deforme olan bilyalar rulmanın iç ve dış bileziklerinin yuvarlanma yolu ile temasına neden olur ve yüklenir. Rulmanların taşıyabileceği maksimum yükün belirlenebilmesi için her bir bilyada meydana gelen deformasyonun yani ezilmenin bilinmesi gerekmektedir. Her bir bilya üzerindeki ezilme miktarı bilyaların iç bilezik ile teması sonucu oluşan ezilme miktarı (δ_i) ile dış bilezik teması sonucu oluşan ezilme (δ_o) miktarının toplamı olarak belirtilmektedir. Eş. 3.38 rulman üzerindeki toplam ezilmenin matematiksel formülünü göstermektedir.

$$\delta = \delta_i + \delta_o \quad (3.38)$$

Şekil 3.7, iç bilezik-bilya teması sonucu ile dış bilezik-bilya teması sonucu bilya üzerinde oluşan deformasyonların nasıl oluştuğunu ve deformasyonların toplamını göstermektedir.



Şekil 3.7. Toplam ezilme [85]

Eş. 3.38’de matematiksel formül ile belirtilen toplam ezilme aynı zamanda rulmanın bilezikleri ile bilyalarının üretildiği malzemelerin özelliklerine ve toplam eğriliğine bağlı olarak değişmektedir. Eş. 3.39 toplam ezilme miktarının malzeme özelliklerine ve rulmanın toplam eğriliğine göre hesaplanabilmesi için belirlenmiş matematiksel formülü göstermektedir. δ^* boyutsuz parametre olup Eş. 3.28’de verildiği şekilde hesaplanabilmektedir.

$$\delta = \delta^* \left(\frac{3}{2} \frac{F}{\Sigma \rho} \left[\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right] \right)^{\frac{2}{3}} \frac{\Sigma \rho}{2} \quad (3.39)$$

3.3.4. Temas katılığının hesaplanması

Rulmanlar üzerine gelen kuvvetler, bilyalar üzerinde oluşan toplam ezilme miktarı ve rulmanın katılığına bağlı olarak belirlenmektedir. Toplam kuvvet bilyaların taşıdığı yükün toplamı olarak belirlenmektedir. Rulman üzerindeki kuvvetler ise bilyanın ezilmesiyle doğru orantılı olarak artmaktadır. Eş. 3.40’da rulman üzerindeki toplam kuvveti belirlemek için kullanılan formülün matematiksel gösterimi bulunmaktadır.

$$F = K \delta^{\frac{3}{2}} \quad (3.40)$$

Burada F rulman üzerindeki toplam kuvveti, K temas katılığını, δ ise bilyalar üzerindeki toplam ezilme miktarını belirtmektedir. K temas katılığının matematiksel gösterimi Eş. 3.41’de görülmektedir [86].

$$K = \frac{2\sqrt{2}}{3} \left(\frac{E}{(\sum \rho)^{1/2}} \right) \left(\frac{1}{\delta^*} \right)^{3/2} \quad (3.41)$$

Temas katılığı polimer rulmanlarda kullanılan malzemelerin elastisite modülleri ile poisson oranları farklı olduğundan Eş. 3.41, Eş. 3.42’de verildiği gibi olmaktadır.

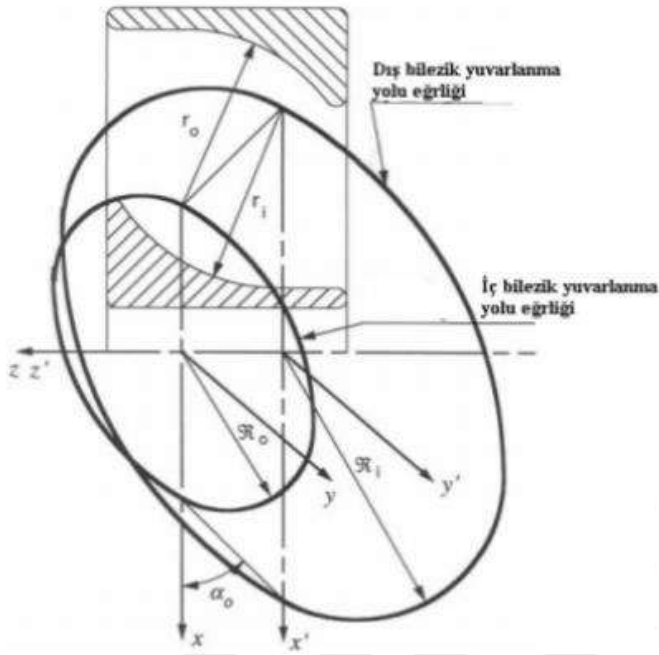
$$K = \frac{2\sqrt{2}}{3} \left(\frac{\frac{E_1}{1-\nu_1^2} + \frac{E_2}{1-\nu_2^2}}{(\sum \rho)^{1/2}} \right) \left(\frac{1}{\delta^*} \right)^{3/2} \quad (3.42)$$

Her bir bilyanın toplam ezilme miktarı iç bilezik-bilya, dış bilezik-bilya temasından oluştuğundan, temas katılığı Eş. 3.43’de verilen formda tanımlanabilmektedir.

$$K = \left(\frac{1}{(1/K_i)^{2/3} + (1/K_o)^{2/3}} \right)^{3/2} \quad (3.43)$$

3.3.5. Toplam ezilme miktarının belirlenmesi

Şaft-rulman sisteminde yük iletiminin bilyalar üzerinden olduğu bilinmektedir. Sistem tarafından taşınan yükün bulunabilmesi için her bir bilyanın taşıdığı yükün bilinmesi gerekir. Sistemdeki her bir bilyanın taşıdığı yük miktarı, yük ile ezilme arasındaki ilişki daha önce anlatılan yöntemler kullanılarak bulunduktan sonra, sistem üzerindeki yükün belirlenmesi için bileşke kuvvet bulunmalıdır. Bilyalar iç ve dış bilezik arasında hareket ederken sürekli farklı noktalarda bilezikler ile temas ederler. Şekil 3.8’de, rulman üzerinde yük olmadığı anda iç ve dış bileziklerin yuvarlanma yolu eğrilik merkezlerinin görünümü verilmektedir.



Şekil 3.8. Yükleme yapılmamış rulmanın yuvarlanma yolu eğrilik yarıçapları [86]

Şekil 3.8’den iç bilezik, dış bilezik yuvarlanma yolu eğrilik merkezi yarıçapı Eş.3.44-3.46’da olduğu gibi ifade edilebilir.

$$\mathfrak{R}_i = \frac{1}{2} d_m + \left(r_i - \frac{d_b}{2} \right) \cos \alpha_0 \quad (3.44)$$

$$\mathfrak{R}_o = \frac{1}{2} d_m + \left(-r_i + \frac{d_b}{2} \right) \cos \alpha_0 \quad (3.45)$$

Veya

$$\mathfrak{R}_o = \mathfrak{R}_i - B d_b \cos \alpha_0 \quad (3.46)$$

Genelde dış bilezik yatağa sıkı geçme olarak monte edilir ve sabit kalır. İç bilezik ise şaft ile beraber dönme hareketi yapar. İç bileziğin hareketi ile x ve y eksenlerindeki yer değiştirme, tek bir radyal yer değiştirme ile ifade edilebilir. Bu durumda i. bilyadaki radyal ezilme Eş. 3.47’de verildiği gibi hesaplanabilir.

$$\delta_r = x \cos(\theta_i) + y \sin(\theta_i) \quad (3.47)$$

Açısal temaslı rulmanlarda ön yükleme sonrası iç bilezikteki üç boyutlu yer değiştirme sonucu oluşan ezilme Eş. 3.48’de verildiği gibi olmaktadır. Burada görülen z_o açısal temaslı rulmanda ön yükleme sonucu oluşan eksenel yer değiştirmeyi temsil etmektedir.

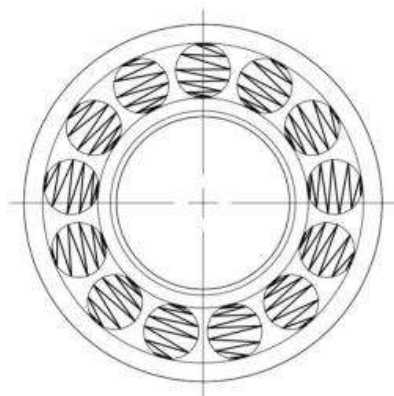
$$\delta_i' = \left[(Bd_b \sin \alpha_0 + z_o + z)^2 + (Bd_b \cos \alpha_0 + \delta_r)^2 \right]^{\frac{1}{2}} - Bd_b \quad (3.48)$$

Bu tezde sabit bilyalı rulman kullanıldığından ön yüklemenin neden olduğu eksenel yer değiştirme oluşmamaktadır. Hareket sadece x ve y yönünde olduğundan Eş. 3.48’de verilen denklem Eş. 3.49’da görüldüğü hale gelmektedir.

$$\delta_i' = \left[(Bd_b \cos \alpha_0 + \delta_r)^2 \right]^{\frac{1}{2}} - Bd_b \quad (3.49)$$

3.3.6. Rulman üzerinde oluşan toplam temas kuvvetinin bulunması

Rulmanda bulunan her bir bilya üzerinden iletilen kuvvetin önceki bölümlerde verilen temas mekaniği ve ezilme bağıntılarıyla bulunabildiği açıklanmıştır. Rulman üzerindeki toplam kuvvet ise, bilyalar üzerindeki her bir kuvvetin bileşkesi ile elde edilebilir. Bu çalışmada bilyalar, iç bilezik ve dış bilezik arasındaki temasta kütsüz doğrusal olmayan saf yaylar olarak kabul edilerek modellenmiştir. Rulmanın elastik modeli Şekil 3.9’da görülmektedir.



Şekil 3.9. Rulman elastik modeli [77]

İç bileziğin hareketi ile oluşan radyal yer değiştirmeyi bulmak için kullanılan θ açısının belirlenebilmesi için ana eksen takımına göre herhangi bir bilyanın açısını belirlemek için kullanılan Eş. 3.50 kullanılmaktadır.

$$\theta_i = \vartheta + \omega_c t + i\gamma \quad (3.50)$$

Burada bulunan ϑ , bilyanın hareketini tanımlamak amacıyla x, y, z ekseninden başka bir eksen takımı kullanıldığında sabit ve hareketli eksen arasındaki açı farkını belirtmektedir. Bu çalışmada tek eksen takımı tanımlandığından Eş. 3.51’de verilen denklem kullanılmıştır.

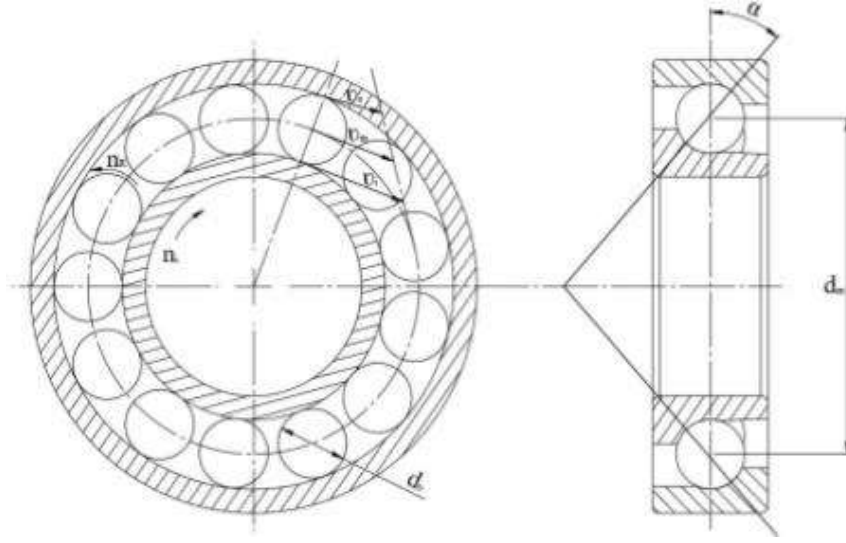
$$\theta_i = \omega_c t + i\gamma \quad (3.51)$$

Burada ω_c kafes hızını, γ bilyalar arasındaki açıyı belirtmektedir ve Eş. 3.52’de görüldüğü gibi hesaplanmaktadır. Burada m bilya sayısını belirtmektedir.

$$\gamma = \frac{2\pi}{m} \quad (3.52)$$

3.3.7. Rulman kinematiği

Şaft belirli bir hızda dönerken rulmanı oluşturan parçalar farklı bağıl hızlarda hareket ederler. Bu tezde rulmanlar dış bileziği hareketsiz, iç bileziği şafta sıkı geçme olarak kullanıldığından iç bilezik şaftın açısal hızıyla dönmektedir. Aynı zamanda herhangi bir sürtünme kaybı olmadığı ve rulmanları oluşturan elemanlar arasında herhangi bir kayma olmadığı kabulleri yapılmıştır. Bu nedenle tüm elemanların hızları şaft hızına bağlıdır. Şekil 3.10’ da rulmanın içyapısının kinematiği şematik olarak görülmektedir.



Şekil 3.10. Rulman iç hızları [77]

Şaft-rulman sisteminin kinematik analizi yapılırken bilyaların rijit olduğu, temas yüzeyinde kayma olmadığı kabulleri yapılmıştır. Bir eksen etrafında dönen cismin çizgisel hızı;

$$V = \omega r \quad (3.53)$$

olarak ifade edilmektedir. ω açısal hızı temsil etmekte olup birimi rad/s 'dir. Eş. 3.53 göz önüne alındığında iç bileziğin yuvarlanma yolu temasındaki hızı;

$$V_i = \frac{1}{2} \omega_i (d_m - d_b \cos \alpha) \quad (3.54)$$

Veya

$$V_i = \frac{1}{2} \omega_i d_m (1 - \gamma) \quad (3.55)$$

ile ifade edilir. Dış bilezik yuvarlanma yolu temas hızı ise;

$$V_o = \frac{1}{2} \omega_o d_m (1 + \gamma) \quad (3.56)$$

olmaktadır. Burada $\gamma = \frac{d_b}{d_m} \cos \alpha$ dır.

Rulmanda kayma olmadığı kabulü yapıldığından kafes hızı, yani bilya setinin hızı, iç yuvarlanma ve dış yuvarlanma hızlarının aritmetik ortalamasıdır.

$$V_c = \frac{1}{2} (V_i + V_o) \quad (3.57)$$

Kafesin hızı,

$$V_c = \frac{d_m}{2} \left(\frac{1}{2} \omega_i (1 - \gamma) + \frac{1}{2} \omega_o (1 + \gamma) \right) \quad (3.58)$$

$$V_c = \frac{1}{2} \omega_c d_m \quad (3.59)$$

olduğundan kafes açısal hız

$$\omega_c = \frac{1}{2} (\omega_i (1 - \gamma) + \omega_o (1 + \gamma)) \quad (3.60)$$

olur. Burada $\omega_i = \frac{2\pi n_i}{60}$ ve $\omega_o = \frac{2\pi n_o}{60}$ olarak tanımlanmaktadır. Benzer şekilde iç bilezik-bilya arasındaki temasta kayma ihmal edildiğinden dolayı temas noktasında iç bilezik ile bilya hızları birbirine eşit olacaktır.

$$\frac{1}{2} \omega_{ci} d_m (1 - \gamma) = \frac{1}{2} \omega_b d_b \quad (3.61)$$

ω_{ci} kafesin iç bileziğe göre bağıl hızıdır ve Eş. 3.62'deki denklemde verildiği gibi tanımlanmaktadır.

$$\omega_{ci} = \omega_c - \omega_i \quad (3.62)$$

Eş. 3.60 ve Eş. 3.62’de verilen kafes hızı ve kafes hızının iç bileziğe göre bağıl hızı Eş. 3.61’de yerine yazılarak bilyanın açısal hızı için yeniden düzenlenirse;

$$\omega_b = \frac{1}{2} \frac{d_m}{d_b} (1 - \gamma)(1 + \gamma)(\omega_o - \omega_i) \quad (3.63)$$

olur. Dış bileziğin sabitlendiği ve sadece iç bileziğin döndüğü durum için bilyanın açısal hızı Eş. 3.64’de verildiği gibi olur.

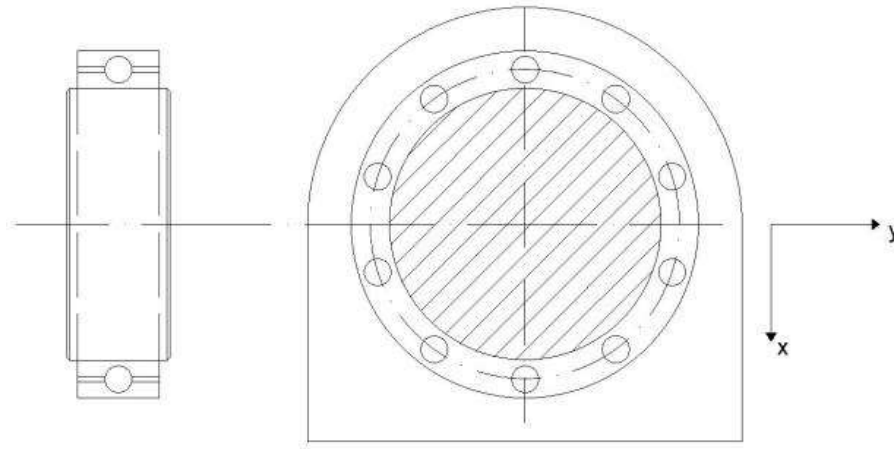
$$\omega_b = \frac{1}{2} \frac{d_m}{d_b} \omega_i (1 - \gamma^2) \quad (3.64)$$

3.4. Polimer Rulmanın Şaft-Rulman Sistemi

Teorik çalışmaların yapılabilmesi için farklı yükler asılı olan polimer hibrit rulmanlar ile şaftın dinamik yapısının anlaşılması gerekir. Çözüm için öncelikli olarak geleneksel çelik rulmanların temasında kullanılan Hertz temas yerine, elasto-plastik temas modelinde Hertz temasla aynı olarak değerlendirilen temas modeli kullanılmalıdır. Elasto-plastik temasın elastik bölgesinde ezilmenin etkisiyle bilyada oluşan yükler hesaplanır. Rulmanların taşıyabileceği maksimum yükü teorik olarak belirleyebilmek için öncelikli olarak kritik deformasyon miktarını belirlemek gerekmektedir. Kritik deformasyon sınırı geçilmeden oluşan ezilme miktarı maksimum yük miktarı için belirlenmelidir. Ezilme ile yük arasında doğrusal olmayan bir ilişki vardır. Doğrusal olmayan şaft-rulman sisteminin dinamik davranışını belirlemek için değişik yük ve devirlerde sistemin zaman çözümünün elde edilmesi gerekir. Bu çalışmanın teorik kısmı için bazı kabuller yapılarak hareket denklemleri elde edilmiştir. Yapılan kabuller maddeler halinde aşağıda belirtilmektedir.

- Şaftın radyal yönde x ve y olmak üzere iki serbestlik derecesine sahip olduğu kabul edilmiştir.
- Bilyaların iç bileziğin etrafında eşit aralıklarla yerleştirilmiş olduğu ve dış bileziğin dönmediği kabul edilmiştir.
- Bilyalar kütleli kabul edilmiştir.
- Bilezikler rijit olup sadece yerel deformasyonlar oluşmaktadır.
- Şaft rijit kabul edilmiştir.

Şaft-rulman sisteminin şematik görünümü Şekil 3.11’de verilmiştir.



Şekil 3.11. Şaft-rulman sisteminin şematik görünümü

Bu kabullere göre iki serbestlik dereceli olarak modellenen sistemin hareket denklemleri Eş. 3.65 ve Eş. 3.66’de belirtilmektedir.

$$M\ddot{x} + \sum_{i=1}^n K_i \delta_i^{3/2} \cos(\theta_i) + P_x - Mg = 0 \quad (3.65)$$

$$M\ddot{y} + \sum_{i=1}^n K_i \delta_i^{3/2} \sin(\theta_i) + P_y = 0 \quad (3.66)$$

Hareket denklemleri, dördüncü mertebeden Runge-Kutta metoduna dayalı iteratif yöntemler ile çözdürülmüştür. Matematiksel modelin çözdürülüp benzetimlerin gerçekleştirilmesi için, eş zamanlı bir çözüm yapan algoritma, MATLAB ortamında geliştirilmiştir.

3.5. Sıcaklığın Polimer Rulmana Etkisi

İç ve dış bilezikleri polimer malzemelerden imal edilen hibrid rulmanlarda, çalışma ortamı sıcaklığı ve sürtünmelerden dolayı yüzeylerdeki sıcaklık değişimleri, polimer malzemenin elastisite modülünü değiştirdiğinden rulmanın statik ve dinamik özelliklerini etkilemektedir. Şaft-rulman sistemi, çalışırken oluşan sürtünmelerden dolayı sistem üzerinde sıcaklık artışı olmaktadır. Sıcaklık artışı ile birlikte polimer malzemelerin fiziksel özelliklerinde farklılaşmalar meydana gelmektedir. Bu durumun değerlendirilebilmesi için Van Krevelen DW [87] tarafından geliştirilen model, ortam sıcaklığının camlaşma noktasından daha düşük

sıcaklıkların olduğu durumlar için kullanılabilir. Bu modelde malzemenin camlaşma noktası sıcaklığı, referans alınan sıcaklık (örn. oda sıcaklığı, mutlak sıcaklık değeri), son ortam sıcaklığı ve son ortam sıcaklığındaki kayma modülü arasındaki ilişki gösterilmektedir. Eş. 3.67 Van Krevelen tarafından geliştirilen modelin matematiksel ifadesini belirtmektedir.

$$\frac{G(T)}{G(T_r)} = \frac{\frac{T_g}{T_r} + 2}{\frac{T_g}{T_r} + 2\frac{T}{T_r}} \quad T < T_g \quad (3.67)$$

Burada T_g polimer malzemenin camlaşma noktasını, T_r referans alınan noktadaki sıcaklık değerini, T ise son sıcaklık değerini temsil etmektedir. Eş. 3.67'de verilen kayma modülü ile sıcaklık arasındaki ilişkiden yararlanılarak, Eş. 3.68'de verilen kayma modülü, elastisite modülü ve poisson oranı arasında yapılabilen geçiş göz önünde bulundurulduğunda sıcaklık artışı ile birlikte değişen elastisite modülü değerleri bulunabilmektedir. Eş. 3.68'de verilen formülasyonda G malzemenin kayma modülünü, E elastisite modülünü, ν ise poisson oranını belirtmektedir.

$$E = 2G(1 + \nu) \quad (3.68)$$

Eş. 3.67 ve Eş. 3.68 kullanılarak hesaplanan elastisite modülü incelendiğinde artan sıcaklık değerleriyle birlikte polimer malzemelerin elastisite modüllerinde düşüş meydana gelmektedir. Bu durum polimer hibrit rulmanların iç ve dış bileziği polimer malzeme olduğundan dolayı polimer rulmanlar için de geçerli olmakta ve artan sıcaklık rulmanın katılığını düşürmektedir. Rulmanın katılığının düşmesi iç ve dış bileziğinin elastikiyet durumunun artmasına, dolayısıyla bilyaların bileziklere daha çok temas etmesine ve bilezikler üzerindeki ezilmelerin daha çok olmasına neden olmaktadır. Sıcaklık ile birlikte polimer rulmanın yük taşıma kapasitesinin artışı için radyal sabit bilyalı 6205-B180, 6205-PA, 6203 ve 6804 olmak üzere 4 farklı rulman için kritik deformasyon değeri göz önünde bulundurularak hesaplama yapılmış ve grafikler halinde bulgular yorumlar ve tartışma bölümünde sunulmuştur.

3.5.1. Sıcaklık artışı altındaki polimer rulmanın dinamik cevabı

Polimer malzemeler sıcaklıktan etkilenmektedir. Sıcaklık arttıkça polimer malzeme yumuşamakta ve sıcaklık artışı devam ettiğinde faz değiştirmektedir. Polimer hibrit rulmanlar da sıcaklıktan etkilenmekte ve rulmanın dinamik karakteristiği değişmektedir. Sıcaklık artışı ile polimer malzemelerin elastisite modüllerinin düştüğü bölüm 3.5'de ayrıntılı olarak anlatılmıştır. Sıcaklık artışı elastisite modülünün düşmesine neden olmakla beraber sistemin katılığının azalmasına neden olmakta, dolayısı ile doğal frekansın düşmesine neden olmaktadır. Sıcaklıkla değişen doğal frekans durumu 4 farklı rulman ele alınarak incelenmiş olup bulgular yorumlar ve tartışma bölümünde grafik halinde sunulmuştur.

3.5.2. Sıcaklığın polimer malzemelerin sönüm oranına etkisi

Viskoelastik malzemeler genellikle sistemlerde oluşan titreşimin etkisini azaltmak için kullanılmaktadır. Polimer yatakların avantajları arasında sayılan iyi sönümleme özelliği polimer hibrit rulmanların iç ve dış bileziklerinin üretiminde kullanılan viskoelastik malzemelerin sönümleme özelliğinden kaynaklanmaktadır. Sıcaklık polimer malzemeleri etkilemekte olup, belirli sıcaklıktaki camlaşma noktasından sonra faz değiştirmektedirler. Sıcaklık aynı zamanda polimer malzemelerin sönüm oranını da doğrudan etkilemektedir. Düşük sıcaklıklarda camsı bölge olarak tanımlanan kısımda, camlaşma noktasına kadar olan bölümde sönüm oranı sıcaklıkla orantılı olarak artmakta, sıcaklık camlaşma noktasını gösterdiğinde sönüm oranı maksimum düzeye ulaşmaktadır. Camlaşma noktasından sonra malzeme faz değiştirdiğinden sönüm oranı maksimum düzeyden düşmeye başlamaktadır. Şekil 3.12'deki grafik viskoelastik malzemelerin sıcaklıkla değişen faz ve sönüm oranı değişim grafiğini göstermektedir.



Şekil 3.12. Viskoelastik malzemelerin sıcaklıkla değişen sönüm oranı grafiği [88]

Rulmanlar çalışma ortam koşullarına göre genellikle belirli bir çalışma sıcaklığına ulaşmakta ve bu sıcaklık etrafında küçük değişimler olmaktadır. Sıcaklık değerinde oluşan değişimler şaft-rulman sisteminin titreşim karakteristiğinde dalgalanmalara neden olmaktadır. Polimer malzemelerde görülen sıcaklıkla sönüm oranının değişimi özelliği polimer hibrit rulmanlarda da aynı karakteristikte görülmektedir. Değişik sıcaklıklardaki sönüm oranlarını ve değişen sönüm oranlarının titreşime etkisinin araştırılması açısından polimer hibrit rulmanla yataklanmış bir sistem modellenmiş ve farklı sıcaklıklarda rulmanın titreşim karakteristiği incelenmiştir. Modellemede daha önce bahsedilen (bkz. Bölüm 3.5) bilya ve bilezikler arasındaki temas problemi de göz önüne alınarak polimer malzemenin sıcaklıkla değişen katılığı modele dahil edilmiş, hareket denkleminin çözümünde de sıcaklık etkisi ile değişen sönüm oranları dikkate alınarak benzetimler gerçekleştirilmiştir. Dinamik mekanik analiz yöntemi malzemelerin sönüm oranlarını belirleyebilmek için kullanılmaktadır. Dinamik mekanik analiz (DMA) polimerlerin viskoelastik özelliklerinin karakterizasyonu için güçlü bir tekniktir. DMA malzemeye bir titreşim kuvveti uygulayarak çalışır ve numunede meydana gelen yer değiştirme ölçülür. Bundan sertlik tayin edilebilir ve $\tan \delta$ hesaplanabilir. $\tan \delta$, kayıp bileşenin depolanan bileşene oranıdır. $\tan \delta$ sıcaklığa göre çizilir ve camsı geçiş pik olarak gözlenir [89]. Dinamik mekanik analiz sonucu elde edilen $\tan \delta$ değeri, sönüm oranı olarak belirtilen ζ değerinin iki katı değerinde olmaktadır. Dolayısıyla sistemlerin sönüm oranının bulunabilmesi için dinamik mekanik analiz sonucu elde edilen değerlerin yarısı sönüm oranı olarak alınmalıdır. Literatürde bulunan [90,62] değişik sıcaklıklarda belirlenen $\tan \delta$ değerleri kullanılarak, polimer hibrit rulmanların sıcaklık etkisiyle değişen sönüm oranlarının değişiminin sistemin titreşim karakteristiğine

etkisi yapılan simülasyonlar sonucu belirlenmiştir. Çizelge 3.3 farklı sıcaklık değerlerinde elde edilen $\tan \delta$ değerlerini ve ζ değerlerini göstermektedir.

Çizelge 3.3. Farklı sıcaklık değerlerinde elde edilen $\tan \delta$ ve ζ değerleri [90,62]

Sıcaklık değerleri (°C)	$\tan \delta$ değerleri	Sönüm oranı (ζ)
25°C	0,089	0,0445
60°C	0,02	0,01
75°C	0,22	0,11
80°C	0,24	0,12

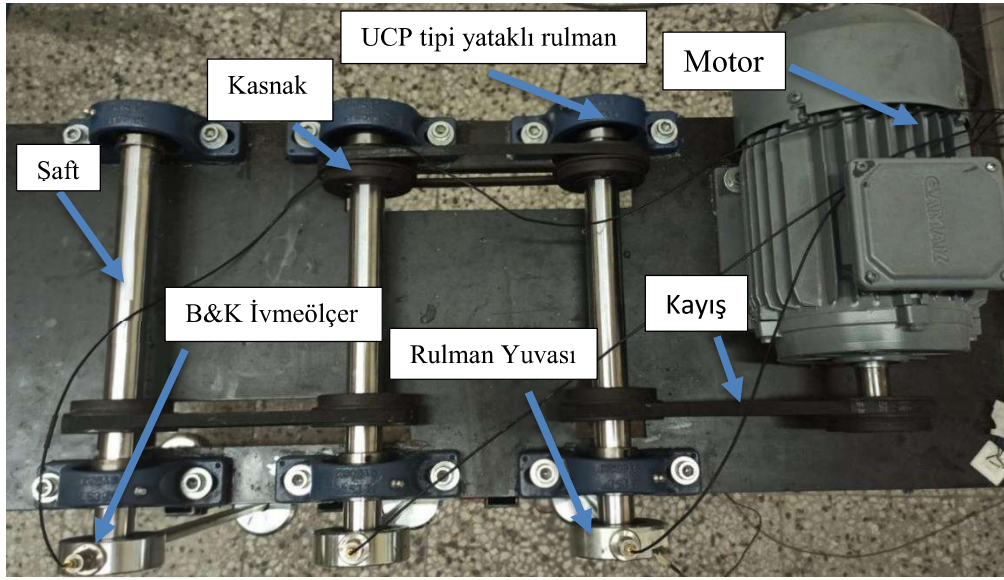
25°C, 60°C, 75°C ve 80°C’ deki polimer hibrit rulmanların sönüm özelliği temas mekaniği de modele dahil edilerek incelenmiş ve elde edilen sonuçlar bulgular yorumlar ve tartışma bölümünde tartışılmıştır.



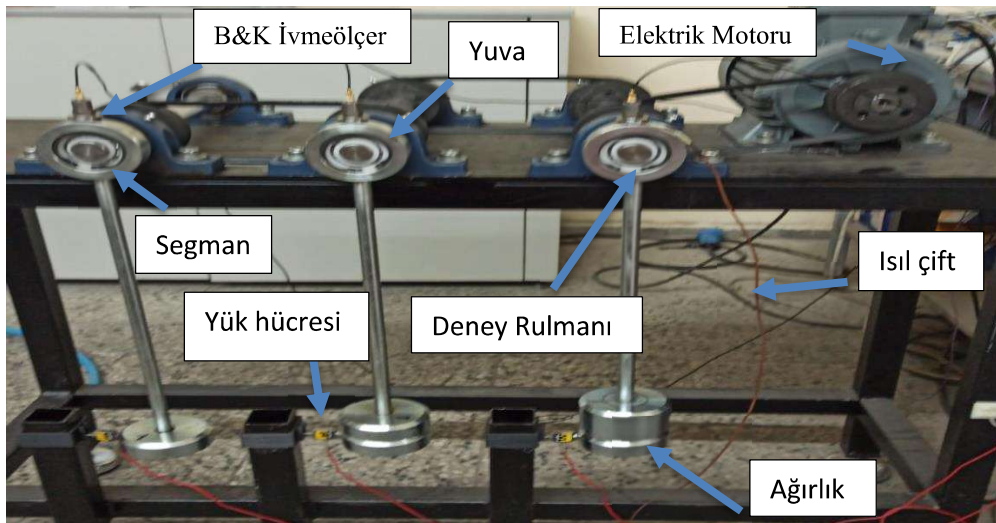
4. DENEYSEL ÇALIŞMA

4.1. Deney Düzenegi

Titreşim verilerinin analizi ile farklı yük asılı rulmanların ömür testlerini yapmak için tasarlanan deney düzeniğinin fotoğrafı Resim 4.1 ve Resim 4.2 'de verilmiştir. Deneysel çalışma titreşim verilerinin analizi yapılarak aynı anda üç rulmanın kullanım ömürlerini belirlemek amacıyla hazırlanmıştır.



Resim 4.1. Deney düzeniğinin üst görünümü



Resim 4.2. Deney düzeniğinin ön görünümü

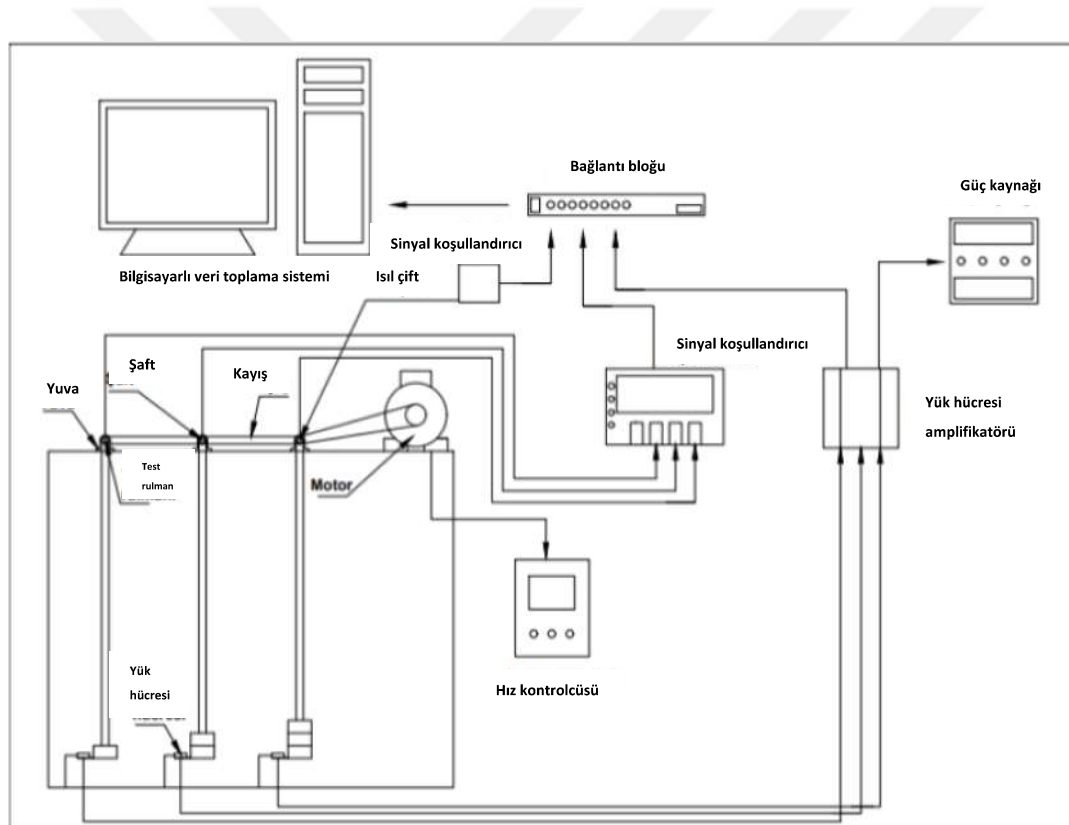
Deney düzeneğinde temel olarak şaft-rulman sisteminin tahrik edilmesi için kullanılan elektrik motoru ile elektrik motorunun sürücüsü, üç adet yan yana farklı rulmanların test edilmesini sağlayacak şekilde yerleştirilmiş, iki ucundan rulmanlarla yataklanmış şaft-rulman sistemi bulunmaktadır. Yataklanan şaftın bir ucuna test edilecek rulman yerleştirilmiştir. Rulmanları şafta yerleştirmek için rulman boyutlarına uygun üç adet rulmanın dış bileziğinin sabit olmasını sağlayacak şekilde sıkı geçme yuva imal ettirilmiştir. Yuva üzerinde rulmanlara yükleme oluşturmaları için yerleştirilen moment kolunun ucunda konumlandırılan yük hücresi yerleştirilmiştir. Motordan alınan tahriğin şaft-rulman sistemine iletimini sağlamak amacıyla motor üzerinde ve şaft-rulman sistemi üzerinde kayış kasnak sistemi bulunmaktadır. Şaft-rulman sisteminin üzerinde bulunan kayış-kasnak sistemi şaft-rulman sistemindeki hareketin bir sonraki şaft-rulman sistemine iletimini sağlamak amacıyla ikili kayış kasnak sistemi olarak yerleştirilmiştir. Bu sayede aynı şaft hızında ve aynı sisteme bağlı rulmanların testleri farklı yükleme koşullarında, birlikte ve daha hızlı bir şekilde gerçekleştirilmiştir. Deney sırasında İgus 6804, 6203, 6205 serisi polimer hibrit rulmanlar kullanılmıştır. 6205 serisi rulmanlardan kafes polimerinin farklı olduğu iki rulman çeşidi test edilmiştir. 6205-PA rulmanının kafes polimeri Poliamid (PA), 6205-B180 rulmanının kafes polimeri B180 olarak verilen polimerden oluşmaktadır. Kullanılan rulmanlar Resim 4.3’de görülmektedir.



Resim 4.3. Deneyde kullanılan polimer hibrit rulmanlar

Deney düzeneğinin hareketini sağlamak amacıyla 1.5 kW gücünde 1500 d/d hıza sahip trifaze elektrik motoru kullanılmıştır. Motor, Yılmaz NL1000-01R5G4-YB modeli trifaze hız kontrolcüsü ile çalıştırılmış, şaftın 0-1500 d/d hız aralığında dönüşü sağlanmıştır. Deney sırasında rulmanlara 1 kg, 2 kg, 3 kg ağırlıklar asılmıştır. Titreşim ölçümlerini dikey yönde almak için B&K 4384 tipi ivmeölçerden 3 adet kullanılmıştır. Kullanılan ivmeölçerlerin özellikleri EK-4’de verilmiştir. İvmeölçerler 4 kanallı B&K Nexus 291345 model sinyal koşullandırıcıya bağlanmıştır. Sinyal koşullandırıcıdan gelen sinyaller National Instrument (NI) 6052 tipi veri toplama kartı ve sistemi ile bilgisayara aktarılmıştır. Deney süresince her 55 sn de 5 s süreli titreşim ve yük hücresi verileri toplanmıştır. Hibrid polimer rulmanların

sürtünme karakteristiklerinin belirlenmesi amacı ile ağırlıkların asılabilmesi için rulman yuvasının üzerine kılavuz çekilerek yerleştirilen moment kolunun ucunda FSH 03877 FUTEK LSB200, 50 lb (222 N) yük hücresi konumlandırılmıştır. Yük hücresinden alınan sinyallerin veri toplama sistemine aktarılması için FUTEK FSH 03863 $\pm 5V$ DC, $\pm 10V$ DC çıkışlı amplifikatör kullanılmıştır. Ayrıca yük hücresi amplifikatörüne güç vermek amacıyla güç kaynağı kullanılmıştır. Kullanılan yük hücrelerinin özellikleri EK-4’de verilmiştir. Her bir kanaldan saniyede 30 KHz örnekleme frekansında titreşim verisi toplanmıştır. Şaft-rulman sistemi, deney rulmanları, moment kolu ve ağırlıklar, ivmeölçerler, sinyal koşullandırıcı, yük hücresi, yük hücresi amplifikatörü ve veri toplama sisteminin bağlantıları Şekil 4.1’de şematik olarak görülmektedir.



Şekil 4.1 Deney düzeneği şematik görünümü

Deney düzeneği bağlantıları yapıldıktan sonra rulmanların bozulma sürecini takip etmek amacıyla çalıştırılmıştır. Dört tip rulman için değişik çalışma saatlerinde rulmanlar bozulana kadar sistem çalıştırılmıştır. Deney düzeneğinden alınan verilerin ara analiz sonuçları değerlendirildiğinde rulmanlardaki bozulmanın yeterli düzeyde olduğu düşünülerek sistem durdurulmuştur. Bilgisayar ortamında alınan veriler MATLAB yazılımı kullanılarak zaman, frekans ve zaman/frekans tanım bölgesi analiz yöntemleri ile incelenmiştir.

4.2. Senaryolar

Ömür testleri için bilyaları çelik, iç-dış bileziği ve kafesi polimer olan Igus marka 6203, 6804, 6205-Pa ve 6205-B180 rulmanları kullanılmıştır. 6205 serisi rulmanların kafes kısımları farklı polimer malzemeden üretilmiştir. 6205-Pa rulmanının kafes yapısı Polyamid (Pa) malzemeden, 6205-B180 rulmanının kafes yapısı B180 polimer malzemeden üretilmiştir. Deney sırasında dört farklı boyutta rulman kullanılmıştır. Çizelge 4.1 verilerin elde edilmesinde üretilen senaryoları göstermektedir.

Çizelge 4.1. Senaryolar

Senaryolar	6804	6203	6205-Pa	6205-B180
Sıcaklık Data	✓	✓	✓	✓
İvmeölçer Data	✓	✓	✓	✓
Yük Hücresi Data	✓	✓	✓	✓
Asılan Yük- 1 kg		✓	✓	✓
Asılan Yük- 2 kg		✓	✓	✓
Asılan Yük-3 kg	✓	✓	✓	✓

Çizelge 4.1’de görüldüğü üzere ivmeölçerden alınan titreşim verileri ve yük hücresinden alınan verilerle birlikte sistem çalıştığı sırada sürtünmeden kaynaklanan sıcaklık değişimlerini ölçmek amacıyla bütün rulman serilerinden ısı çift yardımı ile sıcaklık değişim verileri alınmıştır. Deney sırasında rulmanlar için verilen çizelge 4.2’de görülen katalog verileri dikkate alınarak maksimum hız sınırları içinde senaryolar gerçekleştirilmiştir.

Çizelge 4.2. Katalog verileri

Rulman Çeşitleri	Statik Yük (N)	Dinamik Yük (N)	Maksimum hız (rpm)
6804	100	120	1500
6203	250	320	1400
6205-PA	380	400	1000
6205-B180	380	400	1000

Deney sırasında 3 farklı rulmana farklı yükler asılarak aynı anda test yapılmıştır. Asılan yükler sonrasında oluşan ezilme miktarları ve kritik deformasyon miktarı oluşturulan programda belirlenerek rulmanların elasto-plastik temasın hangi bölgesinde yorulmaya zorlandığı belirlenmiştir. Rulmanlar üzerinde oluşan ezilme miktarını, kritik deformasyonu ve δ/δ_c oranı çizelge 4.3’de verilmiştir.

Çizelge 4.3. Rulmanların elasto-plastik temastaki çalışma bölgesi

Rulman Çeşitleri	Yükler								
	1 kg			2 kg			3 kg		
	δ	δ_c	δ/δ_c	δ	δ_c	δ/δ_c	δ	δ_c	δ/δ_c
6804							5,4658e-05	1,1103e-05	4,923
6203	2,9138e-05	1,4413e-05	2,02	3,8565e-05	1,4413e-05	2,675	4,695e-05	1,4413e-05	3,257
6205-Pa	2,7047e-05	1,9592e-05	1,3805	3,5798e-05	1,9592e-05	1,827	4,3581e-05	1,9592e-05	2,224
6205-B180	2,6385e-05	1,9908e-05	1.325	3,4921e-05	1,9908e-05	1.7541	4,2514e-05	1,9908e-05	2,136

Çizelge 4.3’de verilen değerlere bakıldığında deney esnasında rulman üzerinde zaman içerisindeki yorulmalar izlendiğinden bütün rulmanlara elasto-plastik bölgede yükleme

yapılmıştır. Teorik olarak ise elasto-plastik temasın tüm kısımlarındaki dinamik davranışlar incelenmiş ve tartışılmıştır.



5. POLİMER RULMANLARIN TİTREŞİM ANALİZİ

Titreşim verilerinin analizi ile hata tespiti için her birinin farklı etkinlik yönü bulunan yöntemler kullanılmaktadır. Hata tespiti için kullanılan sinyal analiz yöntemleri zaman tanım bölgesi, frekans tanım bölgesi ve zaman/frekans tanım bölgesi olarak üç grupta incelenebilir. Bu bölümde polimer hibrid rulmanların titreşimlerinin incelenmesi için kullanılan yöntemler özet halinde anlatılmış ve bu tezde yapılan deneysel çalışmalara uygulanan yöntemlerin değerlendirme açısından önemi vurgulanmıştır.

5.1. Zaman Tanım Bölgesi Analiz Yöntemi

Rulman üzerinde zamanla oluşan hataların titreşim sinyalindeki yapısı ve sinyalin genliği değişmektedir. Zaman tanım bölgesi analiz yöntemleri rulmanın çalışma ömrü boyunca sinyallerin takip edilmesi ile anlam kazanmaktadır. Zaman tanım bölgesi analiz teknikleri temel istatistiksel tekniklerin uygulamasını içermektedir.

5.1.1. Titreşim genliği

Titreşim sinyalindeki genliklerin takibi rulmanda oluşabilecek hataların varlığı hakkında bilgi verebilmektedir. Titreşim genliği takibi ile rulmanda hata oluşumunun varlığını belirleyebilmek için sürekli sinyal takibi yapılmalıdır. Rulmanlarda hata oluşumu sonucunda titreşim genliklerinin artması mümkündür. Fakat artan genliğin rulmanda oluşan hatadan kaynaklandığı yorumunun yapılması pek mümkün olmamaktadır. Bu yöntem hata konusunda fikir vermekle beraber tek başına rulman üzerinde oluşan hatanın oluşumu hakkında yeterli bilgi içermemektedir.

5.1.2. Karelerin ortalamasının karekökü

Genliğin karelerin ortalamasının karekökü (KOK) sinyallerin büyüklüğünün ne kadar değiştiğinin ölçülmesinde kullanılan istatistiksel bir yöntemdir. Ortalaması sıfır olan bir salınımın standart sapması anlamına gelmektedir. Rulman üzerinde oluşan hata tespiti için titreşim genliğine bakmak yerine sinyallerin karelerin ortalama karesi değerinin takibi ile daha sağlıklı sonuçlar elde edilebilir. Hatanın ciddiyeti konusunda karar verebilmek için en

doğru istatistiksel parametrelerden biridir. Hatanın nerede ve neden kaynaklandığı hakkında bilgi içermemektedir.

5.1.3. Crest faktör

Crest faktörü zaman sinyalindeki en büyük genliğin karelerin ortalama karesi (KOK) değerine oranı olarak bilinen birimsiz bir analiz yöntemidir. Sinyallerin crest faktör değerini içeren grafik incelendiğinde oluşan darbe içeriği tespit edilebilir. Bu yöntemde hatanın nerede ve neden kaynaklandığı hakkında bilgi içermemektedir.

5.1.4. Kurtosis

Kurtosis de crest faktör gibi titreşim sinyalinde oluşan darbe içeriğini gösteren zaman tanım bölgesi analiz yöntemlerindendir. Kurtosis (genlik)⁴/(KOK)⁴ olarak tanımlandığından darbe içeriğine daha hassastır. Rulmanın kullanım süresince takibi sonucu rulmanın ömrü hakkında bilgi edinilebilir. Rulman üzerinde oluşan hatanın nerede oluştuğu konusunda bilgi içermemektedir.

5.2. Frekans Tanım Bölgesi Analiz Yöntemi

Bu yöntem ham sinyalin anlamlı olmadığı yerlerde zaman sinyallerine Hızlı Fourier Dönüşümü (HFD) uygulanması ile sinyallerin çeşitli frekans bileşenlerine ayrılarak incelenmesidir. Zaman tanım bölgesinde alınan titreşim sinyalleri frekans formuna dönüştürüldükten sonra sinyal içerisindeki rulmanın karakteristik titreşim frekanslarının erken tespit edilebilmesine olanak tanır. Frekans spektrumu incelenerek hatanın nerede oluştuğu hakkında yorum yapılabilir.

5.2.1. Spektrum analizi

Her tür sinyalin farklı frekans, genlik ve faz açısına sahip sinüsoidlerin toplamı şeklinde ifade edilebileceği 1800'lü yıllarda Fourier tarafından keşfedilmiştir. Daha sonra orijinal sinyalin sinüs dalgalarının genliğinin integral kullanılarak belirlenmesinin mümkün olduğunun farkına varılması ile geliştirilen matematiksel dönüşüm Fourier Dönüşümü (FD) olarak adlandırılmaktadır. Fourier dönüşümünün hızlı çalışan algoritmasına da Hızlı Fourier

Dönüşümü adı verilmektedir. Fourier dönüşümü ham sinyali bileşenlerine ayırdığı için rulmanın karakteristik hata frekanslarının incelenebilmesi ve takibini kolaylaştırdığından dönel makina elemanlarının hata tespitinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Rulmanlardan alınan sinyallerin spektral tekniği ile analizi sırasında dikkat edilmesi gereken önemli bir nokta, oluşan titreşimlerin karakteristiğinin doğrusal olmamasıdır. Doğrusal olmayan karakteristikten dolayı rulmanın karakteristik hata frekanslarının yanı sıra alt ve üst harmonikleri de zirve yapabilir. Bazı rulman hatalarında öncelikli olarak karakteristik frekansların harmoniklerinin seviyesinde bir artış gözlemlenebilir. Hatta oluşmanın ilk aşamalarında oldukça üst basamaklardaki harmonikler (40-70. harmonikler) seviyelerinde artış gözlemlendiği bilinmektedir [4].

5.3. Zaman/Frekans Analiz Teknikleri

Titreşim sinyallerinin zaman tanım bölgesinden frekans tanım bölgesine dönüştürülerek dönel makina elemanlarının hata analizinin yapılması oldukça yaygın olarak kullanılan bir yöntem olduğu bilinmektedir. Fakat zaman tanım bölgesindeki sinyallerin frekans tanım bölgesine dönüştürülmesi esnasında bilgi kaybolması oluşmaktadır. Sinyalin frekans dağılımının zamanla birlikte gösteriminin sağlanması bilgi kaybolmamasına olanak sağlar.

5.3.1. Campell diyagramı

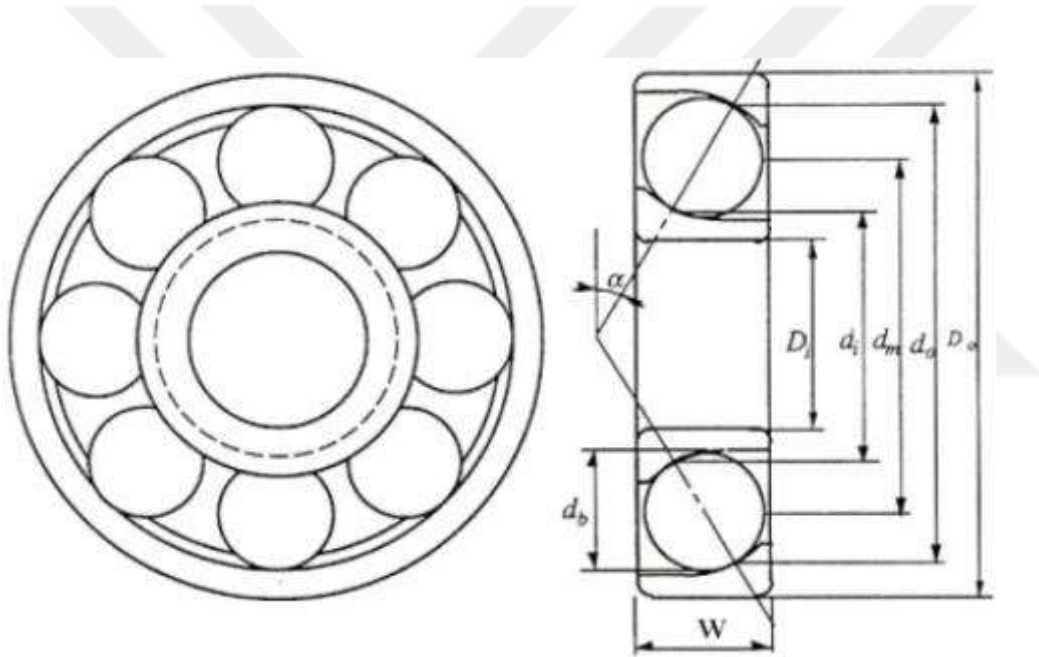
Şaft-rulman sisteminin dönüş hızı değiştikçe spektrum görünümü değişmektedir. Sistemin doğal frekansı dönüş hızından bağımsız olmasına rağmen rulmanın karakteristik hata frekansları şaft hızına bağlıdır. Değişen çalışma hızının doğal frekansla çakıştığı hızı görebilmek için üçüncü eksen olarak şaft hızı d/d eklenmesi kolaylık sağlayacaktır. Bu tip diyagramlar bazen campell diyagramı olarak adlandırılmaktadır. Campell diyagramının tam tanımı dikey eksen frekans (Hz), Şaft dönüş hızı (d/d) ve spektral genlikler ilgili koordinatlarda çizilmiş orantılı daireler (veya kareler) şeklindedir [4]. Campell diyagramında makina parçalarının hangi dönüş hızlarında rezonansa gireceği dönüş hızına bağlı olarak değişen frekanslar bir arada görülebilir.



6. BUGULAR YORUMLAR VE TARTIŞMA

6.1. Polimer Hibrid Rulman Modeli ve Dinamik Davranışı

Şaft-rulman sisteminin dinamik davranışını belirleyebilmek için 3. Bölümde elde edilen hareket denklemleri ile yine 3. Bölümde bahsedilen temas mekaniği matematiksel modele dahil edilerek simülasyonlar yaptırılmıştır. Dört farklı boyutta polimer hibrit rulman kullanılmıştır. Şekil 6.1 herhangi bir rulmanın boyutlarının nasıl belirlendiğini belirtmektedir. Şekil 6.1 değerlendirilerek kullanılan rulmanların boyutları Çizelge 6.1-6.4’de verilmiştir. Kullanılan şaftların özellikleri ise Çizelge 6.5’de verilmiştir.



Şekil 6.1. Rulman boyutları [4]

Çizelge 6.1. 6804 rulmanının özellikleri

Tanım	Sembol	Boyut
Rulman Tipi		Radyal sabit bilyalı
İç bilezik iç çapı	D_i	0,02 m
İç bilezik yuvarlanma çapı	d_i	0,02379 m
Ortalama çap	d_m	0,0259 m
Dış bilezik yuvarlanma çapı	d_o	0,02802 m
Dış bilezik dış çapı	D_o	0,032 m
Rulman genişliği	w	0,007 m
Bilya Çapı	d_b	0,003465 m
İç bilezik eğrilik yarıçapı	r_i	0,002138 m
Dış bilezik eğrilik yarıçapı	r_o	0,002183 m
Bilya Sayısı	m	11
Elastik Modülü	E	2,5 GPa

Çizelge 6.2. 6205-B180 rulmanının özellikleri

Tanım	Sembol	Boyut
Rulman Tipi		Radyal sabit bilyalı
İç bilezik iç çapı	D_i	0,025 m
İç bilezik yuvarlanma çapı	d_i	0,03275 m
Ortalama çap	d_m	0,036 m
Dış bilezik yuvarlanma çapı	d_o	0,03922 m
Dış bilezik dış çapı	D_o	0,052 m
Rulman genişliği	w	0,015 m
Bilya Çapı	d_b	0,00585 m
İç bilezik eğrilik yarıçapı	r_i	0,003543 m
Dış bilezik eğrilik yarıçapı	r_o	0,003271 m
Bilya Sayısı	m	11
Elastik Modülü	E	2,5 GPa

Çizelge 6.3. 6205-PA rulmanının özellikleri

Tanım	Sembol	Boyut
Rulman Tipi		Radyal sabit bilyalı
İç bilezik iç çap	D_i	0,025 m
İç bilezik yuvarlanma çapı	d_i	0,03276 m
Ortalama çap	d_m	0,036 m
Dış bilezik yuvarlanma çapı	d_o	0,03919 m
Dış bilezik dış çap	D_o	0,052 m
Rulman genişliği	w	0,015 m
Bilya Çapı	d_b	0,005845 m
İç bilezik eğrilik yarıçapı	r_i	0,003592 m
Dış bilezik eğrilik yarıçapı	r_o	0,003340 m
Bilya Sayısı	m	10
Elastik Modülü	E	2,5 GPa

Çizelge 6.4. 6203 Rulmanının özellikleri

Tanım	Sembol	Boyut
Rulman Tipi		Radyal sabit bilyalı
İç bilezik iç çap	D_i	0,017 m
İç bilezik yuvarlanma çapı	d_i	0,02358 m
Ortalama çap	d_m	0,026 m
Dış bilezik yuvarlanma çapı	d_o	0,02841 m
Dış bilezik dış çap	D_o	0,04 m
Rulman genişliği	w	0,012 m
Bilya Çapı	d_b	0,00426 m
İç bilezik eğrilik yarıçapı	r_i	0,002480 m
Dış bilezik eğrilik yarıçapı	r_o	0,003340 m
Bilya Sayısı	m	10
Elastik Modülü	E	2,5 GPa

Çizelge 6.5. Şaftların özellikleri

Tanım	Boyut	Birim
Çap	0,03	m
Boy	0,369	m
Ağırlık	2,1	kg

Çizelge 6.6. Ağırlık kollarının özellikleri

Tanım	Boyut	Birim
Çap	0,16	m
Boy	0,460	m
Ağırlık	0,7133	kg

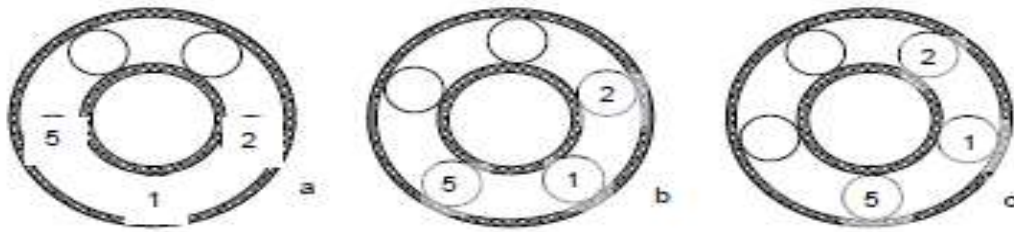
Çizelge 6.7. Rulman yuvalarının özellikleri

Tanım	Boyut	Birim
6203- rulmanı yuva çapı	0,04	m
Ağırlık	0,2	kg
6804 rulmanı yuva çapı	0,032	m
Ağırlık	0,2	kg
6205 rulmanı yuva çapı	0,052	m
Ağırlık	0,2	kg

Çizelge 6.6 kullanılan ağırlık kolunun, Çizelge 6.7 ise rulman yuvalarının boyutlarını göstermektedir. Ağırlık kolu bütün rulmanlar için aynı boyuttur. Yuva çapları ise rulmanlar yuvalara çakılarak girdiğinden rulman çaplarına göre değişmektedir. Şaft-rulman sisteminin 2-serbestlik dereceli hareket denklemleri 4. mertebeden Runge-Kutta Metodu kullanılarak nümerik olarak çözülmüştür. Teorik çalışmanın her aşamasında örnekleme frekansı 30.000 Hz olarak alınmıştır. Sönümleme katsayısının değeri 100 Ns/m olarak alınmıştır. Simülasyonlar sonucunda elde edilen farklı hız kademelerindeki frekans spektrumları arka arkaya çizdirilmiş ve waterfall grafikleri oluşturulmuştur. Waterfall grafikleri sistemin doğal frekans gibi karakteristiğini, titreşim nedeni ile oluşan diğer frekansları ve genliklerini belirlemede kolaylık sağlamaktadır. Elde edilen verilerin 120 s'lik bölümünün ilk 117 s'lik bölümünde sistem sönümlendiğinden daha sağlıklı sonuçlar elde edebilmek için sadece son 3 s'si kullanılmıştır.

6.1.1. Bilya geçiş frekansı

Şaft dönerken yük belirli sayıda bilyalarla desteklenir. Bilya, geçiş sırasında iç bilezik ve dış bilezik arasında dar bir alanda sıkışır, elastik şekil değişimine uğrayarak yuvarlanma yoluyla temas kurar ve yüklenir. Şaft döndükçe yükü destekleyen bilya sayısı zamana bağlı olarak değişir. Şaftın dönmesiyle birlikte yer değiştiren bilyalar Şekil 6.2’de görölmektedir. Bilyalar, Şekil 6.2.a ‘da görölen konumundan şaftın dönmesiyle birlikte sırasıyla Şekil 6.2.b ve 6.2.c ‘de görölen konumuna gelmektedir.



Şekil 6.2. Rulmanın dönmesiyle bilyaların konum değişiminin görünümü [86]

Şekil 6.2.a’da görölen konumda yük 3 bilya tarafından karşılanırken, Şekil 6.2.b’de iki bilya tarafından karşılanmaktadır. Yükü karşılayan bilya sayısının azalması şaftın aşağı doğru hareketine neden olmaktadır. Bu yer değişimi sonucunda şaft hareket yönünde ivmelenmekte ve sonucunda sistemde titreşim oluşmaktadır. Bu nedenle rulmanlar pürüzsüz düzgün olarak üretilmiş olsalar dahi titreşime neden olmaktadır. Şaftın dönmesi ile birlikte rulmanın bir önceki konuma gelmesi için gereken süre bilya sayısına bağlıdır. Eş. 6.1, t ile ifade edilen sürenin matematiksel formülasyonunu belirtmektedir.

$$t = \frac{\text{kafesin bir tam turu tamamlaması için gereken süre}}{m} \quad (6.1)$$

Eş. 6.1’de belirtilen m bilya sayısını belirtmektedir. Tam bir tur için elde edilecek frekans;

$$f = \frac{1}{t} = \frac{1}{\frac{t}{m}} = \frac{m}{t}$$

ve

$\omega_c = \frac{1}{t}$ olduğundan

$$\omega_{bg} = m\omega_c \quad (6.2)$$

Şaft-rulman sisteminin dışarıdan hiçbir etki olmadığı anda bile bilya sayısı ve kafes hızına bağlı olarak belirli bir frekansta zorlandığı Eş. 6.2’de verilen denklem ile görülmektedir. Bu frekans Bilya Geçiş Frekansı (BGF) olarak adlandırılmaktadır. İç bilezik için yapılan tanımlamada ise İç Bilezik Bilya Geçiş Frekansı (İBBGF) olarak adlandırılmaktadır ve Eş. 6.3’de görüldüğü gibi belirlenmektedir.

$$\omega_{ibg} = m(\omega_i - \omega_c) \quad (6.3)$$

Bilya geçiş frekansı ile ilgili titreşimlere Bilya Geçiş Titreşimleri (BGT) adı verilir ve Hertz temasta incelendiği üzere doğrusal değildir. Bilya geçiş titreşimleri çoğu zaman düşük genliklerde olmasına rağmen sistemin doğal frekansı ile çakışması ile sistem rezonansa girecek ve zamanla yıkıcı etki gösterecektir.

