



**RULMANLARIN ALIřMASINA ETKİ EDEN PARAMETRELERİN
RULMAN TİTREşİMLERİNE ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK
İNCELENMESİ**

İlker USTA

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

TEMMUZ 2019

İlker USTA tarafından hazırlanan “RULMANLARIN ÇALIŞMASINA ETKİ EDEN PARAMETRELERİN RULMAN TİTREŞİMLERİNE ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Doç. Dr. Tuncay KARAÇAY

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

.....

Başkan: Prof. Dr. Sadettin ORHAN

Makine Teorisi, Sistem Dinamiği ve Kontrol Ana Bilim Dalı,

Ankara Yıldırım Beyazıt Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

.....

Üye: Prof. Dr. Mehmet EROĞLU

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

.....

Tez Savunma Tarihi: 03/07/2019

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Yüksek Lisans Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

.....

Prof. Dr. Sena YAŞYERLİ

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

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.

.....

İlker USTA

03/07/2019

RULMANLARIN ÇALIŞMASINA ETKİ EDEN PARAMETRELERİN RULMAN TİTREŞİMLERİNE ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

(Yüksek Lisans Tezi)

İlker USTA

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Temmuz 2019

ÖZET

Rulman titreşimlerinin nedenleri rulmanların imalatından kaynaklanan pürüzlülük, dairesellik ve form hataları ile imalat sonrası hatalar olarak iki ana sınıfa ayrılabilir. Rulman imalatı sonrasında ise yatağın imalat kaynaklı olarak dairesellikten sapması, rulmana ön yüklemenin yanlış yapılması, farklı ağırlıklarda şaftların kullanılması ve rulmanın yatakladığı şaftın ekseninin sapması gibi etkenler, imalat sonrası titreşime etki eden parametreler olarak dikkate alınabilir. Rulman bileziklerinin imalatında dairesellik hatası oluşabileceği gibi rulman yataklarında dairesellik hatasının bulunması ya da rulmanların yatağa montajının düzgün yapılamaması da dairesellik hatası kaynaklı titreşimlerin oluşmasına neden olabilir. Montajı yapılan açısız temaslı radyal rulmanlara uygulanan ön yüklemenin niceliği ve uygulandığı yüzeydeki dağılımı da titreşimlerin oluşumunda önemli bir etkidir. Rulmanın yatakladığı şaftın eksenindeki kaçıklık, ideal eksenine göre paralel ya da açısız olarak kaçık olması durumlarında yuvarlanma elemanları ile bilezikler arasındaki temas kuvvetlerini etkileyeceğinden rulman titreşimlerine ve rulman ömrüne etki eder. Rulmanlara etkiyen bileşke yükler, bilyalarla bilezikler arasında temas kuvvetlerindeki değişime ve sürtünmelere bağlı olarak önce rulman elemanlarında hasarlara daha sonra da hasarların neden olacağı titreşimlere ve bozulmalara neden olacaktır. Bu tez çalışmasında; belirlenen imalat sonrası parametrelerin, bir elektrik motoru tarafından tahrik edilerek çalışan ve bir şaftı iki ucundan yataklayan açısız temaslı radyal rulmanın titreşimlerine etkisi deneysel olarak araştırılmıştır. Deneysel çalışmalar için hazırlanan test düzeneğinde; rulmanda dairesellik hatası oluşturularak, yataklanan şaftın eksen kaçıklığı ve rulmana etkiyen bileşke kuvvetler değiştirilerek titreşim ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Toplanan titreşim verileri zaman ve frekans bölge analizleri ile incelenmiştir. Analizlerin sonucunda, belirlenen parametrelerin rulman titreşimlerine etkileri açıklanmış olup inceleme sonuçları grafikler ve tablolar yoluyla görsel olarak ortaya koyulmuş, ayrıca elde edilen çıktılar yorumlarla desteklenmiştir.

Bilim Kodu : 91420

Anahtar Kelimeler : Rulman, Titreşim, Dairesellik, Eksenel Kaçıklık, Bileşke Yük

Sayfa Adedi : 71

Danışman : Doç. Dr. Tuncay KARAÇAY

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF PARAMETERS ON BEARING VIBRATION

(M. Sc. Thesis)

İlker USTA

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

July 2019

ABSTRACT

The causes of bearing vibrations can be divided into two main cases: roughness, circularity and form faults resulting from the manufacture of bearings and post-manufacturing faults. After the manufacture of bearings, factors such as deviation of the housing of bearings from the circumferential shape, misalignment of housing of bearings, the use of shafts of different weights and the deviation of the axis of shafts can be considered as parameters affecting the post-production vibration. Roundness or circularity faults can occur in the manufacture of the bearing rings, or there may be a circularity fault in the housing of bearings or inability to mount the bearing in the housing properly. The amount of preload applied to the angular contact radial bearings and the distribution of the load on the applied surface of a bearing is also an important factor in the formation of vibrations. The misalignment in the axis of the shaft on which the bearing rests affects the contact forces between the rolling elements and the rings in the case of parallel or angular misalignment with respect to the ideal axis, which affects bearing vibrations and bearing life. The resultant forces acting on the bearings will cause firstly damage to the bearing elements due to changes in the contact forces between the balls and the rings, and then to the vibrations and failure occurred by the damages. In this thesis; The effect of the post-production parameters on the vibrations of the angular contact radial bearing which is driven by an electric motor and is supported by a shaft at both ends is investigated experimentally. In the test setup prepared for experimental studies; By creating circularity fault on the outer ring of the bearing, vibration measurements were carried out by changing the axial misalignment of the shaft and the resultant forces acting on the bearings. The collected vibration data were analyzed by time and frequency domain analysis. As a result of the analyses, the effects of the determined parameters on the bearing vibrations are explained and the results of the examination are shown visually by graphs and tables, and the outputs are supported with comments.

Science Code : 91420

Key Words : Bearing, Vibration, Roundness, Axial Misalignment, Resultant Force

Page Number : 71

Supervisor : Assoc. Prof. Tuncay KARAÇAY

TEŞEKKÜR

Doç. Dr. Tuncay KARAÇAY'a bu tezi hazırlamaya başlamadan önceki süreçte, her soruma ve sorunuma en olumlu yaklaşımı gösterdiği, tez aşamasında ise bütün bilgisi ve hoşgörüsü ile beni yönlendirdiği ve benim yanımda olduğu için,

Arkadaşım Sercan DEMİRKIRAN'a her çağırdığımda gece gündüz demeden yanımda olduğu, bu tez için koşulsuz emek verdiği ve insana kendini harika hissettiren desteği için,

Kerem ATEŞ ağabeye, bu süreçte bir süre beraber ilerlediğimiz ve paylaştıklarımız, bu tezde geçen emekleri için,

Arkadaşım Onur Işın YILANCI'ya manevi, donanımsal ve hazırda bulunduğunu hep bildiğim potansiyel desteği için,

Eşime, bu süreçteki sevgisi, desteği, inancı ve her şey için,

Oğluma benimle ders çalışmak istediğini söyleyip kısa süre sonra başımın üzerinde gezindiği ve yaşama sevincimiz olduğu için,

Anneme ve babama sebep-i varlığım oldukları ve var olduklarını bilmek bile yeterli olduğu için,

Teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	x
RESİMLERİN LİSTESİ	xiii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xiv
1. GİRİŞ.....	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR.....	5
3. DENEYSEL ÇALIŞMALAR	15
3.1. Rulmana Etki Eden Bileşke Yüklere Göre Titreşim Ölçümleri.....	18
3.2. Şaftın Eksen Kaçıklığına Göre Titreşim Ölçümleri	19
3.3. Rulmanın Dış Bilezik Dairesellik Hatasına Göre Titreşim Ölçümleri.....	19
4. RULMAN TİTREŞİM VERİLERİNİN ANALİZİ	21
4.1. Şaftın Eksen Kaçıklığının Titreşime Olan Etkisi	21
4.1.1. Frekans bölge analizi.....	21
4.2. Rulmanın Dış Bilezik Dairesellik Hatasının Titreşime Olan Etkisi.....	35
4.2.1. Zaman bölge analizi	36
4.2.2. Frekans bölge analizi.....	41
4.3. Rulmana Etki Eden Bileşke Yüklerin Titreşime Olan Etkisinin İncelenmesi	45
4.3.1. Zaman bölge analizi	45
4.3.2. Frekans bölge analizi.....	51
5. SONUÇ	59

Sayfa

KAYNAKLAR	63
ÖZGEÇMİŞ.....	70

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 4.1. M=1 mm için S ve karakteristik rulman frekansları	28
Çizelge 4.2. M=3 mm için S ve karakteristik rulman frekansları	29
Çizelge 4.3. M=5,5 mm için S ve karakteristik rulman frekansları	30
Çizelge 4.4. M=9 mm için S ve karakteristik rulman frekansları	35
Çizelge 4.5. Yük [N] ve şaft hızı [rpm] parametrelerine göre RMS değerleri	49
Çizelge 4.6. Yük [N] ve şaft hızı [rpm] parametrelerine göre PTP değerleri	50

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 4.1. M=1 mm @400 rpm için zarf spektrum grafiği	22
Şekil 4.2. M=1 mm @600 rpm için zarf spektrum grafiği	22
Şekil 4.3. M=1 mm @800 rpm için zarf spektrum grafiği	23
Şekil 4.4. M=1 mm @1000 rpm için zarf spektrum grafiği	23
Şekil 4.5. M=1 mm @1200 rpm için zarf spektrum grafiği	24
Şekil 4.6. M=1 mm @1400 rpm için zarf spektrum grafiği	24
Şekil 4.7. M=1 mm @1600 rpm için zarf spektrum grafiği	24
Şekil 4.8. M=1 mm @1800 rpm için zarf spektrum grafiği	25
Şekil 4.9. M=1 mm @2000 rpm için zarf spektrum grafiği	25
Şekil 4.10. M=1 mm @2200 rpm için zarf spektrum grafiği	26
Şekil 4.11. M=1 mm @2400 rpm için zarf spektrum grafiği	26
Şekil 4.12. M=1 mm @2600 rpm için zarf spektrum grafiği	26
Şekil 4.13. M=1 mm @2800 rpm için zarf spektrum grafiği	27
Şekil 4.14. M=1 mm @3000 rpm için zarf spektrum grafiği	27
Şekil 4.15. M=9 mm @400 rpm için zarf spektrum grafiği	30
Şekil 4.16. M=9 mm @600 rpm için zarf spektrum grafiği	31
Şekil 4.17. M=9 mm @800 rpm için zarf spektrum grafiği	31
Şekil 4.18. M=9 mm @1000 rpm için zarf spektrum grafiği	31
Şekil 4.19. M=9 mm @1200 rpm için zarf spektrum grafiği	32
Şekil 4.20. M=9 mm @1400 rpm için zarf spektrum grafiği	32
Şekil 4.21. M=9 mm @1600 rpm için zarf spektrum grafiği	33
Şekil 4.22. M=9 mm @1800 rpm için zarf spektrum grafiği	33
Şekil 4.23. M=9 mm @2000 rpm için zarf spektrum grafiği	33
Şekil 4.24. M=9 mm @2200 rpm için zarf spektrum grafiği	34
Şekil 4.25 M=9 mm @2400 rpm için zarf spektrum grafiği	34

Şekil	Sayfa
Şekil 4.26. M=9 mm @2600 rpm için zarf spektrum grafiği	34
Şekil 4.27. M=9 mm @2800 rpm için zarf spektrum grafiği	35
Şekil 4.28. M=9 mm @3000 rpm için zarf spektrum grafiği	35
Şekil 4.29. Daireselliğin titreşime etkisi – RMS incelemesi	37
Şekil 4.30. Daireselliğin titreşime etkisi – PTP incelemesi	37
Şekil 4.31. Sağlam rulman 800 rpm’de zarf spektrum incelemesi	38
Şekil 4.32. Sağlam rulman 1200 rpm’de zarf spektrum incelemesi	38
Şekil 4.33. Sağlam rulman 1800 rpm’de zarf spektrum incelemesi	38
Şekil 4.34. Sağlam rulman 2400 rpm’de zarf spektrum incelemesi	39
Şekil 4.35. Sağlam rulman 2600 rpm’de zarf spektrum incelemesi	39
Şekil 4.36. Dairesellik hatalı rulman – zaman grafiği @800rpm	39
Şekil 4.37. Dairesellik hatalı rulman – zaman grafiği @1200rpm	40
Şekil 4.38 Dairesellik hatalı rulman – zaman grafiği @1800rpm	40
Şekil 4.39. Dairesellik hatalı rulman – zaman grafiği @2400rpm	40
Şekil 4.40. Dairesellik hatalı rulman – zaman grafiği @2600rpm	41
Şekil 4.41. Sağlam rulman – zarf spektrum grafiği @800rpm	41
Şekil 4.42. Sağlam rulman – zarf spektrum grafiği @1200rpm	42
Şekil 4.43. Sağlam rulman – zarf spektrum grafiği @1800rpm	42
Şekil 4.44. Sağlam rulman – zarf spektrum grafiği @2400rpm	42
Şekil 4.45. Sağlam rulman – zarf spektrum grafiği @2600rpm	43
Şekil 4.46 Dairesellik hatalı rulman – zarf spektrum grafiği @800rpm.....	43
Şekil 4.47. Dairesellik hatalı rulman – zarf spektrum grafiği @1200rpm.....	44
Şekil 4.48. Dairesellik hatalı rulman – zarf spektrum grafiği @1800rpm.....	44
Şekil 4.49. Dairesellik hatalı rulman – zarf spektrum grafiği @2400rpm.....	44
Şekil 4.50. Dairesellik hatalı rulman – zarf spektrum grafiği @2600rpm.....	45
Şekil 4.51. $F_e=120$ N ve $W=0$ N durumunda zaman grafiği @800rpm.....	46

Şekil	Sayfa
Şekil 4.52. $F_e=120$ N ve $W=56$ N durumunda zaman grafiği @800rpm.....	46
Şekil 4.53. $F_e=120$ N ve $W=0$ N durumunda zaman grafiği @3000rpm.....	47
Şekil 4.54. $F_e=120$ N ve $W=56$ N durumunda zaman grafiği @3000rpm.....	47
Şekil 4.55. $F_e=500$ N ve $W=0$ N durumunda zaman grafiği @800rpm.....	47
Şekil 4.56. $F_e=500$ N ve $W=56$ N durumunda zaman grafiği @800rpm.....	48
Şekil 4.57. $F_e=500$ N ve $W=0$ N durumunda zaman grafiği @3000rpm.....	48
Şekil 4.58. $F_e=500$ N ve $W=56$ N durumunda zaman grafiği @3000rpm.....	48
Şekil 4.59. Yük [N] ve şaft hızı [rpm] parametrelerine göre RMS değerleri @800 rpm	49
Şekil 4.60. Yük [N] ve şaft hızı [rpm] parametrelerine göre RMS değerleri @3000 rpm	50
Şekil 4.61. Yük [N] ve şaft hızı [rpm] parametrelerine göre PTP değerleri @800 rpm.	51
Şekil 4.62. Yük [N] ve şaft hızı [rpm] parametrelerine göre PTP değerleri @3000 rpm	51
Şekil 4.63. $F_e=120$ N ve $W=0$ N için basit FFT grafiği @800 rpm.....	52
Şekil 4.64. $F_e=500$ N ve $W=0$ N için basit FFT grafiği @800 rpm.....	53
Şekil 4.65. $F_e=120$ N ve $W=56$ N için basit FFT grafiği @800 rpm.....	53
Şekil 4.66. $F_e=500$ N ve $W=56$ N için basit FFT grafiği @800 rpm.....	54
Şekil 4.68. $F_e=120$ N ve $W=0$ N için zarf spektrum grafiği @3000 rpm	55
Şekil 4.69. $F_e=120$ N ve $W=56$ N için zarf spektrum grafiği @800 rpm	55
Şekil 4.70. $F_e=120$ N ve $W=56$ N için zarf spektrum grafiği @3000 rpm	56
Şekil 4.71. $F_e=500$ N ve $W=0$ N için zarf spektrum grafiği @800 rpm	56
Şekil 4.72. $F_e=500$ N ve $W=56$ N için zarf spektrum grafiği @800 rpm	56
Şekil 4.73. $F_e=500$ N ve $W=0$ N için zarf spektrum grafiği @3000 rpm	57
Şekil 4.74. $F_e=500$ N ve $W=56$ N için zarf spektrum grafiği @3000 rpm	57

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 3.1. Titreşim test düzeneği.....	15
Resim 3.2. Test rulmanı - 7206.....	16
Resim 3.3. Brüel Kjaer 4384 İvmeölçer	17
Resim 3.4. Brüel Kjaer 4370V İvmeölçer	17
Resim 3.5. NI USB-6210 veri toplama kartı.....	17
Resim 3.6. Brüel Kjaer Nexus sinyal koşullandırıcı ve yükseltici	18

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler

Açıklamalar

F_e [N]

Rulmana etki eden eksenel kuvvet

W [N]

Şafta bağlanan yük

F_r [Hz]

Şaft dönme frekansı

M [mm]

Şaftın eksenel kaçıklığı

S [rpm]

Şaft açısal hızı

Kısaltmalar

Açıklamalar

BPFO[Hz]

Rulman dış bilezik bilya geçiş frekansı

BPFI [Hz]

Rulman iç bilezik bilya geçiş frekansı

BPF [Hz]

Bilya geçiş frekansı

FTF [Hz]

Kafes frekansı

PTP

Tepeden tepeye değer

RMS

Kare ortalamalarının karekökü

rpm

Dakikadaki devir sayısı

1. GİRİŞ

Rulmanlar endüstriyel uygulamalarda geniş bir kullanım alanına sahiptir. Bu uygulamalarda kullanılan rulmanların mümkün olduğu kadar titreşimsiz çalışması gerekmektedir. Bir rulmanda gerek yapısal olarak rulman elemanlarından gerekse dış faktörlerden kaynaklanan hatalar ve bu hataların ortaya çıkardığı titreşimler erken süreçte tespit edilemezse bozulmalar, makinelerde arızalar ve yıkıcı sonuçlar kaçınılmazdır. Bu da birçok güvenlik problemine ve ekonomik kayıplara neden olabilir. Durum izleme teknikleri, rulmanların titreşimlerinin izlenmesi ve rulmanlar bozulmadan önce hataların tespiti açısından önemlidir. Özellikle son yıllarda, kestirimci bakım yöntemleri ve durum izleme sistemleri kullanılarak, makine ve sistemlerin planlı bakım zamanları daha verimli ve doğru şekilde oluşturulabilmekte, bunun yanında gerek yedek parça sipariş-stok-ulaşım maliyetlerinde gerekse üretim durmalarından kaynaklanan ve işçilikle ilgili maliyetlerde düşüş elde edilebilmektedir.

Rulmanlar; tasarımına göre değişmek üzere, iç bilezik, dış bilezik, yuvarlanma elemanları ve kafesten oluşan yataklama elemanlarıdır. Makinelerin dönel aksamalarının yataklanan kısımlarında kullanılan rulmanlarda titreşim, genel bir sorun olarak yadsınamaz bir öneme sahiptir. Titreşim, bir salınım hareketi olarak her rulmanda görülür. Rulman titreşimleri; iç bilezik, dış bilezik, kafes ve yuvarlanma elemanlarının birindeki hasar veya hasarlardan ve rulman elemanlarında görülen dairesellik, form, dalgalılık, pürüzlülük gibi yüzey düzgünlüklerinden kaynaklanırlar. Bunun yanında rulmanların çalıştırıldıkları makinelerde; rulmanın yataklanmasından kaynaklanan, ayrıca eksen kaçıklığı ve lobeness gibi hatalar ile rulmanın dönme hızı ve rulmana etki eden radyal ve eksenel yükler de rulman titreşimlerine direkt olarak etki ederler.

Rulman hatalarından kaynaklanan titreşimler; rulmanı oluşturan elemanların sahip olduğu karakteristik frekanslarda ortaya çıkmaktadır. Bu frekanslarda beliren genlikler zaman ve frekans bölgesinde çeşitli metotlar kullanılarak ve analiz edilerek değerlendirilir. Rulmanlardan kaynaklanan makine arızalarının, titreşim verilerinin elde edilmesi ve analizinin yapılması yoluyla tespit edilebilmesi için sensör ve veri toplama kartından oluşan bir veri toplama sistemine; bu verilerin analizinin yapılabilmesi için de buna uygun bir veya daha fazla analiz metoduna ve bu metotları kullanarak verilerin analizinin yapılabileceği ve sonuçlarının değerlendirilebileceği donanıma ihtiyaç duyulur.

Bu çalışmada; bir kaplin aracılığıyla elektrik motorundan tahrik alan bir şaftı yataklayan iki adet açısall temaslı rulmana etki eden kuvvetlerin, şaftın yataktan kaynaklanan hizasızlığının ve ayrıca bu rulmanların dış bileziğinde yapay olarak meydana getirilen daireselliğın titreşime etkisi zaman ve frekans bölge analiz yöntemleri kullanılarak deneysel olarak araştırılmıştır.

Çalışmalar için tasarlanmış ve imal edilmiş test düzeneğinde bir adet elektrik motoru kullanılmıştır. Elektrik motorundan gücünü kaplin aracılığıyla alan şaft, iki adet açısall temaslı rulman tarafından yataklanmıştır. Sistem, motor dönme hızı belirli devirlere ayarlanabilir, rulmanlara radyal olarak yük verebilir, rulmanların yatakladığı şaftın hizasızlığı değiştirilebilir olarak tasarlanmış ve imal edilmiştir. Gerçekleştirilen rulman testlerinde, test rulmanına dairesellik verilebilmesi için de bir aparat kullanılmıştır.

Yapılan testlerde, iki adet yatakta yer alan test rulmanlarına ivmeölçerler takılarak belirli dönme hızlarında alınan verilerin analizi gerçekleştirilmiştir. Analiz sonuçları her bir durum için değerlendirilerek yorumlanmıştır. Tez konusu kapsamında; test rulmanlarına dışarıdan bir radyal yük verilmeden ve belirli bir yük uygulanarak testler gerçekleştirilmiştir. Testler ayrıca rulmanların yatakladığı şaft hizasızlığının olmadığı durumda ve şaft çeşitli hizasızlık değerlerine ayarlanarak da yapılmıştır. Rulman daireselliğının titreşimlere etkisinin incelenebilmesi için önce daireselliği minimum düzeyde olan, direkt olarak imalattan gelen bir rulmanın titreşim ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Daha sonra, rulman dış bileziğine, rulmanın dönmesine engel olmayacak kadar dairesellik yapay olarak verilmiş ve titreşim ölçümleri yapılmıştır. Ölçüm sonuçları analiz edilerek sonuçlar detaylı olarak incelenmiştir.

Mekanik olarak rulmanlarla yataklanmış olan sistemler üzerinde yapılan titreşim ölçümlerinde verinin toplanması kadar, toplanan verinin analizinde kullanılması gereken metotlar da önem arz etmektedir. Bir sistemin titreşim analizinin yapılabilmesi için, analiz metodu veya metotları doğru seçilmeli, bunun için de o sistemden toplanacak olan verinin ne amaçla analiz edildiğinin bilinmesi gerekmektedir. Rulmanların yer aldığı dönel sistemlerde kullanılan zaman ve frekans bölge analiz metotları ve istatistiksel analiz metotları, analizin yapılma amacına uygun olarak seçilerek bir veya daha fazla metodun kullanılmasıyla, toplanan titreşim sinyalleri için analiz çıktıları değerlendirilmektedir.

Gerçekleştirilen testlerde 7206 tipi açısall temaslı bilyalı rulmanlar kullanılmıştır. Tez çalışması kapsamında kullanılan test rulmanlarından alınan titreşim verilerinin analizinde zaman ve frekans bölge analizleri kullanılmıştır. Zaman bölge analizinde RMS ve PTP değerleri ile genlik trendleri incelenen verilerin genel olarak genlikleriyle ilgili sonuçlar değerlendirilmiştir. Frekans bölge analizinde ise basit FFT ve zarf spektrum analizleri kullanılarak rulman titreşim verileri detaylı olarak incelenmiştir.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Bu literatür araştırmasının amacı; rulmanlara gelen bileşik yüklerin, rulmanların dönme ekseninde meydana gelen kaçıklığın ve bunun yanında rulman daireselliğinin farklı dönme hızlarındaki rulmanların titreşimlerine etkilerinin incelenmesi konusuyla ilgili açıklamaların yapılması ve rulman titreşim ölçümleri ile ölçüm sonuçlarının analizinde kullanılan yöntemlerin genel bir değerlendirmesinin geçmişte gerçekleştirilen çalışmalar açısından yapılması yoluyla tez konusundaki ilgili çalışmalara rehber olmaktır.

Rulmanların kaymalı yataklara alternatif olarak kullanılmasının en önemli sebebi sürtünme kayıplarının çok az olması; çeşitlilik, kolay yağlama ve bakım, bileşik yük taşıyabilme ve benzeri özelliklerdir [1].

Rulman hatalarının tespitinde birçok yöntem kullanılabilir. Genel olarak sınıflandırılırsa; titreşim ve akustik ölçümleri, sıcaklık ölçümleri ve kirlilikle aşınma analizi sayılabilir. Bunların içinde titreşim ölçümleri en yaygın kullanılan metottur. Rulmanlarda titreşim ölçümlerinde rulman hatalarını bulmak için zaman ve frekans bölgesi analizleri, shock pulse metodu, ses basıncı ve ses yoğunluğu teknikleri ile akustik emisyon metodu gibi çeşitli yöntemlere başvurulabilir [2, 3].

Titreşim bir salınım hareketi olarak tüm mekanik sistemlerde var olan bir olgudur. Kontrollü olarak titreşim elde edilmesi istenen makineler ve sistemler dışında titreşim, genel olarak istenmeyen bir durumdur. Bu makine ve sistemlerin titreşim kaynağı, temel olarak, dönel kısımların yataklamasını sağlayan rulmanlardır.

Rulmanları oluşturan elemanlar olan bilyalar, kafes, iç bilezik ve dış bilezikte imalattan kaynaklanan veya sonradan meydana gelebilecek kusurlar ile rulman montajından ve bakım proseslerinden kaynaklanabilecek hatalar rulman titreşimlerinin nedenleri olarak dikkate alınabilir.

Bu hatalar bölgesel ve dağınık hatalar olarak iki grupta incelenebilir. Bu iki gruptaki hatalar; bölgesel hatalar- tek noktada oluşan çukur, delik, aşınma veya çatlak şeklinde beliren hatalar olarak ve dağınık hatalar- pürüzlülük, dairesellik, dalgalılık hataları olarak sayılabilir.

Bunlara ek olarak; yuvarlanma elemanlarının boyutlarındaki farklılık da rulman hatası olarak tanımlanabilir [4-6].

Yuvarlanma elemanları ile yuvarlanma yolları arasındaki temas kuvvetlerinin rulmanlardaki hatalar nedeniyle değişimi, titreşim seviyesinde genel olarak yükselmeye neden olur [2].

Başka bir açıdan incelenirse; ön yükün artışıyla beraber yuvarlanma elemanları, yük bölgesinde kalma süresi arttığından deformasyona uğrayarak titreşim genliklerini de artırır. Frekans spektrumunda maksimum genlikler kafes frekansı ile katlarında ve yuvarlanma elemanlarının radyal titreşimleri olarak ortaya çıkar [7].

Şaft sistemlerinde çalışan rulmanlar gerek bölgesel gerekse yayılı kusurlar oluşmaya başladığında rulman elemanları olan iç bilezik, dış bilezik, yuvarlanma elemanları ve kafesin dalga formu grafiğinde ve frekans bölge grafiğinde karakteristik frekanslarda genlik yükselmesi olarak kendilerini gösterirler. Analizlerle, titreşim analizinin rulman hasarlarını belirlemede etkili bir şekilde kullanılabileceği sonucuna varılabilir [8].

Rulman elemanlarındaki hatalardan yayılı hatalar kapsamında değerlendirilebilecek olan; bakım prosesi kaynaklı ve rulman montajından kaynaklanan dairesellik ve form hataları olarak adlandırılacak hatalar da rulmanlarda titreşime neden olabilir.

Rulman bileziklerinin daireselliğinden kaynaklanan hatalar, çalıştıkları makine ve sistemlerin dinamik davranışını değiştirirler. Rulmanların ve beraberinde tüm gövde elemanlarının bozulmasına yol açabilirler.

Titreşimlerin analizinde, özellikle rulmanlardaki hatalardan kaynaklanan titreşimler için birçok ölçüm ve analiz tekniği kullanılmaktadır. Bu tekniklerin birbirinden tam olarak bağımsız olduğu söylenemez.

Rulmanlarda durum izleme çalışmalarındaki uygulamalarda sıklıkla izlenen yol, titreşim verilerinin analizinin yapılmasıdır. Analiz metotları temel olarak zaman bölge analizi, frekans bölge analizi ve zaman-frekans bölge analizi olmak üzere üç kısımda ele alınabilir.

