

## TİTREŞİM ANALİZİYLE RULMAN ARIZALARININ BELİRLENMESİ

**Sadettin ORHAN\***, **Hakan ARSLAN\*** ve **Nizami AKTÜRK\*\***

\* Makina Mühendisliği Bölümü, Mühendislik Fakültesi, Kırıkkale Üniversitesi,  
Kırıkkale [sadettinorhan@yahoo.com](mailto:sadettinorhan@yahoo.com); [arslan71@yahoo.com](mailto:arslan71@yahoo.com)

\*\*Makina Mühendisliği Bölümü, Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Gazi  
Üniversitesi, Maltepe 06570 Ankara [nakturk@gazi.edu.tr](mailto:nakturk@gazi.edu.tr)

### ÖZET

Bu çalışmada, mevcut olan titreşim analizi metodu ile rulman arızalarının belirlenmesi ele alınmıştır. Rulman titreşimleri, ölçümü ve analizi özet olarak verilmiş, silindirik tip yuvarlanma elemanına sahip bir rulmanda oluşan dış bilezik hasarının titreşim analizi ile belirlenmesi sunulmuştur. Literatürde de belirtildiği gibi rulman dış bileziğinde oluşan tek nokta hasarının neden olduğu titreşimin dalga formu grafiğinde frekansı dış bilezik bilye geçiş frekansına eşit olan darbe sinyalleri olduğu, spektrum grafiğinde ise rulman arıza frekansının katlarında frekanslar olduğu belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlardan, titreşim analizinin rulman hasarlarını belirlemede etkili bir şekilde kullanılabileceği görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** Erken uyarıcı bakım, kestirimci bakım, titreşim, rulman.

### DETERMINATION OF ROLLING ELEMENT BEARING DEFECTS THROUGH VIBRATION ANALYSIS

#### ABSTRACT

Determination of rolling element bearing defects through the available vibration analysis method is studied in this paper. Rolling element bearing defect vibrations, vibration measurement and their analysis is briefly given. The outer ring rolling surface defect diagnosis of a cylindrical rolling element bearing is investigated as a case study. As stated the literature, it is determined in the waveform graph of the vibration that is formed by a single point defect on the outer ring of rolling element bearing that impact signals occur that its frequency equals to ball passage frequency on the outer ring and , in the spectrum graph the frequency of the impact signals is order of rolling element bearing defect frequencies. It is seen that vibration analysis can be effectively used to determine rolling element bearing defects from the obtained results.

**Keywords:** Predictive maintenance, vibrations, bearing.

## 1. GİRİŞ

Rulmanlar dönen makinelerde yaygın olarak kullanılmaktadır. Makinelerin problemsiz çalışması rulmanların sağlıklı çalışması ile doğrudan ilgilidir. Makine yataklarından titreşim ölçülerek makinenin iç yapısında gelişen olaylar hakkında bilgi edinilebilir.

Rulmanlı yataklarda yağ filmi tabakası çok incedir ve temas noktalarında radyal doğrultuda bağlı hareket yoktur. Yatağın iç ve dış mobilitesi hemen hemen aynıdır. Bu nedenle yatağın dış yüzeyinde yapılan titreşim ölçümleri, iç yapıdaki gelişmeleri en doğru şekilde yansıtır [1]. Dönen makinelerde arızadan kaynaklanan duruşların en önemli sebeplerinden birisi rulman arızalarıdır. Helikopter ve otomatik işleme makineleri gibi bir çok sistemde beklenmedik rulman arızaları yıkıcı ve çok masraflı olabileceğinden [2] rulman arızaları bir çok araştırmannın konusu olmuştur.

Aktürk vd. [3] açısız temaslı iki rulman ile yataklanmış mil-rulman sisteminde eksenel ve radyal titreşimleri incelemek için matematiksel model oluşturmuşlardır. Aktürk ve Gohar [4] iki açısız bilyeli rulman ile yataklanmış bir mil-rulman sisteminde bilye boyutundaki değişimin milin eksenel ve radyal titreşimlerine olan etkisi incelemiştir. McFadden ve Smith [5,6] rulman iç bileziğindeki tek ve çoklu hasarların oluşturduğu titreşim modellenmiş, elde edilen sonuçların geçerliliği deneysel sonuçlarla doğrulanmıştır. Taylor [7] rulman iç bileziğinde, dış bileziğinde, yuvarlanma elemanlarında oluşan tek hasarın, rulmanın birden fazla elemanında oluşan hasarın frekans analizi ile belirlenmesi araştırmıştır. Su vd. [8] silindirik bilyeli rulmanlarda yüzey pürüzlülüğünün oluşturduğu titreşim modellenmiş ve deneysel sonuçlarla modelin doğruluğu ortaya konulmuştur.

