

BİR PİSTONLU KOMPRESÖRDE TİTREŞİM ANALİZİYLE ARIZA TESPİTİ

Ayberk ZENGER^{1, a)} ve Hasan ÖZTÜRK^{2, b)}

¹Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü 35390, Buca-İZMİR

²Dokuz Eylül Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü 35390, Buca-İZMİR

^{a)}zenger.ayberk@ogr.deu.edu.tr, ^{b)}hasan.ozturk@deu.edu.tr

ÖZET

Bu çalışmada, pistonlu kompresörlerde kullanılan krank biyel mekanizmasına ait biyel kolunda meydana gelen hasarın sistemin titreşim davranışı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Biyel kolu, krank biyel mekanizmasının en kritik elemanlarından biri olup, yapısal bütünlüğündeki bozulmalar titreşim karakteristiğinde belirgin değişikliklere yol açabilmektedir. Bu kapsamda, biyel kolu üzerinde farklı hasar senaryoları oluşturularak sistemin dinamik davranışı ve titreşim karakteristiği analiz edilmiştir. Model MSC ADAMS programında oluşturulmuş olup çoklu cisimler dinamiği ve sonlu elemanlar yaklaşımı bir arada kullanılmıştır. Elde edilen bulgular, biyel kolundaki hasarın erken teşhisi için titreşim analizinin etkin bir yöntem olduğunu göstermektedir. Ayrıca, bu çalışma bakım süreçlerinde kestirimci bakım stratejilerinin geliştirilmesine katkı sağlamayı amaçlamaktadır.

Anahtar Kelimeler: Pistonlu kompresör, biyel kolu hasarı, titreşim analizi, kestirimci bakım, Çoklu Cisim Dinamiği

FAULT DETECTION IN A RECIPROCATING COMPRESSOR USING VIBRATION ANALYSIS

ABSTRACT

In this study, the effect of the damage occurring in the connecting rod of the crank-slider mechanism used in reciprocating compressors on the vibration behaviour of the system was investigated. The connecting rod is one of the most critical components of the crank-slider mechanism, and deterioration in its structural integrity can lead to significant changes in the vibration characteristics. In this context, different damage scenarios were created on the connecting rod, and the dynamic behaviour and vibration characteristics of the system were analyzed. The model was created in the MSC ADAMS program, using a combination of multi-body dynamics and the finite element approach. The findings show that vibration analysis is an effective method for the early detection of damage in the connecting rod. Furthermore, this study aims to contribute to the development of predictive maintenance strategies in maintenance processes.

Keywords: Piston compressor, Connecting rod damage, Vibration analysis, Predictive maintenance, Multi Body Dynamics

1. GİRİŞ

Pistonlu kompresörler, döner hareketin doğrusal harekete çevrildiği krank-biyel mekanizması aracılığıyla çalışan, sıkıştırma işlemini hacimsel prensiplere göre gerçekleştiren makineler arasında yer almaktadır. Bu mekanizmanın dinamik performansı, özellikle yüksek çevrim hızlarında çalışan sistemlerde hem mekanik dayanım hem de titreşim düzeyleri açısından kritik bir rol oynamaktadır. Krank-biyel mekanizmasının en önemli unsurlarından biri olan biyel kolu hem basma hem çekme yüklerine maruz kalmakta olup; yorulma, plastik deformasyon veya çatlak gibi hasarlar sonucunda sistemin titreşim cevabında gözle görülür değişimlere neden olabilmektedir [1].

Krank biyel mekanizmaları yapısal olarak yüksek dinamik gerilmelere maruz kalan sistemlerdir. Bu nedenle, biyel kolu gerek tasarım gerekse arıza mekaniği açısından sistemin en kritik bileşenlerinden biri konumundadır [2].

Biyel kolunda meydana gelen yapısal bozulmalar örneğin lokal plastik deformasyon, çatlak oluşumu ya da rijitlik kaybı, yalnızca statik dayanımı değil, aynı zamanda sistemin dinamik karakteristiğini de doğrudan etkilemektedir. Bu bağlamda, söz konusu hasarların, sistemin titreşim davranışı üzerindeki etkilerinin doğru bir şekilde öngörülebilmesi, yalnızca mekanik güvenilirlik açısından değil, aynı zamanda kestirimci bakım ve durum izleme stratejileri bakımından da önem arz etmektedir.

Literatürde yapısal hasarların sistemin titreşim karakteristiğine etkisini inceleyen çalışmalar bulunmaktadır.

Öztürk [3]'ün çalışmasında, dişli temas yüzeylerinde meydana gelen oyukçuk (pitting) arızalarının sistemin titreşim karakteristiği üzerindeki etkileri incelenmiş ve erken arıza teşhisi açısından çalışmalar yapılmıştır.

Siano ve Panza [4], santrifüj pompalarda sıkça karşılaşılan kavitasyon olgusunun, pompanın titreşim karakteristiği üzerindeki etkilerini incelemiş; bu etkilerin analizi yoluyla, kavitasyona bağlı gelişebilecek yapısal hasarların önceden tespiti ve önlenmesi amacıyla çalışmalar yürütmüştür. Çalışmada, kavitasyonun oluşturduğu akış

düzensizliklerinin ve ani basınç değişimlerinin, pompa gövdesi ve yataklama sistemleri üzerinde belirgin titreşim artışlarına yol açtığı; bu durumun da hem mekanik ömrü kısalttığı hem de arızaların erken teşhisi için titreşim temelli kestirimci bakım stratejilerinin gerekliliğini ortaya koyduğu vurgulanmaktadır.