Zaman bölgesi yaklaşımı ile yapılan analizlerde en basit yaklaşım olarak RMS seviyesi ve crest faktör, tepe genlik değerinin RMS'e oranı olarak hesaplanır ve kullanılır. Bu metodun

bölgesel hataların tespitindeki başarısının sınırlı olduğu belirlenmiştir [9-11]. Bölgesel hasarların ölçülen ivme değerleri ile tespitinde olasılık yoğunluğu ve kurtosis gibi bazı istatistiksel parametreler öne sürülmüştür [12, 13]. İyi durumdaki bir rulmanın titreşim ölçümünden elde edilen ivme değerlerinin olasılık yoğunluğu Gauss dağılımı olarak görülür. Buna karşın hasarlı bir rulmanın ölçümünden elde edilen sonuçlarda yüksek ivme değerleri nedeniyle Gauss dağılımının kuyruk kısmının belirgin şekilde uzadığı fark edilebilir [13].

Yakın Gauss dağılımında ise olasılık yoğunluk eğrileri yerine verinin zamana göre istatistiksel olarak gösterimi daha açıklayıcı ve bilgiye dayalı olduğundan tercih edilmiştir ve $M_x = \int_{-\infty}^{+\infty} x^n P(x) dx$ $n = 1, 2, 3, \dots, m$, ifadesi ile tanımlanmıştır [14].

Burada $P(x)$, anlık genlik değerleri olan x 'lere ait olasılık yoğunluk fonksiyonudur. Bu ifade için iyi bilinen birinci ve ikinci momentler ortalama değer ve varyans, üçüncü moment çarpıklık (skewness) olarak, dördüncü moment ise sivrilik (kurtosis) olarak,

$kurtosis, \beta_2 = \frac{\int_{-\infty}^{+\infty} (x-\bar{x})^4 dx}{\sigma^4}$ ifadesi ile tanımlanmaktadır. Burada $\bar{x}$, genlik değerlerinin ortalamasıdır [2].

Hasarsız rulmanın Gauss dağılımında kurtosis değeri 3'tür. 3'ten büyük değerler rulmanda bozulmanın başladığına işaret eder. Kurtosis değerinin kullanımının dezavantajı, ilerlemiş rulman hasarlarında kurtosis değerinin hasarsız rulmanın kurtosis değerine çok yakın olmasıdır. Bu nedenle, kurtosis değerinin belirlenen frekans aralıklarında ölçümünün yapılması önerilir [12]. Yapılan bazı çalışmalarda kurtosisin verimliliği benzetim şartlarında araştırılmıştır [15-18]. Fakat yapılan bazı çalışmalarda kurtosisin başlangıç aşamasındaki hasarların tespitinde etkin bir parametre olmadığı görülmüştür [14, 19, 20].

Açıklanan nedenlerle Kurtosis, endüstriyel uygulamalarda durum izlemede sık kullanılan bir parametre değildir [2].

Zaman bölgesinde bant geçirgen filtreler uygulanabilir. Bu filtreler uygulanırken yapısal rezonanslar yüksek frekans bölgesinde darbeli yükler nedeniyle tahrik edilir. Bu prensiple çalışan "shock pulse method" endüstriyel alanda hasar tespitinde geniş kapsamda kabul görmüştür [17, 19, 21, 22, 23]. Bazı araştırmacılar ise çalışmalarında, shock pulse method ile düşük hızlarda hasarların etkili olarak tespit edilemediğini belirtmişlerdir [10, 24, 25].

Bunun yanında, kâğıt imalat hattında düşük hızlarda çalışan bilyalı rulmanlarda shock pulse metodunun etkili bir metot olduğu da öne sürülmüştür [23]. Shock pulse metodu durum izlemede de kullanılmıştır [26].

Frekans bölgesi yaklaşımı ya da spektral analiz yaklaşımı rulman hasar tespiti için titreşim sinyallerinin analizinde en sık kullanılan metottur.

Birçok araştırmacı rulman hasarlarının tespitinde spektral analiz metotlarıyla başarılı sonuçlar elde etmiştir. Genel olarak hasarlar; rulman elemanlarının karakteristik frekanslarında, düşük frekans bantlarında (0 – 5 kHz) spektral genliklerin değişimi olarak tespit edilmiştir [27].

Hızlı Fourier Dönüşümü (FFT) analizörlerinin gelmesiyle birlikte dar bant spektrumu daha kolay ve verimli olarak analiz edilmektedir. Titreşim spektrumunda düşük ve yüksek frekans aralıklarının değerlendirilmesi, rulmanların durumunun değerlendirilmesi konusu kapsamındadır.

Rulman elemanlarının her birinin rezonans frekansları teorik olarak hesaplanabilmektedir [10, 28, 29].

Bu rulman elemanlarının rezonans frekanslarının tespit edilmesi montajı yapılmış bir rulman içinde ve sisteme montajı yapılmış bir rulman için zordur. Birçok araştırmada, yüksek frekans aralıklarındaki rulman titreşim seviyelerindeki artışın durum izleme metoduyla takip edilmesinin, rulmanların durumunun belirlenmesi konusunda etkili bir metot olduğu belirtilmiştir [30-34].

Aritmetik ve geometrik ortalama ile korelasyon gibi parametrelerin kullanımı, hasarlı ve sağlam rulman arasındaki spektrum farkını sayısal olarak ortaya çıkarmak için önerilmektedir [35, 36].

Her rulmanın bir karakteristik frekansı vardır. Bir rulman elemanında oluşan bir hasarla birlikte titreşim enerjisindeki artış, rulmanın doğal frekansında ortaya çıkabilir. Karakteristik hasar frekansları rulmanın dönme hızına ve geometrisine göre kinematik olarak hesaplanabilir [10, 20, 30, 32, 37, 38].

Eğer bileziklerin yuvarlanma yollarındaki hızların sabit olduğu, bir başka deyişle yuvarlanma elemanlarının kaymadan yuvarlandığı kabul edilirse, titreşim genlik tepe değerleri periyodik olarak tekrar edecektir. Bu genlik değerleri, karakteristik olarak frekans tanım bölgesinde ortaya çıkarlar ve rulman geometrisi ile hesaplanabilirler. Başka bir anlatımla; dış bileziği sabit, iç bileziği bir şaftı yataklayarak dönen bir bilyalı rulmanda, rulman iç bileziği şaft ile beraber ve aynı hızda dönecektir. İç bilezik karakteristik frekansından ve rulman geometrisinden yola çıkılarak diğer rulman elemanlarına ait karakteristik frekanslar belirlenebilir [27].

Bilyalı rulmanlarda dört adet karakteristik hata frekansı aşağıdaki dört eşitlik ile hesaplanabilir [37].

$$BPFO = \frac{1}{2} F_r S \left(1 - \frac{D_b}{D_p} \cos \theta \right)$$

$$BPFI = \frac{1}{2} F_r S \left(1 + \frac{D_b}{D_p} \cos \theta \right)$$

$$BSF = \frac{D_p}{2D_b} S \left\{ 1 - \left(\frac{D_b}{D_p} \right)^2 \right\} (\cos \theta)^2$$

$$FTF = \frac{1}{2} S \left(1 - \frac{D_b}{D_p} \cos \theta \right)$$

Normal hızlarda bu hasar frekansları 500 Hz'in altında görülürler. Pratikte bu frekanslar, hesaplanan değerlerden yuvarlanma elemanının kayma ve sürtünme hareketi nedeniyle farklıdır [38]. Birçok araştırmacı hasar tespitini bu frekanslarda başarıyla gerçekleştirmiştir [11, 30, 34, 39, 41].

Yapılan birçok çalışmada da çeşitli yük şartlarında çalıştırılan ve yapay kusurlar oluşturulmuş rulman elemanları ile hazırlanan test rulmanlarından alınan titreşim verilerinin karakteristikleri, titreşim genliklerine etkileri açısından frekans bölge analizi ile tespit edilmiştir [42].

Karakteristik frekanslar ve bu frekansların harmonikleri, frekans bölgesinde yüksek genlikler olarak belirirler. Ancak rulman arızalarının erken evrelerinde 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 [43].

Rulman hatalarının zarf spektrum analizi ile tespit edilmesi bu noktada önem kazanmaktadır.

Rulman kusur ve hata tespitinde titreşim ve akustik ölçüm yöntemleri, özellikle kusurların oluşmaya henüz başladığı evrede zor olduğundan, zarf spektrum analizi ile düşük genlikli titreşim sinyalinin etkili bir şekilde analiz edilmesi sağlanabilir. Bu metotla gerçekleştirilen analizin, belirtilen koşullarda Hızlı Fourier dönüşümü ile yapılan analizlerden daha etkin olduğu belirlenmiştir [44-48].

Hataların zarf spektrum analizi ile tespit edilmesi, rulman hasarlarını ve hatalarını belirlemede iyi bilinen bir metottur. Bu metodun etkinliği birçok araştırma ile de kanıtlanmıştır [46-48]. Yüksek frekans rezonans tekniği (HFRT) olarak da isimlendirilen zarf spektrum analizinde; rulmanın durumunu belirlemek için yüksek frekanslar filtrelenerek demodüle edilir. Zarf spektrum tespit işleminin, HFRT belirleme sisteminin temel konusu olduğu söylenebilir. İvme ölçerden alınan sinyal, zarf tespiti prosesinden geçirilerek azaltılır veya yükseltilir. Elde edilen sinyal, bant geçirgen filtreden geçirilerek uygun taşıyıcı frekansları belirlenir. Filtrelenen sinyal, modüle edilmiş taşıyıcı sinyal frekansının zarfının ortaya çıkarılması için; düzenlenerek demodüle edilir. Ortaya çıkarılan bu zarf sinyali, frekans ve genliklerin tespiti için frekans spektrum analizi ile çözülür. Hata frekansı genliklerinin enerji seviyesi bilyalı rulmanların durum tespiti için kullanılabilir [49].

Makinelerde çalışmakta olan rulmanların sabit ve değişen dönme hızlarında meydana gelen titreşimler zamanla makinenin ya da rulmanın arızalanmasına neden olabilir. Bu etkilerin dikkate alınması, rulman arızalarının tespit edilmesi açısından önemlidir.

Rulman dönme hızlarının rulman titreşimlerine etkisini belirlemek üzere yapılan araştırmalarda, değişen makine hızlarının titreşim seviyesini doğrudan etkilediğini göstermektedir. Makinelerin doğal frekanslarından kaynaklanan rezonanslar ve yapısal olarak meydana gelen sönümler, titreşim seviyesinin değişim sebebi olarak gösterilebilir. Değişen çalışma hızlarının bir etkisi de olası yatak arızalarının ilerleme hızı olarak gösterilebilir. Rulmanların zamanla arızalanmasından kaynaklanan titreşim

genliklerindeki artış, genel olarak makine titreşim genliklerini maskeleyebilir ve bir makinenin arızalanıyor olmasına rağmen iyi durumda görünmesine neden olabilir. Bu etkilerin anlaşılması, değişken hızdaki uygulamalarda, mevcut durum izleme araçlarının yeteneklerinin geliştirilmesi açısından önemlidir [50].

Yapılan çalışmalarda yatak arızalarını tespit etmek için titreşim analizine dayalı çok sayıda teknik bulunmaktadır. Bu tekniklerin birçoğunda makine titreşimleri, makinelerdeki rulmanların çalışma hızları değiştirilmeden, özellikle düşük hızlarda yatak arızalarını tespit etmekte kullanılmaktadır [51-53]. Bu tekniklerin kullanımı çoğu zaman makinenin ömrü boyunca bir veya birkaç titreşim genlik limiti belirlenerek sinyal trendinin izlenmesine dayalı olarak yapılmaktadır. Uygulamadaki avantajları ise teorik olarak basitlik, kolay hesaplanabilirlik ve izlenebilirlik olarak sayılabilir. Bu tekniklerin uygulanmasında genel olarak endüstride kullanılmakta olan standartlardan faydalanılmaktadır [54-56].

Makine hızının titreşimi nasıl etkilediğini belirlemek ve anlamak için dönen aksama sahip makinenin konstrüksiyonuna bağlı tüm elemanlarının değişen belirli hızlardaki sönümleme ve rezonans bölgelerindeki frekans tepkilerini belirlemek gerekecektir. Değişken çalışma hızları nedeniyle, titreşim frekanslarının değişimi, makine ve dönen kısımların yatakları iyi durumdayken en düşük seviyede olacaktır. Yatakların bozulmaya başlamasıyla beraber, hız değişimi nedeniyle titreşimlerde meydana gelen sapmalar belirgin hale gelmeye başlar. Rulman iyi durumdayken, yük seviyesine bakılmaksızın, makine titreşimlerinin frekans bölgesindeki değişiminin daha stabil kaldığı görülmektedir. Rulman arızalanmaya başladıkça yüke bağlı olarak bu sapmaların belirgin şekilde arttığı tespit edilmiştir.

Titreşim davranışının etkilenmesine ek olarak, bir makinenin çalışma hızı da yatak arızasının ilerlemesini etkileyebilir. Makineler sürekli olarak sabit hızlarda çalıştırıldığında, kullanım ömrü boyunca değişken hızlarda çalışan makinelerin aksine; gelişen ve ilerleyen yatak arızaları nedeniyle makine titreşimlerindeki artış hemen hemen sabittir denebilir. Hızın değiştirilmesi genel olarak makine titreşimlerini önemli ölçüde etkilediğinden, yatak arızasının ilerleme hızını da etkilediği söylenebilir [57].

Rulman hatalarının rulman titreşimlerine etkisini belirlemek için rulman hataları tanımlanmalıdır. Rulman hataları genel olarak imalattan, montaj proseslerinden ve rulmanların zamanla çalışmasından kaynaklanan hatalar olarak sınıflandırılmaktadır. Bu

hatalar, noktasal hatalar ve yayılı (bölgesel) hatalar olarak sınıflandırılabilir. Noktasal hatalar tek noktada oluşan çukur, delik, aşınma veya çatlak şeklinde beliren hatalardır. Yayılı hatalar ise imalattan kaynaklanan ve rulman bileziklerinin yuvarlanma yolunun genelinde bulunan pürüzlülük, dalgalılık, form ve dairesellik hataları olarak tanımlanabilir. İstatistikler, dönel makine arızalarının %30'unun yatakların zarar görmesinden kaynaklandığını göstermektedir. Rulmanların çalışma koşulları, mekanik kısımların performansında çok önemli rol oynar. Rulman arızası imalatta pahalı kayıplara, dahası işgücü kayıplarına neden olabilir [27].

Rulman titreşimlerine etkisi araştırılan yüzey hataları; hasarın oluşturulduğu rulman elemanına (iç bilezik, dış bilezik, iç ve dış bilezik), oluşan veya oluşturulan hasarın sayısına ve boyutlarına göre incelenebilir.

Yapılan deneysel ve teorik çalışmalarda noktasal hatalar, hasarın veya hasarların oluşturulduğu rulman elemanına göre yalnız iç bilezikte, yalnız dış bilezikte, bilyada ve iç-dış bilezikte oluşturulmuş ve modellenmiştir.

Rulman hasarları, sayılarına göre ele alındığında ise iç bilezikte tek hasar [58], dış bilezikte tek hasar [59, 60] veya bilyede tek hasar olarak oluşturulmuş ya da modellenmiştir. Bazı çalışmalarda ise yine bu elemanlarda çoklu hasar oluşturularak ya da modellenerek [59, 60] titreşime olan etkileri incelenmiştir.

Rulman elemanlarındaki hasarlar incelenirken hasar oluşturmada ya da modellemede bir diğer husus ise hasarın boyutlarıdır. Yapılan birçok çalışmada hasarlar noktasal hasar olarak kabul edilmiş olup bu şekilde modellenmiş ya da oluşturulmuş, bir kısım çalışmada ise hasar boyutları tanımlanmış olup tanımlanan boyutlarına göre oluşturulmuş ya da analitik olarak tanımlanmıştır [58].

Rulmanlarda bölgesel hasarlardan kaynaklanan titreşim cevabı iki çeşit yaklaşımla ortaya koyulmuştur. Bunlardan biri rulmanın titreşim cevabını rulman bozulana kadar izlemektir [19, 31, 61- 64].

Burada, hasarsız rulmanlar seçilerek uygulanacak ömür testleri ile rulman hasarını elde etmek ve rulmanın bozulmasını beklemek zaman gerektiren bir süreçtir [2].

Genellikle aşırı yükleme, eksik yağlayıcı kullanma ve aşırı yüksek hızlarda çalıştırma yoluyla rulmanda hasarın daha hızlı oluşması sağlanır [19, 31, 61].

Bunların yanında hasarlar yapay olarak oluşturularak da hızlı sonuç alınabilir. Bu durumda hasarlar özel tekniklerle hazırlanmalıdır [2]. Asitle dağlama, kıvılcımla aşındırma, kazıma veya mekanik olarak çentik açma metotlarından biri kullanılarak yapay hasar oluşturulan rulmanın titreşim cevabının izlenerek sonuçların sağlıklı rulmanın titreşim cevabı ile beraber analizinin yapılması ve karşılaştırılması ikinci yaklaşım olarak değerlendirilebilir [9- 11, 17, 18, 32, 34, 62, 65- 67].

İmalattan kaynaklanan rulman hatalarından olan pürüzlülük, dairesellik, form ve dalgalılığın titreşime olan etkisinin incelendiği çalışmalarda genel olarak, kurulan-oluşturulan rulman modelleri üzerinden araştırmalar yapılmıştır.

Rulmanlı yataklarda meydana gelen titreşimler üzerine yapılan çalışmalarda; yuvarlanma elemanları ve yuvarlanma yolları arasındaki temas kuvvetlerinin; imalat kaynaklı hatalar, dağınık hatalar ve yuvarlanma elemanlarının sürtünmesi nedeniyle doğrusal olmadığı belirlenmiştir. Bu da rulman ömrünü azaltan bir durumdur [68]. Yine bu çalışmalarda rulmanlarda dalgalılık ölçümleri yapılarak bu dalgalılıkların titreşime etkisi araştırılmıştır [69, 70].

Bunun yanında belirli dalgalılık mertebelerinin titreşim üzerine etkileri bazı çalışmalarda incelenmiş olup, mertebenin titreşim üzerinde etkili olduğu ortaya koyulmuştur [4, 70].

Belirli dalgalılıkta ve fark çapta bilya kullanılmış olan rulmanlarda, analitik model oluşturularak yapılan çalışmada, bu parametrelerin titreşim üzerine etkileri araştırılmıştır [5].

Yapılan bazı çalışmalarda ise yuvarlanma elemanı, iç bilezik ve dış bilezik dalgalılığı nedeniyle oluşan titreşimler ön yükleme yapılarak çalıştırılan rulmanlarda incelenmiş, frekans spektrum değişimlerinin dalgalılık mertebesiyle değişimi teorik ve deneysel olarak ayrı ayrı ortaya koyulmuştur [71, 72].

Çoklu serbestlik dereceli rulman modelinin araştırıldığı çalışmalarda, yuvarlanma yollarında oluşan ve ilerleyen hataların titreşime etkisi; shaft kütlesi, iç bilezik ve dış bilezik yuvarlanma

yolları, rulman yatağı ve lineer katılık parametreleri de modele dahil edilerek hesaplanmıştır [73, 74].

Bir başka araştırmada ise açısal temaslı bilyalı rulmanın yuvarlanma yolu dalgalılığı dinamik modele dahil edilerek titreşime etkileri araştırılmıştır. Araştırmada; yuvarlanma yolundaki dalgalılık için, dalga sayısı yuvarlanma elemanı sayısına eşit olduğunda yüksek titreşimlerin oluştuğu belirlenmiştir [70]. Yapılan birçok çalışmada, titreşim tepe genlik değerlerinin hangi durumlarda oluştuğu, iç bilezik ve dış bilezik dalgalılık durumu ile bilya sayısı için teorik olarak incelenerek önemli sonuçlar elde edilmiştir [69, 70, 75].

Titreşimin dönen makinelerde oluşma sebebi çoğunlukla dengesizlik, eksen kaçıklığı, yanlış montaj, fazla veya dengesiz önyüklem ve yatak yuvası desteklerinin geometrik olarak bozulmasıdır.

Eksen kaçıklığının rulman titreşimlerine etkisinin belirlenmesiyle ilgili bazı çalışmalar yapılmıştır. Eksen kaçıklığı özellikle dönen makinelerde sıklıkla karşılaşılan hatalardan biridir [76-78]. Uygulamadaki önemine karşın tüm makine arızaları göz önünde bulundurulduğunda, eksen kaçıklığıyla ilgili sınırlı sayıda çalışma yapılmıştır. Gerçekleştirilen çalışmaların birçoğunda temel olarak eksen kaçıklığının rotor sistemlerinin titreşimlerine etkisi incelenmiştir [79, 80].

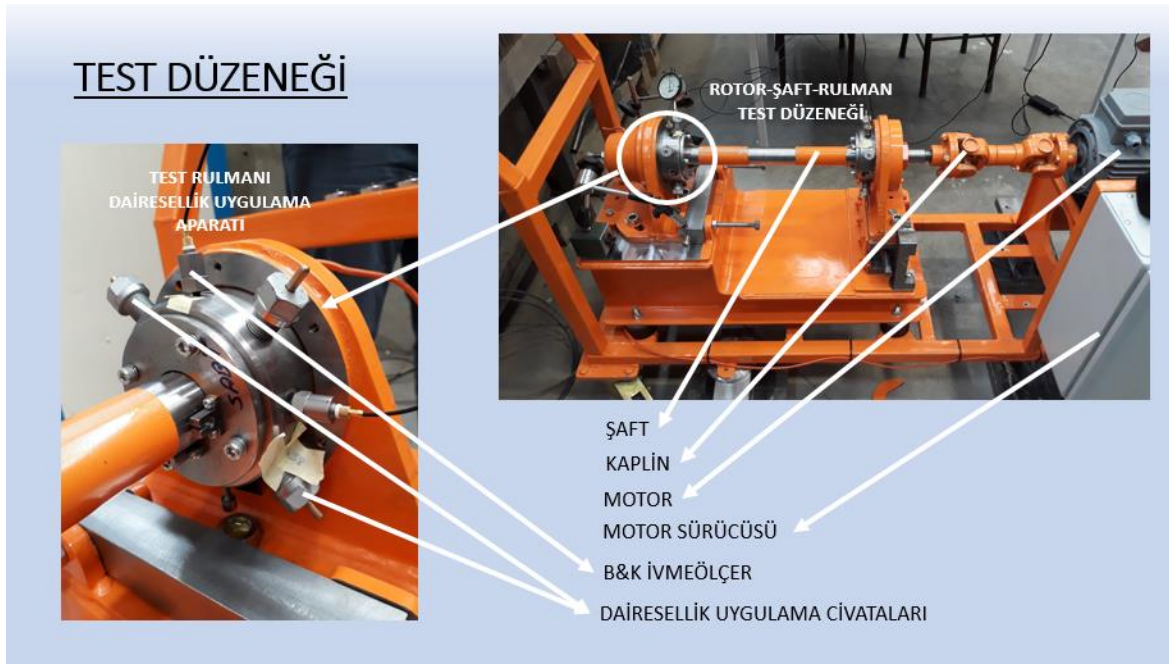
Rotor sistemlerinde titreşim kaynağı olarak, yanlış montaj ve bundan kaynaklanan eksen kaçıklığı gösterilebilir [81].

Yanlış montaj sonucu ortaya çıkan eksen kaçıklığının titreşim tepkisi olarak shaft dönme hızının tamsayı katlarında yani harmoniklerinde oluştuğu söylenebilir [82, 83].

Bir rotor sisteminin eksen kaçıklığının belirlenmesinde kullanılması gereken test ekipmanında eksenel kaçıklığın artmasıyla beraber rulman dönme eksenini, bulunması gereken düz çizgiden sapacak, rotor sisteminin, dönme hareketinden kaynaklanan doğal frekansı da hizasızlığın artmasıyla beraber yükselecektir [84].

3. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Deneyisel çalışmalarda kullanılacak 7206 tipi rulmanlara etki eden bileşke yüklerin, rulmanın dış bileziği üzerinde yapay olarak oluşturulan daireselliğin, takılı olduğu şaftta meydana gelen hizasızlığın ve şaftın farklı çalışma hızlarının rulman titreşimine etkisini deneyisel olarak incelemek için hazırlanan deney düzeneğinin görüntüsü Resim 3.1’de verilmiştir.



Resim 3.1. Titreşim test düzeneği

Deney düzeneği temel olarak; bir elektrik motoru, bir motor sürücüsü ve kuvvet transdüseri kontrol ünitesi, bir şaftı yataklayan iki adet açısallı temaslı 7206 tipi rulman, motordan şafta gelen hareketin iletimini sağlayan kaplin bağlantısı, rulmanlardan dikey yönde titreşim verisinin alınmasını sağlayan iki adet ivmeölçer, veri toplama donanımı ve veri toplama yazılımından oluşmaktadır.

Kullanılan 7206 tipi rulmana ait bilgiler Resim 3.2’de yer almaktadır.

TEST RULMANI - 7206



Rulman Bilgileri	
Bilya Sayısı	13
Bilya Çapı	9,5 [mm]
Temas Açısı	40 [deg]
Dış Çap	62 [mm]
İç Çap	30 [mm]
Genişlik	16 [mm]
Kütle	190 [gr]



Resim 3.2. Test rulmanı - 7206

Eksen kaçıklığının etkisini araştırmak için yapılan testlerde; rulmanların yatakladığı shaftın 4 farklı eksen kaçıklığı değeri için, belirtilen hızlarda 56 adet titreşim ölçümü yapılmıştır. 56 adet ölçüm için zarf spektrum analizleri gerçekleştirilerek sonuçları detaylı olarak incelenmiştir. Rulman dış bileziğindeki daireselliğinin titreşime etkisini araştırmak için bir tek dairesellik değeri için ve belirtilen hızlarda 14 adet ölçüm yapılmıştır. 14 adet ölçümün analizi yapıldıktan sonra 800, 1200, 1800, 2400 ve 2600 rpm hızlarında yapılan ölçümlerin analiz sonuçları yorumlanarak, grafiklerle detaylı olarak açıklanmıştır. Rulmana etki eden bileşke yüklerin rulman titreşimlerine etkisini incelemek için; 7 farklı senaryo planlanarak farklı shaft hızlarında 14'er adet olmak üzere toplam 98 adet titreşim ölçümü yapılmıştır.

Titreşim ölçümlerinde; ön yükleme değerleri her bir ölçüm için shaft çalıştırılmadan önce ayarlanarak ve elektrik motoru çalıştırıldıktan sonra istenen shaft hızına ulaşıldığında-veri toplamadan önce- bir kuvvet transdüseri ile ölçülerek kaydedilmiştir.

Her bir titreşim ölçümünde $F_s = 25600$ Hz örnekleme frekansında 5'er saniye boyunca veri toplanmıştır.

Ölçme sisteminde veri toplamada kullanılan yazılım ve donanım aşağıda verilmiştir.

- Veri Toplama Yazılımı: NI Labview

- Veri İşleme Yazılımı: Matlab
- İvmeölçerler: B&K 4384 ve B&K 4370V (Resim 3.3 ve 3.4)
- Veri toplama kartı: NI USB-6210 (Resim 3.5)
- Sinyal koşullandırıcısı ve yükselticisi: B&K Nexus (Resim 3.6)



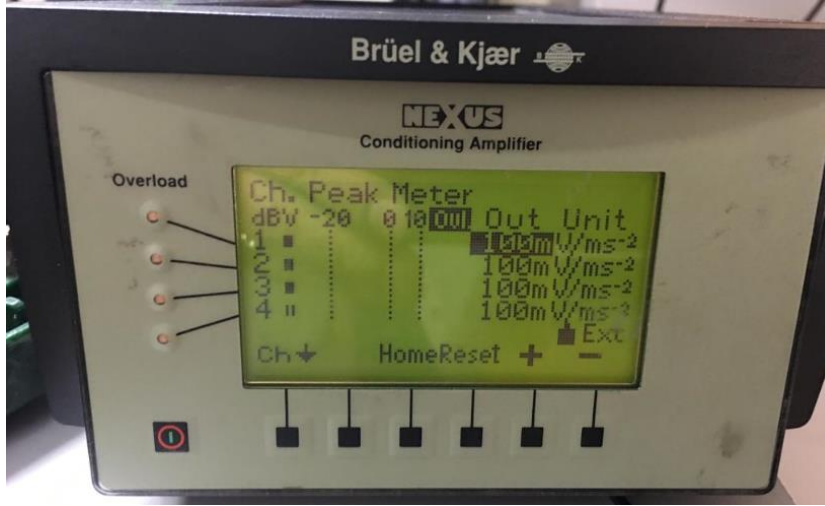
Resim 3.3. Brüel Kjaer 4384 İvmeölçer



Resim 3.4. Brüel Kjaer 4370V İvmeölçer



Resim 3.5. NI USB-6210 veri toplama kartı



Resim 3.6. Brüel Kjaer Nexus sinyal koşullandırıcı ve yükseltici

Titreşim ölçümleri;

- 1- Rulmanın yatakladığı şaftın eksen kaçıklığına,
 - 2- Rulman dış bileziğindeki dalgalılığın,
 - 3- Rulmana etki eden bileşke yüklere göre
- üç bölümde gerçekleştirilmiştir.