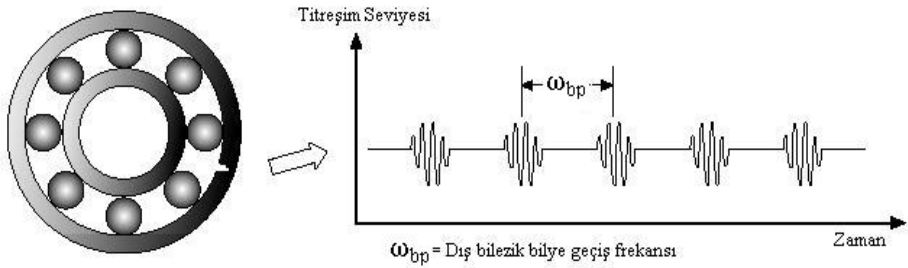
Bu makale çalışmasında ise bilinen bir metot olan periyodik titreşim ölçümleri gerçekleştirerek ve titreşimlerin analiz edilmesi ile rulman hasarlarının kritik hale gelmeden önce belirlenmesi hedeflenmiştir. Bu amaçla gerçek çalışma şartları altında çalışan düz silindirik makaralı bir rulmanın dış bileziğinde tek noktada oluşan hasarın neden olduğu titreşimler ele alınmış, hasar makine için tehlikeli bir hal almadan önce titreşim analizi ile belirlenmiştir.

## 2. HASARLI RULMAN TİTREŞİMLERİ

Rulmanlarda oluşan hasarlar bölgesel ve dağınık olarak sınıflandırılabilir [9,10,11]. Bölgesel hasarlar yuvarlanma yüzeylerindeki çatlaklar, küçük delik şeklinde korozyon ve kabarmalardır. Rulmanlarda sık rastlanan hasar tipi, yorulma çatlağının sebep olduğu, bileziklerde ve yuvarlanma elemanlarındaki kabarmalardır. Dağınık hasarlar yüzey pürüzlülüğü, dalgalılık, eksen kaçık bilezikler, çentik, korozyon aşınmaları, kir ve ölçü dışı yuvarlanma elemanlarıdır [10]. Rulman aşınması durumunda hasarlar ilk önce dış bilezikte kabarma şeklinde kendini gösterir. Kabarma derinleştikçe oluşan titreşimlerin genliği artar. Arızanın son aşamasında yuvarlanma elemanları, kabarmayı iç bileziğe taşırlar ve iç bilezik geçiş

frekansındaki titreşimler artar. Bu sırada kısa süreli vuruntu sinyalleri daha büyük genlikli ve çok sık olur [9].

Rulmanlarda, yuvarlanma elemanları hasar üzerinden geçerken Şekil 1'deki gibi kısa süreli, sönümlü sinyaller üretirler [5,12]. Hasarın rulmanın hangi elemanından kaynaklandığını belirlemek için titreşim frekanslarını incelemek gerekmektedir. İç bileziği dönen, dış bileziği sabit bir rulmanın elemanlarının oluşturduğu titreşim frekansları, rulman geometrisi ve mil dönme devrine bağlı olarak verilen denklemlerden hesaplanabilir. Bu denklemlerden elde edilen frekanslar ile ölçüm sonucu elde edilen frekanslar karşılaştırılır.