Teng, Ding, Tang, Xu, Shi ve Liu tarafından gerçekleştirilen çalışmada [5], rüzgâr türbinlerinin aktarma organlarında (örneğin dişli kutusu, rulmanlar ve şaftlar gibi mekanik bileşenlerde) meydana gelebilecek yapısal hasarların, titreşim temelli kestirimci bakım yöntemleri kullanılarak tespiti üzerine odaklanılmıştır. Çalışma kapsamında, söz konusu bileşenlerin dinamik davranışları analiz edilerek, arıza öncesi ve sonrası titreşim yanıtları karşılaştırılmış; böylece mekanik sistemde gelişen hasarların erken evrede tespiti ve türbin güvenilirliğinin artırılması hedeflenmiştir. Elde edilen sonuçlar, titreşim sinyali analizi ve arıza teşhis algoritmalarının, rüzgâr türbinlerinde yapısal sağlık izleme uygulamaları açısından etkin bir araç olduğunu göstermektedir.

Günümüzde işlemci teknolojisindeki ilerlemeler ve bilgisayar destekli mühendislik araçlarının gelişimi sayesinde, karmaşık dinamik sistemlerin bilgisayar ortamında modellenmesi ve simülasyon yoluyla analiz edilmesi yaygın olarak mümkün hale gelmiştir. Bu çerçevede, farklı fiziksel alanlardaki sistemlerin davranışlarını incelemek üzere kullanılan çok sayıda sonlu elemanlar tabanlı ya da çok gövdeli dinamik analiz yazılımları bulunmaktadır.

Bu tür yazılımlar aracılığıyla, mekanik sistemlerin çeşitli arıza senaryoları altında gösterdiği dinamik davranışları ve tepkileri modellenilebilmekte; böylece sistemdeki yapısal bozulmaların dinamik yanıt üzerindeki etkileri önceden öngörülebilmektedir. Literatürde, arıza durumlarının titreşim davranışı üzerindeki etkilerini incelemek amacıyla yürütülmüş çeşitli sayısal modelleme ve simülasyon temelli çalışma bulunmaktadır.

Khemili ve Romdhane [6], krank-biyel mekanizmasında meydana gelebilecek mafsal boşluklarının, sistemin dinamik davranışı üzerindeki etkilerini incelemiştir. Çalışmalarında, ilgili mekanik belirsizliğin sistemin hareketine ve titreşim karakteristiklerine olan etkisi, sayısal modelleme ve simülasyon teknikleri kullanılarak analiz edilmiştir. Simülasyon ortamında gerçekleştirilen bu analizler sonucunda, mafsal boşluğunun sistemin dinamik davranışı üzerinde belirgin etkiler oluşturabileceğini ortaya koymuştur.

Zheng ve Zhou [7], yüksek hızlı pres sistemlerinde kullanılan krank-biyel mekanizmasını rijit ve esnek gövde bileşenleriyle modelleyerek sistemin dinamik davranışını incelemişlerdir. Çalışmada krank mili esnek eleman olarak tanımlanırken, biyel kolu ve diğer bağlantılı bileşenler rijit kabul edilmiştir. Bu hibrit modelleme yaklaşımıyla, özellikle mafsal boşluklarının (joint clearance) mekanizmanın titreşimsel karakteristiği üzerindeki etkileri detaylı olarak analiz edilmiştir. İlgili çalışmanın bulguları, bağlantı elemanlarındaki yapısal toleransların sistemin dinamik yanıtını anlamlı düzeyde etkilediğini ortaya koymaktadır.

Abdallah, Khemili ve Aifaoui [8] tarafından gerçekleştirilen çalışmada, esnek bir krank-biyel mekanizması MSC ADAMS [9] yazılımı kullanılarak modellenmiş ve özellikle mafsal boşluklarının (joint clearance) mekanizmanın dinamik karakteristiği üzerindeki etkileri analiz edilmiştir. Yapılan simülasyonlar neticesinde, mafsal boşluklarının sistemin titreşim yanıtında belirgin değişikliklere yol açtığı ve bu tür geometrik kusurların sistem dinamiği açısından ihmal edilemeyecek düzeyde etkili olduğu gösterilmiştir.

Song ve Haug [10] tarafından çalışmada, düzlemsel (planar) mekanizmaların esnek elemanlar kullanılarak matematiksel modelleri oluşturulmuş ve bu modeller üzerinden hareket denklemleri türetilmiştir. Ayrıca, atalet kuvvetleri ve dış yüklerin mekanizmaların dinamik davranışı üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Jonker [11] tarafından ele alınan çalışmada eleman deformasyonlarının analizinde geometrik olarak doğrusal olmayan ilişkileri esas alan, sonlu elemanlar tabanlı bir yöntem sunan çalışmadır. Söz konusu çalışmada,

deformasyonlar, düğüm noktalarının konum ve yönelim koordinatları cinsinden tanımlanmakta ve bu doğrultuda sistemin hareket denklemleri; rijit bağlantılar için tanımlanan genel koordinatlar ile elemanların esnekliğini temsil eden deformasyon modu koordinatlarının birlikte yer aldığı karma bir koordinat seti kullanılarak türetilmektedir. Jonker, bu yöntemi esnek biyel koluna sahip bir uzaysal kayıcı krank mekanizma sistemi üzerinde uygulayarak doğrulamıştır. Çalışma, esnekliğin dinamik davranış üzerindeki etkilerini göz önünde bulundurması açısından önemli bir katkı sunmaktadır.

