

TİTREŞİM PARAMETRELERİNİN DÖNEN MEKANİK SİSTEM DİNAMİĞİNE ETKİLERİNİN ARAŞTIRILMASI

Hamdi TAPLAK* İbrahim UZMAY**

* Erciyes Üniversitesi, Kayseri Meslek Yüksekokulu, Teknik Programlar Bölümü, Kayseri, Türkiye

** Erciyes Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Kayseri, Türkiye

ÖZET

Dönen mekanik sistemlerin dinamik davranışının analizini gerçekleştirmek için bir “Düz Bağlantılı Rotor Sistemi” imal edilerek, çeşitli işletme şartları için sistem, titreşim parametreleri yönünden araştırılmıştır. Sistemin dinamik davranışını izlemeye yönelik olarak, planlanan deneylerden, tek diskli mil sistemi (De Laval Rotoru) üzerinde çalışılmış ve mil-yatak sisteminde meydana gelebilecek hata yönünden değerlendirmeler sunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Rotor Dinamiği, Dönel Mekanik Sistem, Titreşim Ölçümü, Arıza Tespiti.

INVESTIGATION OF EFFECTS OF VIBRATION PARAMETERS ON ROTATING MECHANICAL SYSTEM DYNAMICS

ABSTRACT

In order to analyze dynamic behavior of rotating machinery systems a direct coupled rotor system has been designed and manufactured and the system for various working conditions in regard to vibration parameters has been investigated. To observe the dynamic behavior of the system, the planned experiments for De Laval Rotor System have been implemented and the results of fault diagnosis have been presented.

Key Words: Rotor dynamics, rotating machinery system, vibration measurement, fault diagnosis.

1. GİRİŞ

Makinaların çalışma şartlarının ve performanslarının izlenmesi için, sistemin dinamik davranışını karakterize eden çeşitli parametrelerden faydalanılmaktadır. Performansı gözlemlenecek makinada; çalışma şartları ve ölçüm yapılacak noktaların özelliklerine bağlı olarak çeşitli fiziksel büyüklükler yardımıyla makinanın performansı, belirli bir zaman aralığında gözlemlenebilmektedir. Makinaların çalışma şartlarının belirlenmesinde kullanılan parametreler; sıcaklık, yağ analizi, akıntı-sızıntılar, basınç, gürültü ve titreşimdir. Bu parametreler içinde, makina performansı hakkında en önemli ve detaylı bilgileri verebilen titreşim karakteristikleridir. Bir makinanın beklenmedik bir şekilde aniden arızalanması, genellikle pek rastlanmayan bir durumdur. Makinanın devre dışı kalmasından çok önce, gelişen arızanın sinyalleri alınmaya başlanır. Pratikte rastlanan çoğu örneklerde, makinalarda belirlenen düzensizlikler makinanın titreşim seviyesinde artışlar olarak kendilerini göstermekte ve bu da makina dış yüzeyinden ölçülerek bir hata göstergesi olarak kullanılabilir [1].

Son yarım yüzyılda, dönen makinaların dinamik analizi üzerinde çalışılmaktadır. Rotor dinamiğinin baştan sona prensiplerinin anlaşılması, mühendisler ve bilim adamları için; taşıma, güç üretim endüstrisi ve diğer alanlarda güvenli bir şekilde problem çözümleri için gereklidir. Sadece rotor dinamiğine ait bölümleri içeren birkaç modern dinamik kitabı mevcuttur ki; buna iyi bir örnek Genta tarafından verilmiştir [2]. Taylor, gerçek verilerin incelenmesi ve bu verilerin temsil ettikleri arızaları teşhis etmek için izlenmesi gereken yöntemler geliştirmiştir [3]. Değişik durumlar için yöntemin ana hatları belirtilmiş, dönüş esnasındaki türbin