3.1. Rulmana Etki Eden Bileşke Yüklere Göre Titreşim Ölçümleri

Test rulmanına etki eden bileşke kuvvetin değeri başlangıçta 100, 200 ve 500 N olarak ayarlanmış olsa da rulmana etkiyen bileşke yük, şaftın dönmesiyle beraber rulmanda oluşan merkezci kuvvetin ve şaftın hızının artmasının etkisiyle değişmiştir. Şaftın dönme hareketinin ve uygulanan ön yüklemenin yanında; rulmanın yatakladığı şafta asılan kütlenin neden olduğu radyal yönlü kuvvet de bileşke kuvvetin değişmesine neden olmaktadır. Bu da rulman titreşimlerini direkt olarak etkilemektedir. Rulmanların titreşim ölçümleri, şaft üzerindeki ağırlığın büyüklüğüne göre yapılmış, sonuçlar şaftın kendi ağırlığı ve şafta eklenen ağırlıkla beraber değerlendirilmiştir. Ölçümler; üç adet ön yükleme değerinin için ayrı ölçümler olmak üzere şaftın kendi ağırlığı ile ve şafta 56 N'lik bir ek ağırlık bağlanarak gerçekleştirilmiştir.

3.2. Şaftın Eksen Kaçıklığına Göre Titreşim Ölçümleri

Rulmanların yatakladığı şaft için eksen kaçıklığı başlangıçta 0 olarak ayarlanmıştır. Bu değerin yanında ölçümler $M = 1 \text{ mm}$, $M = 3 \text{ mm}$, $M = 5,5 \text{ mm}$ ve $M = 9 \text{ mm}$ eksen kaçıklıkları için ayarlanarak belirtilen devirlerde tekrarlanmıştır. Eksenel yük her bir devirde yapılan ölçümden önce kaydedilmiştir.

3.3. Rulmanın Dış Bilezik Dairesellik Hatasına Göre Titreşim Ölçümleri

Rulmanlar hatasız durumda iken ölçümler yapıldıktan sonra, rulmanlardan birinin dairesellik uygulama aparatı ile dış bileziğinde dairesellik hatası oluşturularak; belirtilen devirlerde ve eksen kaçıklığı $M = 0 \text{ mm}$ iken titreşim ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Eksenel yük her bir devirde yapılan ölçümden önce kaydedilmiştir.

4. RULMAN TİTREŞİM VERİLERİNİN ANALİZİ

Yapılan deneysel çalışmalarda titreşim ölçümleri; rulmanların yatakladığı şaftın eksenindeki farklı kaçıklık değerlerinin, rulmanlardan birinin dış bileziğinde oluşturulan dairesellik hatasının ve bileşke yüklerin rulman titreşimlerine etkisini ölçmek için gerçekleştirilmiştir. Deney sisteminde gerçekleştirilen bu ölçümlerden elde edilen verilerin zaman bölge analizleri ve frekans bölge analizleri gerçekleştirilmiştir. MATLAB yazılımında hazırlanan kodlarla, titreşim verileri detaylı olarak incelenmiştir. Elde edilen verilerin çıktıları, grafik ve yorumlarla desteklenerek ayrıntılı olarak analiz edilmiştir.

Rulman titreşimlerinin analizleri; ölçümlerle benzer şekilde, 3 bölümde gerçekleştirilmiştir.

Bunlar;

1. Şaftın Eksen Kaçıklığının Titreşime Olan Etkisi
2. Rulmanın Dış Bilezik Daireselliğinin Titreşime Olan Etkisi
3. Rulmana Etki Eden Bileşke Yüklerin Titreşime Olan Etkisi

Olarak sınıflandırılmıştır.

4.1. Şaftın Eksen Kaçıklığının Titreşime Olan Etkisi

Titreşim ölçümleri şaft eksen kaçıklığının titreşime olan etkisini belirlemek için 4 farklı eksen kaçıklık değeri ($M=1$ mm, $M = 3$ mm, $M = 5,5$ mm ve $M = 9$ mm) üzerinden incelenmiştir. Her bir kaçıklık değeri için yapılan ölçümlerin sonucunda frekans bölge analizleri gerçekleştirilmiştir. Frekans bölgesinde yapılan değerlendirmede zaman verisinin zarf spektrumu alınarak $M=1$ mm ve $M=9$ mm eksen kaçıklıklarının etkileri grafiklerle gösterilmiş olup sonuçlar $M=1$ mm, $M = 3$ mm, $M = 5,5$ mm ve $M = 9$ mm için yorumlarla desteklenmiştir.

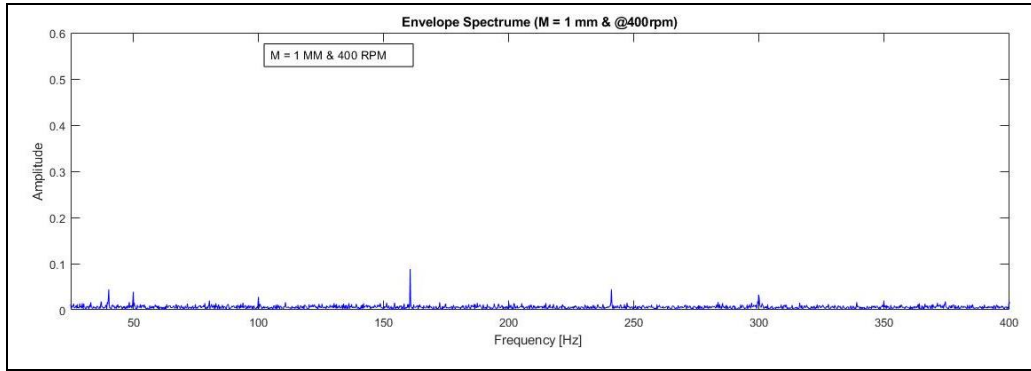
4.1.1. Frekans bölge analizi

Frekans bölge analizi kapsamında yapılan incelemeler için; tahrik sağlanan elektrik motoruna bağlı kaplin vasıtasıyla gücü ileten şaftı motora yakın konumda yataklayan test rulmanından titreşim verileri alınmıştır. Titreşim verisi; bu test rulmanının takıldığı bölgede 4 farklı kaçıklık değeri manuel olarak 1 mm, 3 mm, 5.5 mm ve 9 mm kaçıklık sırayla

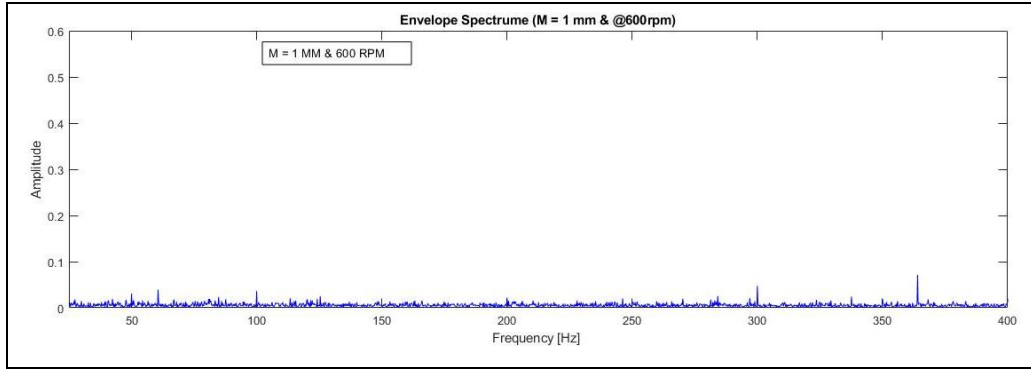
oluşturularak toplanmış olup, her bir dönme hızında 5 saniye boyunca veri alınmıştır. Toplanan zaman verisine zarf spektrum analizi yapılmış, sonuçlar incelenmiştir.

M=1 mm eksen kaçıklığı için yapılan ölçümler için; 1200 rpm ve daha büyük şaft hızlarında alınan ölçüm verilerinin analizinde Fr ile birlikte Fr'nin 1. ve 2. harmoniklerinde genel olarak belirgin değerler gözlenmiştir. Bu değerler, 1mm şaft hizasızlığının bir sonucu olarak değerlendirilebilirse de kesin olarak bu nedenden kaynaklandığı söylenemez.

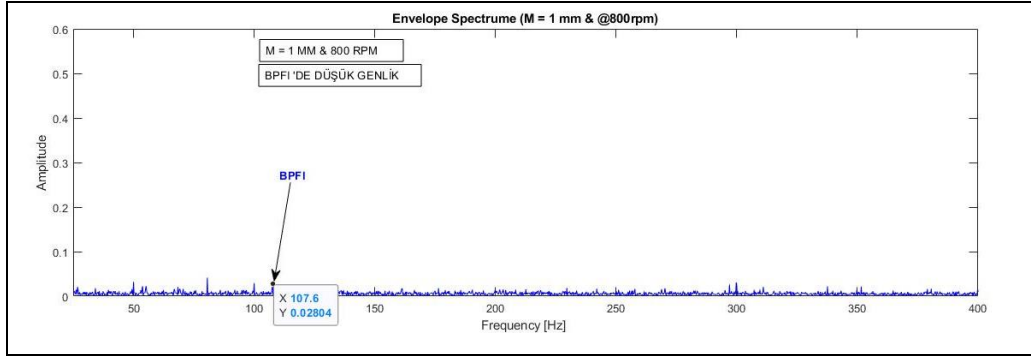
M=1 mm şaft eksen kaçıklığı için 400, 600 ve 800 rpm şaft hızlarında genlikler çok düşük olduğundan, eksen kaçıklığının etkisi görülememiştir. Bu hızlarda yapılan ölçümlerden alınan veriler incelenerek; zarf spektrum genlik eksen cetvelinde daha düşük genliklere yaklaşılarak bakıldığında, sistemde var olan tüm frekans değerlerinin birbirine yakın genliklerde bulunduğu anlaşılmış olup, bu nedenle karakteristik bir frekans değerine ulaşılamamıştır. (Şekil 4.1, 4.2 ve 4.3)



Şekil 4.1. M=1 mm @400 rpm için zarf spektrum grafiği

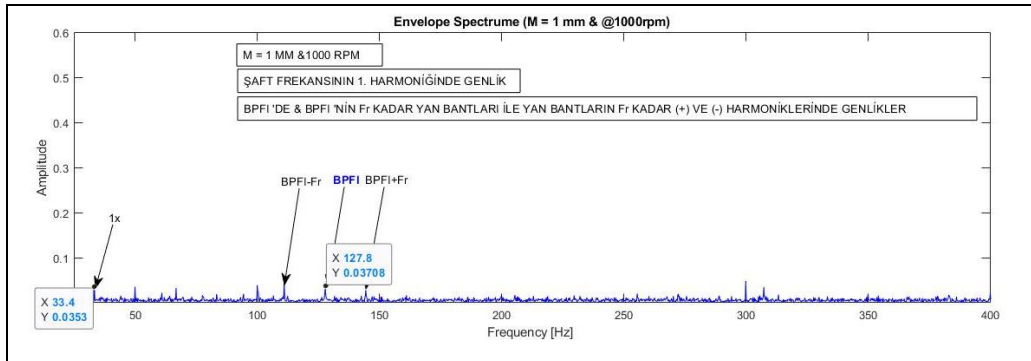


Şekil 4.2. M=1 mm @600 rpm için zarf spektrum grafiği



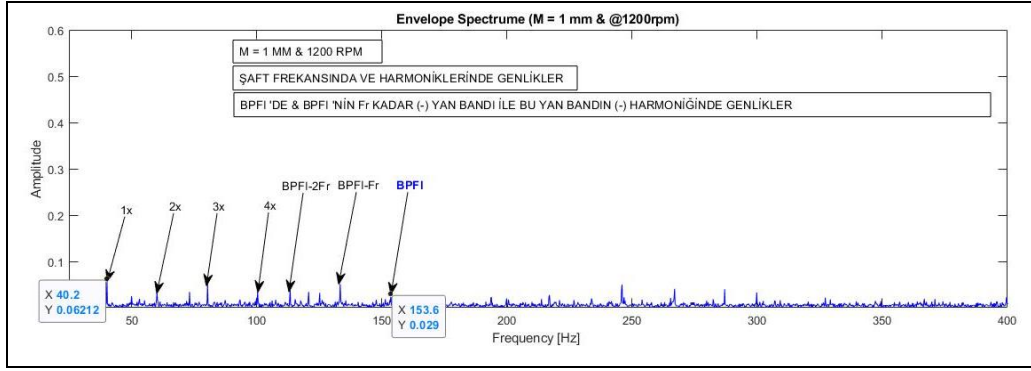
Şekil 4.3. M=1 mm @800 rpm için zarf spektrum grafiği

1000 rpm hızında yapılan ölçümün analiz sonucunda Fr'nin düşük genliklerde 1. harmoniğine ve BPFI'ye, bunun yanında BPFI'ye +Fr ve -Fr değerleri kadar uzaklıkta iki adet yan bant frekansı yine düşük genliklerde tespit edilmiştir. (Şekil 4.4)



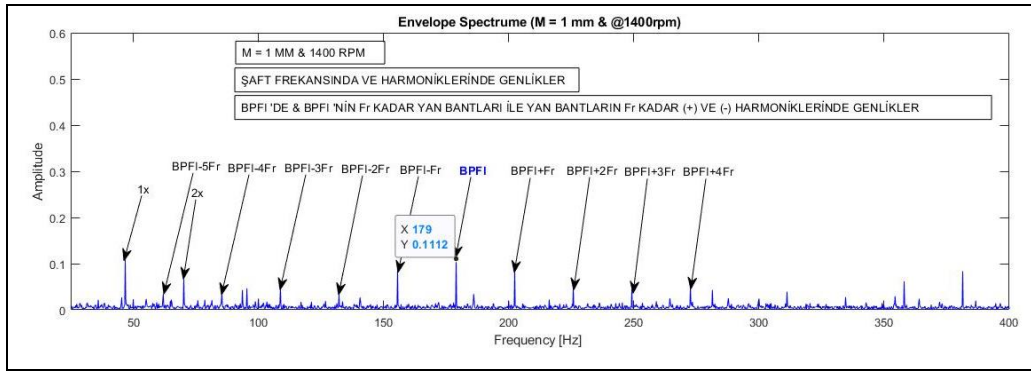
Şekil 4.4. M=1 mm @1000 rpm için zarf spektrum grafiği

1200 rpm hızı için yapılan ölçüm sonucunda; Fr'nin 1., 2., 3. ve 4. harmoniklerinde ve BPFI'de genliklerin belirgin hale gelmeye başladığı, BPFI'nin -Fr ve -2Fr kadar uzağında bir yan bant ve bu yan bantın harmoniğinin belirgin genliklerde olduğu görülmüştür. (Şekil 4.5)



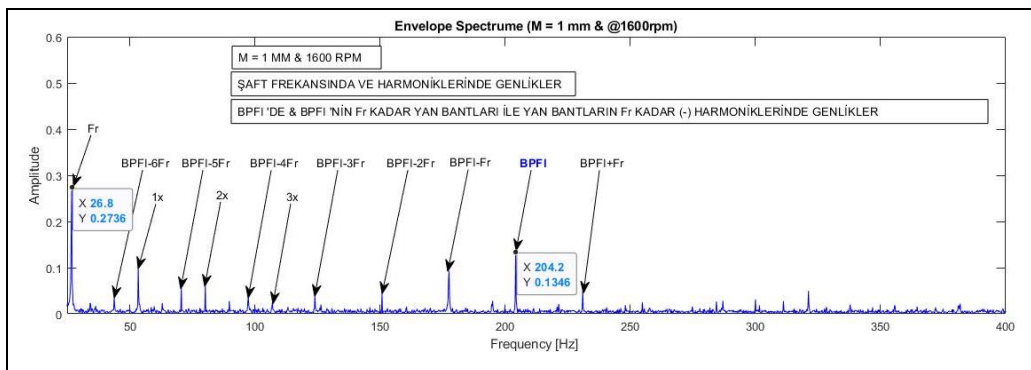
Şekil 4.5. M=1 mm @1200 rpm için zarf spektrum grafiği

1400 rpm hızında; Fr ve 1. harmoniği ile BPF1'nin oluştuğu, BPF1'nin +Fr ve -Fr yan bantlarında ve bu yan bantların -5Fr'ye ve +4Fr'ye kadar harmoniklerinde genlikler tespit edilmiştir. (Şekil 4.6)



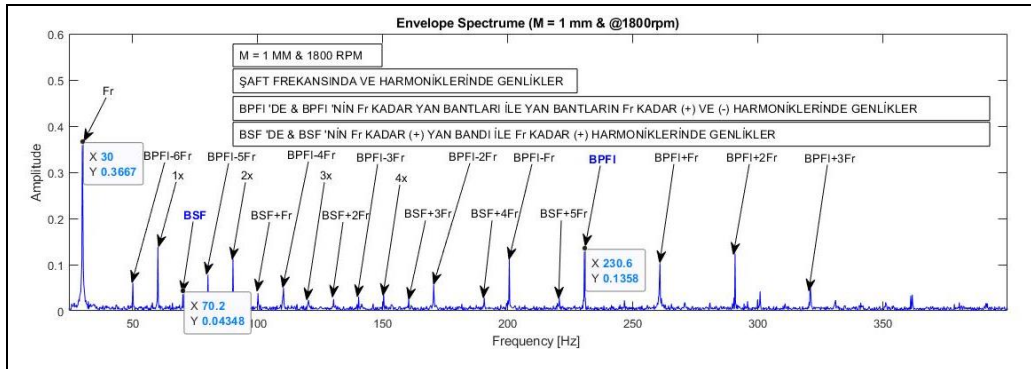
Şekil 4.6. M=1 mm @1400 rpm için zarf spektrum grafiği

Şaftın 1600 rpm dönüşü ile alınan verilere göre; Fr'de ve Fr'nin 1., 2., 3., 4. harmoniği ile BPF1'de, bunun yanında BPF1'nin +Fr kadar uzağında bir yan bant frekansı ile -2Fr, -3Fr, -4Fr, -5Fr kadar uzağındaki frekanslarda belirgin genlikler oluşmuştur. (Şekil 4.7)



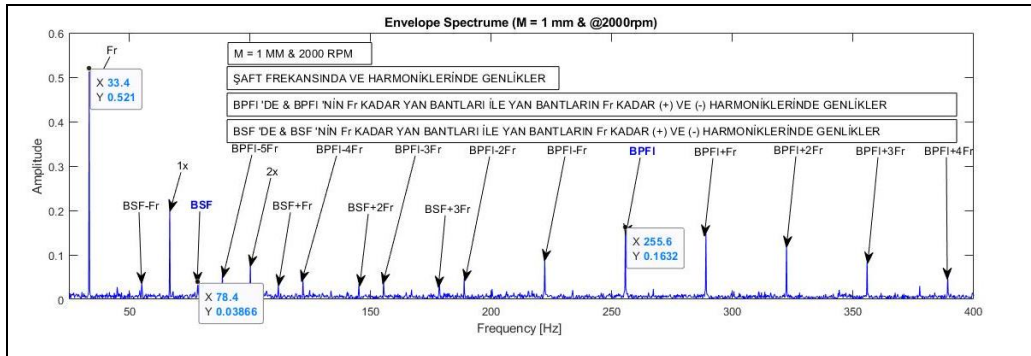
Şekil 4.7. M=1 mm @1600 rpm için zarf spektrum grafiği

1800 rpm hızında gerçekleştirilen ölçümlerde; Fr ve harmonikleri ile BPFI ve +Fr, -Fr yan bantları ile bunların yan bant harmoniklerinin yanında BSF frekansında belirgin genliğin olduğu görülmüştür. BSF'nin +Fr kadar uzağında yan bant oluşumuyla beraber bu yan bantın 4 adet harmoniğinin de belirgin genliklerde olduğu fark edilmiştir. BPFI ve BSF'nin, harmonik frekanslarla birlikte belirgin hale gelmesi, 1800 rpm şaft hızında sistemin doğal frekanslarından birinin tahrik edilmiş olabileceği ihtimalini düşündürmektedir. (Şekil 4.8)



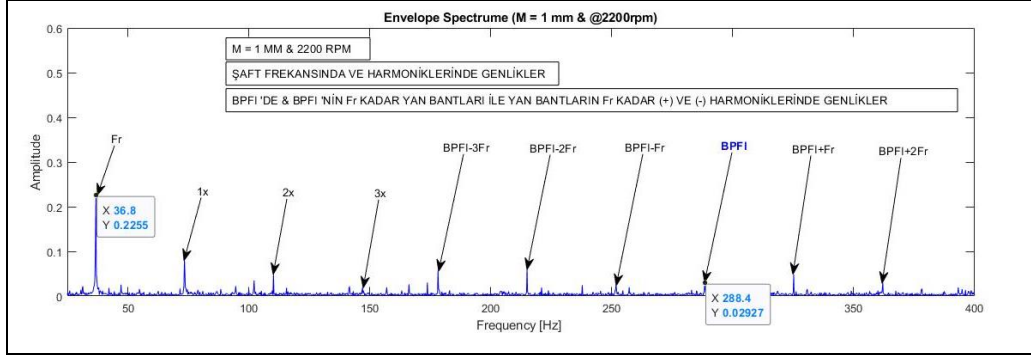
Şekil 4.8.M=1 mm @1800 rpm için zarf spektrum grafiği

2000 rpm için gerçekleştirilen ölçümlerde; Fr frekansında ve Fr'nin 1. ve 2. harmonikleri ile BPFI'de belirgin genlikler tespit edilmiştir. BPFI'nin +Fr ve -Fr kadar uzağında yan bantlar ve bu yan bantların +4Fr ve 5Fr'ye kadar harmoniklerinin belirgin genlikler halinde olduğu görülmüştür. BPFI ve BSF'nin, harmonik frekanslarla birlikte belirgin hale gelmesi, 2000 rpm şaft hızında sistemin doğal frekanslarından birinin tahrik edilmiş olabileceği ihtimalini düşündürmektedir. (Şekil 4.9)



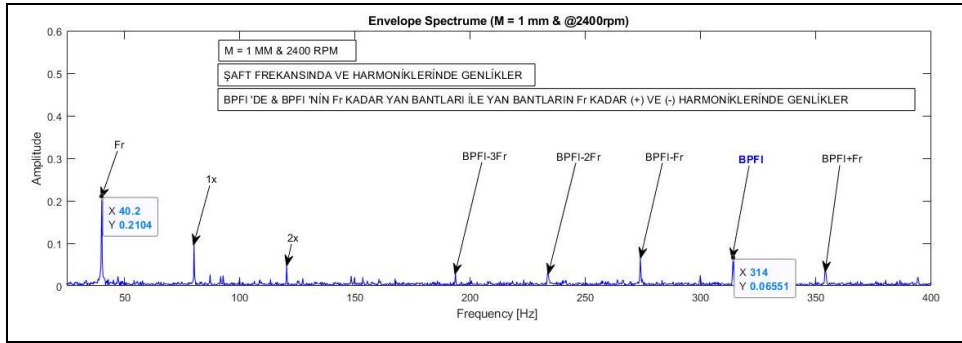
Şekil 4.9. M=1 mm @2000 rpm için zarf spektrum grafiği

2200 rpm’de ise; shaft frekansı F_r ve 1., 2., 3. harmonikleri ile BPFI’de ve BPFI’nin F_r değeri kadar yan bantlarında ve harmoniklerinde belirgin genlikler görülmüştür. Ayrıca BSF değerinde ve BSF’nin F_r değeri kadar yan bantlarında ve harmoniklerinde belirgin genlikler farkedilmektedir. (Şekil 4.10)

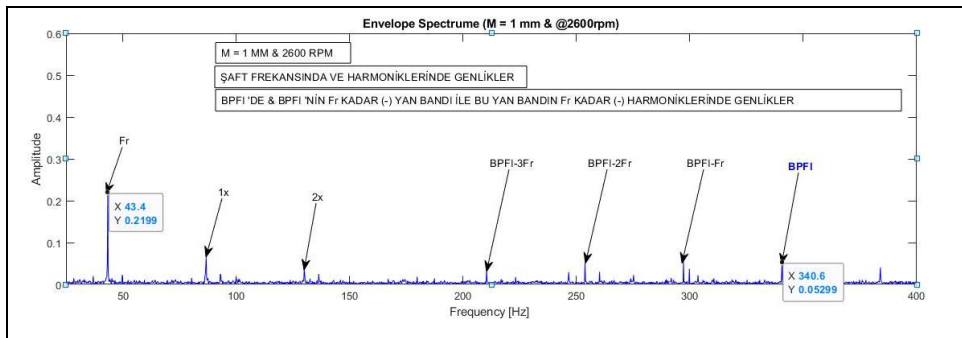


Şekil 4.10.M=1 mm @2200 rpm için zarf spektrum grafiği

2400 ve 2600 rpm hızları için yapılan ölçümlerde; F_r ve harmoniklerinde beliren genliklerin yanında BPFI’de ve BPFI’nin F_r kadar negatif yan bandında ve F_r kadar negatif harmoniklerindeki frekanslarda beliren genliklere de rastlanmıştır. (Şekil 4.11 ve 4.12)

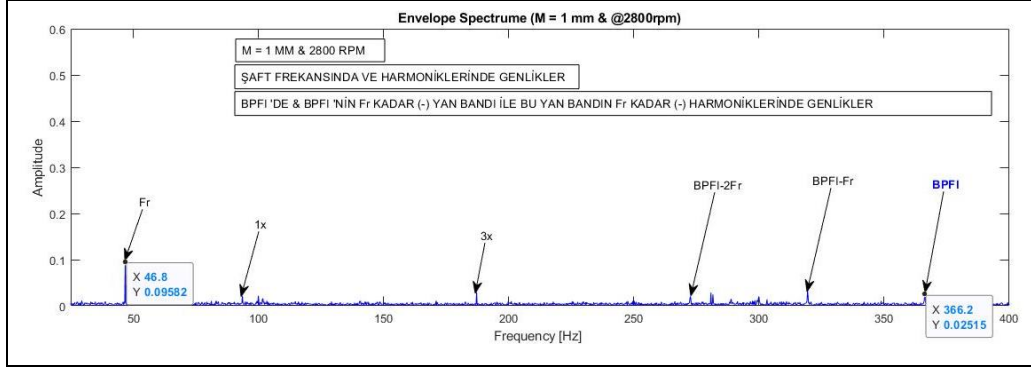


Şekil 4.11. M=1 mm @2400 rpm için zarf spektrum grafiği

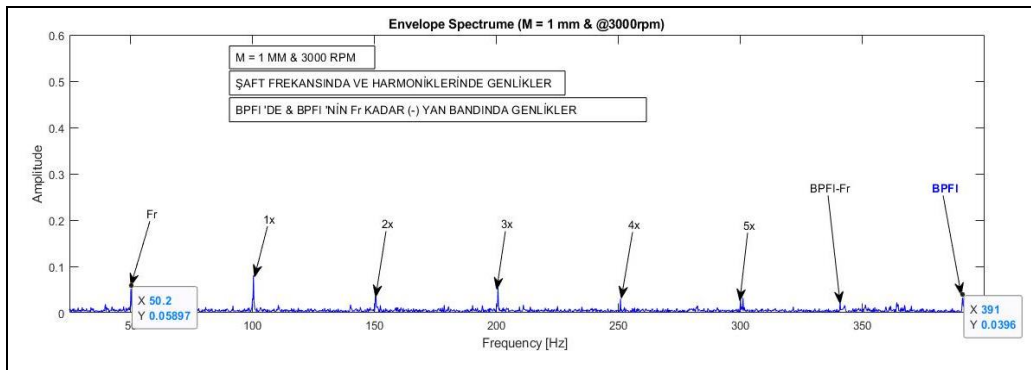


Şekil 4.12. M=1 mm @2600 rpm için zarf spektrum grafiği

2800 ve 3000 rpm hızlarındaki ölçümlerin sonucunda; beklenenden düşük genlikler ortaya çıkmıştır. Bu iki hızda, Fr ve harmoniklerinin yanında BPFI'de düşük genliklere ve BPFI'nin -Fr kadar yan bandındaki frekansta ve bu frekansın -Fr kadar harmoniklerinde düşük genliklerin ortaya çıktığı görülmüştür. (Şekil 4.13 ve 4.14)



Şekil 4.13. M=1 mm @2800 rpm için zarf spektrum grafiği



Şekil 4.14. M=1 mm @3000 rpm için zarf spektrum grafiği

M=1 mm şaft eksen kaçıklığı için yapılan ölçümler sonucu oluşturulan grafiklerde görülen karakteristik frekanslar genel olarak incelenirse; şaft frekansı 1600 rpm'den 3000 rpm'e kadar olan hızlarda 25 Hz frekanstan büyük, belirgin ve yüksek şaft frekans genlikleri görülmektedir. Şaft frekansının 1. ve 2. harmoniklerine 1200 rpm'den itibaren 3000 rpm'e kadar bütün hızlarda rastlanmaktadır. 1200, 1800 ve 3000 rpm şaft hızlarında ise şaft frekansının 4. harmoniğine kadar genlikler belirgindir. 1000 rpm'den itibaren 3000 rpm'e kadar olan hızlarda BPFI frekansında ve bu frekansın +Fr ve -Fr kadar yan bantları ile yan bantların Fr kadar harmoniklerinde belirgin genlikler tespit edilmiştir. Ayrıca 1800 ve 2200 rpm hızlarındaki ölçüm verilerinin analizinden; BPFI ve Fr kadar yan bantları ile bunların yan bant kadar harmoniklerindeki genliklere ek olarak, BSF'de ve BSF'nin Fr kadar yan bantları ile bu yan bantlar kadar harmoniklerinde de genliklerin olduğu tespit edilmiştir.

