KOMPRESÖR TİTREŞİMLERİNİN ANALİZİ VE MODELLENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mehmet Akif HAFIZOĞLU
(201292091088)

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Aydın DEMİR

T. C.
CUMHURİYET ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KOMPRESÖR TİTREŞİMLERİNİN ANALİZİ VE MODELLENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mehmet Akif HAFIZOĞLU
(201292091088)

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Aydın DEMİR

SİVAS
TEMMUZ 2015

Mehmet Akif HAFIZOĞLU'nun hazırladığı ve **"Kompresör Titreşimlerinin Analizi ve Modellenmesi"** adlı bu çalışma aşağıdaki jüri tarafından **MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı :	**Yrd. Doç. Dr. Aydın DEMİR** Cumhuriyet Üniversitesi	.....
Jüri Üyeleri :	**Doç. Dr. Ünal AKDAĞ** Aksaray Üniversitesi	.....
	Yrd. Doç. Dr. Ahmet AKKUŞ Cumhuriyet Üniversitesi	.....

Bu tez, Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tarafından **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak onaylanmıştır.

Prof. Dr. Mustafa DEĞİRMENCİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ MÜDÜRÜ

Bu tez, Cumhuriyet Üniversitesi Senatosu'nun 20.08.2014 tarihli ve 7 sayılı kararı ile kabul edilen Fen Bilimleri Enstitüsü Lisansüstü Tez Yazım Kılavuzu (Yönerge)'nda belirtilen kurallara uygun olarak hazırlanmıştır.

Bütün hakları saklıdır.
Kaynak göstermek koşuluyla alıntı ve gönderme yapılabilir.

© Mehmet Akif HAFIZOĞLU, 2015

Tez çalışmam boyunca bana destek olan aileme, hocalarıma ve tüm arkadaşlarıma...

ETİK

Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Tez Yazım Kılavuzu (Yönerge)'nda belirtilen kurallara uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında;

- ✓ Bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- ✓ Görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- ✓ Başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere, bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu ve atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- ✓ Bütün bilgilerin doğru ve tam olduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- ✓ Tezin herhangi bir bölümünü, Cumhuriyet Üniversitesi veya bir başka üniversitede, bir başka tez çalışması olarak sunmadığımı; beyan ederim.

30.07.2015

Mehmet Akif HAFIZOĞLU

KATKI BELİRTME VE TEŞEKKÜR

Bilgi ve deneyimlerinden sürekli yararlandığım, tezin her aşamasında yardımlarını esirgemeyen danışman hocam Yrd. Doç. Dr. Aydın DEMİR'e çok teşekkür ederim.
Ayrıca bütün hayatım boyunca yanımda olup desteklerini hiç esirgemeyen aileme minnetlerimi sunarım.

ÖZET

KOMPRESÖR TİTREŞİMLERİNİN ANALİZİ VE MODELLENMESİ

Mehmet Akif HAFIZOĞLU

Yüksek Lisans Tezi
Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı
Danışman: Yrd. Doç. Dr. Aydın DEMİR
2015, 76+xvii sayfa