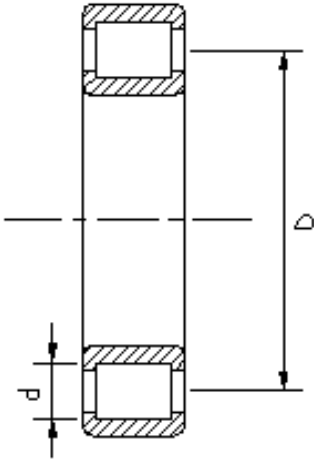
Şekil 1. Hasarlı rulman titreşim sinyali [13]

Hasarlı elemanlar hasar frekanslarında ve harmoniklerinde titreşime neden olurlar. Bazı durumlarda hasar titreşim frekansları mil dönme frekansı ve katlarında modülasyona uğrayarak yan bantlar oluşturabilir. Şekil 2'de verilen denklemlerden elde edilen hasar titreşim frekansları sağlam rulman tarafından da oluşturulabilir. Hasarın sebep olduğu titreşimlerin genliğinde bir artış olur, dalga formunda da Şekil 1'de belirtildiği gibi kısa süreli sönümlü sinyaller oluşur. Bu belirtilerden hasar belirlenebilir.

Rulman geometrisindeki değişim, temas açısı, kayma hareketi ve mil dönme devrindeki değişim rulman arıza frekanslarını etkilemektedir. Bu nedenle ölçüm ile elde edilen titreşim frekansları ile hesapla bulunan hasar titreşim frekansları küçük sapmalar gösterebilir [13]. Hasarlı bir rulmanın neden olduğu titreşimin spektrum (genlik-frekans) grafiğinde oluşturduğu belirtiler dört aşama ile açıklanabilir [14].

**1. Aşama:** Hasarın ilk zamanlarında spektrum grafiğinde hasar titreşim frekansının harmonikleri oluşur. Temel hasar frekansı görülmez.

**2. Aşama:** Spektrum grafiğinde hasar titreşim frekansının çok daha fazla harmonikleri oluşur. Bozulma devam ettiğinde hasar titreşim frekansları mil dönme hızı ile modülasyona uğrar ve yan bantlar oluşur. Yan bantların genliği esas frekansın (merkez frekans) genliğini geçerse hasarın önemli olduğu anlaşılmalıdır.



$$\omega_{bp} = n\omega_c$$

$$\omega_{bpi} = \frac{n}{2}N \left[ 1 + \frac{d}{D} \right]$$

$$\omega_b = \frac{N}{2} \left( \frac{D}{d} \right) \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^2 \right]$$

$$\omega_c = \frac{N}{2} \left[ 1 - \frac{d}{D} \right]$$

**Şekil 2.** Rulman geometrisi ve hasar titreşim frekansları

**3. Aşama:** Spektrum grafiğinde hasar titreşim frekansı harmonikleri ve yan bantlarına ek olarak temel hasar frekansı da oluşur.

**4. Aşama:** Rulman bozulmaya devam ettiği için rulman elemanlarının bozulmasını hızlandıran iç boşluklar artmaya başlar. Bu boşluklar rulman elemanları arasındaki çarpmaları artırır bu çarpmalar sonucu meydana gelen titreşimin spektrum grafiğinde geniş bant gürültü oluşur. Titreşimlerin genlikleri azalabilir ve geniş bant gürültüden zor ayırt edilebilirler.

Burada geçen "temel hasar frekansı" terimi ile hasarlı olan rulman elemanının ürettiği titreşim frekansının bir katına işaret edilmektedir. "Harmonik" ile de temel hasar frekansının çoklu katları kastedilmektedir. "Yan bant" farklı frekanslara sahip sinyallerden birinin diğerini modülasyona uğratarak başka bir frekansta bir sinyal oluşturmasına denir. "Esas frekans" ise sağ ve sol yanında yan bantları olan, bu yan bantların arasında bir değere sahip olan frekanstır. "Geniş bant gürültü" spektrum grafiğinde genliği düşük, fakat geniş bir aralığa yayılmış olan titreşim frekanslarıdır.

### 3. TİTREŞİM ÖLÇÜMÜ

Titreşim analizi ile rulman hasarlarını belirleyebilmek, öncelikle verilerin sağlıklı olarak toplanmasına bağlıdır. Bunun için algılayıcının (sensör) yerleştirileceği yer çok önemlidir. Titreşim kaynağından algılayıcıya kadar olan iletim ortamının uygun olması gerekmektedir. Elde edilen verilerin değerlendirilmesinde sinyal iletim hattı göz önünde bulundurulmalıdır. Örneğin bir iç bilezik hasar frekansı algılayıcıya ulaşmaya kadar yuvarlanma elemanları, dış bilezik ve yatak gövdesi içinden

geçmek zorundadır. Bu süre boyunca sinyal sönümlenecek ve genliği oldukça düşük görünecektir. Bu durum titreşim analizinde dalga formu (genlik-zaman) tipinin önemini ve genliğe göre değerlendirmenin her zaman doğru olmayacağını göstermektedir [15].