Şaft frekansının ve bu frekansa ait 1. ve 2. harmoniklerin bir arada bulunduğu, ayrıca BPFI ve BSF ile harmoniklerinin de yer aldığı 1800 rpm dahil olmak üzere 3000 rpm'e kadar olan hızlarda; shaft eksen kaçıklığının titreşime etkisinin görüldüğü söylenebilir. Bu değerlendirmenin desteklenmesi için $M=1$ 'den daha büyük olan shaft eksen kaçıklık değerlerinin de incelenmesi gerekebilir. (Çizelge 4.1)

Çizelge 4.1. $M=1$ mm için S ve karakteristik rulman frekansları

M=1mm	400 rpm	600 rpm	800 rpm	1000 rpm	1200 rpm	1400 rpm	1600 rpm	1800 rpm	2000 rpm	2200 rpm	2400 rpm	2600 rpm	2800 rpm	3000 rpm
BPFI ve +Fr				+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
BSF ve +Fr								+		+				
BPFO ve +Fr														
(Fr) $\Rightarrow 1x$								+	+	+	+	+	+	+
2x				+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
3x					+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
4x					+		+	+		+			+	+
5x					+			+						+
6x														+

$M=3$ mm shaft eksen kaçıklığı için; 400, 600, 800, 1000 ve 1200 rpm shaft hızlarında genlikler çok düşük olduğundan, eksen kaçıklığının etkisi görülememiştir. Bu hızlarda yapılan ölçümlerden alınan veriler incelendiğinde; 600 ve 800 rpm'de Fr'nin 5. harmoniğindeki ve 1400 rpm'de Fr'nin 1. ve 4. harmoniğinde belirlenen düşük genlikler de dikkate alınmış olup; zarf spektrum genlik eksen cetvelinde bu düşük genliklere yaklaşılarak bakıldığında, sistemde var olan tüm frekans değerlerinin $M=1$ mm eksen kaçıklığında olduğu gibi birbirine yakın genliklerde bulunduğu anlaşılmıştır. 1600 rpm'e kadar olan shaft hızlarında eksen kaçıklığının titreşime etkisiyle ilgili çıkarımda bulunulabilecek bir karakteristik frekans değeri tespit edilememiştir.

$M=3$ mm eksen kaçıklığı için yapılan analizlerde; 1600 ve 1800 rpm shaft hızlarında Fr değeri 1. harmoniğiyle birlikte belirgin genliklerle görülebilmektedir. Bu nedenle eksen kaçıklığının etkisinin bu hız değerlerinden itibaren net olarak görülmeye başlandığı söylenebilir. 1600 ve 1800 rpm shaft hızlarında da BPFI'de düşük genlikler ortaya çıkmaya başlamış, bunun yanında 1600 rpm için +Fr kadar uzakta yan bant ile -3Fr kadar uzaklıkta yan bant harmoniğinin oluştuğu tespit edilmiştir. 1800 rpm'de ise -Fr kadar uzakta bir yan bant genliğinin oluştuğu belirlenmiştir.

Yine $M=3$ mm için; 2000 rpm – 3000 rpm shaft hızlarında; belirginleşen ve hızla birlikte artan genliklere sahip olan Fr değeri ile harmonikleri ve her hızda BPFI ile BPFI'nin Fr kadar negatif ve pozitif yan bantları ile yan bantların yine Fr kadar harmoniklerinde titreşim

genliklerine rastlanmıştır. 2400 rpm şaft hızında yapılan ölçümlerde; Fr ve 1. Harmoniğinde çok belirgin genlikler tespit edilmiş olup, diğerler şaft hızlarında tespit edilenlerden farklı olarak Fr'nin 2. ve daha sonraki harmoniklerinde belirgin genliklere rastlanmamıştır. M=3 mm için yapılan ölçümlerde; beklendiği gibi, en yüksek Fr frekans genliği 2800 rpm ve 3000 rpm şaft hızlarında görülmüştür.

M=3 mm şaft eksen kaçıklığı için yapılan ölçümlerden elde edilen verilere göre, 1600 rpm şaft hızına kadar Fr ile 1. ve 2. harmoniğine rastlanmazken, 1600 rpm'den itibaren tüm hızlarda şaft frekansı ile en az 1. ve 2. harmoniklerinin de bulunduğu belirgin genlikler görülmektedir. Buradan, şaft eksen kaçıklığının 3 mm'de titreşime etkisinin görülmeye başlandığı sonucu çıkarılabilir. (Çizelge 4.2)

Çizelge 4.2. M=3 mm için S ve karakteristik rulman frekansları

M=3mm	400 rpm	600 rpm	800 rpm	1000 rpm	1200 rpm	1400 rpm	1600 rpm	1800 rpm	2000 rpm	2200 rpm	2400 rpm	2600 rpm	2800 rpm	3000 rpm
BPFI ve +Fr							+	+	+	+	+	+	+	+
BSF ve +Fr														
BPFO ve +Fr														
(Fr) =>1x							+	+	+	+	+	+	+	+
2x						+	+	+	+	+	+	+	+	+
3x									+	+		+	+	+
4x									+	+		+	+	+
5x						+				+		+	+	+
6x		+	+									+	+	
7x												+		

M=5.5 mm şaft eksen kaçıklığı için; 400 rpm şaft hızı için gerçekleştirilen ölçümde, zarf spektrum analizi grafiklerinde belirgin karakteristik genliklere rastlanmamıştır.

M=5.5 mm'de; Fr ve harmoniklerine ait genliklerin 1600 rpm'den itibaren 3000 rpm'e kadar tüm şaft hızlarında yapılan ölçümlerde belirgin genliklerle arttığı görülmektedir.

Bunun yanında M=5 mm eksen kaçıklığı verilerek yapılan 600, 800, 1000 ve 1400 rpm şaft hızlarındaki ölçümler için; belirmeye başlayan şaft frekans genliklerinin, şaft eksen kaçıklığının titreşim cevabının M=1 mm ve M=3 mm eksen kaçıklıklarına göre daha düşük şaft hızlarında başladığı söylenebilir.

M=5 mm için özellikle 1600 rpm ve daha yüksek hızlarda, 1800 rpm hariç olmak üzere, şaft hızlarındaki Fr frekans genlikleri ile Fr'nin ardışık harmoniklerinin net bir şekilde oluşumu ve şaft hızının artmasıyla beraber bu genliklerdeki belirgin artışlar, 5.5 mm şaft eksen kaçıklığı için sistemin titreşim cevabı olarak yorumlanabilir.

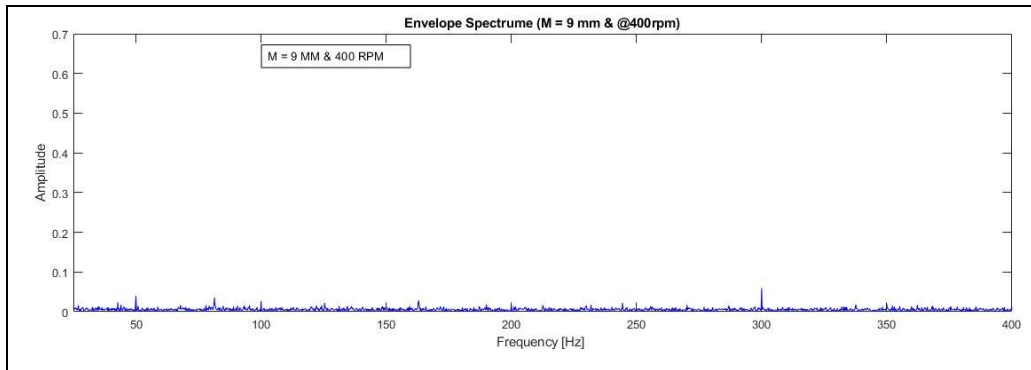
1600, 2200, 2400 ve 2800 rpm şaft hızlarının analizine ait grafiklerde; Fr ve harmoniklerine, BPFI'ya ait genlikler ve Fr kadar yan bant ve harmonikleri de eklenerek belirgin genlikler farkedilmektedir.

1600, 2200, 2400 ve 2800 rpm şaft hızları dışındaki tüm şaft hızlarında sistemin frekans tepkisi Fr ve harmoniklerinde belirgin ve çok belirgin genlikler olarak görülmüştür. Bu sonuç da M=5 mm şaft eksen kaçıklığının titreşime olan etkisinin baskın olarak şaft frekansında ve harmoniklerinde görüldüğünün bir göstergesi olarak kabul edilebilir. (Çizelge 4.3)

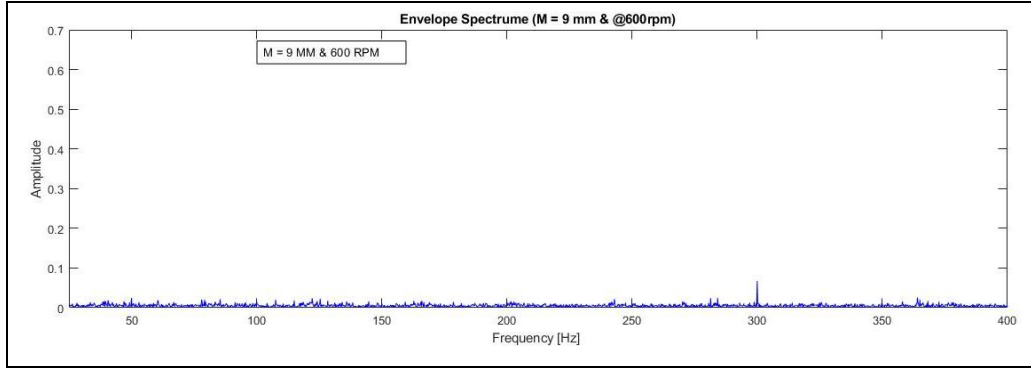
Çizelge 4.3. M=5,5 mm için S ve karakteristik rulman frekansları

M=5,5mm	400 rpm	600 rpm	800 rpm	1000 rpm	1200 rpm	1400 rpm	1600 rpm	1800 rpm	2000 rpm	2200 rpm	2400 rpm	2600 rpm	2800 rpm	3000 rpm
BPFI ve +Fr							+			+	+		+	
BSF ve +Fr														
BPFO ve +Fr														
(Fr) $\Rightarrow$ 1x							+	+	+	+	+	+	+	+
2x			+	+			+		+	+	+	+	+	+
3x		+	+	+			+		+	+	+	+	+	+
4x			+	+			+	+	+	+	+	+	+	+
5x		+	+	+		+	+	+	+	+	+	+	+	+
6x		+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
7x			+	+		+	+	+	+	+	+	+	+	+
8x			+			+		+	+	+		+	+	
9x			+			+		+	+					
10x			+					+	+					
11x			+					+						
12x								+						
13x							+							
14x						+								
15x						+								
16x						+								

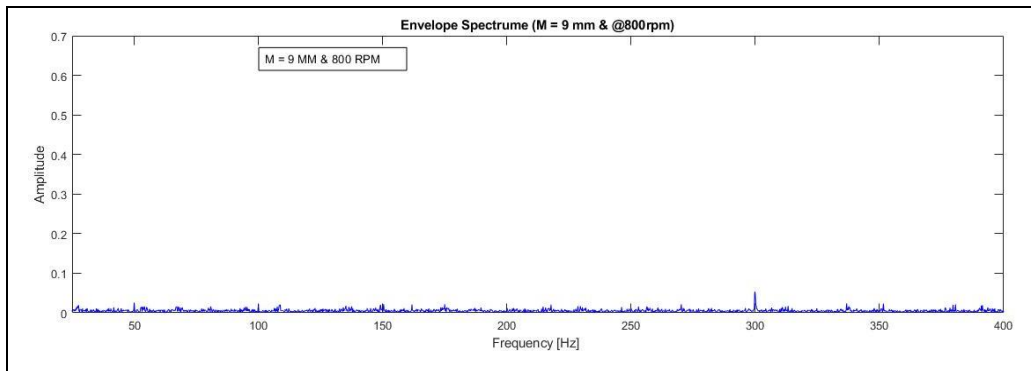
M=9 mm şaft eksen kaçıklığı için; 400, 600, 800, 1000, 1200 ve 1400 rpm şaft hızları için gerçekleştirilen ölçümlerde, zarf spektrum analizi grafiklerinde belirgin karakteristik genliklere rastlanmamıştır. (Şekil 4.15, 4.16, 4.17, 4.18, 4.19, 4.20)



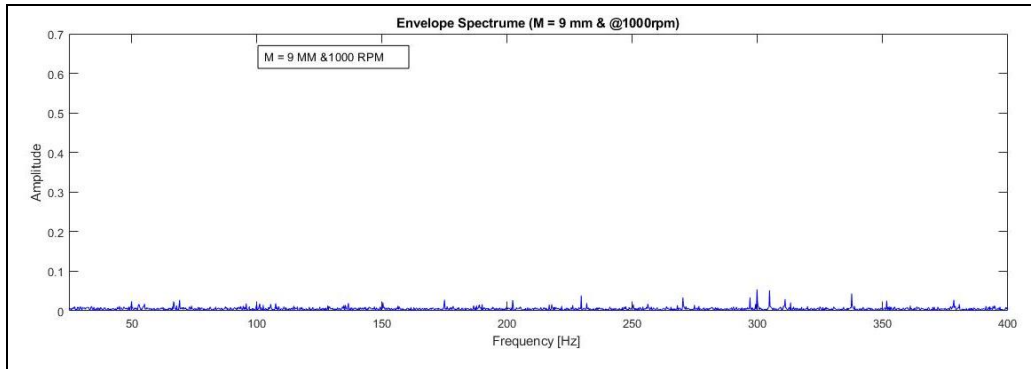
Şekil 4.15. M=9 mm @400 rpm için zarf spektrum grafiği



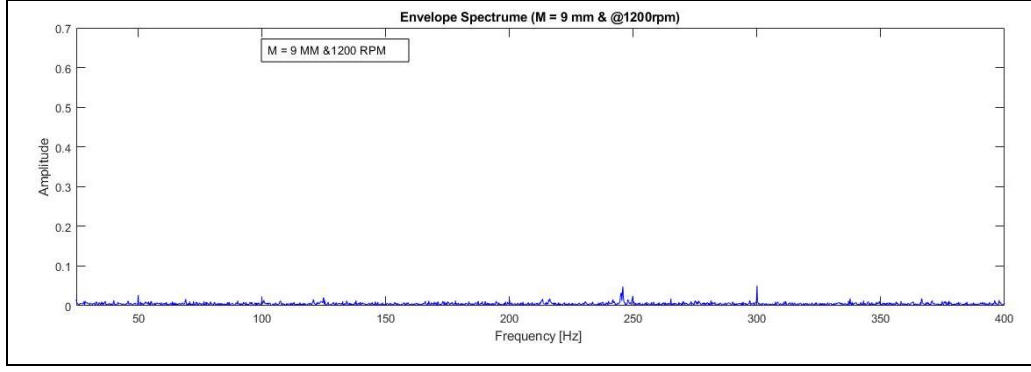
Şekil 4.16. M=9 mm @600 rpm için zarf spektrum grafiği



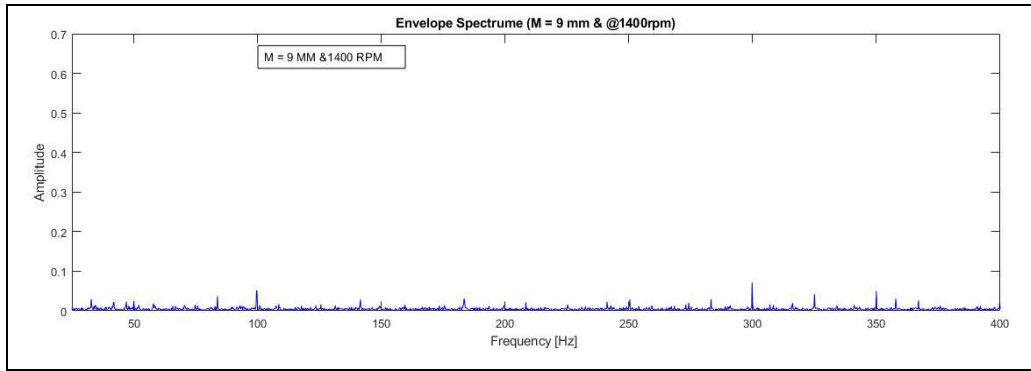
Şekil 4.17. M=9 mm @800 rpm için zarf spektrum grafiği



Şekil 4.18. M=9 mm @1000 rpm için zarf spektrum grafiği



Şekil 4.19. M=9 mm @1200 rpm için zarf spektrum grafiği



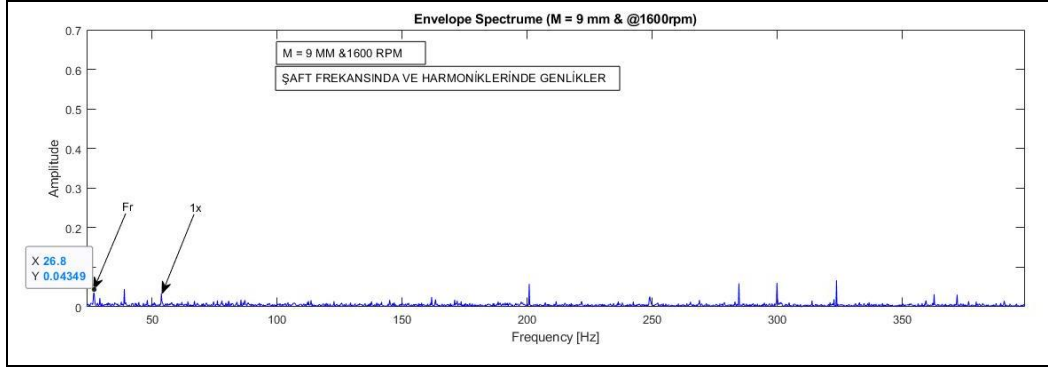
Şekil 4.20. M=9 mm @1400 rpm için zarf spektrum grafiği

M=9 mm olarak ayarlandığında; Fr ve harmoniklerine ait genlikler 1600 rpm'den itibaren 3000 rpm'e kadar tüm şaft hızlarında yapılan ölçümlerde belirgin genliklerle artarak yer almaktadır. (Çizelge 4.4)

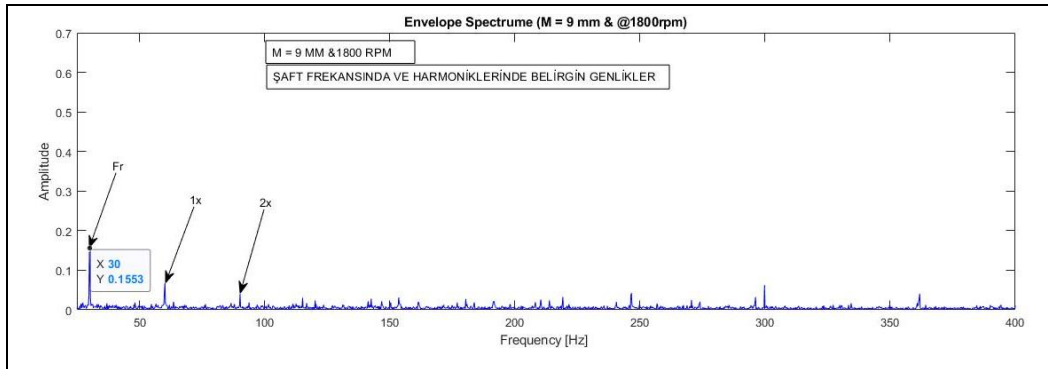
Özellikle 1600, 1800 ve 2000 rpm şaft hızlarındaki Fr frekans genlikleri ile bu frekansın 1. ve 2. harmoniklerinin net bir şekilde oluşumu ve şaft hızının artmasıyla beraber bu genliklerdeki belirgin artışlar, 9 mm şaft eksen kaçıklığı için sistemin titreşim cevabının belirgin olarak ortaya çıktığı şeklinde yorumlanabilir. (Şekil 4.21, 4.22, 4.23)

1600 rpm'den 3000 rpm şaft hızına kadar alınan titreşim verisinin analizinde; M=9 mm için şaft eksen kaçıklığının titreşime olan etkisi, Fr ve harmoniklerinin zarf spektrumunda belirgin olarak yer almasından anlaşılabılır. (Şekil 4.21, 4.22, 4.23, 4.24, 4.25, 4.26, 4.27, 4.28)

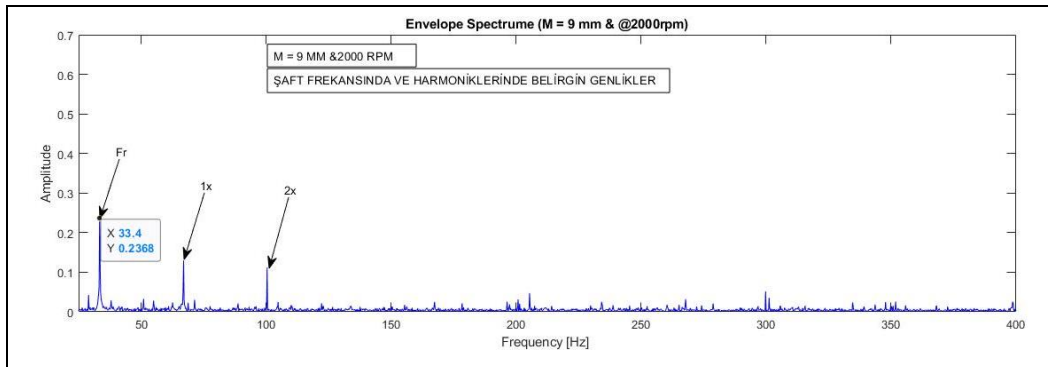
2200, 2400 ve 3000 rpm şaft hızlarının analizine ait grafiklerde; Fr ve harmoniklerine, BPFO'ya ait genlikler ve Fr kadar yan bant ve harmonikleri de eklenerek belirgin genlikleri farkedilmektedir. (Şekil 4.24 5.25, 4.28, Çizelge 4.4)



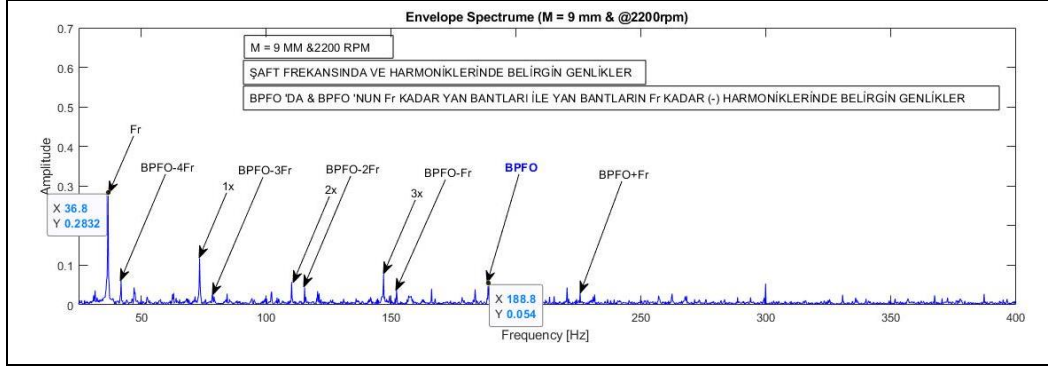
Şekil 4.21. M=9 mm @1600 rpm için zarf spektrum grafiği



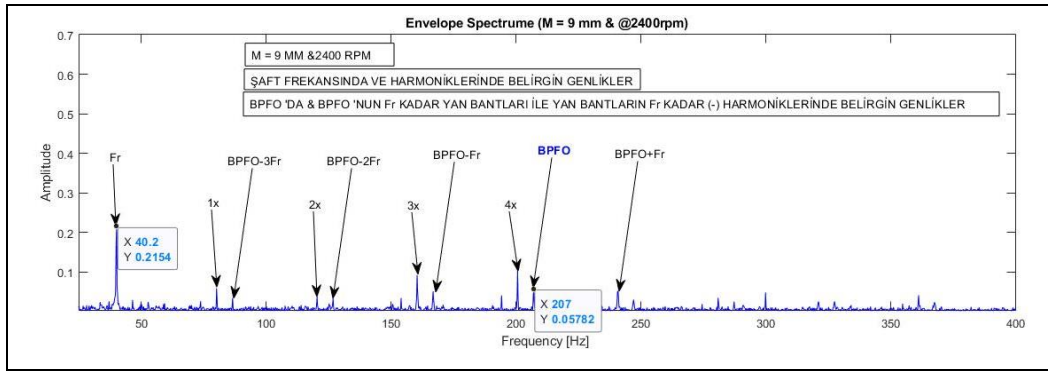
Şekil 4.22. M=9 mm @1800 rpm için zarf spektrum grafiği



Şekil 4.23. M=9 mm @2000 rpm için zarf spektrum grafiği

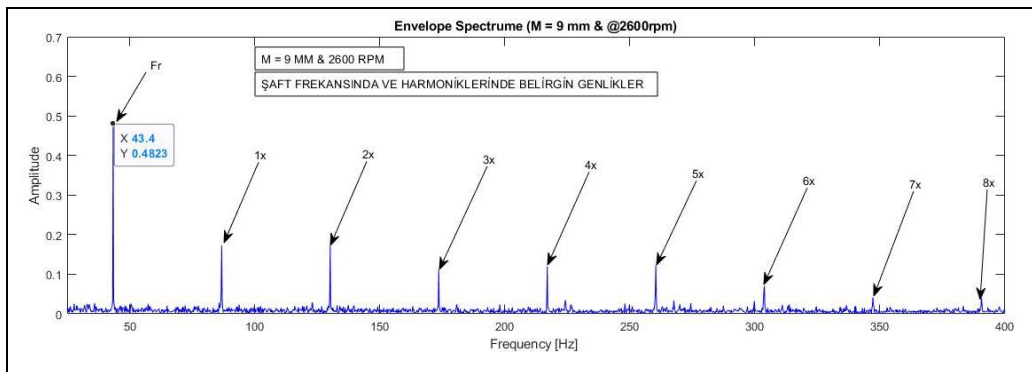


Şekil 4.24. M=9 mm @2200 rpm için zarf spektrum grafiği

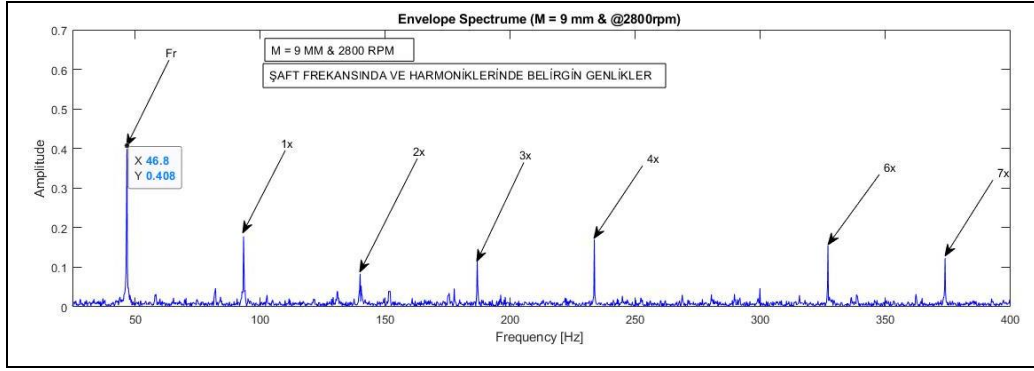


Şekil 4.25 M=9 mm @2400 rpm için zarf spektrum grafiği

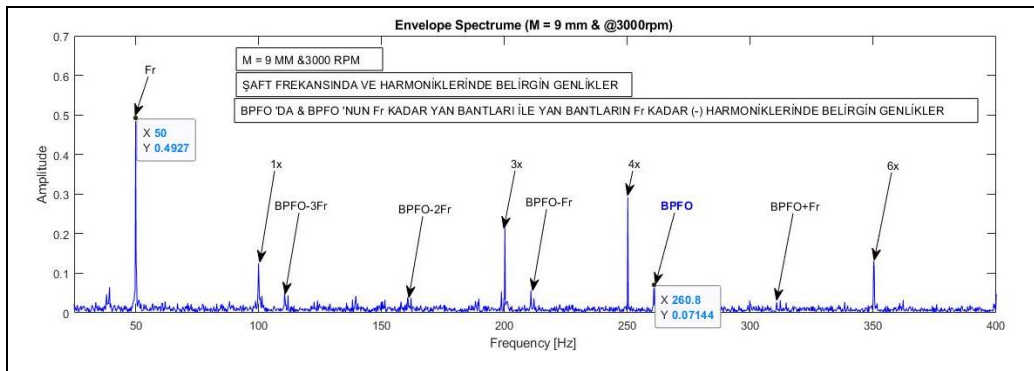
M=9 mm eksen kaçıklığında, M=5 mm eksen kaçıklık analizindeki sonuçlarla benzer bir şekilde; 2200, 2400 ve 3000 rpm şaft hızları dışındaki şaft hızlarında sistemin frekans tepkisi Fr ve harmoniklerinde belirgin genlikler olarak görülmektedir. Bu sonuç da yine, şaft eksen kaçıklığının titreşime olan etkisinin, baskın olarak şaft frekansında ve harmoniklerinde görüldüğünü destekler nitelikte olduğu söylenebilir. (Şekil 4.26, 4.27, 4.28 ve Çizelge 4.4)