6.1.2. Hata frekansları

Rulmanların düzgün üretildiğinde dahi titreşim ürettiği yukarıda detaylı olarak anlatılmıştır. Bunun dışında hata olduğu durumlarda da rulmanlar titreşim üretirler. Rulmanlarda oluşan hatalar dağınık ve bölgesel hatalar olarak iki ayrı gruba ayrılmaktadır. Dağınık hatalar özellikle montaj sırasında meydana gelen eksen kaçıklığı, dengesizlik, dalgalılık gibi hataları kapsarken bölgesel hatalar ise iç bilezik, dış bilezik, bilya ve kafeste zamanla oluşan veya üretimden kaynaklanan hataları kapsamaktadır. Rulmanın herhangi bir parçasında hata oluşmuş ise bu hata sistemde oluşan titreşimler analiz edilerek bulunabilir. Rulman üzerinde oluşan hata geometrik farklılığa neden olduğundan dolayı sistemin farklı frekanslarda titreşim üretmesine neden olmaktadır. Karakteristik hata frekansları olarak adlandırılan bu frekanslar dış bilezikte ise BPFO (ing. Ball Pass Frequency Outer Race), iç bilezikte ise BPFI (ing. Ball Pass Frequency Inner Race), kafeste ise FTF (ing. Fundamental Train Frequency) ve bilyada ise BSF (ing. Ball Spin Frequency) kısaltmaları ile kullanılmaktadır. Bununla beraber hata frekanslarının bazen yan bantları veya harmoniklerinde baskın

genlikler görülmektedir. Karakteristik hata frekanslarının belirlenebilmesi için kullanılan matematiksel eşitlikler Eş. 6.4-6.7’de görülmektedir. Pratikte bu frekanslar, hesaplanan değerlerden yuvarlanma elemanının kayma ve sürtünme hareketi nedeniyle farklı olmaktadır [80].

$$BPFO = \frac{m}{2} F_s \left(1 - \frac{d_b}{d_m} \cos \alpha\right) \quad (6.4)$$

$$BPFI = \frac{m}{2} F_s \left(1 + \frac{d_b}{d_m} \cos \alpha\right) \quad (6.5)$$

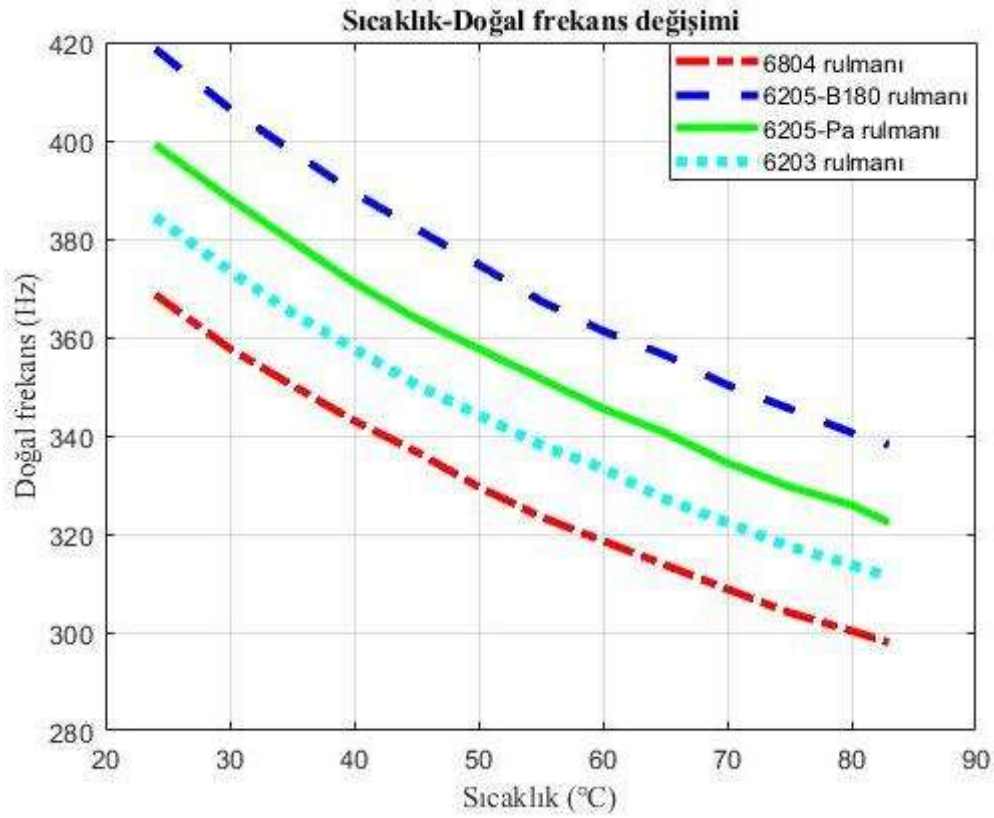
$$FTF = \frac{F_s}{2} \left(1 - \frac{d_b}{d_m} \cos \alpha\right) \quad (6.6)$$

$$BSF = \frac{d_m}{2d_b} F_s \left(1 - \left(\frac{d_b}{d_m}\right)^2 \cos^2 \alpha\right) \quad (6.7)$$

Bu tezde bölgesel hatalar üzerinde yoğunlaşmış olup deneysel olarak elde edilen veriler hem zaman tanım bölgesinde hem frekans tanım bölgesinde analizleri yapılmıştır.

6.2. Teorik Bulgular

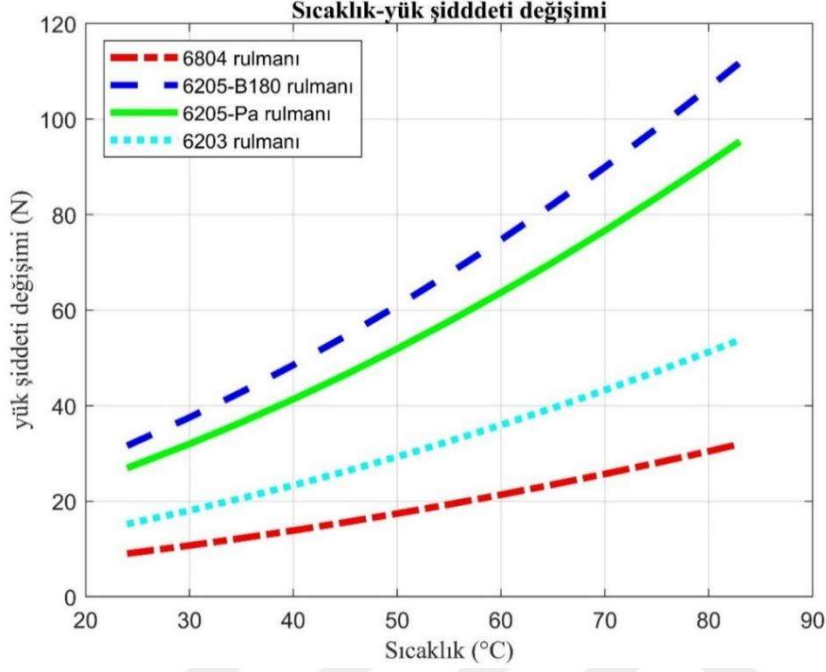
Bu bölümde 3. bölümde verilen sıcaklığın polimer rulman üzerindeki etkisi grafikler halinde verilmiş ve sonuçlar tartışılmıştır. Daha sonra 6804, 6205-B180, 6203 ve 6205-PA polimer hibrit rulmanlarının elasto-plastik temasın elastik, elasto-plastik 1.bölge, elasto-plastik 2. bölge ve plastik bölge olmak üzere 4 farklı bölgede dinamik karakteristiği belirlenmek amacıyla MATLAB ortamında benzetimler yapılarak simülasyonlar elde edilmiş ve sonuçlar tartışılmıştır. Şekil 6.3-6.45, rulmanların sıcaklığın polimer rulmanın dinamiğine etkisini gösterir grafikleri belirtmektedir.



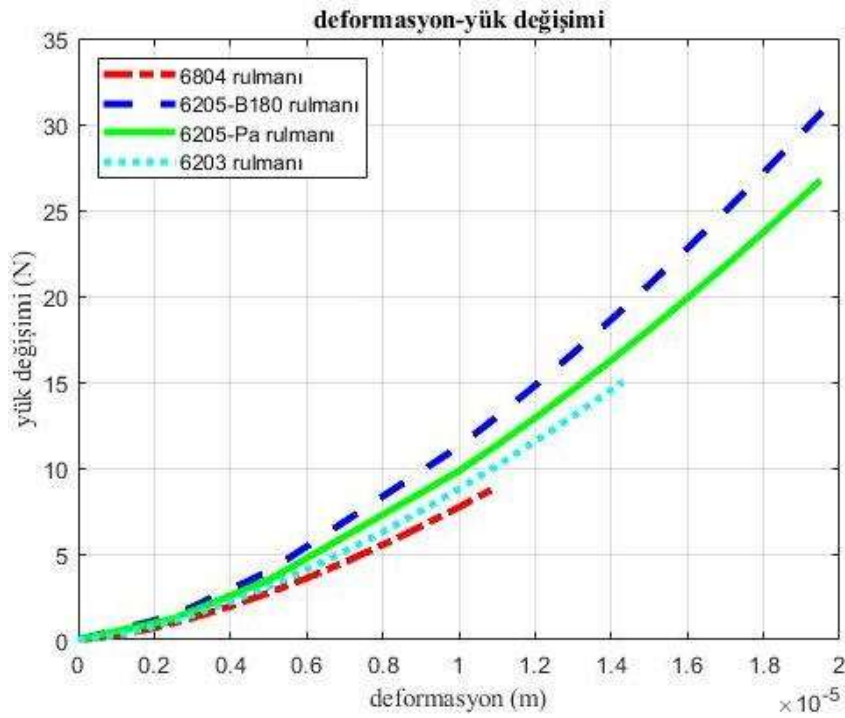
Şekil 6.3. 6804, 6205-B180, 6205-Pa, 6203 rulmanlarının sıcaklıkla değişen doğal frekans grafiği

Şekil 6.3 rulmanların sıcaklık-doğal frekans değişimini gösteren grafiği belirtmektedir. Polimer hibrit rulmanlarda elastik bölgede Hertz teması uygun olarak yükleme yapabilmek için δ/δ_c oranı değerlendirilmektedir. δ_c parametresi hesaplanırken iki farklı malzeme kullanıldığında bunların bileşkesi alınarak bulunan eşdeğer elastisite modülü kritik deformasyon ile ters orantılı olarak değiştiğinden, eşdeğer elastisite modülü değerinin düşmesi kritik deformasyon miktarının artmasına neden olmaktadır. Sıcaklığın etkisiyle artan kritik deformasyon oranı $\delta/\delta_c \leq 1$ durumunun sürekli 1'den küçük olmasına neden olmaktadır. $\delta/\delta_c \leq 1$ durumunda kritik deformasyonun azalması yük taşıma kapasitesini hesaplamak için kullanılan δ 'nın elastik bölge sınırlarında artışına izin vermektedir. δ arttığı sürece rulmanların yük taşıma kapasitelerinde artış görülmektedir (bkz. Eş. 3.40). Şekil 6.4, 6205-B180, 6205-PA, 6203, 6804 rulmanlarının artan sıcaklıkla birlikte değişen yük taşıma kapasitelerinin grafiğini, Şekil 6.5 ise deformasyonla değişen yük taşıma kapasitelerindeki değişimi göstermektedir. Burada verilen 6205-B180, 6205-PA, 6203 ve 6804 rulmanlarının deformasyonla değişen yük taşıma kapasitelerindeki değişim grafiği $\delta/\delta_c \leq 1$ oranı baz

alınarak hesaplanmış olup deformasyon oranı 1'den büyük olan elastik olmayan bölge için hesaplama yapılmamıştır.

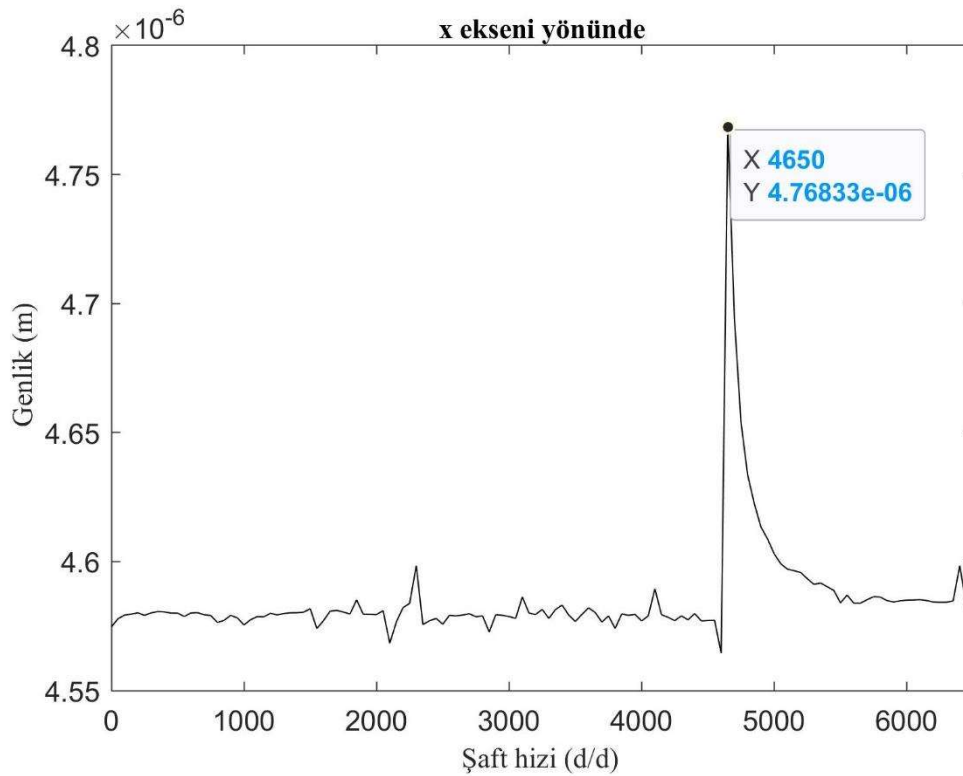


Şekil 6.4. 6804, 6205-B180, 6205-Pa, 6203 rulmanlarının artan sıcaklıkla değişen yük taşıma kapasitesi grafiği

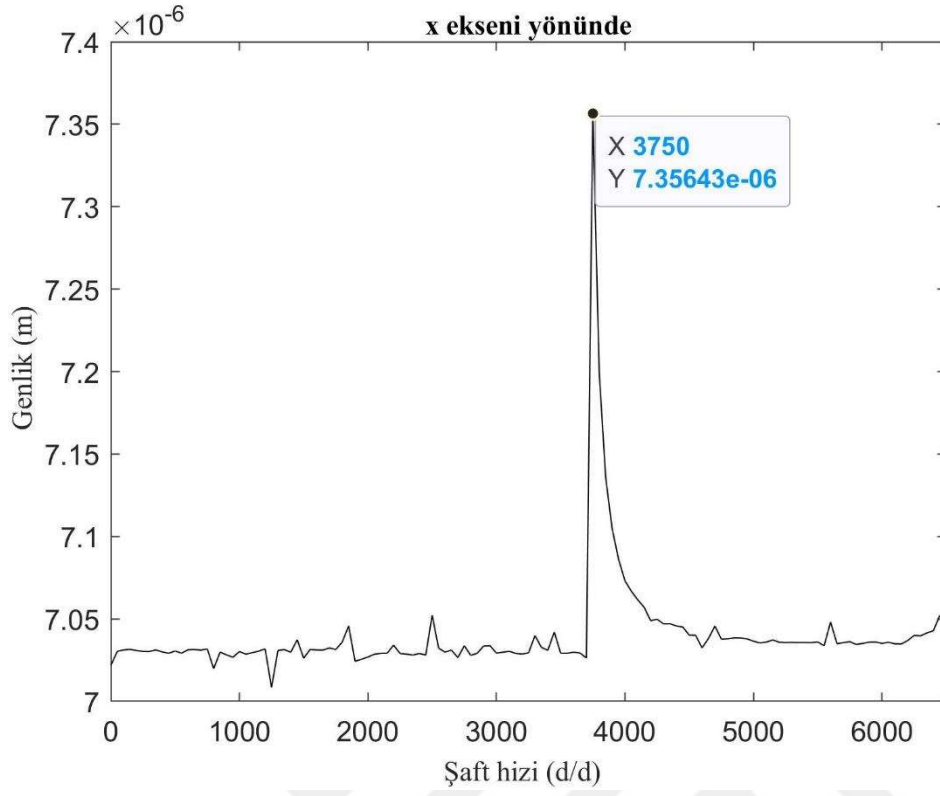


Şekil 6.5. 6804, 6205-B180, 6205-PA, 6203 rulmanlarının artan deformasyonla değişen maksimum yük taşıma kapasitesi grafiği

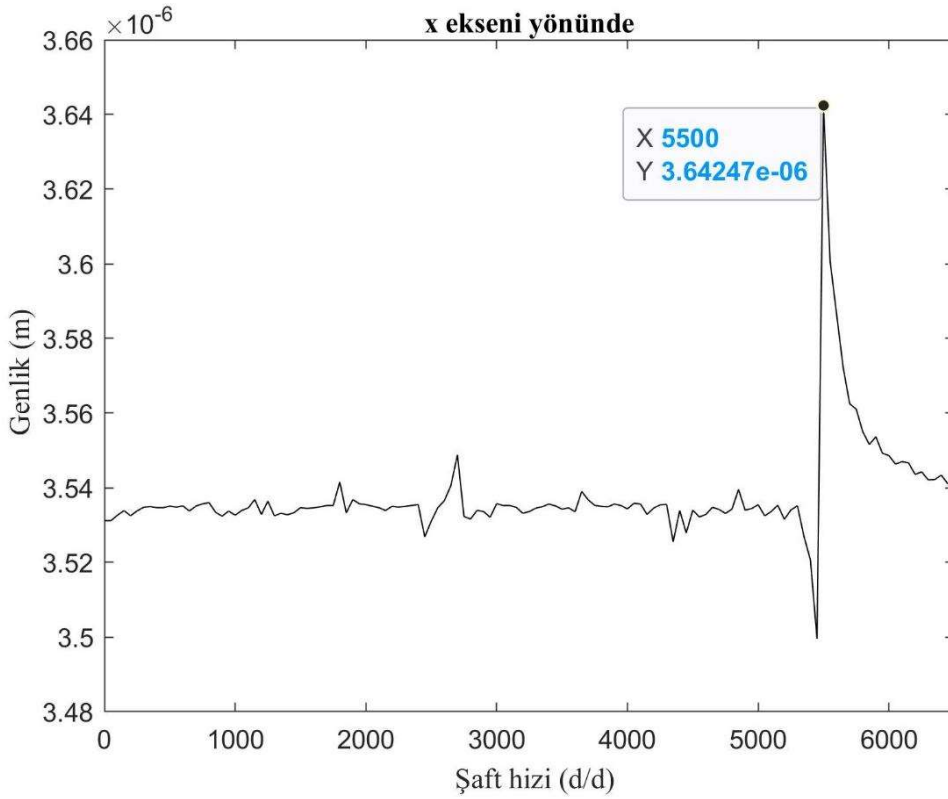
Şekil 6.6-6.13'de sırasıyla 6804, 6205-PA, 6205-B180 ve 6203 rulmanlarına ait 24 °C ve 83 °C de görülen doğal frekanslar ve bunlara karşılık gelen şaft hızları görülmektedir. Şekil 6.6-6.13 incelendiğinde rezonans bölgesinin sıcaklık artışı ile daha düşük devirlerde meydana geldiği gözlemlenmektedir. Şekil 6.3' de verilen grafikte 6804, 6205-B180, 6205-PA, 6804 olarak 4 farklı rulman tipi kullanılarak 3. bölümün 4. kısmın'da verilen hareket denklemleri ile çözümlenen şaft-rulman sisteminin sıcaklıkla değişen doğal frekans sonuçları verilmektedir. Şekil 6.3'de verilen grafikte de açıkça görüldüğü gibi sıcaklık polimer hibrit rulmanların dinamik karakteristiğini etkilemektedir. Sıcaklık artışı ile rulmanın katılığı azalmakta ve dolayısıyla sistemin doğal frekansında azalma olmaktadır. Sistemin doğal frekansını belirlemek için sistem sadece başlangıç koşulları verilerek şaftın dönmediği durumda (şaft hızı sıfır alınarak) çözdürülmüştür. Sıcaklık artışı yatak katılığının düşmesine, dolayısıyla sistemin doğal frekansının düşmesine neden olduğundan rezonansın düşük devirlerde ortaya çıkmasına neden olmaktadır.



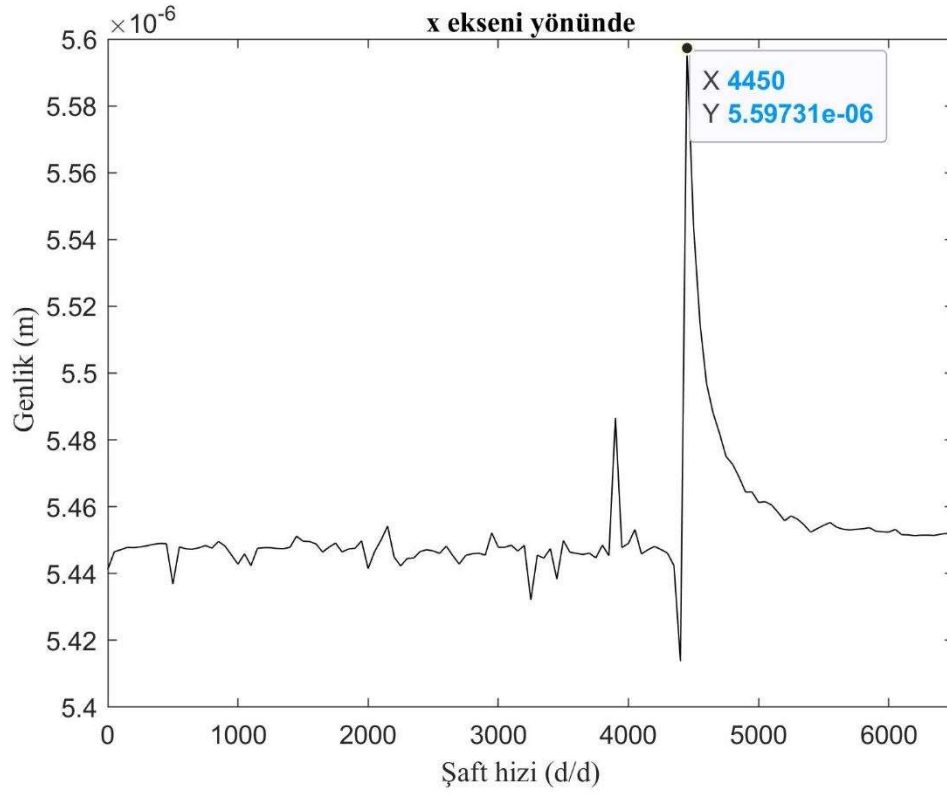
Şekil 6.6. 6804 rulmanı 24 °C de x ekseni yönündeki titreşim spektrumu



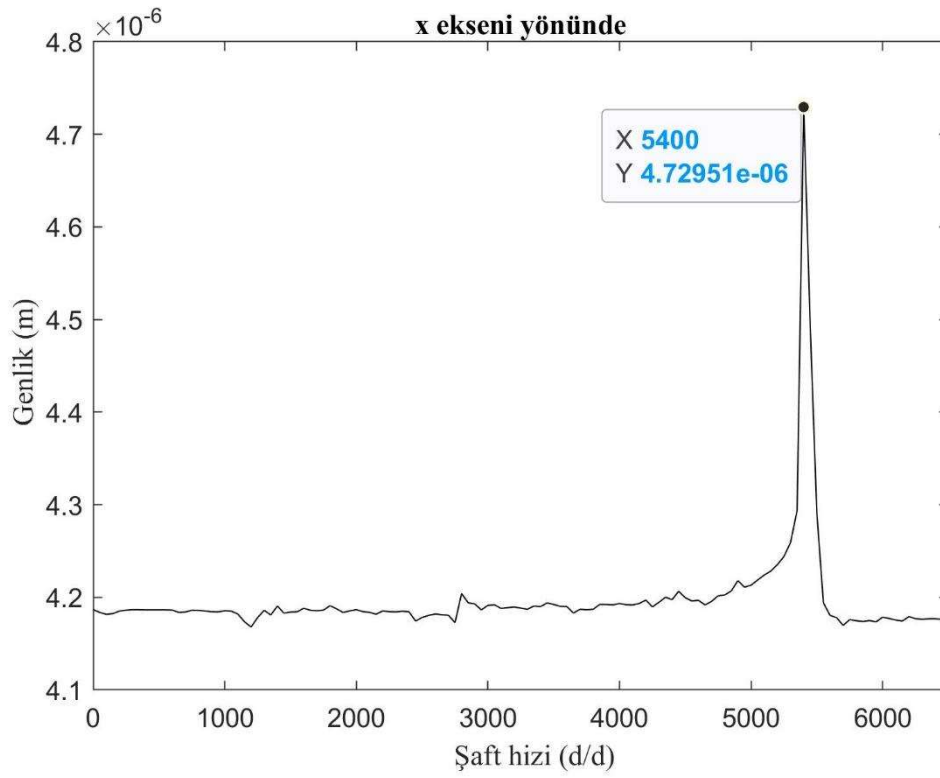
Şekil 6.7. 6804 rulmanı 83 °C de x eksenî yönündeki titreşim spektrumu



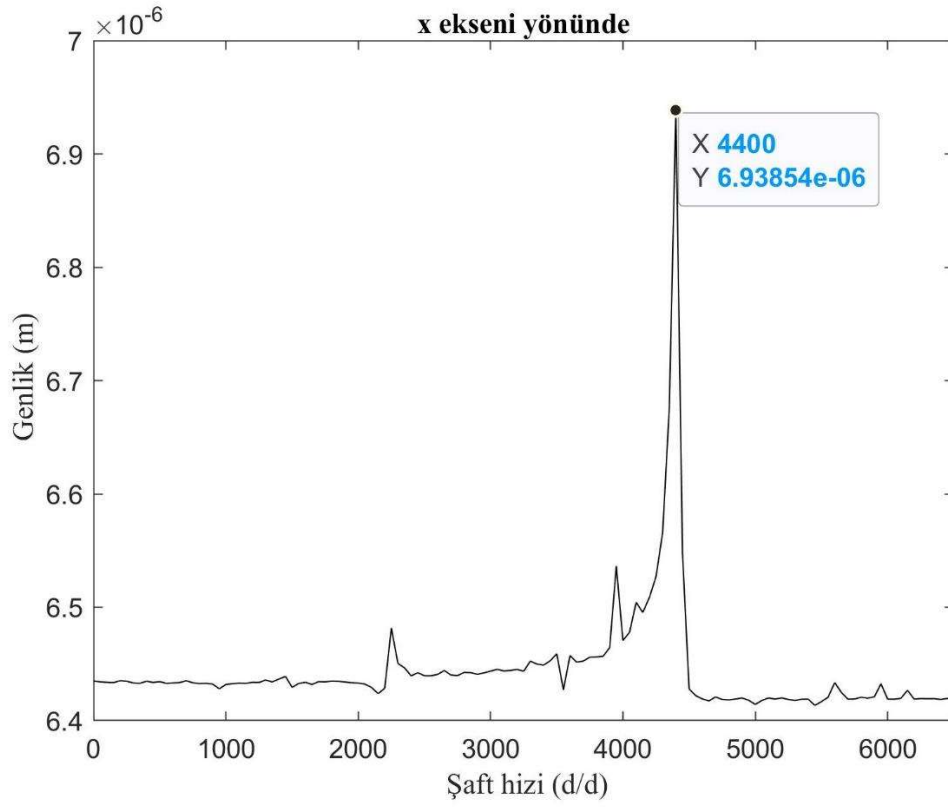
Şekil 6.8. 6205-B180 rulmanı 24 °C de x eksenî yönündeki titreşim spektrumu



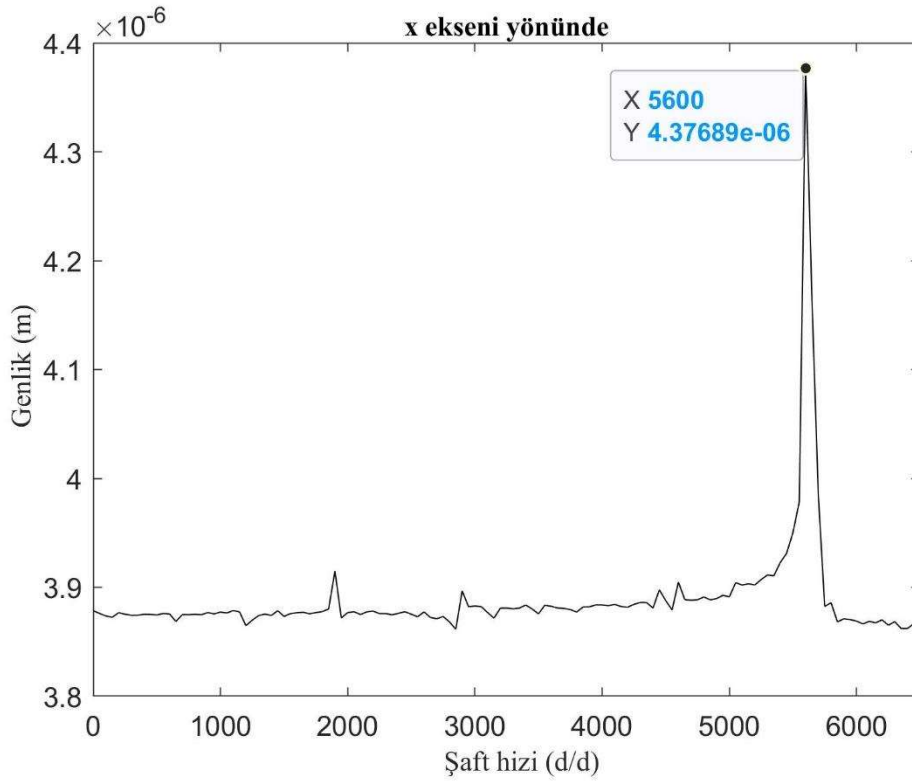
Şekil 6.9. 6205-B180 rulmanı 83 °C de x eksenı yönündeki titreşim spektrumu



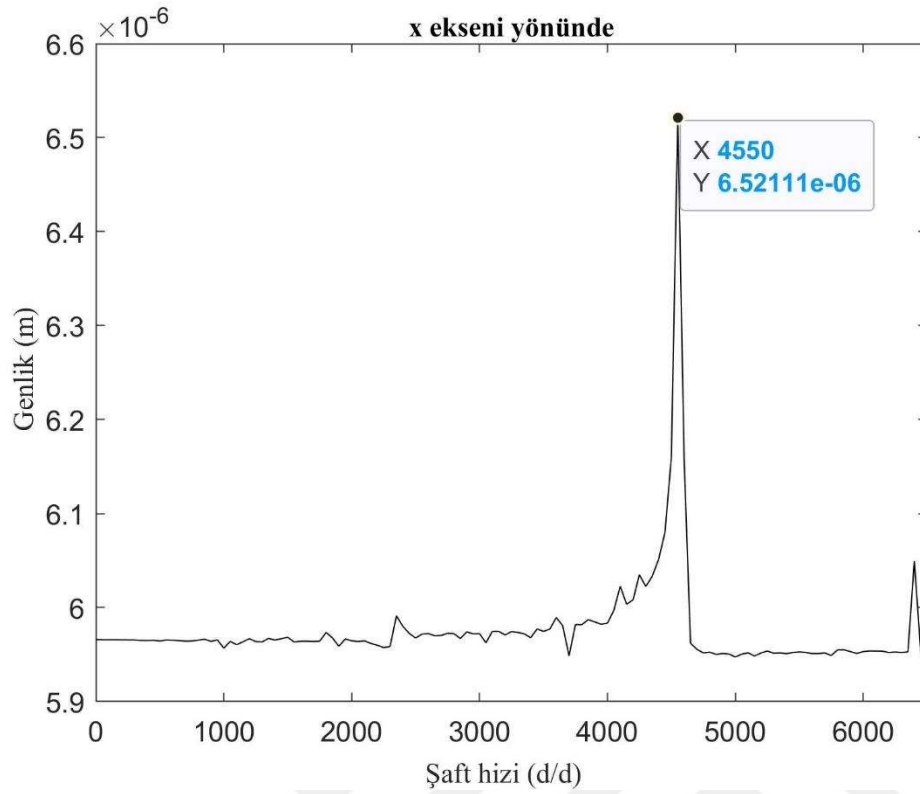
Şekil 6.10. 6203 rulmanı 24 °C de x eksenı yönündeki titreşim spektrumu



Şekil 6.11. 6203 rulmanı 83 °C de x eksenî yönündeki titreşim spektrumu

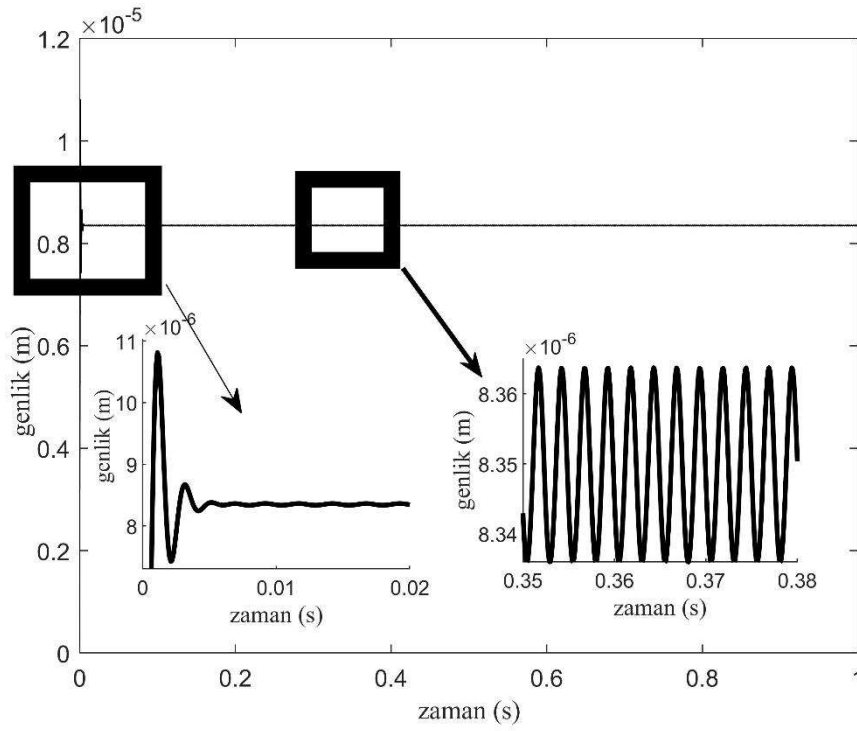


Şekil 6.12. 6205-Pa rulmanı 24 °C de x eksenî yönündeki titreşim spektrumu

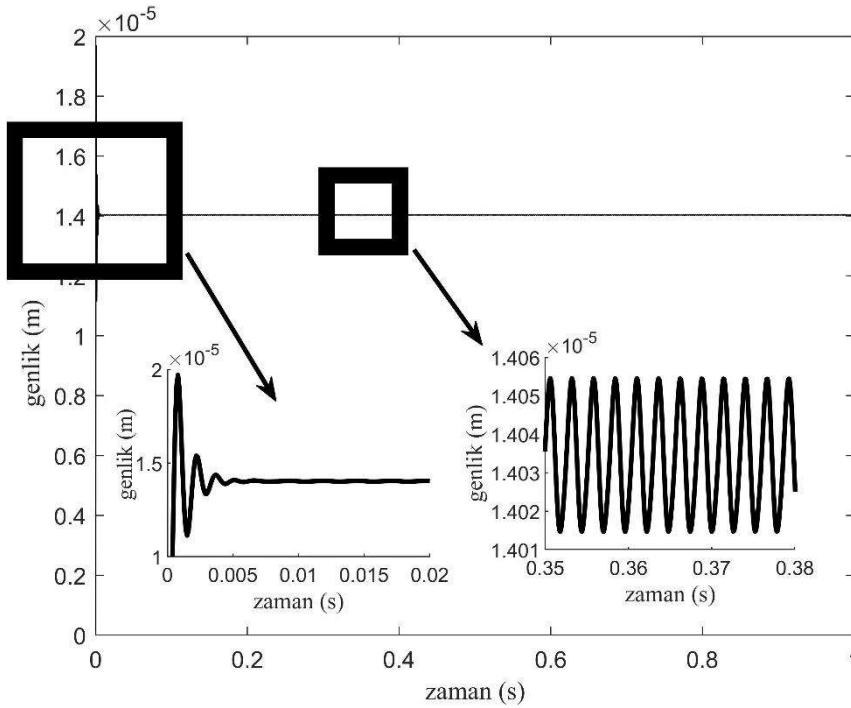


Şekil 6.13. 6205-Pa rulmanı 83 °C de x eksenı yönündeki titreşim spektrumu

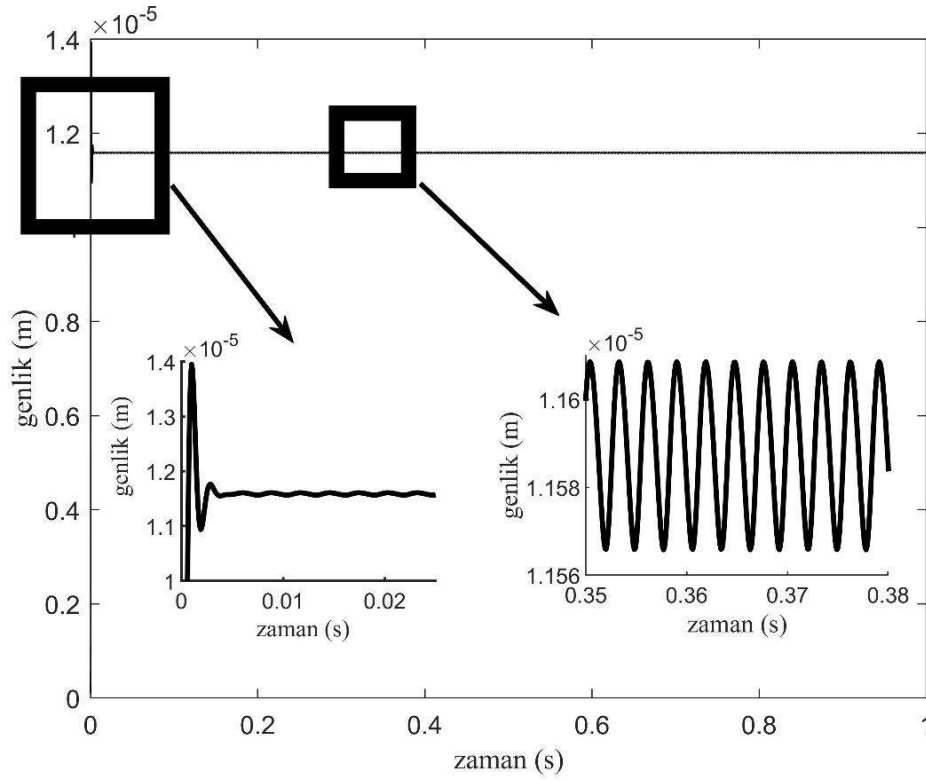
Sıcaklık artışı polimer malzemenin yumuşamasına neden olduğundan şaft-rulman sisteminin salınımlı hareketini de etkilemektedir. Şekil 6.14-6.17'de sırasıyla 6804, 6205-B180, 6203 ve 6205-PA rulmanına ait 24°C de zaman-genlik grafiği görülmektedir.



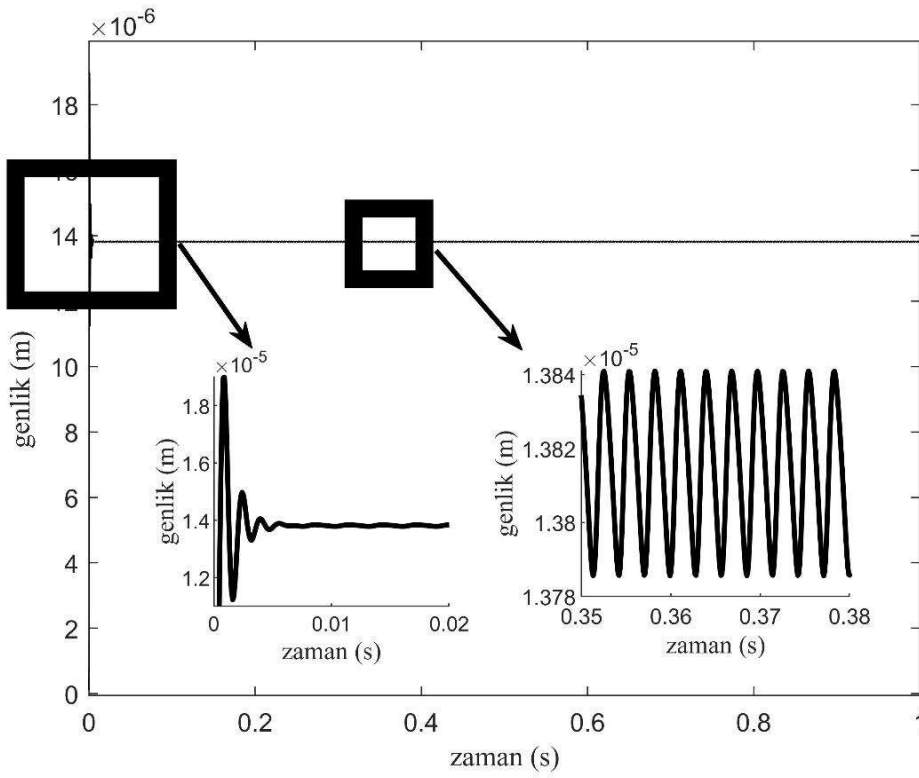
Şekil 6.14. 6804 rulmanına ait 24 °C de genlik- zaman grafiği



Şekil 6.15. 6205-B180 rulmanına ait 24 °C de genlik- zaman grafiği

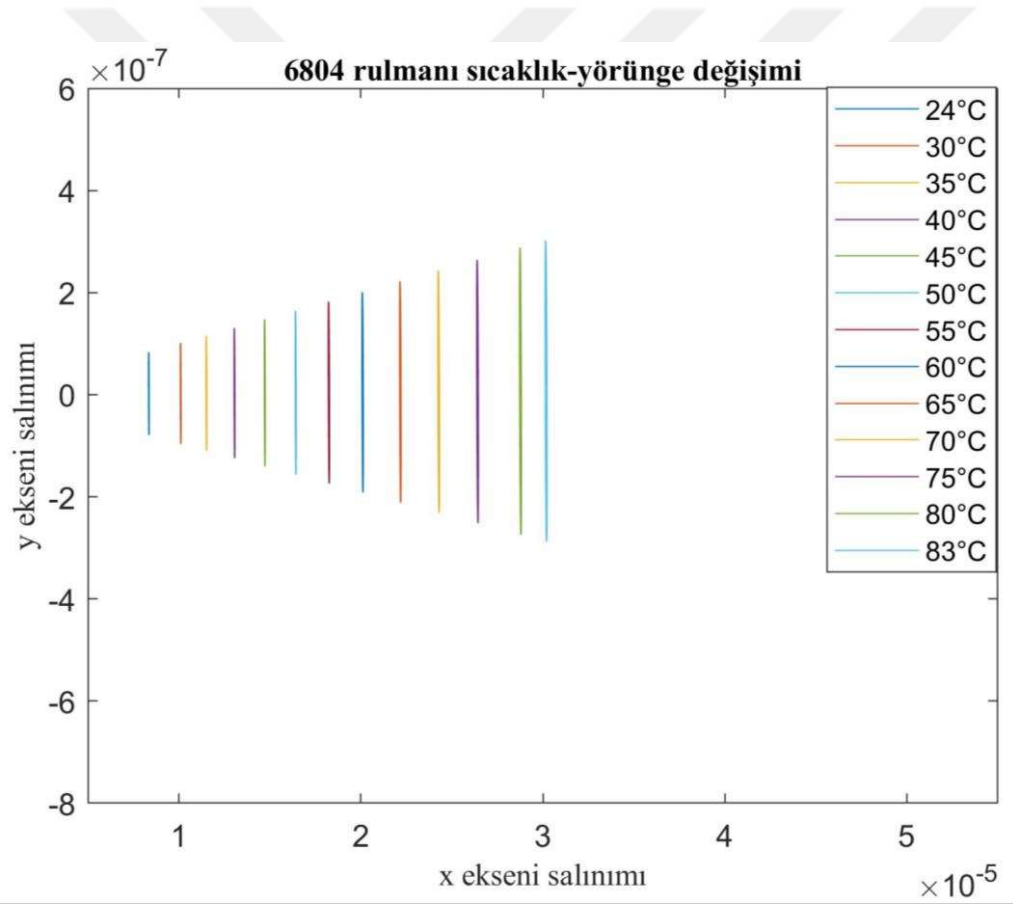


Şekil 6.16. 6203 rulmanına ait 24 °C de genlik- zaman grafiği

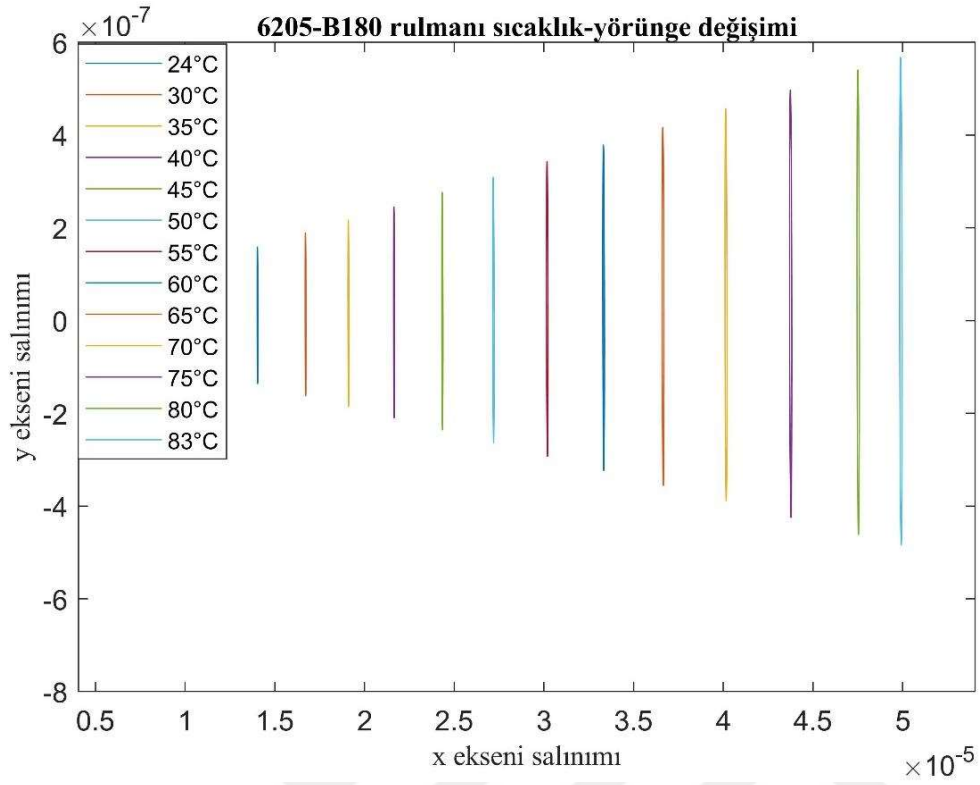


Şekil 6.17. 6205-Pa rulmanına ait 24 °C de genlik- zaman grafiği

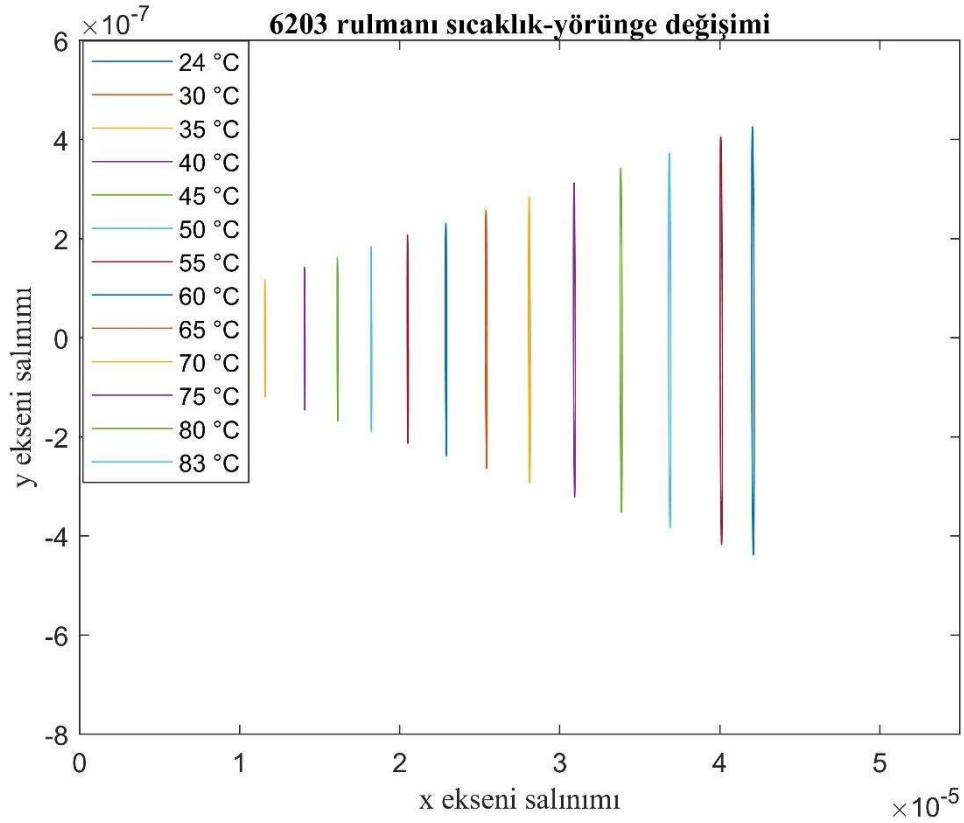
Şekil 6.14'de verilen grafik incelendiğinde sistem belirli bir zaman sonra dengeye gelmektedir. x eksen yönündeki salınım hareketinin genlik değeri yaklaşık $0,85 \cdot 10^{-5}$ m olarak görülmektedir. Şekil 6.15'de verilen grafik incelendiğinde x eksen yönündeki salınım hareketinin genlik değeri yaklaşık $1,4 \cdot 10^{-5}$ m olarak, Şekil 6.16'de verilen grafik incelendiğinde $1,16 \cdot 10^{-5}$ m, Şekil 6.17'da verilen grafikte ise x eksen yönündeki salınım hareketinin genlik değeri yaklaşık $1,38 \cdot 10^{-5}$ m olarak görülmektedir. Sıcaklık artışı polimer malzemenin elastisite modülünün düşmesine yani malzemenin yumuşamasına neden olduğundan salınım genlik değerleri artış göstermektedir. Şekil 6.18-6.21 sırasıyla 6804, 6205-B180, 6205-PA, 6203 rulmanlarının sıcaklıkla değişen yörünge hareketlerini göstermektedir.



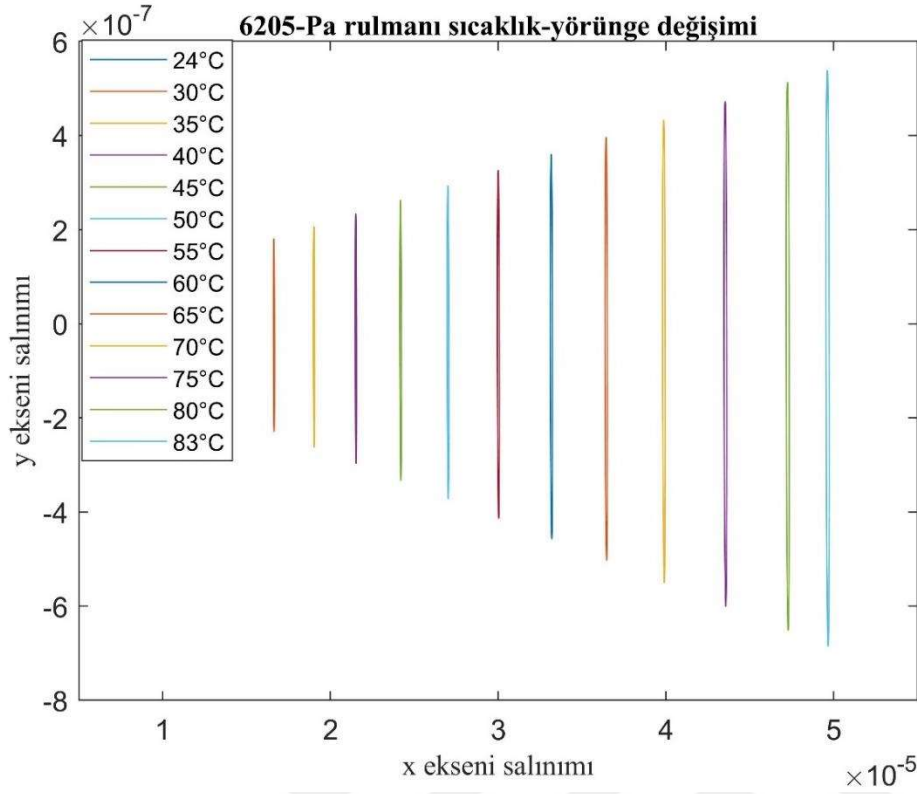
Şekil 6.18. 6804 rulmanına ait sıcaklık-yörünge değişim grafiği



Şekil 6.19. 6205-B180 rulmanına ait sıcaklık-yörünge değişim grafiği

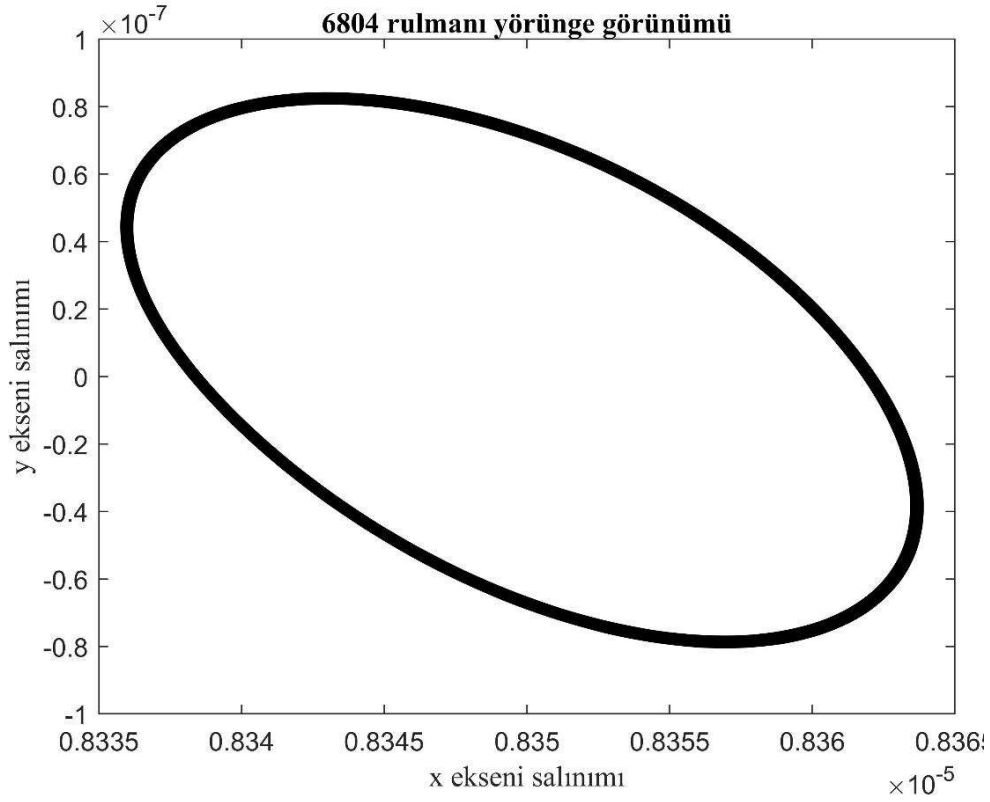


Şekil 6.20. 6203 rulmanına ait sıcaklık-yörünge değişim grafiği

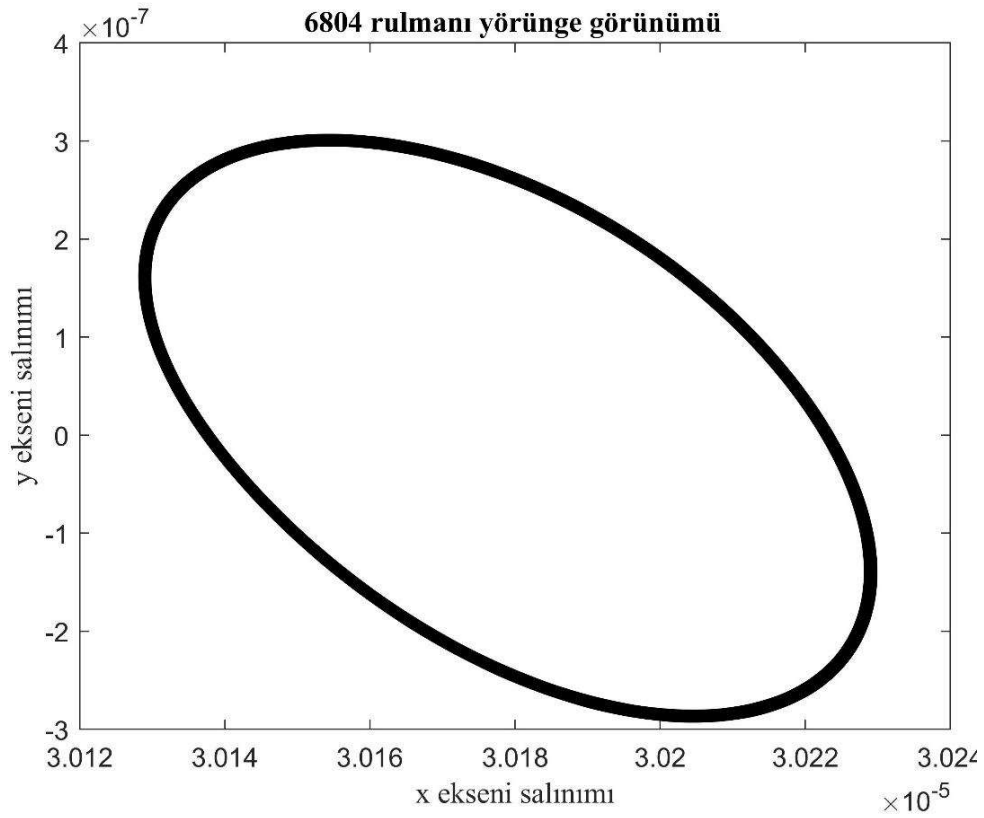


Şekil 6.21. 6205-Pa rulmanına ait sıcaklık-yörünge değişim grafiği

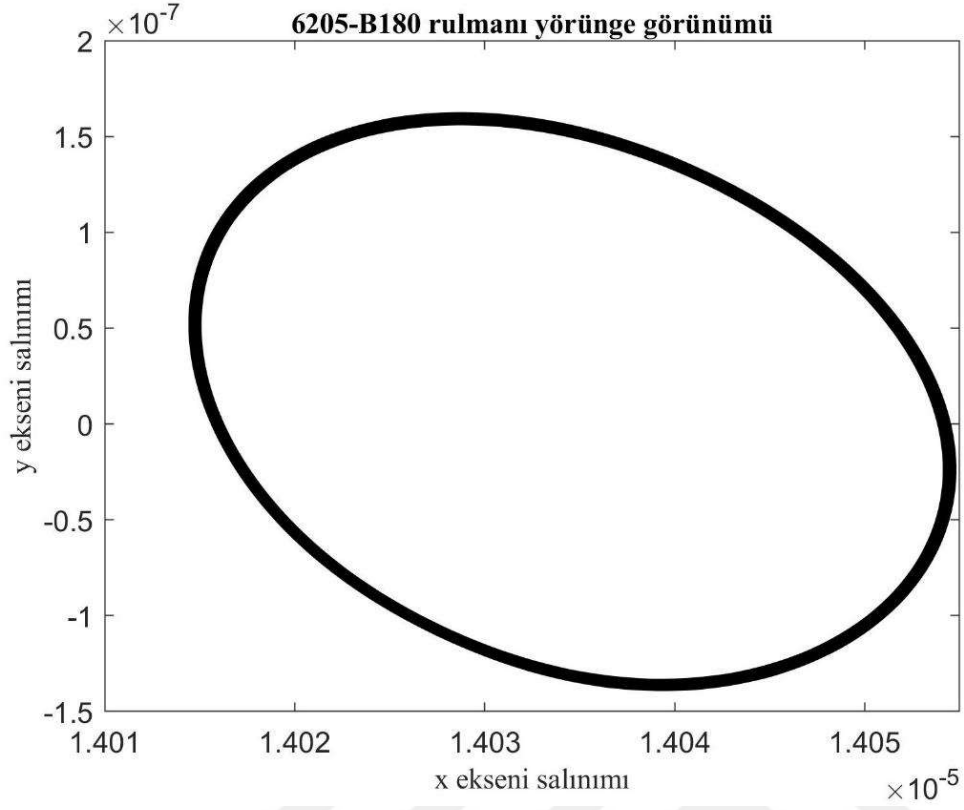
Grafiklerden de görüldüğü üzere sıcaklık artışı ile birlikte yumuşayan polimer iç ve dış bilezik nedeniyle sistemin x ve y yönündeki salınımları artış göstermektedir. Şekil 6.18-6.21’de şaftın x ve y ekseninde yaptığı yörünge (orbit) grafiği verilmiş olmasına karşın x eksen yönündeki salınım genlikleri daha büyük olduğu için grafiklerdeki yörüngeler çizgi gibi görünmektedir. Şekil 6.22-6.29’da dört farklı rulmanın 24 °C ve 83 °C de yörünge grafiği daha farklı bir eksen takımında verilmiştir.