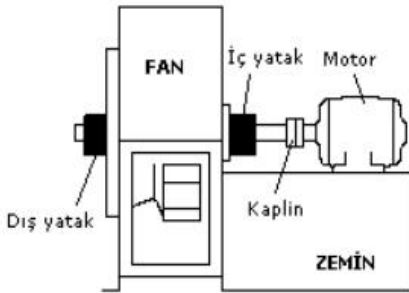
Hasarlı rulman kısa süreli darbeler ürettiği için algılayıcı doğru yere yerleştirilmezse bu darbeler kaydedilemez. Algılayıcının doğru yerleştirilme yeri makinenin tipine, kullanılan rulmanın tipine ve makinenin konstrüksiyonuna bağlıdır. En iyi sinyal ölçme pozisyonu, algılayıcıyı yük bölgesinde yatağa mümkün olduğu kadar yakın yerleştirmektir [16]. Ölçüm alınan bir makinede her bir yataktan radyal yönde iki ölçüm (düşey ve yatay), her milden de en az bir eksenel ölçüm alınmalıdır [15].

Bu çalışmada, titreşim ölçümü CSI [17] marka titreşim analizörü ve ivme algılayıcısı kullanılarak motor iç yatakta eksenel, yatay ve dikey yönlerde gerçekleştirilmiştir. En güçlü titreşim sinyalleri eksenel yönden elde edildiği için bu yöndeki titreşim değerleri verilmiştir. Titreşim sinyalleri ivme algılayıcısı ile zaman ortamında algılanmış, analizör ile FFT işleminden geçirilerek frekans ortamına dönüştürülmüştür.

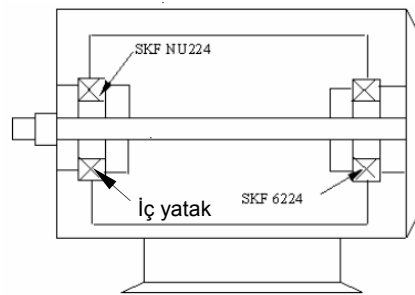
#### 4. UYGULAMA ÇALIŞMASI

Gücü 315 kW, devri 741 d/d olan büyük bir fanda (Şekil 3) gerçekleştirilen titreşim ölçümlerinde motor iç yatakta (Şekil 4) yüksek frekans bölgesinde belirgin genlikte frekanslar oluştuğu görülmüştür (Şekil 5,6).

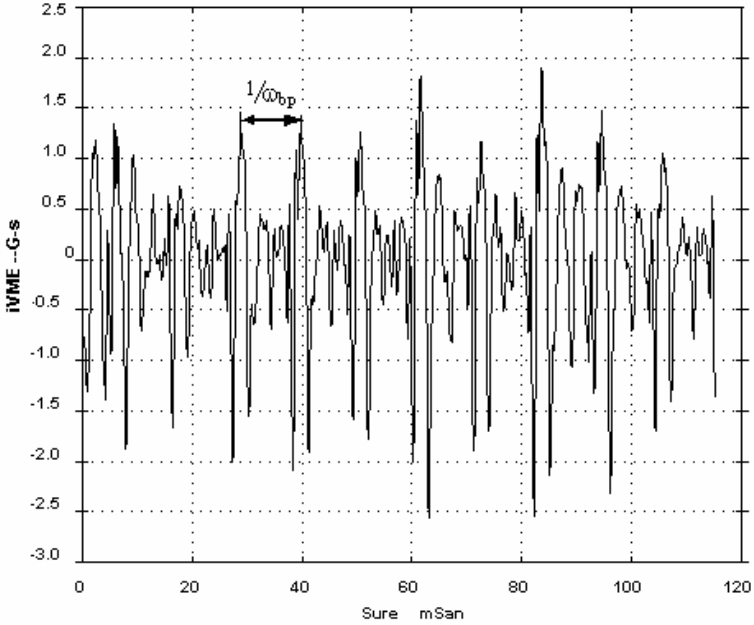
Elde edilen titreşim frekanslarının incelenmesi sonucu, frekansların denklem 1 ile hesaplanan motor iç yatak rulmanı (SKF NU224) dış bilezik temel hasar frekansının 2, 3, 4, 5, 6,...13 katlarından oluştuğu anlaşılmıştır (Çizelge 1). Dalga formundaki kısa süreli darbeler incelendiğinde ise her bir devirde tek darbe sinyali oluştuğu, sinyalin frekansının dış bilezik temel hasar frekansına eşit olduğu görülmüştür (Şekil 5). Bu durum dış bilezik hasarının açık belirtisidir. Dış bilezik temel hasar frekansının ( $1x\omega_{bp}$ ) oluşmaması, hasar frekansının çoklu katlarının oluşması yukarıda