Şekil 4.26. M=9 mm @2600 rpm için zarf spektrum grafiği



Şekil 4.27. M=9 mm @2800 rpm için zarf spektrum grafiği



Şekil 4.28. M=9 mm @3000 rpm için zarf spektrum grafiği

Çizelge 4.4. M=9 mm için S ve karakteristik rulman frekansları

M=9mm	400 rpm	600 rpm	800 rpm	1000 rpm	1200 rpm	1400 rpm	1600 rpm	1800 rpm	2000 rpm	2200 rpm	2400 rpm	2600 rpm	2800 rpm	3000 rpm
BPFI ve +Fr														
BSF ve +Fr														
BPFO ve +Fr														
(Fr) => 1x							+	+	+	+	+	+	+	+
2x							+	+	+	+	+	+	+	+
3x								+	+	+	+	+	+	
4x										+	+	+	+	+
5x											+	+	+	+
6x												+		
7x												+	+	+
8x												+		
9x												+		

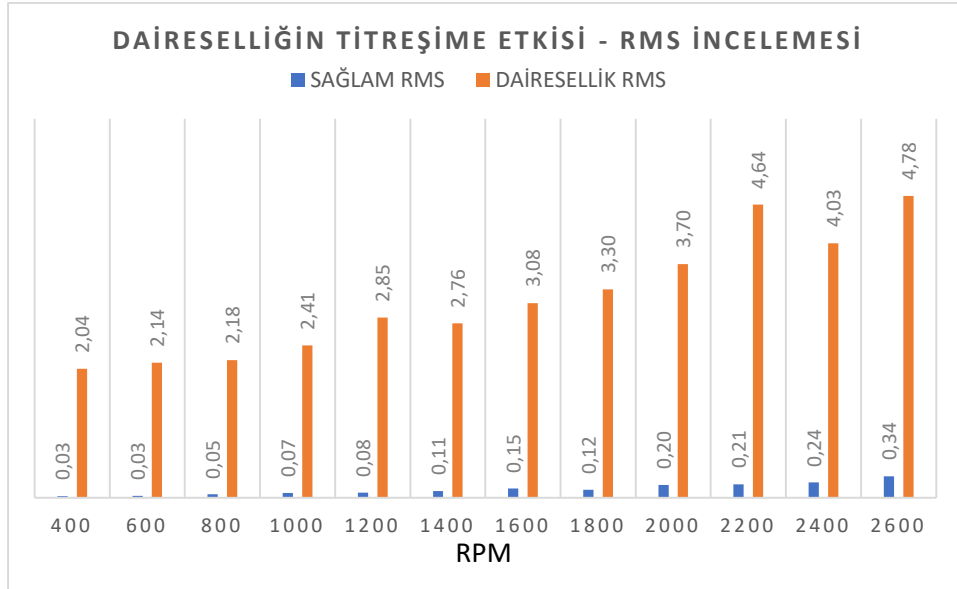
4.2. Rulmanın Dış Bilezik Dairesellik Hatasının Titreşime Olan Etkisi

Titreşim ölçümleri, test rulmanının dış bileziğinde yapay olarak oluşturulan dairesellik hatasının titreşime olan etkisini belirlemek için yapılmıştır. Bunun için önce sağlam test rulmanı ile ölçüm verileri toplanmıştır. Daha sonra yapay olarak dairesellik hatası oluşturulan test rulmanında ölçümler benzer şartlar için tekrarlanmıştır. Yapay dairesellik uygulama aparatı kullanılarak 2 numaralı test rulmanının dış bileziği, karşılıklı iki noktasından, aparatın parçası olan iki civata yardımıyla, bu iki noktadan toplamda yaklaşık

20 mikrometre daireselliğe sahip olacak kadar yük uygulanarak sıkılmıştır. Daha sonra, dairesellik uygulama aparatının sensör girişlerine yatay ve dikey konuma toplam iki adet ivmeölçer yerleştirilmiştir. 400 rpm şaft hızından başlanarak ve şaftın hızı her ölçüm için 200 rpm arttırılarak, son ölçüm 2800 rpm şaft hızında olmak üzere 13 adet titreşim ölçümü gerçekleştirilmiştir. Ölçümlerle toplanan verilerin analizi, zaman bölgesi ve frekans bölgesi için yapılmıştır. Zaman bölge analizinde; zaman verisinin genlikleri 800, 1200, 1800, 2400 ve 2600 rpm şaft hızları için değerlendirilmiştir. Frekans bölge analizinde ise zaman sinyalinin zarf spektrum analizi yapılmıştır. Bu metotlarla; rulman dış bilezik dairesellik hatasının rulman titreşimlerine etkisi 800, 1200, 2400, 2400 ve 2600 rpm şaft hızları için grafiklerle gösterilerek sonuçlar yorumlarla desteklenmiştir.

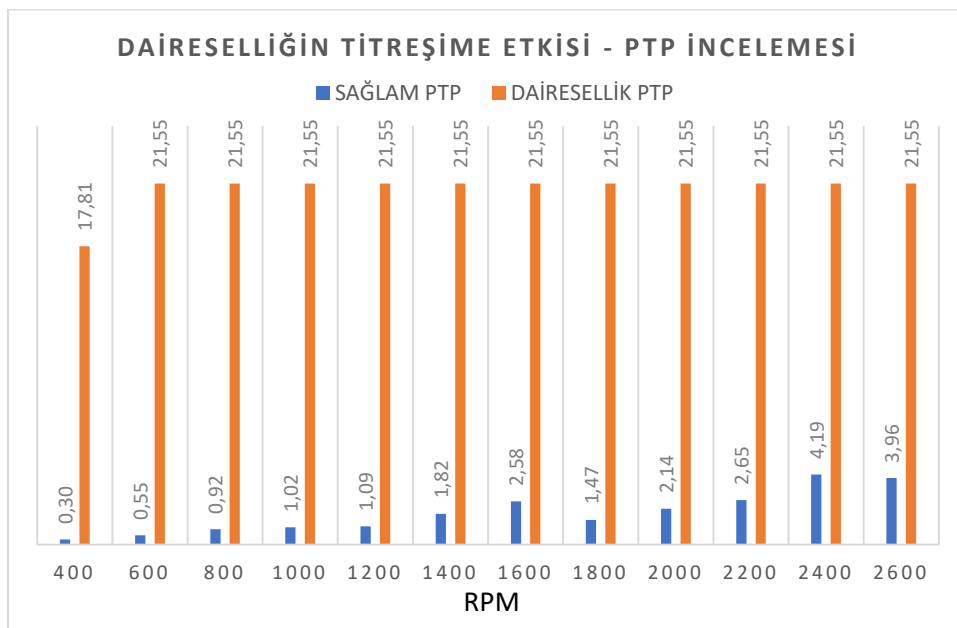
4.2.1. Zaman bölge analizi

Sağlam ve dairesellik hatalı rulmanlarda, şaft hızları değiştirilerek yapılan titreşim ölçümleri zaman verisi olarak kaydedilmiştir. Toplanan verinin zaman bölge analizleri; Şaftın her bir dönme hızında karşılaştırmalı olarak yapılan değerlendirmeye göre; sağlam ve dairesellik hatalı rulmanların titreşimlerinin şaft hızının arttırılmasıyla beraber arttığı tespit edilmiştir. Dairesellik hatalı rulmanın titreşim zaman verisine ait genlikleri, sağlam rulman için benzer şartlarda elde edilen titreşim zaman verisi genlikleri ile karşılaştırılmıştır. En düşük RMS değeri (0.03) sağlam rulmanın 400 rpm şaft hızındaki titreşim genliklerinde elde edilirken, dairesellik hatalı rulman için en düşük RMS değerinin 2.04 olduğu görülmektedir. En yüksek RMS ise dairesellik hatalı rulmanın 2600 rpm şaft hızında gerçekleştirilen ölçümlerinde tespit edilmiştir. Bu karşılaştırmadan, dairesellik hatalı rulmanların aynı şaft hızları için sağlam rulmanın 20 katına kadar titreşim genliği RMS değerlerine sahip olduğu anlaşılmaktadır. (Şekil 4.29, Tablo 4.5)



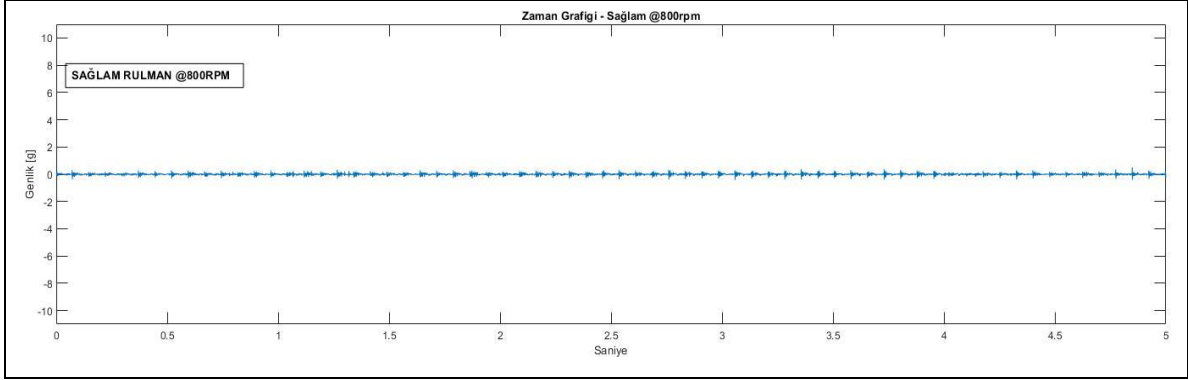
Şekil 4.29. Daireselliğin titreşime etkisi – RMS incelemesi

Çok belirgin hataların tanımlanmasında kullanılsa da zaman bölge analizinde tepeden tepeye değer incelemesi titreşim genliklerinin en küçük ve en büyük değerleri hakkında bilgi verir. Sağlam rulmanda tespit edilen tepeden tepeye değerler şaft hızının artmasıyla birlikte artmaktadır. Dairesellik hatalı rulmanda ise 600 rpm ve daha büyük şaft hızlarında tepeden tepeye değerler, titreşim sensörünün ölçebileceği sınırların dışında kaldığından sensörün sınır değerini göstermektedir. Bu nedenle tepeden tepeye değerler için yapılan inceleme sadece sağlam rulmanlar için gerçekleştirilmiştir. (Şekil 4.30)

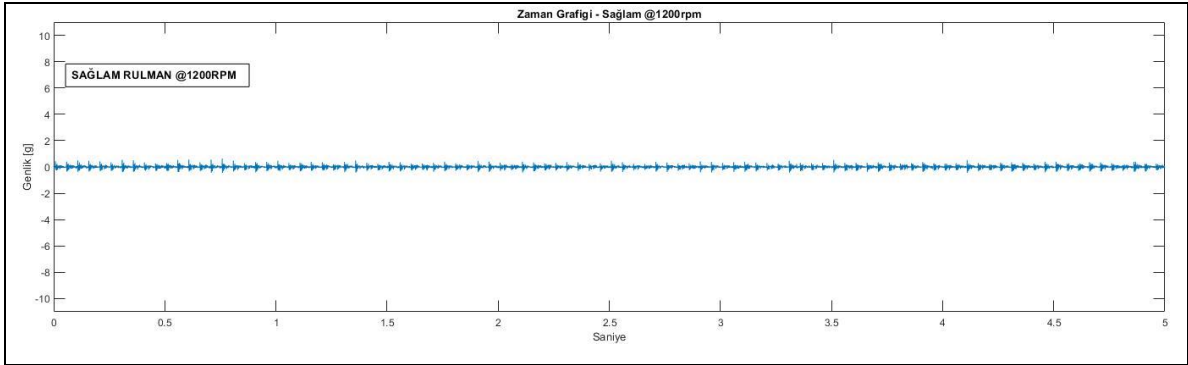


Şekil 4.30. Daireselliğin titreşime etkisi – PTP incelemesi

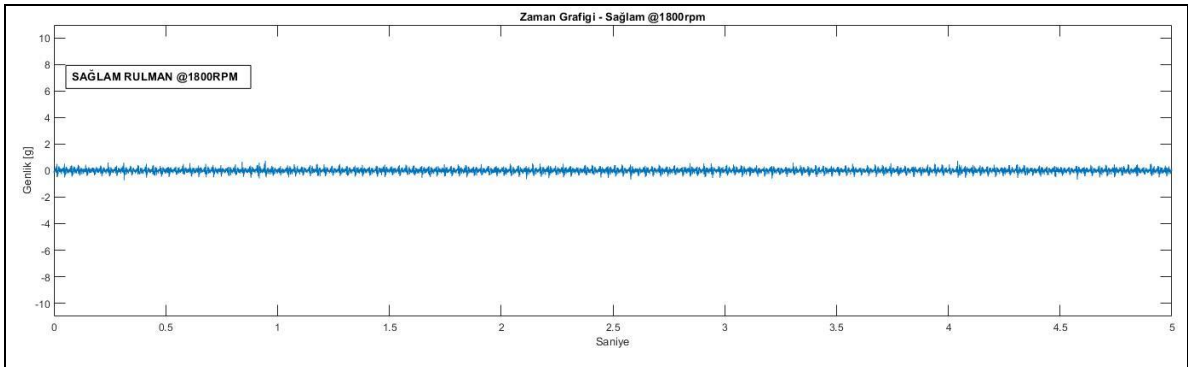
Sağlam rulmanın titreşim ölçümlerinden elde edilen veriler incelendiğinde; titreşim genliklerinin shaft hızının artışıyla doğru orantılı olarak arttığı görülmüştür. Sağlam rulman titreşim genlikleri en yüksek değerine 2600 rpm shaft hızında yapılan ölçümde ulaşmıştır. Bu shaft hızında elde edilen en yüksek genliğin yaklaşık 2 g olduğu tespit edilmiştir. (Şekil 4.31-4.35)



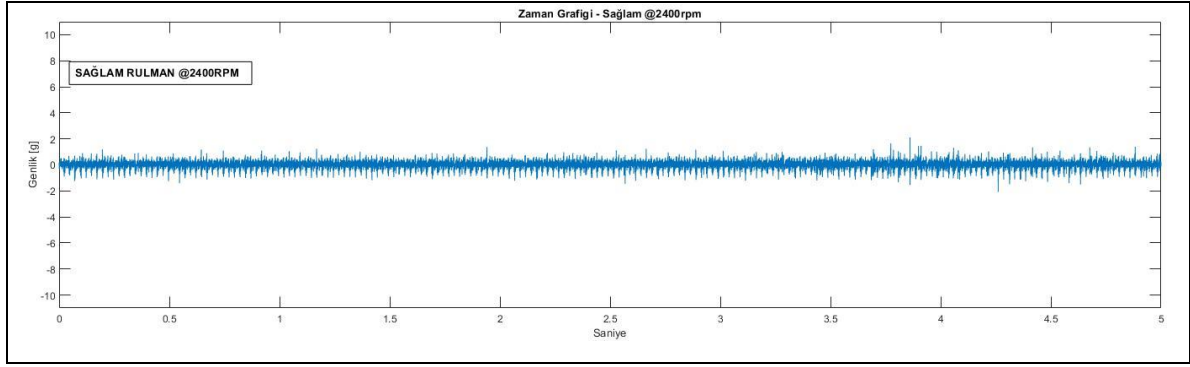
Şekil 4.31. Sağlam rulman 800 rpm'de zarf spektrum incelemesi



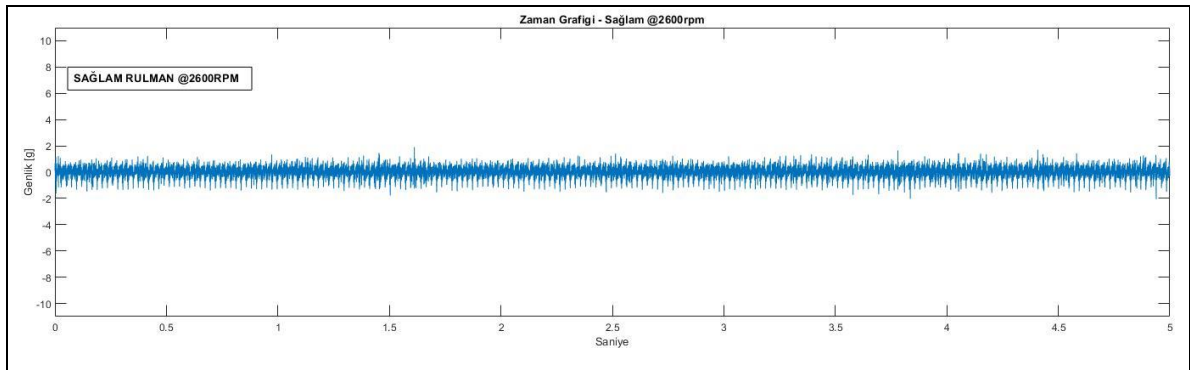
Şekil 4.32. Sağlam rulman 1200 rpm'de zarf spektrum incelemesi



Şekil 4.33. Sağlam rulman 1800 rpm'de zarf spektrum incelemesi

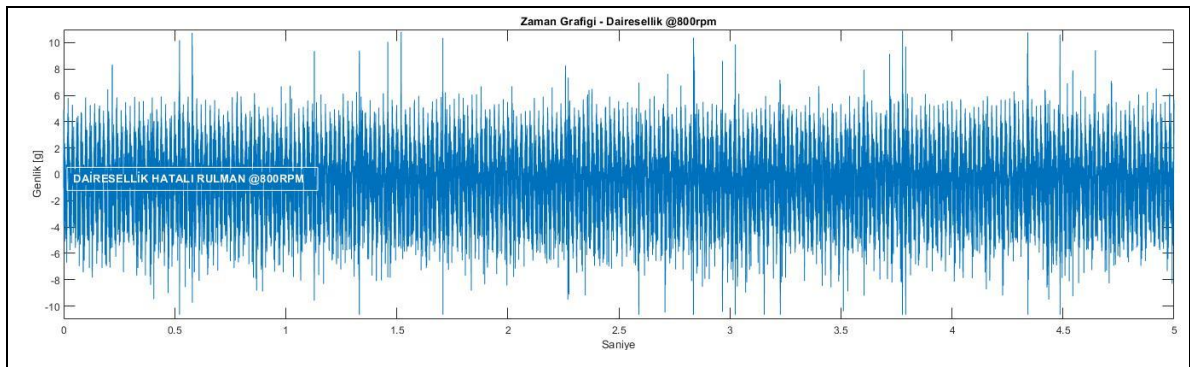


Şekil 4.34. Sağlam rulman 2400 rpm’de zarf spektrum incelemesi

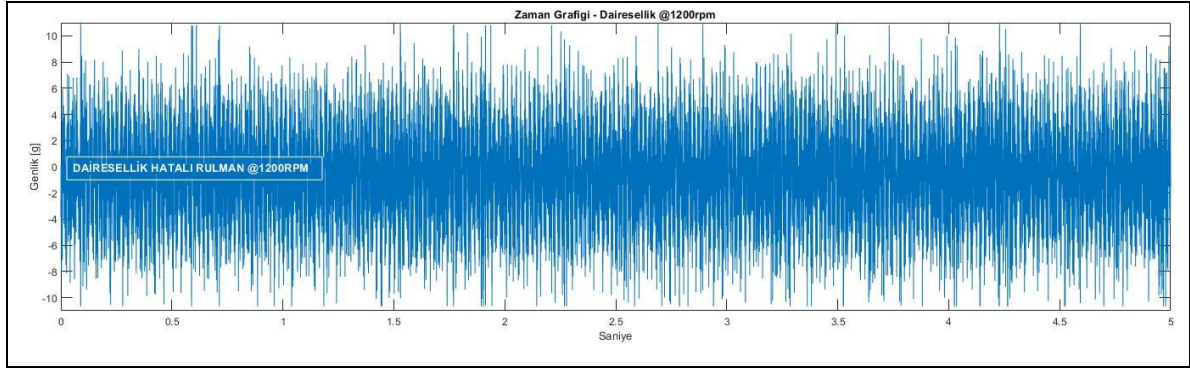


Şekil 4.35. Sağlam rulman 2600 rpm’de zarf spektrum incelemesi

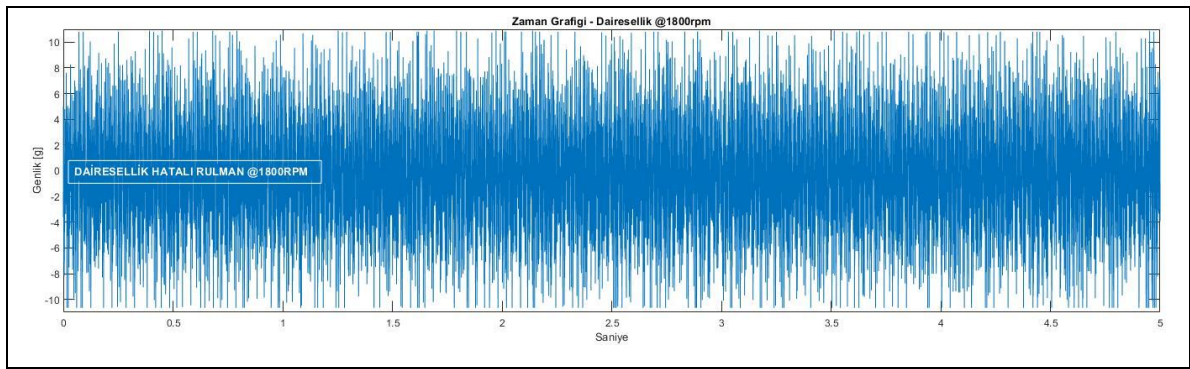
Dairesellik hatalı rulmanlarda ise en yüksek titreşim genlikleri 400 rpm hariç olmak üzere 10 g’den büyüktür. Titreşim genlikleri bu rulmanlar için incelendiğinde, şaft hızıyla doğru orantılı olarak genliklerin de arttığı görülmektedir. Tepeden tepeye değer incelemelerinde anlaşılmasa da, RMS değerlendirmelerinde şaft hızının dairesellik hatalı rulmanların titreşiminde etkili olduğu çıkarımı kolayca yapılabilir. 400 rpm’den 2600 rpm’e kadar olan hızlarda dairesellik hatalı rulmanların titreşim RMS genliklerinin yaklaşık 2 katına çıktığı görülmüştür. (Şekil 4.29 ve Şekil 4.36-4.40)



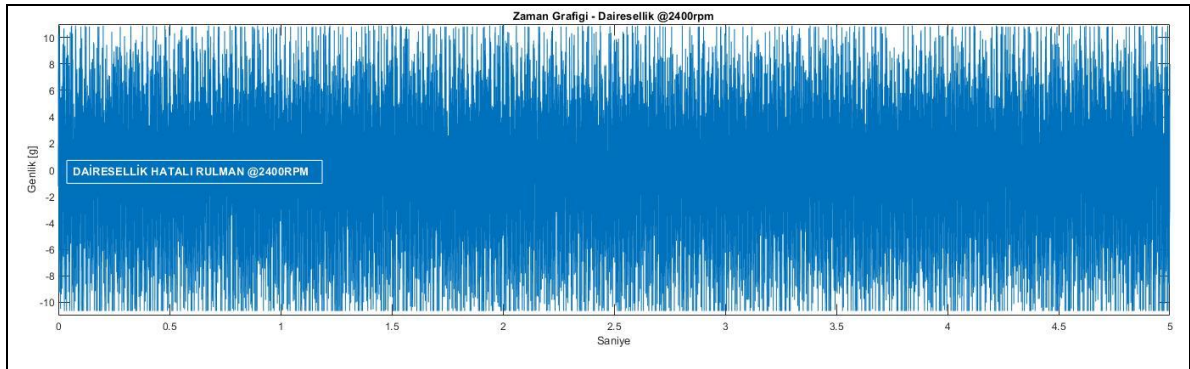
Şekil 4.36. Dairesellik hatalı rulman – zaman grafiği @800rpm



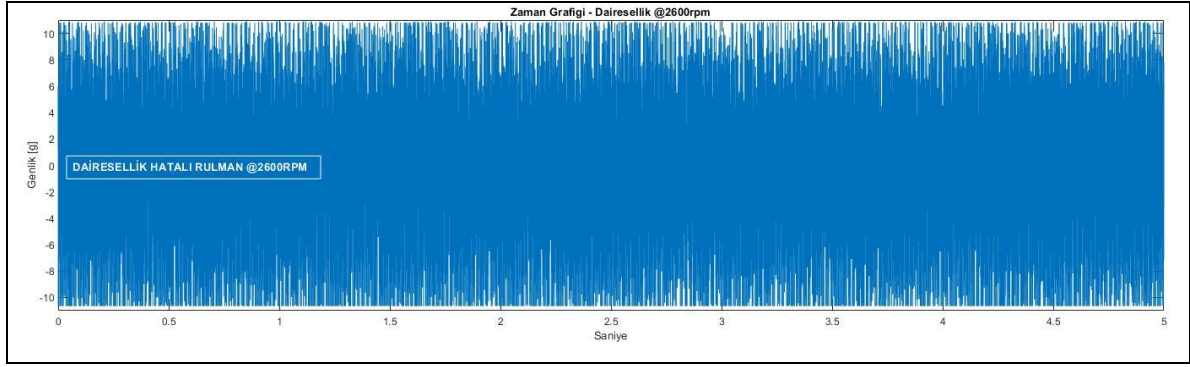
Şekil 4.37. Dairesellik hatalı rulman – zaman grafiği @1200rpm



Şekil 4.38 Dairesellik hatalı rulman – zaman grafiği @1800rpm



Şekil 4.39. Dairesellik hatalı rulman – zaman grafiği @2400rpm

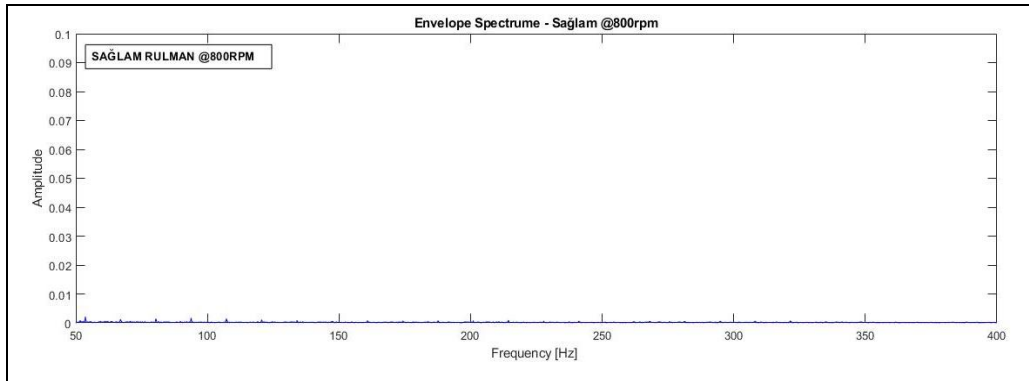


Şekil 4.40. Dairesellik hatalı rulman – zaman grafiği @2600rpm

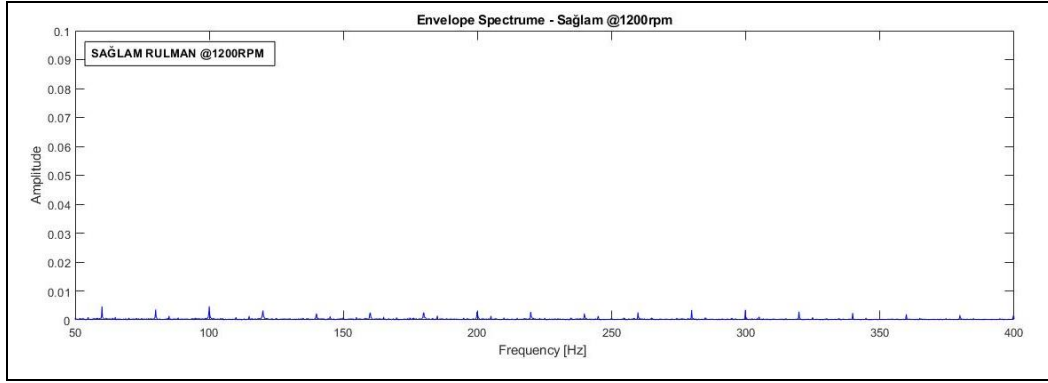
4.2.2. Frekans bölge analizi

Test rulmanının titreşim ölçümünden elde edilen verilere zarf spektrum metodu uygulanarak sağlam ve dairesellik hatalı rulmanların karakteristik frekansları incelenmiştir.