kanatçık arızaları, dişli ve yatak arızası aşınmaları açıklanmıştır. Dönen makinalarla ilgili sistem arıza teşhisi genel yaklaşım tartışılmıştır. Thomas, 500MW civarlarındaki büyük turbo jeneratörler için örnek titreşim izleme stratejisi tasarlamış; tekrar servise alma, yüklü durum ve durdurma tip ve frekanslarının ölçümlerini ve bu durumlar için kullanılan analiz metotlarını gerçek örneklerle incelemiştir [4]. Bu şemalar, elde edilen mali karlılık analizinin detayını vermiştir. Götllich, titreşim karakteristiklerini izlemek amacıyla çevrim dışı performans eğrileri fikrini sunmuştur [5]. Çevrim dışı performans eğrilerinin amacı dönen makine performans verimliliği hakkındaki bilgileri açığa çıkarmaktır. Daha sonra bu eğri ve ölçülmüş titreşim verisinin bileşimi makinanın çalışma şartlarıyla genişletilmelidir. Performans eğrisi boyutsuz formda, tasarım verimliliği ve gerçek maksimum verim bilgilerine bağlı olarak oluşturulur. Performans verimliliğini dinamik ve statik ölçümlerle oluşturarak, makinanın tam bir performans seviyesi kontrol edilebilir. Smalley, mevcut net değer metodunu kullanarak, titreşim sinyalleri analiziyle, titreşim şiddetinin değerlendirilmesi sonucu hasar olasılığı ve buna bağlı maliyet değerlendirmesine yönelik bir metot sunmuştur [6].

Hill ve Baines, ölçülmüş veri analizi için daha gelişmiş bir sistem tasarımını incelemiştir [7]. Gelişmiş sistem, giriş verisini işleyebilen ve bu veriye göre problemin teşhisini gerçekleştiren bilgisayar programıdır. Bu yaklaşım; uzman mühendisler, makine operatörleri ve bakım yöneticileri gibi alanında uzmanlaşmış kişilerin geleneksel tecrübeleri ve bilgilerini somutlaştıran bilgi tabanını kapsayan bir sistemdir. Cempel, dönen makinalarda arıza teşhisi için, Pareto dağılımını kullanarak, geliştirdiği metotla; üçlü vibro-akustik proseslerin, titreşim proseslerinde de titreşim durum izleme amaçlı geliştirilebileceğini göstermiştir [8]. Titreşim ölçümlerinden elde edilen güvenilirlik grafiği, Pareto dağılımının, makinanın durumu ve kalan zamanın tamiratta değerlendirilmesini kendiliğinden sağlayacak şekilde kolayca makinanın sağlamlık eğrisine dönüştürülebilir. Su ve Lin tarafından amaçlanan, sadece tek hatadan oluşan yatak titreşimini açıklamayı ve titreşim dağılımının detaylı analizini sağlamışlardır [9].

Dönen makinalar gittikçe daha karmaşıklaşmakta, rotor daha hafif, hızlı ve daha dar toleranslı hale gelmektedir. Bu karmaşık ortamda mümkün olduğunca çok hata kaynağını ortadan kaldırmak önemlidir. Arızasız makine taleplerini karşılamak için sürekli yeni yeni teknikler geliştirilmektedir. Örnek olarak, Halliwell, ağır mekanik parçaları elimine ederek, lazerli burulma titreşim ölçüm cihazı ile burulma titreşiminin ölçümünün mümkün olduğunu ve titreşim analizinin önemini göstermiştir [10]. Lazer yaklaşımı probleme sebep olan birçok noktada, uygulamada önemli avantajları olan bir yaklaşımdır. Bu, sadece diğer ölçüm donanımlarının yerleştirilmesindeki zorluklardan ziyade, ilave kütle ve rijitlik terimlerinin geleneksel metotlarla sisteme sık olarak ilave edilmesinden de kaynaklanmaktadır. Sekhar ve Prabhu, dönen makinaların titreşimi üzerinde kavrama ayarsızlığı etkisini araştırdılar. Kavramada oluşan reaksiyon kuvvetlerine bağlı olarak mil ayarsızlığı titreşimi oluşturan en büyük sebep olabilir. Yatak ayarsızlığının en önemli belirtisinin 2 X RPM titreşim cevapları olduğu genelde kabul edilmiştir. Bir sonlu elemanlar rotor-kaplin-yatak sistemi geliştirilmiş ve kaplin koordinasyon sisteminden ayarsızlık etkilerine ulaşılmıştır. 1 X RPM cevapların, 2 X RPM cevapları önemli derecede etkilemediği yerlerde, model ampirik sonuçlarla uyum içindedir. Bu modeli kullanarak, arıza teşhisi ve makine dizaynı terimlerinde değişken harmonik değerlerdeki ayarsızlığa bağlı titreşim cevaplarını tahmin etmek mümkün hale gelmiştir [11].