Şekil 3. Fanın şematik gösterimi



Şekil 4. Motor yatakları şematik gösterimi

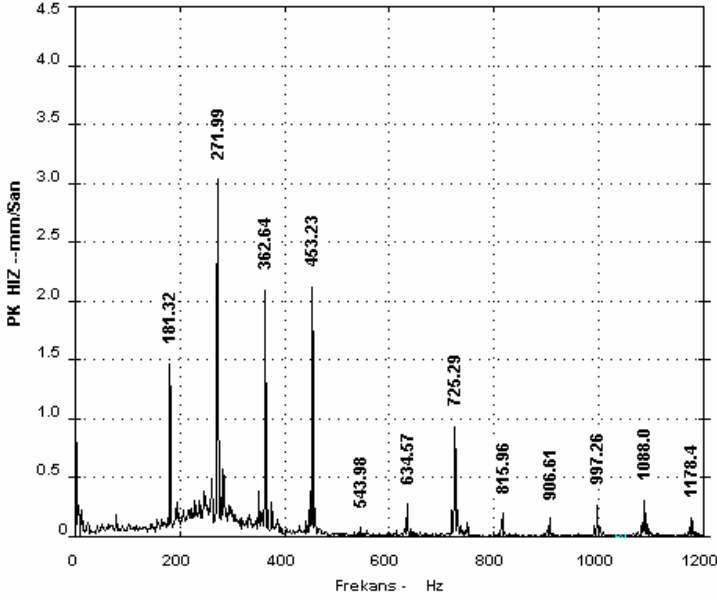


Şekil 5. Motor iç yatak titreşim dalga form grafiği

belirtildiği gibi hasarın dört aşama içerisinde ikinci aşamaya geldiğini göstermektedir. Bu aşamada rulman hâlâ yararlı ömre sahiptir. Değiştirilmesine gerek yoktur. Fakat titreşim ölçümleri sıklaştırılmalıdır. Çünkü rulman bozulması

Çizelge 1. Motor iç yatak titreşim frekansları

Ölüm ile elde edilen hasar frekansları (Hz)	Denklemler ile elde edilen hasar frekansları ve karşılıkları (Hz)
181.32	183.1 - $2x\omega_{bp}$
271.99	274.65 - $3x\omega_{bp}$
362.64	366.2 - $4x\omega_{bp}$
453.23	457.75 - $5x\omega_{bp}$
543.98	549.29 - $6x\omega_{bp}$
634.57	640.84 - $7x\omega_{bp}$
725.29	732.39 - $8x\omega_{bp}$
815.96	823.94 - $9x\omega_{bp}$
906.46	915.49 - $10x\omega_{bp}$
997.26	1007.04 - $11x\omega_{bp}$
1088	1098.59 - $12x\omega_{bp}$
1178.4	1190.13 - $13x\omega_{bp}$