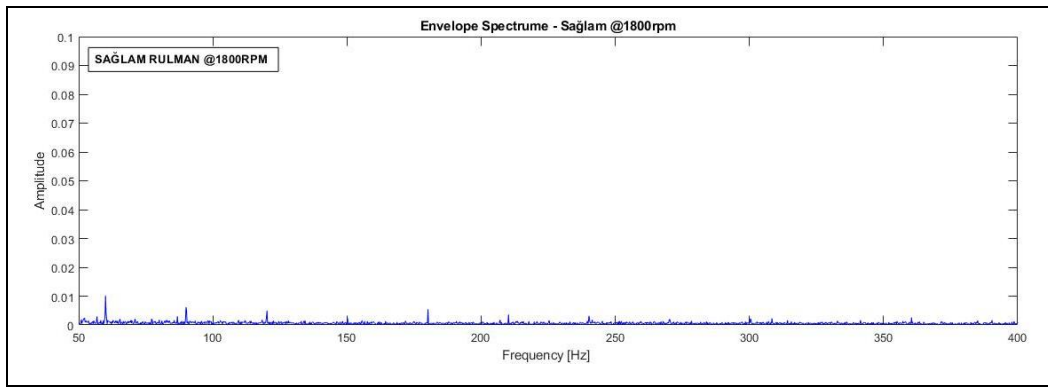
Sağlam rulmanda 800 rpm şaft hızında belirgin genliklere rastlanmamış olup, şaft hızının artmasıyla beraber Fr ve harmoniklerinde genliklerin belirmeye başladığı, 2600 rpm şaft hızında bu genliklerin çok belirgin hale geldiği görülmüştür. (Şekil 4.41-4.45)



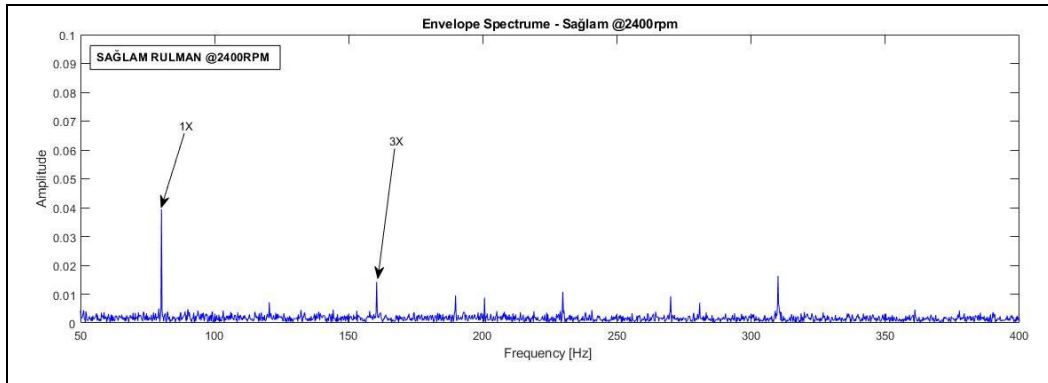
Şekil 4.41. Sağlam rulman – zarf spektrum grafiği @800rpm



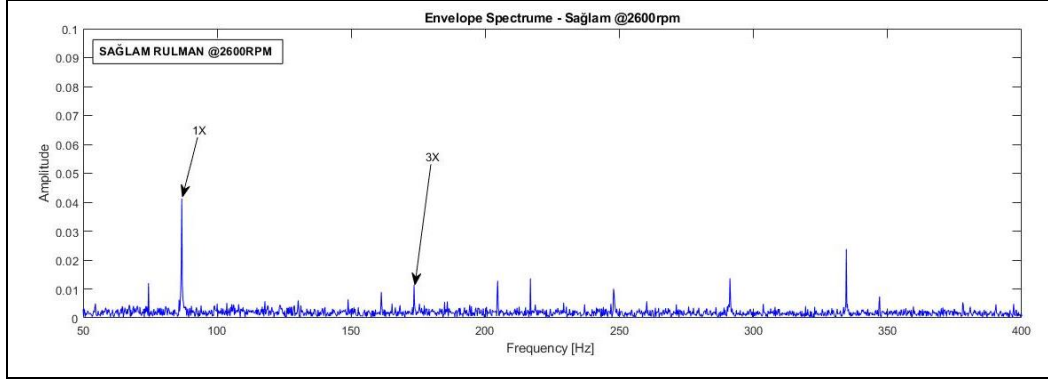
Şekil 4.42. Sağlam rulman – zarf spektrum grafiği @1200rpm



Şekil 4.43. Sağlam rulman – zarf spektrum grafiği @1800rpm



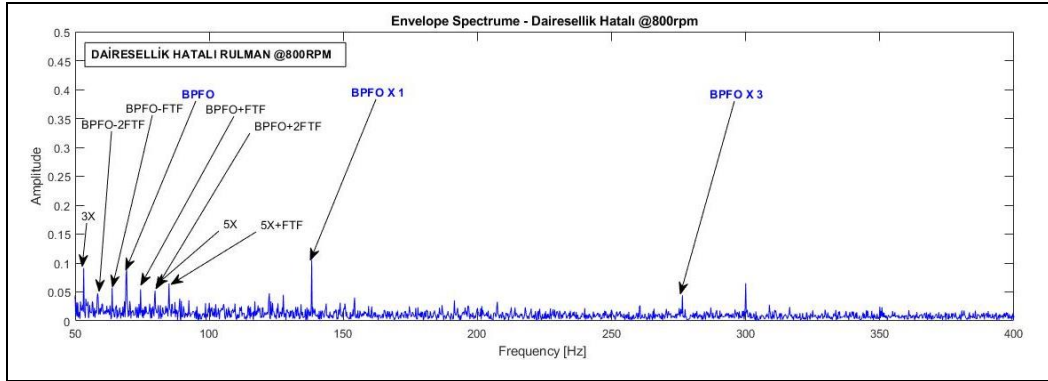
Şekil 4.44. Sağlam rulman – zarf spektrum grafiği @2400rpm



Şekil 4.45. Sağlam rulman – zarf spektrum grafiği @2600rpm

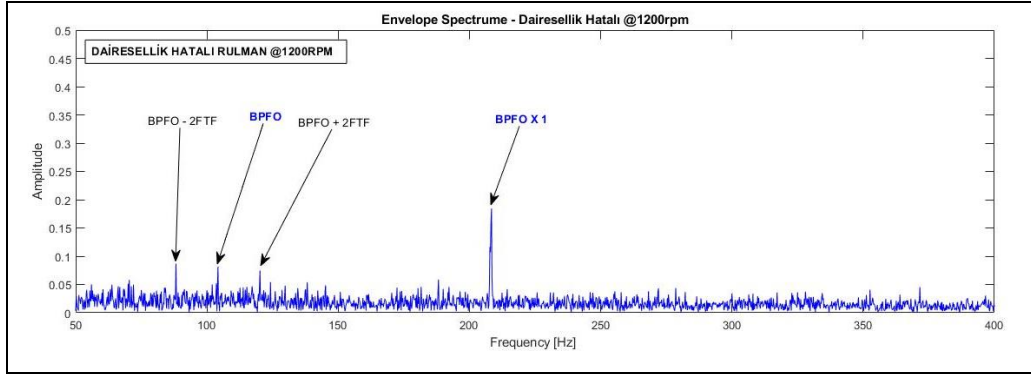
Dairesellik hatalı rulmanın zarf spektrum analizinde ise BPFO ve harmoniklerinde belirgin genlikler oluşmaktadır.

800 rpm’de yapılan ölçümlerde; BPFO ile BPFO’nun 1. ve 3. harmoniğinin yanı sıra, BPFO’nun FTF kadar pozitif ve negatif yan bantlarında ve bu yan bantların FTF kadar harmoniklerinde belirgin genliklerin oluştuğu saptanmıştır. Fr ve harmonikleri ile Fr’ın 5. harmoniğinde +FTF kadar bir adet yan bant oluşumu da gözlenmiştir. (Şekil 4.46)



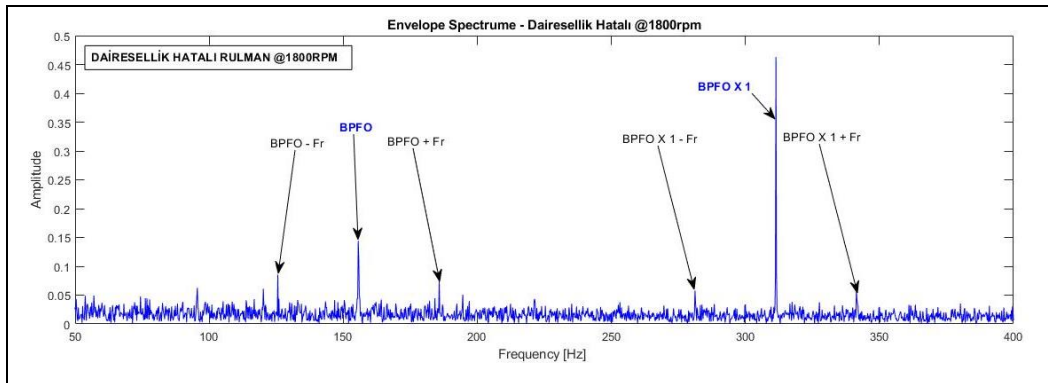
Şekil 4.46 Dairesellik hatalı rulman – zarf spektrum grafiği @800rpm

Dairesellik hatalı rulmanın ölçümünde şaft hızı 1200 rpm’ye çıktığında, BPFO ve 1. harmoniği belirgin şekilde oluşmuş olup, BPFO’nun 2xFTF kadar yan bantlarında da BPFO’nunkine yakın genliklerin oluştuğu tespit edilmiştir. (Şekil 4.47)

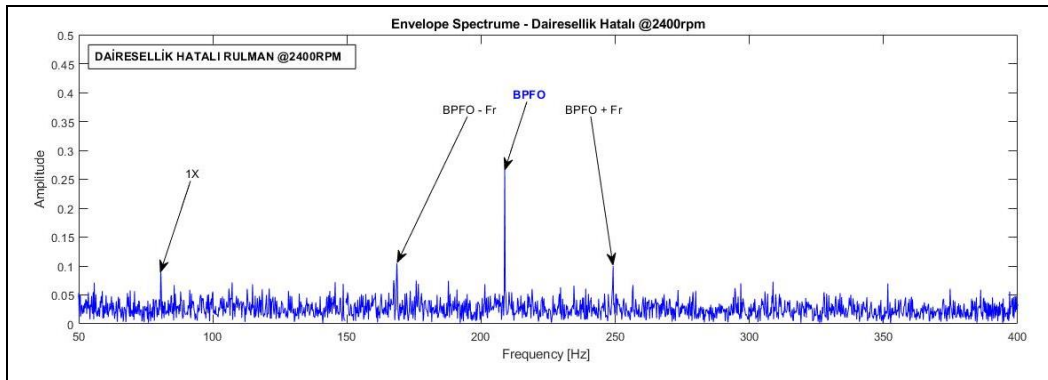


Şekil 4.47. Dairesellik hatalı rulman – zarf spektrum grafiği @1200rpm

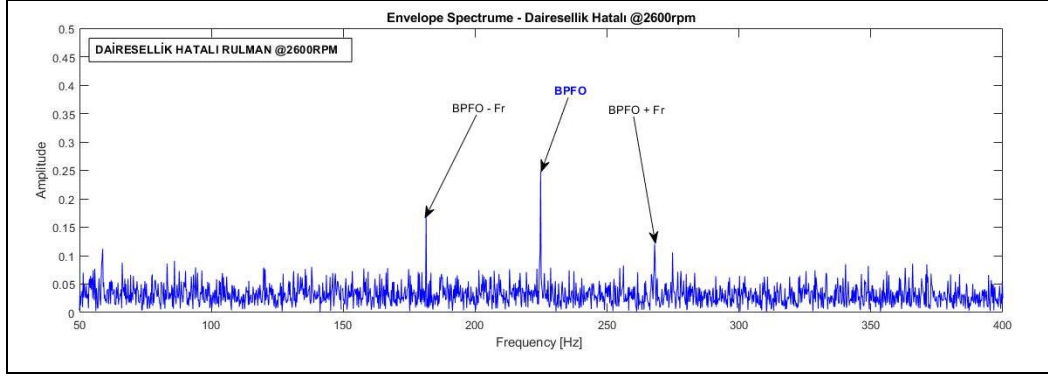
1800, 2400 ve 2600 rpm şaft hızlarında ise BPFO ve BPFO'nun 1. harmoniği çok belirgin olarak görülmüş ve buna ek olarak BPFO'da ve BPFO'nun 1. harmoniğinde Fr kadar yan bantların oluştuğu ayırt edici şekilde tespit edilmiştir. 2400 rpm şaft hızında Fr 'nin 1. harmoniğine ait bir genliğin oluştuğu da görülmektedir. Zarf spektrum analizinde görülen bu karakteristik frekansların dairesellik hatasının sonucu oluştuğu söylenebilir. (Şekil 4.48-4.50)



Şekil 4.48. Dairesellik hatalı rulman – zarf spektrum grafiği @1800rpm



Şekil 4.49. Dairesellik hatalı rulman – zarf spektrum grafiği @2400rpm



Şekil 4.50. Dairesellik hatalı rulman – zarf spektrum grafiği @2600rpm

BPFO'nun ve 1. harmoniğinin görüldüğü shaft hızlarında, 1. harmoniğe ait genliğin BPFO'nun genliğinden daha büyük olduğu dikkat çekmektedir. (Şekil 4.46- 4.48)

4.3. Rulmana Etki Eden Bileşke Yüklerin Titreşime Olan Etkisinin İncelenmesi

7206 tipi açısallı temaslı rulman kullanılarak yapılan testlerin bir bölümü, rulmanlara etki eden bileşke yüklerin titreşime olan etkisini belirlemek için yapılmıştır. Kullanılan test düzeneğinde test rulmanına ölçümler sırasında eksenel yönde 100, 200 ve 500 N'lik kuvvetler uygulanmıştır. Bu kuvvetler etkisinde yapılan ölçümler; rulmanın yatakladığı shaftın kendi ağırlığı ile ve shafta 56 N'lik ağırlık bağlı iken tekrarlanmıştır.

Ölçümlerle toplanan veriler zaman bölgesinde görüntülenmiş, sonuçlar ise verinin RMS ve tepeden tepeye değer (Peak to Peak) incelemesi yapılarak değerlendirilmiştir. Zaman bölgesi değerlendirmesinden sonra frekans bölge analizi için zaman verisine basit FFT ile zarf spektrum analizi uygulanmıştır. Frekans bölge analizlerinin amacı yüklere bağlı olarak titreşim frekans davranışını ve karakteristik hata frekanslarını incelemektir. Tüm sonuçlar grafiklerle detaylı olarak açıklanarak yorumlarla desteklenmiştir.

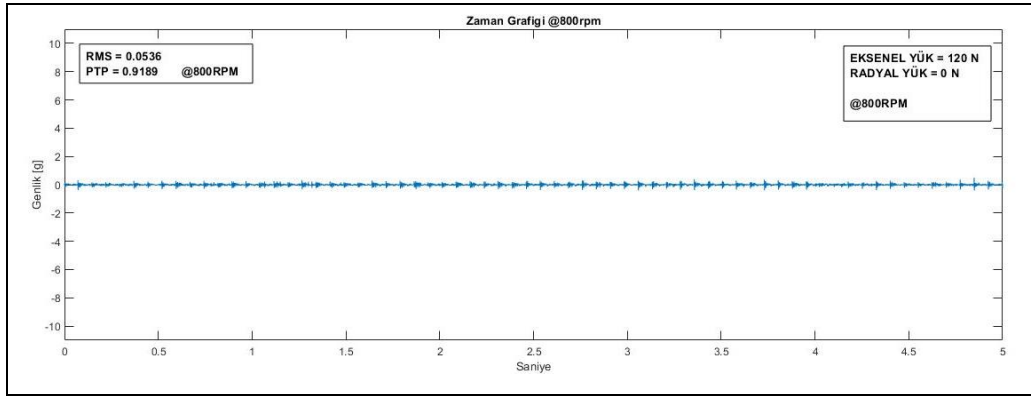
4.3.1. Zaman bölge analizi

Zaman bölge analizi, titreşim verilerinin genlik değerlerinin zamanla değişimini genel olarak incelemek, istenen parametrelere (bu çalışmada bileşke yüklere) bağlı olarak titreşimle olan ilişkisini değerlendirmek için yapılabilir. Rulmana etki eden eksenel yöndeki kuvvetler ve farklı shaft ağırlıklarına bağlı olarak oluşan yüklerin titreşime olan etkisini analiz etmek için

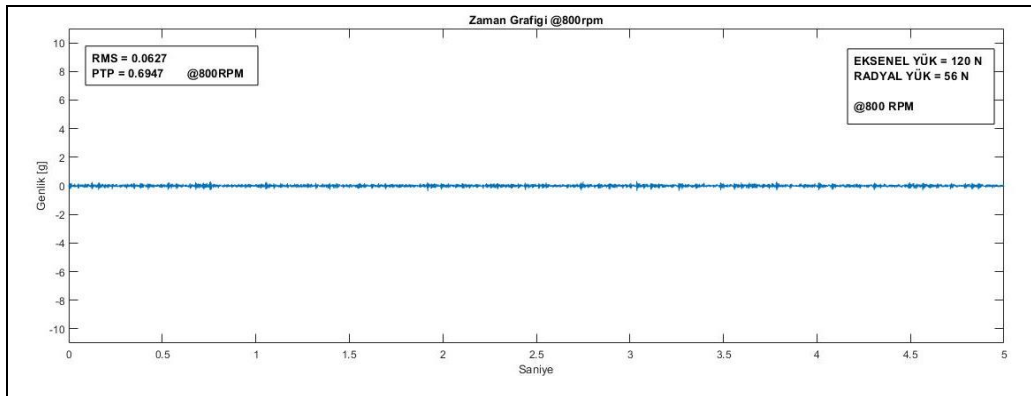
yapılan testlerde; titreşim genliklerinin RMS değerleri ve tepeden tepeye değerleri 800 rpm ve 3000 rpm şaft hızları için incelenmiştir.

Zaman verisine ait grafiklerde; sabit eksenel yükte ve sabit şaft hızında, şaftın kendi ağırlığı ile yapılan ölçümlerle elde edilen titreşim genliklerinin şafta ek bir ağırlık bağlanması halinde oluşan genliklerden daha küçük olduğu tespit edilmiştir. (Çizelge 4.5 ve 4.6)

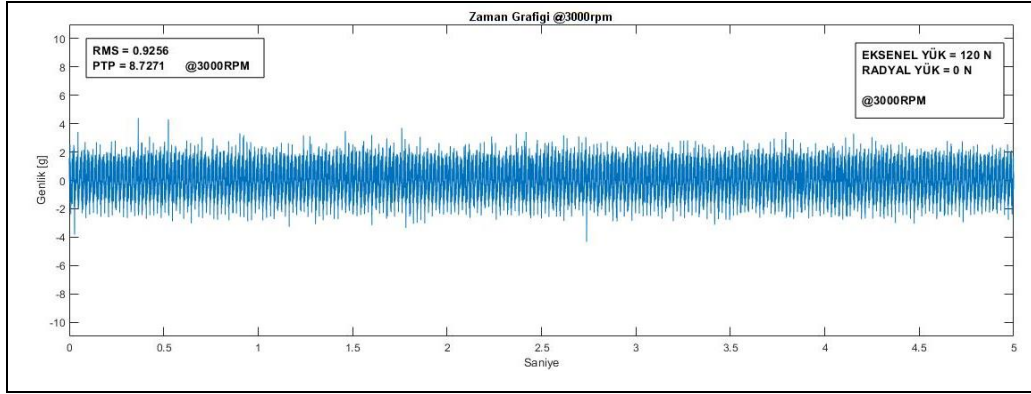
Şafta ek bir ağırlık bağlanmadığında eksenel yükün artmasıyla beraber titreşim genlikleri de artmaktadır. (Şekil 4.51 – 4.62)



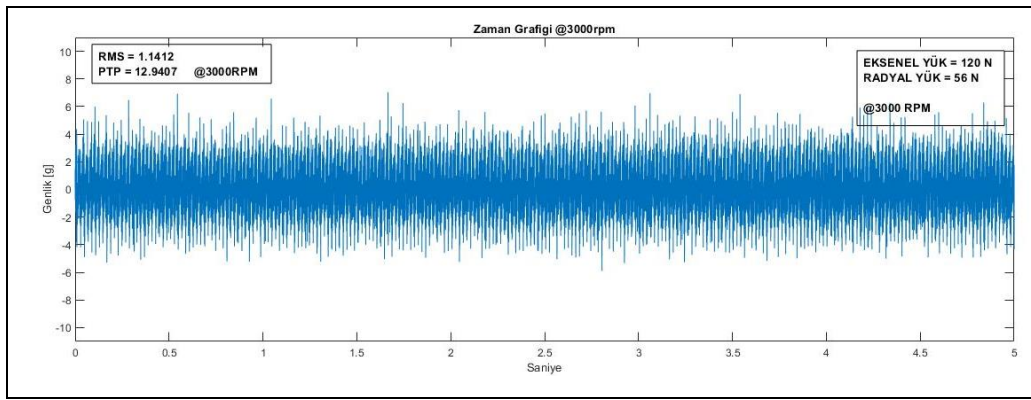
Şekil 4.51. $F_e=120$ N ve $W=0$ N durumunda zaman grafiği @800rpm



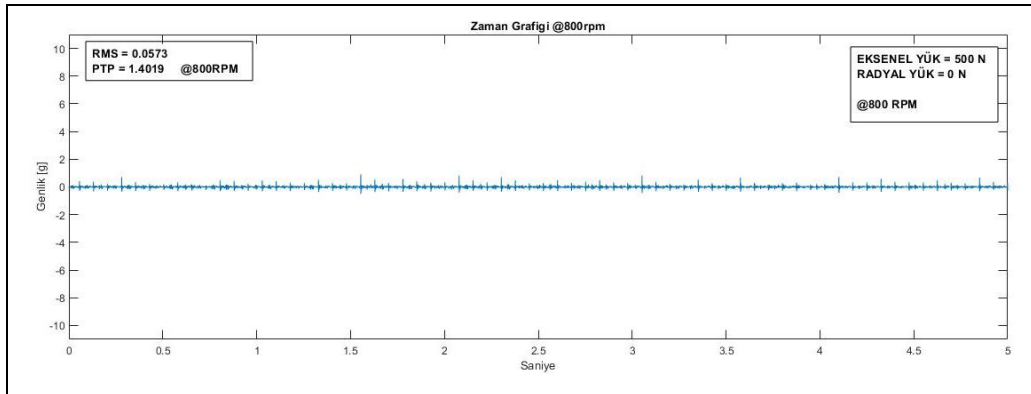
Şekil 4.52. $F_e=120$ N ve $W=56$ N durumunda zaman grafiği @800rpm



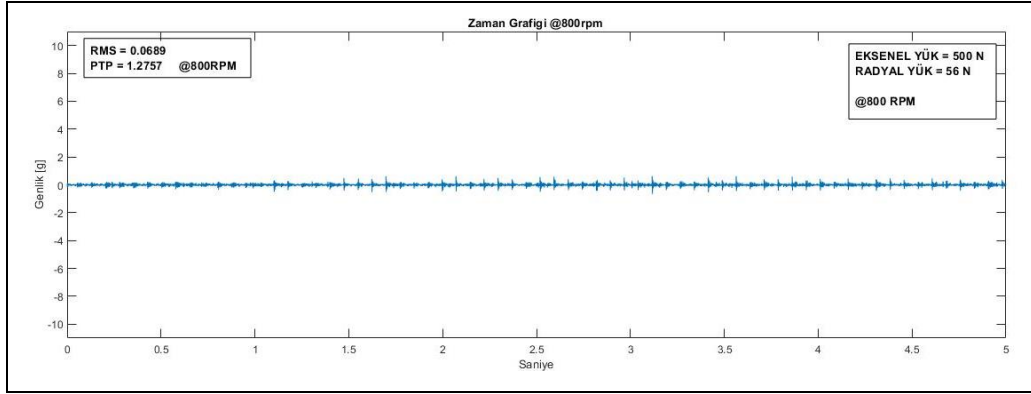
Şekil 4.53. $F_e=120$ N ve $W=0$ N durumunda zaman grafiği @3000rpm



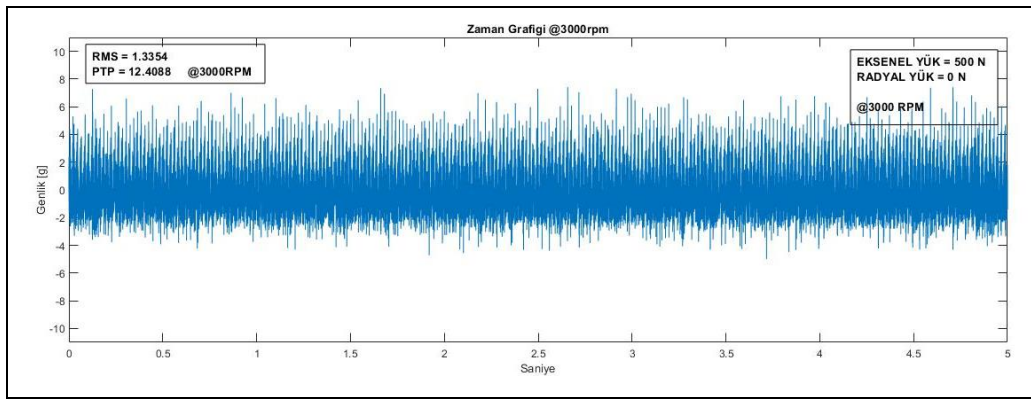
Şekil 4.54. $F_e=120$ N ve $W=56$ N durumunda zaman grafiği @3000rpm



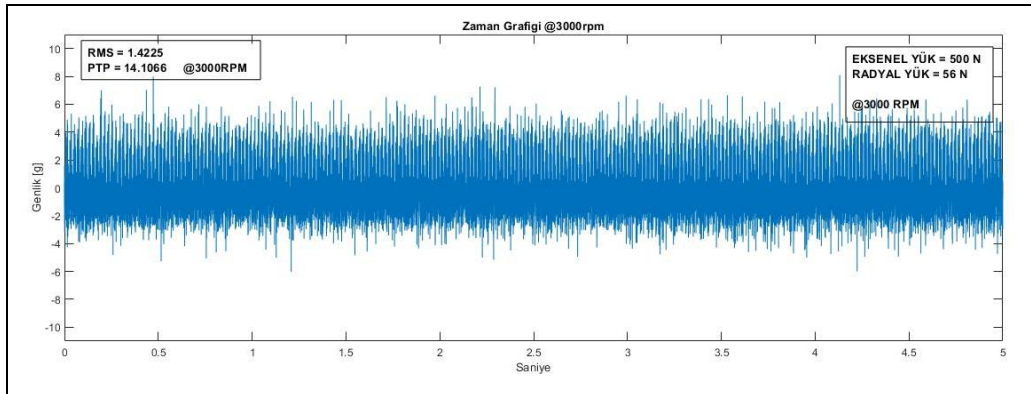
Şekil 4.55. $F_e=500$ N ve $W=0$ N durumunda zaman grafiği @800rpm



Şekil 4.56. $F_e=500$ N ve $W=56$ N durumunda zaman grafiği @800rpm



Şekil 4.57. $F_e=500$ N ve $W=0$ N durumunda zaman grafiği @3000rpm



Şekil 4.58. $F_e=500$ N ve $W=56$ N durumunda zaman grafiği @3000rpm

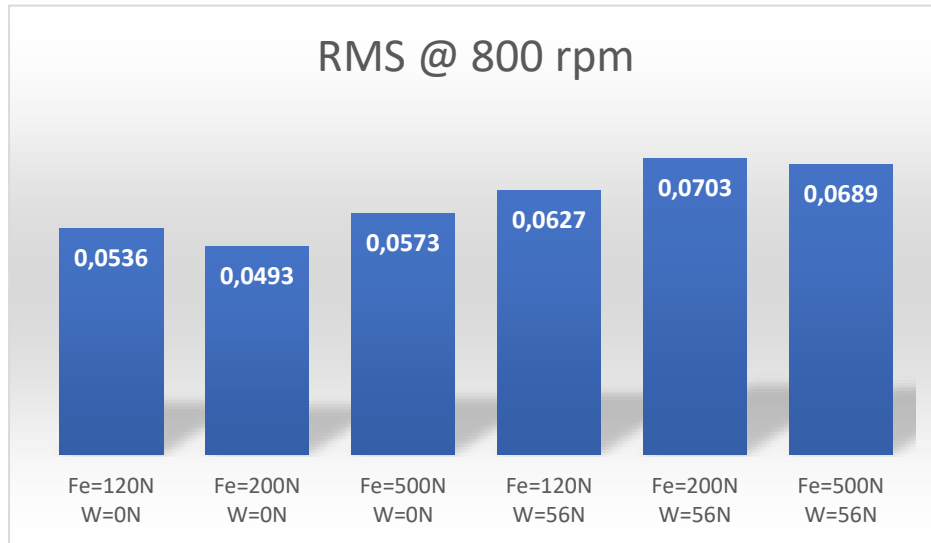
800 rpm shaft hızında shafta ek ağırlık takılı olmadan yapılan ölçümlerin analizinde, rulmana etkiyen eksenel yükün artmasıyla RMS değerinde önce bir azalma, sonra da bir artış olduğu tespit edilmiştir. Shafta 56 N'lık ek ağırlığın bağlanması durumunda; eksenel yükün artmasıyla beraber RMS değerinde önce bir artış daha sonra bir azalma meydana gelmektedir. Bunun sebebinin rulmandaki anlık yağlama durumu, anlık film tabakası

oluşumu, şafta bağlanan ek ağırlık nedeniyle bilyaların yuvarlanma yollarında izlediği çizginin değişimi veya bilyaların ve mikro partiküllerin hareketlerinin olabileceği söylenebilir. (Çizelge 4.5 ve Şekil 4.59)

Ancak daha kesin bir sonuca ulaşmak için rulmana etki eden eksenel yük değiştirilerek ve şafta daha fazla çeşitte ek ağırlık bağlanmış şekilde daha fazla sayıda titreşim ölçümü yapılarak sonuçlar incelenebilir.