He, bir makinada dönen ve sabit parçalar arasındaki sürtünme hatasını belirleyebilmek için, yeni bir metot geliştirmiştir [12]. Sürtünmenin spektrum analizinin geleneksel metodu, cevap karakteristiğinin dağılımının ölçülmesidir. Bu metodun dezavantajı, sürtünme mekanizmasının mevcut frekans bandında renk gürültüsü olarak bilinen gürültü oluşturabilmesidir. Sürtünme prosesinin lineer çarpım modeliyle (Coulomb Sürtünmesi) temsil edildiği rotor-stator etkileşiminden oluşan geçici cevapların tam analizi Ghauri tarafından verilmiştir [13]. Spiral titreşimlerde sürtünmeye bağlı boşluk etkilerinin dağılımı, Childs ve Jordan tarafından ifade edilmiş; sürtünme bölgesindeki boşluğun sistemin durağanlığını geliştirdiği ve durağan olmayan sistemlere göre özel bir inceleme yapılması gerektiği gösterilmiştir [14].

Ding ve Krodkiewski, durgun belirsizliklerin, çok yataklı rotor sisteminin lineer olmayan dinamik analizlerinin matematiksel olarak gerçekleştirilebilmesi için çeşitli modeller geliştirmişler ve sistem konfigürasyonlarını değiştirmek suretiyle de, dinamik etkileri teorik olarak tahmin etmişlerdir [15]. Dönen makinaların anizotropik ve asimetrik açıdan incelenmeleri amacıyla, Lee ve John, doğrudan frekans cevap fonksiyonlarını birleştiren (dFRSs) bir model geliştirmişlerdir. Anizotropi ve asimetri; yorulmaya ve karasızlığa sebep olur, aynı zamanda balanssızlık ve sistem karakteristiklerini etkiler. dFRSs leri hesaplamak için karmaşık model testleri kullanılmıştır. Anizotropi ve asimetriyi saptamada önerilen metodun çok verimli olduğunu gösteren bir örnek verilmiştir [16].

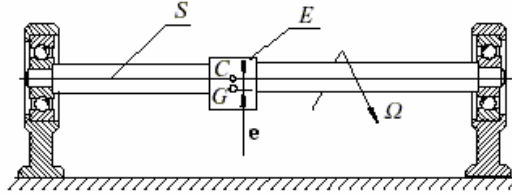
Bu çalışmada rotor dinamiğinin en basit bir durumu olan De Laval Rotorundan faydalanılarak çeşitli dinamik analizler irdelenmeye çalışılmıştır.

2. ARAŞTIRMA GEREÇLERİ VE YÖNTEM

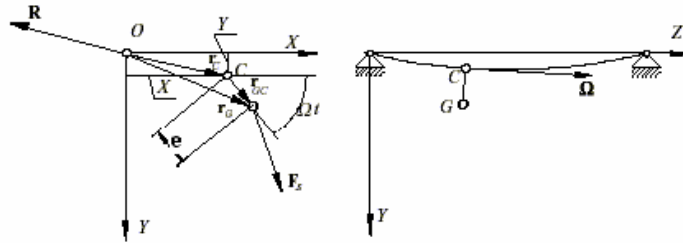
Dönen mekanik sistemlerin dinamik davranışının analizi için, sistemin fiziksel ve matematiksel modelleri, rotor dinamiğinin temel prensiplerinden faydalanılarak aşağıdaki bölümlerde gösterildiği gibi geliştirilmiştir.

2.1. Fiziksel Model

Şekil 1’de görülen rotorun sabit (Ω) açısal hızıyla döndüğünü varsayalım. Rotorun (S) mili, her iki ucunda rijit olarak yataklanmıştır. Milin kütleli ve esnek olduğu kabul edilirken (E) elemanın yaklaşık (M) kütleli bir parçası olduğu kabul edilmiştir. Bu parçacık, şaftta (E) elemanın (G) ağırlık merkezinde tutturulmuştur (sabitlenmiştir). (G) ağırlık merkezi, (C) şaft geometri merkezinden (e) kadar uzaklıktadır. (e) mesafesi (uzaklığı), (E) elemanın dengesizliğini temsil eder ve küçük bir değer olarak kabul edilebilir. Sistemin hareketini analiz etmek için Şekil.2’ de görülen koordinat sistemini dikkate alalım. (C) merkezinin anlık pozisyonu (r_c) konum vektörüyle tanımlıdır. (G) ağırlık merkezi, bu merkeze göre (Ω) açısal hızıyla döner. Açısal hız sabit olduğundan, (G) ağırlık merkezinin anlık bağıl pozisyonu (μ) dengesizliği ve (Ωt) açısıyla tanımlıdır (r_{GC} vektörü) (G) ağırlık merkezinin mutlak pozisyonu Şekil 2’ de (r_G) ile gösterilmiştir. (F_s) vektörü, (E) elemanına uygulanan statik sonuç kuvvetini temsil eder. (R), şaft ve dikkate alınan eleman arasındaki etkileşim kuvvetidir [17].