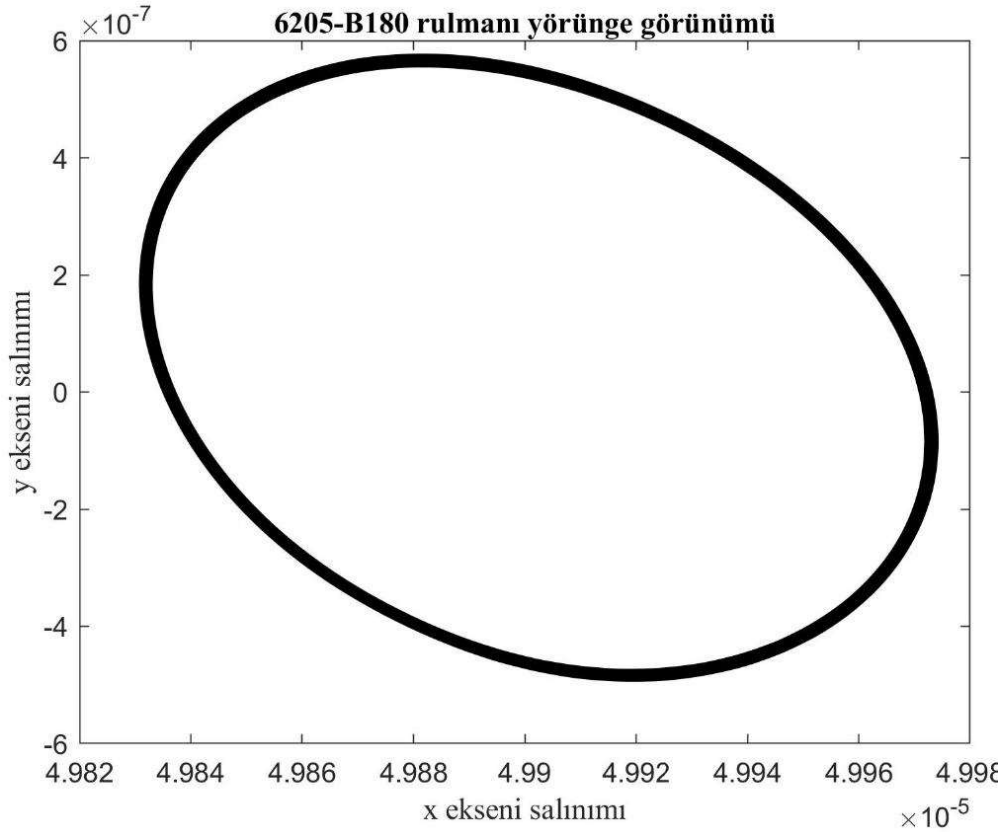
Şekil 6.22. 24°C de 6804 rulmanına ait yörünge grafiği



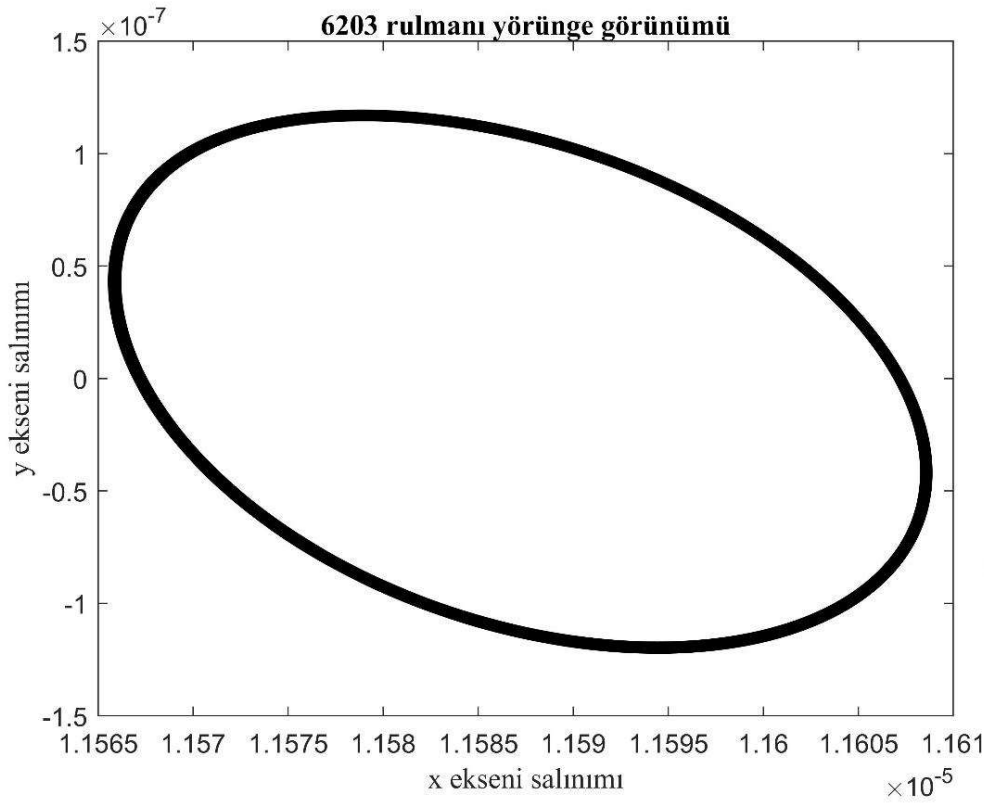
Şekil 6.23. 83°C de 6804 rulmanına ait yörünge grafiği



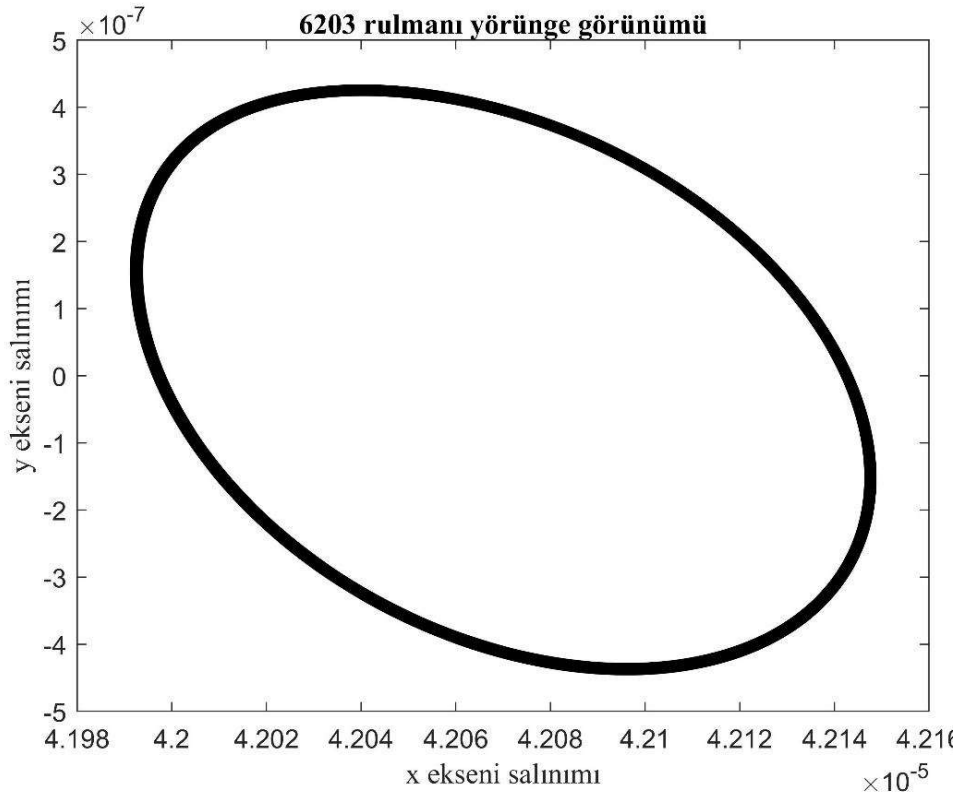
Şekil 6.24. 24°C de 6205-B180 rulmanına ait yörünge grafiği



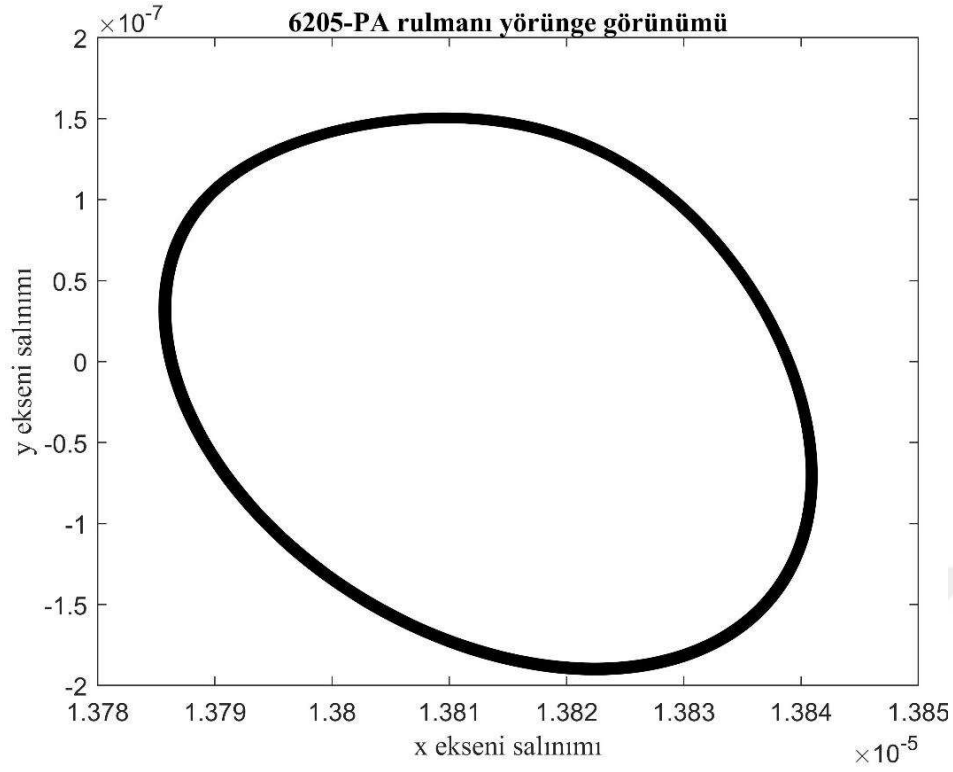
Şekil 6.25. 83°C de 6205-B180 rulmanına ait yörünge grafiği



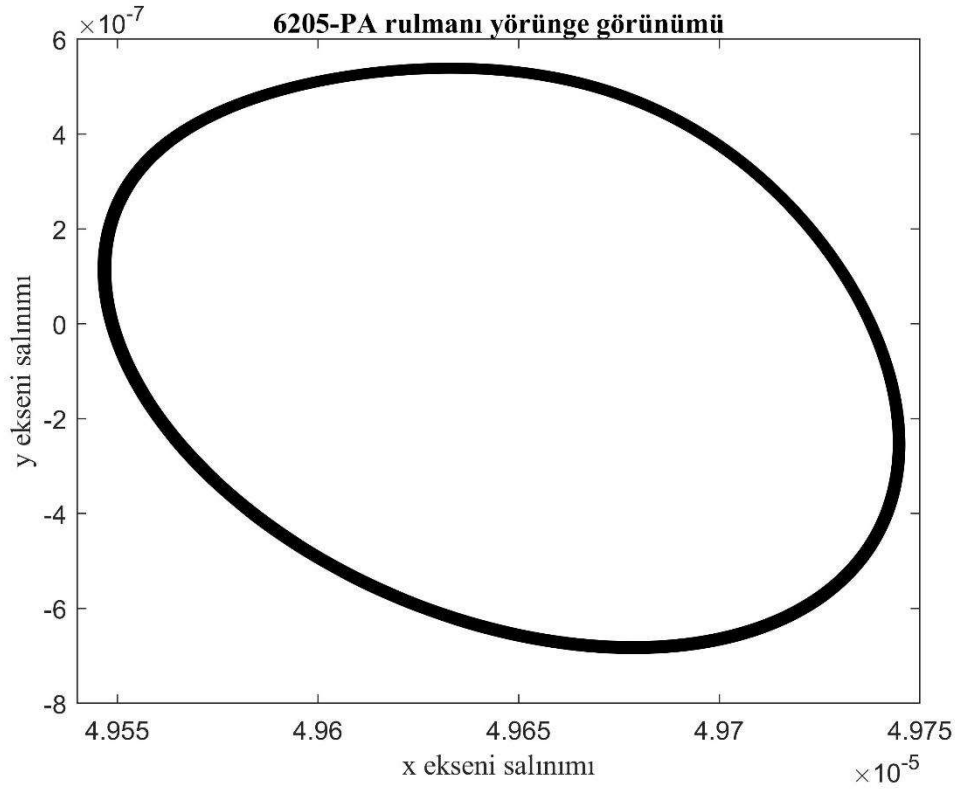
Şekil 6.26. 24°C de 6203 rulmanına ait yörünge grafiği



Şekil 6.27. 83°C de 6203 rulmanına ait yörünge grafiği

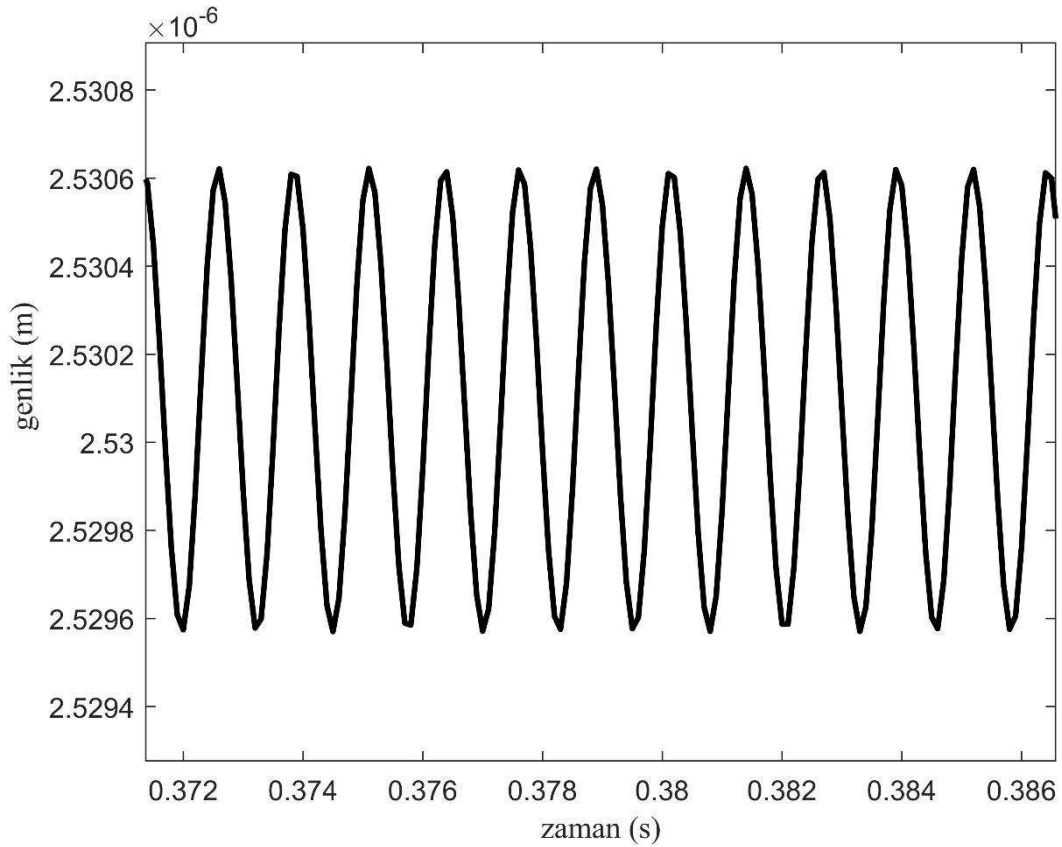


Şekil 6.28. 24°C de 6205-PA rulmanına ait yörünge grafiği

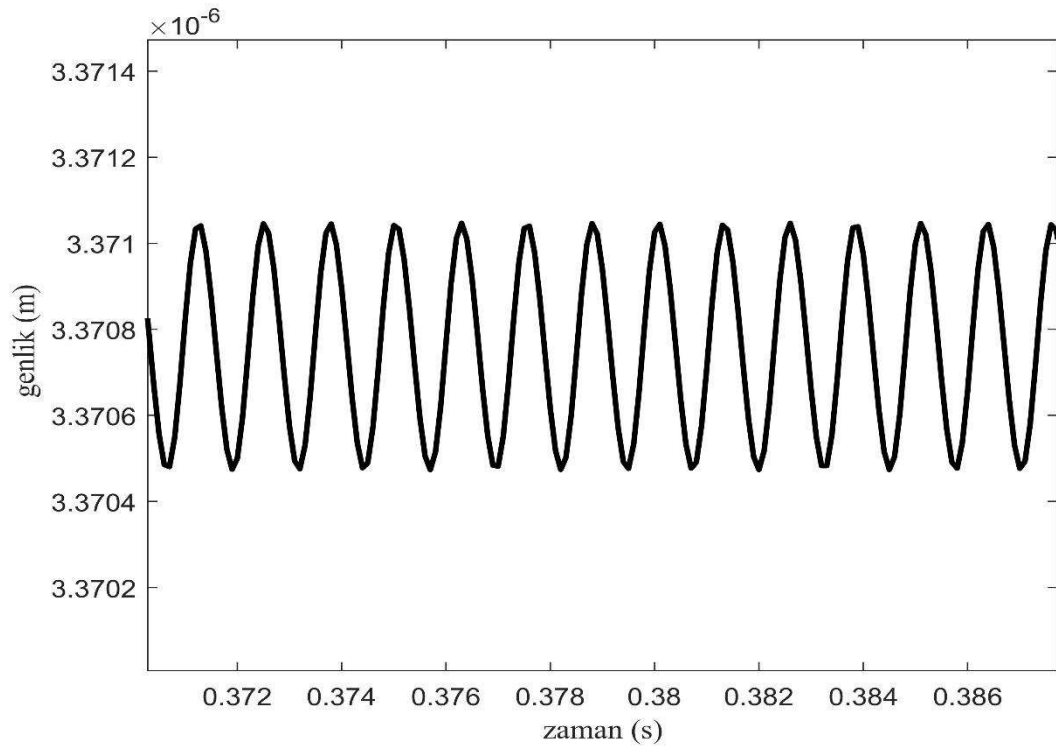


Şekil 6.29. 83°C de 6205-PA rulmanına ait yörünge grafiği

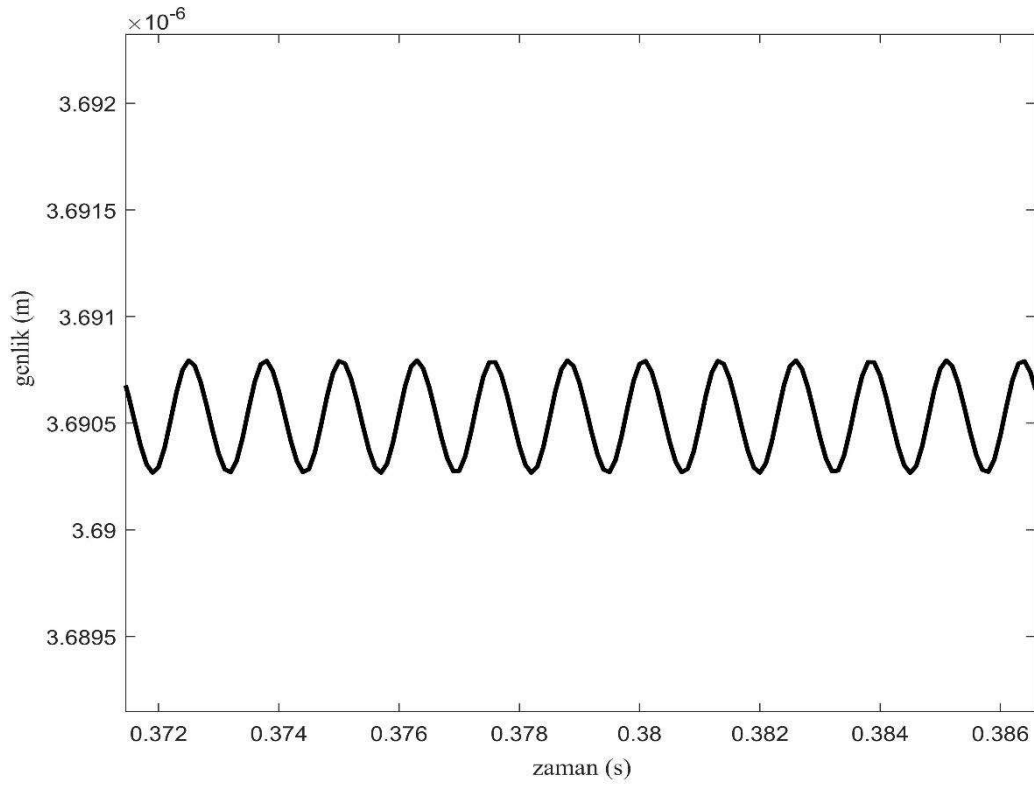
Görüldüğü gibi x eksen yönünde salınımların hem genliği hem de genliklerin sıcaklıkla artışı daha fazladır. Bunun sebebi modellenen sistemde ağırlığın pozitif x eksen yönünde etki ediyor olmasındandır. y eksen yönünde ağırlığın bir etkisi olmadığı için pozitif ve negatif yöndeki kuvvetler neredeyse denge halindedir ve genlikler düşük oluşmaktadır. Şekil 6.30-33’de sırasıyla 25°C, 60°C, 75°C ve 80°C sıcaklıklardaki 6804 rulmanı için shaft-rulman sisteminin titreşimleri verilmiştir.



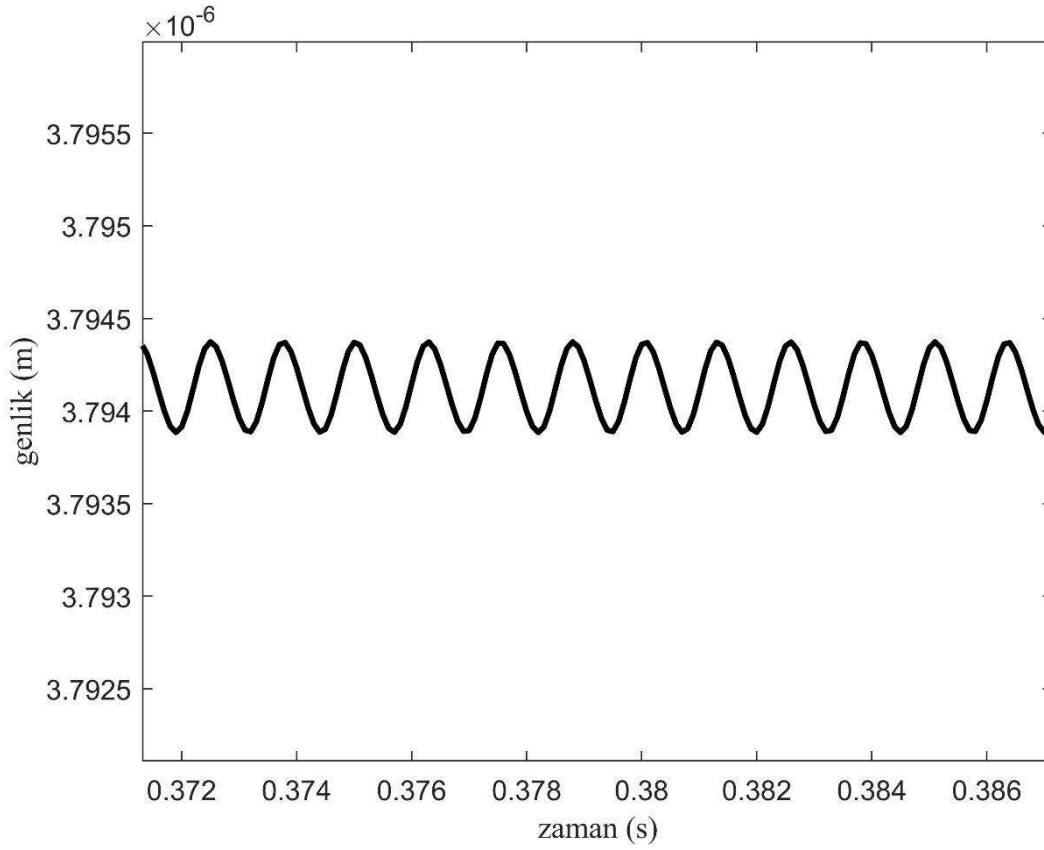
Şekil 6.30. 6804 rulmanının 25 °C deki sönüm oranı-titreşim genliği arasındaki ilişki grafiği



Şekil 6.31. 6804 rulmanının 60°C deki sönüm oranı-titreşim genliği arasındaki ilişki grafiği

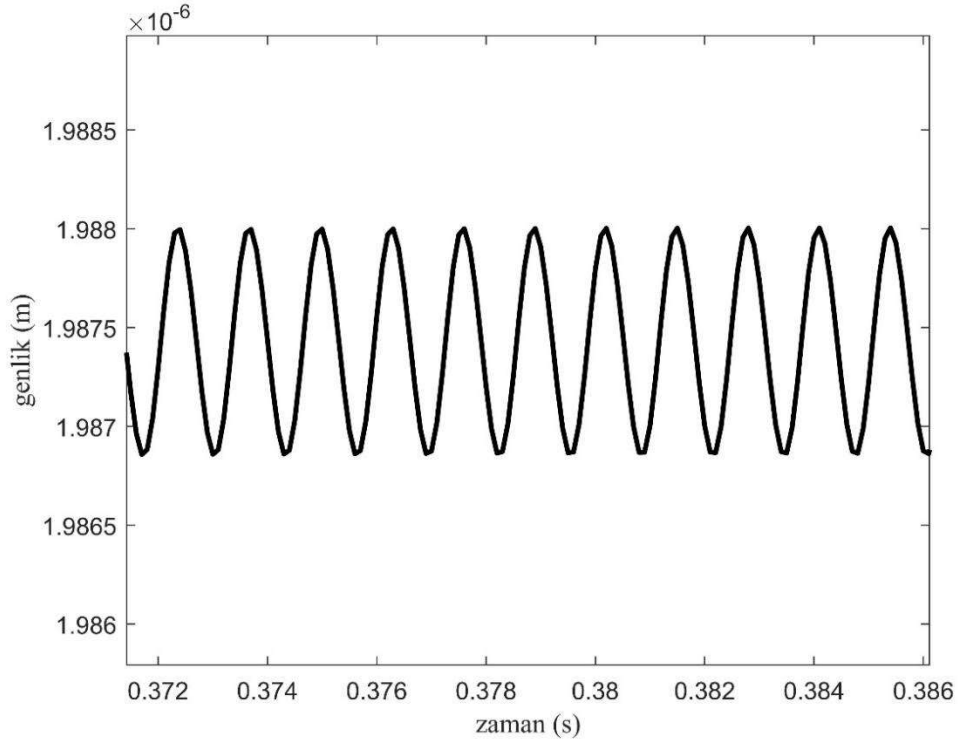


Şekil 6.32. 6804 rulmanının 75°C deki sönüm oranı-titreşim genliği arasındaki ilişki grafiği

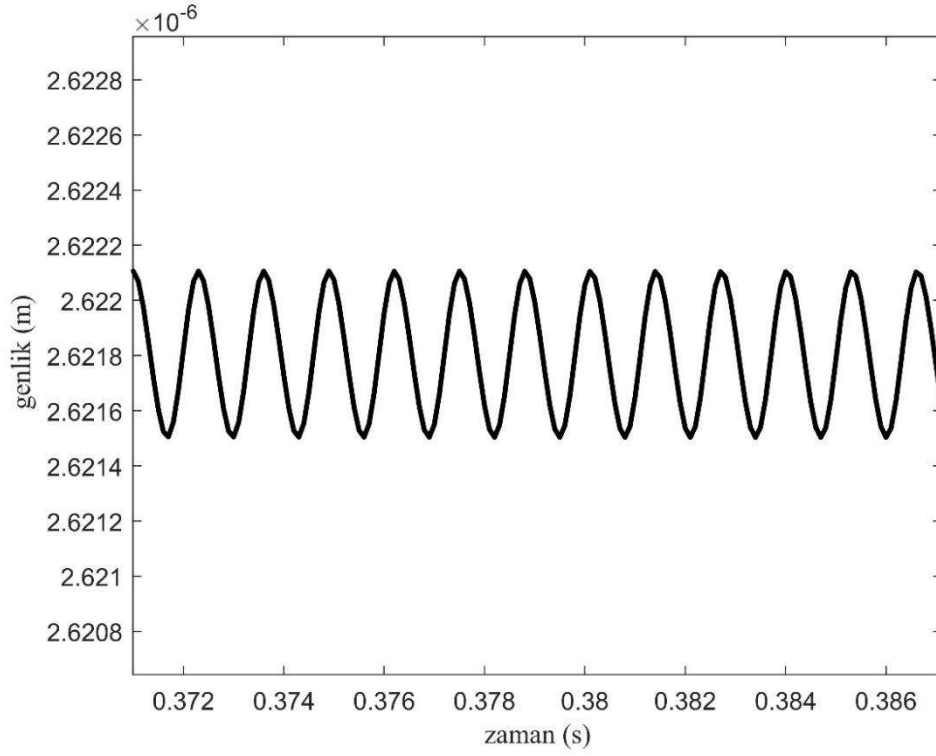


Şekil 6.33. 6804 rulmanının 80°C deki sönüm oranı-titreşim genliği arasındaki ilişki grafiği

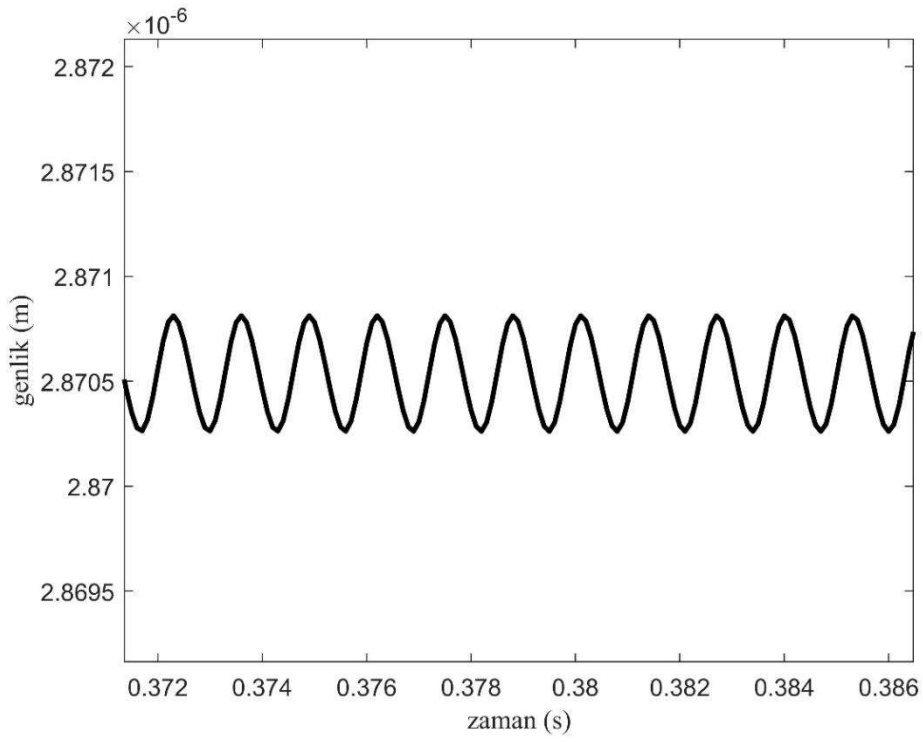
Grafiklerden görüldüğü üzere polimer hibrit rulmanlarda sıcaklık artışının neden olduğu sönüm oranının değişiminin titreşim karakteristiğine etkisi açıkça görülebilmektedir. Düşük sıcaklıklarda sönüm oranı daha düşük olduğu için titreşim genliklerinin daha büyük olduğu grafiklerden anlaşılabilmektedir. Bu durum 6203, 6205-PA ve 6205-B180 polimer hibrit rulmanları için de incelenmiştir. Şekil 6.34-6.37’de sırasıyla 6205-B180 rulmanına ait 25°C, 60°C, 75°C ve 80°C ‘deki genlik-zaman grafikleri, Şekil 6.38-6.41’de sırasıyla 6203 rulmanına ait 25°C, 60°C, 75°C ve 80°C ‘deki genlik-zaman grafikleri, Şekil 6.42-6.45’de sırasıyla 6205-PA rulmanına ait 25°C, 60°C, 75°C ve 80°C ‘deki genlik-zaman grafikleri görülmektedir.



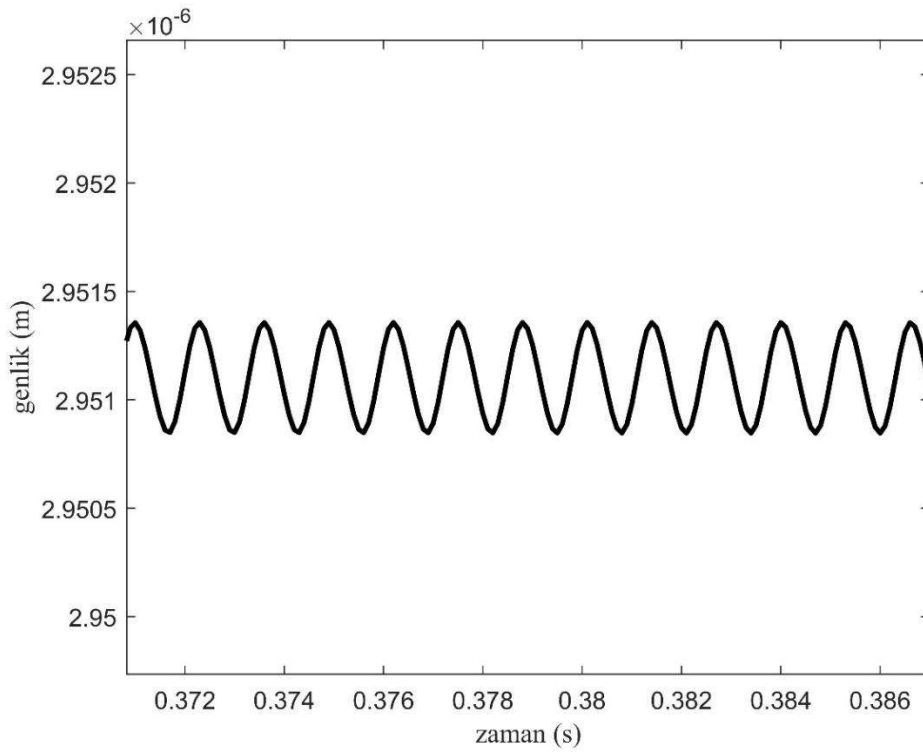
Şekil 6.34. 6205-B180 rulmanının 25 °C deki sönüm oranı-titreşim genliği arasındaki ilişki grafiği



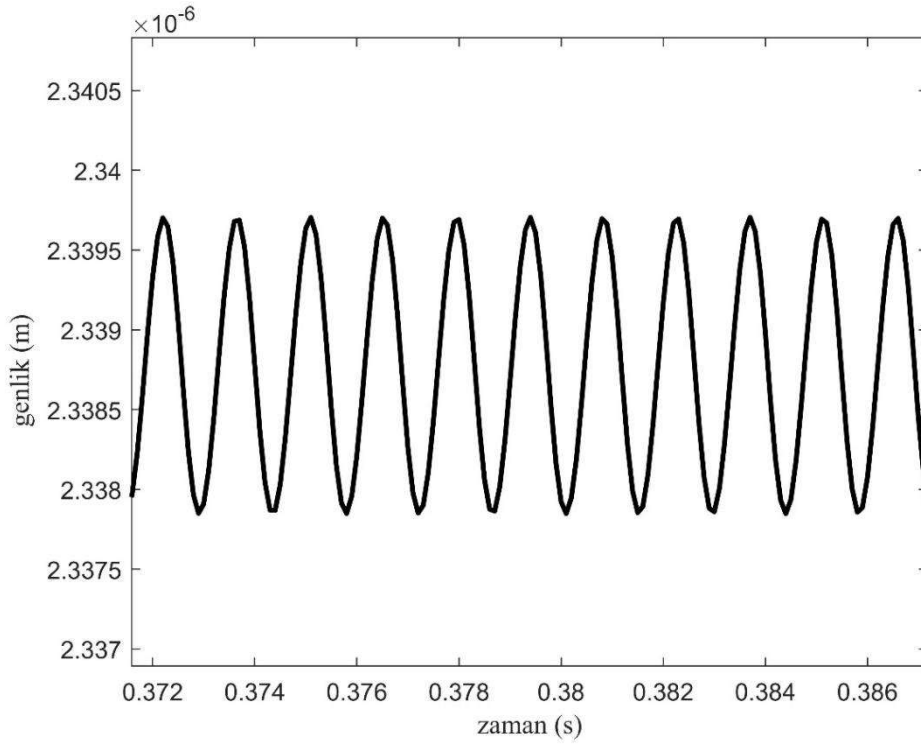
Şekil 6.35. 6205-B180 rulmanının 60°C deki sönüm oranı-titreşim genliği arasındaki ilişki grafiği



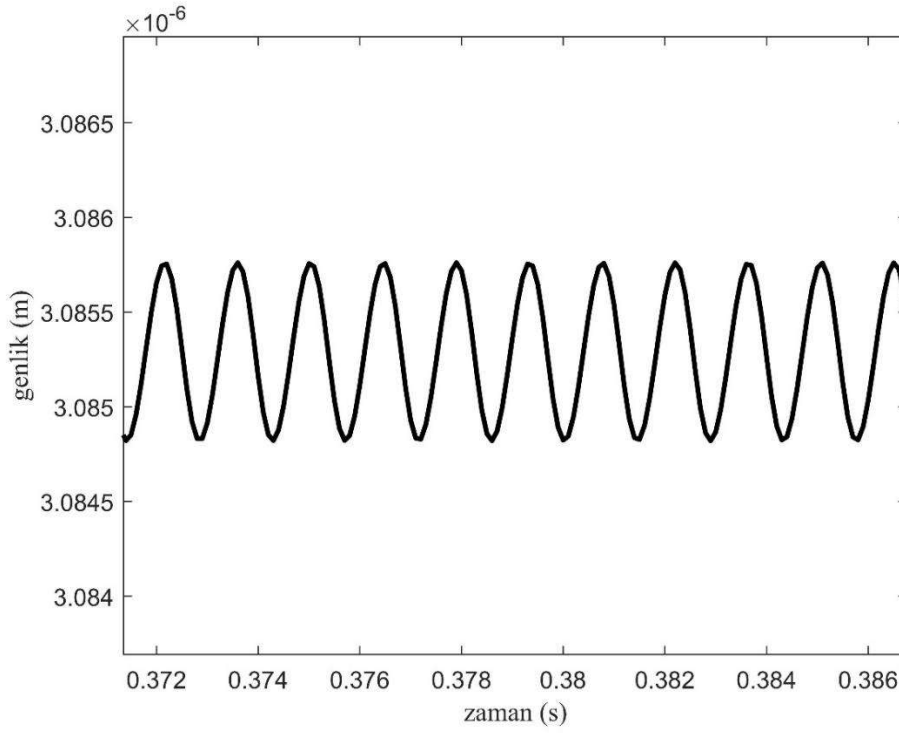
Şekil 6.36. 6205-B180 rulmanının 75 °C deki sönüm oranı-titreşim genliği arasındaki ilişki grafiği



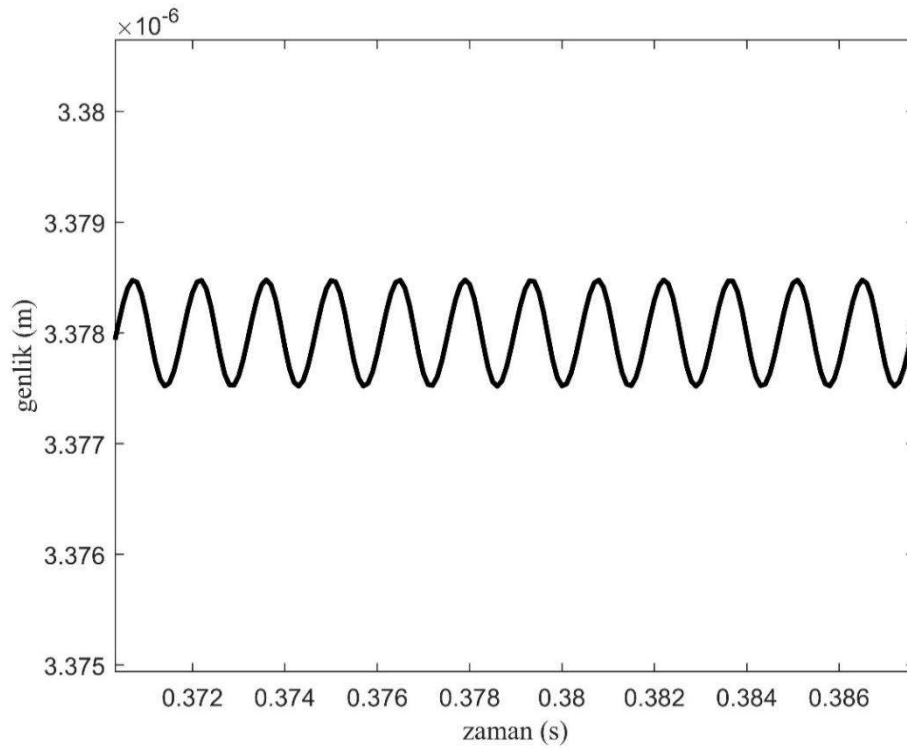
Şekil 6.37. 6205-B180 rulmanının 80 °C deki sönüm oranı-titreşim genliği arasındaki ilişki grafiği



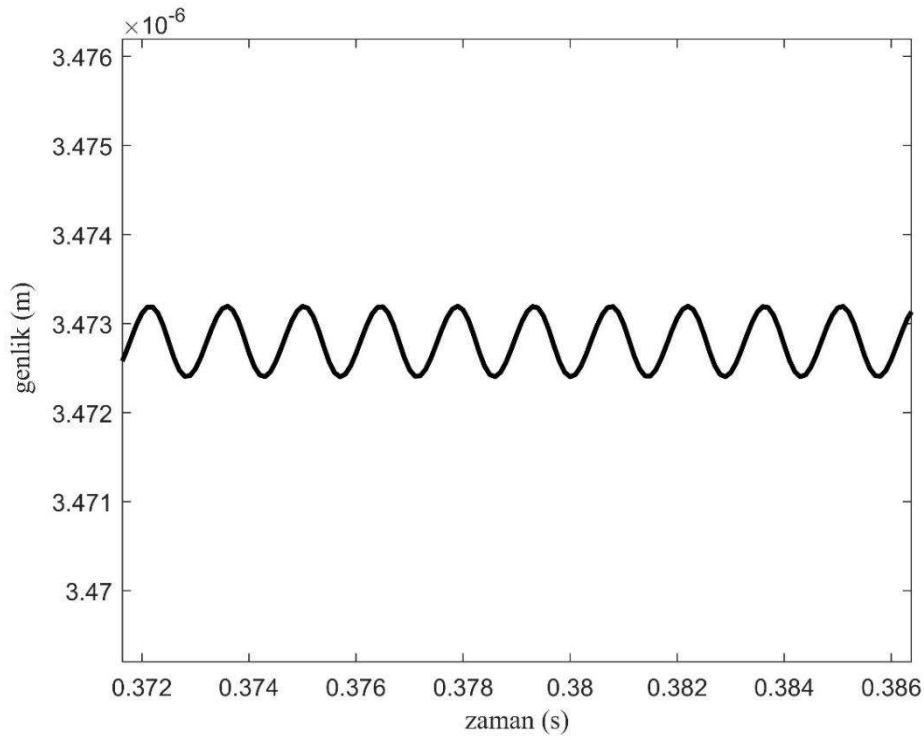
Şekil 6.38. 6203 rulmanının 25 °C deki sönüm oranı-titreşim genliği arasındaki ilişki grafiği



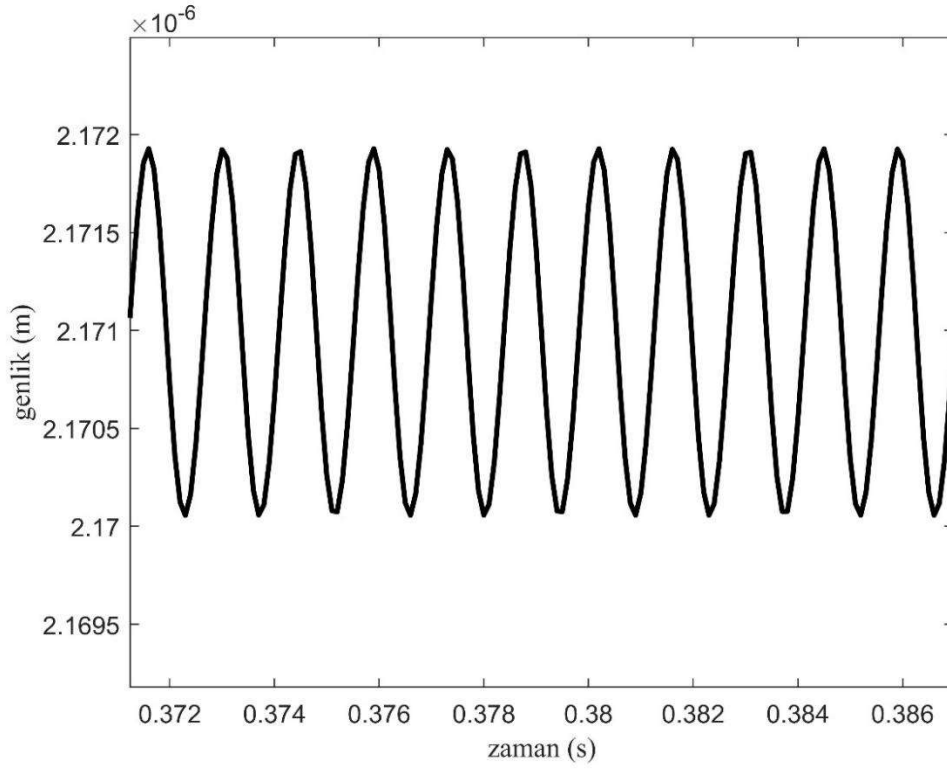
Şekil 6.39. 6203 rulmanının 60 °C deki sönüm oranı-titreşim genliği arasındaki ilişki grafiği



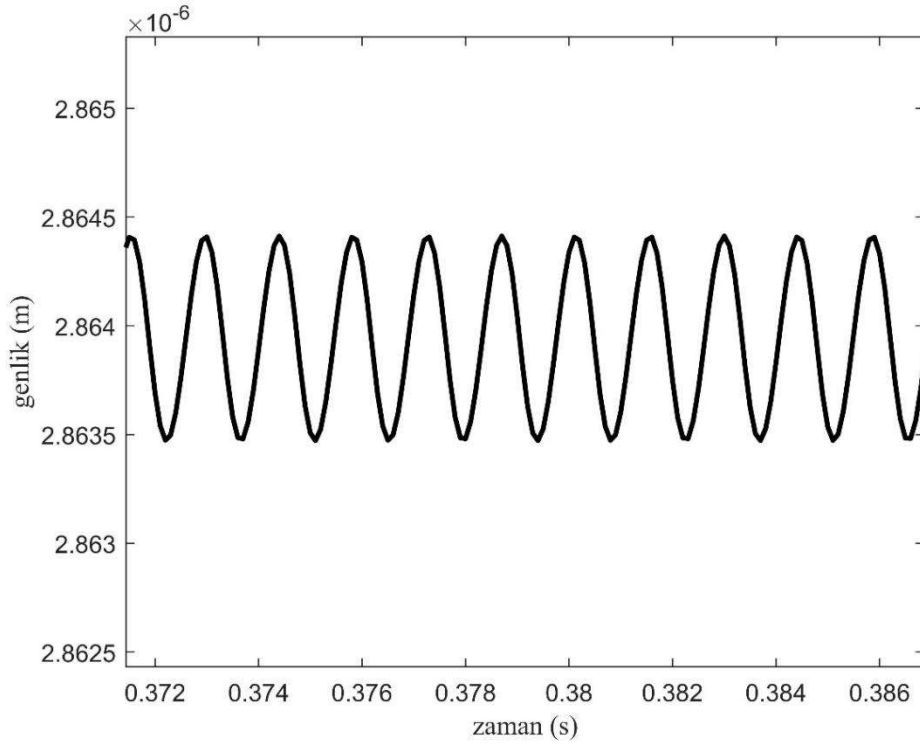
Şekil 6.40. 6203 rulmanının 75 °C deki sönüm oranı-titreşim genliği arasındaki ilişki grafiği



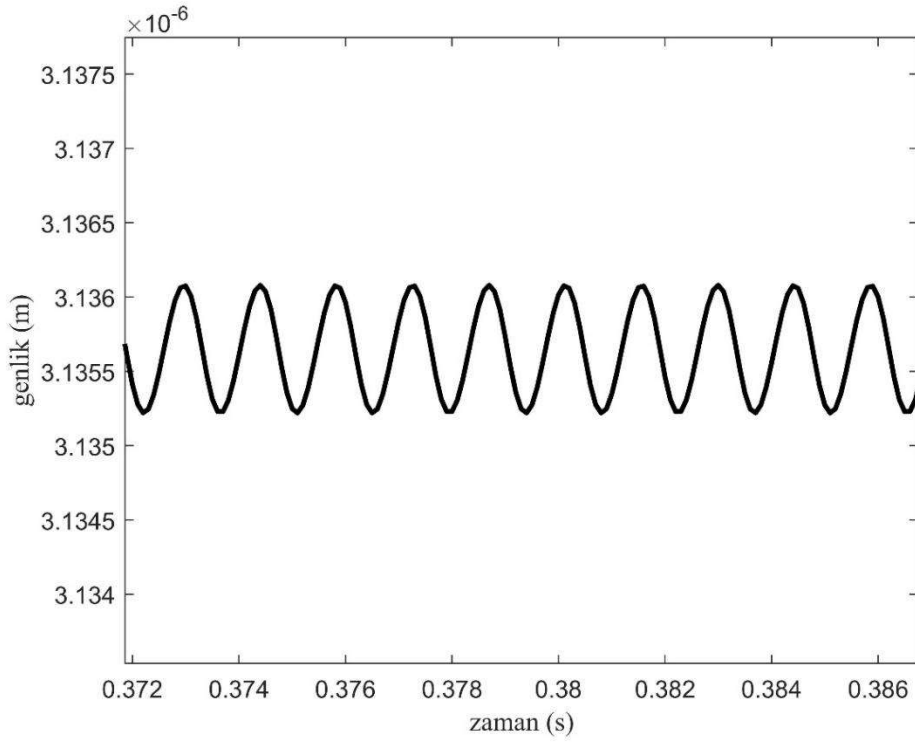
Şekil 6.41. 6203 rulmanının 80°C deki sönüm oranı-titreşim genliği arasındaki ilişki grafiği



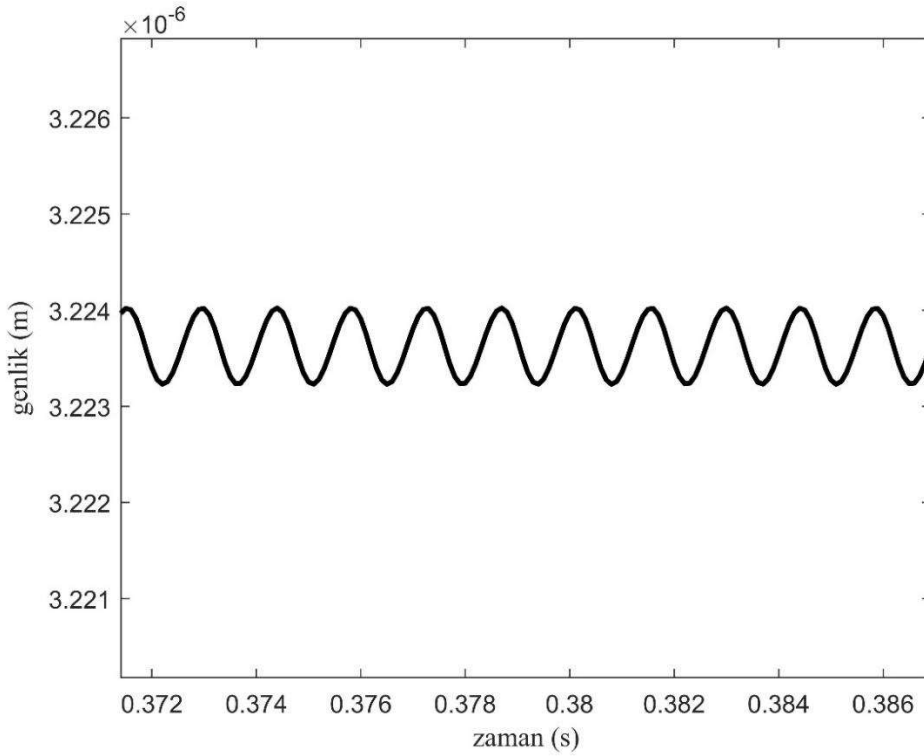
Şekil 6.42. 6205-PA rulmanının 25 °C deki sönüm oranı-titreşim genliği arasındaki ilişki grafiği



Şekil 6.43. 6205-PA rulmanının 60 °C deki sönüm oranı-titreşim genliği arasındaki ilişki grafiği

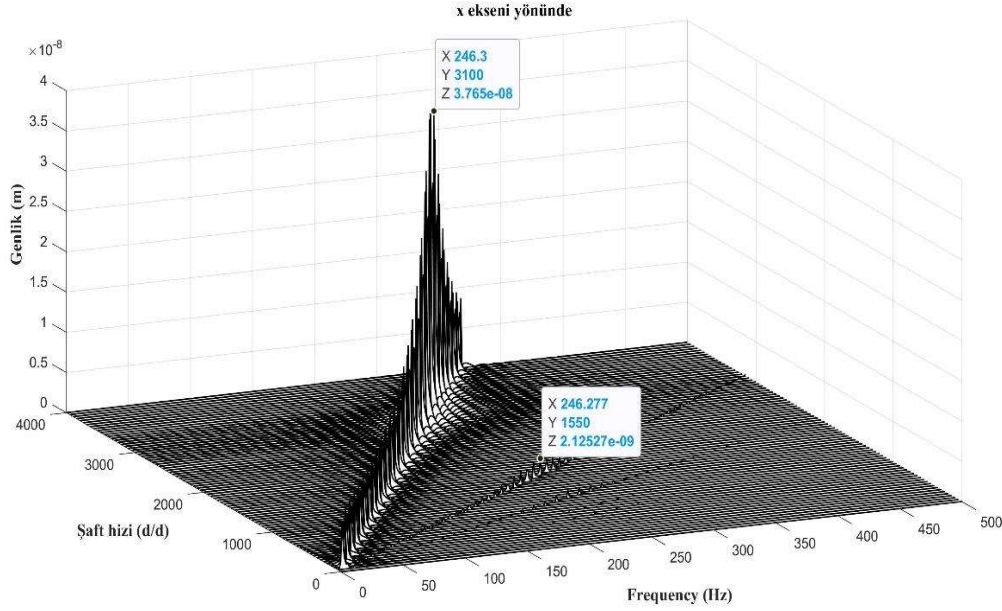


Şekil 6.44. 6205-PA rulmanının 75 °C deki sönüm oranı-titreşim genliği arasındaki ilişki grafiği

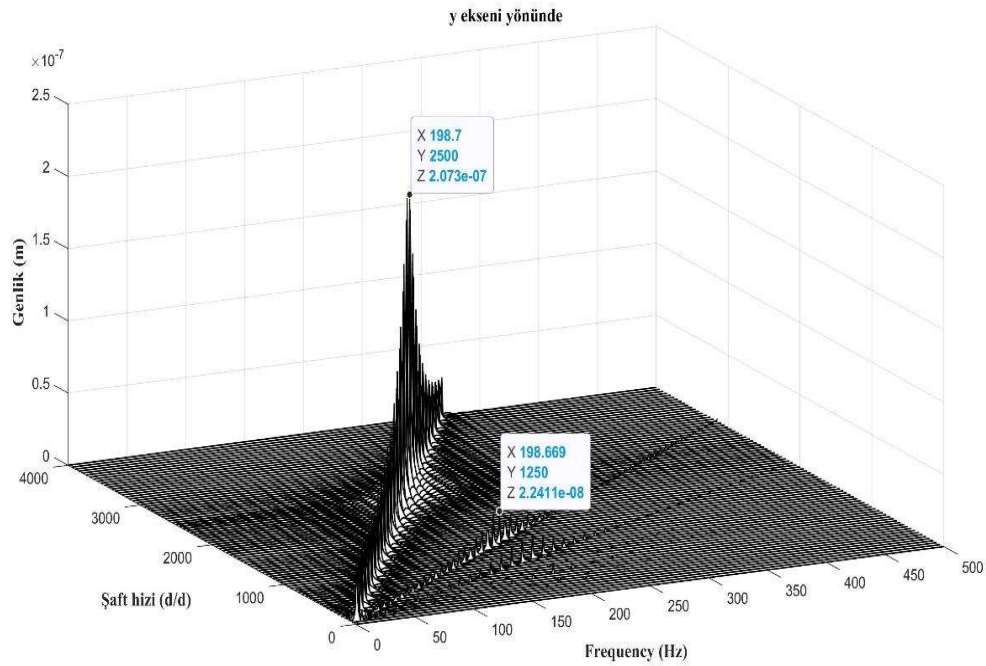


Şekil 6.45. 6205-PA rulmanının 80 °C deki sönüm oranı-titreşim genliği arasındaki ilişki grafiği

Polimer hibrit rulmanlarının elasto-plastik temasın 4 farklı bölgede dinamik karakteristiğini belirlenmek amacıyla elde edilen simülasyon sonuçları Şekil 6.46-6.77’de verilmektedir.

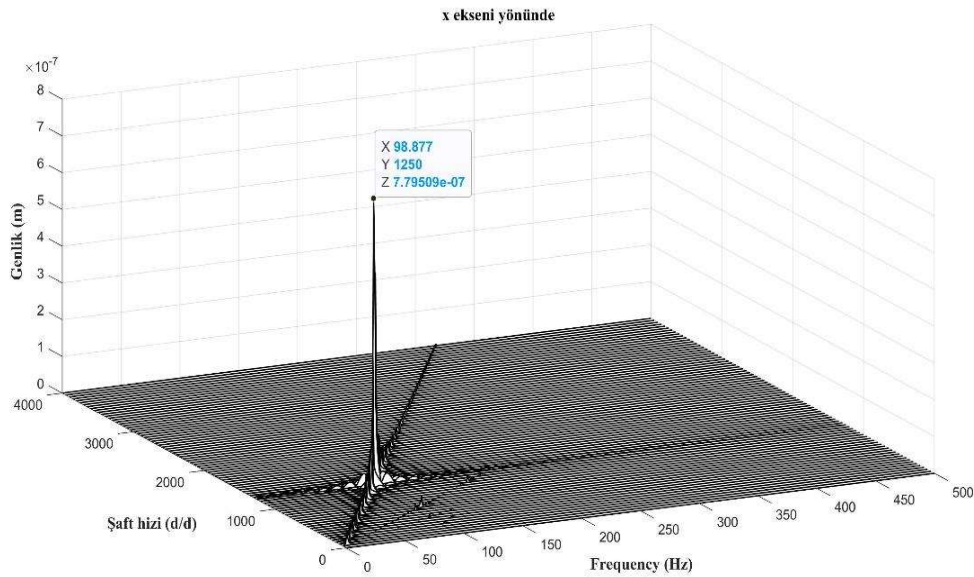


Şekil 6.46. 6804 rulmanının elastik bölge x eksen yönündeki genliği şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 0,4 kg)

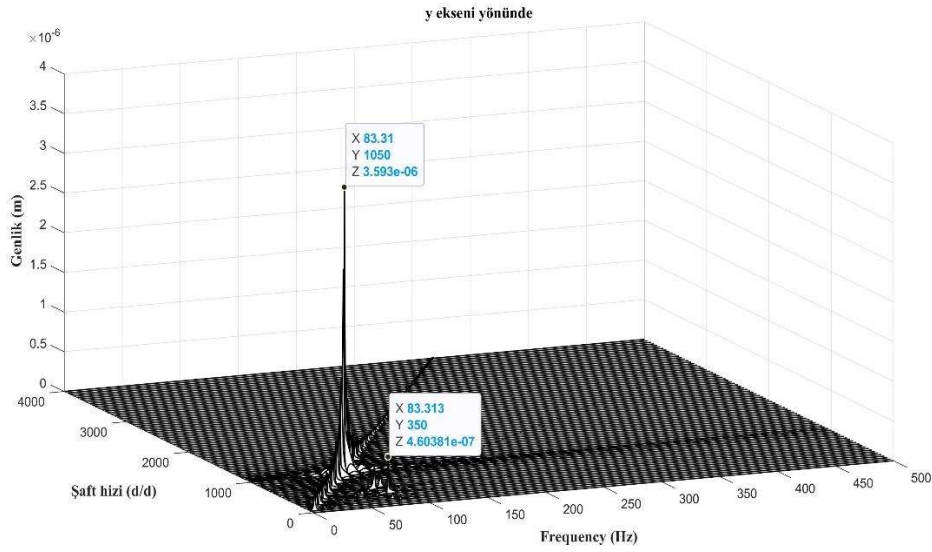


Şekil 6.47. 6804 rulmanının elastik bölge y eksen yönündeki genliği şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 0,4 kg)

Sistem 2 serbestlik dereceli (SD) olarak modellendiğinden her bir serbestlik derecesinde doğal frekans oluşmaktadır. Grafiklerden de açıkça görüldüğü gibi x yönünde şaft ağırlığı etki ettiğinden x ve y yönündeki doğal frekanslar birbirinden farklı olmaktadır. Şekil 6.46-6.57 sırası ile 6804 rulmanın elastik, elasto-plastik 1. bölge, elasto-plastik 2. bölge ve plastik bölgede x ve y eksenı yönündeki şaft titreşim spektrumlarını belirtmektedir. Elastik bölge x eksenı yönündeki spektrumda (bkz. Şekil 6.46) 3100 d/d' da şaft hızındaki BGF ile x eksenı yönündeki doğal frekans çakışmakta ve sistemi rezonansa zorlamaktadır. Dolayısıyla bu şaft hızındaki BGF değeri olan 246,277 Hz x eksenı yönündeki doğal frekans olmaktadır. Aynı bölgede y eksenı yönündeki spektrumda ise (bkz. Şekil 6.47) 2500 d/d şaft hızına denk gelen BGF ile çakışan 198,669 Hz sistemin diğer doğal frekansı olmaktadır. Her iki grafikte de doğal frekans dışında sistemin alt harmoniği belirgin şekilde görülmektedir.

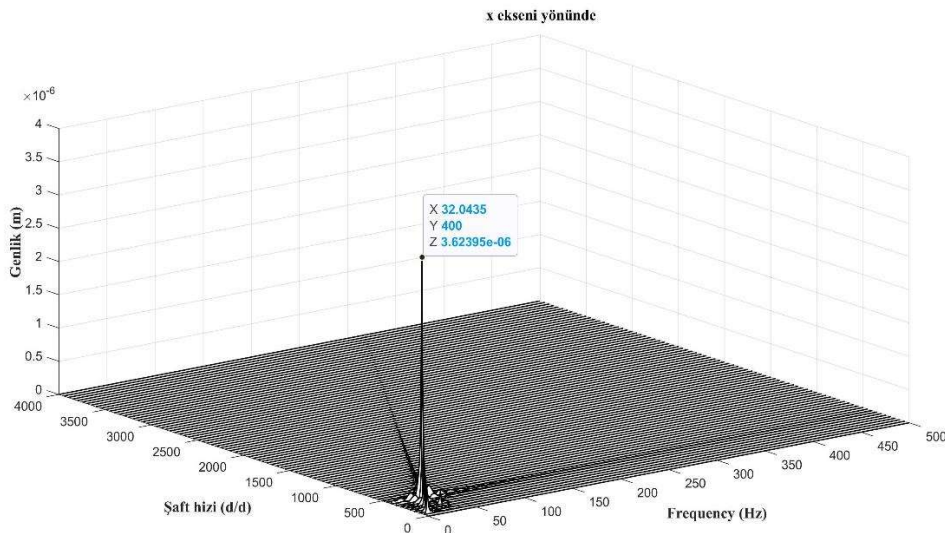


Şekil 6.48. 6804 rulmanın elasto-plastik 1. bölge x eksenı yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 5,56 kg)

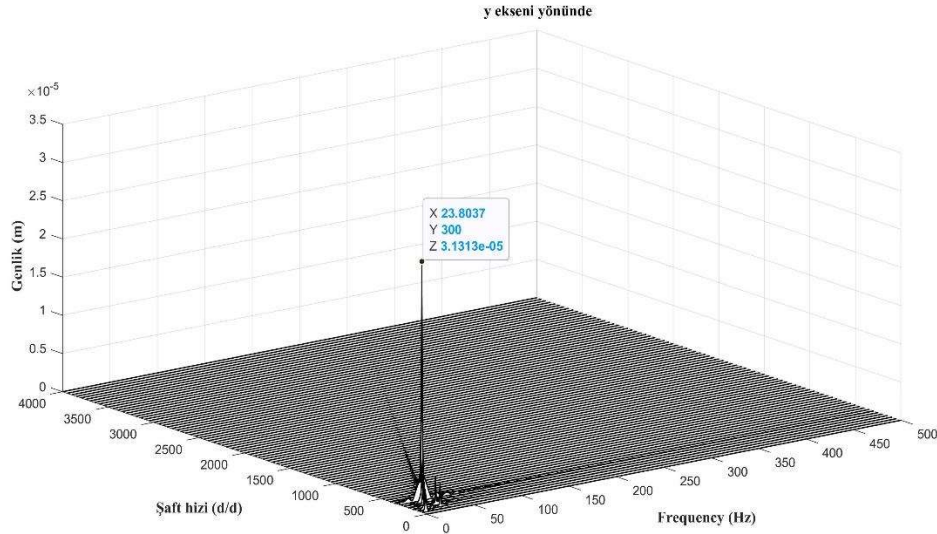


Şekil 6.49. 6804 rulmanının elasto-plastik 1. bölge y eksenî yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 5,56 kg)

6804 rulmanının elasto-plastik 1.bölge x yönündeki grafiği incelendiğinde 98,877 Hz sistemin doğal frekansı olarak belirgin şekilde görülmektedir. y eksenî yönündeki grafiğe bakıldığında ise 1050 d/d ya denk gelen 83,313 Hz olan BGF, sistemin doğal frekansı ile çakışık halde görülmektedir. Ayrıca sistemin 3 kat alt harmoniği de grafikte belirgin şekilde görülmektedir.