Çizelge 4.5. Yük [N] ve şaft hızı [rpm] parametrelerine göre RMS değerleri

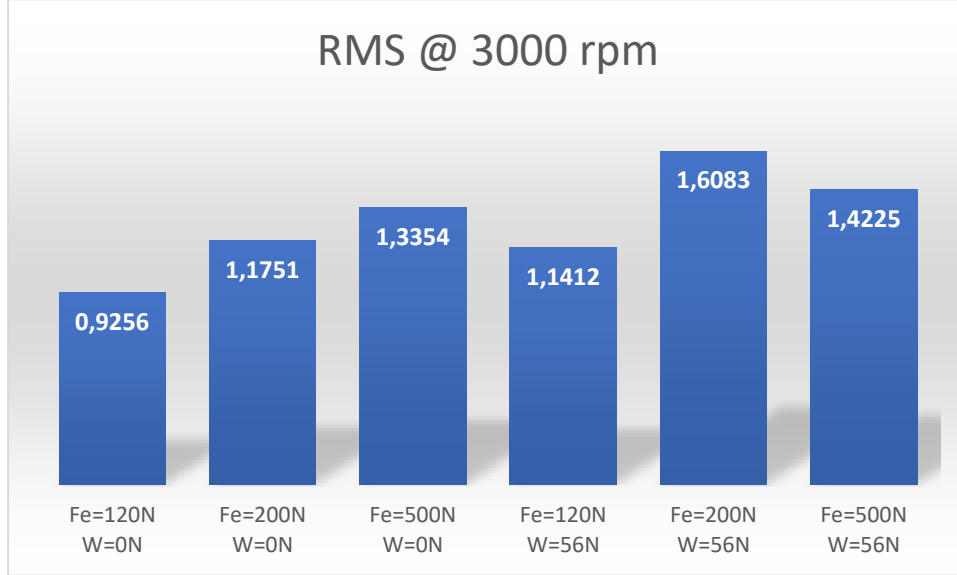
YÜK	RMS @ 800 rpm	RMS @ 3000 rpm
Fe=120 N, W=0 N	0,0536	0,9256
Fe=200 N, W=0 N	0,0493	1,1751
Fe=500 N, W=0 N	0,0573	1,3354
Fe=120 N, W=56 N	0,0627	1,1412
Fe=200 N, W=56 N	0,0703	1,6083
Fe=500 N, W=56 N	0,0689	1,4225



Şekil 4.59. Yük [N] ve şaft hızı [rpm] parametrelerine göre RMS değerleri @800 rpm

3000 rpm şaft hızında ise 800 rpm hızındaki ölçüm sonuçlarından farklı olarak şaftın kendi ağırlığı ile yapılan ölçümlerde eksenel yük arttıkça RMS genliklerinin de arttığı görülmektedir. Şafta bağlanan ek ağırlık ile beraber RMS genlikleri de belirgin şekilde yükselmektedir. (Şekil 4.60 ve Çizelge 4.6)

Şaft hızının 800 rpm'den 3000 rpm'e çıkarılmasının, RMS genliklerini en çok değiştiren etken olduğu görülmüştür. (Çizelge 4.5, Şekil 4.59 ve 4.60)

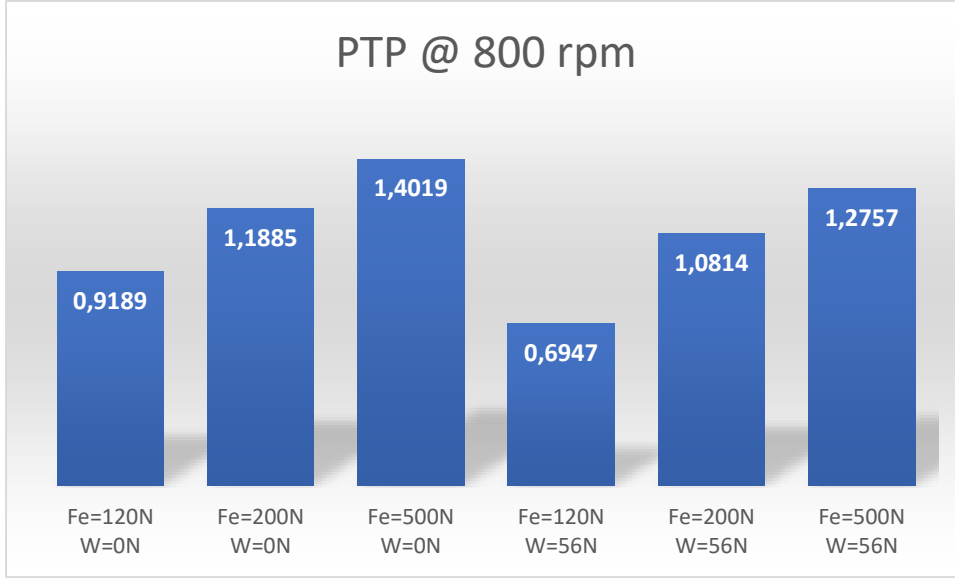


Şekil 4.60. Yük [N] ve şaft hızı [rpm] parametrelerine göre RMS değerleri @3000 rpm

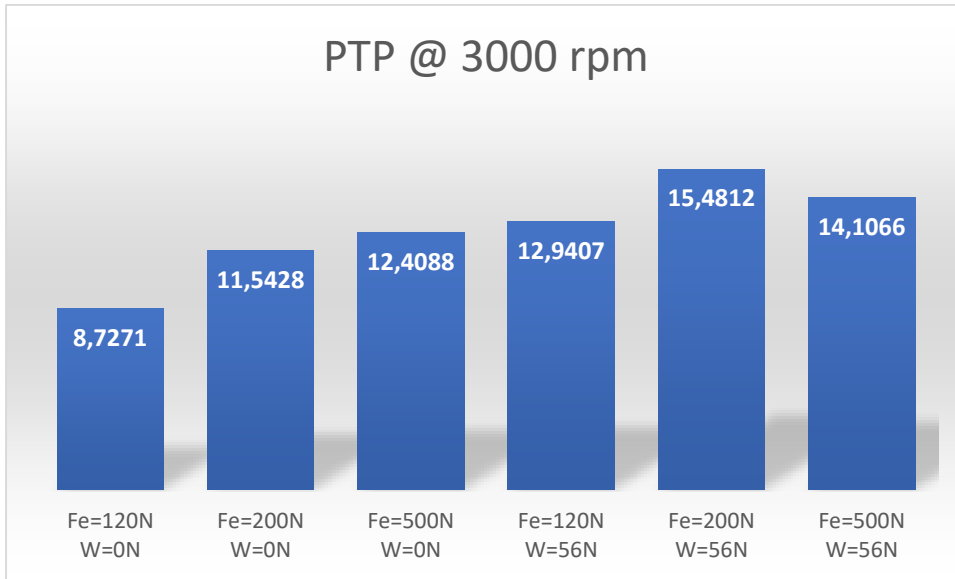
Tepeden tepeye değerlerin incelemesinde ise genel olarak; şaft hızının artışı ile beraber PTP değerinde artış tespit edilmiştir. Önemli bir nokta ise; 800 rpm şaft hızında; şafta ek bir ağırlık bağlanmadan yapılan ölçümlerde, şafta ek ağırlık bağlanarak yapılan ölçümlerde elde edilen PTP değerlerine göre daha yüksek değerlerin elde edilmiş olmasıdır. PTP'ye ait değerlerin, düşük şaft hızlarında, şafta bağlanan ağırlık ile ters orantılı olarak değiştiği söylenebilir. (Çizelge 4.6, Şekil 4.61 ve 4.62)

Çizelge 4.6. Yük [N] ve şaft hızı [rpm] parametrelerine göre PTP değerleri

YÜK	PTP @ 800 rpm	PTP @ 3000 rpm
Fe=120 N, W=0 N	0,9189	8,7271
Fe=200 N, W=0 N	1,1885	11,5428
Fe=500 N, W=0 N	1,4019	12,4088
Fe=120 N, W=56 N	0,6947	12,9407
Fe=200 N, W=56 N	1,0814	15,4812
Fe=500 N, W=56 N	1,2757	14,1066



Şekil 4.61. Yük [N] ve şaft hızı [rpm] parametrelerine göre PTP değerleri @800 rpm



Şekil 4.62. Yük [N] ve şaft hızı [rpm] parametrelerine göre PTP değerleri @3000 rpm

4.3.2. Frekans bölge analizi

Titreşim ölçümleri için kullanılan düzenekte, test rulmanına eksenel yükler uygulanarak ve rulmanın yatakladığı şafta ek bir ağırlık bağlanarak titreşim ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Bu sayede; şaftın farklı ağırlıklarında ve farklı hızlarda rulman titreşimleri incelenmiş, aynı zamanda rulmana etki eden eksenel yüklerin de titreşime etkisi değerlendirilebilmiştir. Yapılan incelemede; test rulmanına 120 N ve 500 N'lik eksenel yükler uygulanarak şaftın kendi ağırlığı ile 800 rpm ve 3000 rpm şaft hızlarında ölçümler gerçekleştirilmiştir. Başka

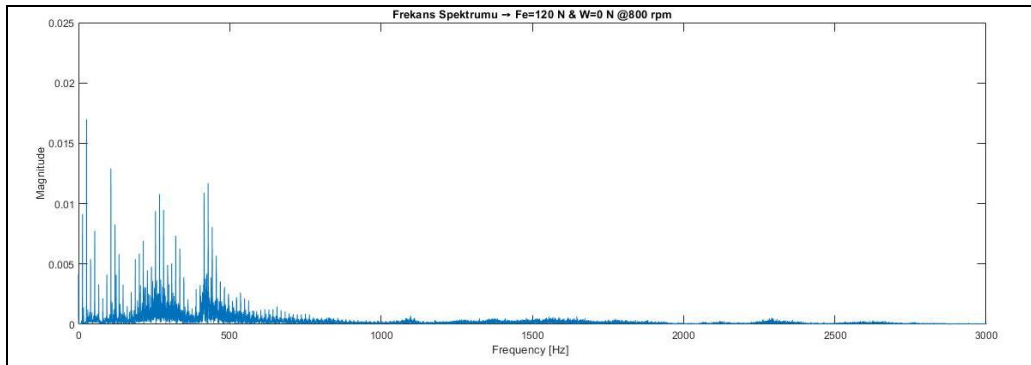
bir test grubunda ise 120 N ve 500 N eksenel yükler uygulanmış olup, rulmanın yatakladığı şafta 56 N ağırlığında silindirik çelik malzemeden ağırlık bağlanarak 800 rpm ve 3000 rpm şaft hızlarında ölçümler gerçekleştirilmiştir.

Yapılan ölçümler sonucunda elde edilen verilere basit FFT analizi uygulanarak tüm sistemin titreşimlerine ait frekans ve genliklerdeki değişimler grafik çıktılarıyla ortaya koyulmuş olup yorumlarla desteklenmiştir.

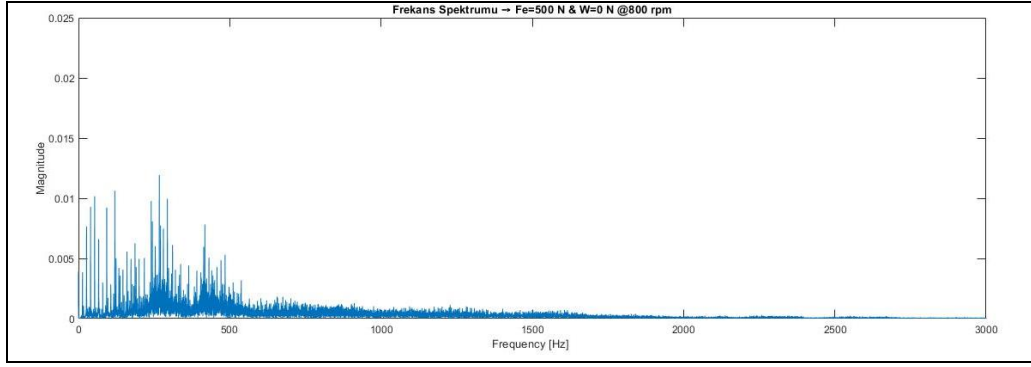
Titreşim zaman verisine ayrıca zarf spektrum analizi yapılmıştır. Zarf spektrum analizinde ise rulmana etki eden bileşke yüklerin rulman karakteristik hata frekanslarına etkileri incelenmiştir. Sonuçlar grafiklerle ortaya koyulmuş olup yorumlarla desteklenmiştir.

Basit FFT ile frekans bölge analizi

Kullanılan 7206 test rulmanı ile yapılan ölçümlerde, rulmana 120 N ve 500 N yük etki ettiğinde frekans eksenine ait genliklerde genel olarak bir artış meydana gelmiştir. Sistemin doğal frekansına ait genliklerde yükün artmasından kaynaklanan bir miktar yükselme meydana gelse de frekans ekseninde yük değişiminden kaynaklanan bir kaymanın olmadığı dikkat çekmektedir. Şaftın kendi ağırlığı ile yapılan bu analizde; eksenel yük 120 N iken 0-700 Hz aralığında yayılmış titreşim genlikleri oluşurken, eksenel yük 500 N'a çıkarıldığında titreşim genliklerinde 1700 Hz'ye kadar olan frekanslarda genlikte genel olarak yükselmenin meydana geldiği görülmekte ve sistemin doğal frekanslarının tahrik edildiği anlaşılmaktadır. (Şekil 4.63 ve 4.64)

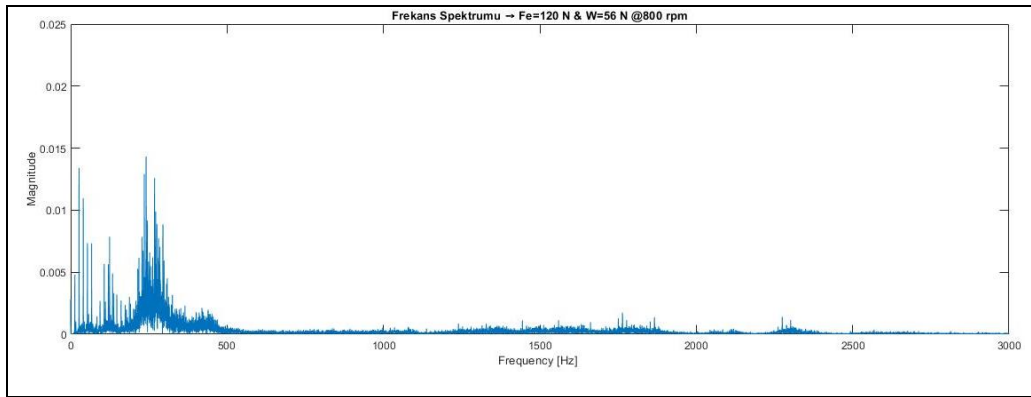


Şekil 4.63. $F_e=120$ N ve $W=0$ N için basit FFT grafiği @800 rpm

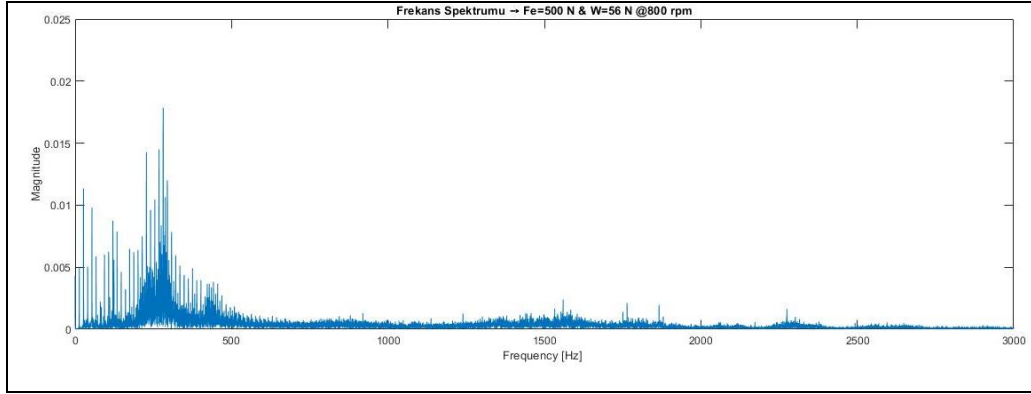


Şekil 4.64. $F_e=500$ N ve $W=0$ N için basit FFT grafiği @800 rpm

Test rulmanına 120 N ve 500 N eksenel yük etki ettiğinde ve bu rulmanın yatakladığı şafta 56 N’lık bir yük ek olarak bağlandığında; frekans eksenine ait genliklerde genel olarak bir artış meydana gelmiştir. Sistemin doğal frekansına ait genliklerde yükün artmasından kaynaklanan bir miktar yükselme meydana gelse de frekans ekseninde yükten kaynaklanan bir kaymanın olmadığı dikkat çekmektedir. Şafta bağlanan 56 N’lık bir ek ağırlık ile yapılan bu ölçümlerin analizinde; eksenel yük 120 N iken 0-500 Hz aralığında yoğun titreşim genliklerine rastlanırken, eksenel yük 500 N’ye çıkarıldığında titreşim genliklerinde 3000 Hz’e kadar olan frekanslarda bir yükselmenin meydana geldiği görülmekte ve sistemin doğal frekanslarının tahrik edildiği anlaşılmaktadır. (Şekil 4.65 ve 4.66)



Şekil 4.65. $F_e=120$ N ve $W=56$ N için basit FFT grafiği @800 rpm

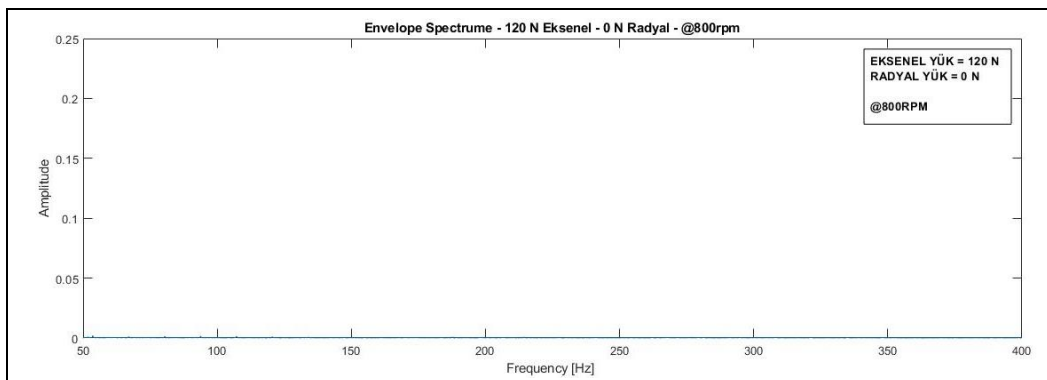


Şekil 4.66. $F_e=500$ N ve $W=56$ N için basit FFT grafiği @800 rpm

Zarf spektrum metodu ile frekans bölge analizi

Rulmanlardan alınan titreşim zaman verisine zarf spektrum metodu uygulanarak yapılan analizlerde test rulmanına etki eden eksenel yöndeki kuvvetlerin ve şaft ağırlığının, farklı iki şaft hızında rulmanın karakteristik frekanslarına olan etkisi incelenmiştir.

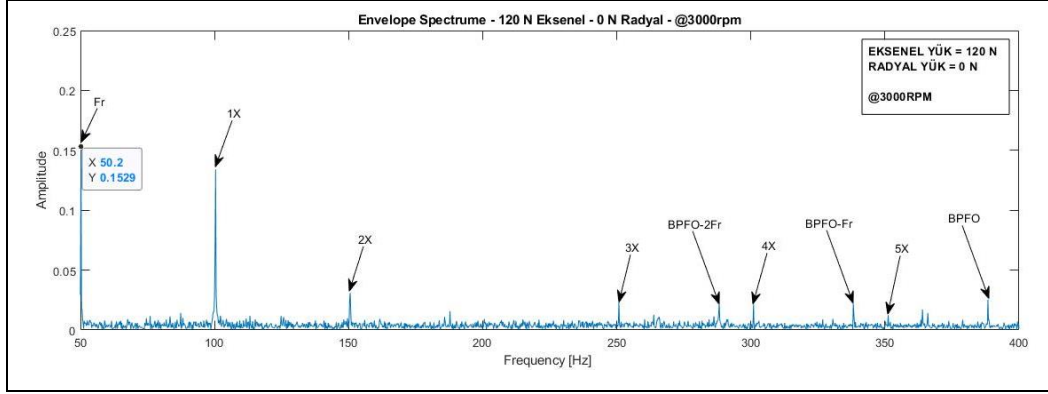
3000 rpm şaft hızı için elde edilen en yüksek genliklere göre tüm grafiklerin genlik eksenleri düzenlenmiştir. 800 rpm şaft hızında gerçekleştirilen ölçümlerde yükün değişimiyle birlikte görülen karakteristik frekanslara ait genlikler şaft frekansında ve harmoniklerinde belirlemekte ise de 3000 rpm'deki genliklere göre çok düşük seviyelerde kalmaktadır. (Şekil 4.67, 4.69, 4.71 ve 4.72)



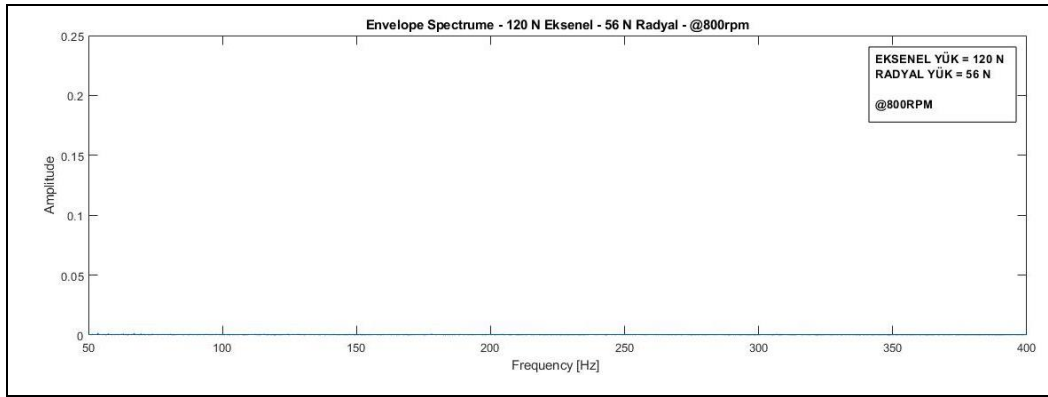
Şekil 4.67. $F_e=120$ N ve $W=0$ N için zarf spektrum grafiği @800 rpm

3000 rpm şaft hızında, 120 N eksenel yük uygulandığında ve şafta ek bir ağırlık takılmadan yapılan ölçümlerin zarf spektrumunda şaft frekansı ve harmoniklerinde belirgin genlikler oluşmuştur. Fr ve harmoniklerinin yanında BPFO'da ve BPFO'nun Fr kadar negatif yan

bandında ve bu yan bandın F_r kadar negatif harmoniklerinde belirgin titreşim genliklerinin oluştuğu gözlenmiştir. (Şekil 4.68)

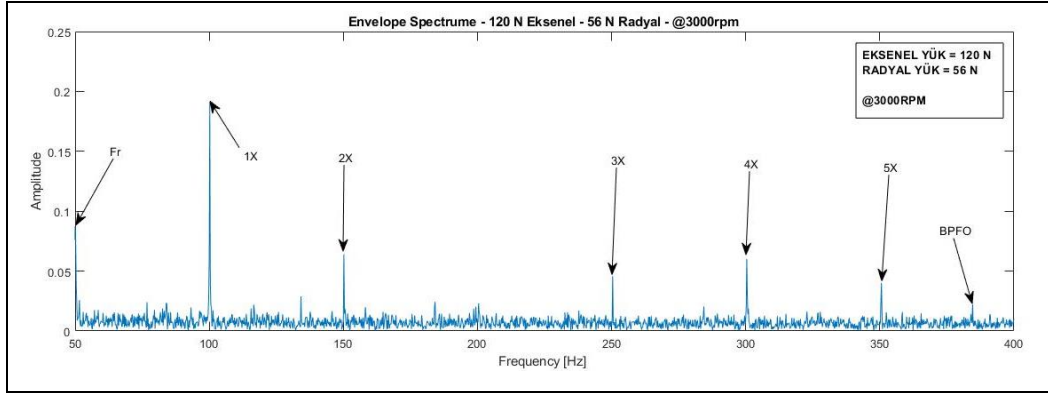


Şekil 4.68. $F_e=120$ N ve $W=0$ N için zarf spektrum grafiği @3000 rpm

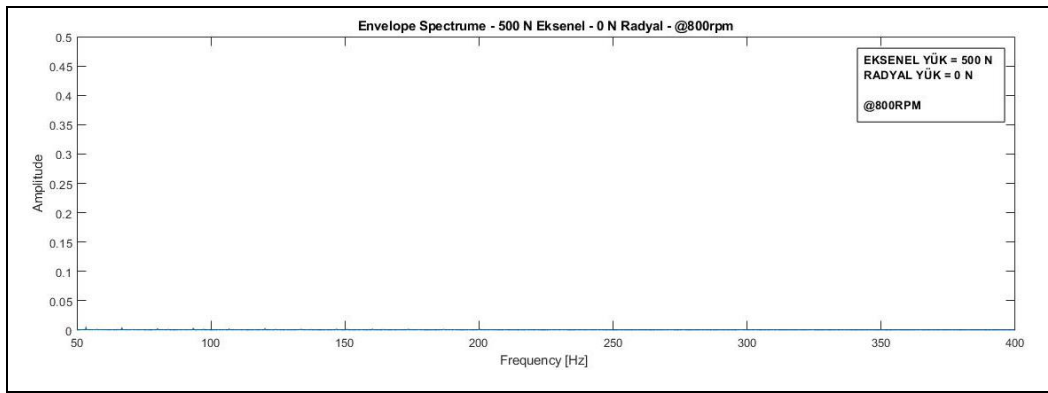


Şekil 4.69. $F_e=120$ N ve $W=56$ N için zarf spektrum grafiği @800 rpm

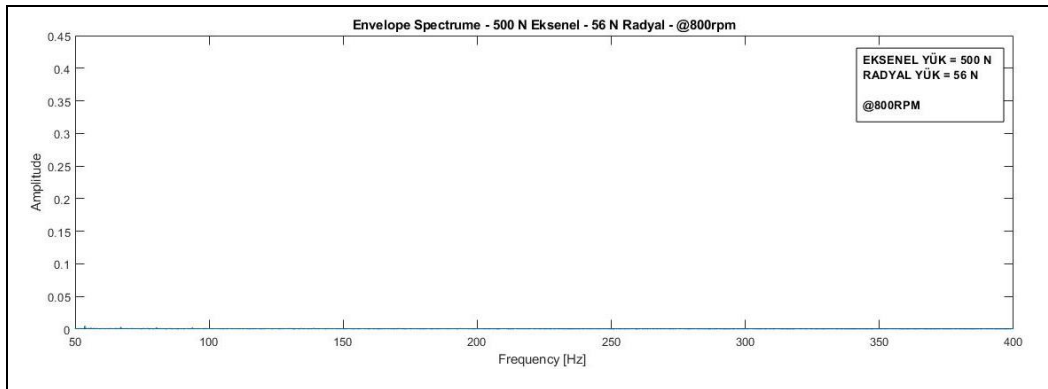
120 N eksenel yük uygulandığında ve şafta 56 N'lık bir ağırlık eklendiğinde ise F_r ve harmoniklerinin yanında BPFO'da belirgin olarak titreşim genliğinin meydana geldiği, BPFO'nun yan bandında ise titreşim genliklerine rastlanmadığı tespit edilmiştir. (Şekil 4.70)