Şekil 1. Fiziksel Model [17]



Şekil 2. G Ağırlık Merkezinin Mutlak Pozisyonunun Gösterimi [17]

2.2. Matematiksel Model

(G) ağırlık merkezinin hareketi, Newton kanunundan,

$$m\ddot{r}_G = R + F_s \quad (2.1)$$

burada Şekil 2’ ye göre;

$$r_G = I(X + e \cos \Omega t) + J(Y + e \sin \Omega t)$$

$$R = -kX - JkY$$

$$F_s = I F_{Xs} + J F_{Ys} \quad (2.2)$$

Yukarıdaki formülasyonda (k), C noktasında şaftın rijitliği ve XY ise koordinatlardır. (2.2) denklemleri (2.1)’de yerlerine yazılırsa, sonuç aşağıdaki diferansiyel denklem takımlarıdır,

$$m(\ddot{X} - e\Omega^2 \cos \Omega t) = -kX + F_{Xs}$$

$$m(\ddot{Y} - e\Omega^2 \sin \Omega t) = -kY + F_{Ys} \quad (2.3)$$

veya düzenlemeyle,

$$\begin{aligned} m\ddot{X} + kX &= F_{Xs} + me\Omega^2 \cos \Omega t \\ m\ddot{Y} + kY &= F_{Ys} + me\Omega^2 \sin \Omega t \end{aligned} \quad (2.4)$$

Non-homojen (2.5) denkleminin kısmi çözümü,

$$\begin{aligned} m\ddot{X} + kX &= F_{Xs} \\ m\ddot{Y} + kY &= F_{Ys} \end{aligned} \quad (2.5)$$

(X_s, Y_s) denge pozisyonunu verir. Yukarıdaki kabullere göre kısmi pozisyon,

$$\begin{aligned} X &= X_s \\ Y &= Y_s \end{aligned} \quad \text{şeklindedir.} \quad (2.6)$$

Genellikle şaftın statik saptması olarak bilinen denge pozisyonunun koordinatları için aşağıdaki formüller elde edilebilir;

$$X_s = \frac{F_{Xs}}{k} \quad Y_s = \frac{F_{Ys}}{k} \quad (2.7)$$

Şaftın toplam saptması X, Y ; X_s, Y_s statik saptması ve x, y dinamik saptmasının toplamıdır.

$$\begin{aligned} X &= X_s + x \\ Y &= Y_s + y \end{aligned} \quad (2.8)$$

(2.8) denkleminin, dinamik saptmalar (x, y) dikkate alınarak (2.2) matematiksel modelinde yerine yazılmasıyla,

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + kx &= me\Omega^2 \cos \Omega t \\ m\ddot{y} + ky &= me\Omega^2 \sin \Omega t \end{aligned} \quad (2.9)$$

veya

$$\ddot{x} + \omega^2 x = q \cos \Omega t \quad (2.10)$$

$$\ddot{y} + \omega^2 y = q \sin \Omega t \quad (2.11)$$

burada,

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad q = e\Omega^2 \quad (2.12)$$

Yukarıdaki (2.11) denklemi i imajiner birim ise çarpılarak ve (2.10, 2.11) denklemleri toplanarak, aşağıdaki şekilde rotorun hareket denklemleri elde edilebilir.

$$\ddot{z} + \omega^2 z = qe^{i\Omega t} \quad (2.13)$$

$$z = x + iy \quad (2.14)$$

Yukarıdaki denklem xyz sabit sistem koordinatlarında rotorun hareketini temsil eder [17].