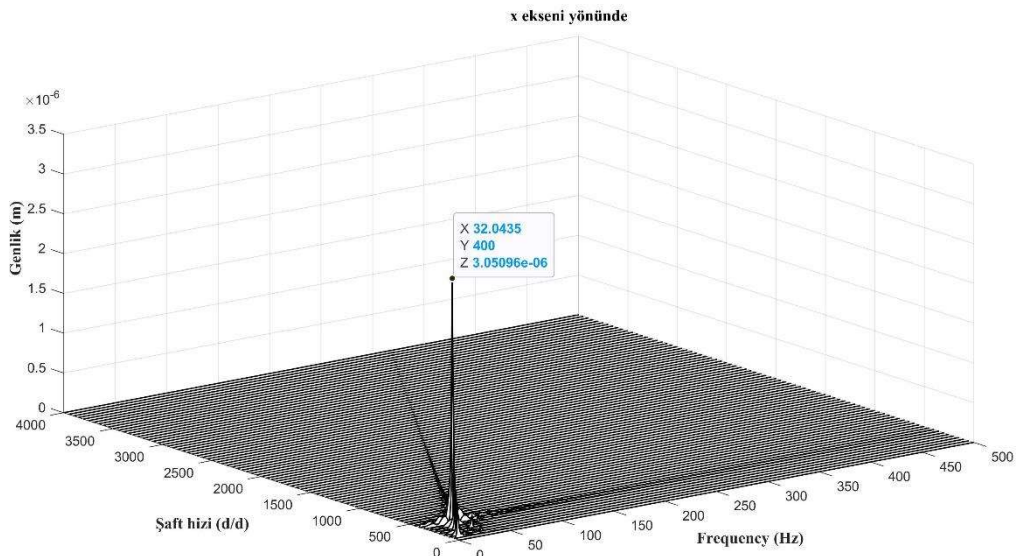


Şekil 6.50. 6804 rulmanının elasto-plastik 2. bölge x eksenî yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 204 kg)

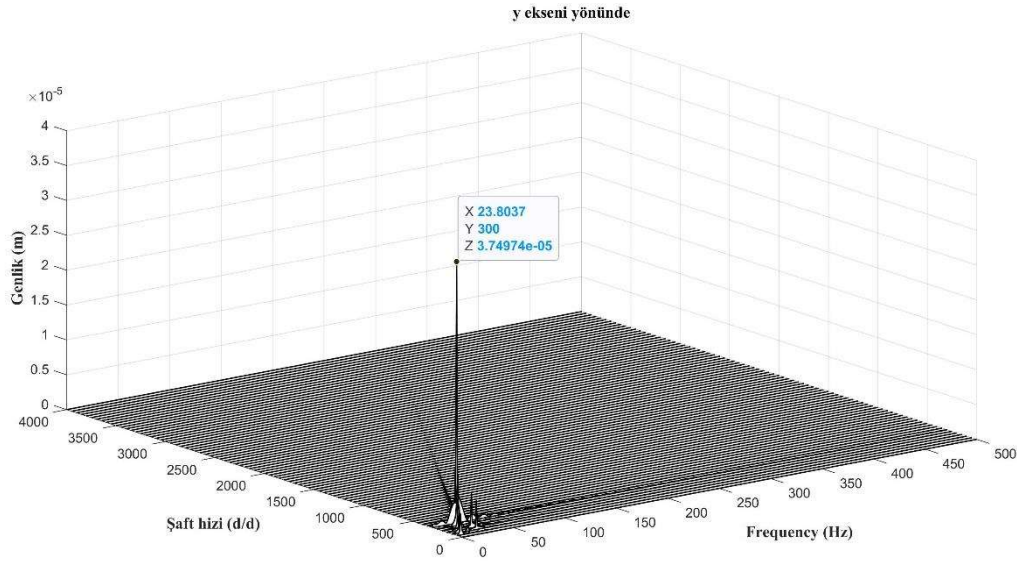


Şekil 6.51. 6804 rulmanının elasto-plastik 2. bölge y eksenî yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 204 kg)

Elasto-plastik 2.bölge grafiklerinde 400 d/d'ya denk gelen 32 Hz'in rezonans bölgesi (bkz. Şekil 6.50) olduğu sistemin x eksenî yönündeki doğal frekansla BGF'nin çakışması sonucu bu durumun oluştuğu yorumu incelemeler sonucunda yapılabilir. y eksenî yönünde aynı durumun 300 d/d'da oluşan 23,8037 Hz BGF ile çakışması sonucu meydana geldiği görülmektedir.

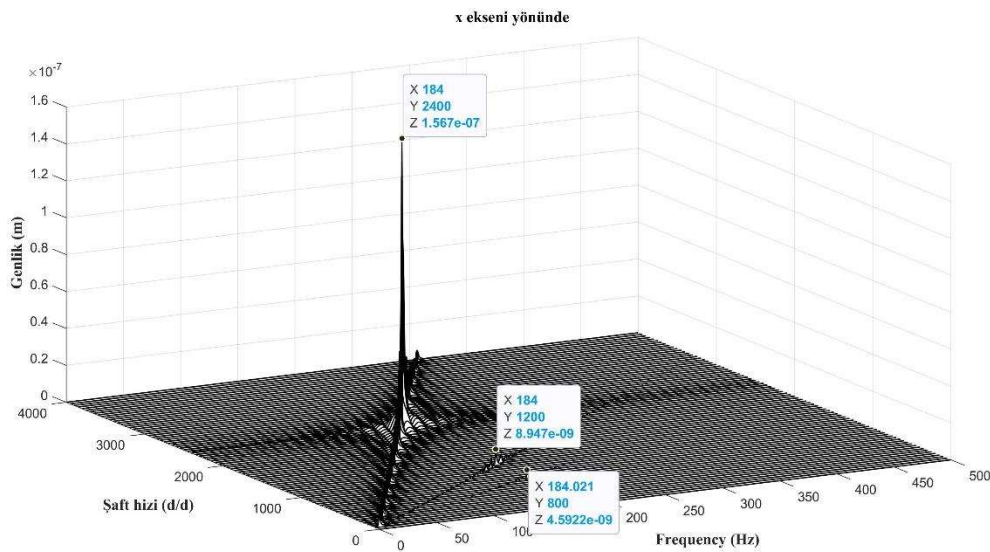


Şekil 6.52. 6804 rulmanının plastik bölge x eksenî yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 210 kg)

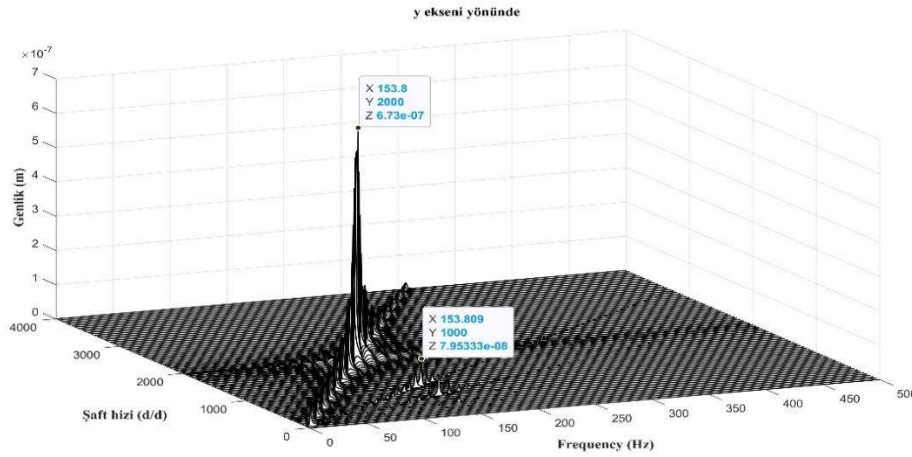


Şekil 6.53. 6804 rulmanının plastik bölge y eksenî yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 210 kg)

Aynı şekilde plastik bölge spektrumları incelendiğinde x yönünde (bkz. Şekil 6.52) 400 d/d şaft hızındaki BGF ile bu yöndeki doğal frekansın çakışması sonucu oluşan rezonans zorlaması görülmektedir. y eksenî yönüne bakıldığında ise (bkz. Şekil 6.53) BGF ile çakışan 23,8037 Hz’de doğal frekans görülmektedir. Elasto-plastik 2.bölge ile plastik bölge spektrumlarının aynı BGF ile çakışık halde oldukları fakat farklı genliklerde olduğu görülmektedir.

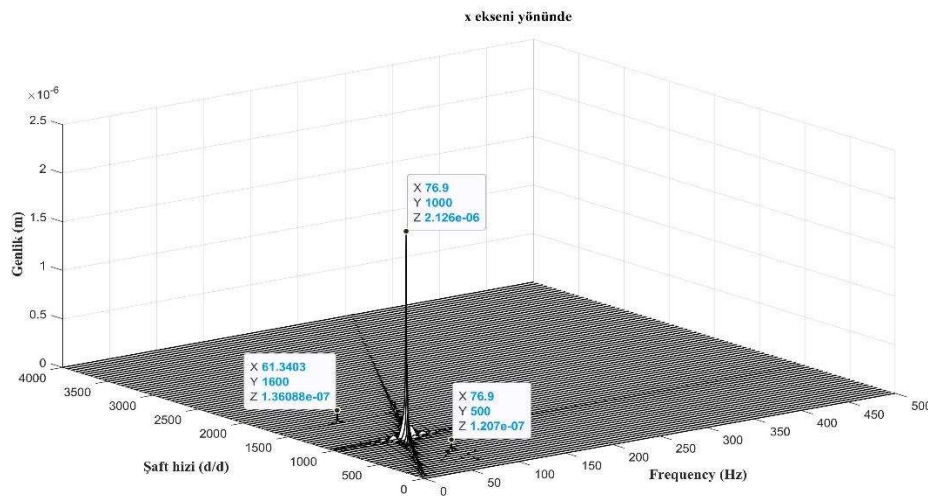


Şekil 6.54. 6205-B180 rulmanı elastik bölge x eksenî yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 1,3 kg)

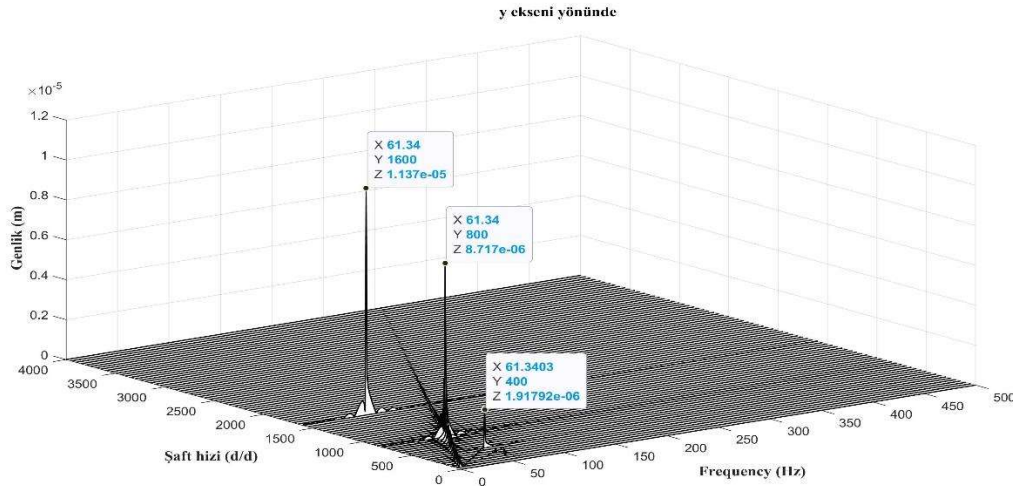


Şekil 6.55. 6205-B180 rulmanı elastik bölge y eksenı yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 1,3 kg)

Şekil 6.54'de verilen 6205-B180 rulmanının elastik bölge x eksenı yönündeki waterfall spektrumu incelendiğinde 2400 d/d şaft hızındaki 184 Hz olan BGF, x eksenı yönündeki doğal frekansla çakıştığından ani genlik artışı görülmektedir. Buradan 184,021 Hz sistemin x eksenı yönündeki doğal frekansı yorumu yapılabilir. 1200 d/d ve 800 d/d 'da görülen frekanslar doğal frekansın 2 ve 3 kat alt harmoniğidir. y eksenı yönündeki spektrum ise Şekil 6.55'de görülmektedir. 2000 d/d şaft hızındaki ani genlik artışı ise 153,809 Hz olan sistemin bu yöndeki doğal frekansının şaft hızına denk gelen frekansla çakışmasından kaynaklandığı yorumu yapılabilir. 1000 d/d'da görülen frekans yine y yönündeki doğal frekansın alt harmoniğidir.

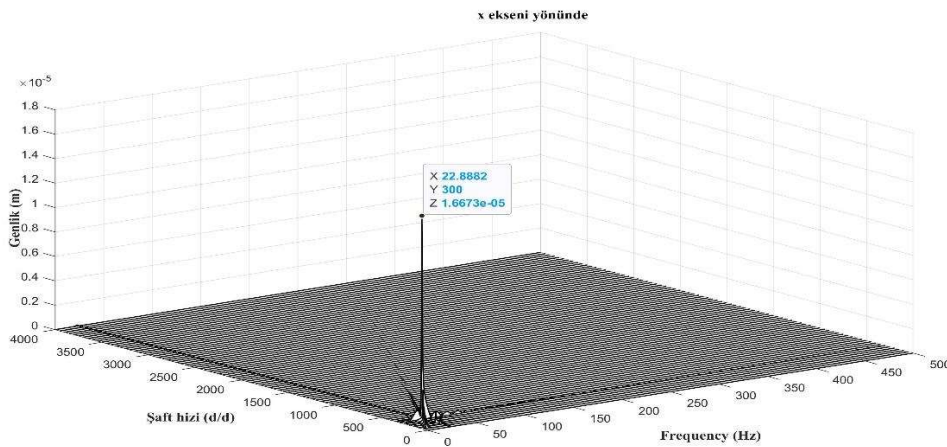


Şekil 6.56. 6205-B180 rulmanı elasto-plastik 1.bölge x eksenı yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 19 kg)

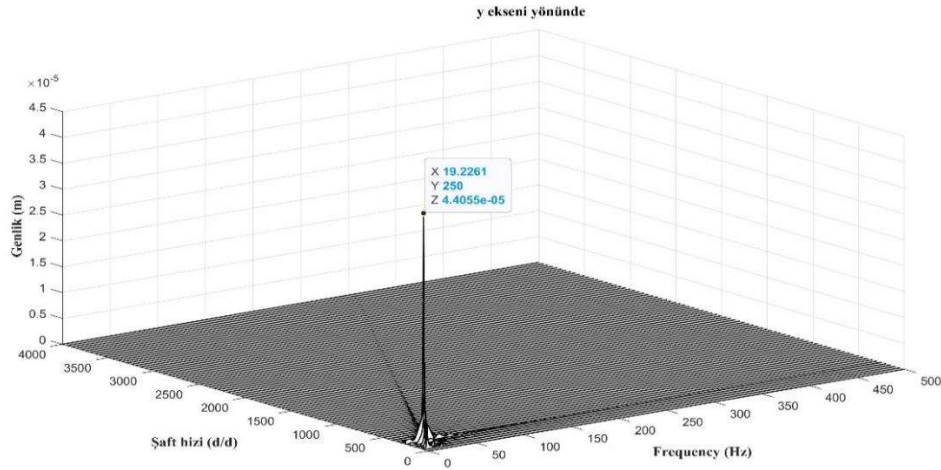


Şekil 6.57. 6205-B180 rulmanı elasto-plastik 1.bölge y eksenı yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 19 kg)

Şekil 6.56-6.57’de sırasıyla 6205-B180 rulmanına ait elasto-plastik 1.bölge bulunan sistemin x ve y eksenlerindeki şaft titreşim spektrumu görülmektedir. Sistemin x eksenı yönündeki spektrumda 1000 d/d şaft hızında oluşan Bilya Geçiş Frekansı (ing. Ball Pass Frequency) ile bu yöndeki doğal frekansın sistemi rezonansa zorladığı göze çarpmaktadır. Dolayısı ile 76,9043 Hz sistemin bu yöndeki doğal frekansıdır yorumu yapılabilir. Ayrıca bu spektrumda y eksenı yönündeki doğal frekans olan 61,3403 Hz’in 2 kat harmoniği olan frekans da görülmektedir. y eksenı için elde edilen waterfall grafiğinde ise sistemin bu yöndeki doğal frekansı olan 800 d/d şaft hızında oluşan BGF ile çakışarak ani genlik artışına neden olan 61,34 Hz ile alt ve üst harmonikleri görülmektedir.

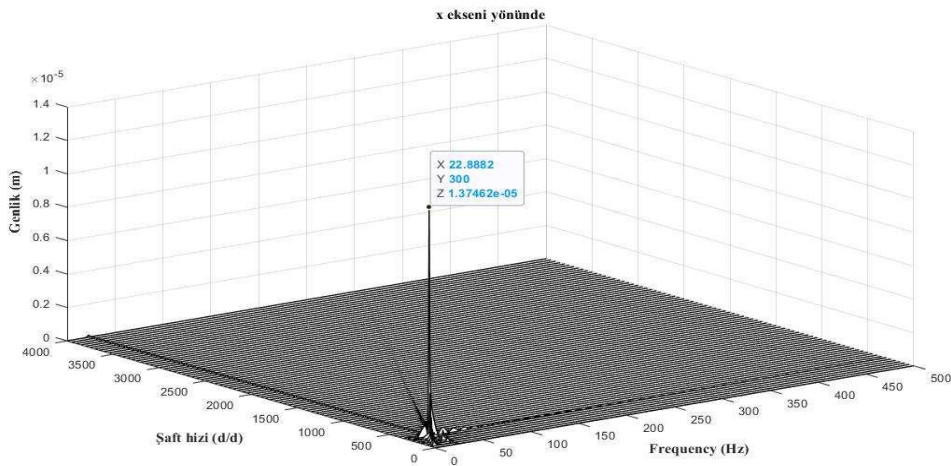


Şekil 6.58. 6205-B180 rulmanı elasto-plastik 2.bölge x eksenı yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 720 kg)

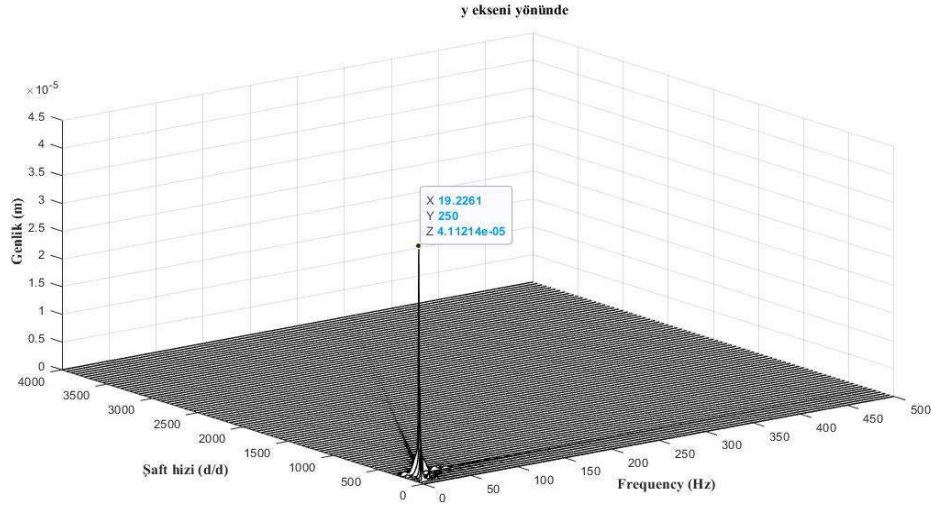


Şekil 6.59. 6205-B180 rulmanı elasto-plastik 2.bölge y eksenı yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 720 kg)

6205-B180 rulmanının elasto-plastik 2.bölgesi x ve y eksenlerindeki şaft titreşimlerini gösteren spektrum sırasıyla Şekil 6.58 ve Şekil 6.59'da verilmektedir. Spektrumlar incelendiğinde x eksenı yönündeki 300 d/d şaft hızına karşılık gelen BGF ile sistemin doğal frekansı olan 22,88 Hz'in çakıştığı, y eksenı yönünde ise 250 d/d şaft hızına karşılık gelen BGF ile çakışan 19,22 Hz sistemin bu yöndeki doğal frekansı olarak spektrumlardan açıkça görülmektedir. Buradan sistemin x eksenı yönündeki doğal frekansı 22,88 Hz, y eksenı yönündeki doğal frekansı ise 19,22 Hz yorumu yapılabilir.

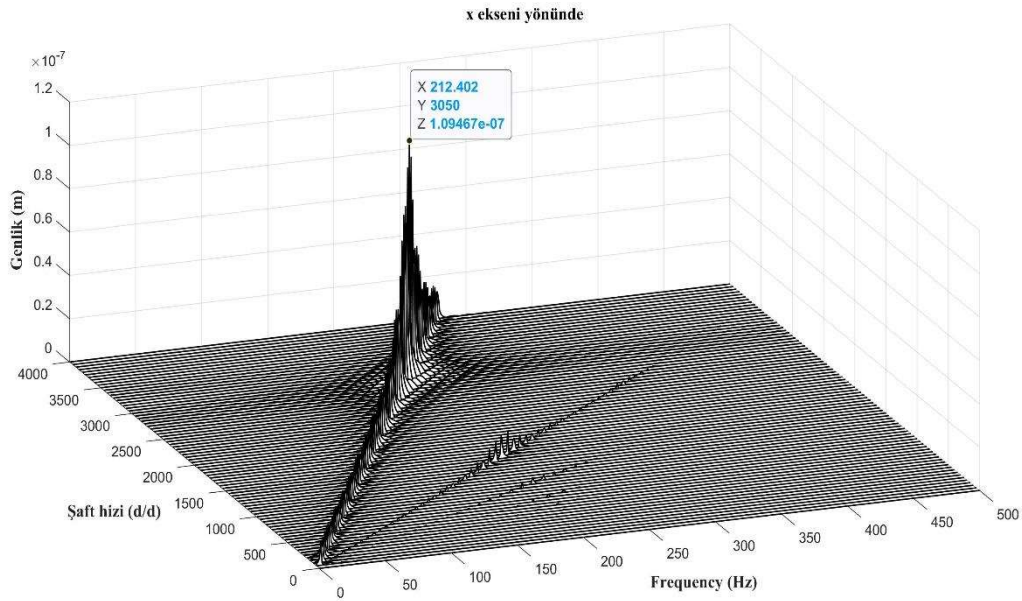


Şekil 6.60. 6205-B180 rulmanı plastik bölge x eksenı yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 730 kg)

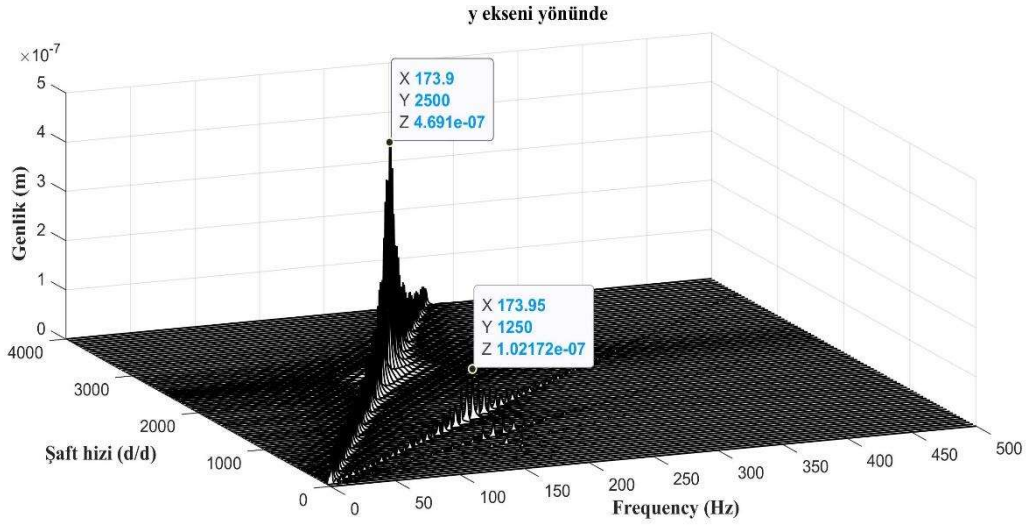


Şekil 6.61. 6205-B180 rulmanı plastik bölge y eksenli yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 730 kg)

Şekil 6.60 ve Şekil 6.61’de görülen 6205-B180 rulmanına ait plastik bölge x ve y eksenleri yönündeki waterfall grafikleri incelendiklerinde, x eksenli yönünde elasto-plastik 2.bölgenin x ekseninde olduğu gibi 300 d/d şaft hızında oluşan BGF (22 Hz), y eksenli yönünde ise 250 d/d şaft hızına denk gelen (19 Hz) göze çarpmaktadır. Bu şaft hızlarındaki ani genlik artışı şaft hızı ile o yöndeki sistemin doğal frekansının çakışması olarak açıklanabilir.

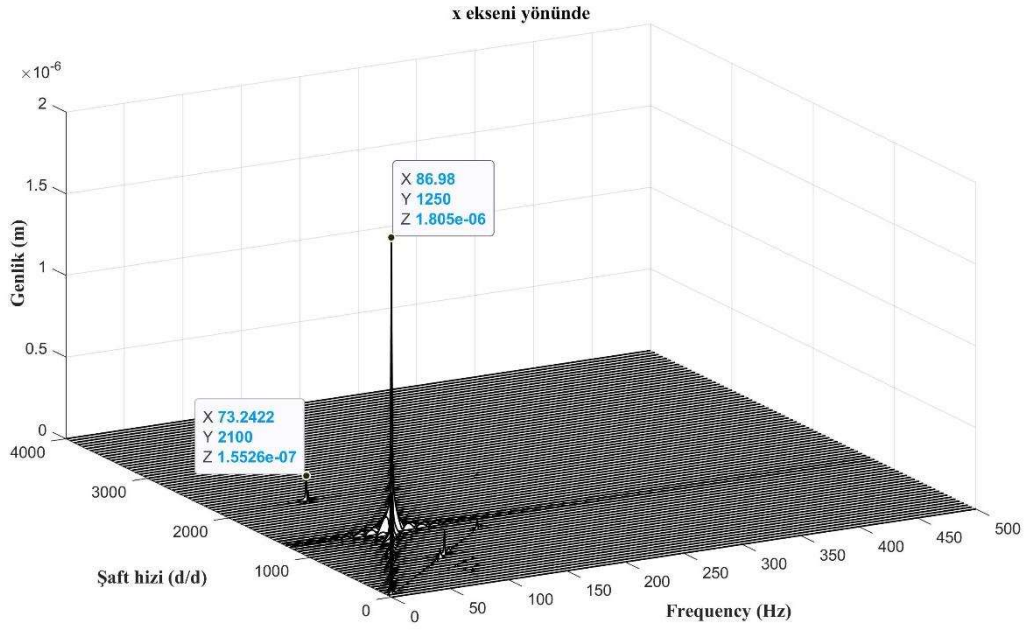


Şekil 6.62. 6203 rulmanı elastik bölge x eksenli yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı:0,69 kg)

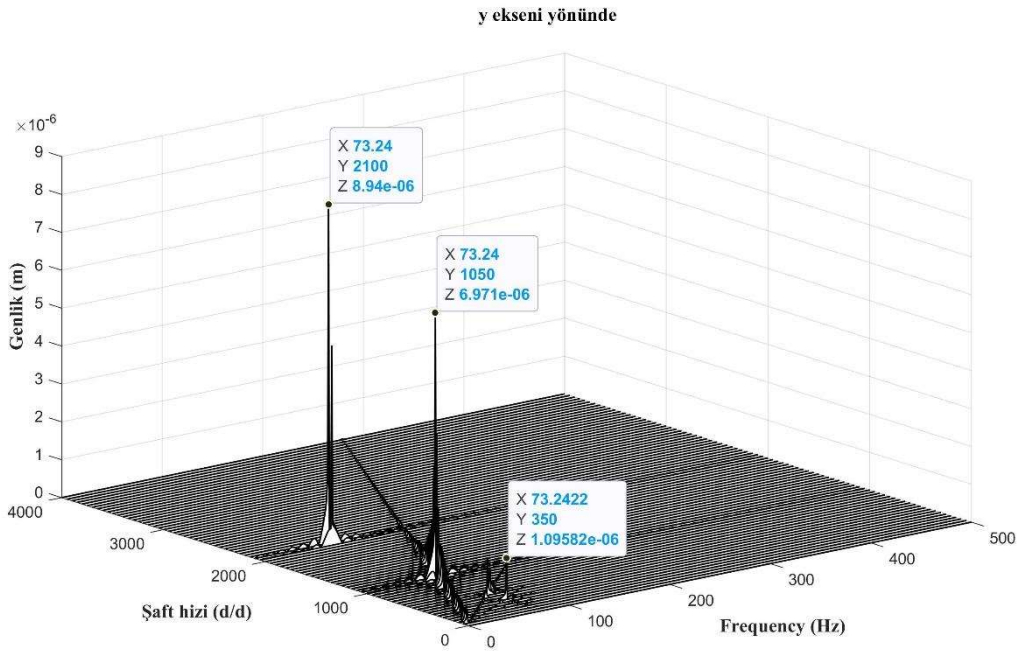


Şekil 6.63. 6203 rulmanı elastik bölge y eksenindeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı:0,69 kg)

Şekil 6.62-6.63’de sırası ile 6203 rulmanına ait elasto-plastik temasın elastik bölge sınırında x ve y eksenindeki waterfall grafikleri verilmektedir. Şekil 6.19’da verilen x eksenindeki şaft titreşimleri incelendiğinde spektrumda 3050 d/d da Bilya Geçiş Frekansı (ing. Ball Pass Frequency) görülmektedir. 3050 d/d şaft hızında BGF’deki genlik ani bir şekilde artmıştır. Artışın nedeni 212,402 Hz’de sistemin x eksenindeki doğal frekansının şaft hızı ile çakışmasından kaynaklanmaktadır. Sistemin y eksenindeki davranışını incelemek amacıyla y ekseninde için waterfall grafiği çizdirilmiştir. Şekil 6.63’de verilen 6203 rulmanının elastik bölge y eksenindeki şaft titreşimleri incelendiğinde 2500 d/d da ani bir genlik artışı olduğu görülmektedir. 1250 d/d’da aynı frekans görülmektedir. Şaft hızına göre değişmeyen frekanslar sistemin doğal frekansı olduğundan 179,95 Hz sistemin y eksenindeki doğal frekansdır yorumu yapılabilir.



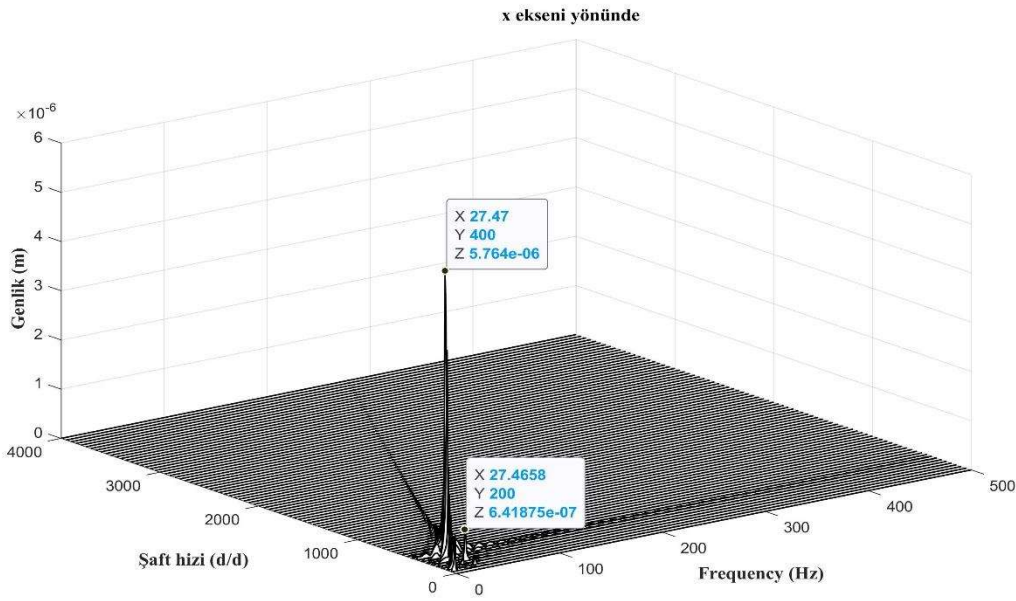
Şekil 6.64. 6203 rulmanı elasto-plastik bölge 1.kısım x eksenî yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 9,29 kg)



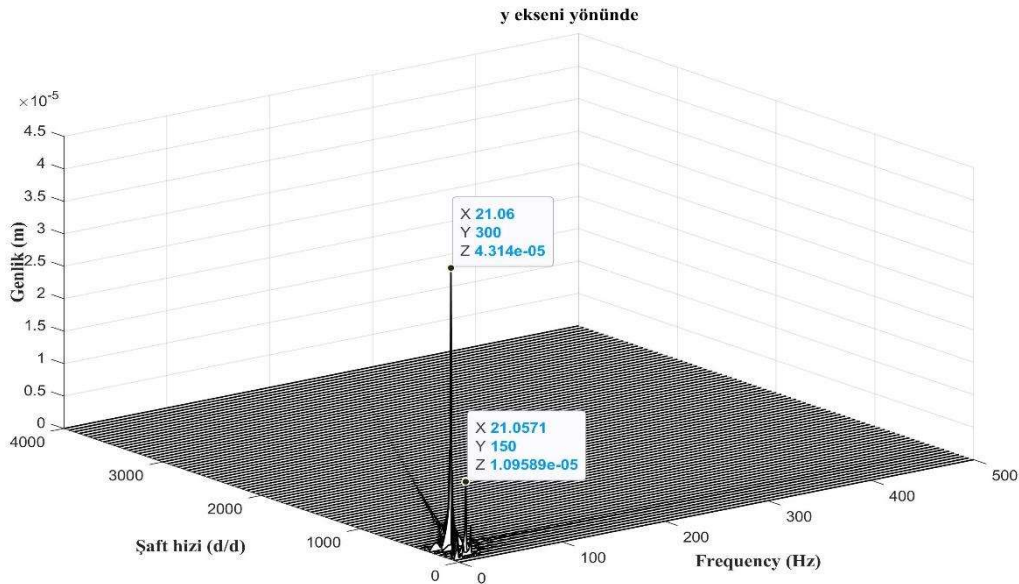
Şekil 6.65. 6203 rulmanı elasto-plastik bölge 1.kısım y eksenî yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 9,29 kg)

Şekil 6.64’de görülen 6203 rulmanı elasto-plastik bölge 1. Kısım için ($1 < \delta/\delta_c \leq 6$) x eksenî yönündeki şaft titreşimleri incelendiğinde 1250 d/d’da ani genlik artışı görülmektedir. Sistemin x eksenî yönündeki doğal frekansı bu şaft hızındaki Bilya Geçiş Frekansı (ing. Ball

Pass Frequency) ile çakışmaktadır. Dolayısı ile 6203 rulmanının bu bölge ve x eksen yönündeki doğal frekansı 86,97 Hz olmaktadır. Ayrıca spektrumda y eksenine ait doğal frekansın 2 katı harmoniği (2100 d/d, 73,2422 Hz)'de belirgin şekilde görülmektedir. 6203 rulmanının y ekseninin waterfall grafiğini gösteren grafik Şekil 6.65'de görülmektedir. Sistemin y eksen doğal frekansı olan 73,2422 Hz, 1050 d/d şaft hızındaki Bilya Geçiş Frekansı ile çakıştığında sistemi rezonansa zorlamakta ve ani genlik artışına neden olmaktadır. Ayrıca y eksen titreşim spektrumunda 2100 d/d ile 350 d/d 'da doğal frekansın üst ve alt harmonikleri görülmektedir.

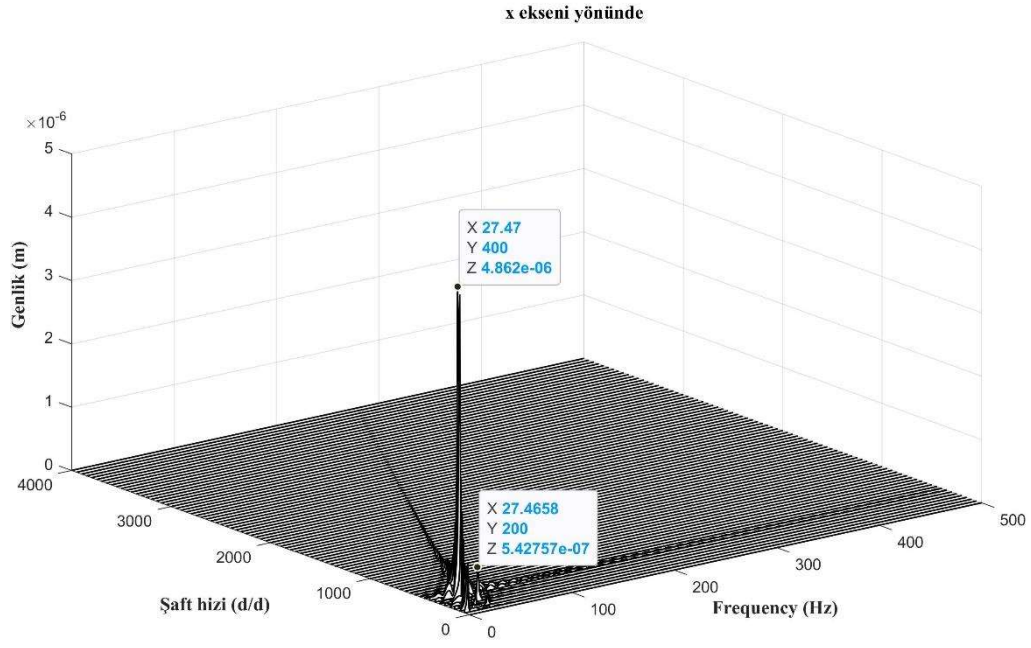


Şekil 6.66. 6203 rulmanı elasto-plastik bölge 2.kısım x eksen yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 345 kg)

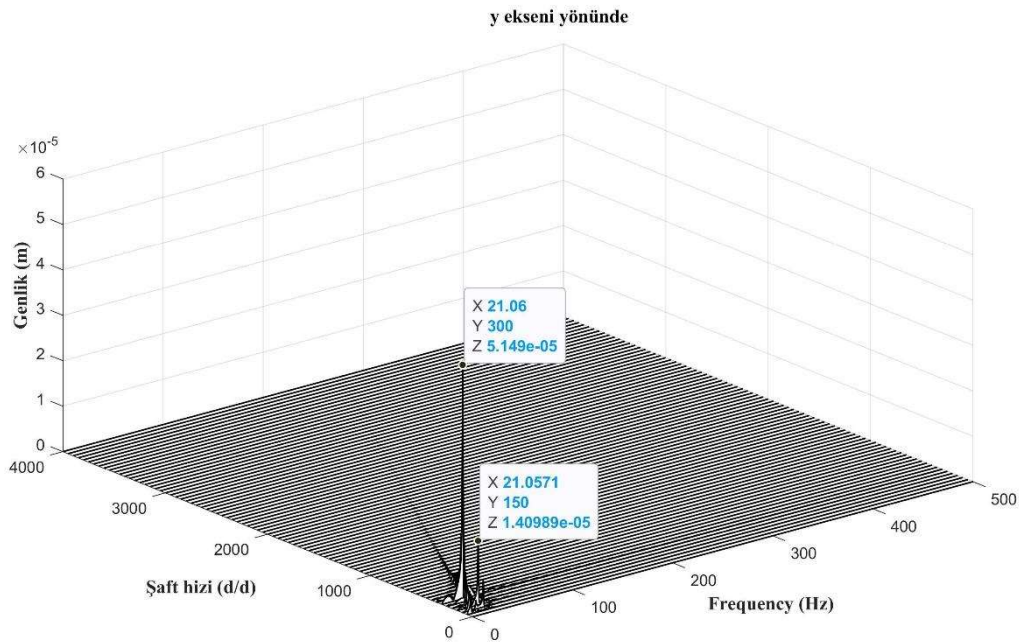


Şekil 6.67. 6203 rulmanı elasto-plastik bölge 1.kısım y eksenini yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 345 kg)

Şekil 6.66’de verilen 6203 rulmanı elasto-plastik bölge 2. Kısım için ($6 < \delta/\delta_c \leq 68$) x eksenini yönündeki şaft titreşimleri incelendiğinde 400 d/d’da ani genlik artışı görülmektedir. Bilya Geçiş Frekansı (BGF) bilya sayısının kafes hızıyla çarpımı şeklinde tanımlandığı bilinmektedir (bkz. Eş. 6.2). Ani genlik artışının sebebi sistemin x eksenini yönündeki 27,46 Hz olan doğal frekansının 400 d/d şaft hızındaki BGF ile çakışmasıdır. Sistemin doğal frekansı şaft hızına bağlı olarak değişmemektedir. 200 d/d’da görülen 27,46 Hz bu durumun göstergesi olarak kabul edilmekte ve doğal frekansın alt harmoniği olarak spektrumda görülmektedir. y eksenini gösteren waterfall grafiğine bakıldığında (bkz. Şekil 6.67) 300 d/d’ ya denk gelen BGF ile sistemin doğal frekansı olan 21,06 Hz çakışmış halde olduğu görülmektedir. y eksenini yönündeki spektrumda 150 d/d’da görülen bu yöndeki doğal frekansın alt harmoniği yorumu yapılabilir.



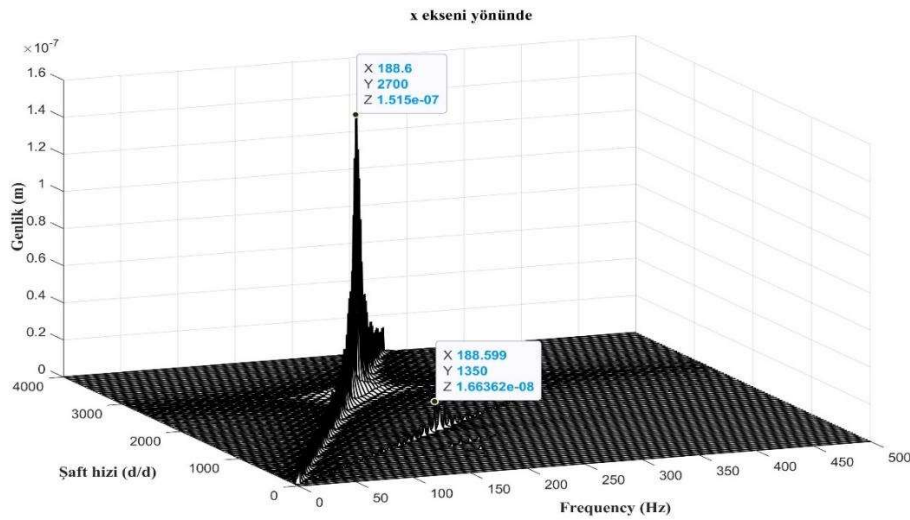
Şekil 6.68. 6203 rulmanı plastik bölge x eksenı yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 355 kg)



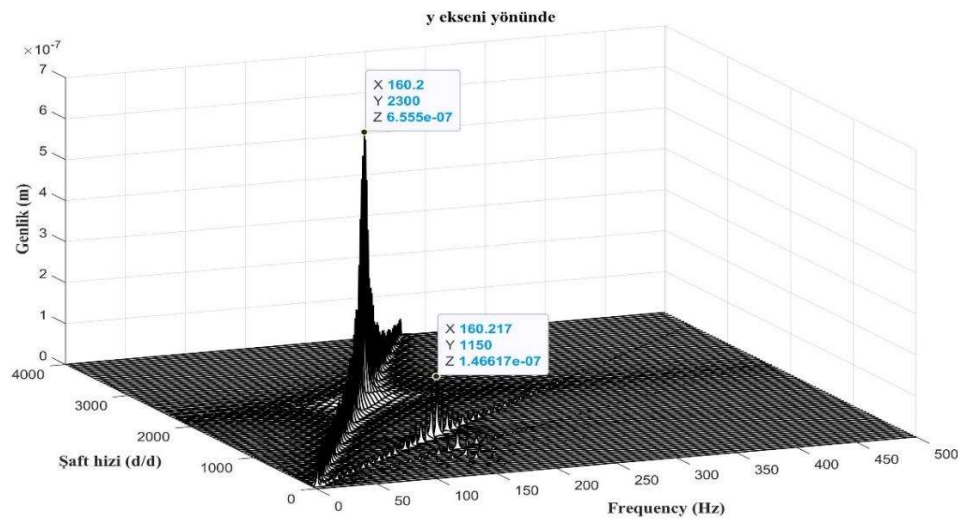
Şekil 6.69. 6203 rulmanı plastik bölge y eksenı yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı:355 kg)

Şekil 6.68-6.69'da verilen 6203 rulmanına ait plastik bölgedeki waterfall grafiklerine bakıldığında şaft ağırlığı değişmesine ve tam plastik kısma ($68 < \delta/\delta_c$) geçilmesine rağmen elasto-plastik bölgenin 2. kısmı ile aynı frekanslar görülmektedir. x eksenı yönündeki şaft

titreşimlerine bakıldığında (bkz. Şekil 6.68) sistemin doğal frekansı olan 27,46 Hz'in 400 d/d şaft hızına denk gelen BGF ile çakışık durumda olduğu görülmektedir. 200 d/d ise doğal frekansın alt harmoniği olarak grafikte görülmektedir. y eksenine yönüne bakıldığında (bkz. Şekil 6.69) x ekseninde olduğu gibi elasto-plastik bölgenin 2. Kısımında görülen y eksenine waterfall grafiğinde görülen frekans görülmektedir. 21,06 Hz doğal frekansı ile 300 d/d'daki BGF ile çakışması sonucu ani genlik artışı görülmektedir. 150 d/d'da görülen frekans ise doğal frekansın alt harmoniğidir.



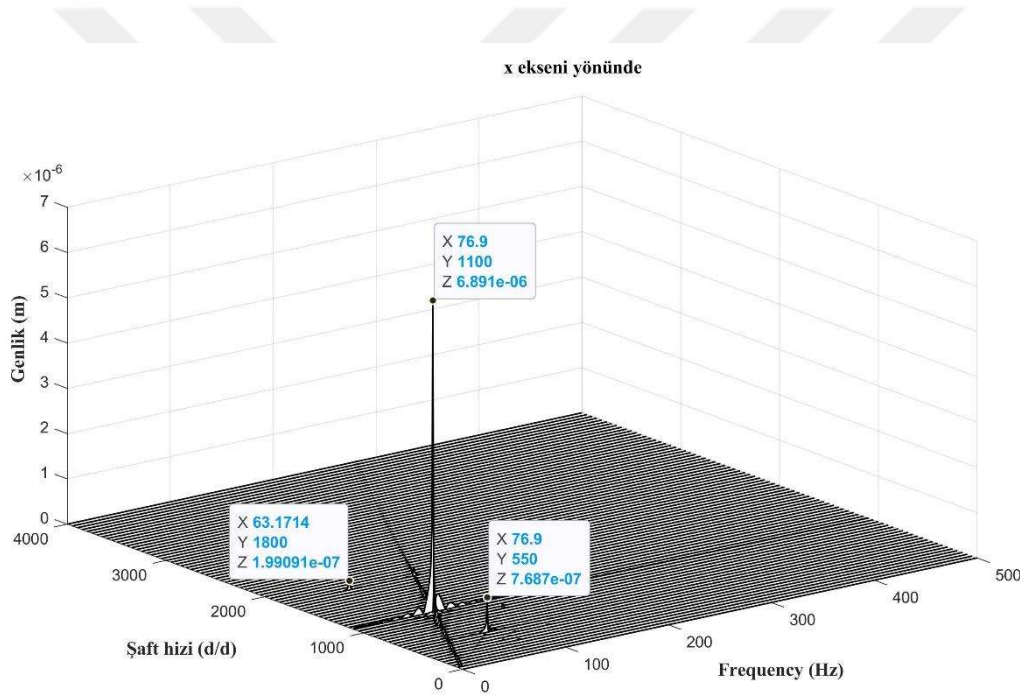
Şekil 6.70. 6205-PA rulmanının elastik bölge x eksenine yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 1 kg)



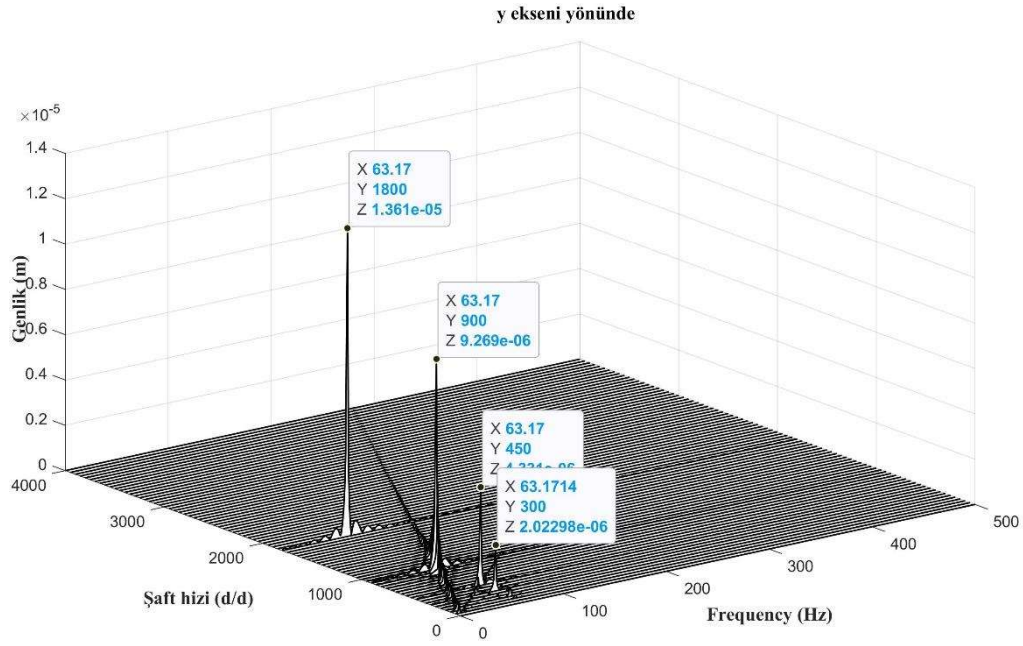
Şekil 6.71. 6205-PA rulmanının elastik bölge y eksenine yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 355 kg)

Şekil 6.70-6.71’de, 6205-PA rulmanının elastik bölgede x eksen yönündeki şaft titreşim spektrumları görülmektedir. x eksen yönündeki spektrum incelendiğinde 2700 d/d şaft hızındaki BGF ile çakışan doğal frekansın neden olduğu ani genlik artışı görülmektedir.

Sistemin doğal frekansının şaft hızından bağımsız olduğu bilindiğinden 1350 d/d şaft hızında görülen frekans sistemin doğal frekansının alt harmoniğidir. y eksen yönündeki spektrum incelendiğinde ise 2300 d/d şaft hızındaki BGF ile çakışması sonucunda 160,217 Hz’de ani bir genlik artışı oluşmuştur. Dolayısı ile 160,217 Hz sistemin y eksen yönündeki doğal frekansı olmaktadır. 1150 d/d’da görülen frekans ise sistemin doğal frekansının alt harmoniğidir.

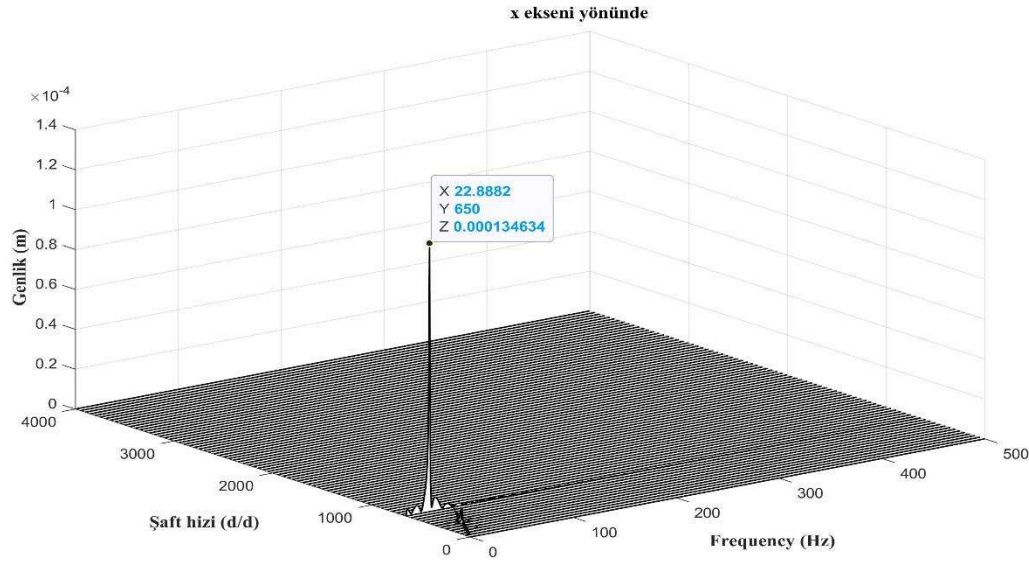


Şekil 6.72. 6205-PA rulmanının elasto-plastik 1.bölge x eksen yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 16 kg)

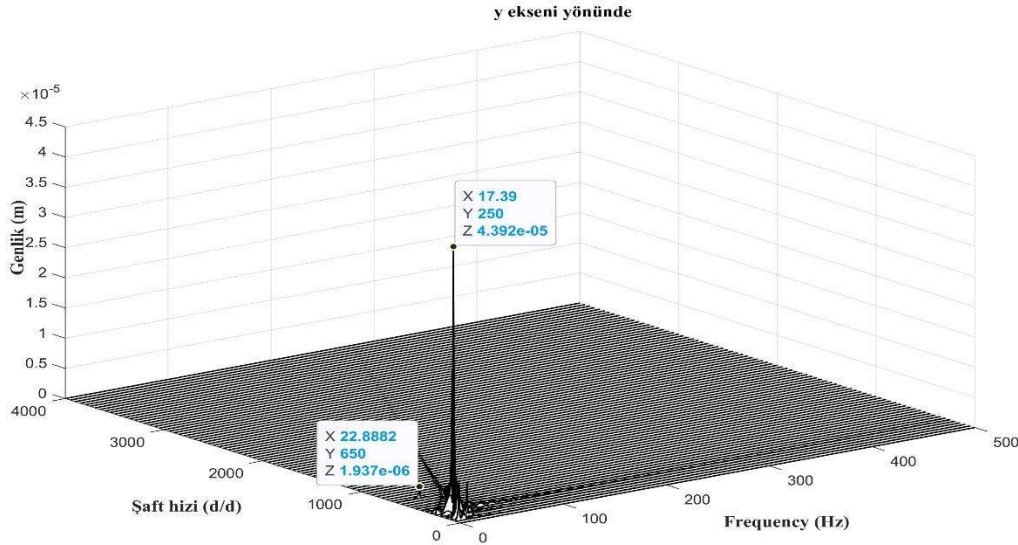


Şekil 6.73. 6205-PA rulmanının elasto-plastik 1.bölge y eksenı yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 16 kg)

Şaft hızı değişirken değişmeyen frekanslar sistemin doğal frekansı olduğundan Şekil 6.72’de görülen 1100 d/d şaft hızındaki BGF ile çakışan ve sistemi rezonansa zorlayan frekans sistemin x eksenı yönündeki doğal frekansıdır. Bu spektrumda ayrıca y eksenı yönündeki doğal frekansın 2 kat harmoniği ile x eksenı yönündeki doğal frekansın alt harmoniği de belirgin şekilde görülmektedir. y eksenı yönündeki waterfall grafiğine bakıldığında ise (bkz. Şekil 6.73) 900 d/d şaft hızına denk gelen BGF ile sistemin doğal frekansı çakışmakta ve ani genlik artışı açıkça görülmektedir. Ayrıca spektrumda doğal frekansın 2 kat harmoniği ile 2 ve 3 kat alt harmoniği frekanslar görülmektedir.



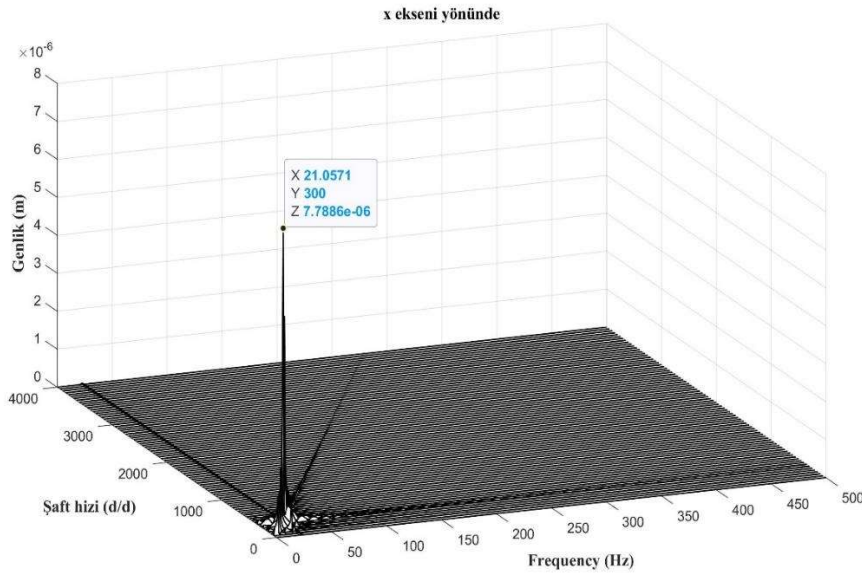
Şekil 6.74. 6205-PA rulmanının elasto-plastik 2.bölge x eksenî yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 616 kg)



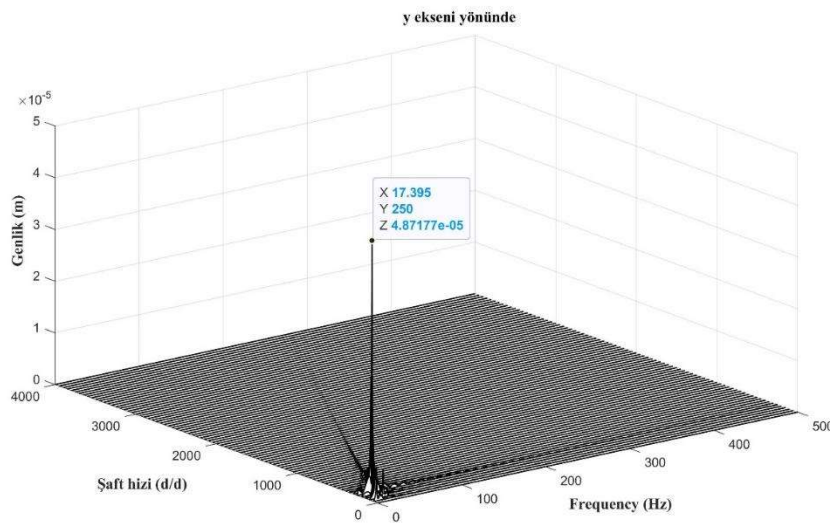
Şekil 6.75. 6205-PA rulmanının elasto-plastik 2.bölge y eksenî yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 616 kg)

Şekil 6.74’de verilen 6205-PA rulmanının elasto-plastik 2.bölge x eksenî yönündeki waterfall diyagramı incelendiğinde 650 d/d şaft hızında 22,88 Hz olarak belirgin bir frekans görülmektedir. 650 d/d’ya denk gelen BGF hesaplandığında sistemin doğal frekansının 2 kat harmoniğine denk gelmektedir. Sistemin x eksenî yönündeki doğal frekansı 22,88 Hz, 325 d/d şaft hızındaki BGF’ye denk gelmektedir. Simülasyonlar 50 d/d artarak 0-4000 aralığında yaptırıldığından 325 d/d olmadığından harmoniği 650 d/d’da ani genlik artışı olduğu

düşünülmektedir. Şekil 6.75’de ise 6205-PA rulmanının elasto-plastik 2. bölge y eksenini yönündeki titreşimleri incelemek için yapılan simülasyon sonuçlarında elde edilen şaft titreşim spektrumu görülmektedir. y eksenini yönündeki spektrumda 250 d/d şaft hızında BGF ile çıkan ve sistemi zorlayan 17,39 Hz ile x eksenini yönündeki doğal frekansın 2 kat harmoniğine denk gelen şaft hızı görülmektedir. Sistemin x eksenini yönündeki doğal frekansı 22,88 Hz, y eksenini yönündeki doğal frekansı 17,39 Hz olarak yorumlanabilir.



Şekil 6.76. 6205-PA rulmanının plastik bölge x eksenini yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 630 kg)



Şekil 6.77. 6205-PA rulmanının plastik bölge y eksenini yönündeki şaft titreşimleri (şaft ağırlığı: 630 kg)

6205-PA rulmanı plastik bölge için elde edilen waterfall diyagramlarına bakıldığında (bkz. Şekil 6.76-6.77) 300 d/d' da şaft hızındaki BGF ile x eksen yönündeki doğal frekans çakışmakta ve sistemi rezonansa zorlamaktadır. Dolayısıyla bu şaft hızındaki BGF değeri olan 21,05 Hz sistemin x eksen yönündeki doğal frekans olmaktadır. 6203 ve 6205-B180 rulmanlarının elasto-plastik 2. bölge waterfall diyagramları incelendiğinde, plastik bölge ile aynı diyagramlar olduğu görülmektedir. 6205-PA rulmanı için ise elasto-plastik 2. bölge diyagramında y eksen yönündeki plastik bölge ile aynı olmasına rağmen x eksen yönündeki doğal frekansın birbirine çok yakın fakat aynı olmadığı görülmektedir. Bu durumun 50 d/d aralıklarla simülasyon yapılmasından kaynaklandığı 325 d/d olmadığından 300 d/d'ya denk gelen BGF ile çakışık halde olduğu düşünülmektedir.

4 farklı rulman için elde edilen spektrumlar incelendiğinde sistemin doğal frekansının, rulmanın geometrik özelliklerine bağlı olarak değişen değerlerin büyük olduğu rulmanlarda rulmanın katılığı arttığından dolayı doğal frekans değerinin daha büyük olduğu yorumu yapılabilir. Rulmandaki bilya sayısının doğal frekansı etkilediği bilinmektedir. 6205-PA rulmanı ile 6205-B180 rulmanı geometrik özellik olarak birbirine çok yakın olmasına karşın 6205-PA rulmanı 10 bilyaya, 6205-B180 rulmanı ise 11 bilyaya sahiptir. Bilya sayısı arttıkça rulmanın katılığı artmakta dolayısı ile doğal frekansında artış görülmektedir. Bu durum 6205-PA ve 6205-B180 rulmanlarına ait spektrumlarda da açıkça görülmektedir. 6205-B180 rulmanının her serbestlik derecesindeki doğal frekansı 6205-PA rulmanının her serbestlik derecesindeki doğal frekanslarından daha yüksek frekanslardadır. Ayrıca 6205B180 ve 6205-PA rulmanlarına ait spektrumlar incelendiğinde bilya sayısı daha fazla olan 6205-B180 rulmanının titreşim genliklerinin 6205-PA rulmanına göre daha düşük olduğu görülmektedir. Bu durum, bilya sayısının artması ile rulmanın katılığının artması olarak yorumlanabilir.

6.3. Deneysel Bulgular

Bu bölümde deneysel çalışmada anlatılan deney düzeneği ile toplanan verilerin 5. Bölümde verilen sinyal işleme teknikleri uygulanması sonrası elde edilen sonuçları grafikler halinde verilmiş ve sonuçlar tartışılmıştır. Kullanılan rulmanların özellikleri bir önceki bölümde Çizelge 6.1-6.4'de verilmiştir. 4 farklı rulman için kullanılan şaftların boyutları aynı olup, uç kısımları rulmanların takılabileceği boyutlarda işlenmiş 3 farklı şaft kullanılmıştır. Deney verileri alınırken ivmeölçerler dikey yönde bağlanmış ve her 55 sn'de 5 s boyunca veri

toplanmıştır. Alınan verilerin örnekleme frekansı 30000 Hz' dir. Deney düzeneği üzerinden alınan sinyaller MATLAB yazılımı yardımıyla zaman ve frekans tanım bölgesi analiz yöntemleri ile incelenmiştir. Aynı şartlar altında rulman boyutları değişikçe kullanım ömrünün nasıl değiştiğini inceleyebilmek amacı ile 4 farklı boyutta rulman kullanılmıştır. Ayrıca kafes yapısının kullanım ömrüne etkisinin belirlenebilmesi amacıyla aynı seriden farklı kafes yapısında rulmanlar kullanılmıştır.

Deney sonunda dağıtılan rulmanlar mikroskop altında incelenmiştir. Bilyalar üzerinde çok az ezilme olmasına rağmen rulman üzerinde zamanla oluşan parça kopuşlarının bilya üzerine yapışarak bilya hata frekansının spektrumlarında görülmesine neden olduğu düşünülmektedir.

6.3.1. Rulman hata oluşum aşamaları

1. aşama: Rulman iyi durumdadır fakat hata frekanslarının harmonikleri Hızlı Fourier Dönüşüm (HFD) grafiklerinde düşük genliklerde görünmeye başlamıştır.
2. aşama: Rulman aşınmış durumdadır fakat yenisi ile değiştirilmesi gerekmez. Fakat bu aşamada kritik makinalar için onarım planlanmalıdır.
3. aşama: Spektrum temel hasar frekanslarını gösterir ve genellikle şaftın dönüş hızının yan bantlarını göstermeye başlar [91].
4. aşama: Spektrumda bilya geçiş frekansının yan bantları oluşacağı gibi hata frekansları yüksek genliklerde görülmektedir. Hasarın son durumunda kafes hata frekansı bileşenleri de görülmeye başlayacaktır [91].