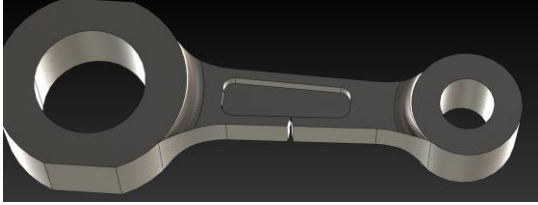
Bu çalışma kapsamında oluşturulan sayısal modelleme ve analiz yaklaşımı, pistonlu kompresörlerdeki biyel kolu hasarlarının erken teşhisine yönelik yüksek doğrulukta öngörüler sağlamayı amaçlamakta; aynı zamanda yapısal sağlık izleme sistemleri için teorik ve uygulamalı bir temel teşkil etmektedir.

2. MODELLEME VE SİMÜLASYON

Bu çalışmada, biyel kolundaki hasarın dinamik sistem yanıtına etkisini incelemek amacıyla çok cisimli sistem dinamiği (Multibody System Dynamics – MBSD) ve sonlu elemanlar metodu yaklaşımları temel alınmıştır. Modelleme sürecinde MSC ADAMS [9] yazılımı kullanılmış; sistem, rijit ve esnek gövdelerin birlikte yer aldığı hibrit bir yapı olarak modellenmiştir. Biyel kolu, krank mili ve krank yatağı esnek bir eleman olarak tanımlanmıştır. Bu sayede, mekanizma elemanlarının doğal modları ve lokal deformasyon etkileri, sistem dinamiğine entegre edilerek daha gerçekçi bir dinamik yanıt elde edilmiştir.

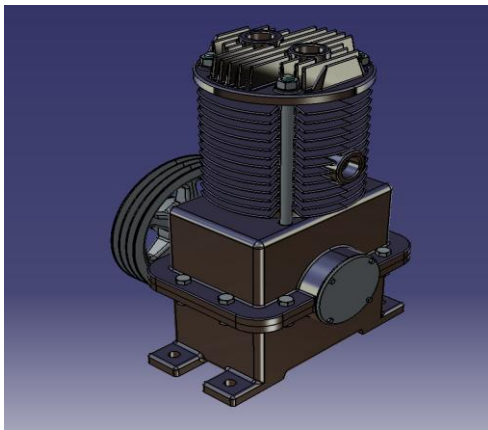
Simülasyonlarda kompresörün tam bir çevrim boyunca çalışması dikkate alınarak, sistemin ivme, yer değiştirme ve hız değerleri zaman ve frekans ortamlarında analiz edilmiştir. Hasarsız ve hasarlı durumlar arasındaki farklar, simülasyondan elde edilen titreşim verileri üzerinden yorumlanmıştır. Elde edilen sonuçlar, biyel kolu kaynaklı yapısal bozulmaların titreşim analizi yoluyla tespit edilebileceğini ve bu yöntemin kestirimci bakım stratejileri açısından potansiyel bir erken uyarı sistemi sağlayabileceğini ortaya koymaktadır.

Hasar senaryoları, şekil 1’ de görüleceği üzere biyel kolu üzerinden yapısal çatlak şeklinde modellenmiştir. Her bir senaryoda sistem, belirli bir krank dönüş hızı altında zamana bağlı olarak simüle edilmiş; mekanizmanın x ve y eksenlerindeki yer değiştirme, hız ve ivme verileri elde edilmiştir. Elde edilen zamansal veriler daha sonra frekans dönüşümüne tabi tutulmuş; hızlı Fourier dönüşümü (Fast Fourier Transform – FFT) ile spektral analiz gerçekleştirilmiştir. Spektral veriler aracılığıyla sistemin genel titreşim karakteristiğinde gözlenen değişimler nicel olarak değerlendirilmiştir.

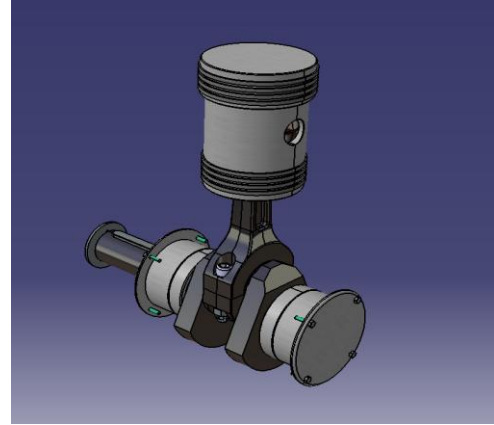


Şekil 1 Biyeldeki çatlak arızasına ait örnek CAD (Computer Aided Design) modeli [12].

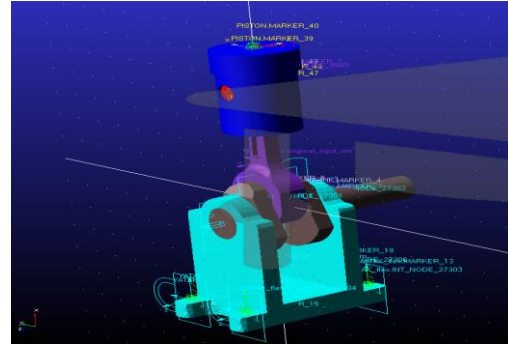
Bu çalışma kapsamında, dört zamanlı pistonlu bir kompresör, gerçek boyutlarına sadık kalınarak, şekil 2 ve 3’ de gösterildiği gibi CATIA V5 [13] ortamında üç boyutlu olarak modellenmiştir. Oluşturulan CAD (Computer Aided Design) modeli, simülasyon doğruluğunu etkilemeyecek kozmetik ayrıntılardan arındırılarak geometrik olarak sadeleştirilmiş ve sadeleştirilen model şekil 4’ de görüldüğü üzere MSC ADAMS [9] programına aktarılmıştır. Sadeleştirme sürecinin ardından, sağlıklı ve çeşitli hasar seviyelerine sahip analiz modelleri oluşturulmuştur.