3. YÖNTEM

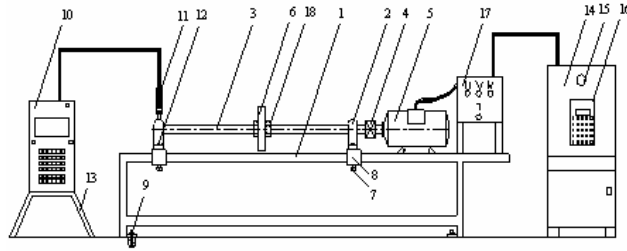
Dönen makinaların arıza teşhisi için tasarlanmış olan bir mekanik deney düzeneği, farklı işletme şartlarında çalıştırılarak, değişik parametrelerin sistemin dinamik davranışına etkileri araştırılmıştır. Yapılan deneysel çalışmalarda deney düzeneği üzerinde kurulu olan rotor sistemi, "Düz Bağlantılı Rotor" (De-Laval Rotor) olarak adlandırılmıştır. Geçmişte yapılan bu tür çalışmalarda genelde De-Laval Rotoru için teorik ve deneysel incelemeler yapılmıştır. Her iki ucundan yataklanmış bir mil ve milin orta noktasından, tespit edilmiş bir diskten oluşan rotor sistemine De-Laval Rotoru adı verilmektedir.

3.1. Düz Bağlantılı Rotor Sistemi

Mekanik sistem üzerindeki elemanlar; motor, yataklar ve gövde olarak gruplandırılmış ve titreşim ölçüm noktaları belirlenmiştir Rotor sistemini üzerinde taşıyan gövde, M 10 beton civataları yardımıyla zemine monte edilmiştir. Gövde üzerine ise mil, rulmanlı yataklar ile sabitlenmiş ve motor miline kaplin ile bağlanarak deney düzeneği oluşturulmuştur (Şekil 3,4 ve 5).

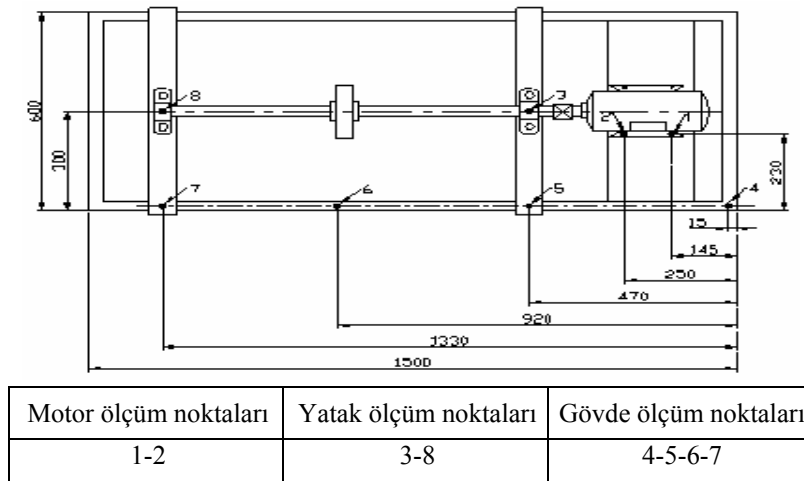


Şekil 3. Düz bağlantılı Rotor sistemi



1	Tabla	10	CSI 2110 Makina Analizörü
2	Yatak	11	Ölçüm Probu (ivme metre)
3	Mil	12	M16 Cıvata
4	Kaplin	13	Tabla
5	AC Elektrik Motoru	14	Kontrol Panosu
6	Disk (Kütle)	15	Sigorta
7	M16 Cıvata	16	AC Hız Kontrol Ünitesi
8	Bağlantı Elemanı	17	Klemens Tablası
9	M10 Beton Cıvatası	18	M27x2 Somun

Şekil 4. Düz Bağlantılı Rotor Sisteminin Şematik Gösterimi

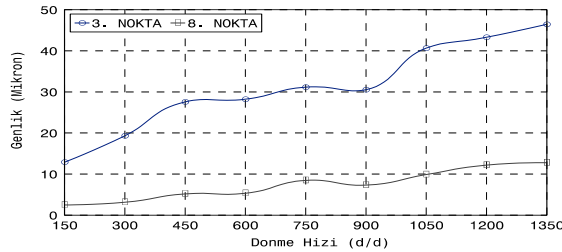


Şekil 5. Düz bağlantılı rotor sisteminin üst görünüşünde ölçüm noktalarının yerleri