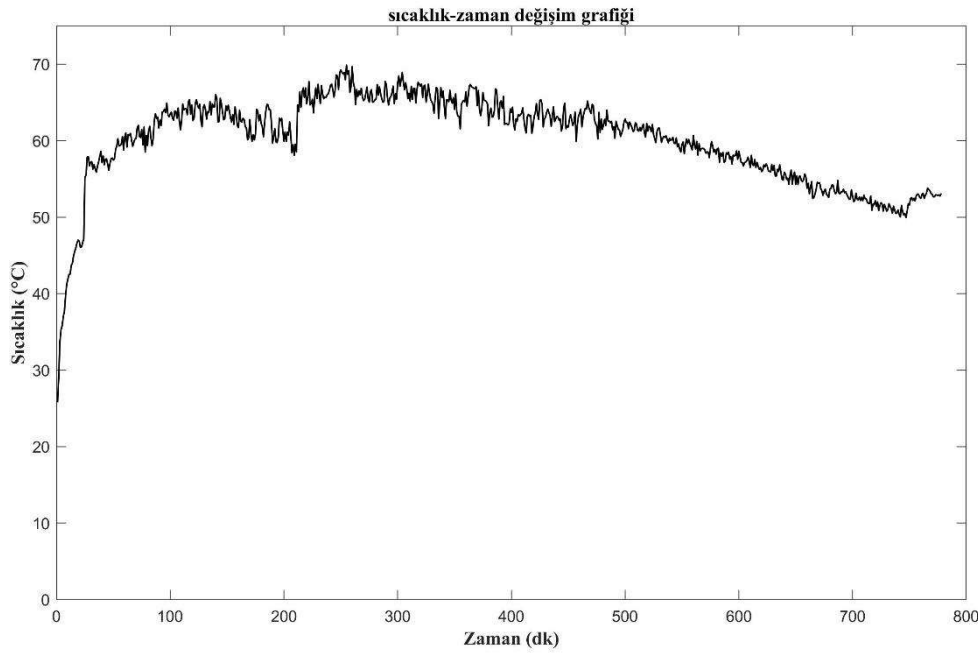
6.3.2. Verilerin filtrelenmesi ve zarf analizi

Şaft-rulman sistemlerinde rulmana ait karakteristik frekanslar rulmanda oluşan hataların başlangıç zamanlarında düşük genliklerde olduğundan, zaman tanım veya frekans tanım bölgesinde bu karakteristik frekansların varlığının belirlenmesi çok zordur. Zarf analizi bu tür durumlarda çok etkili bir yöntemdir. Titreşim verileri içerisinde kaybolmuş, rulmanın dönüşü ile belirli periyotlar da tekrar eden rulman karakteristik frekanslarının genliklerini görünür hale getirir. Titreşim verilerine zarf analizi yöntemi uygulanmadan önce veriler alçak geçirgen, yüksek geçirgen veya bant geçirgen filtreye tabi tutulur. Filtreleme işleminde veri kaybı olmaması amacıyla genellikle sistemlerin yapısal rezonansı ile birleştiren band aralığı seçilir. Daha sonra Ters Fourier Dönüşümü alınarak sinyal modüle edilir. Daha sonra

zaman-dalga formundaki modüle edilmiş sinyalin Hilbert Dönüşümü ile zarfı alınır. Zarfı alınan sinyalin tekrar Fourier Dönüşümü alınarak Zarf Spektrumu elde edilir [92].

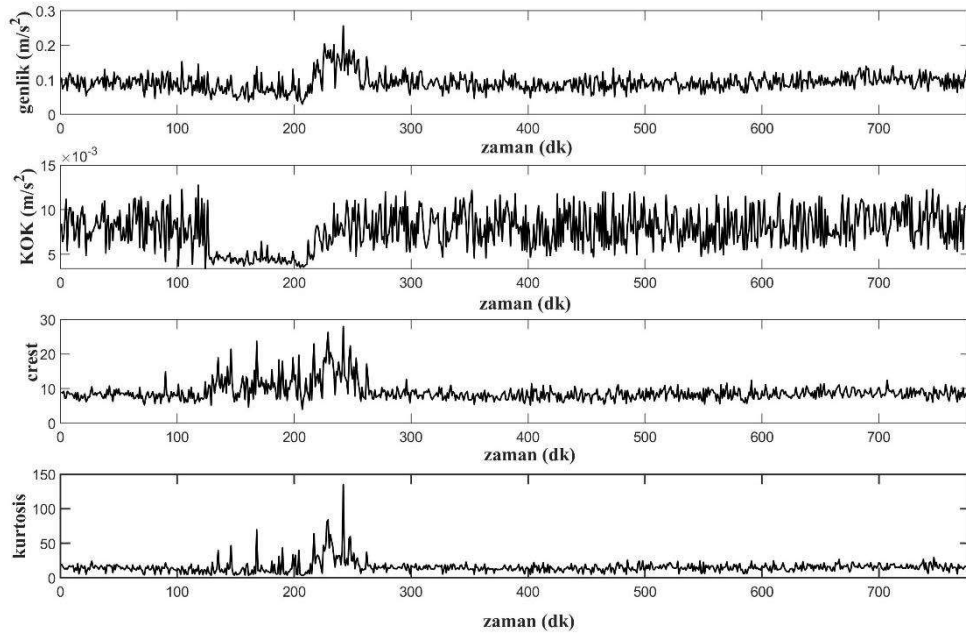
6.3.3. 6804 Rulmanı veri analizi

Rulmanda oluşan hataların titreşim verilerinin incelenmesi ile belirlenebildiği bilinmektedir. Titreşim verileri ile sıcaklık değişiminin ilişkilendirilebilir olduğunu görebilmek amacı ile 6804 polimer hibrit rulmanına 3 kg yük asılmış, sistemin çalışması esnasındaki sıcaklık değişiminin takibi için rulmanın dış yuvasına T tipi ısıl çift monte edilmiştir. Isıl çiftten alınan sıcaklık verileri sinyal koşullandırıcı ve bağlantı bloğu aracılığı ile bilgisayara aktarılmıştır. İvmeölçer dikey yönde rulmana bağlanmış ve her 55 sn'de bir 5 s boyunca 30000 Hz örnekleme frekansı ile 778 dakika veri toplanmıştır. Alınan titreşim verileri hem zaman tanım bölgesi hemde frekans tanım bölgesinde incelenmiştir. Verilerin daha sağlıklı analiz edilebilmesi için deney sistemi üzerinden alınan sinyallerden gürültünün ayıklanması gerekmektedir. Bu amaçla MATLAB ortamında bir filtre tasarlanmıştır. Test sistemi üzerinden alınan sinyaller için 8. dereceden Butterworth alçak geçirimli filtre tasarlanmış ve sinyaller içerisindeki 400 Hz ve üstündeki bileşenleri filtrelenmiştir. Filtrelenen veriler yine MATLAB ortamında frekans tanım bölgesi analiz teknikleri kullanılarak incelenmiştir. İvmeölçerden ve yük hücresinden alınan verilere zaman tanım analiz yöntemleri uygulanmış grafikler halinde verilmiştir. Zaman tanım bölgesi analiz yöntemleri hatanın olduğu yönünde bilgi vermesine rağmen hatanın türü ve nerede oluştuğu hakkında bilgi içermemektedir. Zaman tanım bölgesi analiz yöntemlerinden olan genlik, genliklerin ortalama karelerinin karekökü (ing. root mean square), crest faktör ve kurtosis yöntemleri ivmeölçerlerden alınan verilere uygulanmıştır. Şekil 6.79'da verilen grafikte sırasıyla genlik, genliklerin KOK, crest faktör ve kurtosis değerlerinin zamanla değişim grafikleri görülmektedir. Şekil 6.80'de ise yük hücresinden alınan verilerin zaman tanım bölgesi uygulanması sonucu elde edilen grafikler verilmektedir.

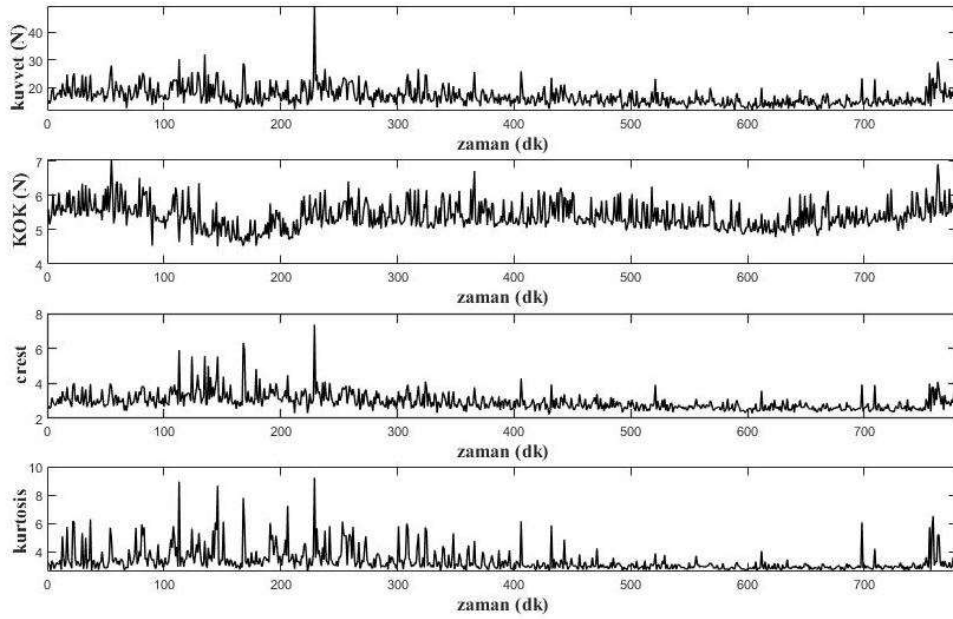


Şekil 6.78. 6804 3kg yük asılı rulmanın zaman-sıcaklık değişim grafiği

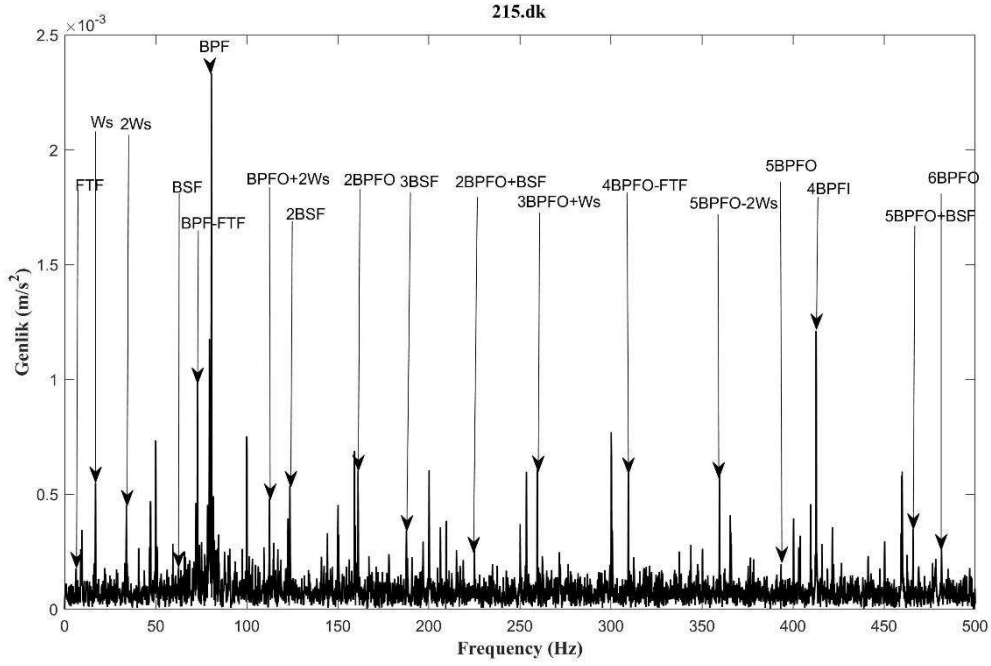
Sistemin çalışması esnasında oluşan sıcaklık değişimi Şekil 6.78’de verilen grafikte görülmektedir. Şekil 6.78 ‘de verilen grafikten görüldüğü gibi ilk yarım saat sistemin alışma süresi kabul edildiğinden bu dakikalarda sıcaklık düzenli bir şekilde artmaktadır. 210. dakika civarına kadar sistemin belirli bir sıcaklık rejiminde çalıştığı görülmektedir. 210.dk’dan sonra sıcaklıkta ani bir şekilde artış görülmektedir. Şekil 6.79’da verilen grafikteki titreşim genlikleri incelendiğinde yaklaşık olarak 210.dk civarında bütün grafiklerde artış görülmektedir. Rulmanın yorulması ile ilgili ilk gösterge ısı çiftten alınan sinyalleri doğrulayıcı yönde olup 210. dk civarında görülmektedir. Bütün grafikler birlikte değerlendirildiğinde bu dakikalarda rulman üzerinde hata oluştuğu düşüncesini kuvvetlendirmektedir. Fakat zaman tanım bölgesi yöntemleri ile oluşan hatanın nerede olduğunu tahmin etmek mümkün değildir. Hata oluşumu ve daha fazla bilgi edinebileceğimiz frekans tanım bölgesinde analiz yapılmalıdır. Şekil 6.80’de verilen 6804 rulmanına ait yük hücresinden alınan verilerin zaman tanım bölgesi teknikleri uygulanması sonucu elde edilen grafiklere bakıldığında, KOK değerinin 210.dk civarında arttığı görülmektedir. Şekil 6.81, 215.dk’ya ait Hızlı Fourier Dönüşüm (HFD) grafiği görülmektedir.



Şekil 6.79. 6804 rulmanına ait titreşim verilerinin genliklerinin zamanla değişim grafiği

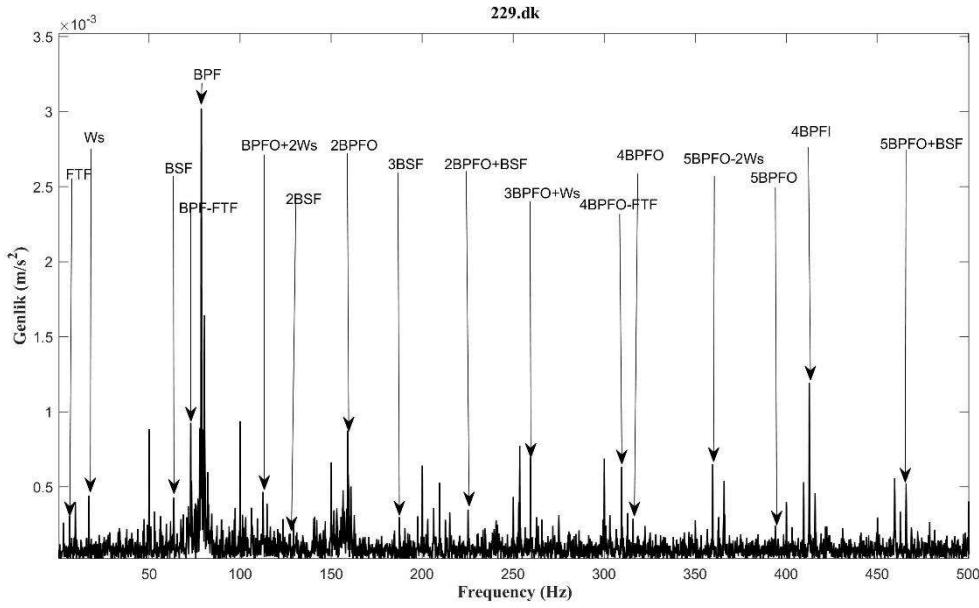


Şekil 6.80. 6804 rulmanına ait yük hücresi verilerinin zamanla değişim grafiği



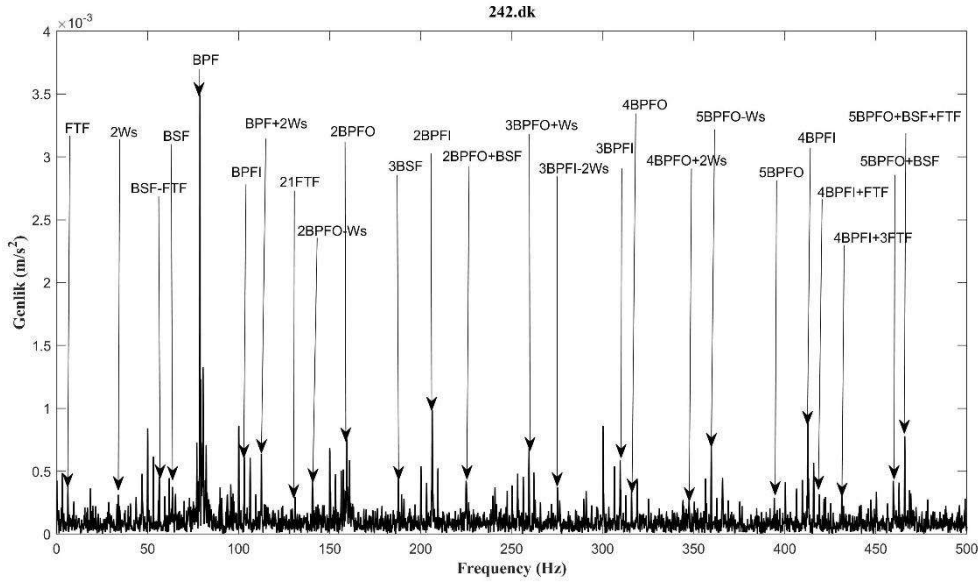
Şekil 6.81. 6804 rulmanına ait 215.dk HFD grafiği

Dış bilezik hata frekansı aynı zamanda Bilya Geçiş Frekansı (BGF) olduğundan dikkatli değerlendirilmelidir. Şekil 6.81’de verilen 215.dk HFD grafiğine bakıldığında dış bilezik hatası olduğu görülmektedir. Sıcaklık grafiği, ivmeölçerden alınan titreşim verileri ve yük hücresinden alınan sinyaller yaklaşık aynı zamanlarda dış bilezik hatasını belirtmektedirler. Bu dakikalardaki sıcaklık artışının rulmanda oluşan dış bilezik hatasından kaynaklandığı söylenebilir. Yük hücresine ait grafik incelenmeye devam edildiğinde (bkz. Şekil 6.80) genlik, crest ve kurtosis grafiklerinde 229.dk da zirve oluşumu göze çarpmaktadır. Nedenini daha iyi irdeleyebilmek amacıyla frekans tanım bölgesinde analizi yapılmış olup 229.dk’ya ait HFD grafiği Şekil 6.82’de görülmektedir.



Şekil 6.82. 6804 rulmanına ait 229.dk HFD grafiği

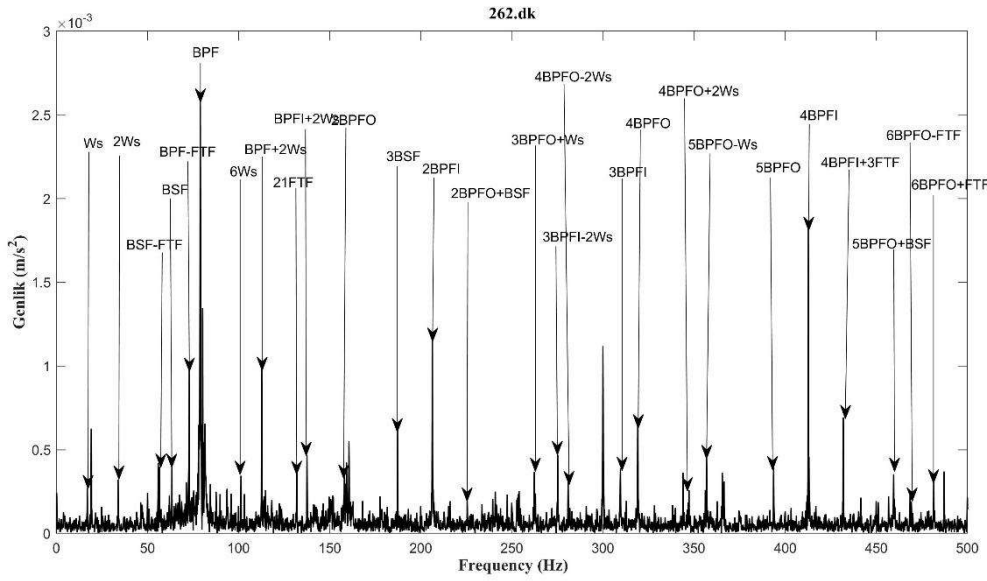
Şekil 6.82’de verilen HFD grafiği incelendiğinde Şekil 6.81’de verilen grafikten farklı bir frekans göze çarpmamaktadır. İvmeölçerden alınan verilerin crest ve kurtosis değerlerini gösteren grafiklerde de bu dakikada artış görülmektedir. Kurtosis ve crest değerleri darbe içeriğine hassas olan yöntemler olarak bilindiğinden bu dakikada rulman üzerinden parça kopuşu olduğu, bu durumun kafesle bilya arasında sürtünmenin artmasına neden olduğu düşünülmektedir. Anlık olarak yük hücresi verilerinde zirve görülmesinin sebebi de crest ve kurtosis değerlerinin artmasına paralel olarak parça kopuşu ile sürtünmenin artması olarak yorumlanabilir. Şekil 6.79’da verilen grafikler incelenmeye devam edildiğinde genlik, crest ve kurtosis grafiklerinde 242.dk’da zirve görülmektedir. Neden olduğu hakkında yorum yapılabilme amacı ile HFD grafiği elde edilmiş ve Şekil 6.83’de bu dakikaya ait grafik görülmektedir.



Şekil 6.83. 6804 rulmanına ait 242.dk HFD grafiği

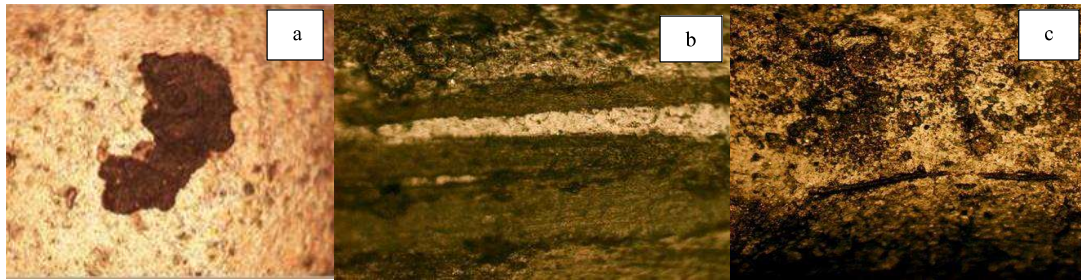
Şekil 6.83’de verilen 242.dk’ya ait HFD grafiğinde iç bilezik hata frekansı ve harmonikleri düşük genliklerde görülmektedir. Crest faktör ve kurtosis değerlerinin darbe içeriğine hassas teknikler olduğu bilinmektedir. Bu dakikadaki crest faktör ve kurtosis değerlerinin yüksek olmasının nedeni rulman üzerinden parça kopuşu olduğu düşünülmektedir. Bilya hata frekansı ve 3 katı harmoniğinin görülmesi bu durumu desteklemektedir. Rulmanın iç bileziğinde de hatanın oluşmaya başladığı fakat tam olarak bozulmadığı kullanım ömrünün tam olarak tamamlanmış olmadığı yorumu yapılabilir.

Şekil 6.79’da verilen ivmeölçerden alınan sinyallere zaman tanım bölgesi teknikleri uygulanması sonucu elde edilen grafikler incelenmeye devam edildiğinde crest ve kurtosis değerlerinin yaklaşık olarak 260.dk civarında düştüğü görülmektedir. Aynı dakikalarda sıcaklık verilerine bakıldığında yaklaşık olarak 750.dk civarına kadar kademeli olarak düştüğü görülmektedir. Sıcaklık düşüşü ile crest ve kurtosis değerlerinin nedenini araştırmak amacıyla bu dakikalardaki frekans spektrumuna bakılmış olup HFD grafiği Şekil 6.84’de verilmektedir.



Şekil 6.84. 6804 rulmanına ait 262.dk HFD grafiği

Şekil 6.84’de verilen 262.dk HFD grafiğine bakıldığında rulmanın bu dakikada bozulmuş olduğu yorumu yapılabilir. Sıcaklık düşüşünün sebebi rulmanın bozulması olarak yorumlanabilir. Yük hücresinden alınan verilerin grafikleri (bkz. Şekil 6.80) incelenmesine devam edildiğinde yaklaşık olarak 750.dk civarında genlik, genliğin KOK, crest ve kurtosis değerlerinde artış görülmektedir. Aynı dakikalarda sıcaklık grafiğinde rulmanın iyileşme (healing) durumunun başladığı görülmektedir. İki grafik birlikte değerlendirildiğinde rulmanın zorlandığı bu yüzden sürtünmenin arttığı fakat daha sonra sürtünmenin azalmaya başlamasıyla birlikte sıcaklıkla değerlerinin düştüğü yorumu yapılabilir.



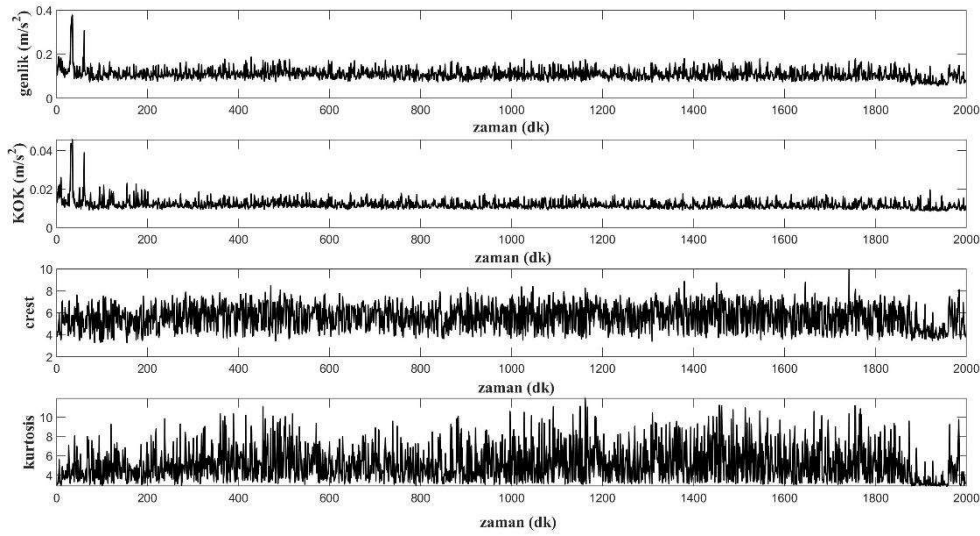
Resim 6.1. 6804 3 kg yük asılı rulmanına ait a) bilya hatası b) dış bilezik hatası c) iç bilezik hatası (100x)

Resim 6.1’de 6804 rulmanının deney tamamlandıktan sonra iç bilezik, dış bilezik ve bilyalarının mikroskop altında incelenmesi sonucu elde edilen fotoğrafları göstermektedir. Resim 6.1.a’da görülen bilyaya ait fotoğrafta bilya üzerinde siyah bölge görülmektedir. Bu

durumun rulman üzerinden kopan parçanın bilya üzerine yapışmasının neden olduğu düşünülmektedir. Resim 6.1.b’de görülen dış bileziğe ait fotoğrafta bilyanın hareket yönünde derin iz görülmektedir. Resim 6.1.c’de verilen iç bileziğe ait fotoğrafta ise rulman üzerinden kopan parçaların bileziğe yapıştığı görülmektedir.

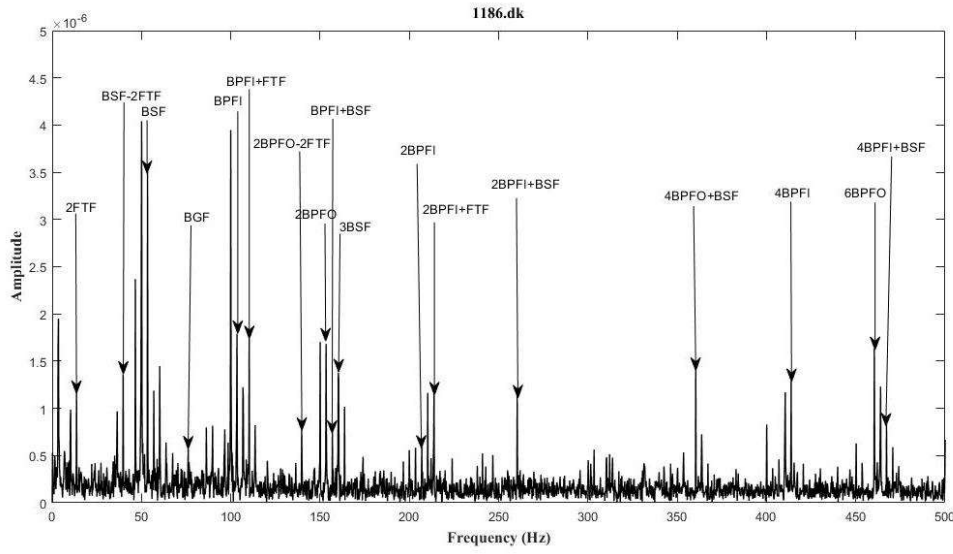
6.3.4. 6205-B180 Rulmanı veri analizi

Deney sırasında 6205-B180 rulmanının kafes sisteminde problem yaşandığından dolayı üç rulman aynı anda çalışmamıştır. 6205-B180 rulmanının 2 kg yük asılı olan rulmanı 80 dakika çalışabilmiş rulmanın kafes kısmı şaft-rulman sistemi çalışırken rulmandan fırlamış ve bu yükteki rulman için deney bitirilmiştir. Aynı durum 6205-B180 rulmanının 3 kg yük asılı rulmanda da yaşanmıştır. 3 kg yük asılı olan rulman 45 dakika çalışabilmiş rulmanın kafes kısmı sistem çalışırken rulmandan fırlamış rulman şaftın üzerinde dönmemiştir. Rulmanlar değiştirilip tekrar çalıştırılmasına rağmen kafes fırlama yeni rulmanlarda da görülmüştür. Bu durum 6205-B180 rulmanının tasarladığımız gibi 3 rulmanın aynı anda çalışmadığını göstermiştir. En son tek olarak çalışan 1 kg yük asılı olan rulman 1998 dakika çalışmıştır. 1 kg yük asılı rulmana ait verilerin analizi bu bölümde, 2 kg ve 3 kg yük asılı rulmanların analizleri problemlili bozulan rulmanların analizi başlığı altında incelenecektir. Verilerin daha sağlıklı analiz edilebilmesi ve değerlendirilebilmesi amacıyla, sensörlerden alınan ham verilerin filtrelenmesi gerekmektedir. Bu kapsamda, deney sistemi üzerinden alınan sinyallerden gürültünün ayıklanması amacıyla MATLAB ortamında bir filtre tasarlanmıştır. Test sistemi üzerinden alınan sinyaller için 8. dereceden Butterworth alçak geçirimli filtre tasarlanmış ve sinyaller içerisindeki 400 Hz ve üstündeki bileşenleri filtrelenmiştir. 1 kg yük asılı rulmanın ivmeölçerden ve yük hücresinden alınan verileri grafikler halinde verilmiştir. İvmeölçerden alınan titreşim verileri zaman tanım bölgesinde ve frekans tanım bölgesinde incelenmiştir. Şekil 6.85’de ivmeölçerden alınan sinyallere ait genlik, genliklerin karelerinin ortalama karesi (KOK), crest faktör ve kurtosis değerlerinin zamanla değişimini gösteren grafik, Şekil 6.86’da ise yük hücresine ait sinyallerin zaman tanım bölgesi teknikleri uygulanması sonucu elde edilen grafikler tek bir grafik olarak verilmektedir.



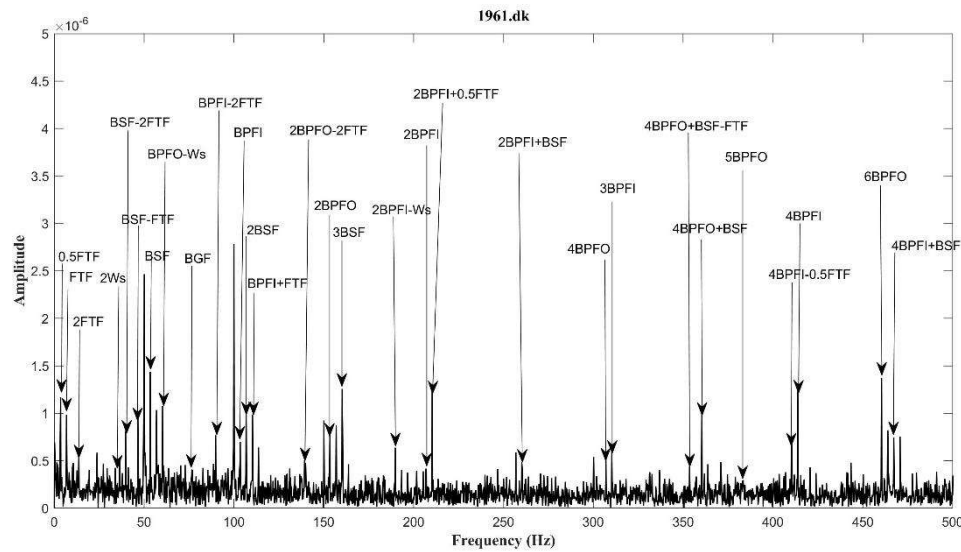
Şekil 6.85. 6205-B180 1 kg yük asılı rulmanına ait titreşim verilerinin zamanla değişim grafiği

Şekil 6.85’de verilen titreşim verilerinin zaman tanım bölgesi tekniklerinin uygulanması sonucu elde edilen grafiklere bakıldığında 1186.dk ‘da genliklerde düşüş görülmektedir. Sonrasında 1874.dk civarında genlik, genliğin karelerinin ortalama karesi, crest ve kurtosis değerlerinin düştüğü görülmektedir. 1960.dk da ise genlik, crest ve kurtosis değerlerini gösteren grafiklerde ani bir artış görülmektedir. Burada rulman üzerinde bir hata oluştuğu düşünülebilir. Fakat oluşan hatanın rulmanın hangi bölgesinde oluştuğu bilinmemektedir. Titreşimlerin frekans tanım bölgesinde incelenmesi titreşimlerin yapısı hakkında daha net bilgiler vermektedir. Bu nedenle bu dakikalarda oluşan değişimi daha net görebilmek için sinyal filtrelenerek zarf analizi yöntemi uygulanmış ve elde edilen frekans spektrumları Şekil 6.86-6.87’de sırasıyla verilmektedir.



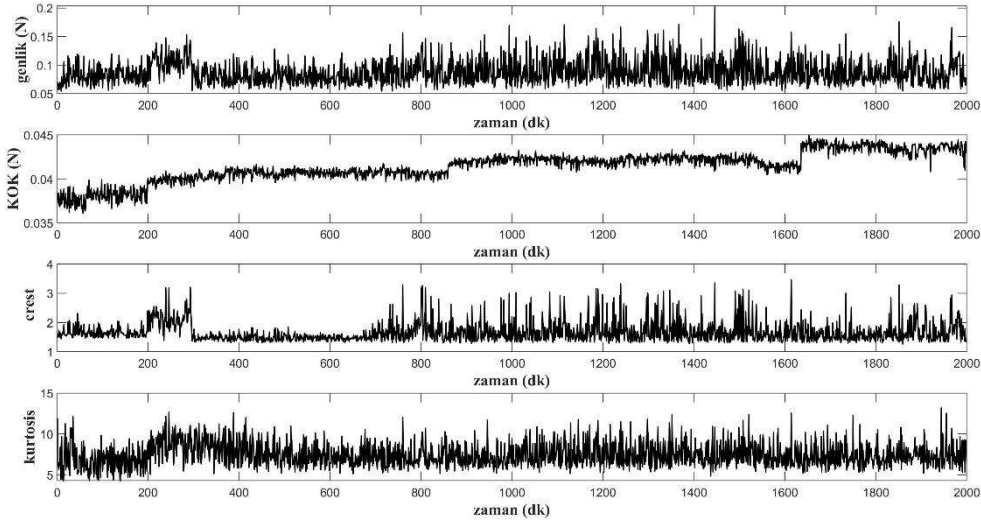
Şekil 6.86. 6205-B180, 1 kg yük asılı rulmanına ait 1186.dk zarf spektrumu grafiği

Grafik incelendiğinde bilya hata frekansı, kafes frekansı harmonikleri, iç bilezik hata frekansı ile dış bilezik hata frekansları harmonikleri ve yan bantları görülmektedir. Burada kullanılan rulman polimer malzemeden üretilmiş olduğundan zamanla bilezikler üzerinden parça kopuşu olduğu ve bilya üzerine yapıştığı düşünülmektedir. Parça kopuşu nedeni ile iç bilezik ve dış bilezik hata frekanslarının spektrumda oluştuğu, bilya üzerine yapışan parça dolayısıyla bilya hata frekansı, harmoniklerinin ve yan bantlarının oluştuğu, kafes ve bilya arasına sıkışan parça nedeniyle kafes frekansının görünür olduğu düşünülmektedir.



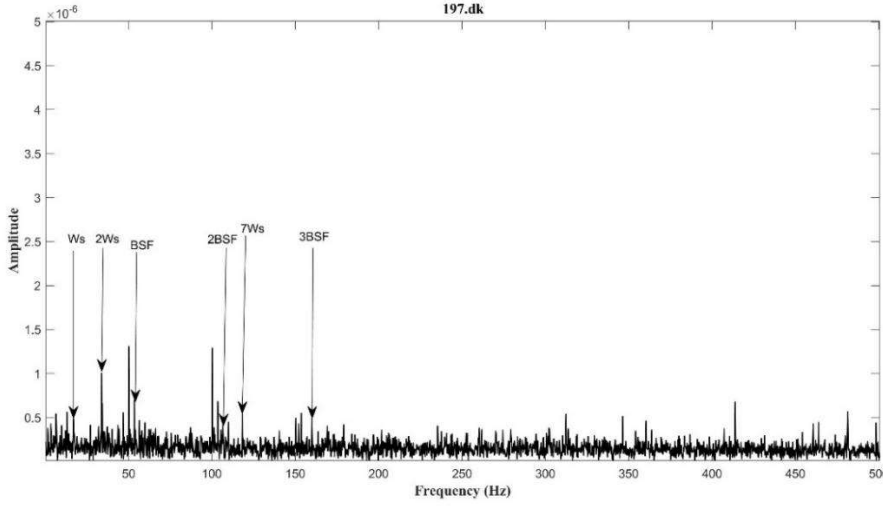
Şekil 6.87. 6205-B180 1 kg yük asılı rulmanına ait 1961.dk zarf spektrum grafiği

İç bileziği bozulan rulmanın frekans spektrumunun karmaşık frekanslar içerdiği bilinmektedir. Şekil 6.87’de görülen 1961.dk ya ait zarf spektrum grafiği incelendiğinde rulmanın bu dakikada tamamen bozulmuş olduğu yorumu yapılabilir.



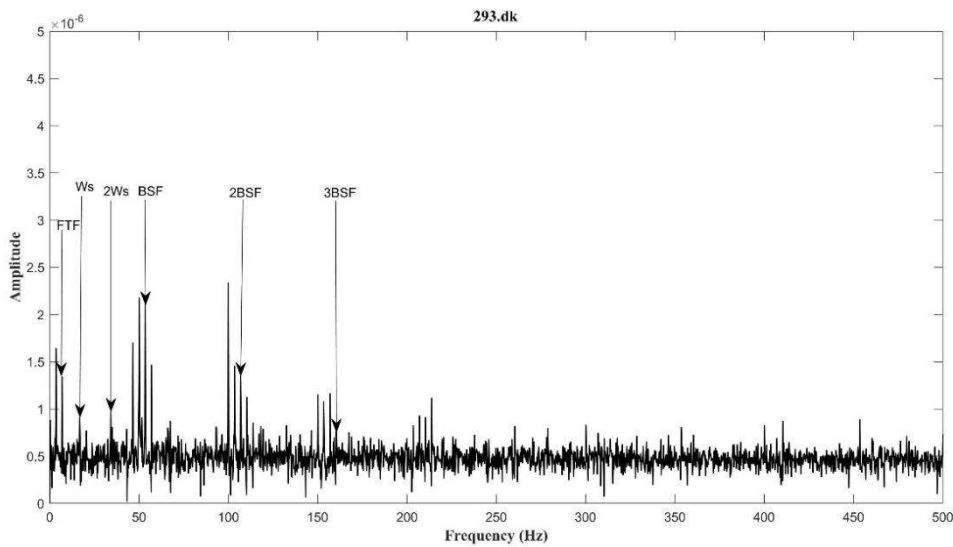
Şekil 6.88. 6205-B180 rulmanına ait yük hücresi verilerinin zamanla değişim grafiği

Yük hücresinden alınan verilerin genlik, KOK, crest ve kurtosis değerlerinin değişimini gösteren grafiğe bakıldığında (bkz. Şekil 6.88) 197.dk’da genliklerin KOK değerinde artış, 293.dk da genlik ve crest değerlerinde düşüş, 858.dk ve 1635.dk’da genliklerin KOK değerlerini gösteren grafikte ise yine bir artış görülmektedir. Bu dakikalardaki grafiğin değişiminin nedenini araştırmak amacı ile 197.dk, 293.dk, 858.dk ve 1635.dk zarf analizi yöntemi uygulanarak frekans spektrumlarına bakılmıştır. Şekil 6.89–6.92’de sırası ile 197.dk, 293.dk, 858.dk ve 1635.dk frekans spektrumu grafiğini belirtmektedir.



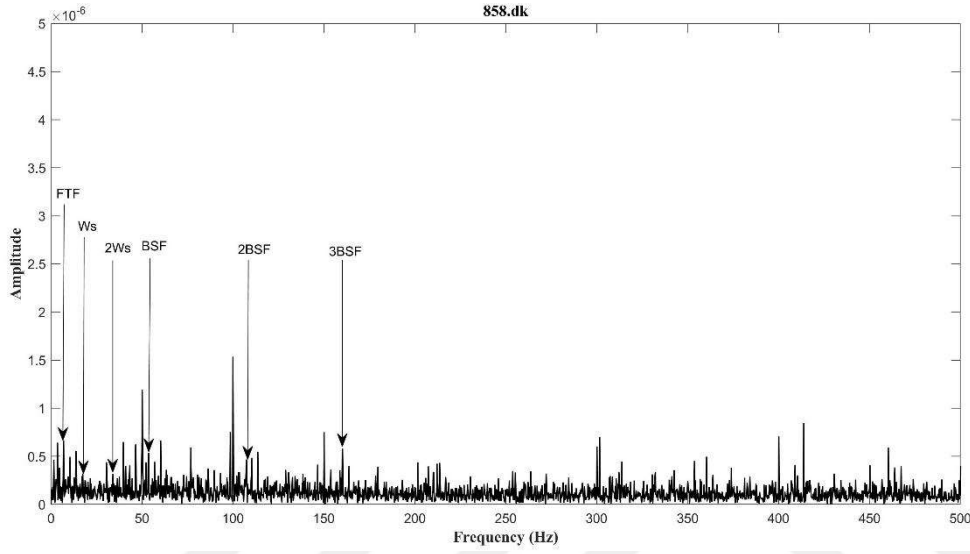
Şekil 6.89. 6205-B180 1 kg yük asılı rulmanına ait 197.dk zarf spektrumu grafiği

Şekil 6.89’da görülen yük hücresinden alınan sinyallerin genlik, genliklerin KOK, crest ve kurtosis değerlerinin değişimini gösteren grafiğe bakıldığında 197.dk ‘da Bilya Hata Frekansı (ing. Ball Spin Frequency) ile 2 katı ve 3 katı harmoniği görülmektedir. Şaft hızı 2 katı harmoniği ve 7 katı harmoniği grafikte açıkça görülmektedir. Şaft hızının ve harmoniklerinin spektrumda görülmesi şaftta dengesizlik olduğunun belirtisi olarak kabul edilmektedir. Bilya hata frekansının görülmesinin sebebi rulmanda oluşan parça kopuşlarının bilya üzerine yapışarak bilya ile dönmesinden kaynaklandığı düşünülmektedir. Kopan parçanın bilya ile kafes arasındaki sürtünmenin artmasına neden olduğu bu nedenle bu dakikada genliğin KOK değerlerinin artmış olduğu düşünülmektedir.



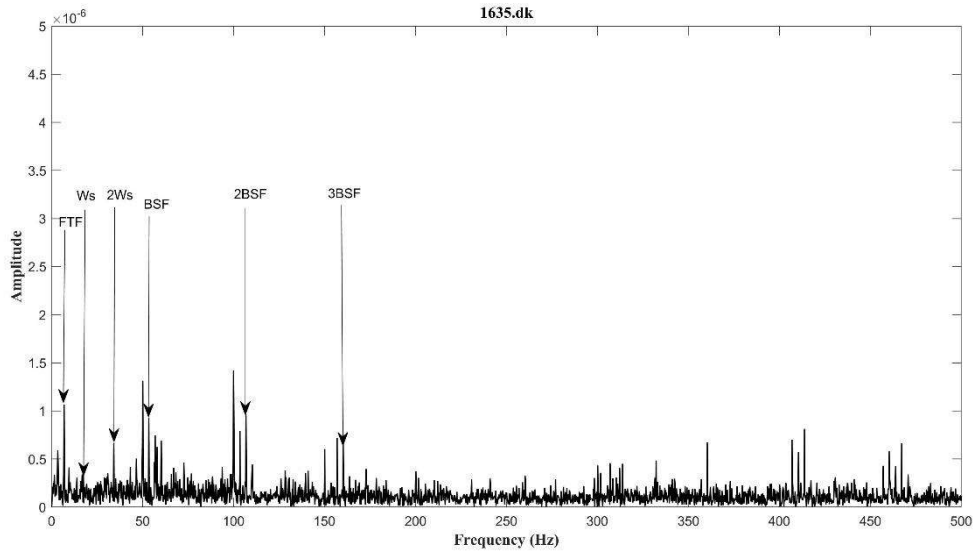
Şekil 6.90. 6205-B180 1 kg yük asılı rulmanına ait 293.dk zarf spektrumu grafiği

293.dk spektrumuna bakıldığında 197.dakikada olduğu gibi Bilya Hata Frekansları, 2 ve 3 kat harmoniği görülmektedir. Yük hücresinden alınan sinyallere bakıldığında bu dakikada genlik ve crest değerlerinin düştüğü görülmektedir. Burada kafes frekansının görülmesi ve genlik, crest değerlerinin düşmesi rulmanın kafes bölümünde hata oluştuğu bu yüzden rulman üzerindeki sürtünmenin azalmasından dolayı değerlerin düştüğü yorumu yapılabilir.



Şekil 6.91. 6205-B180 1 kg yük asılı rulmanına ait 858.dk zarf spektrumu grafiği

Şekil 6.91’de verilen 858.dk grafiğine bakıldığında Bilya Hata Frekansının (ing. Ball Spin Frequency) görülmesinin sebebinin 197.dk daki gibi rulmanda oluşan parça kopuşlarının bilya üzerine yapışarak bilya ile dönmesinden kaynaklandığı düşünülmektedir. Kopan parçanın bilya ile kafes arasındaki sürtünmenin artmasına neden olduğu, bu nedenle bu dakikada yük hücresinden alınan verilerin, genliğin KOK değerlerinin artmış olduğu düşünülmektedir. 1635. dk’daki grafikte yine 197. dk ve 858.dk’daki grafiğe benzer şekilde olduğundan burada da parça kopuşundan dolayı sürtünmenin arttığı düşünülmektedir.



Şekil 6.92. 6205-B180 1 kg yük asılı rulmanına ait 1635.dk zarf spektrumu grafiği

Deney bittikten sonra rulmanlar çıkarılmış bilya, iç bilezik ve dış bilezik mikroskop altında incelenmiş ve fotoğraflanmıştır. Resim 6.2.a'da bilyaya ait fotoğraf, Resim 6.2.b'de dış bileziğe ait fotoğraf, Resim 6.2.c'de ise iç bileziğe ait fotoğraf görülmektedir.

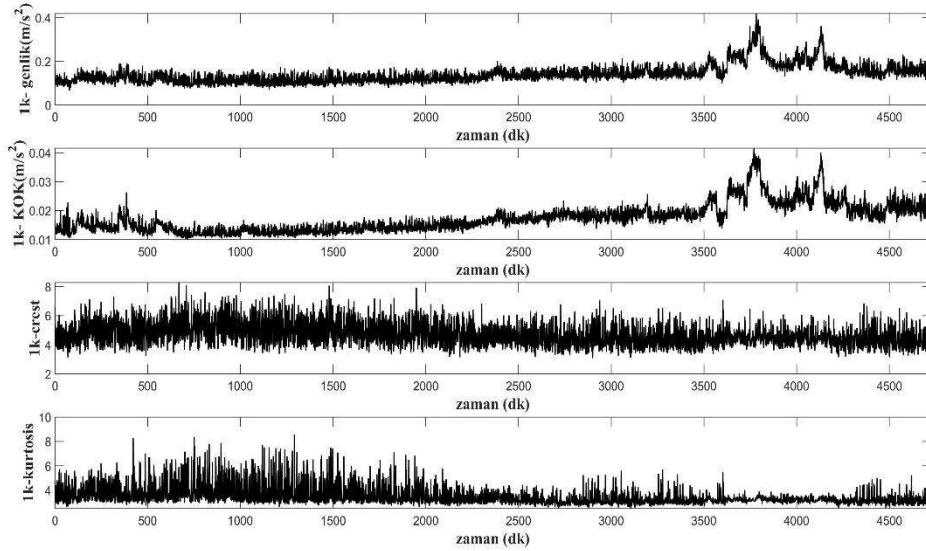


Resim 6.2. 6205-B180 1 kg yük asılı rulmanına ait a) bilya hatası b) dış bilezik hatası c) iç bilezik hatası (100x)

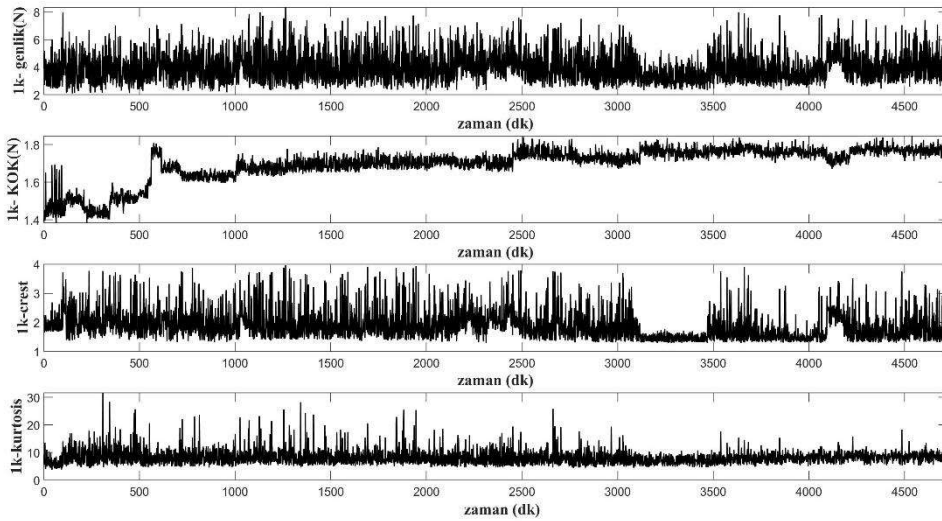
Rulmandan kopan parçaların rulman üzerine yapışarak birlikte döndüğü ve sürtünmenin etkisi ile eriyerek bilya üzerine yapıştığı düşünülmektedir. Resim 6.2.b ve Resim 6.2.c'de verilen iç ve dış bilezikten alınan fotoğraflara bakıldığında bilezikler üzerinde oluşan parça kopuşları belirgin bir şekilde görülmektedir.

6.3.5. 6203 Rulmanı analiz sonuçları

1 kg'lık, 2 kg'lık ve 3 kg'lık yük asılı rulmanlardan alınan titreşim verilerinin genlik, genliklerin karelerin ortalama karesi (KOK), crest faktör ve kurtosis değerlerindeki zamanla değişim grafikleri sırasıyla verilmiştir. 1. kanalda 1 kg yük asılı rulman, 2. kanalda 2 kg yük asılı rulman, 3. kanalda 3 kg yük asılı rulman bulunmaktadır. Verilerin daha sağlıklı analiz edilebilmesi ve değerlendirilebilmesi amacıyla, sensörlerden alınan ham verilerin filtrelenmesi gerekmektedir. Bu kapsamda, deney sistemi üzerinden alınan sinyallerden gürültünün ayıklanması amacıyla MATLAB ortamında bir filtre tasarlanmıştır. Test sistemi üzerinden alınan sinyaller için 8. dereceden Butterworth alçak geçirimli filtre tasarlanmış ve sinyaller içerisindeki 400 Hz ve üstündeki bileşenleri filtrelenmiştir. 1 kg yük asılı rulmandan alınan titreşim verilerinin zaman tanım bölgesi analiz yöntemleri uygulanması sonucu elde edilen grafik Şekil 6.93'de görülmektedir. Şekil 6.94'de ise yük hücresinden alınan sinyallerin zaman tanım bölgesi teknikleri uygulanması sonucu elde edilen grafik görülmektedir.



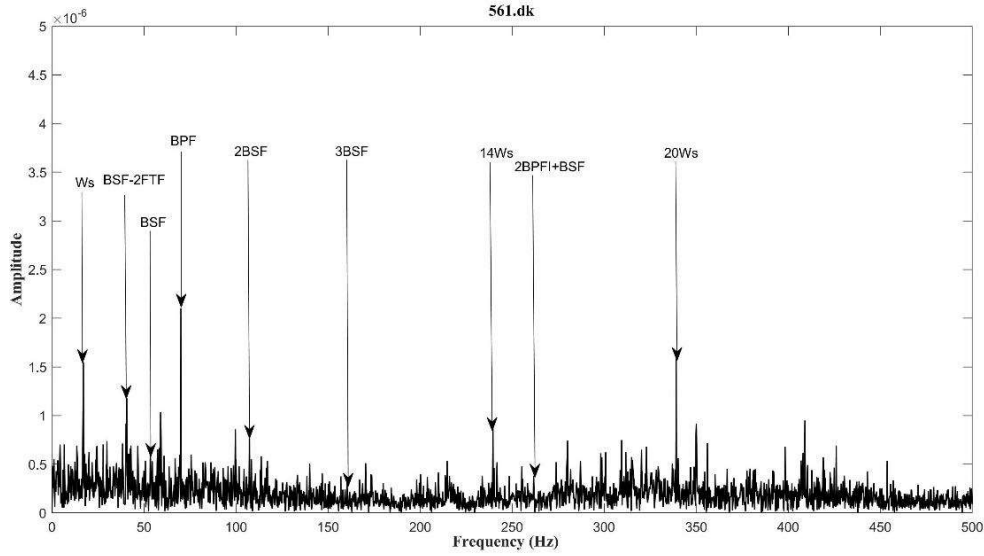
Şekil 6.93. 6203, 1 kg yük asılı rulmanına ait titreşim verilerinin zamanla değişim grafiği



Şekil 6.94. 6203, 1 kg yük asılı rulmanına ait titreşim verilerinin zamanla değişim grafiği

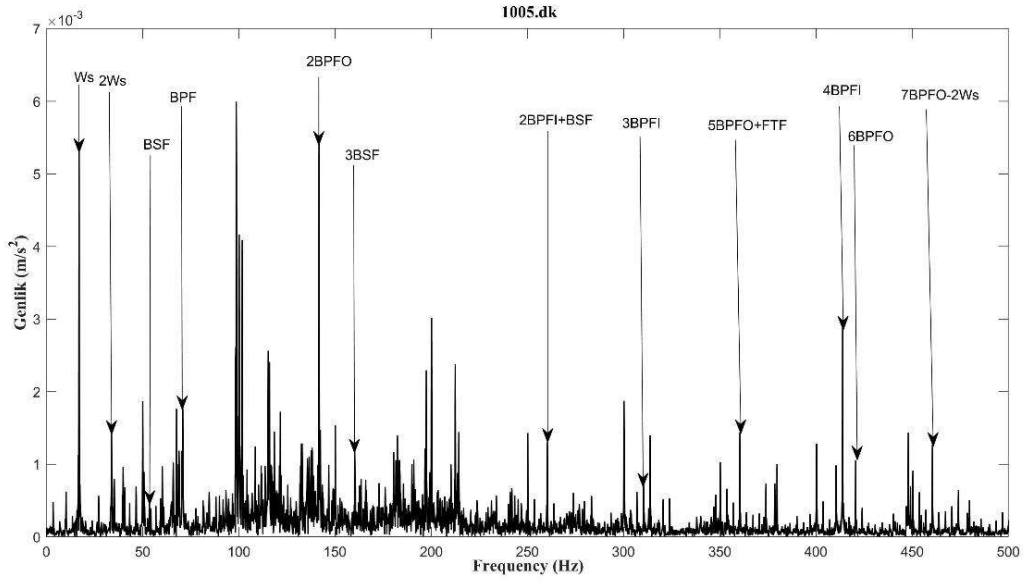
Rulman üzerindeki hataların zamanla ilerlediği ve titreşim seviyelerinin değiştiği bilinmektedir. Şekil 6.93’de verilen grafikler incelendiğinde titreşim genliği seviyelerinin değişimine bakılarak rulman üzerinde zamanla yorulma gözlenmektedir. Bu bilgi ışığında genlik grafiği incelendiğinde ilk ciddi göstergenin 2360.dk civarında olduğu görülmektedir. Daha sonra genliğin karelerinin ortalamasının karekökünü (KOK) gösteren grafikte daha belirgin görülmek üzere 2650.dk’da düşüş görülmektedir. Burada rulmanda hata olduğu düşünülmektedir. Fakat oluşan hatanın rulmanın hangi bölgesinde olduğunun bilinmesi mümkün olmamaktadır. Rulmandaki sorunun daha net anlaşılabilmesi için bu dakikalardaki frekans spektrumuna bakılmıştır. Şekil 6.98, 2650.dk’ya ait frekans spektrumunu belirtmektedir. Grafik incelenmeye devam edildiğinde 3600.dk civarında kurtosis değerinin düştüğü görülmektedir. Bannister rulman üzerindeki hasar iyice ilerlediğinde genliğin karelerinin ortalama karekök (KOK) değerinin aniden arttığını belirtmiştir [93,91]. Attel ve çalışma arkadaşları sağlam rulmanın kurtosis değerinin 3’ün altında olduğunu, bilya hatalı rulmanın kurtosis değerinin 5 ile 7 arasında değiştiğini, iç bilezik ve dış bilezik hatası olan rulmana ait kurtosis değerinin 10’u geçtiğini belirtmişlerdir [43]. Aynı dakikalarda kurtosis grafiğine bakıldığında kurtosis değerinin 3’ün altına düştüğü görülmektedir. Buna dayanarak kurtosis ve genliklerin karelerinin ortalamasının karekökü grafikleri birlikte yorumlandığında rulmanın bu dakikalarda tamamen bozulmuş olduğu söylenebilir. Daha net sonuçlar elde edebilmek amacıyla frekans spektrumu incelenmelidir. Şekil 6.100’de, 3625.dk’ya ait HFD grafiği görülmektedir. Şekil 6.94’de verilen yük hücresi verilerinden elde edilen grafiklere bakıldığında 561.dk, 1005.dk, 2450.dk ve 3116.dk’larda

yük hücresine ait genliklerin KOK grafiğinin belirgin şekilde arttığı görülmektedir. Bu dakikalara ait frekans spektrumları Şekil 6.95, Şekil 6.96, Şekil 6.97 ve Şekil 6.98’de verilmiştir.



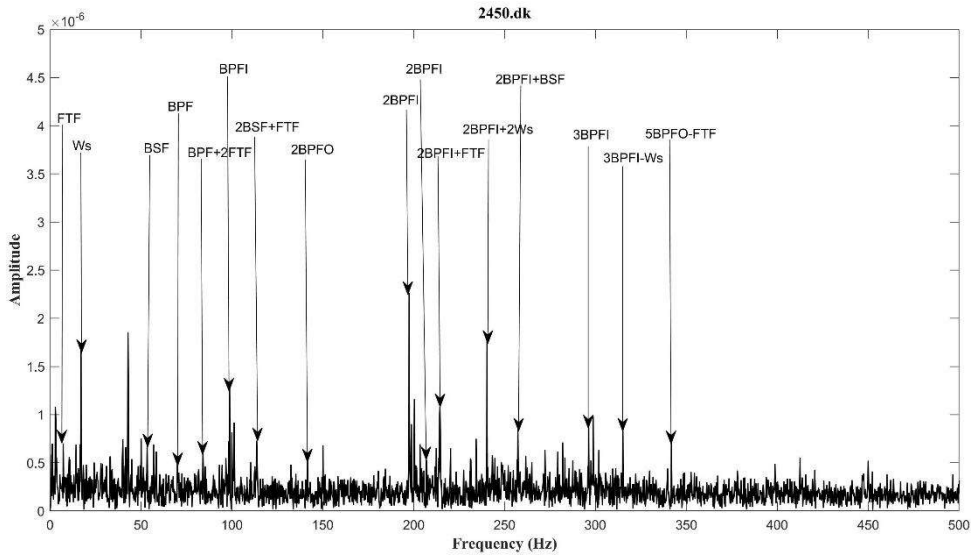
Şekil 6.95. 6203, 1 kg yük asılı rulmanın 561.dk zarf spektrumu grafiği

Şekil 6.95’de verilen 561.dk zarf spektrumu grafiği incelendiğinde şaft dönüş hızı frekansının 20 katı harmoniğine kadar görülmektedir. Aynı zamanda bilya hata frekansı (ing. Ball Spin Frequency) ve harmonikleri görülmektedir. Şaft hızı ve harmoniklerinin görülmesi şaftta dengesizlik durumunun olduğunu düşündürmektedir. Dengesizlik rulmanın dönüşünü zorlamakta ve rulman üzerinden parça kopuşuna neden olduğu, kopan polimer malzemelerin bilya yüzeyine yapıştığı bu nedenle bilya hata frekansının görüldüğü düşünülmektedir. Bilya üzerine yapışan parçaların sürtünmenin artmasına neden olduğu yorumu yapılabilir.



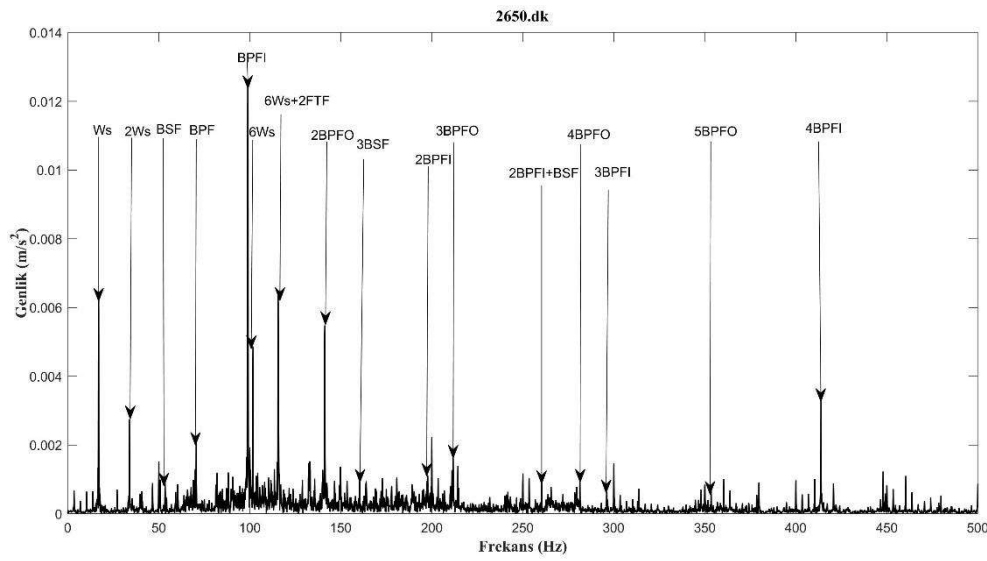
Şekil 6.96. 6203, 1 kg yük asılı rulmanın 1005.dk HFD grafiği

Şekil 6.96’da verilen grafik incelendiğinde bir önceki grafikte kıyaslandığında (bkz. Şekil 6.95) rulman üzerinde zaman geçtikçe hata frekanslarının çoğaldığı görülmektedir. Hata frekanslarının oluşumu rulman üzerinden parça kopuşlarının olmasından dolayı zamanla bozulmanın ilerlemesinden kaynaklandığı düşünülmektedir. Rulman üzerinden parça kopuşu olduğu ve bilya üzerine yapışması ile sürtünmenin arttığı düşünülmektedir.