Şekil 2 Tek silindirli kompresör modeline ait CAD (Computer Aided Design) modeli [12].

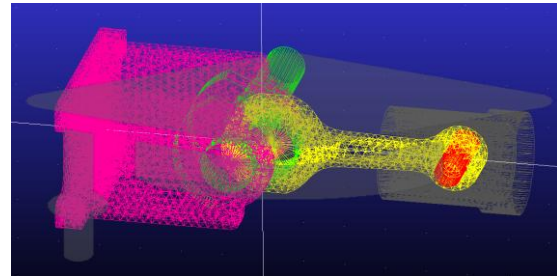


Şekil 3 Tek silindirli kompresör modeline ait krank biyel mekanizmasına ait CAD (Computer Aided Design) modeli [12].



Şekil 4 Krank biyel mekanizmasının MSC ADAMS [9] programına entegre edilmesi.

Sistemin dinamik davranışı daha iyi yakalamak amacıyla çoklu cisimler dinamiği ve sonlu elemanlar yaklaşımları bir arada kullanılmış, bu kapsamda krank yatağı, krank mili ve biyel kolu ağ elemanlara bölünerek sonlu elemanlar modelleri oluşturulmuştur. (Şekil 5).



Şekil 5 MSC ADAMS [9] programında modellenen, rijit ve esnek cisimleri bir arada içeren simülasyon modeline ait bir görsel.

Ağ elemanlara bölme aşamasında tetrahedron (dört yüzlü) elemanlar kullanılmıştır. Tetrahedron elemanlar daha gerçekçi sonuçlar

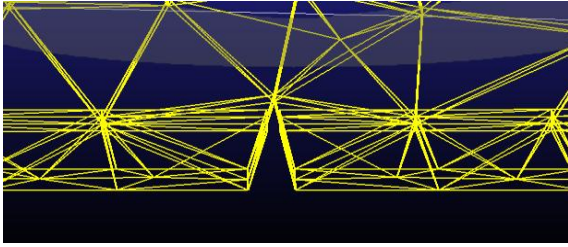
elde edilebilmesi adına ikinci derece mertebeden elemanlar olarak seçilmiştir.

Bu kapsamda ağ elemanlara bölünen sistem elemanlarına ait eleman sayısı ve düğüm noktası değerleri aşağıdaki tabloda (tablo 1) verilmiştir.

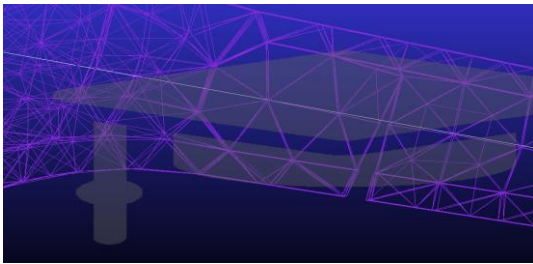
Sistem Elemanı	Eleman Sayısı	Düğüm Noktası Sayısı
Krank Mili	5878	3265
Biyel Kolu	12662	7584
Krank Yatağı	27321	16508

Tablo 8 Sistem elemanları ve ağ eleman bilgileri.

Arızalı mekanizmalar, biyel kolu üzerinde modellenen yapısal bozulmalarla temsil edilmiştir. Bu bağlamda, biyel kolunda meydana gelebilecek çatlaklar; şekil 6 ve 7’ de verildiği üzere %25 ve %50 çatlak derinliklerine sahip olacak şekilde parametrik olarak modellenmiş ve bu varyasyonlar sağlıklı mekanizma ile aynı sınır koşulları ve analiz girdileri altında simülasyona tabi tutulmuştur.



Şekil 6 Ağ elemanlara bölünmüş, çatlak içeren (%25 çatlak durumu) biyel modeline ait görsel.

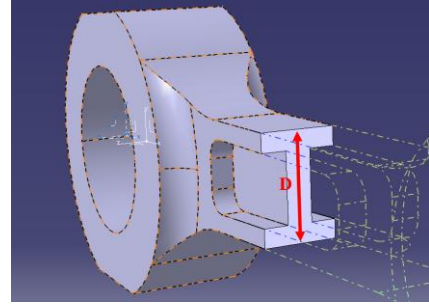


Şekil 7 Ağ elemanlara bölünmüş çatlak içeren (%50 çatlak durumu) biyel modeline ait görsel.

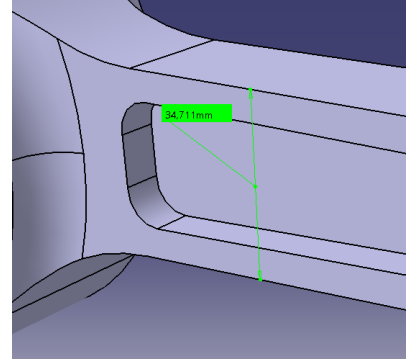
Farklı çatlak seviyelerinin sistem dinamiği üzerindeki etkileri, kompresör yatağına yerleştirilen sanal sensörlerden elde edilen ivme verileri üzerinden değerlendirilmiştir. Elde edilen titreşim karakteristikleri karşılaştırmalı

olarak incelenmiş ve sağlıklı ile arızalı durumlar arasındaki farklar analiz edilmiştir.