Bu tez çalışması, pistonlu kompresörleri ve diğer pek çok alanda olduğu gibi pistonlu kompresör mekanizmasında da kullanılan krank biyel mekanizmasını temel almaktadır. Genel hareket, hız, ivme ve kuvvet denklemleri, kompresörlerde meydana gelen bazı titreşim ve gürültü kaynakları, bunların alternatif çözüm yaklaşımları, kompresörlerde istenmeyen titreşim ve gürültülerin azaltılmasına yardımcı olması ve arızaların önceden teşhis edilebilmesi için kestirimci bakım yaklaşımıyla titreşim analizi ile ilgili bazı çalışmalar içermektedir. Birinci bölümde çalışmanın yapılmasının önemi ve amacı üzerinde durulmuştur. Ayrıca, konuyla ilgili olan literatürdeki bazı çalışmalar özetlenmiştir. İkinci bölümde, kompresörlerle ilgili genel bilgilere ve bazı titreşim nedenlerine yer verilmiş, bunlar arasında piyasada en çok kullanılanlardan biri olan pistonlu kompresörler üzerinde durulmuştur. Üçüncü bölümde işletmelerde uygulanan genel bakım yöntemleri ve kestirimci bakım yaklaşımı hakkında bilgi verilmiştir. Dördüncü bölümde pistonlu kompresörlerde kullanılan krank – biyel mekanizmasının genel hareket denklemleri elde edilmiş ve bu denklemler Matlab programına çözdürülerek konum, hız, ivme ve kuvvet analizleri yapılmıştır. Beşinci bölümde kompresörün bazı parçalarının Ansys programı ile frekans analizleri elde edilmiştir. Altıncı bölümde Pulse ölçüm cihazıyla deneysel çalışma yapılmış ve pistonlu bir hava kompresöründen alınan titreşim spektrum grafikleri değerlendirilmiştir. Son bölümde ise, konuya ait değerlendirmeler ve önerilere yer verilmiştir.

Anahtar kelimeler: Pistonlu kompresör, titreşim, kestirimci bakım, frekans analizi.

ABSTRACT

ANALYSING AND MODELLING OF COMPRESSOR VIBRATIONS

Mehmet Akif HAFIZOĞLU

Master of Science Thesis
Main Department of Mechanical Engineering
Supervisor: Aydın DEMİR
Asst. Prof. of Mechanical Engineering
2015, 76+xvii pages

This study includes some knowledge about reciprocating compressors and their some problems. In reciprocating compressors and a lot of systems, crank slider mechanism is used, so its general motion, velocity, acceleration and force equations, some sources of vibrations and noises which occur in compressors and reducing these vibrations and noises with modeling the conditions better were studied in this thesis.
In addition, to predict the failures before, was addicted some knowledge about vibration analysis with predictive maintenance. In the first chapter, importance and aim of this study was defined. Besides, some studies in the litterateur about this topic were summarized. In the second chapter, general information about compressors and some reasons to vibration was defined and reciprocating compressors is one of the compressors which is most-using were described. In the third chapter, general maintenance methods which are applied by many workplaces and predictive maintenance were described. In the fourth chapter, for slider – crank mechanism that is used in reciprocating compressors, general motion equations were defined. These equations were solved to Matlab program and position, velocity, acceleration and force analysis were obtained. In the following chapter, some parts' of compressor frequency analysis were obtained with Ansys program. In the sixth chapter, an empirical-study was executed with Pulse program and spectrum graphics pertaining

to a reciprocating air compressor were commentated. And in the last chapter, some comments and suggestions about the study were executed.

Key Words:Reciprocating compressors, vibration, predictive maintenance, frequency analysis.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

TEŞEKKÜR vii
ÖZET viii
ABSTRACT ix
İÇİNDEKİLER DİZİNİ xi
ŞEKİLLER DİZİNİ xiii
ÇİZELGELER DİZİNİ xv
SİMGELER DİZİNİ xvi
KISALTMALAR DİZİNİ xvii

1. GİRİŞ 1
1.1 Genel Bilgiler…. 1
1.2 Literatürdeki Bazı Çalışmalar 2
2. KOMPRESÖRLER..... 4
2.1 Giriş…… 4
2.2 Kompresörlerin Çalışma Prensipleri 5
2.2.1 Basınç…… 5
2.2.2 Gaz kanunları…… 5
2.2.3 Sıkıştırma oranı…… 6
2.2.4 Sıkıştırma sıcaklığı…… 6
2.2.5 Ara soğutma…… 7
2.3 Kompresör Kapasitesi…… 7
2.3.1 İş ve güç birimleri…… 7
2.3.2 Hareket kanunları…… 8
2.4 Kompresör Çeşitleri..... 8
2.4.1 Dinamik kompresörler…… 8
2.4.1.1 Santrifüj ve eksenel kompresörler..... 8
2.4.1.1.1 Kompresör debisinde dalgalanma…… 10
2.4.1.1.2 Karakteristik özellikleri…… 10
2.4.2 Hacimsel kompresörler…… 12
2.4.2.1 Pistonlu kompresörler..... 12
2.4.2.2 Döner kompresörler…… 15
2.4.2.3 Kanatlı blovırlar…… 15
2.4.2.4 Kayar paletli kompresörler…… 16
2.4.2.5 Vidalı kompresörler..... 16
2.4.2.6 Sıvı pistonlu kompresörler..... 16
2.5 Kompresör Koruma Cihazları…… 17
2.6 Normal İşletmede Dikkat Edilecek Hususlar…. 18
2.7 Kompresör Çevrim Diyagramları…… 20
2.8 Kompresörlerden Gelen Ses ve Titreşimler…… 21
2.9 Titreşim Yalıtımı İçin Kullanılan Malzemeler..... 22