Şekil 4.70. $F_e=120$ N ve $W=56$ N için zarf spektrum grafiği @3000 rpm

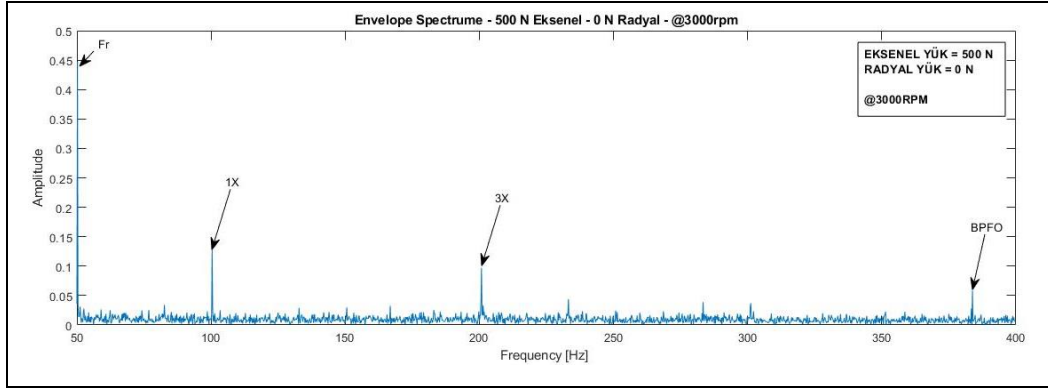


Şekil 4.71. $F_e=500$ N ve $W=0$ N için zarf spektrum grafiği @800 rp



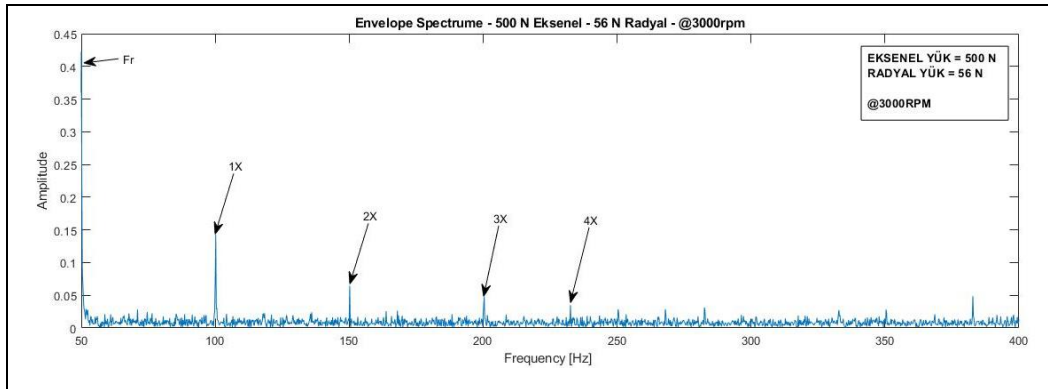
Şekil 4.72. $F_e=500$ N ve $W=56$ N için zarf spektrum grafiği @800 rpm

Eksenel yük 500 N'ye çıkarıldığında ve şafta herhangi bir ağırlık bağlanmadığında; F_r ile birlikte bu değerin 1. ve 3. harmoniklerine ait genliklerin oluştuğu, 2. harmoniğe ait bir genliğin oluşmadığı, BPFO'nun yine belirgin olarak meydana geldiği görülmektedir. (Şekil 4.73)



Şekil 4.73 $F_e=500$ N ve $W=0$ N için zarf spektrum grafiği @3000 rpm

500 N eksenel yük uygulandığında ve şafta 56 N’lık bir ek ağırlık bağlandığında ise Fr ve 4. harmoniğine kadar genliklerle beraber BPFO’da bir genlik belirgin olarak oluşmuştur. (Şekil 4.74)



Şekil 4.74 $F_e=500$ N ve $W=56$ N için zarf spektrum grafiği @3000 rpm

Bileşke yüklerin rulman titreşimlerine etkisinin incelenmesi ile; şaft hızının artmasıyla beraber genliklerin belirgin şekilde yükseldiği anlaşılmaktadır. Nispeten yüksek şaft hızlarında, BPFO’ya ait genliklerin de oluşabileceği tespit edilmiştir. Şaftın kendi ağırlığı ile yapılan ölçümlerde BPFO’ya ait genliklerle buna bağlı yan bantlar ve yan bant kadar harmoniklerde belirgin genlikler görülebilenken, şafta ek bir ağırlık bağlanmasıyla BPFO’ya bağlı genliklerin azaldığı, Fr kadar yan bantların ve bu yan bant kadar harmoniklerin tespit edilmediği değerlendirilmiştir. Şafta ek bir ağırlığın bağlanması, Fr ve harmoniklerine ait genlikleri arttırmakta ve karakteristik frekanslara göre daha belirgin hale getirmektedir. Şaft hızındaki artış, karakteristik hata frekanslarının görüldüğü değerlerde herhangi bir kaymaya neden olmamıştır.

5. SONUÇ

Bir elektrik motoru tarafından tahrik edilen bir şaftı yataklayan 7206 tipi açılmalı rulmanların titreşimlerinin deneysel olarak incelendiği bu tez çalışmasında, rulmanların imalat sonrası parametrelere göre titreşimleri incelenmiştir. Önce hatasız test rulmanında farklı şaft hızları için ölçümler yapılarak, toplanan verilerin analizi yapılmıştır. Daha sonra dairesellik hatası, eksenel hizasızlık ve bileşke yüklere göre bu rulmanların titreşimleri farklı şaft hızlarında ölçülerek analizler gerçekleştirilmiştir. Analizler zaman bölgesi ve frekans bölgesi analizleri olarak iki kısımda yapılmıştır.

Zaman bölgesi analizleri; sağlam rulman, dairesellik hatalı rulman ve farklı bileşke yükler altındaki rulman için gerçekleştirilmiştir.

Zaman bölge analizlerinde sağlam rulmanda, dairesellik hatalı rulmanda ve farklı bileşke yüklerin etki ettirildiği rulmanda; şaft hızı arttıkça titreşim genliklerinin arttığı, RMS ve PTP değerlerinde de literatüre uygun olarak bir artışın meydana geldiği tespit edilmiştir.

Sağlam rulmanda RMS ve PTP değerleri şaft hızıyla birlikte artarken, dairesellik hatalı rulmanda bu artış RMS için sağlam rulmanın 20 katı civarındadır. Dairesellik hatalı rulmanın tepe genlik değerleri ivmeölçerin ölçüm kapasitesinin üzerinde olduğundan 400 rpm şaft hızından daha yüksek hızlar için gerçek PTP değerlerine ulaşmak mümkün olmamıştır. Sağlam rulmanda ise en düşük şaft hızı olan 400 rpm'deki PTP değeri 0,30 iken 2600 rpm'de 3,96'ya kadar çıkmıştır. Burada da 15 kata kadar bir artış söz konusudur.

Rulmana etki eden bileşke yüklerin rulman titreşimlerine etkisinin araştırılması kapsamında gerçekleştirilen zaman bölge analizlerinde şaft hızının artışıyla orantılı olarak titreşim genliklerinin de çok belirgin olmamakla beraber arttığı tespit edilmiştir. Şaftın kendi ağırlığı ile yapılan ölçümlerde; eksenel yük 120 N'den 200 N'ye arttırıldığında RMS genliğinde bir azalma, eksenel yükün 200 N'den 500 N'ye arttırılmasıyla beraber belirgin olmayan bir artış olduğu görülmüştür. RMS değerindeki artışın bileşke yükün artışından kaynaklandığı söylenemese de bir gösterge olarak kabul edilebilir. Benzer durum için yapılan PTP değerlendirmesinde ise eksenel yükün artmasıyla beraber PTP değerinin arttığı görülmüştür. Şafta bağlanan 56 N'lik bir ek yük ile benzer şartlarda ölçümler tekrarlandığında; 120 N'lik eksenel yük 200 N'ye arttırıldığında RMS genliğinin arttığı, 200 N'lik eksenel yük 500 N'ye

çıkarıldığında ise genliğin düştüğü tespit edilmiştir. Aynı şartlarda elde edilen PTP değerlerinde ise yükün artmasıyla beraber PTP değerlerinde de artış olduğu görülmüştür. Şaftın kendi ağırlığı ile ve şafta ek bir yük bağlanarak gerçekleştirilen ölçümlerin sonucunda; şaft hızının artmasıyla beraber ölçülen değerler genel olarak 20 kata kadar artmaktadır.

Frekans bölge analizleri; sağlam rulman, dairesellik hatalı rulman, farklı bileşke yükler altındaki rulman ve şaftta eksen kaçıklığı olma durumları için gerçekleştirilmiştir.

Sağlam rulmanlarla ve dairesellik hatalı rulmanlarla yapılan testlerin sonucu olarak; frekans bölge analizlerinde, zarf spektrum metodu ile elde edilen grafiklerde sağlam rulmanlara ait genliklerin dairesellik hatalı rulmanlara göre çok düşük olduğu görülmüştür. Sağlam rulmanlara ait grafiklerde Fr ve harmonikleri düşük genliklerde görülürken; dairesellik hatalı rulmanlarda literatüre uygun olarak çok belirgin karakteristik BPFO genlikleri elde edilmiştir. Dairesellik hatalı rulmanlarda BPFO'nun ve harmoniğinin Fr kadar yan bantlarında belirgin genliklerin oluştuğu da tespit edilmiştir.

Rulmana etki eden bileşke yüklerin rulman titreşimlerine etkisinin araştırılması kapsamında gerçekleştirilen frekans bölge analizlerinde; zaman sinyaline basit FFT uygulanarak yapılan incelemelerde 0-3000 Hz arasındaki frekanslar değerlendirilmiştir. Bu frekans aralığında bileşke yükün artışıyla beraber sistemin tüm frekanslarına ait genliklerde yükselme görülmüştür. Şaftın kendi ağırlığıyla beraber değişen eksenel yüklerde yapılan ölçüm sonuçları için elde edilen zarf spektrum grafiğinde 0-700 Hz aralığında yayılmış belirgin genlikler oluşurken; şafta ek ağırlık bağlandıktan sonra yapılan ölçümlerin sonuçlarına ait zarf spektrum grafiğinde 0-500 Hz aralığında yayılmış belirgin genliklerin oluştuğu görülmüştür. Şaft hızının artmasıyla beraber, sisteme ait belirgin olmayan diğer frekanslardaki genliklerde de yatak yüklerinin artmasına bağlı olarak yükselmelerin olduğu tespit edilmiştir.

Şaft eksen kaçıklığı için yapılan frekans bölge analizlerinde, $M=1$ mm ve $M=9$ mm eksen kaçıklıkları göz önünde bulundurulmuştur. Açısal temaslı rulmanların, eksen kaçıklığına titreşim açısından verdiği tepkinin duyarlılığının yüksek olmadığı söylenebilir. Rulmanlarda eksen kaçıklık değeri arttıkça rulman titreşimlerine etkisinin belirgin şekilde arttığı görülmüştür. $M=1$ ve $M=3$ mm eksen kaçıklıklarında titreşime olan etki belirgin olarak görülmemiş olup, $M=5,5$ mm ve $M=9$ mm değerlerinde Fr'ye ve bu frekansın

harmoniklerine ait genlikler belirgin olarak görülmüştür. $M=5,5$ mm ve $M=9$ mm değerlerinde F_r 'ye ek olarak BPFO, BPFI ve BSF'de belirgin genliklere ve bu frekansların F_r kadar yan bantları ile bu yan bantların F_r kadar harmoniklerinde belirgin genliklere rastlanmıştır.

KAYNAKLAR

1. Karaçay, T. (2006). *Açısal temaslı rulmanlarla yataklanmış şaftların dinamiği ve rulman hatalarının deneysel analizi*. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 32-36.
2. Tandon, N., and Choudhury, A. (1999). A review of vibration and acoustic measurement methods for the detection of defects in rolling element bearings. *Tribology International*, 32(8), 469-480.
3. de Azevedo, H. D. M., Araújo, A. M., and Bouchonneau, N. (2016). A review of wind turbine bearing condition monitoring: State of the art and challenges. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 56, 368-379.
4. Tallian, T. E., and Gustafsson, O. G. (1965). Progress in rolling bearing vibration research and control. *Association for the Study of Literature and Environment transactions*, 8(3), 195-207.
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. *Journal of Mechanical Design*, 102(2), 205-210.
6. Wardle, F. P., and Poon, S. Y. (1983). Rolling bearing noise-cause and cure. *Chartered Mechanical Engineer*, 30, 36-40.
7. Arslan, H. ve Aktürk, N. (2004). Açısal temaslı bilyalı rulmanlarda bilya titreşimlerinin incelenmesi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 19(3), 305-312.
8. Orhan, S., Arslan, H. ve Aktürk, N. (2003). Titreşim analiziyle rulman arızalarının belirlenmesi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 18(2), 39-48.
9. Miyachi, T., and Seki, K. (1986, September). *An investigation of the early detection of defects in ball bearings using vibration monitoring, practical limit of detectability and growth speed of defects*. Paper presented at The International Conference on Rotordynamics, Tokyo.
10. Tandon, N., and Nakra, B. C. (1992). Comparison of vibration and acoustic measurement techniques for the condition monitoring of rolling element bearings. *Tribology International*, 25(3), 205-212.
11. Tandon, N., and Nakra, B. C. (1993). Detection of defects in rolling element bearings by vibration monitoring. *Indian Journal of Mechanical Engineering Division*, 73, 271-282.
12. Dyer, D., and Stewart, R. M. (1978). Detection of rolling element bearing damage by statistical vibration analysis. *Journal of Mechanical Design*, 100(2), 229-235.
13. Collacott, R. A., and Neale, M. J. (1977). *Mechanical fault diagnosis and condition monitoring*. In D. Scott (Ed.), *Wear* (pp. 15-22). London: Chapman and Hall.

14. Mathew, J., and Alfredson, R. J. (1984). The condition monitoring of rolling element bearings using vibration analysis. *Journal Of Vibration, Acoustics, Stress, And Reliability In Design*, 106(3), 447-453.
15. White, M. F. (1984). Simulation and analysis of machinery fault signals. *Journal of Sound And Vibration*, 93(1), 95-116.
16. Rush, A. A. (1979). Kurtosis-Crystal ball for maintenance engineers. *Iron and Steel International*, 52(1), 23.
17. Prabhu, R. (1996, March). *Rolling bearing diagnostics*. Paper presented at The Indo-United States Symposium on Emerging Trends in Vibration and Noise Engineering, New Delhi.
18. Stronach, A. F., Cudworth, C. J., and Johnston, A. B. (1984). Condition monitoring of rolling element bearings. *Condition Monitoring*84, 162-177.
19. Kim, P. Y. (1984, June). *A review of Rolling element bearing health monitoring (II); preliminary test results on current Technologies*. Paper presented at The Machinery Vibration Monitoring and Analysis Meeting, Vibration Institute, New Orleans.
20. Gustafsson, O. G., and Tallian, T. (1962). Detection of damage in assembled rolling element bearings. *Association for the Study of Literature and Environment Transactions* 5(1), 197-209.
21. Alfredson, R. J., and Mathew, J. (1985). *Time domain methods for monitoring the condition of rolling element bearings*. National Aeronautics and Space Administration, Scientific and Technical Information/Recon Technical Report A.
22. Barthel, K. (1978, February). *The Shock Pulse Method for Determining the Condition of Anti-Friction Bearings*. Paper presented at The Machinery Vibration Monitoring Analysis Seminar, Sponsored by the Vibration Institute, New Orleans.
23. Butler, D. E. (1973). The shock-pulse method for the detection of damaged rolling bearings. *Non-Destructive Testing*, 6(2), 92-95.
24. Smith, J. D. (1982). Vibration monitoring of bearings at low speeds. *Tribology International*, 15(3), 139-144.
25. Ray, A. (1980, September). *Monitoring rolling contact bearings under adverse conditions*. Paper presented at The 2nd International Conference of Vibrations in rotating Machinery, Institution of Mechanical Engineers, Cambridge.
26. Morando, L. E. (1988). Measuring shock pulses is ideal for bearing condition monitoring. *Pulp and paper*, 62(12), 96-98.
27. Devendiran, S., and Manivannan, K. (2016). Vibration based condition monitoring and fault diagnosis technologies for bearing and gear components. *International Journal of Applied Engineering Research*, 11(6), 3966-3975.

28. Lai, H. Y. (1989, September). *Computer aided fault diagnosis of crank systems using engine vibration data*. Paper presented at The 1st International Machinery Monitoring and Diagnosis Conference, Nevada.
29. Love, A. E. H. (2013). *A treatise on the mathematical theory of elasticity*. Cambridge University Press.
30. Igarashi, T., and Hamada, H. (1982). Studies on the vibration and sound of defective rolling bearings: First report: Vibration of ball bearings with one defect. *Bulletin of Japan Society of Mechanical Engineering*, 25(204), 994-1001.
31. Reif, Z., and Lai, M. S. (1989). Detection of developing bearing failures by means of vibration. *The American Society of Mechanical Engineers*. New York, 231-236.
32. Broderick, J. J., Burchill, R. F., and Clark, H. L. (1972). *Design and fabrication of prototype system for early warning of impending bearing failure*. Machine Elements and Processes Technical Report. New York: National Aeronautics and Space Administration.
33. Mathew, J., and Alfredson, R. J. (1984). The condition monitoring of rolling element bearings using vibration analysis. *Journal of vibration, acoustics, stress, and reliability in design*, 106(3), 447-453.
34. Dyer, D. (1973). *Bearing condition monitoring*. Interim Report, 1. Southampton: University of Southampton.
35. Gudonavicius, R., Ziogas, V., Kajackas, A., and Randomanskas, M. (1988). On diagnostics of bearings by statistical parameters of their high frequency vibrations. *Vibr Eng*, 2(1), 45-50.
36. Alfredson, R. J., and Mathew, J. (1985). Frequency domain methods for monitoring the condition of rolling element bearings. *Institution of Engineers (Australia), Mechanical Engineering Transactions*, 108-112.
37. Harris, T. A. (1966). *Rolling bearing analysis*. New York: John Wiley And Sons
38. Prasad H. (1987). The effect of cage and roller slip on the measured defect frequency response of rolling element bearings. *Association for the Study of Literature and Environment Transactions*, 30(3), 360-367.
39. McLain, D. A., and Hartman, D. L. (1980). Analysis of defective anti-friction bearings in the paper industry. *Virginia-Carolina Section: Tappi Winter Mfg*, 1-28.
40. Martins, L. G., and Gerges, S. N. Y. (1984). Comparison of signal analyses for detecting incipient bearing damage. *Condition Monitoring*, 84(1), 191-204.
41. Taylor, J. I. (1980). Identification of bearing defects by spectral analysis. *Journal of Mechanical Design*, 102(2), 199-204.
42. Su, Y. T., and Lin, S. J. (1992). On initial fault detection of a tapered roller bearing: frequency domain analysis. *Journal of Sound and Vibration*, 155(1), 75-84.

43. 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.
44. Peter, W. T., Peng, Y. A., and Yam, R. (2001). Wavelet analysis and envelope detection for rolling element bearing fault diagnosis—their effectiveness and flexibilities. *Journal of Vibration and Acoustics*, 123(3), 303-310.
45. Khanam, S., Tandon, N. and Dutt., J. (2014). Fault size estimation in the outer race of ball bearing using discrete wavelet transform of the vibration signal. *2nd International Conference on Innovations in Automation and Mechatronics Engineering*.
46. Mohan. M. C, and T. Scott (1991). Condition monitoring of bearing using ESP and an expert system. *3rd International Machinery Monitoring and Diagnostics Conference, Condition Monitoring and Diagnostic Engineering Management*, 91, 165-182.
47. Guo Y, Na J, Li B, and Fung RF. (2014). Envelope extraction based dimension reduction for independent component analysis in fault diagnosis of rolling element bearing. *E-Journal of Sound and Vibration*, 333(13), 2983–94. Retrieved from <http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2014.02.038>
48. Kadushin, D. (1991, March). *Roller element bearing fault analysis using envelope detection during an experimental case study*. Paper presented in *Condition Monitoring and Diagnostic Engineering Management*, Southampton.
49. Patil, M. S., Mathew, J., and Rajendra Kumar, P. K. (2008). Bearing signature analysis as a medium for fault detection: A review. *Journal of Tribology*, 130(1), 014001.
50. Stack, J. R., Habetler, T. G., and Harley, R. G. (2003). Effects of machine speed on the development and detection of rolling element bearing faults. *Institute of Electrical and Electronics Engineers, Power Electronics Letters*, 1(1), 19-21.
51. Williams, J. H., Davies, A. and Drake, P. R. (1994). *Condition-based maintenance and machine diagnostics*. Great Britain: Springer Science and Business Media.
52. Vas, P. (1993). *Parameter estimation, condition monitoring, and diagnosis of electrical machines*. United Kingdom: Oxford.
53. Tavner, P. J., and Pennman, J. (1987). *Condition Monitoring of Electrical Machines*. Letchworth: Research Studies.
54. Mechanical Vibration— Evaluation of Machine Vibration by Measurements on Non-Rotating Parts—Part1: General Guidelines. (1995). *International Organization for Standardization, Switzerland, 10816-1:1995(E)*, 1995.
55. Rotating Electrical Machines—Part 14: Mechanical Vibration of Certain Machines with Shaft Heights 56 mm and Higher—Measurement, Evaluation, and Limits of Vibration. (1996). *International Electrotechnical Commission, 2nd ed., Geneva, Switzerland, 34–14*, 1996.

56. Section 1: General Standards Applying to All Machines—Part 7: Mechanical Vibration—Measurements, Evaluation, and Limits. (1993). *National Electrical Manufacturers Association, MG-1 1993*.
57. Stack, J. R., Habetler, T. G., and Harley, R. G. (2003, October). *Experimentally generating faults in rolling element bearings via shaft current*. Paper presented in *Institute of Electrical and Electronics Engineers 4th International Symposium. Diagnostics Electric Machines, Power Electronics, Drives, Atlanta*.
58. McFadden, P. D., and Smith, J. D. (1984). Vibration monitoring of rolling element bearings by the high-frequency resonance technique, a review. *Tribology International*, 17(1), 3-10.
59. Kırıl, Z. ve Karagülle, H. (2006). Vibration analysis of rolling element bearings with various defects under the action of an unbalanced force. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 20(8), 1967-1991.
60. Kırıl, Z. ve Karagülle, H. (2003). Simulation and analysis of vibration signals generated by rolling element bearing with defects. *Tribology International*, 36(9), 667-678.
61. Rao, B. V. A., Swarnamani, S., and Varghese, G. V. (1986). *Studies on a test rig to check defective and spurious ball and roller bearings*. Paper represented in The National Conference on Industrial Tribology, India.
62. Igarashi, T., Noda, B., and Matsushima, E. (1980). A study on the prediction of abnormalities in rolling bearings. *Japan Society of Mechanical Engineering International*, 1(1), 71-6.
63. Kuhnell, B. T., and Stecki, J. S. (1985). Correlation of vibration, wear debris analysis and oil analysis in rolling element bearing condition monitoring. *Maintenance Management International*, 5(2), 105-115.
64. Nishio, K., Hoshiya, S., Miyachi, T., and Matsuki, M. (1979, October). *An investigation of the early detection of defects in ball bearings by the vibration monitoring*. Paper presented at The Design Engineering Technical Conference, American Society of Mechanical Engineers, St. Louis.
65. Igarashi, T., and Kato, J. (1985). Studies on vibration and sound of defective rolling bearings: vibration of ball bearing with multiple defects. *Bulletin of Japan Society of Mechanical Engineering*, 28(237), 492-499.
66. Martins, L. G., and Gerges, S. N. Y. (1984). Comparison of signal analyses for detecting incipient bearing damage. *Condition Monitoring*, 84(1), 191-204.
67. Tandon, N. (1994). A comparison of some vibration parameters for the condition monitoring of rolling element bearings. *Measurement*, 12(3), 285-289.
68. Shah, D. S., and Patel, V. N. (2018). Theoretical and experimental vibration studies of lubricated deep groove ball bearings having surface waviness on its races. *Measurement*, 129(1), 405-423.

69. Yhland, E. M. (2013). Waviness measurement – an instrument for quality control in rolling bearing industry. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings*, 182, 438-445.
70. Aktürk, N. (1999). The effect of waviness on vibrations associated with ball bearings. *Journal of Tribology.*, 121(4), 667–677.
71. Wardle, F. P. (1988). Vibration forces produced by waviness of the rolling surfaces of thrust loaded ball bearings, Part 1: Theory. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C, Journal of Mechanical Engineering Science*. 202, 305–312. https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1988_202_127_02
72. Wardle, F. P. (1988). Vibration forces produced by waviness of the rolling surfaces of thrust loaded ball bearings Part 2: Experimental validation. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C, Journal of Mechanical Engineering Science*. 202 (5), 313–319.
73. Tandon, N., and Choudhury, A. (1999). Theoretical model to predict the vibration response of rolling bearings in a rotor bearing system to distributed defects under radial load. *Journal of Tribology*. 122(3), 609–615.
74. Choudhury, A. and Tandon, N. (1998). Theoretical model to predict vibration response of rolling bearings to distributed defects under radial load. *Journal of Vibration and Acoustics*. 120(1), 214-220.
75. Kankar, P. K., Sharma, S. C., and Harsha, S. P. (2011). Nonlinear vibration signature analysis of a high speed rotor bearing system due to race imperfection. *Journal of Computational Nonlinear Dynamics*. 7(1).
76. Goodwin, M. J. (1989). *Dynamics of rotor-bearing systems*. London: Unwin Hyman, 52, 53.
77. Vance, J. M. (1988). *Rotordynamics of turbomachinery*. New York: John Wiley and Sons, 97.
78. Bently, D. (1993). *Technical training; machinery diagnostics course*. Bently Nevada Training Application Notes. Archives of Bently Nevada Co., Bently, 8-10.
79. Gibbons, C. B. (1976). Coupling misalignment forces. *Proceedings of the 5th Turbomachinery Symposium, Gas Turbine Laboratories, Texas University*, 111–116.
80. Arumugam, P., Swarnamani, S., and Prabhu, B. S. (1995). Effects of coupling misalignment on the vibration characteristics of a two stage turbine rotor. *American Society of Mechanical Engineers, Design Engineering Technical Conferences* 84, 1049–1054.
81. Sekhar, S., and Prabhu, B. S. (1995). Effects of coupling misalignment on vibrations of rotating machinery. *Journal of Sound and Vibration* 185, 655–671.
82. Xu, M., and Maragoni, R. D. (1994). Vibration analysis of a motor-flexible coupling-rotor system subject to misalignment and unbalance, Part I: theoretical model and analysis. *Journal of Sound and Vibration* 176, 663–679.

83. Xu, M., and Maragoni, R. D. (1994). Vibration analysis of a motor-flexible coupling-rotor system subject to misalignment and unbalance, Part II: theoretical model and analysis. *Journal of Sound and Vibration* 176, 681–691.
84. Lee, Y. S., and Lee, C. W. (1999). Modelling and vibration analysis of misaligned rotor-ball bearing systems. *Journal of Sound and Vibration*, 224(1), 17-32.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : USTA, İlker
 Uyruğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 13.10.1982, Ankara
 Medeni hali : Evli
 Telefon : 0 (545) 519 69 93
 e-mail : ilkerust@gmail.com



Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Yüksek lisans	Gazi Üniversitesi / Makina Mühendisliği	Devam Ediyor
Lisans	Gazi Üniversitesi / Makina Mühendisliği	2010
Lise	Bahçelievler Deneme Lisesi	1999

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2018-Halen	Türk Havacılık ve Uzay Sanayii A.Ş.	Tasarım Mühendisi
2014-2018	Ortadoğu Rulman Sanayii ve Tic. A.Ş.	Ar-Ge Mühendisi
2013-2014	Yolsu Mühendislik Ltd. Şti.	Proje Mekanik Mühendisi
2011-2012	Erkunt Sanayii A.Ş.	İş Güvenliği Uzmanı

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

Usta, İ. (2019, Nisan). *Rulmanlarda daireselliğin titreşime olan etkisinin deneysel olarak incelenmesi*. 1.Uluslararası 23 Nisan Multidisipliner Çalışmalar Kongresi, Ankara, 352.

Hobiler

Satranç



GAZİ GELECEKTİR..