Çatlak geometrisi, model üzerine aktarılırken şekil 8 ‘de belirtilen D ölçüsü referans alınmıştır. Bahsi konu mesafenin %25’i ($D \times 0,25$) ve %50’si ($D \times 0,5$) hesaplanarak çatlak derinliği belirlenmiştir



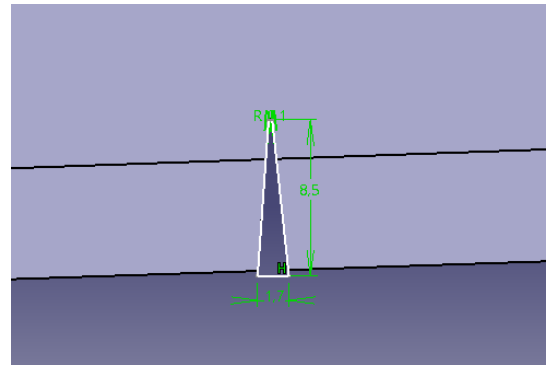
Şekil 8 Çatlağın oluşturulduğu kesit görüntüsü.



Şekil 9 Çatlağın oluşturulduğu kesit derinliği.

Çatlak geometrisi modele aktarılırken, çatlak derinliğinin yanı sıra çatlak genişliği de dikkate alınmış ve en dip noktadaki derinlik/genişlik oranı 1/5 olarak kabul edilmiştir.

Bu kabuller doğrultusunda, yaklaşık 34 mm genişliğe sahip kesitte (şekil 9) %25 çatlak durumunda çatlak derinliği 8,5 mm, dip noktadaki çatlak genişliği ise 1,7 mm olarak hesaplanmıştır (Şekil 10).



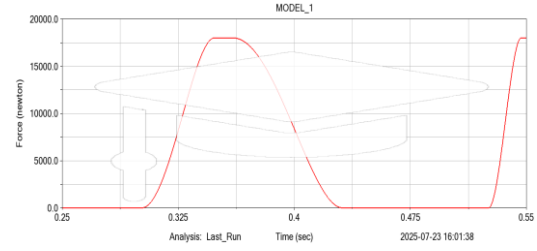
Şekil 10 %25 çatlak durumuna ait çatlak

Dört zamanlı tek silindirli kompresörlerin bilgisayar destekli modellenmesi, çeşitli disiplinleri içeren karmaşık bir süreçtir.

Bu sürecin ilk aşamasını, kompresörün çalışma döngüsü sırasında gerçekleşen termodinamik çevrimin doğru biçimde modellenmesi oluşturmaktadır. Bu çevrimin modellenmesinde zamanla değişen hacim, kütle ve enerji denklilikleri, gibi parametrelerin dikkate alınması gerekmektedir.

Basınç çevrimin başarıyla modellenmesinin ardından, sistemin dinamik davranışlarının incelenmesi amacıyla rijit cisim dinamiğine esnek elemanların entegre edilmesi ikinci temel aşamayı oluşturmaktadır. Bu noktada, mekanizmanın dinamik analizleri MSC ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems) [9] yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bilgisayar programı ortamında oluşturulan modelde, krank-biyel mekanizması başta olmak üzere tüm hareketli bileşenler detaylı olarak tanımlanmış ve sistem hem rijit hem de esnek gövde elemanlarıyla temsil edilmiştir. Bu sayede, mekanizma üzerindeki kuvvetler, momentler ve hareket karakteristikleri yüksek doğrulukla analiz edilebilmiştir.

Çalışma kapsamında, gerçek dünyada kullanılan dört zamanlı pistonlu bir kompresöre ait tipik çalışma parametreleri referans alınmıştır. Bu doğrultuda, hafif hizmet tipi taşınabilir kompresörler için geçerli değerler kabul edilmiştir. Bu tür kompresörler genellikle 1500–3000 dev/dak. (RPM) aralığında çalışmakta olup, çalışma basınçları 4–10 bar ile 8–15 bar arasında değişkenlik göstermektedir [14]. Bu çalışma özelinde, 10 bar basınçta ve 1500 RPM devirde çalışan bir senaryo temel alınmıştır. Pistonun yüzey alanı üzerinden basınç alan ve kuvvet ilişkisinden piston üzerinde oluşan kuvvet değeri hesaplanarak simülasyon programındaki fonksiyon parametresi üzerinden şekil 11'de görüleceği üzere analiz programına girdi olarak verilmiştir.



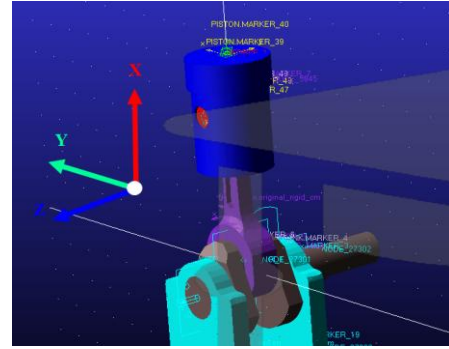
Şekil 11 Kompresörün çalışma esnasında, belirli bir basınç altında piston üzerinde meydana gelen kuvvet zaman grafiğinin ADAMS [1] programında kuvvet fonksiyonu üzerinden sisteme entegre edilmesi (grafiki ortalayan sembol öğrenci sürümü kaynaklıdır).

Belirlenen bu parametreler doğrultusunda hem sağlıklı hem de arızalı krank-biyel mekanizmaları için simülasyonlar gerçekleştirilmiş ve elde edilen analiz sonuçları karşılaştırılmıştır.