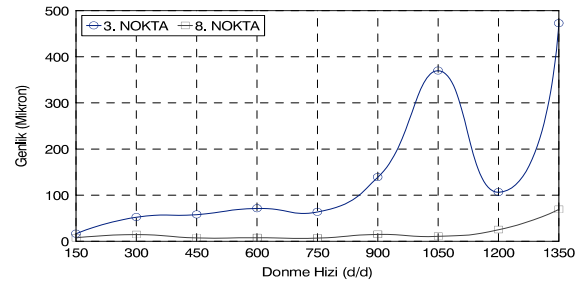
4. SONUÇ VE ÖNERİLER

Kestirimci bakım planlamasında, sistemin dinamik davranışını karakterize eden titreşim karakteristiklerinin değişimi referans olmaktadır. Titreşim, özellikle dönen makine elemanlarındaki; aşınma, deformasyon ve hatalı montaj gibi nedenlerden kaynaklanan dengesizliklerin sonucudur. Titreşim karakteristikleri, makinanın işletme şartlarındaki performansını ve mekanik problemlerinin ortaya çıkarılmasında en önemli faktörleri teşkil ederler. Bunlar titreşimin frekansı, genliği, hızı ve ivmesidir. Herhangi bir makinanın titreşim problemlerinin analizinde temel faktör frekans olup, buna bağlı olarak mekanik arızaların kaynağı ve gelişimi izlenir. Değişik mekanik problemler genelde değişik frekanslarda ortaya çıkacağından, frekansın, değişim aralığı çok önemli faktör olarak kendisini gösterecektir. Örnek: Balanssızlıktan kaynaklanan titreşim frekansı, dönen elemanın devir sayısına eşittir. Mekanik çözülmeden kaynaklanacak titreşim frekansı, dönen elemanın devir sayısının iki katına eşit olur.

Sadece shaftın (yüksüz) ve shaft-disk sisteminin (yükli) farklı çalışma hızlarında tahrik edilmesiyle oluşan titreşimlerin genlik, hız ve ivme gibi cevap karakteristikleri incelenmiştir. Şekil 6.a. da mil yüksüz çalışırken 3. ve 8. ölçüm (yataklar) noktalarındaki dönme hızı-genlik değişimi, Şekil 6.b.'de ise disk ortada çalışma halinde 3 ve 8 noktalarındaki dönme hızı-genlik değişimi gösterilmiştir. Burada da yüklü halde çalışma durumunda titreşim genliği, yüksüz halde çalışma durumuna göre yüksek değerler almaktadır. Her bir çalışma durumu için (yükli / yüksüz) noktalar incelendiğinde, 3 noktasındaki titreşim genlik değerlerinin 8 noktasına göre daha yüksek ve değişken değerler aldığı görülmektedir. 3 noktası tahrik kaynağına (motor-kaplin) en yakın nokta olduğundan bu durumun ortaya çıktığı sonucuna varılmaktadır.



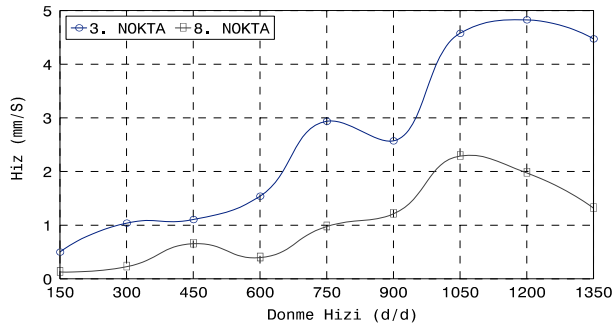
Şekil 6.a. Mil yüksüz çalışırken, 3 ve 8 ölçüm noktalarındaki Dönme Hızı – Genlik değişimi.



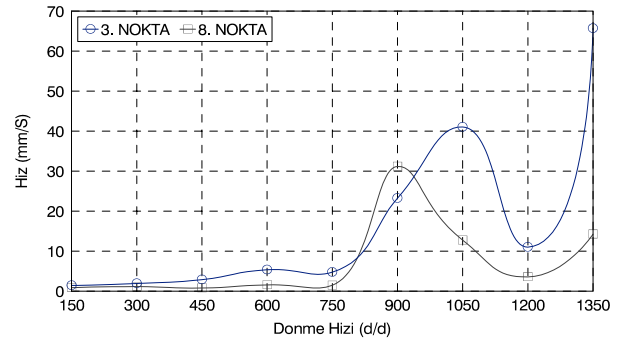
Şekil 6.b. Tek disk ortada çalışma halinde, 3 ve 8 ölçüm noktalarındaki Dönme Hızı – Genlik değişimi.