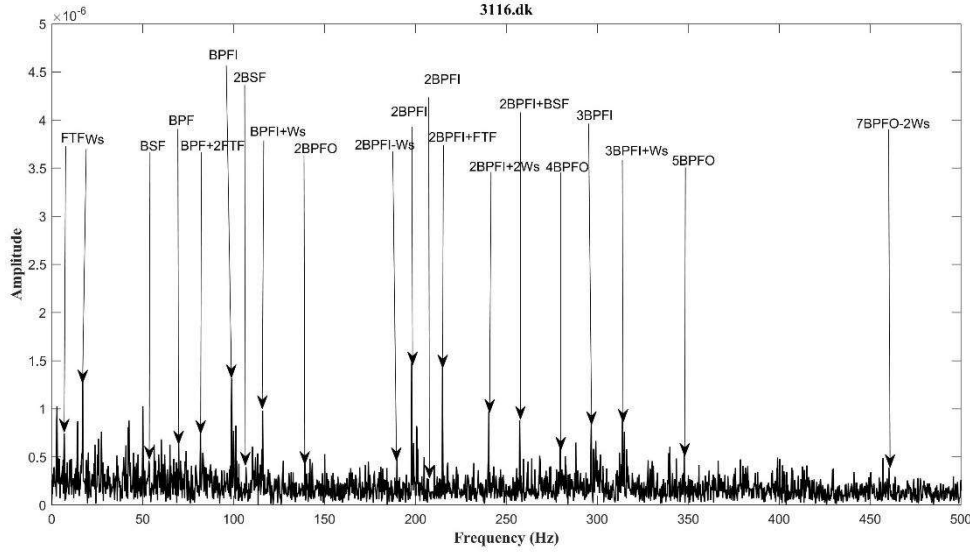
Şekil 6.97. 6203, 1 kg yük asılı rulmanın 2450.dk zarf spektrumu grafiği

Şekil 6.97’de verilen grafik incelendiğinde kafes frekansı, iç bilezik hata frekansı, dış bilezik hata frekansı, bilya hata frekansı ve bu frekansların harmonikleri ile yan bantları görülmektedir. 2450.dk grafiğinde 103,501 Hz olan iç bilezik hata frekansının iç bilezik yapısının bozulmasından dolayı 98,74 Hz’e düştüğü görülmektedir. İç bilezik hata frekansının iki kat harmoniği olarak hem 103.501 Hz’in harmoniği, hem de 98.74 Hz’in harmoniği birlikte grafikte görülmektedir. Grafikte belirlenen hata frekanslarında bilya hata frekansı ve harmonikleri görüldüğünden parça kopuşu nedeni ile hatanın olduğu kopan parçanın bilyaya yapışarak kafes ile arasındaki sürtünmeyi artırdığı düşünülmektedir.



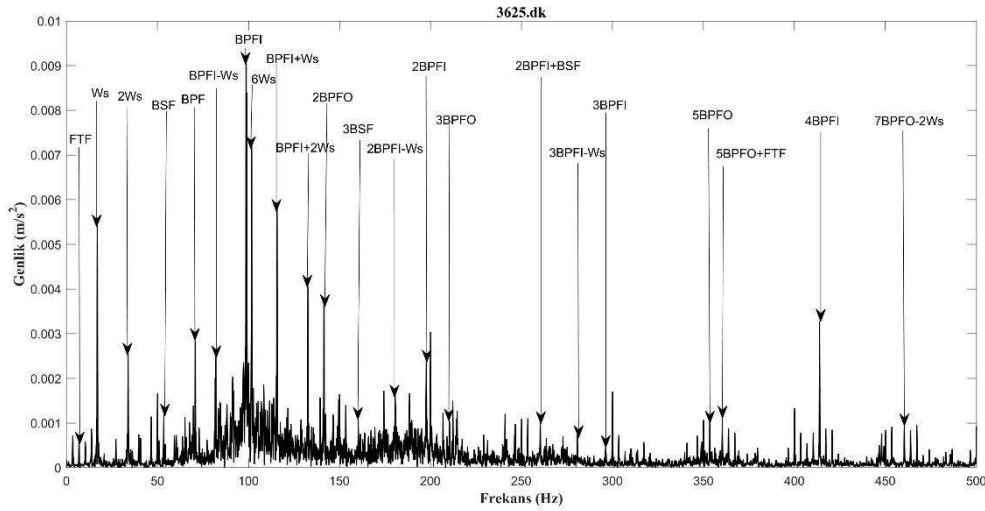
Şekil 6.98. 6203, 1 kg yük asılı rulmanın 2650.dk HFD grafiği

Şekil 6.98’de verilen 2650.dk HFD grafiğine bakıldığında bilya hata frekansı (ing. Ball Spin Frequency) ile iç, dış bilezik hata frekansları ve harmonikleri görülmektedir. Kullanılan rulmanın iç ve dış bileziği polimer malzeme bilyaları çelik malzemeden olduğundan bilya hata frekansının görünmesinin sebebinin bileziklerden kopan parçaların bilyaya yapışmasından kaynaklandığı düşünülmektedir. 2450.dk’da başlayan hatanın ilerlemesi ile beraber iç bilezik hata frekansının yüksek genlikte görülmesi iç bilezikte hata oluştuğunu düşündürmektedir.



Şekil 6.99. 6203, 1 kg yük asılı rulmanın 3116.dk zarf spektrumu grafiği

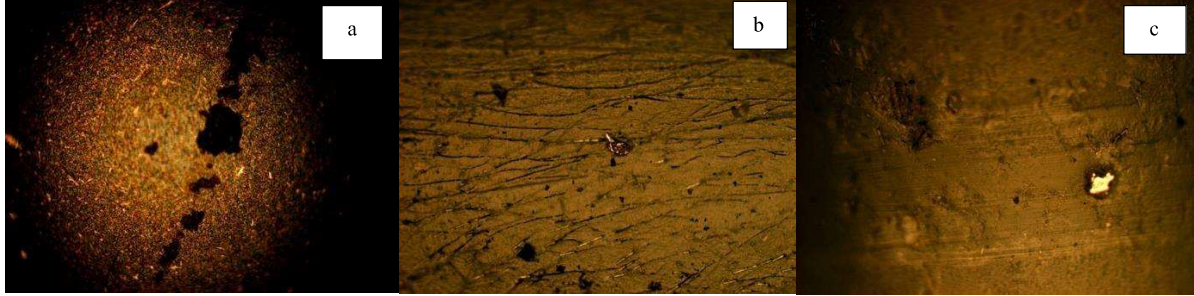
Şekil 6.99’da verilen 3116.dk’ya ait zarf spektrumu grafiğine bakıldığında rulman üzerinden parça kopuşlarının devam etmekte olduğu, parçanın bilyaya yapışmasından dolayı kafes ile bilya arasındaki sürtünmenin arttığı düşünülmektedir.



Şekil 6.100. 6203, 1 kg yük asılı rulmanın 3625.dk HFD grafiği

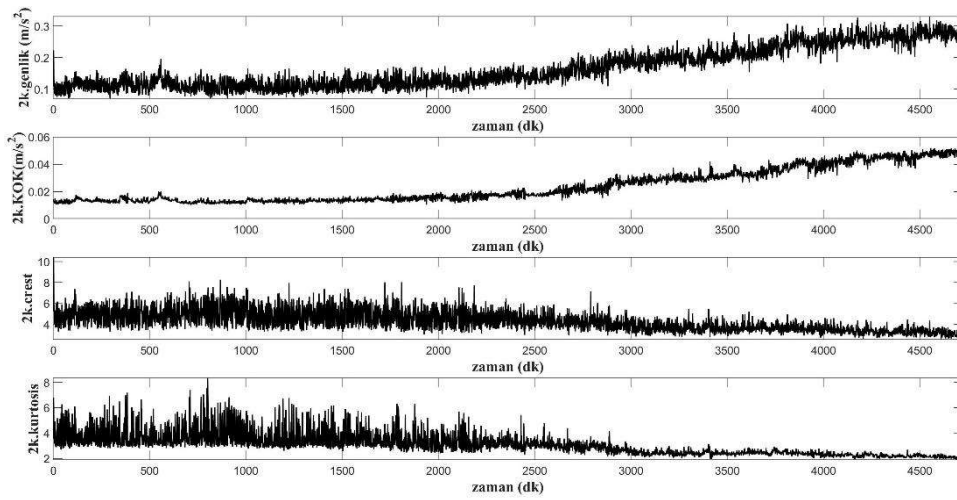
3625.dk’daki frekans spektrumuna bakıldığında ise dış bilezik hata frekansı, iç bilezik hata frekansı, bu frekansların şaft hızı ve harmonikleri ile yan bantları, kafes frekansı görülmektedir. İç bileziğin çalışma yüzeyinde hata oluştuğunda titreşim şaftın dönüş hızı, kafes hızı, iç ve dış bileziğin bilya geçiş hızında, onların harmoniklerinde ve kombinasyonlarında oluşmaktadır [85]. İvmeölçerden alınan verilerin kurtosis grafiklerine

bakıldığında bu dakikalarda kurtosis değerinin sağlam rulmanın kurtosis değerine düştüğü de görülmektedir. Buradan rulmanın bu dakikada tamamen bozulduğu yorumu yapılabilir.

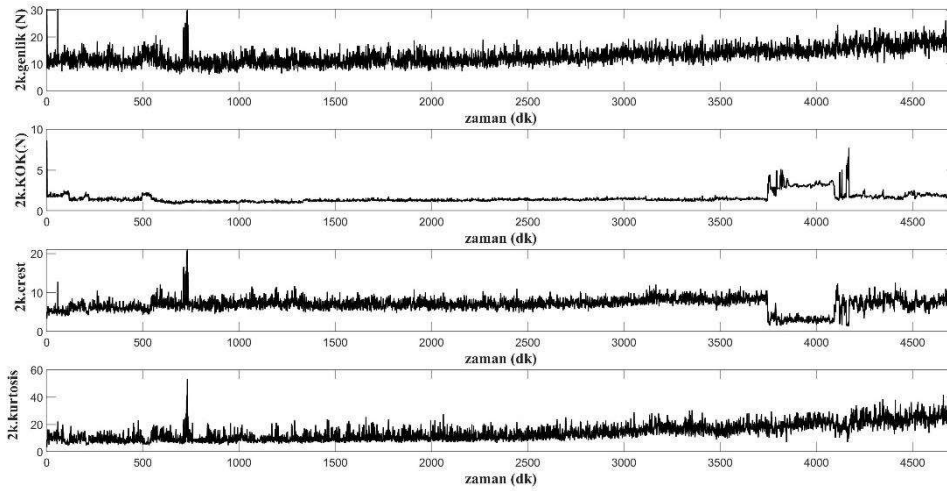


Resim 6.3. 6203 1 kg yük asılı rulmanına ait a) bilya hatası b) dış bilezik hatası c) iç bilezik hatası (100x)

Deney tamamlandıktan sonra rulman dağıtılmış ve mikroskop altında incelenmiştir. Resim 6.3.a'da görülen bilyaya ait fotoğrafta yuvarlanma yolu boyunca iz göze çarpmaktadır. Resim 6.3.b ve Resim 6.3.c incelendiğinde ise bilezikler üzerindeki parça kopuşları belirgin şekilde görülmektedir.



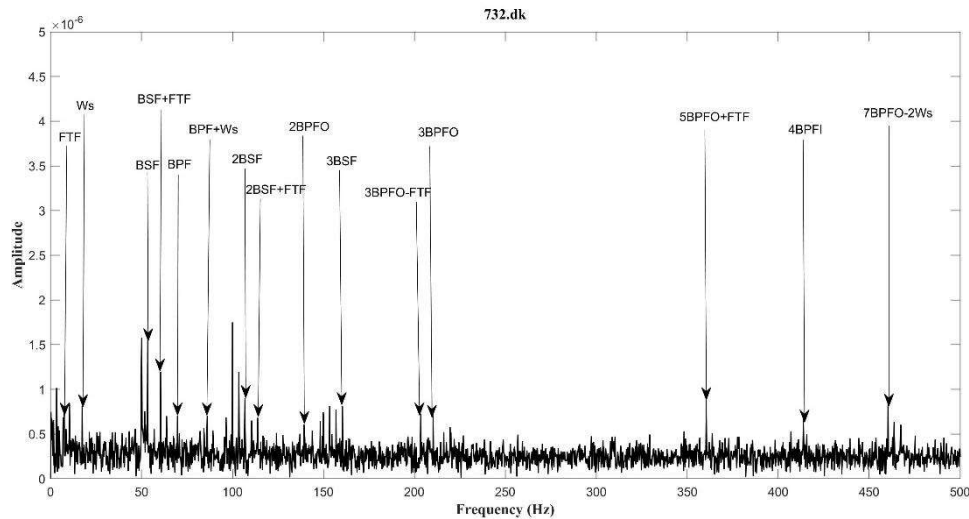
Şekil 6.101. 6203, 2 kg yük asılı rulmanına ait titreşim verilerinin zamanla değişim grafiği



Şekil 6.102. 6203, 2 kg yük asılı rulmanına ait yük hücresi verilerinin zamanla değişim grafiği

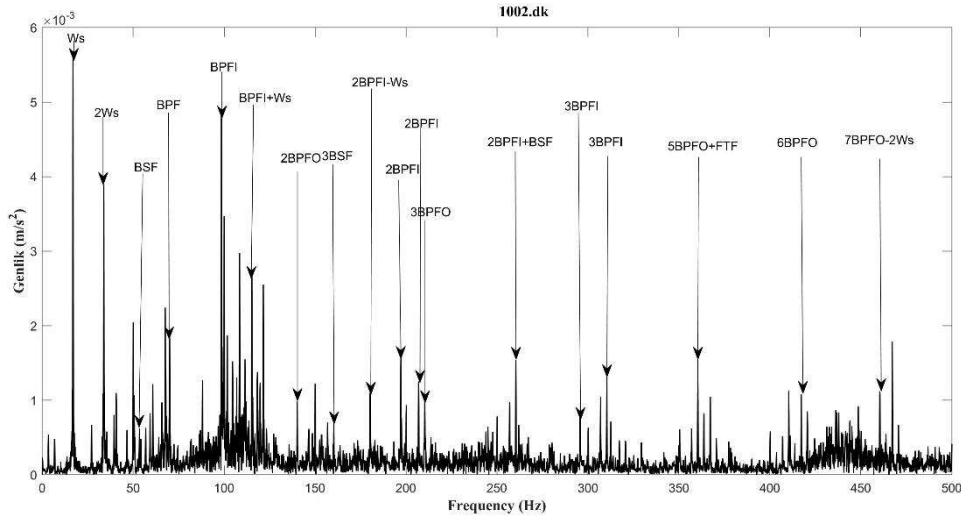
Şekil 6.101’de verilen 6203 rulmanının 2 kg asılı titreşim verilerinin zamanla değişimini gösteren grafik incelendiğinde zamanla genliğin arttığı görülmektedir. Genlik artışı kestirimci bakımda rulmanda hata oluştuğunun göstergesi olarak kabul edildiğinden, genlik grafiğine bakıldığında rulmanın zamanla bozulduğu anlaşılmaktadır. Bu anlamda rulmanda hata oluşuma ilişkin ilk ciddi gösterge 520.dk da görülmektedir. Sonrasında yaklaşık olarak 2150.dk sonrasında genliklerde artış görülmekte, 2650.dk sonrasında ise genliklerdeki artış hızlanmaktadır. 3000.dk civarına bakıldığında ise kurtosis ve crest değerlerinin belirgin olarak düştüğü görülmektedir. Daha önceki çalışmalarda ileri derece hasarlı rulmanlarda crest faktör değerinin olağanüstü bir şekilde düştüğü Alfredson tarafından yapılan testler sonucunda belirlenmiştir [94,91]. Bannister tarafından ise ileri derecede rulman hasarında kurtosis değerinin sağlam rulmanda görülen kurtosis değerine düştüğü belirtilmiştir [93,91]. Aynı şekilde Alfredson tarafından aşırı bozulan rulmanın kurtosis değeri sağlam rulmanın kurtosis değerine düştüğü belirtilmiştir. Manjunath tarafından ise sağlam rulmanın kurtosis değerinin 3’ün altında olduğu belirtilmiştir. Buradan yola çıkılarak aşırı bozulan rulmanın kurtosis değerinin 3’ün altında olacağı yorumu yapılabilir. Şekil 6.101’de verilen grafiğe bakıldığında 2970. dk’dan sonra kurtosis değeri 3’ün altına düştüğü görülmektedir. Diğer araştırmacılarında yorumları göz önünde bulundurulduğunda bu dakikalarda rulmanın ileri derecede hasarlı olduğu yorumu yapılabilir. Bu durumu daha iyi inceleyebilmek amacı ile bu dakikadaki frekans spektrumuna bakılmıştır. Şekil 6.105’de 2979.dk’daki zarf analizi uygulanmış frekans spektrumunu göstermektedir. Şekil 6.102’de verilen yük hücresi verilerini gösteren grafiğe bakıldığında ise yük hücresinden alınan sinyallerin genlik

değerlerinde ivmeölçerle paralel olarak artış görülmektedir. İlk belirtilerin görüldüğü 510.dk civarında ivmeölçerden alınan verilere paralel olarak yük hücresinden alınan sinyalleri belirten grafiklerde de değişim görülmektedir. 732.dk civarında yük hücresi grafiklerinde değişim görülmektedir. 732. dakika frekans tanım bölgesinde incelenmiş ve Şekil 6.103'de verilmiştir.



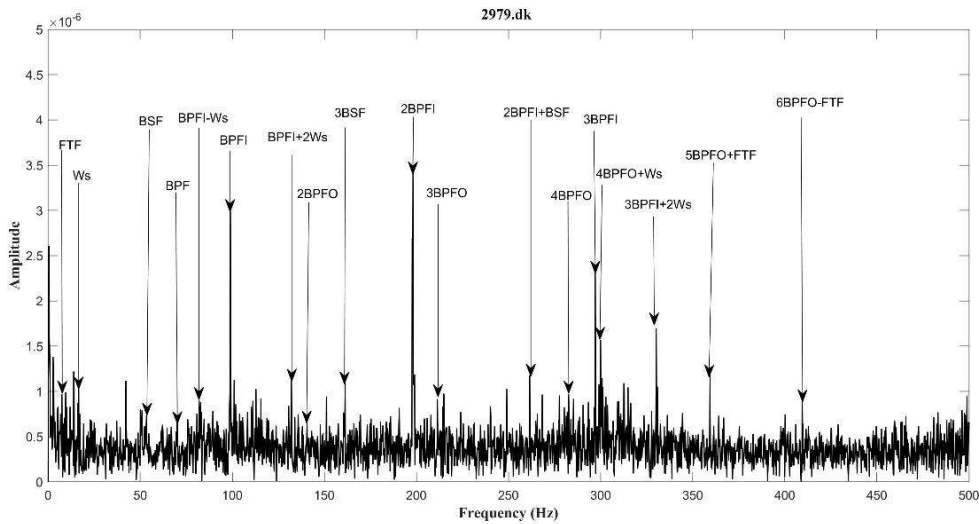
Şekil 6.103. 6203, 2 kg yük asılı rulmanın 732.dk zarf spektrum grafiği

Burada bilya hata frekansı, kafes frekansı ve yan bantları frekanslar görülmektedir. Bu durum bilya ve kafes arasına giren malzemenin bilyaya yapışması sonucu sürtünmenin artmasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Yük hücresine ait grafik incelendiğinde genlik ve genliğin KOK grafiğinde 1000.dk civarında artış görülmektedir. Buradaki artışın nedenini araştırmak amacı ile daha net yorum yapabileceğimiz frekans spektrumu incelenmiştir. Şekil 6.104'de 1002.dk'ya ait HFD grafiği görülmektedir.



Şekil 6.104. 6203, 2 kg yük asılı rulmanın 1002.dk HFD grafiği

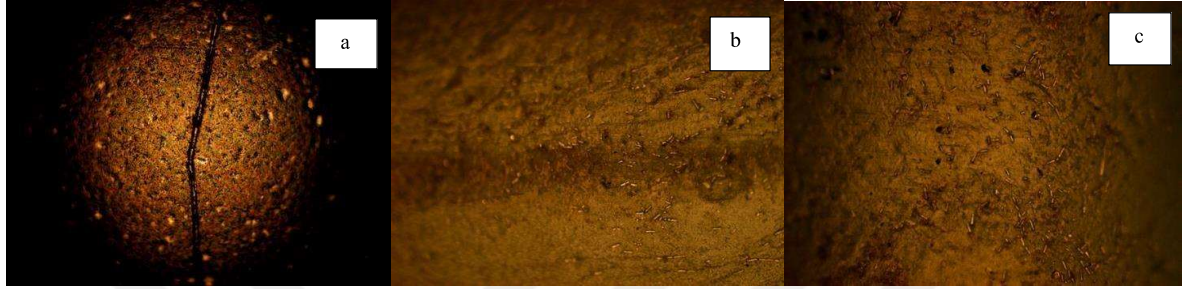
Şekil 6.104’de verilen grafiğe bakıldığında iç bilezik hata frekansının yüksek genliklerde görülmesi burada parça kopuşu nedeniyle iç bilezikte hata olduğu aynı zamanda kopan parçanın bilyaya yapışmasıyla kafesle bilya arasındaki sürtünmenin artmasına neden olduğu düşünülmektedir. İvmeölçerden alınan grafik incelenmeye devam edildiğinde 2970.dk sonrasında kurtosis değerinde düşüş görülmektedir. Bu nedenle 2979.dk ya ait zarf spektrumu analiz yöntemi uygulanmış ve spektrum Şekil 6.105’de verilmiştir.



Şekil 6.105. 6203, 2 kg yük asılı rulmanın 2979.dk zarf spektrum grafiği

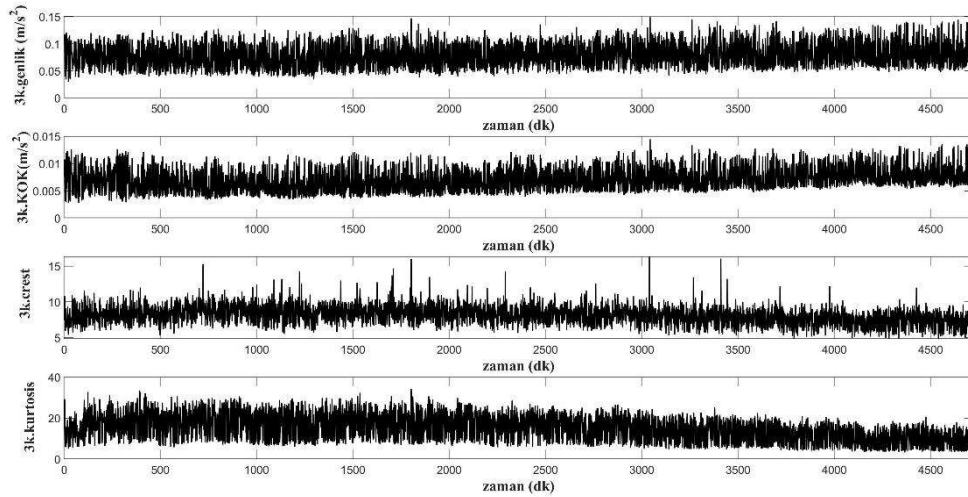
Bu dakikadaki spektrumla birlikte titreşim verilerinin kurtosis grafiğine bakıldığında sağlam rulmanın kurtosis değerine düştüğü görülmektedir. Bannister tarafından ise ileri derecede

rulman hasarında kurtosis değerin sağlamlı rulmanda görülen kurtosis değerine düştüğü belirtilmiştir [93,91]. Bu bilgi ile spektrum ve kurtosis değerleri birlikte değerlendirildiğinde bu dakikada rulmanda ileri derece hasar olduğu yorumu yapılabilir. Deney sonrasında incelenen grafikler neticesinde bozulduğu anlaşılan rulman dağıtılmış ve mikroskop altında incelenmiştir. Rulmanın parçalarından alınan fotoğraflar Resim 6.4’de görülmektedir.

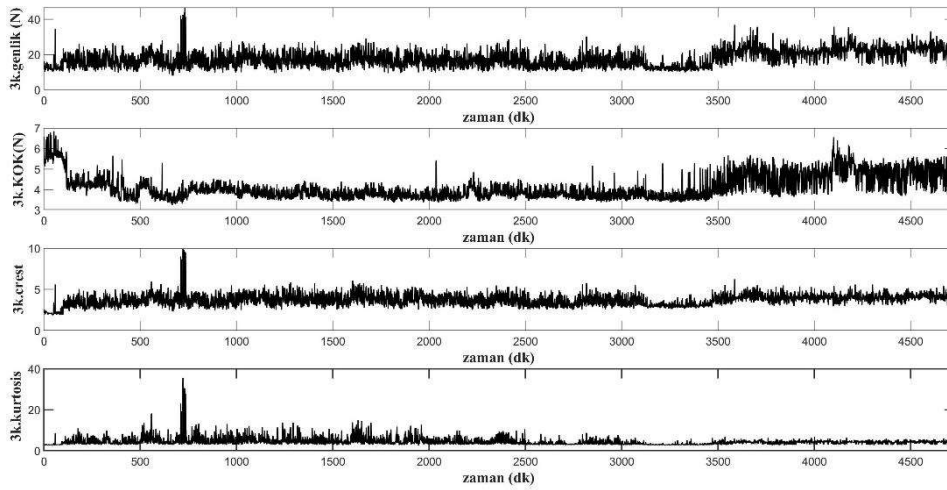


Resim 6.4. 6203 2 kg yük asılı rulmanına ait a) bilya hatası b) dış bilezik hatası c) iç bilezik hatası (100x)

Burada bilya üzerinden alınan Resim 6.4.a’de görülen fotoğrafa bakıldığında bilyanın yuvarlanma yolu boyunca belirgin bir iz olduğu göze çarpmaktadır. Resim 6.4.b ve Resim 6.4.c’de görülen dış bileziğe ait fotoğraf ile iç bileziğe ait fotoğraf incelendiğinde yüzeyden parçaların kopmuş olduğu yani pitting oluştuğu açıkça görülmektedir.

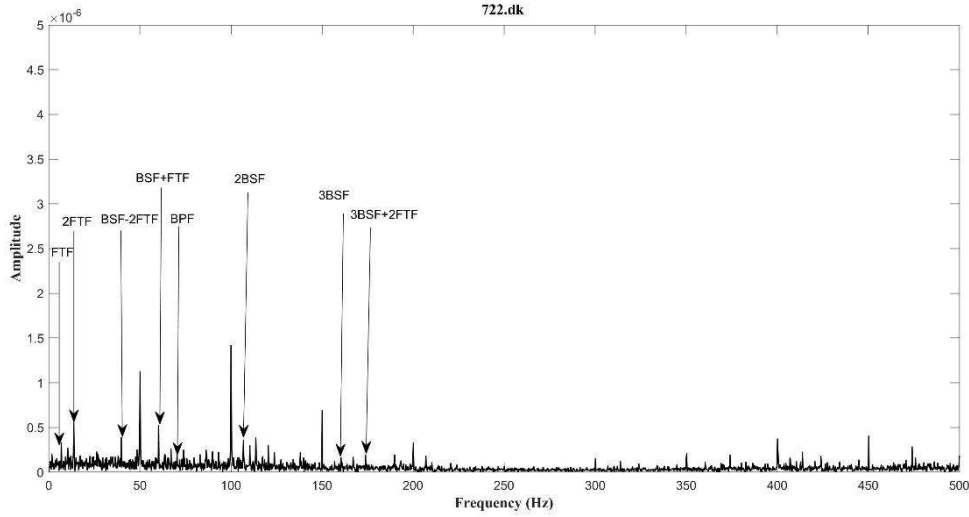


Şekil 6.106. 6203, 3 kg yük asılı rulmanına ait titreşim verilerinin zamanla değişim grafiği



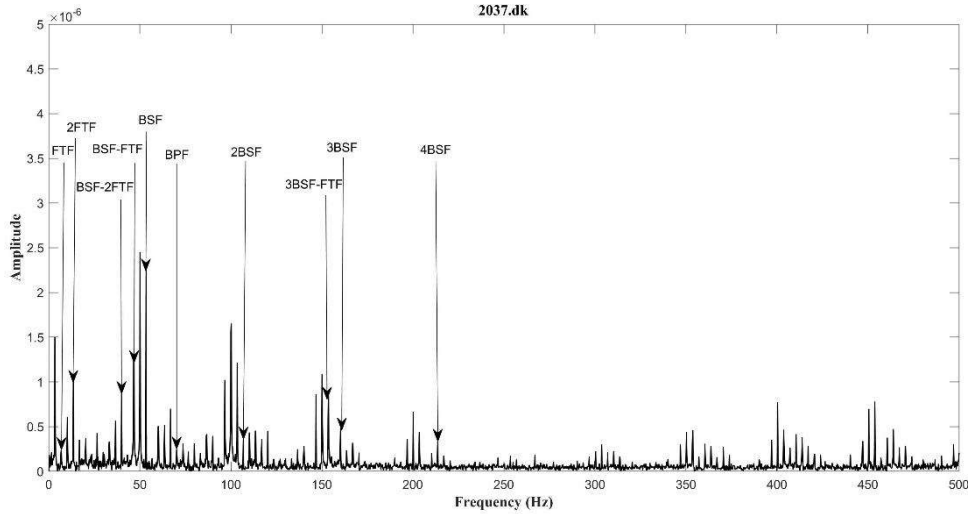
Şekil 6.107. 6203, 3 kg yük asılı rulmanına ait yük hücresi verilerinin zamanla değişim grafiği

Şekil 6.106’de görülen 6203 rulmanının 3 kg yük asılı titreşim verilerinin zamanla değişim grafiğine bakıldığında zamanla crest ve kurtosis değerlerinde düşüş, genlik ve genliklerin KOK değerlerinde çok belirgin olmayan şekilde bir artış olduğu görülmektedir. Aynı seriye ait 1 kg ve 2 kg yük asılı rulmanların titreşim verilerinin darbe içeriğini belirten kurtosis değerlerini gösteren grafikleri ile karşılaştırıldığında 3 kg yük asılı rulmanın kurtosis değerlerinin çok daha fazla olduğu görülmektedir. Alfredson tarafından hasarlı rulmanın hasarın derecesine bağlı olarak kurtosis değerinin 3,5 ile 36 arasında değiştiğini, daha yüksek değerlerin önemli vuruntulu hasarlarda olduğu, daha küçük değerlerin ise aşırı yüke maruz kaldığı durumlarda olduğu belirtilmiştir [94,91]. Serinin 1 kg, 2 kg yük asılı kurtosis grafiklerinde olduğu gibi 3 kg yük asılı rulmanın kurtosis grafiği incelendiğinde 3379.dk sonrasında kurtosis değerlerinin belirgin bir şekilde düştüğü görülmektedir. Bu dakikadaki HFD grafiği incelendiğinde çoklu hata frekansları görülmektedir. Rulmanın bu dakikalarda bozulmuş olduğu yorumu yapılabilir. Şekil 6.107’de verilen 6203 serisi 3 kg yük asılı rulmanının yük hücresinden alınan zaman tanım bölgesi teknikleri uygulanmış grafikleri incelendiğinde 722.dk’da genlik, crest ve kurtosis değerlerini gösteren grafiklerde zirveler görülmektedir. Bu dakikalarda ne olduğunu daha net yorumlamak amacıyla 722.dk frekans tanım bölgesinde incelenmiştir. Şekil 6.108, bu dakikaya ait zarf spektrumu grafiğini belirtmektedir. Grafikten açıkça görüldüğü gibi bilya hata frekansı ve harmonikleri (ing. Ball Spin Frequency) ve kafes frekansı (ing. Fundamental Train Frequency) ve yan bantları göze çarpmaktadır. Bu durumda kafesle bilya arasına parça girmiş olabileceği bunun sürtünmeye neden olmasından dolayı bu dakikada grafiklerde değişiklik olduğu düşünülmektedir.



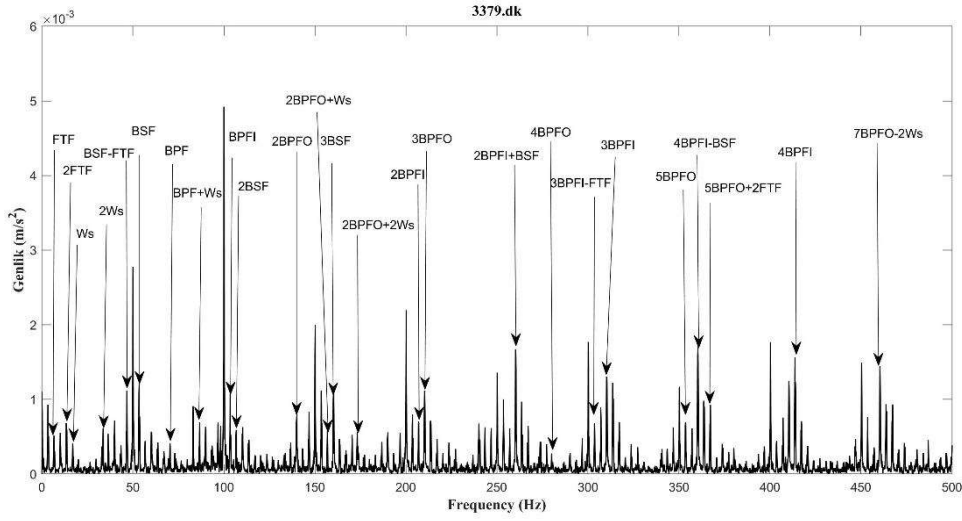
Şekil 6.108. 6203, 3 kg yük asılı rulmanın 722.dk zarf spektrum grafiği

Yük hücresinden alınan sinyallere ait grafikler 722.dk sonrasında incelenmeye devam edildiğinde 2037.dk'da zirve görülmektedir. Bu dakikaya ait zarf spektrumunu gösterir grafik Şekil 6.66'da verilmiştir.



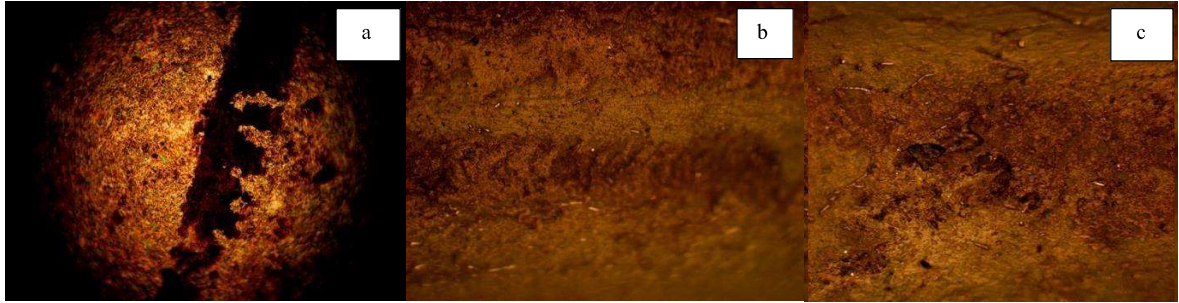
Şekil 6.109. 6203, 3 kg yük asılı rulmanın 2037.dk zarf spektrum grafiği

Bu dakikalarda da bilya hata frekansı ve harmonikleri (ing. Ball Spin Frequency) ve kafes frekansı (ing. Fundamental Train Frequency) ve yan bantları göze çarpmaktadır. Bilya üzerine parça yapıştığı ve bu durumun kafesle olan sürtünmesini artırdığından yük hücresi değerlerinin değiştiği düşünülmektedir.



Şekil 6.110. 6203, 3 kg yük asılı rulmanın 3380.dk HFD grafiği

Şekil 6.110'da verilen 3379.dk ya ait HFD grafiğine bakıldığında rulmanda oluşan iç bilezik, dış bilezik hata frekansları görülmektedir. Bu dakikada rulmanın tamamen bozulduğu yorumu yapılabilir. Deney sonrasında rulmanın dış bileziği kesilmiş, bilya ve iç bileziği dağıtılarak mikroskop altında incelenmiştir. Mikroskoptan alınan fotoğraflar Resim 6.5'de görülmektedir.

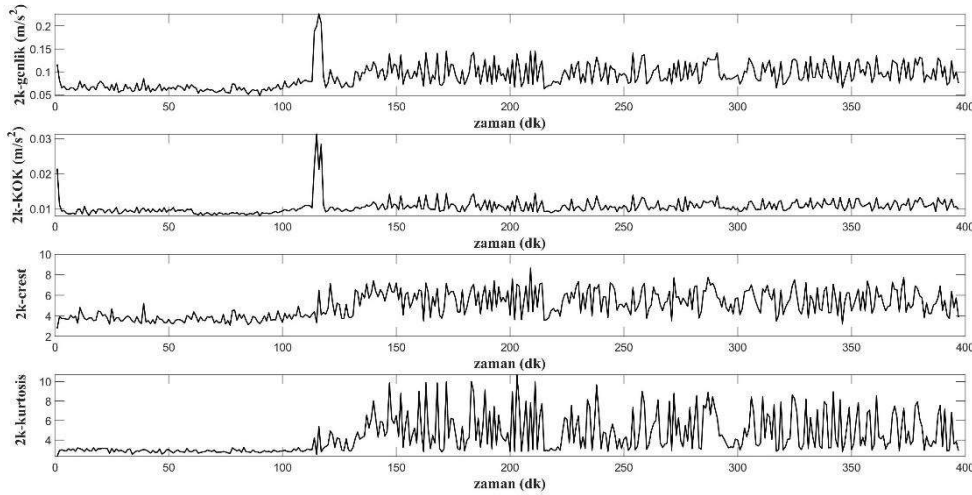


Resim 6.5. 6203 3 kg yük asılı rulmanına ait a) bilya hatası b) dış bilezik hatası c) iç bilezik hatası (100x)

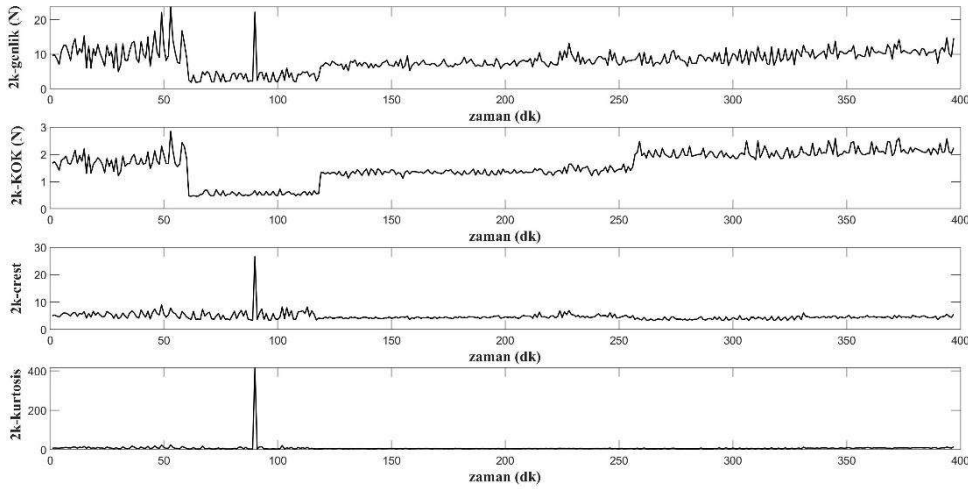
Resim 6.5.a'da bilyanın yuvarlanma yolu üzerinde derin bir iz görülmektedir. Resim 6.5.b'de ve Resim 6.5.c'de görülen dış bilezik ve iç bilezikten alınan fotoğraflarda kopan parçaların bilezikler üzerine yapıştığı kabarcıklı yapılar olduğu görülmektedir.

6.3.6. 6205-PA Rulmanı veri analizi

6205-PA rulmanının 2 kg ve 3 kg yük asılı olan rulmanları 397 dakika çalışabilmiş, 1 kg yük asılı olan rulman 62 dakika çalışabilmiştir. 6205-B180 rulmanında yaşadığımız kafes çıkma sorunu burada da görüldüğünden 1 kg yük asılı rulman yenisi ile değiştirilerek sadece 84 dakika çalışabilmiştir. 2 kg ve 3 kg yük asılı rulmanlar 397 dakika sonrasında kafes çıkma sorunu yaşanmıştır. 2 kg ve 3 kg yük asılı rulmanlardan alınan titreşim verilerinin zaman tanım ve frekans tanım bölgesindeki sonuçları verilmiştir. 2. kanal 2 kg yük asılı olan rulmanı, 3.kanal ise 3 kg yük asılı rulmanı belirtmektedir. 3. kanala ayrıca sıcaklık değişimini görebilmek amacı ile ısı çifti bağlanmıştır. Şekil 6.75-6.77’de 3 kg yük asılı rulmanın sırasıyla ısı çiftten alınan verilerin zamanla sıcaklık değişim grafiği, titreşim verilerine zaman tanım bölgesi tekniklerinin uygulanması sonucu elde edilen grafikler ve yük hücresinden alınan verilerin zaman tanım bölgesi uygulanması elde edilen grafikler verilmektedir. Şekil 6.68-6.69’da ise 2 kg yük asılı rulmanın sırasıyla titreşim verilerine zaman tanım bölgesi tekniklerinin uygulanması sonucu elde edilen grafikler ve yük hücresinden alınan verilerin zaman tanım bölgesi uygulanması elde edilen grafikler verilmektedir.

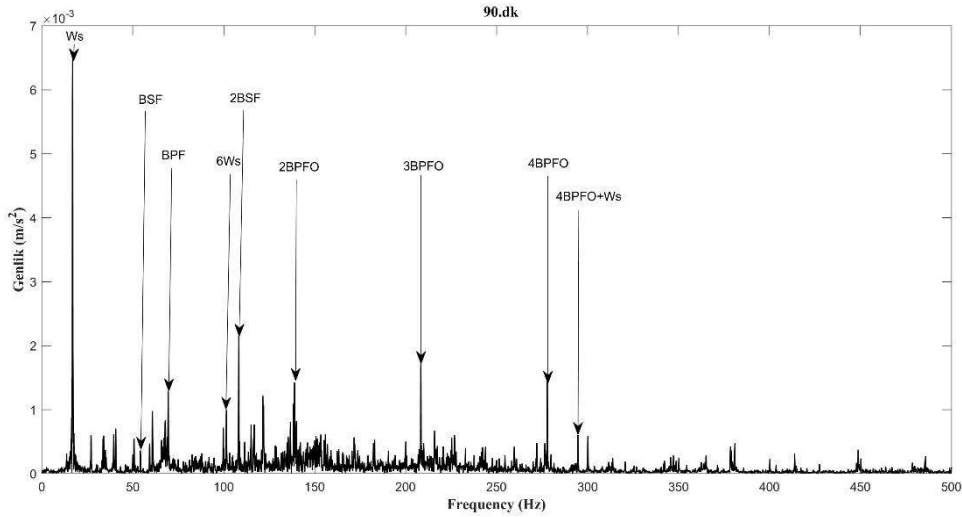


Şekil 6.111. 6205-PA 2 kg yük asılı rulmanına ait titreşim verilerinin zamanla değişim grafiği



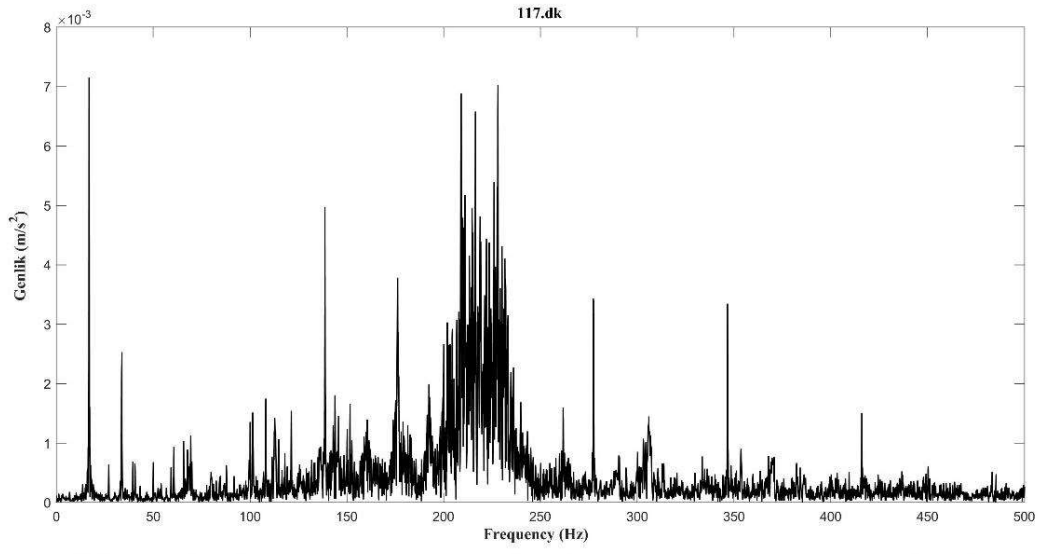
Şekil 6.112. 6205-PA 2 kg yük asılı rulmanına ait yük hücresi verilerinin zamanla değişim grafiği

Şekil 6.111 'de verilen 2 kg yük asılı rulmanın titreşim verilerinin zamanla değişim grafiği incelendiğinde yaklaşık 150. dk da genlik, KOK, crest ve kurtosis değerlerinde artış görülmektedir. Yük hücresine bakıldığında 58. dk' da genlik ve genliklerin KOK değeri grafiğinde düşüş görülmektedir. Makinaların alışma sürecinde yüksek değerlerin görüldüğü daha sonra düşük seviyelere indiği bilinmektedir. 58.dk'da görülen düşüşün sebebi makinanın alışma sürecinden kaynaklanması olarak açıklanabilir. 90.dk'da genlik, crest ve kurtosis grafiklerinde zirve, 117.dk'da genlik ve genliklerin KOK grafiklerinde artış, devamında ise yine genliklerin KOK grafiğinde 255.dk'da artış göze çarpmaktadır. Titreşim verilerini gösteren grafiğe bakıldığında 214.dk'da zaman tanım bölgesi teknikleri uygulanan bütün grafiklerde düşüş görülmektedir. 289.dk'da kurtosis değerinde hemen hemen aynı dakikalarda diğer grafiklerde düşüş görülmektedir. 214.dk'da ve 289.'da dakikada rulman üzerinde hata oluştuğu düşünülmektedir. Bu amaçla yük hücresinde ciddi değişim olan dakikalarda ve titreşim verilerinde yukarıda bahsedilen önemli dakikalar frekans spektrumunda incelenmiştir. Şekil 6.113-6.117 sırasıyla 90.dk, 117.dk, 214.dk, 255.dk ve 289.dk larındaki frekans spektrumunu göstermektedir.

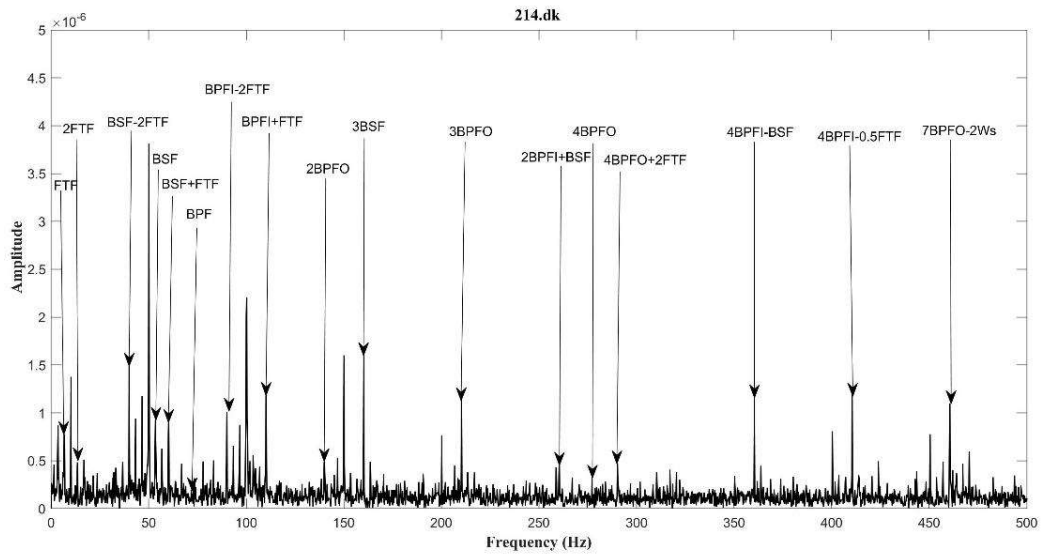


Şekil 6.113. 6205-PA 2 kg yük asılı rulmanının 90.dk HFD grafiği

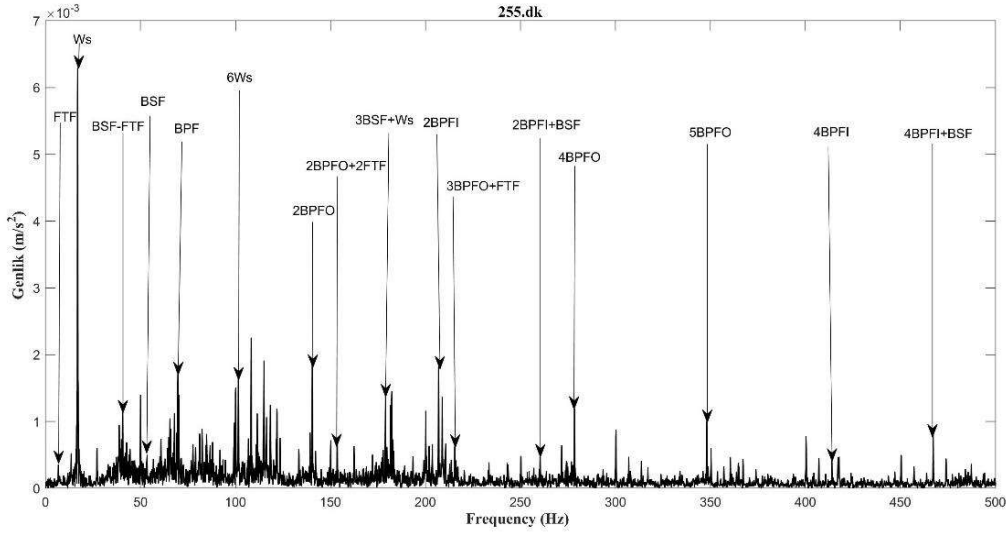
Şekil 6.113’de verilen 90.dk’daki HFD grafiğine bakıldığında dış bilezik hata frekansı ve harmonikleri ile bilya hata frekansı ve harmonikleri görülmektedir. Titreşim grafikleri incelendiğinde ise 90.dk daki kurtosis değerinin sağlam rulman değerlerinde olduğu görülmektedir. 90.dk’daki genlik, crest ve kurtosis grafiklerinde görülen anlık artışın sebebinin rulman içerisine giren yabancı maddeden kaynaklandığı düşünülmektedir. Titreşim grafikleri incelenmeye devam edildiğinde genlik ve genliklerin KOK grafiğinde 113.dk’da başlayan ani bir artış görülmektedir. Bu durumun sebebinin incelenen grafikler sonucunda sistemin rezonans bölgesinde olduğundan kaynaklandığı sonucuna varılmıştır. Şekil 6.71’de verilen 117.dk HFD grafiğine bakıldığında 200 Hz civarında büyük genlikli ve belirli bir bant halinde titreşim bileşenleri görülmektedir. Bu frekans aralığında dış bilezik hata frekansı ($3BPFO=209.084$ Hz), shaft hızı ile yan bant frekansı ($3BPFO+Ws=223,618$ Hz), shaft frekansı harmoniği ($13Ws=218.6964$ Hz), kafes frekansı harmoniği ($33FTF=226.593$ Hz) bulunmaktadır. Bu frekans aralığında sistemin bir doğal frekansı olduğu ve hata frekansları ile doğal frekansın çakışması sonucu rezonans oluştuğu, bunun sonucunda genlik ve genliklerin KOK grafiğinde ani bir artış olduğu yorumu yapılabilir.



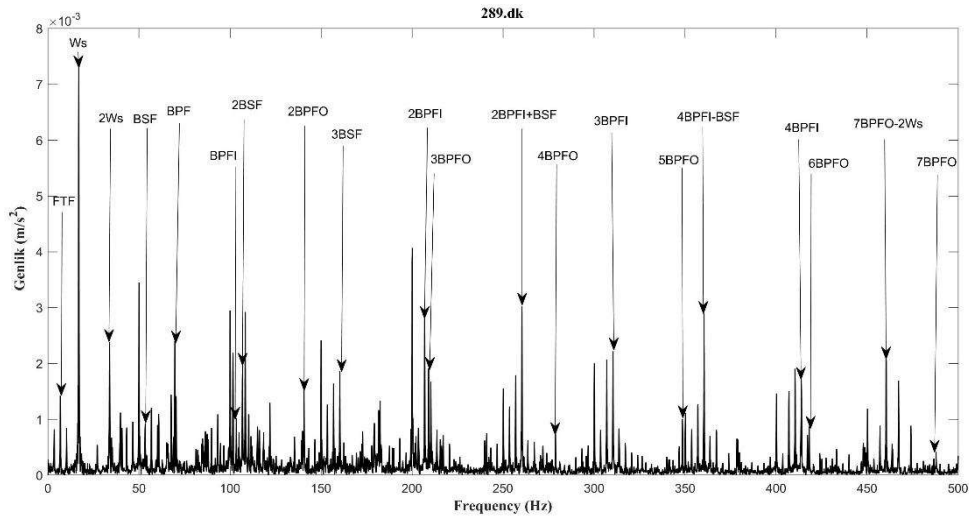
Şekil 6.114. 6205-PA 2 kg yük asılı rulmanının 117.dk HFD grafiği



Şekil 6.115. 6205-PA 2 kg yük asılı rulmanının 214.dk zarf spektrumu grafiği



Şekil 6.116. 6205-PA 2 kg yük asılı rulmanının 255.dk HFD grafiği



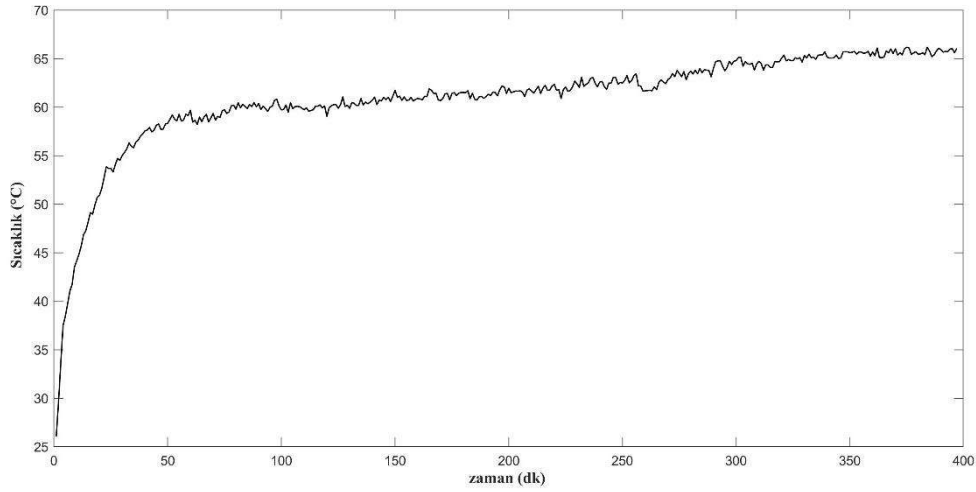
Şekil 6.117. 6205-PA 2 kg yük asılı rulmanının 289.dk HFD grafiği

214.dk, 255.dk ve 289.dk frekans spektrumu grafikleri incelendiğinde ortak olarak bilya hata frekansı, harmonikleri ve yan bantları görülmektedir. Yük hücresinden alınan sinyallerin değişimine paralel olarak kafes ile bilya arasında oluşan sürtünmenin artması, zamanla farklı frekansların grafiklerde görünür olması, rulman üzerinde parça kopuşlarının olduğunu ve zamanla rulmanın daha fazla bozulduğunu düşündürmektedir. İvmeölçer ve yük hücresine ait grafikler bu şekilde yorumlanabilmesine karşın kesin bir sonuç vermenin doğru olmadığı yönünde tartışılmıştır.

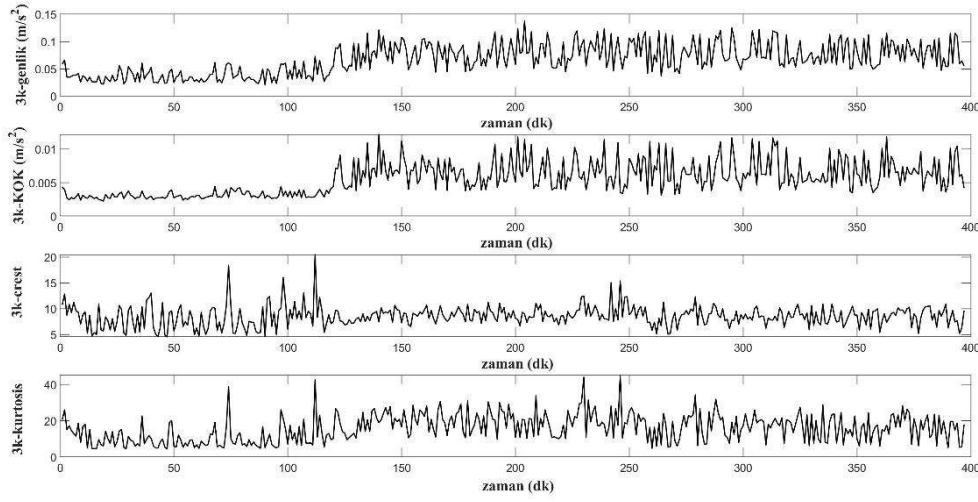


Resim 6.6. 6205-PA 2 kg yük asılı rulmanına ait a) bilya hatası b) dış bilezik hatası c) iç bilezik hatası (100x)

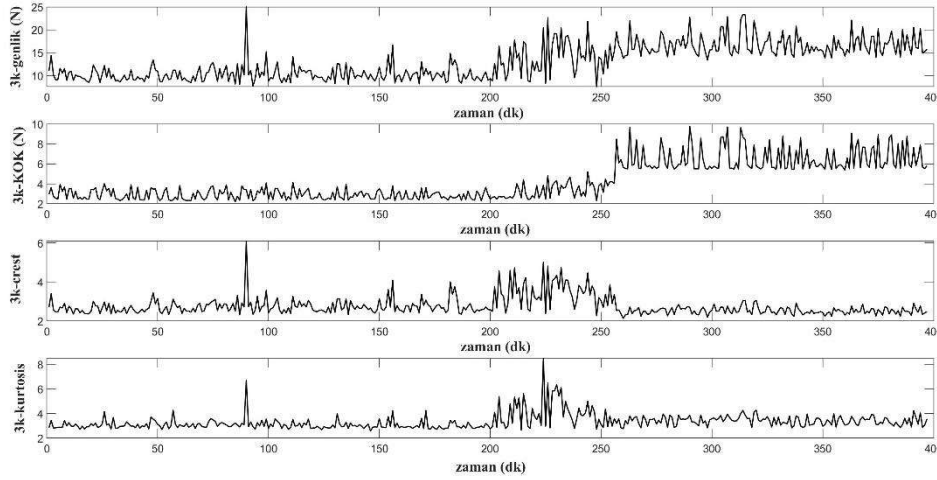
Deney sonrasında incelenen rulman parçalarının fotoğrafları Resim 6.6’da görülmektedir. Resim 6.6.a’da bilya üzerinde görülen siyah bölgenin rulmandan kopan parçaların bilya üzerine yapıştığı sürtünmenin etkisi ile eriyerek rulmana yapışması ile oluştuğu düşünülmektedir. Resim 6.6.b’de ve Resim 6.6.c’de görülen iç ve dış bilezik fotoğraflarına bakıldığında dış bilezikte pitting oluştuğu yani parça kopuşları olduğu, iç bilezikte ise parça kopuşu olduğu ve kabarcıklar halinde iç bileziğe yapıştığı görülmektedir.



Şekil 6.118. 6205-PA 3 kg yük asılı rulmanına ait sıcaklık verilerinin zamanla değişim grafiği



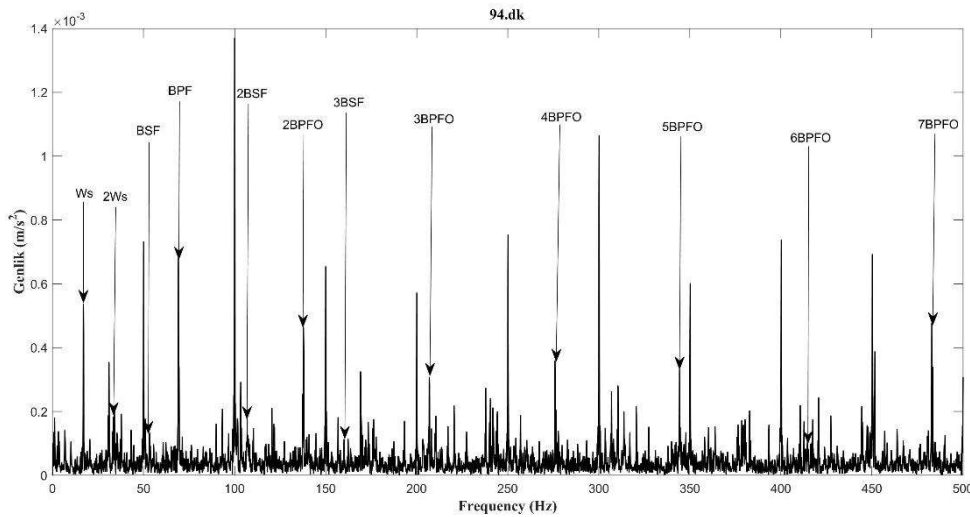
Şekil 6.119. 6205-PA 3 kg yük asılı rulmanına ait titreşim verilerinin zamanla değişim grafiği



Şekil 6.120. 6205-PA 3 kg yük asılı rulmanına ait yük hücresi verilerinin zamanla değişim grafiği

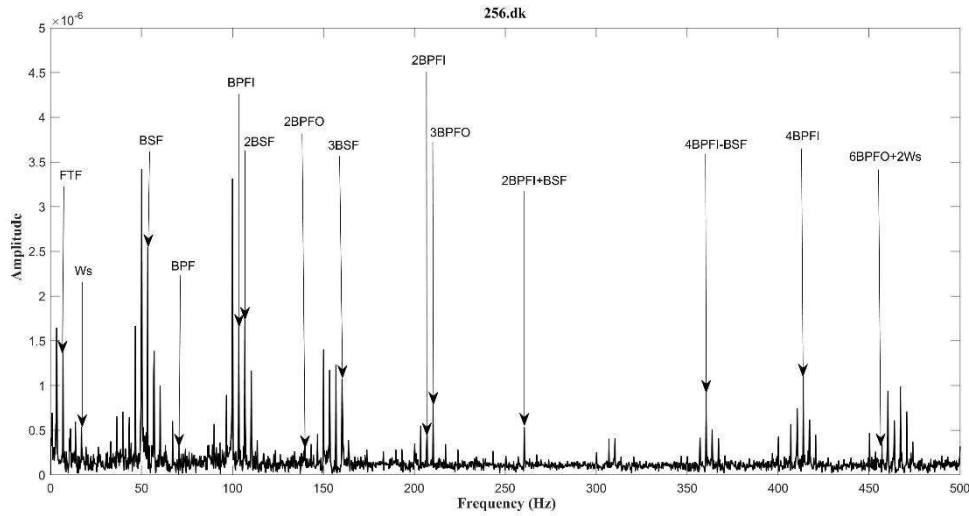
Şekil 6.119’da verilen titreşim verilerinin zamanla değişim grafiklerine bakıldığında titreşim genliklerinde ve genliklerin KOK değerlerinde 116.dk sonrasında artış görülmektedir. Kurtosis grafiğine bakıldığında 279.dk sonrasında değerlerde çok belirgin olmayan bir düşüş fark edilmektedir. Sıcaklık grafiğine bakıldığında ise 94.dk’da bir sıcaklık artışı görülmektedir. Sonrasında ise 256.dk civarında sıcaklık düşüşü, ardından artış trendine girmiş sıcaklık değişimi görülmektedir. Rulman hata oluşumunun sıcaklık takibi ile yapılabildiği bilinmektedir. Sıcaklık değişim grafiği incelendiğinde titreşim grafiğinde gözlemlenemese de 94.dk ve 256.dk sonrasında rulman üzerinde hata oluştuğu

düşünülmektedir. Yük hücresinden alınan sinyallerin zaman tanım bölgesi tekniklerinin uygulanmış grafiğine bakıldığında, 90.dk'da genlik, crest ve kurtosis değerlerinin zirve yaptığı, KOK grafiğinde ise 256.dk da keskin bir şekilde değerlerin arttığı görülmektedir. Sıcaklık verileri ve yük hücresinden alınan verilerin aynı dakikayı göstermesi burada hata oluşumunun düşünülmelerini daha da güçlendirmiştir. Bu nedenle hata hakkında daha net bilgi sahibi olabileceğimiz frekans spektrumuna bakılmıştır. Şekil 6.121-6.123'de sırasıyla 94.dk, 256.dk ve 279.dk'lara ait frekans spektrumu grafikleri verilmektedir. Şekil 6.121'de verilen 94. dk'daki frekans spektrumuna bakıldığında dış bilezik hata frekansı ve harmonikleri ile bilya hata frekansı ve harmonikleri göze çarpmaktadır. Sıcaklık artışının sebebi dış bilezikte oluşan hatanın dış bilezikten parça kopuşu şeklinde olduğu, dolayısıyla bilya üzerine yapışan parçanın sürtünmenin artmasına neden olması sonucunda, sıcaklık artışına neden olduğu düşünülmektedir.