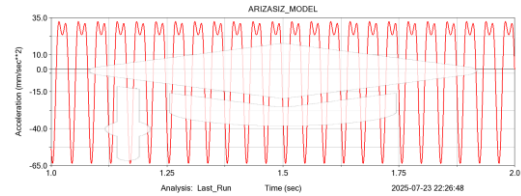
3. ANALİZ VE SONUÇLAR

Analiz sonuçları incelendiğinde hasarsız ve çeşitli hasar senaryolarını içeren durumlar ele alınarak mekanizmalar arasında dinamik davranış kapsamında farklar gözlemlenmiştir.

Titreşim cevabına dair çıktılar, mekanizmanın düzlemsel bir mekanizma olması bakımından, krank yataklarının x ve y eksenlerinden (şekil 12) okunan ivme datalarıyla yorumlanmıştır.

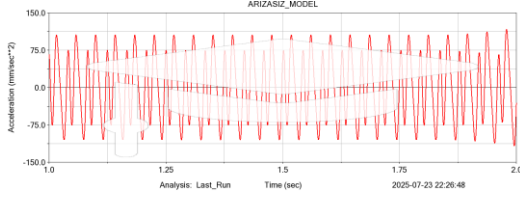


Şekil 12 Simülasyon modeli ve modele ait eksen takımı.

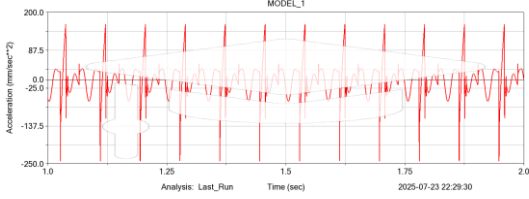


Şekil 13 Sağlıklı modele ait mekanizmanın yatak elemanından alınan x eksen yönündeki ivme – zaman grafiği (grafiki ortalayan sembol öğrenci sürümü kaynaklıdır).

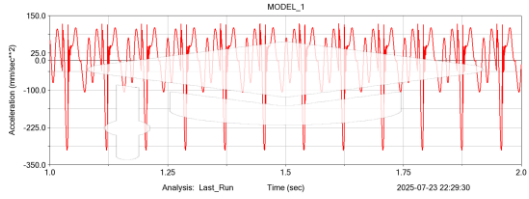
BİR PİSTONLU KOMPRESÖRDE TİTREŞİM ANALİZİYLE ARIZA TESPİTİ



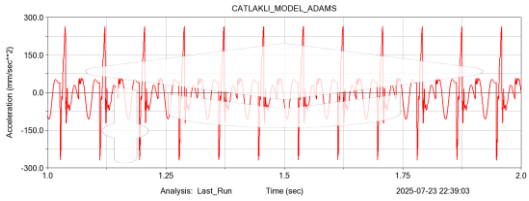
Şekil 14 Sağlıklı modele ait mekanizmanın yatak elemanından alınan y eksenindeki ivme – zaman grafiği (grafiği ortalayan sembol öğrenci sürümü kaynaklıdır).



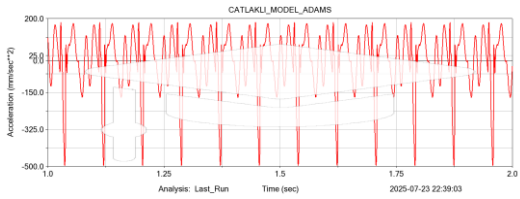
Şekil 15 %25 çatlak durumu için mekanizmanın yatak elemanı üzerinden alınan x eksenindeki ivme – zaman grafiği (grafiği ortalayan sembol öğrenci sürümü kaynaklıdır).



Şekil 16 %25 çatlak durumu için mekanizmanın yatak elemanı üzerinden alınan y eksenindeki ivme – zaman grafiği (grafiği ortalayan sembol öğrenci sürümü kaynaklıdır).

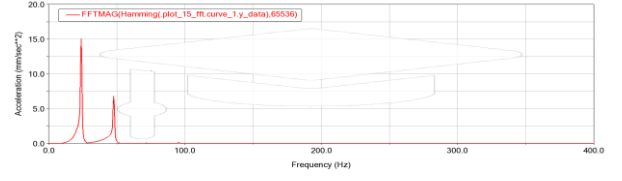


Şekil 17 %50 çatlak durumu için mekanizmanın yatak elemanı üzerinden alınan x eksenindeki ivme – zaman grafiği (grafiği ortalayan sembol öğrenci sürümü kaynaklıdır).

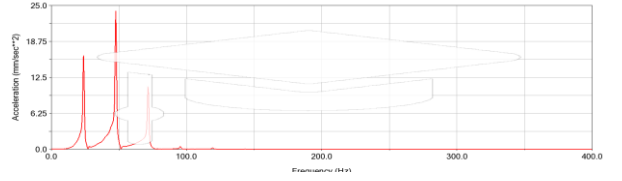


Şekil 18 %50 çatlak durumu için mekanizmanın yatak elemanı üzerinden alınan y eksenindeki ivme –

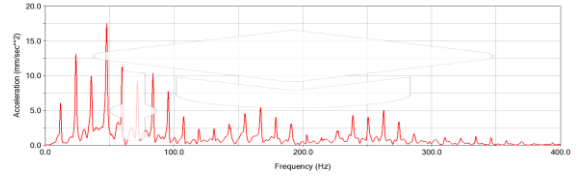
zaman grafiği (grafiği ortalayan sembol öğrenci sürümü kaynaklıdır).