Şekil 7.a. da mil yüksüz çalışırken 3. ve 8. ölçüm noktalarındaki dönme hızı-titreşim hızı değişimi, Şekil 7.b. de ise, disk ortada çalışma halinde aynı noktalarındaki dönme hızı-titreşim hızı değişimi gösterilmiştir. Tek disk ortada çalışma halinde titreşim hareketinin hızı, yüksüz çalışma durumuna göre daha yüksek

değerler almaktadır. Dönme hızı-titreşim hızı değişiminde de 3 noktasına ait titreşim hızları yüksek değerlere sahip olmaktadır.

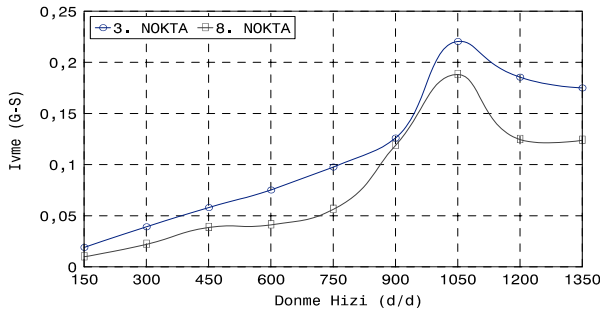


Şekil 7.a. Mil yüksüz çalışırken, 3 ve 8 ölçüm noktalarındaki Dönme Hızı – Hız değişimi.

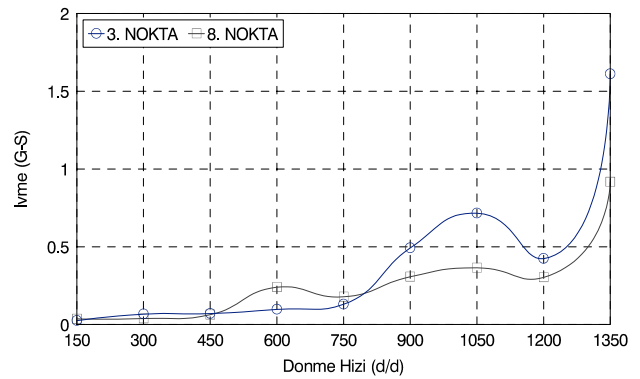


Şekil 7.b. Tek disk ortada çalışma halinde, 3 ve 8 ölçüm noktalarındaki Dönme Hızı – Hız değişimi.

Şekil 8.a. da mil, yüksüz çalışma durumunda, Şekil 8.b. de ise tek diskli çalışma halinde dönme hızı-titreşim ivmesi değişimi grafik olarak gösterilmiştir. Yine, ivme değerlerinde de yüklü çalışma durumunda daha yüksek sonuçlar elde edilmiştir. 3 . noktadaki ivme değeri 8 noktasına göre daha yüksek değerlere sahip olmaktadır.



Şekil 8.a. Mil yüksüz çalışırken, 3 ve 8 ölçüm noktalarındaki Dönme Hızı – İvme değişimi.



Şekil 8.b. Tek disk ortada çalışma halinde, 3 ve 8 ölçüm noktalarındaki Dönme Hızı – İvme değişimi.

Değişik mekanik problemler genelde değişik frekanslarda ortaya çıkacağından, frekansın, değişim aralığı çok önemli faktör olarak kendisini gösterecektir. Örnek: Balanssızlıktan kaynaklanan titreşim frekansı, dönen elemanın devir sayısına eşittir. Mekanik çözülmeden kaynaklanacak titreşim frekansı, dönen elemanın devir sayısının iki katına eşit olur.