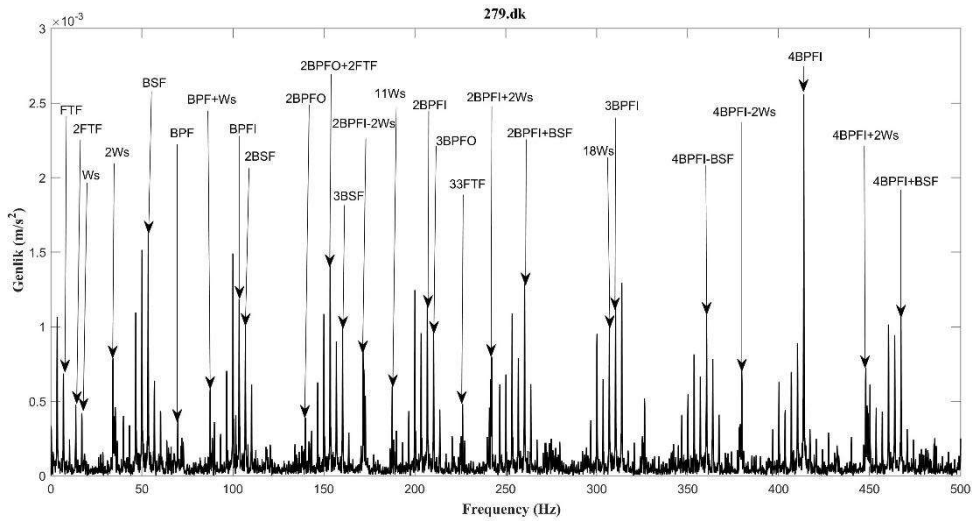
Şekil 6.121. 6205-PA 3 kg yük asılı rulmanının 94. dk HFD grafiği

256.dk ya ait frekans spektrumu incelenmiş ve Şekil 6.122'de verilmiştir. Grafiğe bakıldığında bilya hata frekansı (ing. ball spin frequency), kafes frekansı ve kombinasyonları açıkça görülmektedir. Buradan rulman üzerinden parça kopuşu olduğu bilya üzerine yapıştığı bu nedenle bilya hata frekansının görüldüğü, kopan parçanın etkisi ile sürtünmenin arttığı bu nedenle sıcaklık değerlerinin ve yük hücresi değerlerinin değiştiği düşünülmektedir.



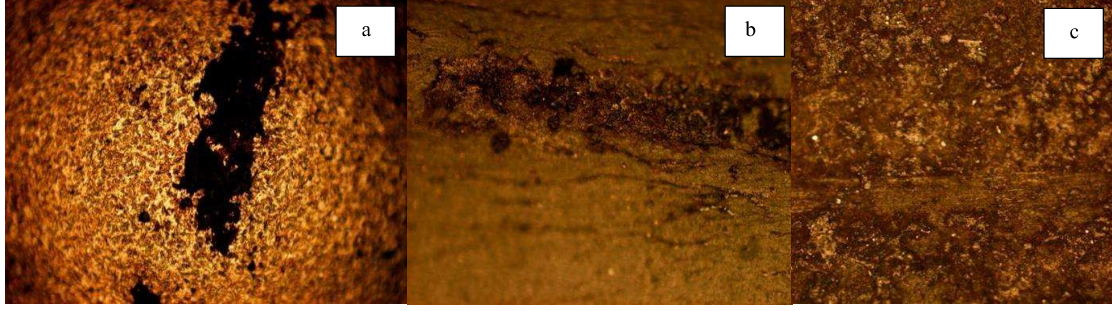
Şekil 6.122. 6205-PA 3 kg yük asılı rulmanın 256. dk zarf spektrumu grafiği

Şekil 6.123'de görülen 279.dk ya ait HFD grafiğine bakıldığında sistematik olarak çoklu hata frekansları görülmektedir. Buna göre bu dakikada rulmanın tamamen bozulmuş olduğu yorumu yapılabilir.



Şekil 6.123. 6205-PA 3 kg yük asılı rulmanın 279. dk HFD grafiği

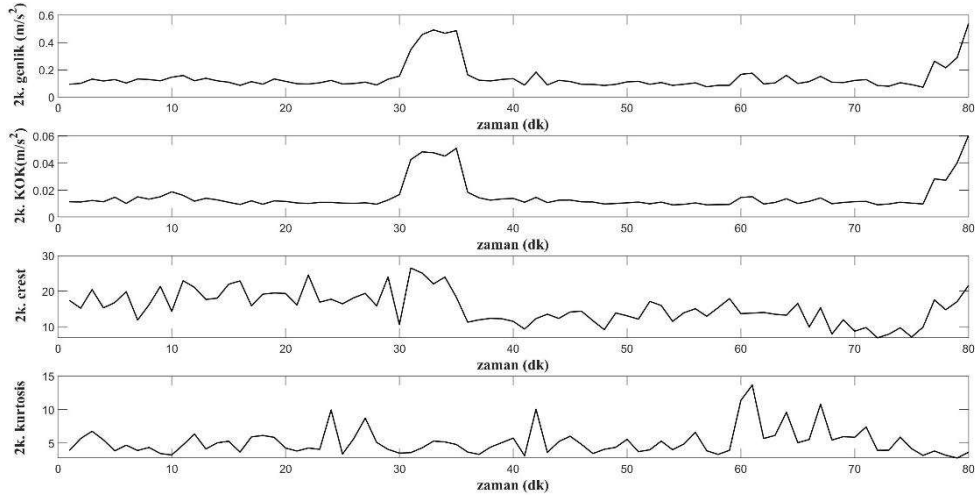
Deney sonrasında incelenen rulman parçalarına ait fotoğraflar Resim 6.7'de görülmektedir. Resim 6.7.a'da görülen bilyaya ait fotoğrafta bilyanın yuvarlanma yolu üzerinde siyah bölge görülmektedir. Dış bilezik üzerinde yine yuvarlanma yolu üzerinde derin bir oyuk bölge göze çarpmaktadır (bkz. Resim 6.7.b). İç bileziğe ait fotoğrafta ise (bkz. Resim 6.7.c) pitting ile beraber kopan parçaların bilezik üzerine yapıştığı görülmektedir.



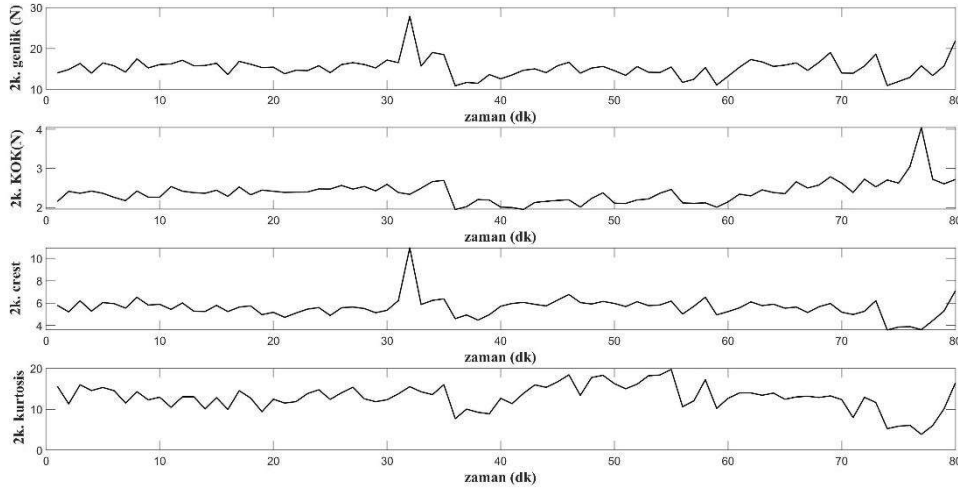
Resim 6.7. 6205-PA 3 kg yük asılı rulmanına ait a) bilya hatası b) dış bilezik hatası c) iç bilezik hatası (100x)

6.3.7. Problemlili bozulan rulmanların veri analizi

Bu bölümde problem yaşanan, rulman yenilenmesine rağmen çok verim alınamayan rulmanların verileri analiz edilecektir. 6205-B180 rulmanının 2 kg yük asılı olan rulmanı 80 dakika çalışabilmiş, 3 kg yük asılı olan rulman 45 dakika çalışabilmiştir. Şekil 6.124-6.125 sırası ile 6205-B180 2 kg yük asılı rulmanının ait titreşim verilerinin zamanla değişim grafiğini ve 6205-B180 2 kg yük asılı rulmanına ait yük hücresi verilerinin zamanla değişim grafiğini belirtmektedir.

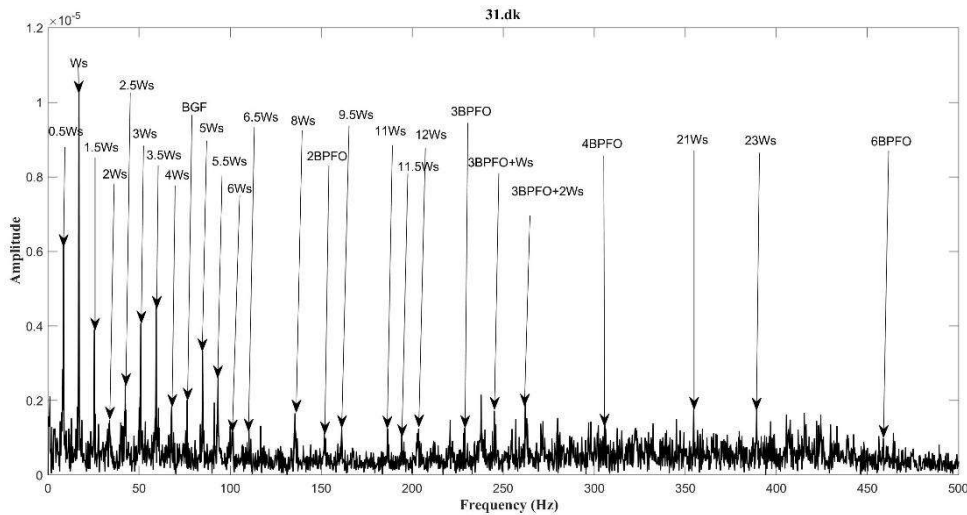


Şekil 6.124. 6205-B180 2 kg yük asılı rulmanına ait titreşim verilerinin zamanla değişim grafiği



Şekil 6.125. 6205-B180 2 kg yük asılı rulmanına ait yük hücresi verilerinin zamanla değişim grafiği

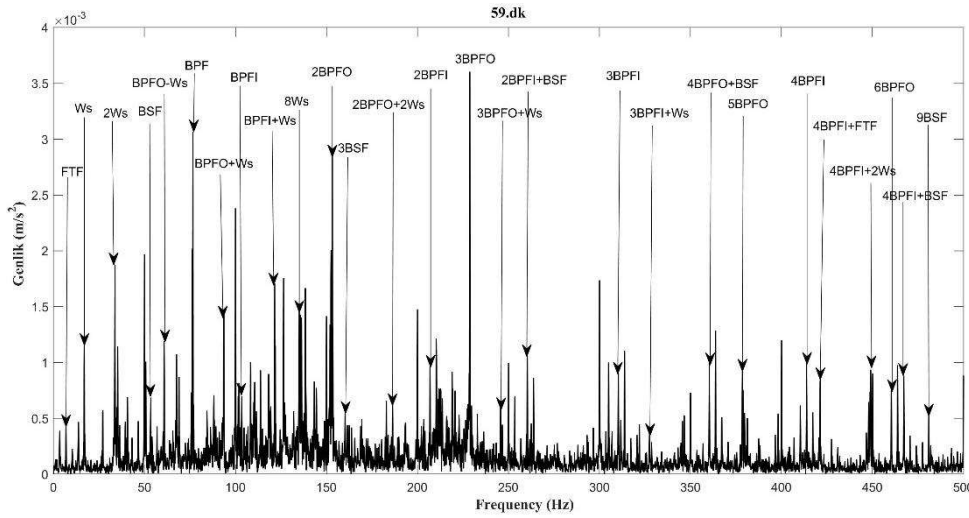
Şekil 6.124’de verilen ivmeölçerden alınan titreşim verilerinin zaman tanım bölgesi teknikleri uygulanması sonucunda elde edilen grafik incelendiğinde 30.dk sonrasında genlik, genliklerin KOK ve crest değerlerinde artış görülmektedir. Bu artışın neden olduğuna dair daha detaylı bilgi edinebilmek amacıyla frekans bölgesinde analiz yapılmıştır. Şekil 6.126, 31.dakikaya ait zarf spektrumu grafiğini göstermektedir.



Şekil 6.126. 6205-B180 2 kg yük asılı rulmanına ait 31.dk zarf spektrum grafiği

Bu dakikalardaki frekans spektrumuna bakıldığında shaft hızının ara katlarında da (0,5 Fs, 1 Fs, 1,5 Fs vb.) genlikler görülmektedir. Bu durum rulmanda shaft hızından etkilenen bir hata

olduğunun göstergesi olduğundan bu dakikalarda rulman üzerinde hata oluştuğundan bahsedilebilir. Bu dakikaya ait zarf spektrumu grafiği incelendiğinde dış bilezikte belirli bir noktada hata oluştuğu yorumu yapılabilir. Yük hücresinden alınan verilerin zaman tanım bölgesi teknikleri uygulanması sonucu elde edilen grafik incelendiğinde 59.dk sonrasında KOK değerlerinin artmaya başladığı görülmektedir. Şekil 6.127, 59.dk'ya ait frekans spektrumunu belirtmektedir.



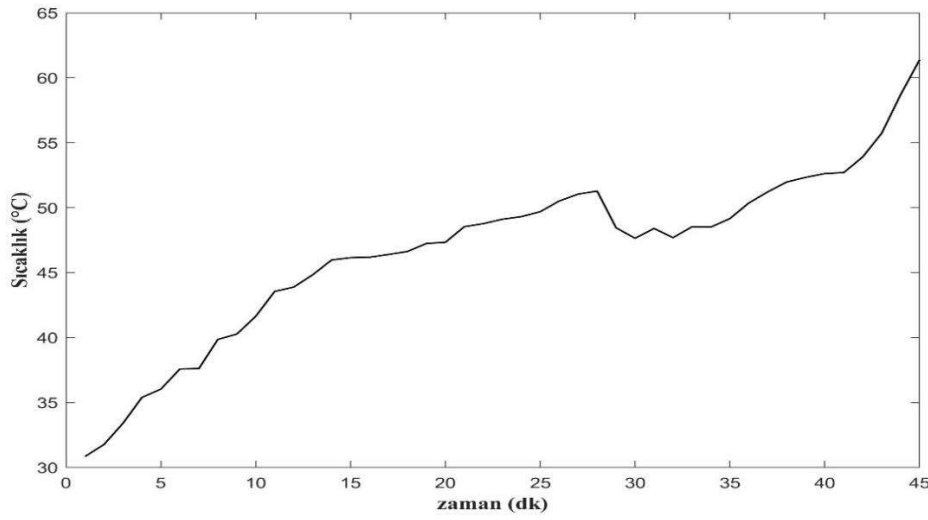
Şekil 6.127. 6205-B180 2 kg yük asılı rulmanına ait 59.dk HFD grafiği

Şekil 6.127'de verilen HFD grafiğine bakıldığında rulmanın iç bilezik hata frekansı, dış bilezik hata frekansı ve shaft hızı ile kafes frekasının yan bantları açıkça görülmektedir. Buradan rulmanın bu dakikada tamamen bozulmuş olduğu yorumu yapılabilir. Deney sonrasında incelenen rulman parçaları Resim 6.8'de görülmektedir.

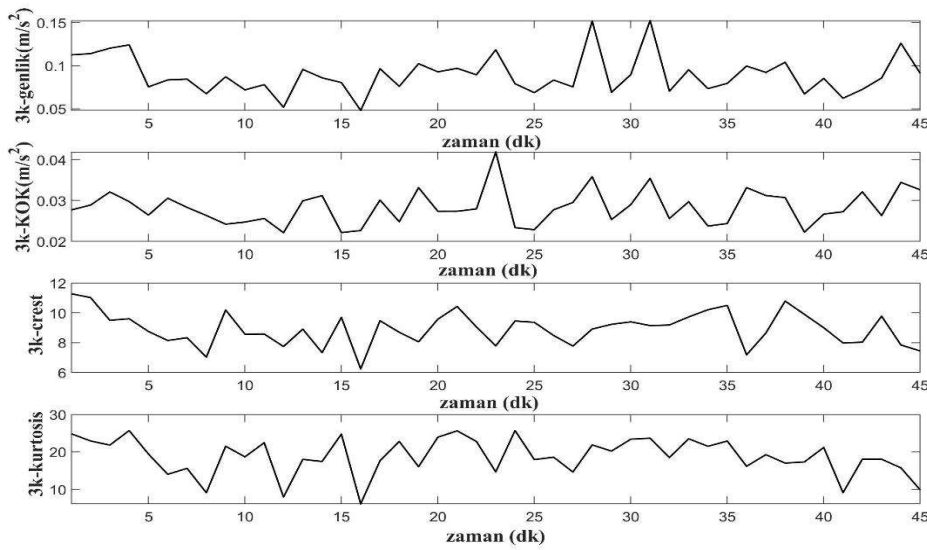


Resim 6.8. 6205-B180 2 kg yük asılı rulmanına ait a) bilya hatası b) dış bilezik hatası c) iç bilezik hatası (100x)

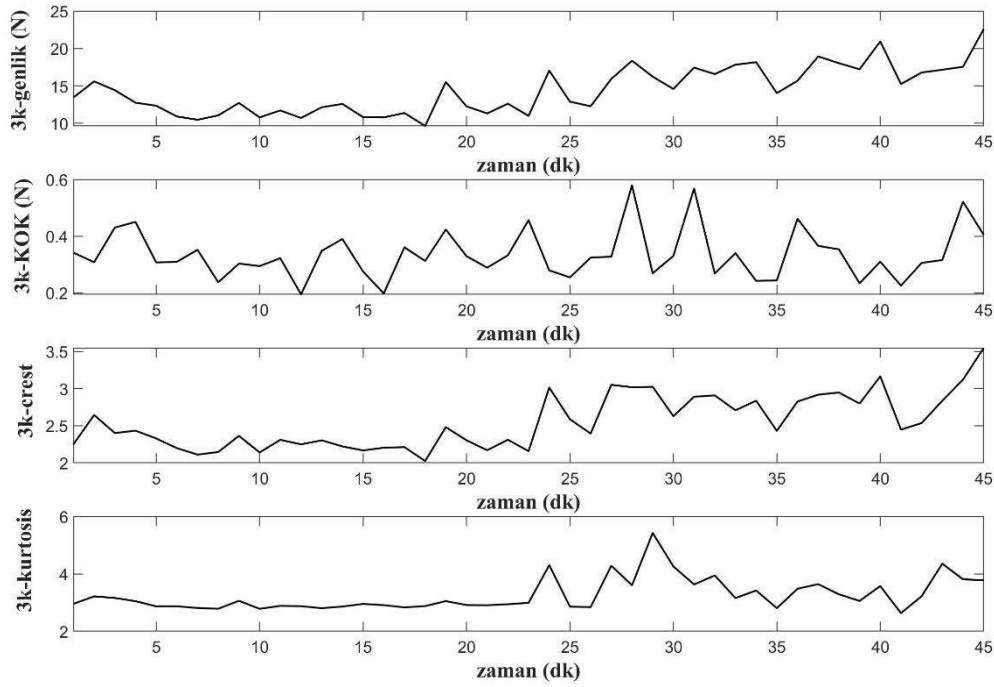
Resim 6.8.a'da görülen bilyaya ait fotoğrafta yuvarlanma yolu üzerinde derin iz görülmektedir. Resim 6.8.b'de görülen dış bileziğe ait fotoğrafta ise bilezik üzerinde oluşan parça kopuşu ve bilyanın hareket yönünde derin iz görülmektedir. Resim 6.7.c'de verilen iç bilezik fotoğrafında ise bilezik üzerindeki parça kopuşları net bir şekilde görülmektedir. 3 kg yük asılı rulmana ivmeölçer ve yük hücresi dışında ısı çifti bağlanarak sıcaklık değişimleri gözlemlenmeye çalışılmıştır. Şekil 6.128, 6205-B180 3 kg yük asılı rulmanının sıcaklık-zaman grafiğini göstermektedir.



Şekil 6.128. 6205-B180 3 kg yük asılı rulmanına ait sıcaklık verilerinin zamanla değişim grafiği



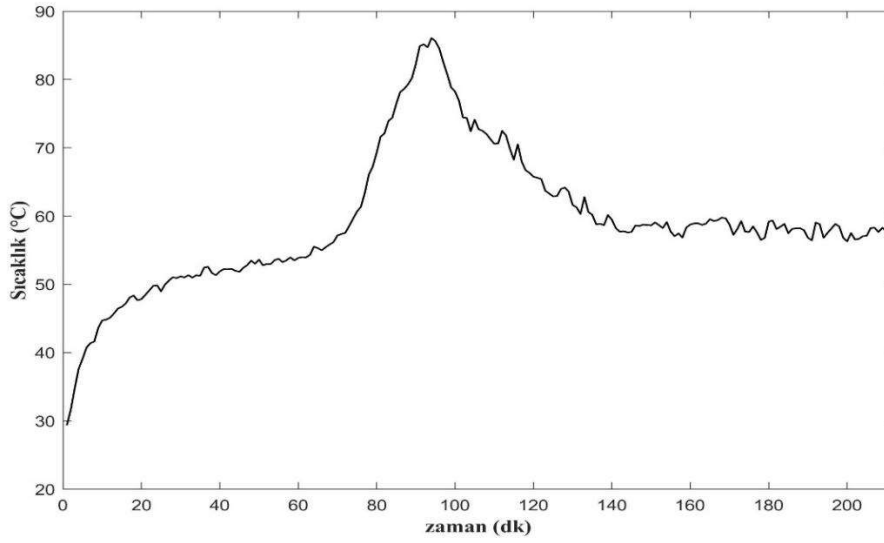
Şekil 6.129. 6205-B180 3 kg yük asılı rulmanına ait titreşim verilerinin zamanla değişim grafiği



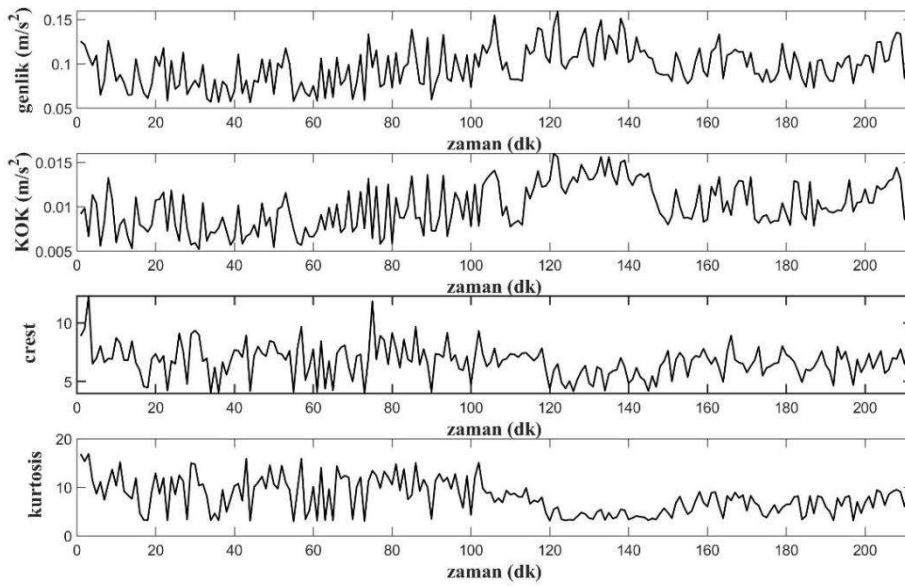
Şekil 6.130. 6205-B180 3 kg yük asılı rulmanına ait yük hücresi verilerinin zamanla değişim grafiği

Şekil 6.128’de verilen sıcaklığın zamanla değişim grafiği incelendiğinde 28.dk’ya kadar sıcaklık artış trendi göstermektedir. 28.dk’dan sonra sıcaklık düşmekte, 34.dk sonrasında ise artmaya başladığı görülmektedir. Şekil 6.129’da verilen titreşim verilerinin zaman tanım bölgesi teknikleri uygulanması sonucu elde edilen grafiğe bakıldığında 28.dk’da genlik grafiğinde zirve oluştuğu görülmektedir. Yine Şekil 6.130’da verilen yük hücresine ait verilerin zaman tanım bölgesi teknikleri uygulanması sonucu elde edilen grafik incelendiğinde genliğin KOK grafiğinde 28.dk’da zirve göze çarpmaktadır. 28.dk’daki sıcaklık düşüşünün, titreşim genliği artışının ve yük hücresi tarafından algılanan sürtünme artışının nedenini daha iyi anlamak amacıyla bu dakikaya ait HFD grafiği incelenmiştir. Şekil 6.131’de 28.dk’ya HFD grafiği görülmektedir.

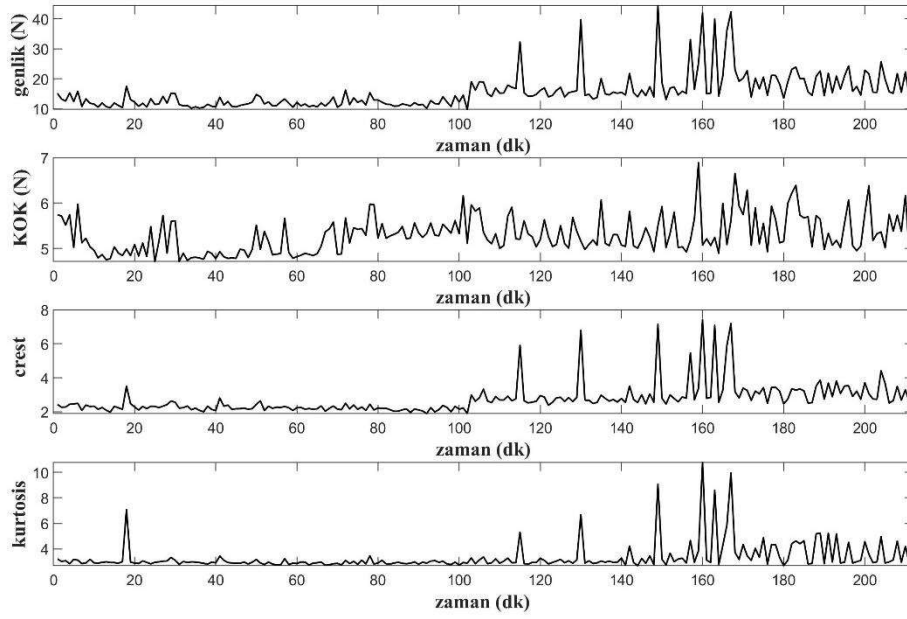
Rulmanlar çalışırken oluşan sıcaklık değişimini belirleyebilmek amacıyla 6203 3 kg yük asılı rulmanına çalışma esnasında ısı çifti bağlanmıştır. Rulman 212 dakika çalışmış olup kafes bölümünde hata olduğu değerlendirilmesini yapılarak deney sonlandırılmıştır. Şekil 6.132, 6203 3 kg yük asılı rulmanına ait sıcaklık-zaman grafiğini göstermektedir. Grafikten de görüldüğü gibi sıcaklık 80 °C'nin üzerine çıkmış ve hızla geri düşmüştür. Sıcaklığın maksimum olduğu seviyedeki titreşim verileri incelenmiş ve sıcaklık grafiği ile birlikte değerlendirme yapılmaya çalışılmıştır.



Şekil 6.132. 6203 3 kg yük asılı rulmanına ait sıcaklık verilerinin zamanla değişim grafiği



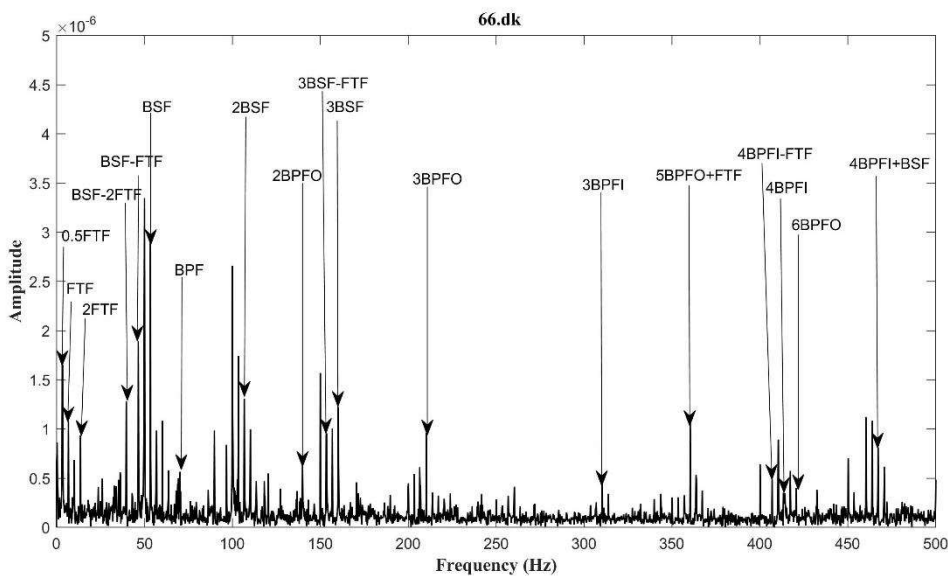
Şekil 6.133. 6203 3 kg yük asılı rulmanına ait titreşim verilerinin zamanla değişim grafiği



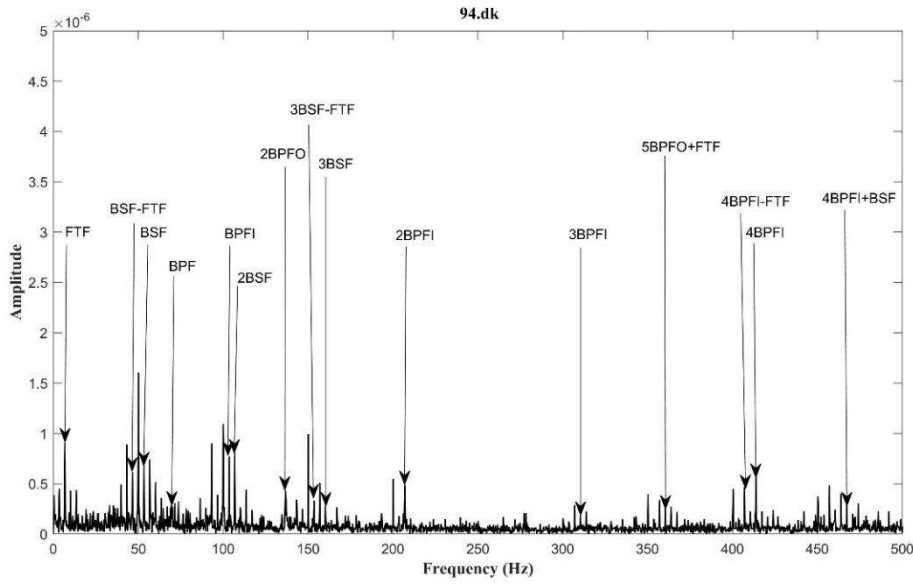
Şekil 6.134. 6203 3 kg yük asılı rulmanına ait yük hücresi verilerinin zamanla değişim grafiği

Şekil 6.132’de 6203 3 kg yük asılı rulmanına ait sıcaklık zaman grafiğinde görüldüğü gibi 66.dk dan sonra 94.dk ‘ya kadar sıcaklık hızla artmakta ve 86 °C’ye kadar çıkmaktadır. 94.dk’dan sonra sıcaklık değeri hızla düşmektedir. Titreşim verilerine ait zaman tanım bölgesi grafiklerini gösteren Şekil 6.133’de verilen grafikler incelendiğinde genliğin yaklaşık olarak aynı dakikalarda titreşim genliklerinin, genliklerin KOK ve crest değerlerinin artmaya başladığı görülmektedir. Yaklaşık olarak 100.dk’dan sonra artışın hızlandığı görülmektedir. 66.dk’da kafes üzerinde başlayan hatanın rulman üzerinde sürtünmeye neden olduğu, bu nedenle sıcaklık artışının oluştuğu düşünülmektedir. 94. dk’da kafes üzerinde oluşan gerginliğin geçmesi ile sürtünmenin azalmasının sıcaklığın düşmesine neden olduğu düşünülmektedir. Aynı şekilde yük hücresinden alınan verilerinin zaman tanım bölgesi yöntemlerinin uygulandığı grafiklere bakıldığında (bkz. Şekil 6.134) genliklerin KOK değişimini gösteren grafikte 65.dk dan sonra, crest değerinin değişimini gösteren grafikte ise 102.dk’dan sonra artış görülmektedir. Bu dakikalarda hata oluşumundan bahsedilebilir fakat hatanın nerde olduğu belirlenememektedir. Hata hakkında daha net yorum yapabilmek için bu dakikalara ait zarf analizi uygulanmış spektrumlara bakılmıştır. Şekil 6.135, Şekil 6.136, Şekil 6.137 sırasıyla 66.dk, 94.dk ve 102.dk’larına ait spektrumları belirtmektedir. 66.dk’da kafes frekansı (FTF) 6,83107 Hz ve harmonikleri oluşmaya başlamaktadır. Rulmanda oluşan hata rulmanın sabit bir noktasında ise ve şaftın

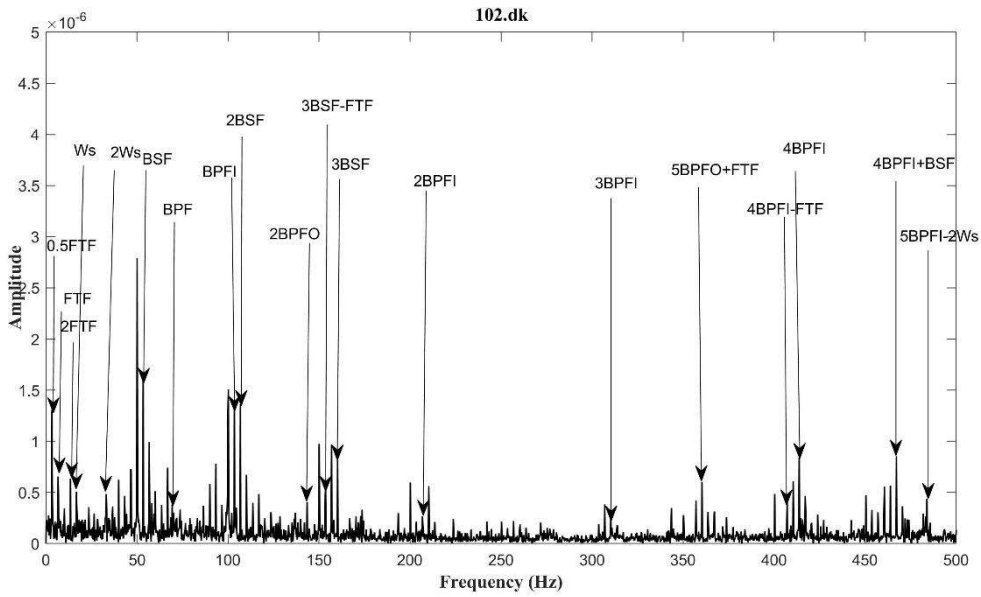
dönmesinden etkilenmeyip devamlı aynı miktarda yüke maruz kalıyorsa, hep aynı genlikte hata frekansı oluşacaktır. Fakat hata rulmanın dönen bir parçasında ise veya şaftın dönmesinden etkilenen bir bölgesinde ise daha farklı bir durum oluşacaktır. Hata hareketli ise dönme nedeni ile hatanın konumu değişecek ve her konumda daha farklı bir yük taşınacağından hatanın konumuna bağlı olarak farklı genliklerde hatalar oluşacak, hata sabit fakat şaftın dönmesinden etkileniyorsa, şaftın dönmesi nedeni ile zamanla hataya gelen yük devamlı değişeceğinden yine aynı durum oluşacaktır. Bu nedenle şaft hareketinden etkilenen bir hata incelendiğinde, spektrumunda şaft hızının katlarının eklendiği yan bantların olduğu görülecektir. Bununla beraber eğer rulman montajında bir gevşeklik söz konusu ise şaft hızının ara katlarında da (0,5 Fs, 1 Fs, 1,5 Fs vb.) genlikler görülecektir [77]. 66.dk ile 94. dk arasındaki sıcaklık değerlerinin yükselişinin nedeninin bu dakikalardaki spektrumların incelenmesi sonucunda rulmanda oluşan gevşeklik olduğu düşünülmektedir. Rulmandaki gevşeklik kafesi zorlamış ve sürtünmenin artmasına, dolayısı ile sıcaklık değerlerinin artmasına neden olduğu yorumu yapılabilir. 94.dk sonrasında kafesin zorlanmadan dolayı kırılması ile sürtünmenin azaldığı bu nedenle sıcaklık değerlerinin düştüğü yorumu yapılabilir. 102.dk'dan sonra hem yük hücresine ait değerlerin hem ivmeölçere ait değerlerin artmasının sebebi rulmandaki dengesizlik ve dengesizliğin neden olduğu rulman üzerindeki parça kopuşları olduğu yorumu yapılabilir. Bu dakikaya ait spektruma bakıldığında şaft hızı ve şaft hızının eklendiği yan bantlar ile iç bilezik dış bilezik hata frekansları ve yan bantları görülmektedir.



Şekil 6.135. 6203 3 kg yük asılı rulmanın 66. dk zarf spektrumu grafiği

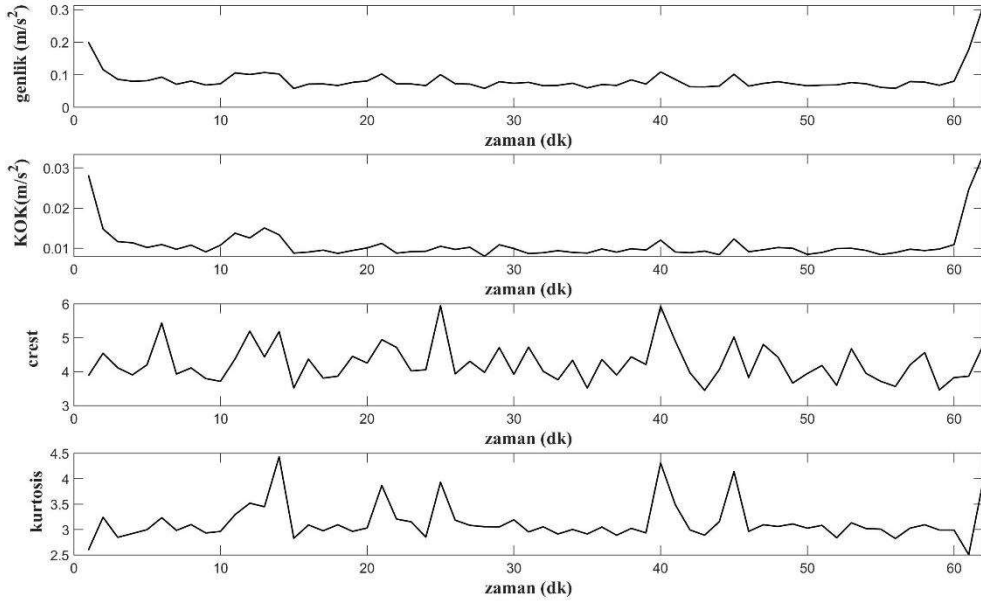


Şekil 6.136. 6203 3 kg yük asılı rulmanının 94. dk zarf spektrumu grafiği

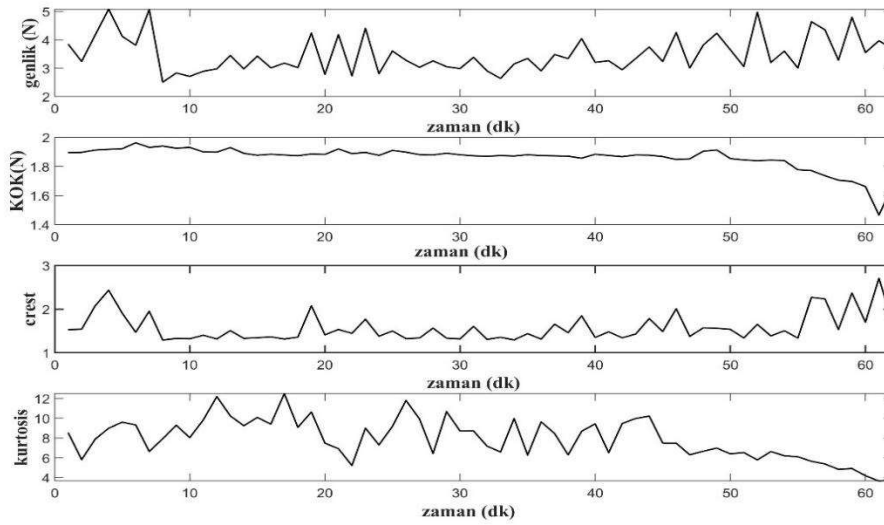


Şekil 6.137. 6203 3 kg yük asılı rulmanının 102. dk zarf spektrumu grafiği

6205-PA 1 kg yük asılı olan rulman 62 dakika çalışabilmiştir. 1 kg yük asılı rulman yenisi ile değiştirilmiş fakat yeni rulman da 86 dakika çalışabilmiştir. Şekil 6.138-6.139'da sırası ile 6205-PA 1 kg yük asılı 62 dakika çalışan rulmandan alınan titreşim ve yük hücresi verilerinin zamanla değişim grafikleri görülmektedir.

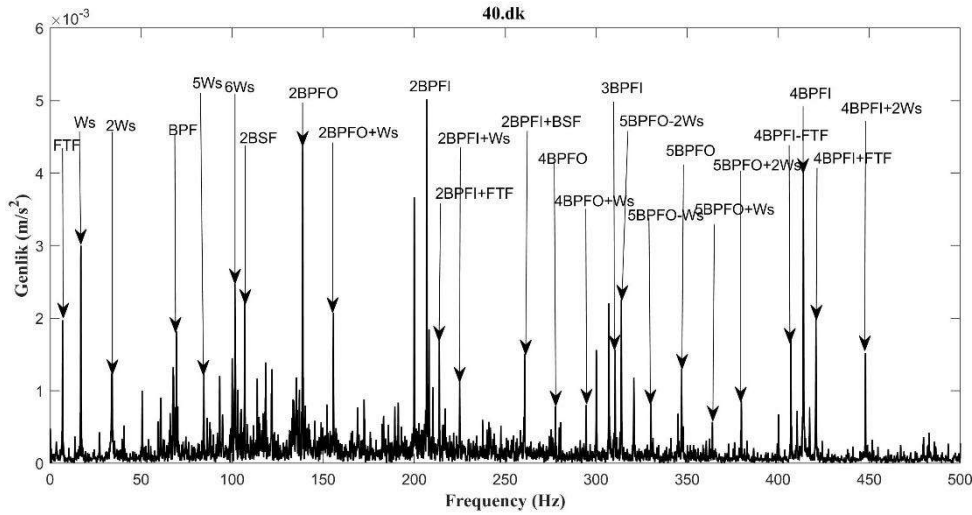


Şekil 6.138. 62 dakika çalışan 6205-PA 1 kg yük asılı rulmanına ait titreşim verilerinin zamanla değişim grafiği



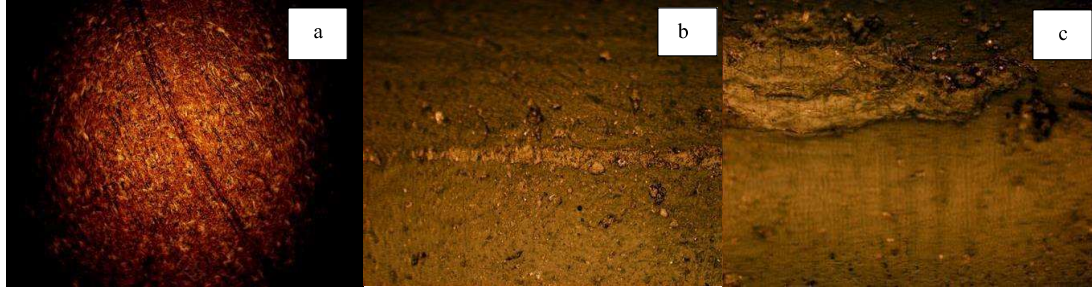
Şekil 6.139. 62 dakika çalışan 6205-PA 1 kg yük asılı rulmanına ait yük hücresi verilerinin zamanla değişim grafiği

Şekil 6.138’de verilen titreşim verilerinin zaman tanım bölgesi teknikleri uygulanması sonucu elde edilen crest ve kurtosis değerlerini gösteren grafiklere bakıldığında 40.dk’da ani bir artış olduğu görülmektedir. Bu dakikada ki artışın nedenini daha net görebilmek amacı ile frekans spektrumu incelenmiştir. Şekil 6.140, 40.dk’ya ait HFD grafiğini belirtmektedir.



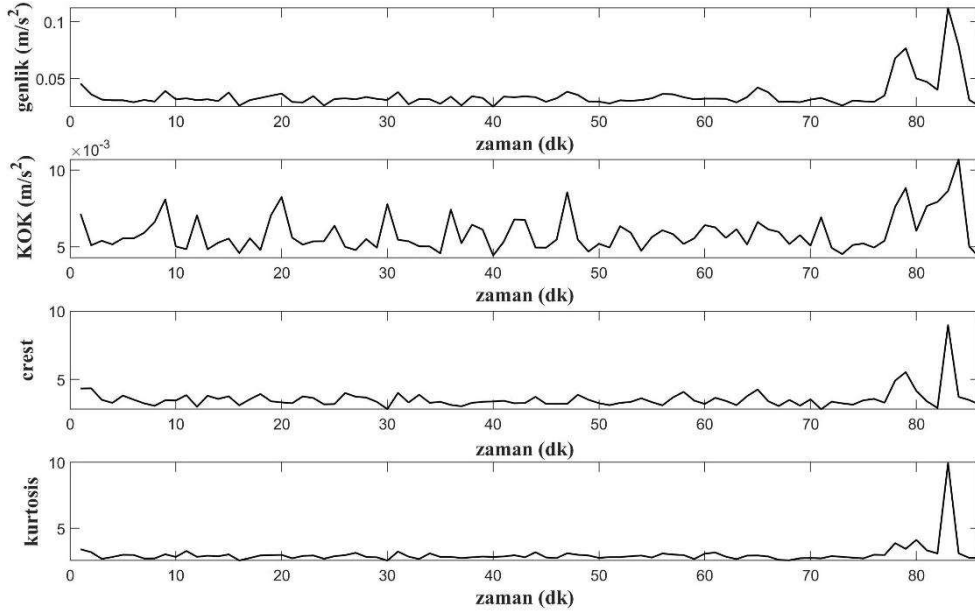
Şekil 6.140. 62 dakika çalışan 6205-PA 1 kg yük asılı rulmanının 40. dk HFD grafiği

Şekil 6.140’da verilen grafiğe bakıldığında dış bilezik hata frekansları, harmonikleri ve yan bantları açıkça görülmektedir. İç bilezik hata frekansının harmonikleri görülmesine rağmen iç bilezik hata frekansı görülmemektedir. Rulmanın dış bileziğinde hata oluşmuş olduğu fakat rulmanın bu dakikada tamamen bozulmadığı zamanla tam bozulmanın gerçekleşeceği yorumu yapılabilir.

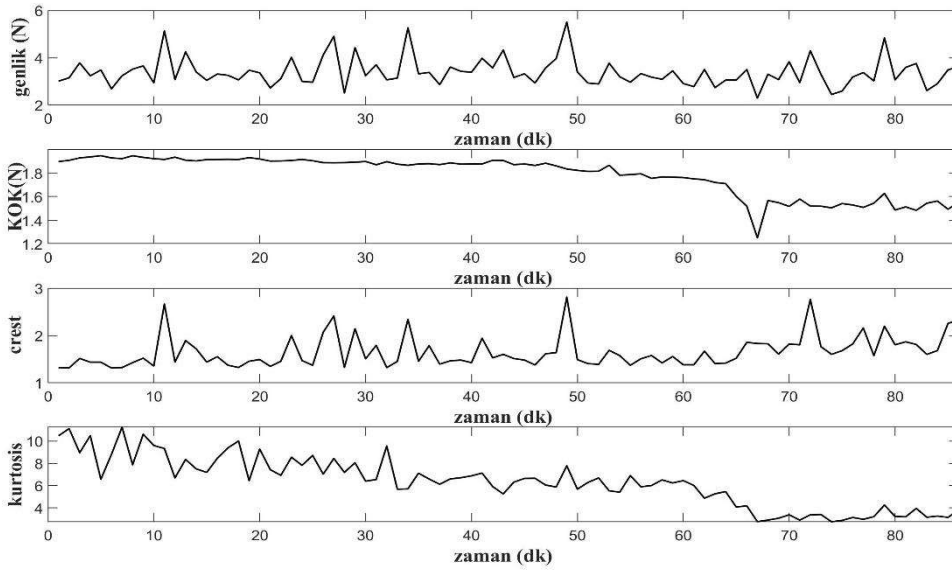


Resim 6.10. 62 dakika çalışan 6205-PA 1 kg yük asılı rulmanına ait a) bilya hatası b) dış bilezik hatası c) iç bilezik hatası (100x)

Resim 6.10.a’da verilen bilyaya ait fotoğrafa bakıldığında yuvarlanma yolu üzerinde iz görülmektedir. Resim 6.10.b’de verilen dış bileziğe ait fotoğrafta bilyaların hareketi yönünde parça kopuşları ve oyuk oluştuğu görülmektedir. Resim 6.10.c’de verilen fotoğrafta ise iç bilezik üzerinde bilyanın düzensiz hareketi sonucu oluştuğu düşünülen derin oyuk görülmektedir.



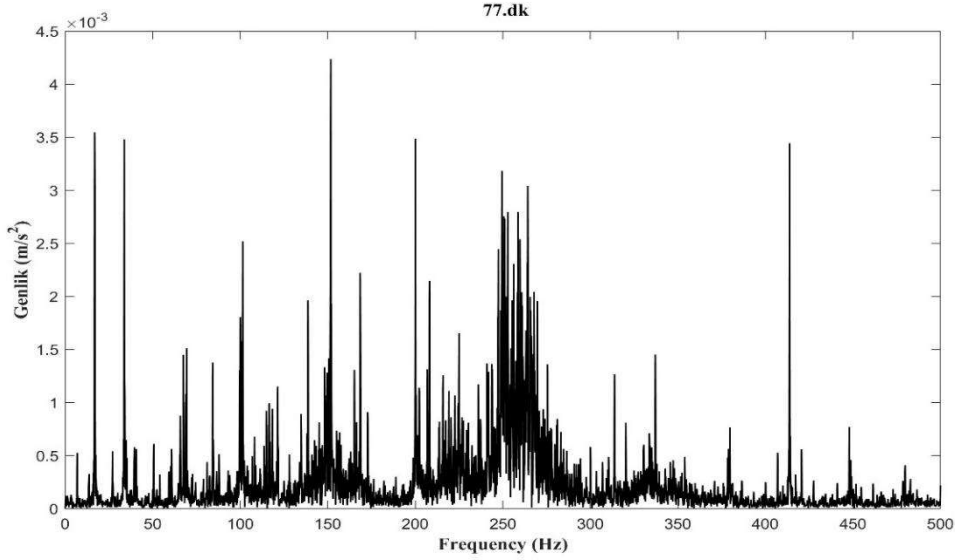
Şekil 6.141. 86 dakika çalışan 6205-PA 1 kg yük asılı rulmanına ait titreşim verilerinin zamanla değişim grafiği



Şekil 6.142. 86 dakika çalışan 6205-PA 1 kg yük asılı rulmanına ait yük hücresi verilerinin zamanla değişim grafiği

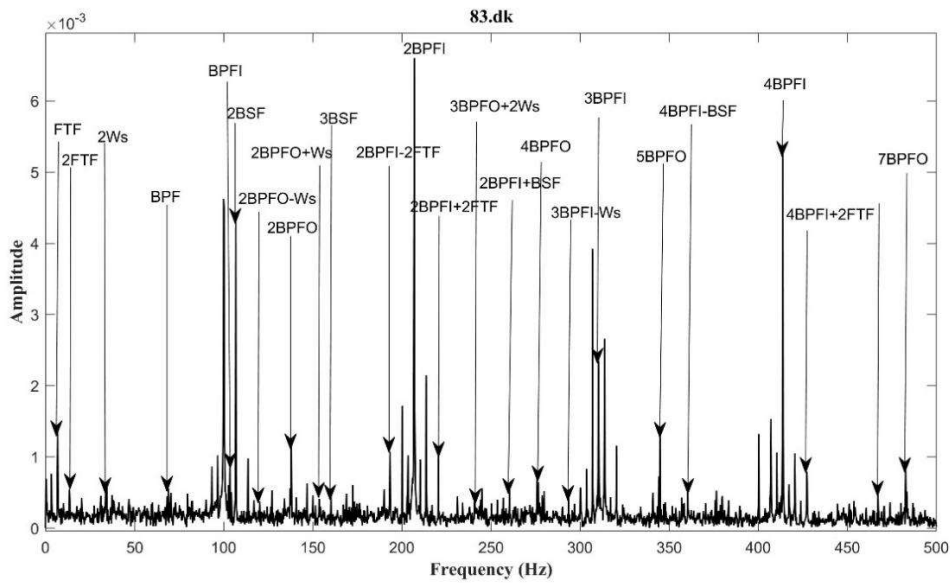
Şekil 6.141'de verilen 86 dakika çalışan 6205-PA 1 kg yük asılı rulmanına ait titreşim verilerinin zamanla değişim grafiğine bakıldığında 77.dk'da bütün değerlerde artış gözlenmektedir 83.dk'da ise en yüksek değere ulaşmaktadır. Bu dakikalarda neden artış olduğunu anlamak amacıyla daha çok bilgi içeren frekans bölgesine bakılmıştır. Şekil

6.143'de 77.dk ya ait HFD grafiği, Şekil 6.144'de 83.dk'ya ait zarf spektrum grafiği görülmektedir.



Şekil 6.143. 86 dakika çalışan 6205-PA 1 kg yük asılı rulmanına ait 77.dk HFD grafiği

Şekil 6.143'de görülen 6205-PA 1 kg yük asılı rulmanına ait 77.dk HFD grafiğine bakıldığında 250 Hz civarında sistemin bir doğal frekansı olduğu ve hata frekansları ile çakışması sonucu rezonans olduğu, bunun sonucunda genlik ve genliklerin KOK grafiğinde ani bir artış olduğu yorumu yapılabilir.



Şekil 6.144. 86 dakika çalışan 6205-PA 1 kg yük asılı rulmanına ait 83.dk zarf spektrum grafiği

Şekil 6.144’de görülen 83.dk ya ait frekans spektrumunda görülen hata frekanslarına bakılarak rulmanın tamamen bozulmuş olduğu yorumu yapılabilir.



Resim 6.11. 86 dakika çalışan 6205-PA 1 kg yük asılı rulmanına ait a) bilya hatası b) dış bilezik hatası c) iç bilezik hatası (100x)

Resim 6.11.a’da verilen bilyaya ait fotoğrafta yuvarlanma yolu üzerinde derin bir iz görülmektedir. Resim 6.11.b ve Resim 6.11.c’de görülen dış bilezik ile iç bileziğe ait fotoğraflarda pitting oluştuğu görülmektedir.



7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışma iki kısım olarak iletirtilmiştir. Birinci kısımda sabit bilyalı polimer hibrid rulmanlarla yataklanmış bir şaft-rulman sistemi elasto-plastik temas modeli kullanılarak matematiksel olarak modellenmiş, ikinci kısımda ise rulmanlarda zaman içerisinde oluşan yorulmaların izlenmesi için deneysel çalışma yapılmıştır. Şaft-rulman sistemi 2 serbestlik dereceli olarak modellenmiş ve doğrusal olmayan hareket denklemleri çıkartılmış ve çözülmüştür.

7.1. Teorik Çalışma

- Sistem 2 serbestlik dereceli (SD) olarak modellendiğinden her bir serbestlik derecesinde doğal frekans oluşmaktadır. x yönünde şaft ağırlığı etki ettiğinden x ve y yönündeki doğal frekansların birbirinden farklı olduğu görülmüştür.
- Bilya geçiş frekansı sistemin doğal frekanslarından biri ile çakıştığında rezonans oluşturmaktadır.
- Rulmanda herhangi bir hata olmasa bile titreşim oluşmaktadır ve bu titreşimler bilya geçiş frekansında oluşmaktadır.
- 6205 rulmanlarının iç bilezik hata frekansları aynı olmasına rağmen bilya sayılarının farklı olmasından dolayı Bilya Geçiş Frekansları (BGF) farklıdır.
- Rulmandaki bilya sayısının doğal frekansı etkilediği bilinmektedir. 6205 rulman serisi için 6205-PA rulmanı 10 bilyaya, 6205-B180 rulmanı ise 11 bilyaya sahiptir. Bilya sayısı arttıkça rulmanın katılığı artmakta dolayısı ile doğal frekansında artış görülmektedir.

7.2. Deneysel Çalışma

- Yapılan analizler sonucunda hata frekanslarından önce dış bilezik hata frekansının daha sonra iç bilezik hata frekanslarının oluştuğu görülmüştür.
- Dış bilezik hatası olması durumunda bilya geçiş frekansında ve üst harmoniklerinde titreşimler oluşmaktadır.
- Zaman tanım bölgesi yöntemleri olarak kullanılan titreşimin genlik değeri, KOK değeri, crest faktörü ve kurtosis değerinin takip edilmesi rulmandaki bozulmanın safhaları

hakkında bilgi vermekle birlikte hataların rulmanın hangi bölgesinde olduğu konusunda yeterli bilgi içermemektedir.

- Deney sonrası rulman elemanlarının mikroskop altında incelenmesi ile dış bilezik, iç bilezik ve bilya üzerinde noktasal hataların olduğu belirlenmiştir.

7.3. Sıcaklığın Etkisi

- Şaft-rulman sistemi çalışması esnasında rulman üzerinden alınan sıcaklık değişim ölçümlerinin rulmanın ömür takibi için kullanılabilir olduğu görülmüştür.
- Sıcaklık artışı polimer malzemenin yumuşamasına neden olduğundan şaft-rulman sisteminin salınım hareketini etkilemektedir.
- Sıcaklığın etkisi ile rulmanın katılgının düşmesi iç ve dış bileziğinin elastikiyet durumunun artmasına, dolayısıyla bilyaların bileziklere daha çok temas etmesine ve bilezikler üzerindeki ezilmelerin daha çok olmasına neden olmaktadır.
- Polimer hibrid rulmanlarda sıcaklık artışı elastisite modülünün düşmesine neden olmaktadır. Bununla birlikte, kritik deformasyonu ve yük taşıma kapasitesini arttırdığı belirlenmiştir.
- Sıcaklık artışı yatak katılgının düşmesine, dolayısıyla sistemin doğal frekansının düşmesine neden olduğundan rezonansın düşük devirlerde ortaya çıkmasına neden olmaktadır.
- Sıcaklık artışı polimer hibrid rulmanlarda polimer malzemenin camlaşma noktasına kadar sönüm oranını olumlu yönde etkilemektedir.

7.4. Sonra Yapılacak Çalışmalar İçin Öneriler

- Deneyler sırasında ivmeölçerlerden veri alınırken elektriksel topraklamaya çok dikkat edilmelidir. Topraklama döngüsünden kaynaklanan elektriksel gürültüler istenmeyen verilerin veri setine girmesine neden olacaktır.
- Deneysel çalışmalar sonucunda bozulan rulmanların kurtosis değerlerinin çelik rulmanların aksine düştüğü görülmüştür. Polimer hibrit rulmanların bilyalarının çelikten farklı bir malzemeden üretilen rulman kullanılarak durumun araştırması yapılabilir.
- 6205 rulman serisi için yaşanan kafes probleminin şaft hızının 1000 d/d'dan küçük olduğu durumlarda da olup olmayacağı araştırması yapılabilir.

- Bu çalışmada ısııl çift rulmanın yerleştirildiği yuvanın dış kısmına bağlanmış sıcaklık ölçümleri buradan alınmıştır. Sıcaklık değişiminin daha net görülebilmesi amacıyla rulmanın kafes kısmından sıcaklık ölçümleri alınabilir.
- Sonraki çalışmalarda, rulman üzerinde ölçüsü ve yeri bilinen bir hata üretilip deney düzeneğinde bu hatanın veya hataların titreşimlere etkisi analiz edilebilir.
- Daha iyi tasarlanmış bir deney düzeneği ile rulmanda oluşan bozulmaların oluşum safhaları daha iyi incelenebilir.
- Deney tamamladıktan sonra çıkarılan rulmanlar dağıtılarak mikroskop altında incelenmiş ve rulmanın bilya bilezikler üzerinde oluşan hataları fotoğraflanmıştır. Rulman ömrünü tamamlamadan önce deney bitirilerek rulmanın iç yapısı mikroskop altında incelenerek hataların nasıl başladığı gözlemi yapılabilir.



KAYNAKLAR

1. İnternet: Deep groove ball bearings. URL: <https://www.skf.com/au/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings>, Son Erişim Tarihi: 10.02.2022.
2. Sreenilayam-Raveendran, R. K., Azarian, M. H., Morillo, C., Pecht, M. G., Kida, K., Santos, E. C., Takashi, H., Koike, H. (2013). Comparative evaluation of metal and polymer ball bearings. *Wear*, 302(1-2), 1499-1505.
3. Gustafsson, O. G., and Tallian, T. (1963). Research Report on Study of the Vibration Characteristics of Bearings. *SKF Industries Incorporated*, SKF AL63IO23, Philadelphia, 15-16.
4. Karaçay, T. (2006). *Açısal temaslı rulmanlarla yataklanmış şaftların dinamiği ve rulman hatalarının deneysel analizi*, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
5. Meyer, L. D., Ahlgren, F. F., and Weichbrodt, B. (1980). An analytic model for ball bearing vibrations to predict vibration response to distributed defects. *ASME Journal of Mechanical Design*. 102(2), 205-210.
6. Datta, J., and Farhang, K. (1997). A nonlinear model for structural vibrations in rolling element bearings: Part II—Simulation and results. *ASME Journal of Tribology*. 119(2), 323–331.
7. Shah, D.S., Patel, V.N. (2019). A dynamic model for vibration studies of dry and lubricated deep groove ball bearings considering local defects on races. *Measurement*, 137, 535-555.
8. Patil, M. S., Mathew, J., Rajendrakumar, P. K., and Desai, S. (2010). A theoretical model to predict the effect of localized defect on vibrations associated with ball bearing. *International Journal of Mechanical Sciences*, 52(9), 1193-1201.
9. Mufazzal, S., Muzakkir, S. M., and Khanam, S. (2021). Theoretical and experimental analyses of vibration impulses and their influence on accurate diagnosis of ball bearing with localized outer race defect. *Journal of Sound and Vibration*, 513, 116407.
10. Apandi, N. S. R., Ismail, R., and Abdollah, M. F. B. (2017, May). *Vibration analysis of ball bearing using finite element analysis*. Proceedings of Mechanical Engineering Research Day, 480-482, Melaka.
11. Liu, J., Wu, H., and Shao, Y. (2018). A theoretical study on vibrations of a ball bearing caused by a dent on the races. *Engineering Failure Analysis*, 83, 220-229.
12. Li, S., Jiang, Y., Xu, Y., and Liu, J. (2021). Influence of a local defect on the cage vibrations for a ball bearing. *Materials Science and Engineering*, 1043(4), 042003.