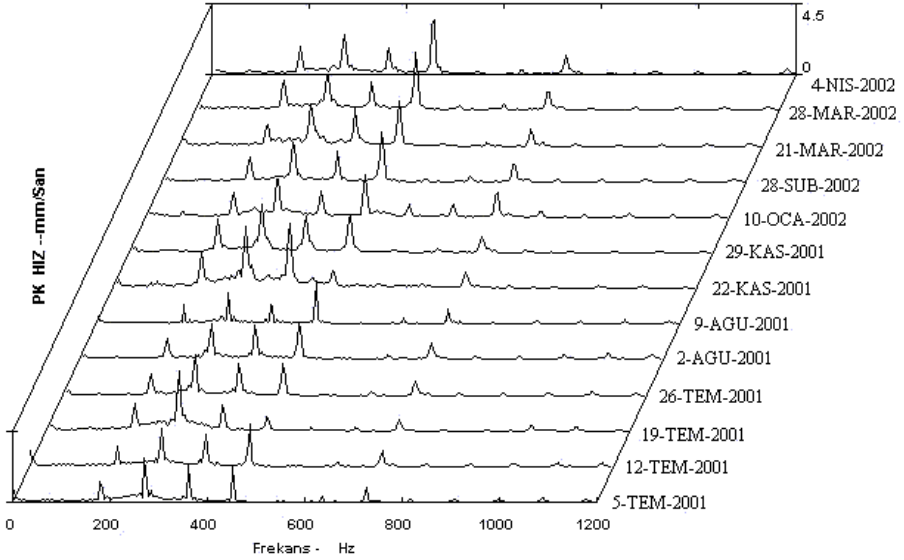
Şekil 6. Motor iç yatak titreşim spektrum grafiği

genellikle zamanla doğrusaldır ve eğiliminden bilgi edinilir fakat çalışma ömrü azaldığında bozulma doğrusal olmaktan çıkar [18].

Yataktan zaman içerisinde ölçülen titreşim değerleri Şekil 7'de verilmiştir. Titreşim genliği az miktarda da olsa artış göstermiştir. Bu artışın az olmasının nedeni fanın sürekli çalışmamış olmasındandır. Makine toplam 2.5 ay çalışmıştır. Çalıştığı zamanlarda titreşimi ölçülmüştür. Hasar bu kadar kısa süre içerisinde fazla gelişme gösteremediği için titreşim genlikleri fazla artmamıştır.

## 5. SONUÇLAR

Bu çalışmada titreşim analizi ile rulman arızalarının belirlenmesi ele alınmıştır. Motor iç yatak rulmanından periyodik titreşim ölçümleri kaydedilmiş ve bu titreşim hareketi analiz edilmiştir. Motor iç yatak rulmanı dış bilezikte oluşan tek nokta hasarı herhangi bir iş duruşuna ve rulman sökümüne gerek kalmadan, titreşim analizi metodu kullanılarak belirlenmiştir. Hasar belirtisi teoride belirtilen esaslar çerçevesinde gerçekleşmiştir. Literatürde verilen çalışmalarda rulman hasarları suni olarak oluşturulup, hasarlı rulmanın titreşim davranışı laboratuvar ortamında incelenmiştir. Bu çalışmada ise tamamen gerçek bir sistem ele alınmış ve bu şartlar altında hasarlı rulmanın titreşim davranışı incelenmiştir.



Şekil 7. Motor iç yatak çoklu spektrum grafiği

## SİMGELER

$\omega_c$	Kafes bilye geçiş titreşim frekansı
$\omega_b$	Bilye geçiş titreşim frekansı
$\omega_{bp}$	Dış bilezik bilye geçiş titreşim frekansı
$\omega_{bpi}$	İç bilezik bilye geçiş titreşim frekansı
$n$	Mil dönme devri
$N$	Silindirik bilye sayısı
$d$	Silindirik bilye çapı
$D$	Rulman bölüm dairesi çapı

## KAYNAKLAR

1. Belek, T., "Makinalarda Titreşim Ölçümlerinin İzlenmesi Yolu İle Gerçekleştirilen Erken Uyarıcı Dinamik Bakım Yöntemleri", **2. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu**, Gaziantep, 370-393, 22-24 Eylül 1986.
2. Li, Y., Zhang, C., Kurfess, T.R., Danyluk, S. and Liang, S. Y., "Diagnostics and Prognostics of a Single Surface Defect on Roller Bearings", **Proc. Instn. Mech. Engrs.**, vol. 214 Part C, 1173-1185, 2000.
3. Aktürk, N., Uneeb, M. and Gohar, R., "The Effects of Number of Balls and Preload on Vibrations Associated with Ball Bearings", **Journal of Tribology**, 119, 747-753, October 1997.