Sonuç olarak; milin yüksüz çalışması durumundaki titreşim genlikleri, tek diskli (yüklü) duruma göre daha düşük değerler almaktadır. Her bir çalışma durumu için (yüklü / yüksüz) noktalar incelendiğinde, 3 noktasındaki titreşim genlik değerlerinin 8 noktasına göre daha yüksek ve değişken değerler aldığı görülmektedir. 3 noktası tahrik kaynağına (motor-kaplin) en yakın nokta olduğundan bu durumun ortaya çıktığı sonucuna varılmaktadır. Sol ve sağ yatak titreşim genlikleri açısından mukayese edildiğinde, sağ yatakta (8. nokta) genlik değerinin mikron seviyesinde de olsa arttığı belirlenmiştir. Sağ yatak, milin tahrik edildiği noktaya uzak yani diğer uç noktasındadır, dolayısıyla tahrik noktasına göre daha serbest bir konumdadır.

KAYNAKLAR

1. Toprak T., Belek T., "Endüstriyel Tesislerde Makine Performansının İzlenmesi ve Bilgisayar Destekli Bakım Planlaması" 1991.
2. Genta, G., "Vibration of Structures and Machines: Practical Aspects" New York, Springer-Verlag, 1993.
3. Taylor, J.I., "Back to the Basics of Rotating Machinery Vibration Analysis," **Sound and Vibration**, Vol. 29(2), pp. 12-16, 1995.
4. Thomas, D.L., "Vibration Monitoring Strategy for Large Turbogenerators" **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers - Vibrations in Rotating Machinery**, pp. 91-99, 1984.
5. Göttlich, E.H., "A Method for Overall Condition Monitoring by Controlling the Efficiency and Vibration Level of Rotating Machinery" **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers - Vibrations in Rotating Machinery**, pp. 445-447, 1988.
6. Smalley, A.J., Baldwin, R.M., Mauney, D.A., and Millwater, H.R., "Towards Risk Based Criteria for Rotor Vibration" **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers - Vibrations in Rotating Machinery**, pp. 517-527, 1996.
7. Hill, J.W., and Baines, N.C., "Application of an Expert System to Rotating Machinery Health Monitoring" **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers - Vibrations in Rotating Machinery**, pp. 449-454, 1988.
8. Cempel, C., "Condition Evolution of Machinery and its Assessment from Passive Diagnostic Experiment" **Mechanical Systems and Signal Processing**, Vol. 5(4), pp. 317-326, 1991.
9. Su, Y.T., and Lin, S.J., "On Initial Fault-Detection of a Tapered Roller Bearing - Frequency-Domain Analysis" **Journal of Sound and Vibration**, Vol. 155(1), pp. 75-84, 1992.
10. Halliwell, N.A., "The Laser Torsional Vibrometer - A Step Forward in Rotating Machinery Diagnostics" **Journal of Sound and Vibration**, Vol. 190(3), pp. 399-418, 1996.
11. Sekhar, A.S., and Prabhu, B.S., "Effects of Coupling Misalignment on Vibrations of Rotating Machinery" **Journal of Sound and Vibration**, Vol. 185(4), pp. 655-671, 1995.
12. He, Z.J., Sheng, Y.D., and Qu, L.S., "Rub Failure Signature Analysis for Large Rotating Machinery" **Mechanical Systems and Signal Processing**, Vol. 4(5), pp. 417-424, 1990.
13. Ghauri, M. K. K., Fox, C.H.J., and Williams, E.J., "Transient Response and Contact due to Sudden Imbalance in a Flexible Rotor-Casing System with Support Asymmetry" **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers - Vibrations in Rotating Machinery**, pp. 383-394, 1996.
14. Childs, D.W., and Jordan, L.T., "Clearance Effects on Spiral Vibrations due to Rubbing," **Proceedings of the ASME - Design Engineering Technical Conference**, DETC97/VIB-4058, 1997.
15. Ding, J., and Krodkiewski, J.M., "Inclusion of Static Indetermination in the Mathematical-Model for Nonlinear Dynamic Analyses of Multi-Bearing Rotor System" **Journal of Sound and Vibration**, Vol. 164(2), pp. 267-280, 1993.
16. Lee, C.W., Joh, Y.D., and Kim, Y.D., "Automatic Modal Balancing of Flexible Rotors During Operation - Computer-Controlled Balancing Head," **Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers Part C - Mechanical Engineering Science**, Vol. 204(1), pp. 19-28, 1990.
17. Krodkiewski, J.M., "Dynamics of Rotors", **The University of Melbourne**, Department of Mechanical and Manufacturing Engineering, 2000.