2.9.1 Çelik yay yalıtıcılar……..……..…..... 22
2.9.2 Elastomerler……..……..…..... 23
2.9.3 Esnek yastık ve takozlar……..…..... 23
3. GENEL MAKİNE BAKIM YÖNTEMLERİ…….…… 24
3.1 Arıza Çıktıkça Bakım Yaklaşımı……..... 24
3.2 Periyodik – Koruyucu Bakım Yaklaşımı..... 24
3.3 Pro - Aktif Bakım Yaklaşımı..... 24
3.4 Kestirimci Bakım Yaklaşımı..... 25
3.5 Kestirimci Bakım Yöntemleri……..... 25
3.5.1 Titreşim analizi yöntemi…..……..…..... 26
3.5.1.1 Titreşim standartları……..... 28
3.5.1.2 Frekans analizi……..... 29
3.5.1.3 Titreşim ölçüm analizinde kullanılan donanım…..... 29
3.5.1.4 Arıza çeşitleri ve tespiti……..... 31
4. PİSTONLU KOMPRESÖR HAREKET DENKLEMLERİ…….. 36
4.1 Konum Denklemleri ve Analizi……..... 36
4.2 Hız Denklemleri ve Analizi……..... 38
4.3 İvme Denklemleri ve Analizi……..... 41
4.4 Kuvvet ve Moment Denklemleri ve Analizi..... 44
5. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİYLE FREKANS ANALİZİ……. 52
5.1 Sonlu Elemanlar Yöntemi……..... 52
5.1.1 Sonlu elemanlar yönteminin avantajları…..…..... 52
5.2 Ansys Programı……..... 53
5.3 Ansys Frekans (Modal) Analizi……..... 53
6. DENEYSEL ÇALIŞMA……..……. 62
6.1 Spektrum Grafiği……..……..... 62
6.2 Spektrum Grafiğinin Yorumlanması……..... 62
6.3 Deney Düzeneği……..……..... 63
6.4 Yapılan Ölçümün Spektrum Grafikleri ve Yorumlanması..... 65
7. SONUÇ VE ÖNERİLER……...……..…… 72