4. Aktürk, N. and Gohar, R., "The Effect of Ball Size Variation on Vibrations Associated with Ball-Bearings", **Proc. I.Mech.E.**, 212 Part J, 101-109, 1998.
5. McFadden, P. D. and Smith, J. D., "Model for the Vibration Produced by a Single Point Defect in a Rolling Element Bearing", **Journal of Sound and Vibration**, 96(1a), 69-82, 1984.
6. McFadden, P. D. and Smith, J. D., "The Vibration Produced by a Multiple Point Defect in a Rolling Element Bearing", **Journal of Sound and Vibration**, 98(2), 263-273, 1985.
7. Taylor, J. I., "Identification of Bearing Defects by Spectral Analysis", **Journal of Mechanical Design**, vol. 102, 199-205, April 1980.
8. Su, Y.T., Lin, M.H. and Lee, M.S., "The Effects of Surface Irregularities on Roller Bearing Vibrations", **J. Sound and Vibration**, 165(3), 455-466, 1993.
9. Wowk, V., **Machinery Vibration: Measurement and Analysis**, McGraw-Hill, Inc., 1991.
10. Aktürk, N., **Rigid Shaft Supported by Angular Contact Ball Bearings**, PhD. Thesis, Imperial College of Science, Technology and Medicine, University of London, London, April 1993.
11. Tandon, N. and Choudhury, A., "A Review of Vibration and Acoustics Measurement Methods for the Detection of Defects in Rolling Element Bearings", **Tribology International**, 32, 469-480, 1999.
12. Braun, S. and Datner, B., "Analysis of Roller/Ball Bearing Vibrations", **Journal of Mechanical Design**, 101, 119-125, January 1979.
13. Orhan, S., **Rulmanlarla Yataklanmış Dinamik Sistemlerin Titreşim Analiziyle Kestirimci Bakımı**, Doktora Tezi, Kırıkkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Anabilim Dalı, Kırıkkale, Haziran 2002.
14. Reeves, T., "Failure Modes of Rolling Element Bearings", **DoctorKnow@Application Paper**, Computational Systems Incorporated, Knoxville, TN, USA.
15. Overton, B., "Basic Vibration Primer", **DoctorKnow@Application Paper**, Computational Systems Incorporated, Knoxville, TN, USA
16. Yalçıntaş, M., **Fault Diagnosis of Gears by Computer Simulation**, Master Thesis, Middle East Technical University (METU), August 1990.
17. Computational Systems Incorporated, Knoxville, USA, <http://www.compusys.com>
18. Identifying the Stages of Bearing Damage, <http://www.appt-technology.com.au/techfiles/bearing.html>

**EKLER****SKF NU224 Rulmanı Arıza frekansları****Bilye geometrisi:**

Bilye çapı : 23,98 mm  
 Bölüm dairesi çapı : 167,88 mm  
 Bilye sayısı : 17  
 Temas açısı : 0  
 Mil devri (n) : 741d/d (12.4 Hz)

**Hasarlı Rulman Titreşim Frekansları**

$\omega_c = 5.4$  Hz  
 $\omega_b = 43$  Hz  
 $\omega_{bp} = 91.6$  Hz  
 $\omega_{bpi} = 122.1$  Hz

		1×	2×	3×	4×	5×	6×	7×
$\omega_c$	5,39	5,39	10,77	16,16	21,54	26,93	32,31	37,70
$\omega_b$	43,00	43,00	86,00	129,00	172,01	215,01	258,01	301,01
$\omega_{bp}$	91,55	91,55	183,10	274,65	366,20	457,74	549,29	640,84
$\omega_{bpi}$	122,14	122,14	244,28	366,42	488,56	610,71	732,85	854,99

8×	9×	10×	11×	12×	13×	14×	15×
43,08	48,47	53,85	59,24	64,62	70,01	75,39	80,78
344,01	387,01	430,01	473,02	516,02	559,02	602,02	645,02
732,39	823,94	915,49	1007,04	1098,59	1190,13	1281,68	1373,23
977,13	1099,27	1221,41	1343,55	1465,69	1587,84	1709,98	1832,12