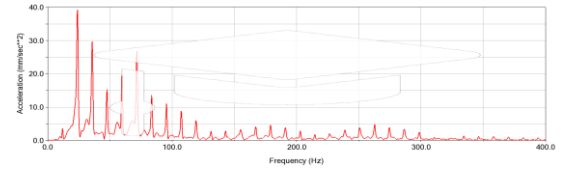
Şekil 19 Sağlıklı mekanizmanın yatağı üzerinden alınan x eksenindeki titreşim datasına ait FFT grafiği (grafiği ortalayan sembol öğrenci sürümü kaynaklıdır).



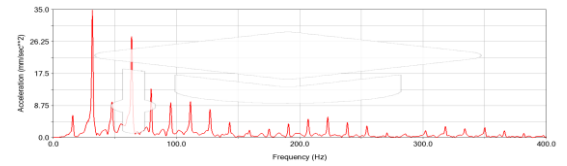
Şekil 20 Sağlıklı mekanizmanın yatağı üzerinden alınan y eksenindeki titreşim datasına ait FFT grafiği (grafiği ortalayan sembol öğrenci sürümü kaynaklıdır).



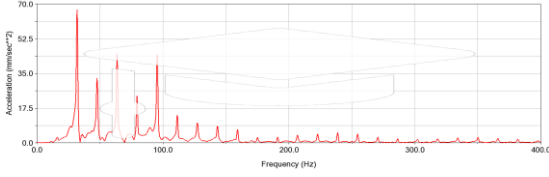
Şekil 21 %25 Biyel çatlak arızası verilen mekanizmanın yatağı üzerinden alınan x eksenindeki titreşim datasına ait FFT grafiği (grafiği ortalayan sembol öğrenci sürümü kaynaklıdır).



Şekil 22 %25 Biyel çatlak arızası verilen mekanizmanın yatağı üzerinden alınan y eksenindeki titreşim datasına ait FFT grafiği (grafiği ortalayan sembol öğrenci sürümü kaynaklıdır).



Şekil 23 %50 Biyel çatlak arızası verilen mekanizmanın yatağı üzerinden alınan x eksenindeki titreşim datasına ait FFT grafiği (grafiği ortalayan sembol öğrenci sürümü kaynaklıdır).



Şekil 24 %50 Biyel çatlak arızası verilen mekanizmanın yatağı üzerinden alınan y eksenindeki titreşim datasına ait FFT grafiği (grafiği ortalayan sembol öğrenci sürümü kaynaklıdır).

Şekil 13'dan 18'e kadar sağlıklı ve çeşitli hasar senaryoları uygulanmış mekanizmalara ait krank yataklarından alınan ivme – zaman datalarına ait grafikler verilmiştir.

Şekil 13 ve 14 de sağlıklı mekanizmalara ait x ve y eksenlerindeki titreşim dataları incelendiğinde sistemin ani ivme değişimi ve tepe noktalarından uzak şekilde çalıştığı ve ivme genlik değerlerinin şekil 15, 16, 17 ve 18 de paylaşılan %25 çatlak durumlu ve %50 çatlak durumlu modellere ait ivme – zaman grafiklerindeki ivme değerlerine göre daha düşük seyrettiği gözlemlenmektedir.

Şekil 13' da sağlıklı mekanizmaya ait x eksenindeki ivmelenme değerlerinin -65 ve + 35 mm/s² aralığında seyrettiği görülürken, bu değer %25 çatlak durumlu mekanizma için şekil 15'den okunacağı üzere -220 ve + 180 mm/s², %50 çatlak durumlu mekanizma içinse şekil 17'den okunacağı üzere -270 + 270 mm/s² aralığında seyrettiği gözlemlenmektedir.

Sağlıklı mekanizmanın y eksenindeki ivmelenme datalarına ait değerler şekil 14, 16 ve 18'de verilmiştir.

Bu değerler incelendiğinde y yönündeki ivmelenme değerlerinin sağlıklı mekanizma için -132.5 ve +132.5 mm/s², %25 çatlak durumlu mekanizma için -300 ve + 132.5 mm/s², %50 çatlak durumlu mekanizma için ise -500 + 200 mm/s² olarak okunmaktadır.

Şekil 19'da verilen sağlıklı mekanizmaya ait ivme genlik spektrumu incelendiğinde; x ekseninde elde edilen hızlı Fourier dönüşümü (FFT) sonuçlarına göre ilk tepe noktası yaklaşık 23.8 Hz. frekansında ve 15 mm/s² genliğinde

meydana gelmiştir. Aynı ekseninde gözlemlenen ikinci tepe noktası ise yaklaşık 47.6 Hz. frekansında ve 6.84 mm/s² genliğindedir.

Sağlıklı mekanizmaya ait y eksenindeki spektrum incelendiğinde ise (şekil 20), ilk tepe noktası yine yaklaşık 23.8 Hz. civarında ve 16 mm/s² genliğinde gerçekleşmiştir. Bu yön için ikinci tepe noktası 47.6 Hz. frekansında ve 24.06 mm/s² genliğinde, üçüncü tepe noktası ise yaklaşık 71.4 Hz. civarında ve 10.88 mm/s² genliğinde gözlemlenmiştir.

Şekil 21'de görüldüğü üzere %25 çatlak durumlu mekanizmaya ait x eksenindeki ivme genlik spektrumu incelendiğinde, spektrumda yeni harmonik bileşenlerin oluştuğu ve bu bileşenlerin genlik değerlerinde belirgin değişiklikler meydana geldiği ve genlik değerlerinde artışın meydana gözlemlenmiştir.