13. Jafari, S. M., Rohani, R., and Rahi, A. (2020). Experimental and numerical study of an angular contact ball bearing vibration response with spall defect on the outer race. *Archive of Applied Mechanics*, 90(11), 2487-2511.
14. Yu, G., Su, M., Xia, W., Wu, R., and Wang, Q. (2017). Vibration characteristics of deep groove ball bearing based on 4-DOF mathematical model. *Procedia Engineering*, 174, 808-814.
15. Tandon, N., and Choudhury, A. (1997). An analytical model for the prediction of the vibration response of rolling element bearings due to a localized defect. *Journal of Sound and Vibration*, 205(3), 275-292.
16. Prabu, J., Uday, P., Solairaju, M., Shravankumar, C., Jegadeesan, K., and Rao, T. V. V. L. N. (2020). Mathematical simulation of vibration signature of ball bearing defects in a rotor bearing system. *Materials Science and Engineering*, 912(2), 022034.
17. Kumar, S., Goyal, D., and Dharmi, S. S. (2018). Statistical and frequency analysis of acoustic signals for condition monitoring of ball bearing. *Materials Today: Proceedings*, 5(2), 5186-5194.
18. Aliustaoğlu, C., Ocak, H. ve Ertunç, H. M. (2007, Eylül). *Rulman Titreşim analizi ile bölgesel hataların incelenmesi*. Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı, 451- 456, İstanbul.
19. Xiao, L., Zhang, X., Lu, S., Xia, T., and Xi, L. (2019). A novel weak-fault detection technique for rolling element bearing based on vibrational resonance. *Journal of Sound and Vibration*, 438, 490-505.
20. Kogut, L., and Etsion, I. (2002). Elastic-plastic contact analysis of a sphere and a rigid flat. *Journal of Applied Mechanics*, 69(5), 657-662.
21. Jackson, R. L., and Green, I. (2005). A finite element study of elasto-plastic hemispherical contact against a rigid flat. *Transactions of the ASME-F-Journal of Tribology*, 127(2), 343-354.
22. Jackson, R. L., and Green, I. (2003). *A finite element study of elasto-plastic hemispherical contact*. International Joint Tribology Conference, 37068, 65-72, Florida.
23. Brake, M. R. (2012). An analytical elastic-perfectly plastic contact model. *International Journal of Solids and Structures*, 49(22), 3129-3141.
24. Jamari, J., and Schipper, D. J. (2006). An elastic-plastic contact model of ellipsoid bodies. *Tribology letters*, 21(3), 262-271.
25. Yang, H., and Green, I. (2019). Analysis of displacement-controlled fretting between a hemisphere and a flat block in elasto-plastic contacts. *Journal of Tribology*, 141(3), 031401.

26. Zhao, Y., Maietta, D. M., and Chang, L. (2000). An asperity microcontact model incorporating the transition from elastic deformation to fully plastic flow. *Asme Journal of Tribology*, 122(1), 86-93.
27. Li, L. Y., Wu, C. Y., and Thornton, C. (2001). A theoretical model for the contact of elastoplastic bodies. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 216(4), 421-431.
28. Wang, H., Yin, X., Hao, H., Chen, W., and Yu, B. (2020). The correlation of theoretical contact models for normal elastic-plastic impacts. *International Journal of Solids and Structures*, 182, 15-33.
29. Sharma, A., and Jackson, R. L. (2017). A finite element study of an elasto-plastic disk or cylindrical contact against a rigid flat in plane stress with bilinear hardening. *Tribology Letters*, 65(3), 1-12.
30. Song, Z., and Komvopoulos, K. (2013). Elastic-plastic spherical indentation: deformation regimes, evolution of plasticity, and hardening effect. *Mechanics of Materials*, 61, 91-100.
31. Zheng, Q. J., Zhu, H. P., and Yu, A. B. (2012). Finite element analysis of the contact forces between a viscoelastic sphere and rigid plane. *Powder Technology*, 226, 130-142.
32. Ghaednia, H., Pope, S. A., Jackson, R. L., and Marghitu, D. B. (2016). A comprehensive study of the elasto-plastic contact of a sphere and a flat. *Tribology International*, 93, 78-90.
33. Ogar, P., Ugryumova, E., Gorokhov, D., and Zhuk, A. (2021). Influence of the of hardenable material on elastoplastic flattening of spherical asperities. *Materials Today: Proceedings*, 38, 1638-1643.
34. Deng, Q., Yin, X., and Abdel Wahab, M. (2020). *A Comparative Study on Indentation and Flattening Contacts*. Proceedings of the 8th International Conference on Fracture, Fatigue and Wear, 67-79, Springer, Singapore.
35. Ogar, P., Gorokhov, D., and Ugryumova, E. (2018). Indentation and flattening of rough surfaces spherical asperities. *International Journal of Engineering and Technology*, 7(2.23), 188-191.
36. Wadwalkar, S. S., Jackson, R. L., and Kogut, L. (2010). A study of the elastic—plastic deformation of heavily deformed spherical contacts. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 224(10), 1091-1102.
37. Jackson, R. L., and Kogut, L. (2006). A comparison of flattening and indentation approaches for contact mechanics modeling of single asperity contacts. *Journal of Tribology*, 128(1), 209-212.

38. Mesarovic, S. D., and Fleck, N. A. (1999). Spherical indentation of elastic–plastic solids. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, 455(1987), 2707-2728.
39. Jackson, R. L., Ghaednia, H., and Pope, S. (2015). A solution of rigid–perfectly plastic deep spherical indentation based on slip-line theory. *Tribology Letters*, 58(3), 1-7.
40. Zhaoping, T., and Jianping, S. (2011). The contact analysis for deep groove ball bearing based on ANSYS. *Procedia Engineering*, 23, 423-428.
41. Anoopnath, P. R., Babu, V. S., and Vishwanath, A. K. (2018). Hertz contact stress of deep groove ball bearing. *Materials Today: Proceedings*, 5(2), 3283-3288.
42. Gandhi, C. A., Vijaykumar, K. N., and Crasta, F. (2016). Study of Vibration Generated in Steel Balls Creating Noise in Ball Bearings. *International Research Journal of Engineering and Technology*, 3(6), 2307-2309.
43. Manjunath, A., and Girish, D. V. (2013). Defect Detection In Deep Groove Polymer Ball Bearing using Vibration Analysis. *International Journal of Recent Advances in Mechanical Engineering*, 2(3), 45-52.
44. Manjunath, A., and Girish, D. V. (2018). Vibration Analysis of Politetrafluoroetilen (PTFE) Deep Groove Ball Bearing. *Materials Science and Engineering*, 376(1), 012137.
45. Khanam, S., Tandon, N., and Dutt, J. K. (2014). Fault size estimation in the outer race of ball bearing using discrete wavelet transform of the vibration signal. *Procedia Technology*, 14, 12-19.
46. Gaaliche, N., Chithambaram, S., and Fathallah, R. (2020). Effect of Defect Size and Load on the Performance of Thermoplastic Bearings. *Journal of Testing and Evaluation*, 49(5), 3282-3304.
47. Koike, H., Matsumura, T., Mizobe, K., Kashima, Y., and Kida, K. (2017). Evaluation of Tribological Thermal Failure on PEEK-PTFE Hybrid Alumina Ball Bearings. *Materials Science Forum*, 878, 142-147).
48. Henao-Sepulveda, J. A., Toledo-Quinones, M., and Jia, Y. (2005, May). *Contactless monitoring of ball bearing temperature*. Instrumentation and Measurement Technology Conference, 2, 1571-1573, Ottawa.
49. Choudhary, A., Mian, T., and Fatima, S. (2021). Convolutional neural network based bearing fault diagnosis of rotating machine using thermal images. *Measurement*, 176, 109196.
50. Choudhary, A., Shimi, S. L., and Akula, A. (2018, September). *Bearing fault diagnosis of induction motor using thermal imaging*. International Conference on Computing, Power and Communication Technologies, 950-955, Greater Noida.

51. Zhou, X., Zhang, H., Hao, X., Liao, X., and Han, Q. (2019). Investigation on thermal behavior and temperature distribution of bearing inner and outer rings. *Tribology International*, 130, 289-298.
52. Sahputra, I. H., Alexiadis, A., and Adams, M. J. (2018). Temperature dependence of the Young's modulus of polymers calculated using a hybrid molecular mechanics–molecular dynamics method. *Journal of Physics: Condensed Matter*, 30(35), 355901.
53. Mahieux, C. A., and Reifsnider, K. L. (2001). Property modeling across transition temperatures in polymers: a robust stiffness–temperature model. *Polymer*, 42(7), 3281-3291.
54. Jean-Fulcrand, A., Masen, M. A., Bremner, T., and Wong, J. S. (2019). Effect of temperature on tribological performance of polyetheretherketone-polybenzimidazole blend. *Tribology International*, 129, 5-15.
55. Gao, J., Chen, W., Yu, B., Fan, P., Zhao, B., Hu, J., Zhang, D., Fang, G., and Peng, F. (2019). Effect of temperature on the mechanical behaviours of a single-ply weave-reinforced shape memory polymer composite. *Composites Part B: Engineering*, 159, 336-345.
56. Sahputra, I. H., Alexiadis, A., and Adams, M. J. (2018). Temperature and configurational effects on the Young's modulus of poly (methyl methacrylate): a molecular dynamics study comparing the DREIDING, AMBER and OPLS force fields. *Molecular Simulation*, 44(9), 774-780.
57. Vašina, M., Pöschl, M., and Zádrapa, P. (2018). A study of significant factors affecting viscoelastic damping properties of polymer materials. *Manufacturing Technology*, 18(3), 523-529.
58. Zeltmann, S. E., Kumar, B. B., Doddamani, M., and Gupta, N. (2016). Prediction of strain rate sensitivity of high density polyethylene using integral transform of dynamic mechanical analysis data. *Polymer*, 101, 1-6.
59. Butaud, P., Placet, V., Klesa, J., Ouisse, M., Foltete, E., and Gabrion, X. (2015). Investigations on the frequency and temperature effects on mechanical properties of a shape memory polymer (Veriflex). *Mechanics of Materials*, 87, 50-60.
60. Cai, J., Wirasaputra, A., Zhu, Y., Liu, S., Zhou, Y., Zhang, C., and Zhao, J. (2017). The flame retardancy and rheological properties of PA6/MCA modified by DOPO-based chain extender. *RSC Advances*, 7(32), 19593-19603.
61. López-Manchado, M. A., and Arroyo, M. (2000). Thermal and dynamic mechanical properties of polypropylene and short organic fiber composites. *Polymer*, 41(21), 7761-7767.

62. Khanna, Y. P., Turi, E. A., Taylor, T. J., Vickroy, V. V., and Abbott, R. F. (1985). Dynamic mechanical relaxations in polyethylene. *Macromolecules*, 18(6), 1302-1309.
63. Safizadeh, M. S., and Latifi, S. K. (2014). Using multi-sensor data fusion for vibration fault diagnosis of rolling element bearings by accelerometer and load cell. *Information Fusion*, 18, 1-8.
64. Mouroutsos, S. G., and Chatzisavvas, I. (2009, May). *Study and construction of an apparatus that automatically monitors vibration and wears in radial ball bearings which are loaded in radial direction*. International Conference on Signal Processing Systems, 293-296, Singapur.
65. Chen, J. S., and Chen, K. W. (2005). Bearing load analysis and control of a motorized high speed spindle. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 45(12-13), 1487-1493.
66. Bhardwaj, V., Pandey, R. K., and Agarwal, V. K. (2019). Performance studies of textured race ball bearing. *Industrial Lubrication and Tribology*, 71(9), 1116–1123.
67. Russell, T., Sadeghi, F., Peterson, W., Aamer, S., and Arya, U. (2021). A Novel Test Rig for the Investigation of Ball Bearing Cage Friction. *Tribology Transactions*, 64(5), 943-955.
68. Novikov, A. V., Prozhega, M. V., Smirnov, N. I., Smirnov, N. N., and Nazarov, A. N. (2020). Study of the lifetime and lubricity of greases for rolling bearings. *Materials Science and Engineering*. 747(1), 012039).
69. Georgoulas, G., Loutas, T., Stylios, C. D., and Kostopoulos, V. (2013). Bearing fault detection based on hybrid ensemble detector and empirical mode decomposition. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 41(1-2), 510-525.
70. Usta, İ. (2019). *Rulmanların çalışmasına etki eden parametrelerin rulman titreşimlerine etkisinin deneysel olarak incelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
71. Abboud, D., Antoni, J., Sieg-Zieba, S., and Eltabach, M. (2017). Envelope analysis of rotating machine vibrations in variable speed conditions: A comprehensive treatment. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 84, 200-226.
72. Patel, V. N., Tandon, N., and Pandey, R. K. (2012). Defect detection in deep groove ball bearing in presence of external vibration using envelope analysis and Duffing oscillator. *Measurement*, 45(5), 960-970.
73. Alegranzi, S. B., Gonçalves, J. F., and Gomes, H. M. (2014, July). *Ball bearing vibration monitoring for fault detection by the envelope technique*. In Proceedings of the 10th World Congress on Computer Mechanics, São Paulo.

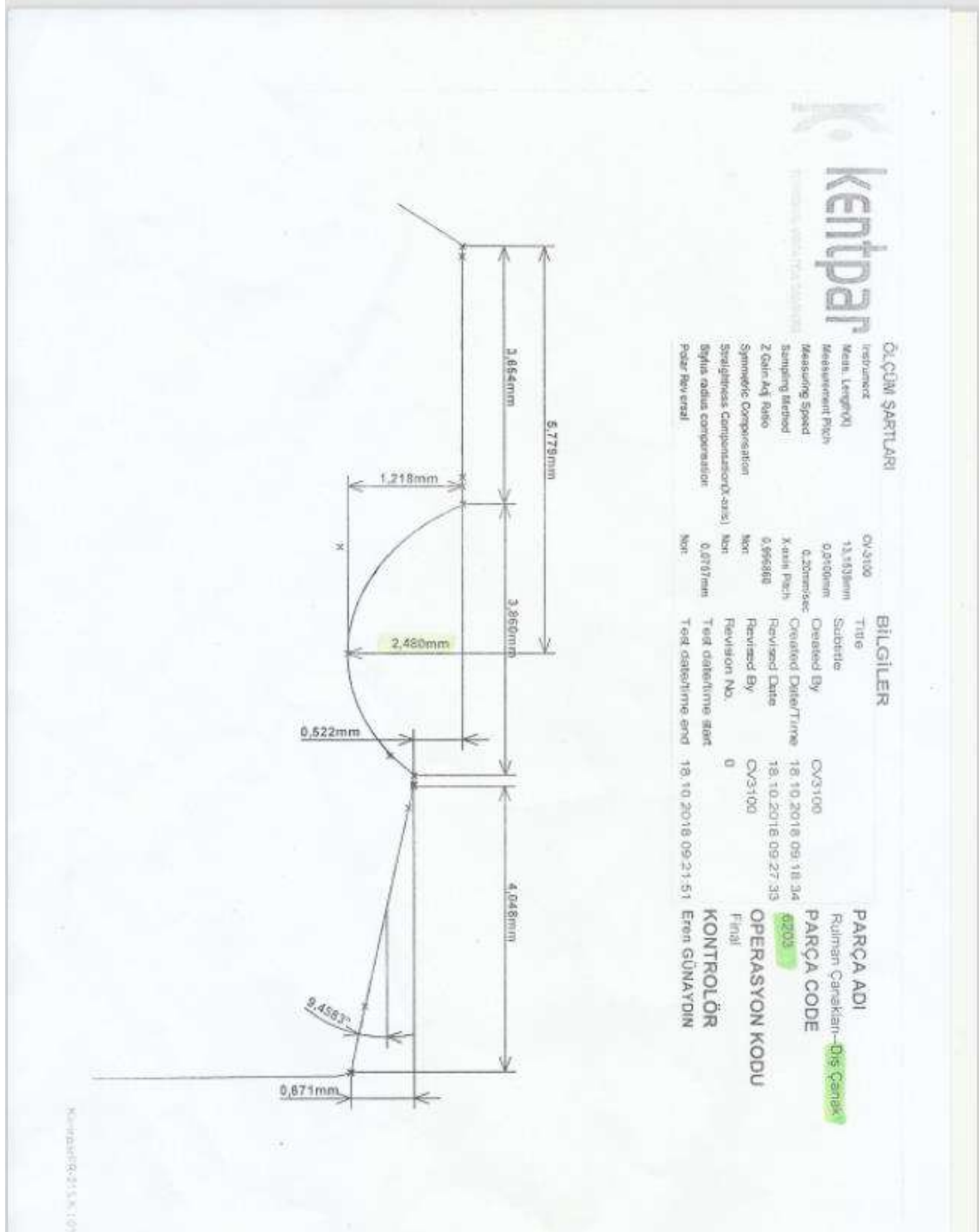
74. Kim, S., An, D., and Choi, J. H. (2020). Diagnostics 101: A tutorial for fault diagnostics of rolling element bearing using envelope analysis in matlab. *Applied Sciences*, 10(20), 7302.
75. He, D., Li, R., and Zhu, J. (2012). Plastic bearing fault diagnosis based on a two-step data mining approach. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 60(8), 3429-3440.
76. Demir, H. G., ve Müştak, O. (2021). Rulman Hasarlarının Titreşim ve Gürültü Analizi ile Tespiti. *Avrupa Bilim ve Teknoloji Dergisi*, 25, 571-581.
77. Ateş K. (2019). *Açısal temaslı rulmanlarda montaj hatalarının titreşime etkisinin teorik ve deneysel incelenmesi*, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
78. Harris, T. A. and Kotzalas, M. N. (2006). *Rolling Bearing Analysis* (Fifth Edition). New York: CRC Press, 199-200, 429-433, 515-519.
79. Özdemir, A. (2018). *Bilyalı Rulmanların Yuvarlanma Direnci Karakteristiklerinin İncelenmesi*, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
80. Hamrock, B. J. and Brewe, D. (1983). Simplified Solution for Stresses and Deformations. *Journal of Lubrication Technology*, 105(2), 171–177.
81. Antoine, J. F., Visa, C., Sauvey, C. and Abba, G. (2006). Approximate Analytical Model for Hertzian Elliptical Contact Problems. *Journal of Tribology*, 128(3), 660– 664.
82. Abramowitz, M. and Stegun, I. A. (1965). *Handbook of Mathematical Functions: with Formulas, Graphs, and Mathematical Tables* (First Edition), New York, Dover Publications, 45-52.
83. Houpert, L. (2000). An Engineering Approach to Hertzian Contact Elasticity-Part I. *Journal of Tribology*, 123(3), 582–588.
84. Adams, G. G., and Nosonovsky, M. (2000). Contact modeling—forces. *Tribology International*, 33(5-6), 431-442.
85. Aktürk, N. (1993). *Rigid shaft supported by angular contact ball bearings*. Doktora Tezi, Imperial College of Science, Technology and Medicine, University of London, Londra.
86. Karaçay, T. and Aktürk, N. (2008). Vibrations of a grinding spindle supported by angular contact ball bearings. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, 222(1), 61–75.
87. Van Krevelen, D.W., Te Nijenhuis, K. (1990). *Properties of polymers*. 3rd edition Amsterdam, Holland, Elsevier.

88. Rao, M. D. (2003). Recent applications of viscoelastic damping for noise control in automobiles and commercial airplanes. *Journal of Sound and Vibration*, 262(3), 457-474.
89. İnternet: Dinamik Mekanik Analiz. URL: <https://taum.erciyes.edu.tr/tr/dinamik-mekanik-analiz-cihaz-dma>, Son Erişim Tarihi: 10.01.2022.
90. Zeltmann, S. E., Kumar, B. B., Doddamani, M., and Gupta, N. (2016). Prediction of strain rate sensitivity of high density polyethylene using integral transform of dynamic mechanical analysis data. *Polymer*, 101, 1-6.
91. Orhan S. (2002). *Rulmanlarla yataklanmış dinamik sistemlerin titreşim analizi ile kestirimci bakımı*, Doktora Tezi, Kırıkkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kırıkkale.
92. İnternet: Zarf Analizi. URL: <https://sensemore.io/tr/envelope-analysis>, Son Erişim Tarihi: 15.02.2022.
93. Bannister, R. H. (1985). A review of rolling element bearing monitoring techniques. *Monitoring of Machinery and Plant*, Power Industries Division of ImechE, 11-24.
94. Alfredson, R. J., and Mathew, J. (1985). Time domain methods for monitoring the condition of rolling element bearings. *Nasa Sti/recon Technical Report A*, 86, 102-107.

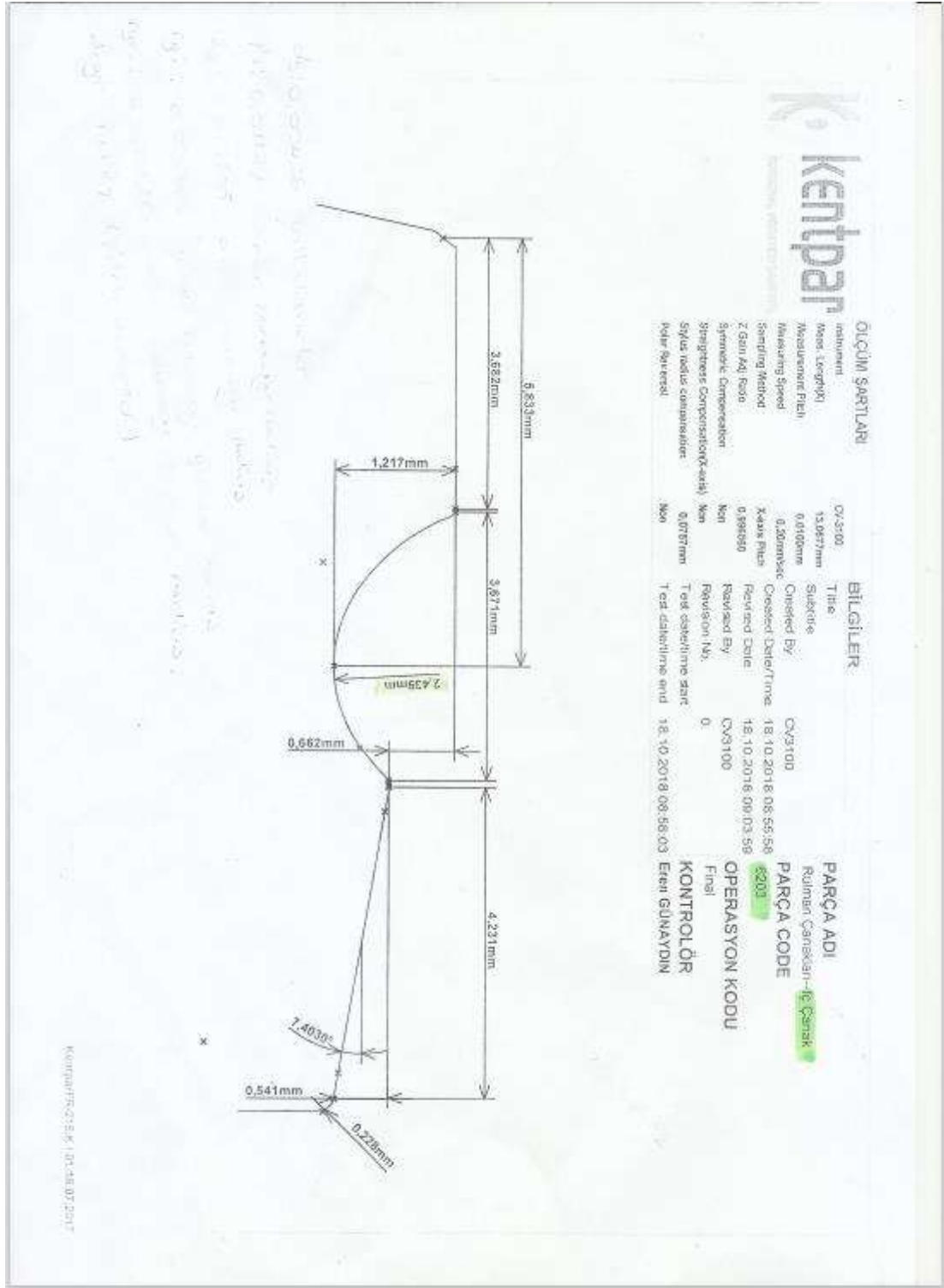


EKLER

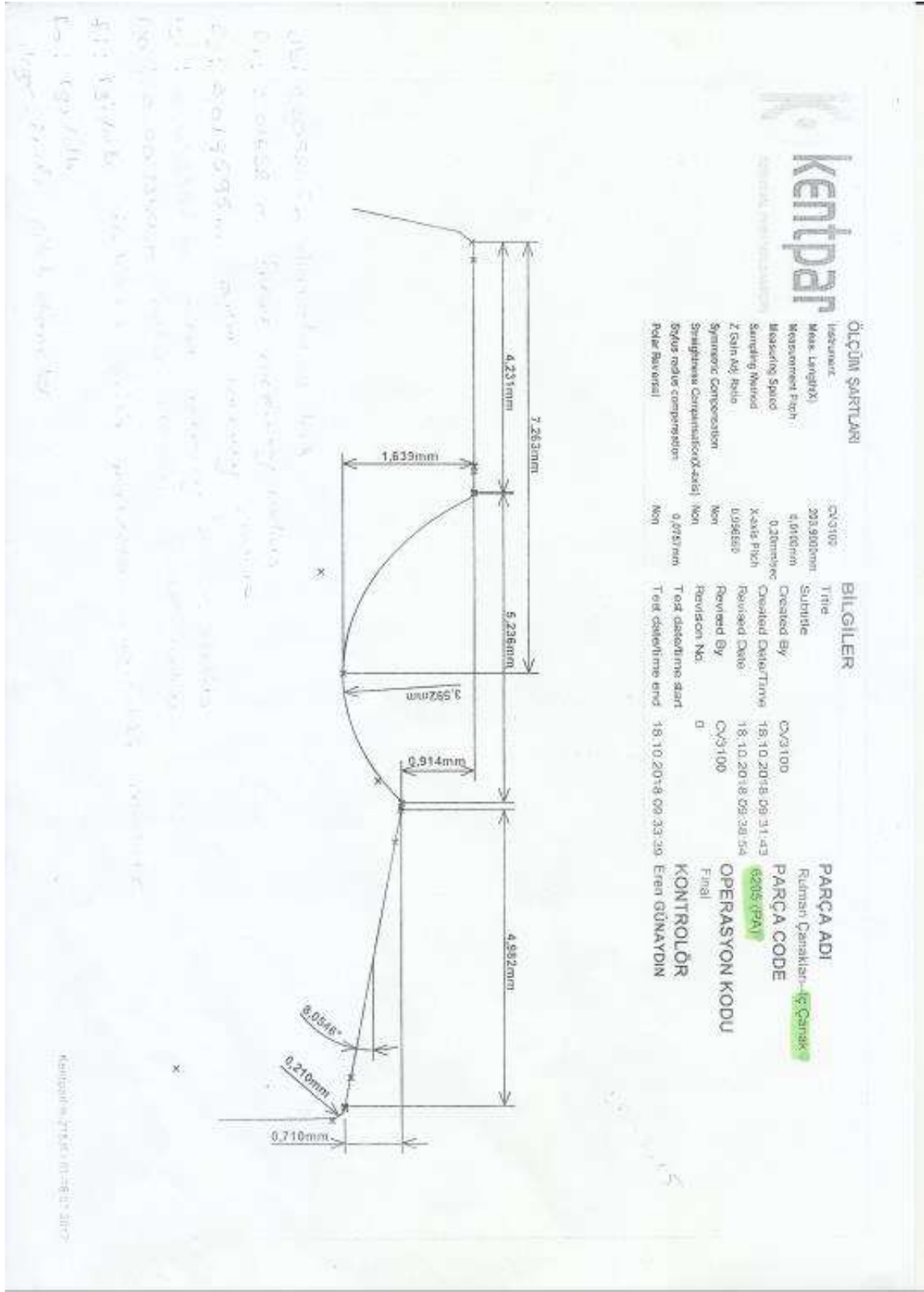
EK-1. Kullanılan rulmanların ölçümleri



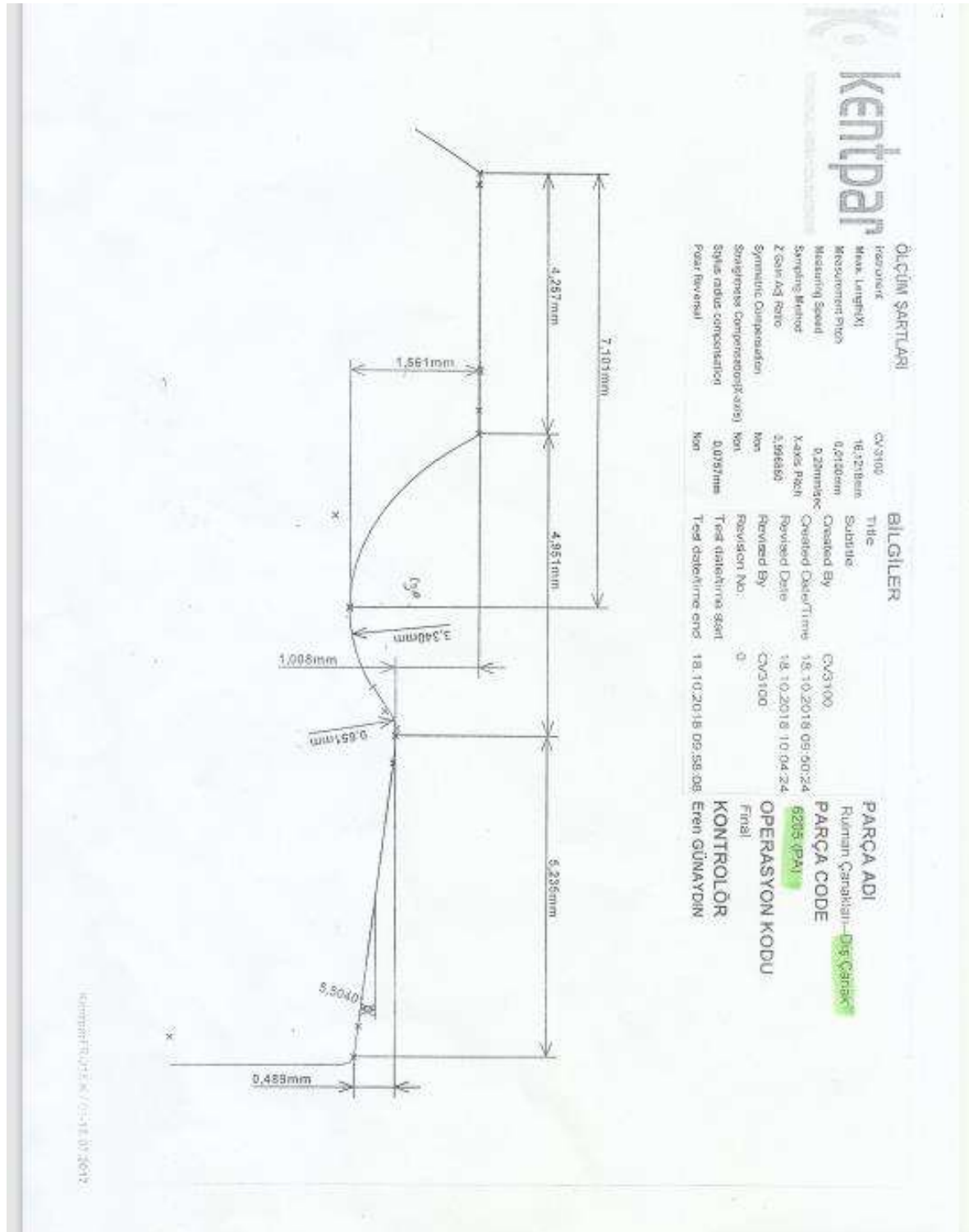
EK-1. (devam) Kullanılan rulmanların ölçümleri



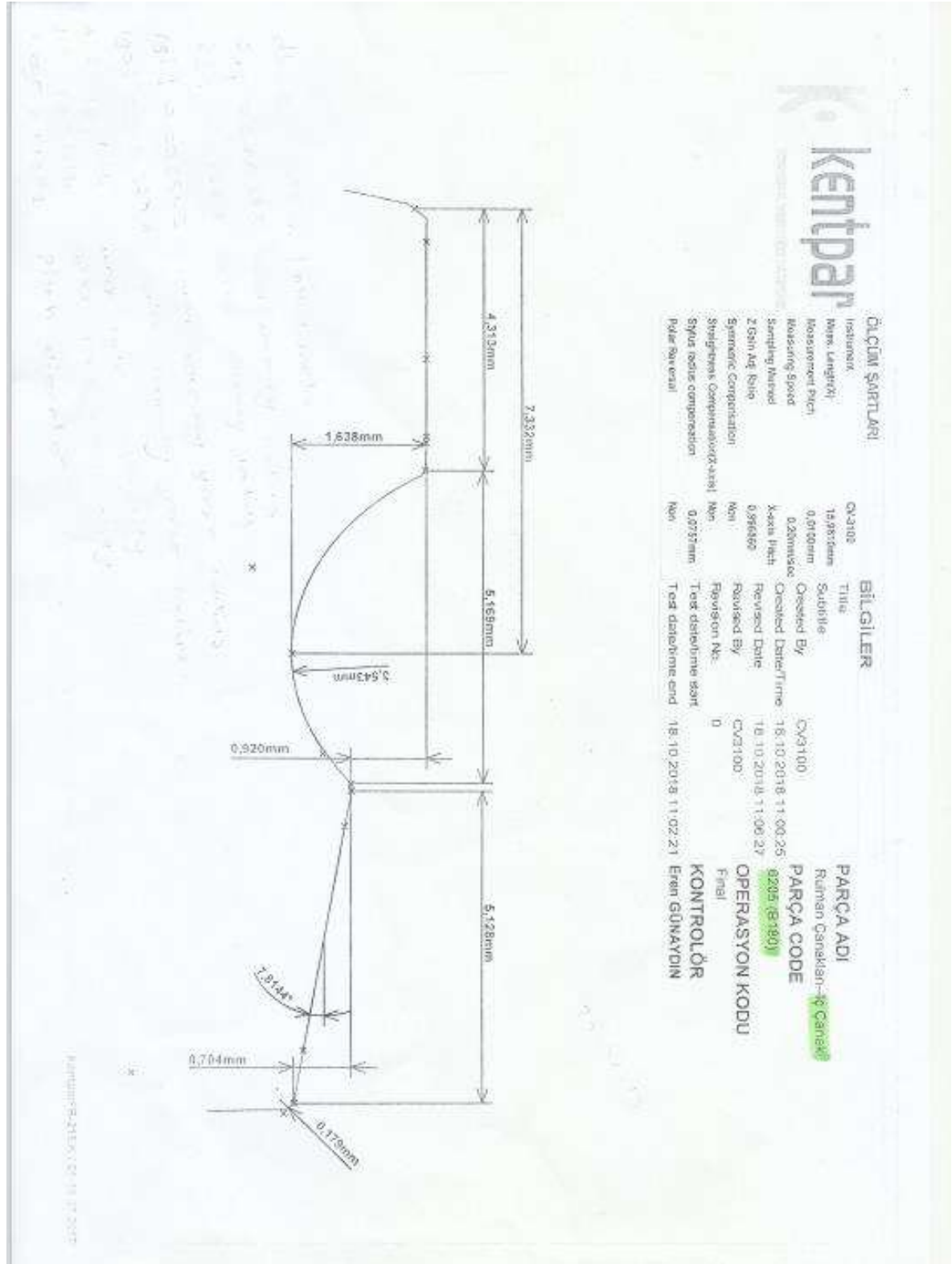
EK-1. (devam) Kullanılan rulmanların ölçümleri



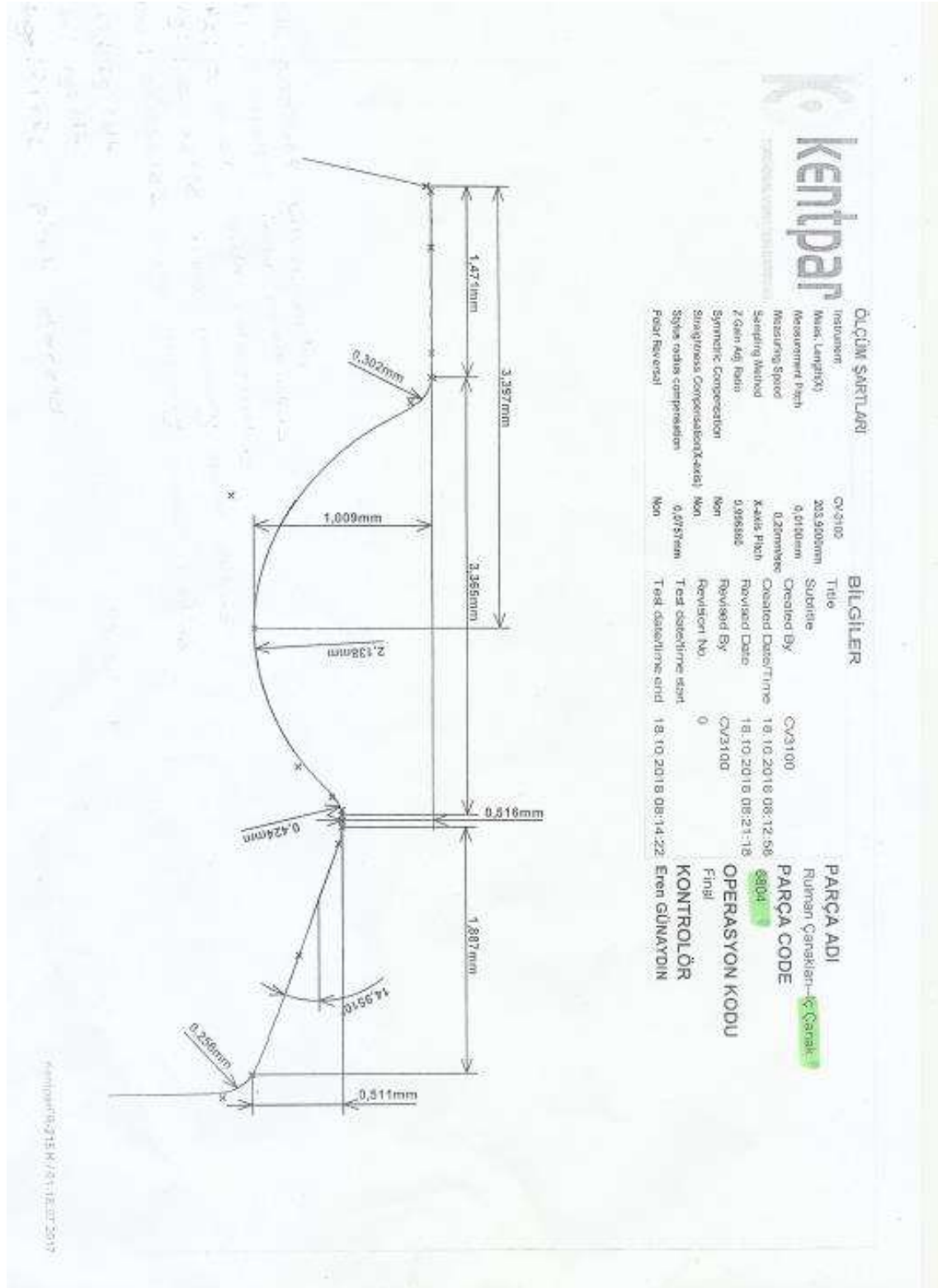
EK-1. (devam) Kullanılan rulmanların ölçümleri



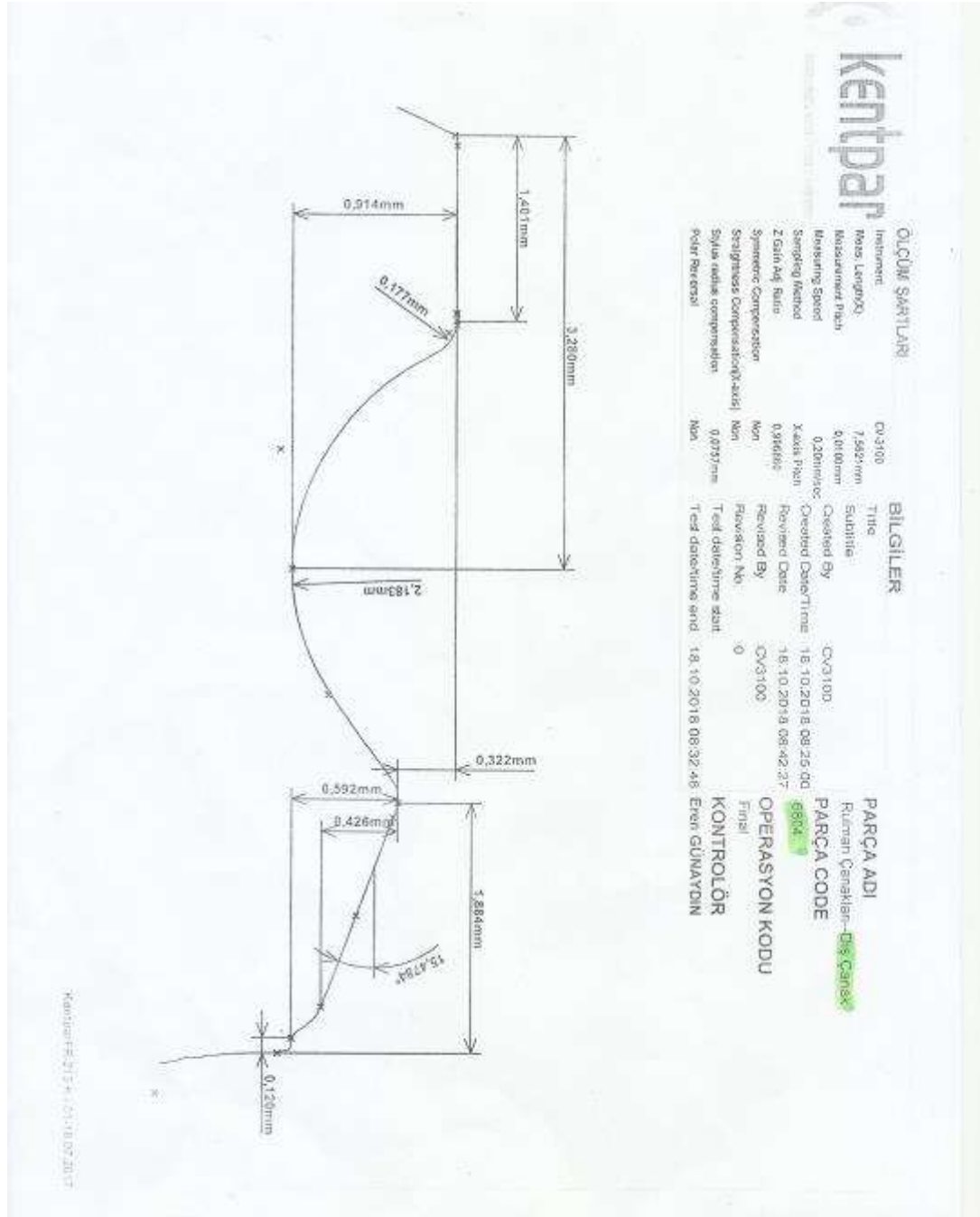
EK-1. (devam) Kullanılan rulmanların ölçümleri



EK-1. (devam) Kullanılan rulmanların ölçümleri



EK-1. (devam) Kullanılan rulmanların ölçümleri



EK-1. (devam) Kullanılan rulmanların ölçümleri

Rulman Çanaklarının Çap & Boy Ölçüm Sonuçları

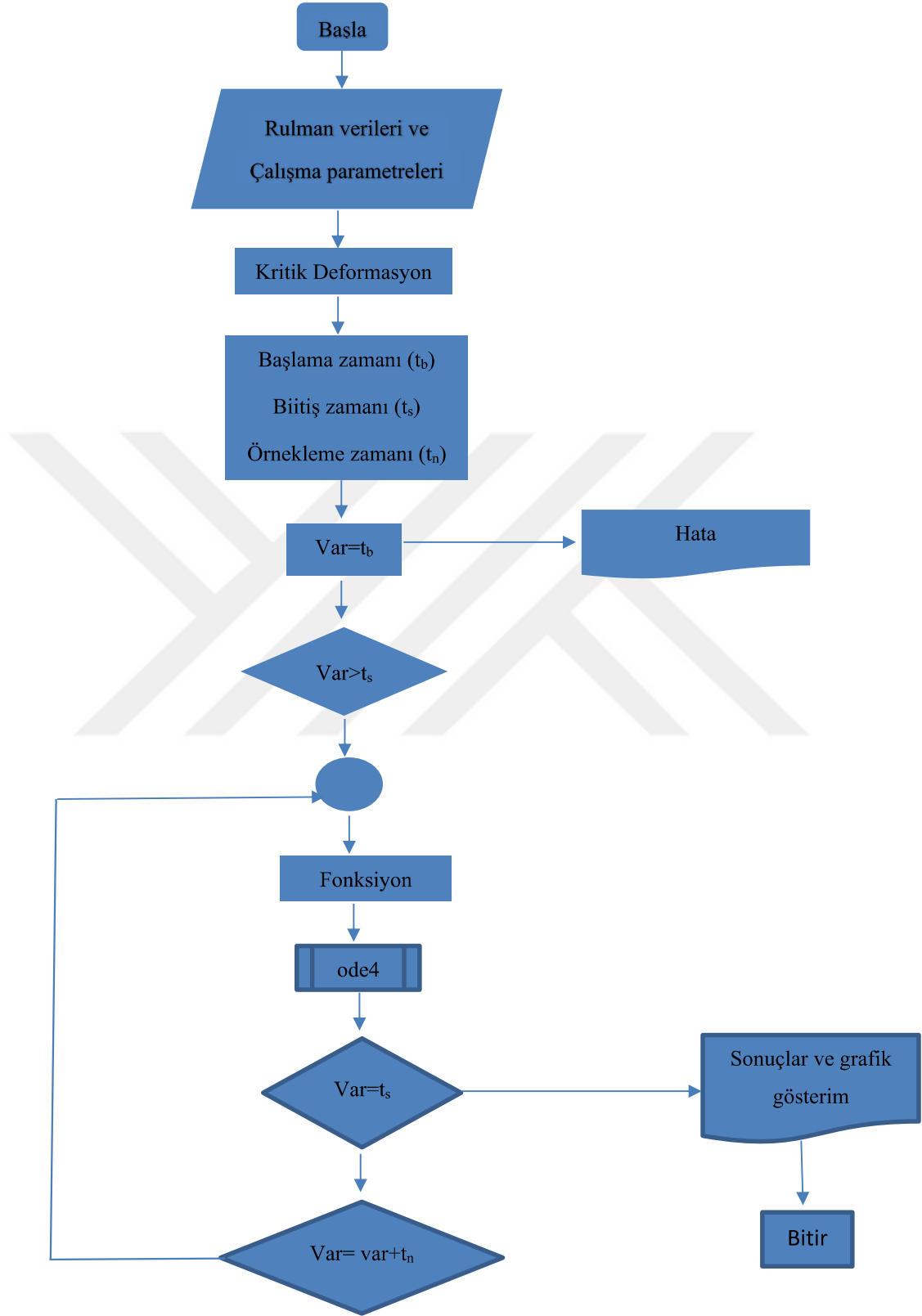
6203 Rulman		
İç Çanak	Çap :	23,58mm
	Boy :	11,991mm
Dış Çanak	Çap :	28,41mm
	Boy :	11,999mm

6205 (PA) Rulman		
İç Çanak	Çap :	32,76mm
	Boy :	14,958mm
Dış Çanak	Çap :	39,19mm
	Boy :	14,986mm

6205 (B180) Rulman		
İç Çanak	Çap :	32,75mm
	Boy :	14,940mm
Dış Çanak	Çap :	39,22mm
	Boy :	14,996mm

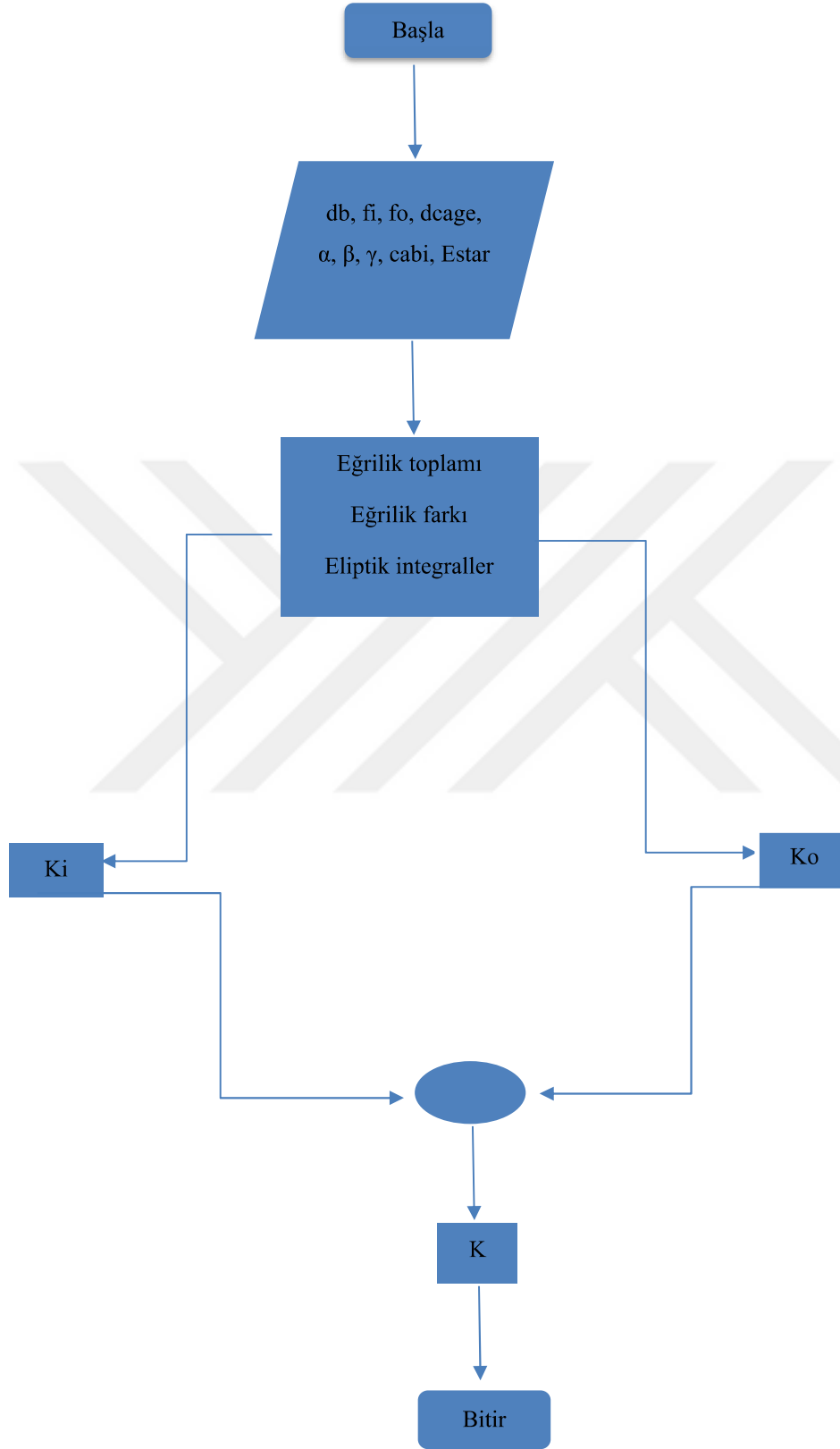
6804 Rulman		
İç Çanak	Çap :	23,79mm
	Boy :	6,999mm
Dış Çanak	Çap :	28,02mm
	Boy :	6,986mm

EK-2. Program akış diyagramları



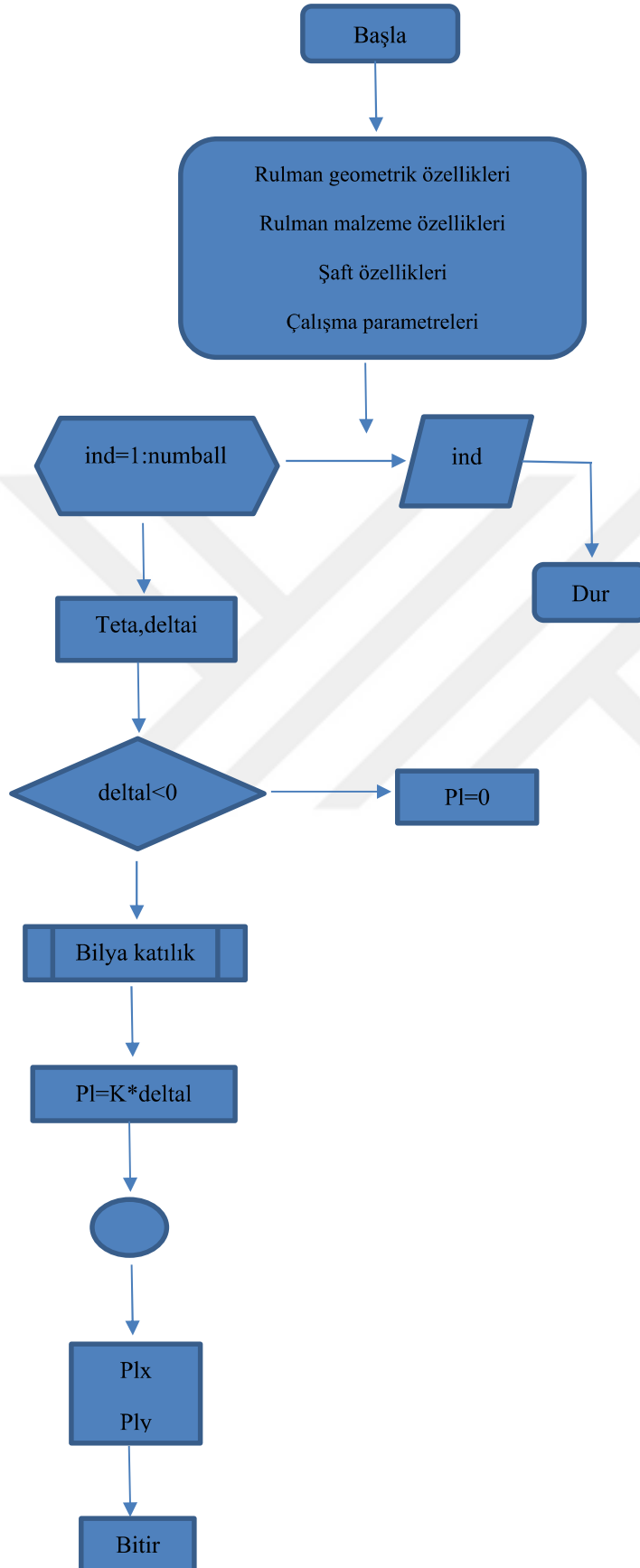
Şekil 1.1. Bilya elastikiyet altprogramı

EK-2. (devam) Program akış diyagramları



Şekil 1.2. Bilya elastikiyet altprogramı

EK-2. (devam) Program akış diyagramları

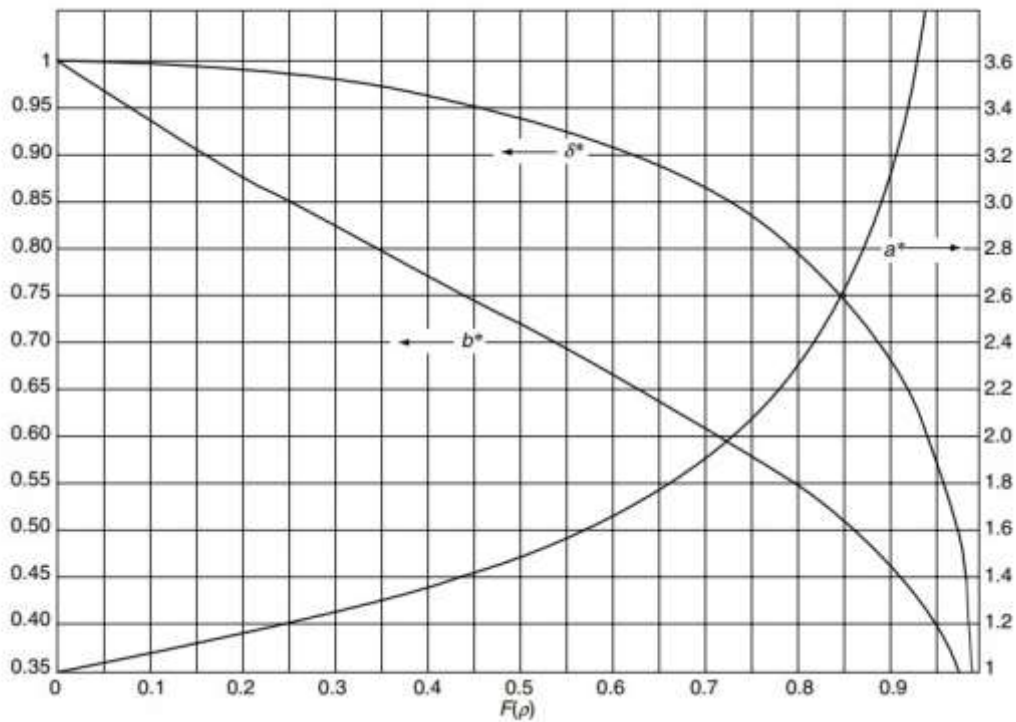


Şekil 1.3. Fonksiyon altprogramı

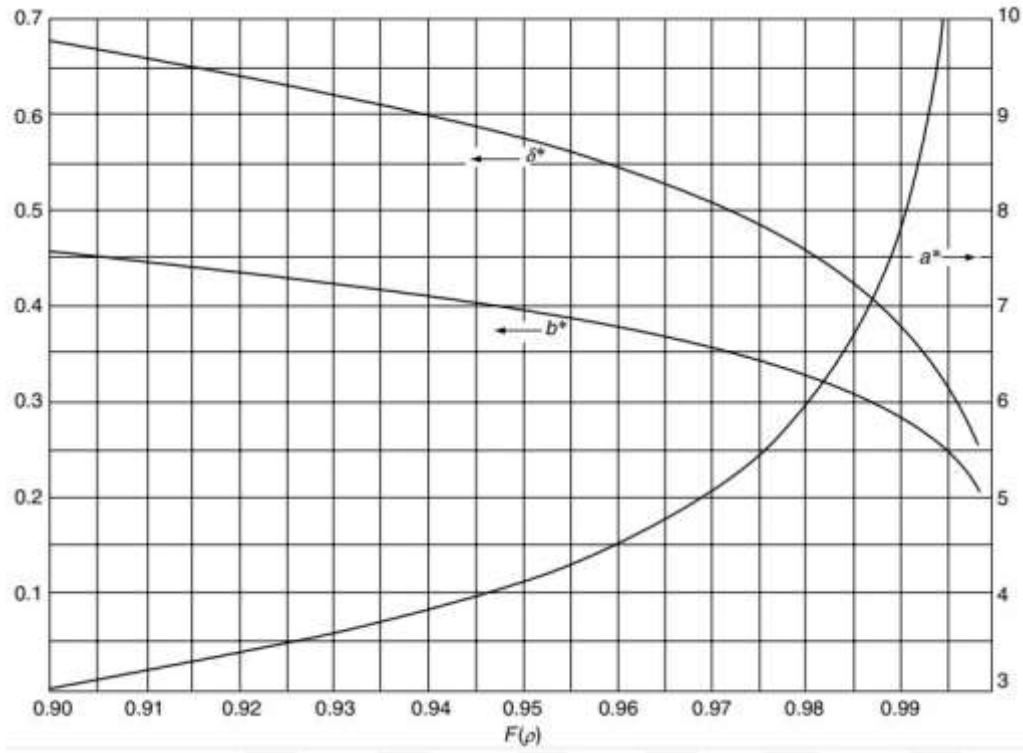
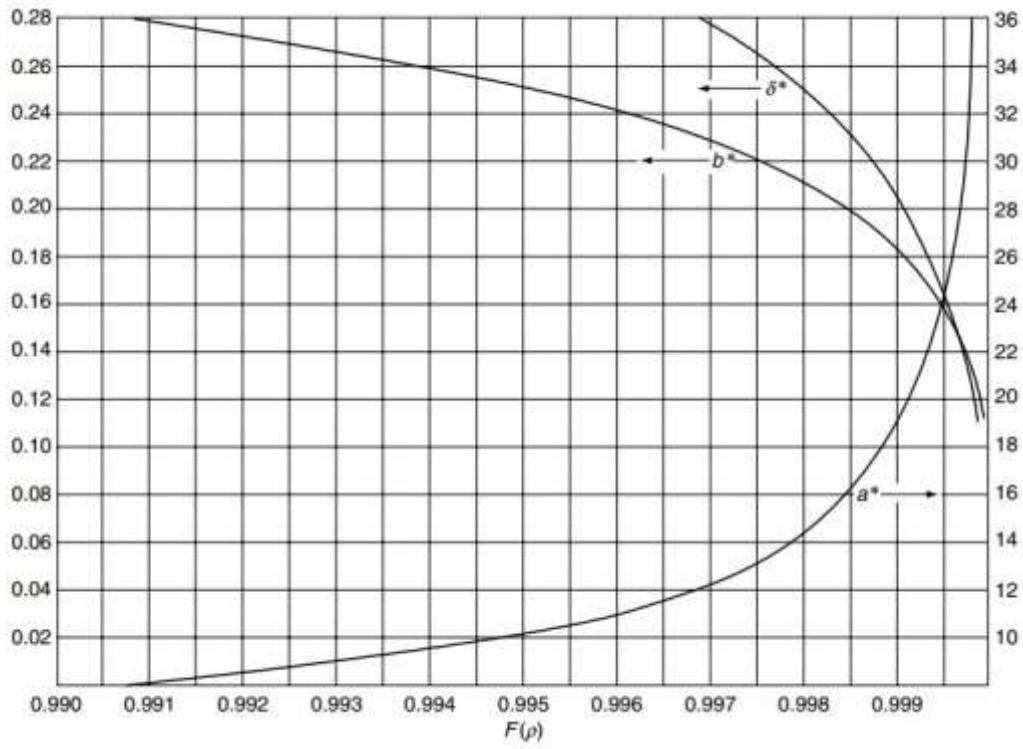
EK-3. Hertz temas alanı parametreleri

Çizelge 1.1. Boyutsuz temas parametreleri [78]

$F(\rho)$	a^*	b^*	δ^*
0	1	1	1
0.1075	1.0760	0.9318	0.9974
0.3204	1.2623	0.8114	0.9761
0.4795	1.4556	0.7278	0.9429
0.5916	1.6440	0.6687	0.9077
0.6716	1.8258	0.6245	0.8733
0.7332	2.011	0.5881	0.8394
0.7948	2.265	0.5480	0.7961
0.83495	2.494	0.5186	0.7602
0.87366	2.800	0.4863	0.7169
0.90999	3.233	0.4499	0.6636
0.93657	3.738	0.4166	0.6112
0.95738	4.395	0.3830	0.5551
0.97290	5.267	0.3490	0.4960
0.983797	6.448	0.3150	0.4352
0.990902	8.062	0.2814	0.3745
0.995112	10.222	0.2497	0.3176
0.997300	12.789	0.2232	0.2705
0.9981847	14.839	0.2072	0.2427
0.9989156	17.974	0.18822	0.2106
0.9994785	23.55	0.16442	0.17167
0.9998527	37.38	0.13050	0.11995
1	∞	0	0

Şekil 1.1. a^* , b^* ve $F(\rho)$ [78]

EK-3. (devam) Hertz temas alanı parametreleri

Şekil 1.2. a^* , b^* ve $F(\rho)$ [78]Şekil 1.3. a^* , b^* ve $F(\rho)$ [78]

EK-4. Deneysel çalışmada kullanılan ivmeölçer ve yük hücresi

B&K 4384 Yük tipi ivmeölçer

Yük hassasiyeti : 1,019 pC/m² veya 10,00 pC/g

Frekans aralığı : 0,1-12,6 kHz

Bağlı rezonans frekansı : 42 kHz

En büyük şok ivmesi : 200 kms⁻¹

Yatay hassasiyet : <% 2,1

Çalışma Sıcaklığı : -74 ile 250 °C arası

Ağırlık : 11 gram

FUTEK FSH 03877 Yük hücresi

Frekans aralığı : 1000-25000 Hz

Kapasite : 50 lb (222 N)

Çalışma sıcaklık aralığı : 32-158 F

Ağırlık : 10 gram



GAZİ GELECEKTİR...