Sağlıklı mekanizmada ilk tepe noktası x ekseninde referansında, krank mili dönme frekansı olan yaklaşık 23.8 Hz.' de oluşurken (şekil 19), arızalı durumda ise ilk tepe noktası yaklaşık 11.8 Hz. frekansında (şekil 21) gözlemlenmektedir. Bu durum, sistemde düşük frekanslı yeni bir bileşenin ortaya çıktığını ve yapısal bir değişimin göstergesi olabileceğini işaret etmektedir.

İlk tepe noktasını takiben, spektrumda 23.8, 35.7, 47.6, 59.8 ve 71.4 Hz. frekanslarında ara harmonikler ve yüksek mertebeden harmonikler meydana gelmiştir. 11.8 Hz.' den başlayarak bu frekanslara ait genlik değerleri 5.992 mm/s², 13.12 mm/s², 10.36 mm/s², 17.73 mm/s², 11.16 mm/s², 9.36 mm/s² şeklinde seyretmektedir (şekil 21). Bu harmonik yapının, sistemdeki arızanın dinamik davranış üzerinde oluşturduğu etkileri yansıttığı değerlendirilmektedir.

%50 çatlak durumlu mekanizmaya ait titreşim dataları frekans ortamında incelendiğinde ise meydana gelen harmoniklerin oluşum frekans değerlerinin %25 çatlak durumlu mekanizmayla hemen hemen aynı olduğu fakat ivme genlik değerlerinde artışların söz konusu olduğu gözlemlenmektedir (şekil 23 ve 24).

4. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Bu çalışmada, dört zamanlı tek silindri bir kompresöre ait krank-biyel mekanizmasının sağlıklı ve çeşitli hasar senaryolarına sahip durumları bilgisayar ortamında modellenerek analiz edilmiştir.

Krank yataklarından elde edilen titreşim verileri zaman ve frekans düzleminde analiz edilmiştir. Her bir farklı durum için alınan titreşim datalarına Hızlı Fourier Dönüşümü (FFT) uygulanarak frekans bileşenleri karşılaştırılmıştır.

Bu analizler neticesinde, biyel kolunda meydana gelen lokal hasarların, özellikle sistemin dinamik davranışı üzerinde belirgin etkiler yarattığı gözlemlenmiştir. Hasar düzeyine bağlı olarak sistemin titreşim cevabında farklılıklar ortaya çıkmakta; bu da titreşim temelli tanı sistemlerinin güvenilirliği açısından önemli ipuçları sunmaktadır.

Elde edilen sonuçlar, arızalı mekanizmanın titreşim spektrumunda belirgin farklılıkların meydana geldiğini göstermiştir. Özellikle temel frekansın katlarının bazılarında genlik artışları ve bazı yeni frekans bileşenlerinin ortaya çıkması, mekanizmadaki yapısal bozulmanın, sistemin dinamik davranışı ve titreşim karakteristiği üzerindeki etkisini açıkça ortaya koymuştur.

Yapılan analizler, krank-biyel mekanizmasında meydana gelen arızaların erken tespiti için titreşim temelli durum izleme yöntemlerinin etkinliğini ortaya koymakta ve Hızlı Fourier Dönüşümü (FFT) tabanlı frekans analizi yaklaşımının, benzer sistemlerde arıza teşhisinde kullanılabilirliğini desteklemektedir.

5. KAYNAKLAR

- [1] Heywood, J. B. (1988). Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill Education.
- [2] Bhatia, V. (2017). Reciprocating Compressors Fundamentals, Design, Operation, Maintenance and Troubleshooting. Wiley.
- [3] Öztürk, H. (2006). Gearbox health monitoring and fault detection using vibration analysis. Dokuz Eylül University.

- [4] Siano, D., & Panza, M. A. (2018). Diagnostic method by using vibration analysis for pump fault detection. *Energy Procedia*, 148, 10-17.
- [5] Teng, W., Ding, X., Tang, S., Xu, J., Shi, B., & Liu, Y. (2021). Vibration analysis for fault detection of wind turbine drivetrains—a comprehensive investigation. *Sensors*, 21(5), 1686.
- [6] Khemili, I., & Romdhane, L. (2008). Dynamic analysis of a flexible slider-crank mechanism with clearance. *European Journal of Mechanics-A/Solids*, 27(5), 882-898.
- [7] Zheng, E., & Zhou, X. (2014). Modeling and simulation of flexible slider-crank mechanism with clearance for a closed high speed press system. *Mechanism and Machine theory*, 74, 10-30.
- [8] Ben Abdallah, M. A., Khemili, I., & Aifaoui, N. (2016). Numerical investigation of a flexible slider-crank mechanism with multijoints with clearance. *Multibody System Dynamics*, 38(2), 173-199.
- [9] MSC Software Corporation. (2024.1). Adams: Multibody Dynamics Simulation Software. Retrieved from <https://www.mscsoftware.com/product/adams>
- [10] Song, J. O., & Haug, E. J. (1980). Dynamic analysis of planar flexible mechanisms. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 24(3), 359-381.
- [11] Jonker, B. (1989). A finite element dynamic analysis of spatial mechanisms with flexible links. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 76(1), 17-40.
- [12] GrabCAD. (n.d.). GrabCAD – Design Community, CAD Library, 3D Printing Software. <https://grabcad.com>
- [13] Dassault Systèmes. (2021). CATIA V5 (Version 2021) [Computer software]. <https://www.3ds.com/products-services/catia/>
- [14] Bolonkin, A. (2010). Compressed air energy storage systems. Springer.