KAYNAKLAR 74

ÖZGEÇMİŞ

ŞEKİLLER DİZİNİ

		Sayfa
Şekil 2.1	Fan kanatları ve fana gaz giriş çıkışı	9
Şekil 2.2	Gazın helezona girişi	9
Şekil 2.3	Hacimsel bir kompresör	12
Şekil 2.4	Emme supabının çalışması	13
Şekil 2.5	Tek tesirli kompresör	13
Şekil 2.6	Çift tesirli kompresör	14
Şekil 2.7	Blovır ve çalışma prensibi	15
Şekil 2.8	Sıvı pistonlu kompresörün çalışma şekli	17
Şekil 2.9	Pistonlu kompresör çevrim diyagramı	20
Şekil 3.1	Kestirimci bakım yöntemi akış şeması	25
Şekil 3.2	Dengesizlik spektrum grafiği	32
Şekil 3.3	Eksen kaçıklığı spektrum grafiği	33
Şekil 3.4	Gevşeklik spektrum grafiği	34
Şekil 3.5	Arızalı rulman spektrum grafiği	35
Şekil 4.1	Krank biyel mekanizması	36
Şekil 4.2	Krank açısına göre mekanizmanın konum grafiği	38
Şekil 4.3	Krank açısına göre pistonun hız değerleri grafiği	41
Şekil 4.4	Krank açısına göre pistonun ivme değerleri grafiği	44
Şekil 4.5	Dikdörtgensel bir şekil için kütlesel atalet momenti hesabı	45
Şekil 4.6	Pistona etkiyen kuvvetlerin serbest cisim diyagramı	48
Şekil 4.7	Krank açısına göre pistona gelen kuvvetlerdeki değişim grafiği	49
Şekil 4.8	n=2500 dev/dak için pistona gelen kuvvetlerdeki değişim grafiği	50
Şekil 4.9	Krank/biyel oranı (λ)'na göre pistona gelen kuvvetlerdeki değişim	51
Şekil 5.1	Krank milinin sonlu eleman modeli	54
Şekil 5.2	Krank milinin sonlu elemanlar ile elde edilen parça ve düğüm sayıları.	54
Şekil 5.3	Krank mili analiz modeli	55
Şekil 5.4	Krank milinin 1. moddaki doğal frekans ve titreşim biçimi	55
Şekil 5.5	Krank milinin 2. moddaki doğal frekans ve titreşim biçimi	56
Şekil 5.6	Krank milinin 3. moddaki doğal frekans ve titreşim biçimi	56
Şekil 5.7	Krank milinin 4. moddaki doğal frekans ve titreşim biçimi	57
Şekil 5.8	Mekanizmanın montaj hali sonlu eleman modeli	58
Şekil 5.9	Mekanizmanın sonlu elemanlar ile elde edilen parça ve düğüm sayısı	58
Şekil 5.10	Mekanizmanın analiz modeli	59
Şekil 5.11	Mekanizmanın 1. moddaki doğal frekans ve titreşim biçimi	59
Şekil 5.12	Mekanizmanın 2. moddaki doğal frekans ve titreşim biçimi	60
Şekil 5.13	Mekanizmanın 3. moddaki doğal frekans ve titreşim biçimi	60
Şekil 5.14	Mekanizmanın 4. moddaki doğal frekans ve titreşim biçimi	61
Şekil 5.15	Mekanizmanın 5. moddaki doğal frekans ve titreşim biçimi	61
Şekil 6.1	Deney düzeneği	63
Şekil 6.2	Titreşim ölçüm düzeneği	64
Şekil 6.3	Kompresörün lineer ölçekli, ivme genlikli spektrum grafiği	65
Şekil 6.4	Kompresörün logaritmik ölçekli, ivme genlikli spektrum grafiği	66
Şekil 6.5	Kompresörün dB ölçekli, ivme genlikli spektrum grafiği	66
Şekil 6.6	Kompresörün lineer ölçekli, ivme genlikli dalga form grafiği	67
Şekil 6.7	Kompresörün lineer ölçekli, hız genlikli spektrum grafiği	67

Şekil 6.8 Kompresörün logaritmik ölçekli, hız genlikli spektrum grafiği…..... 68
Şekil 6.9 Kompresörün lineer ölçekli, hız genlikli dalga form grafiği…….. 68
Şekil 6.10 Kompresörün 500 Hz frekans bandındaki hız spektrum grafiği..... 69
Şekil 6.11 Kompresörün 6000 Hz frekans bandındaki hız spektrum grafiği..... 71

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 3.1 ISO 2372 standartları……..... 28

SİMGELER DİZİNİ

P	Basınç, Pa
N	Newton
V	Hacim, m^3
T	Sıcaklık, ^oC
R	Sıkıştırma oranı
HP	Beygir gücü
x	Yatay konum, m
y	Dikey konum, m
v	Hız, m/s
a	İvme, m/s^2
r	Vektörel konum, m
w	Açısal hız, rad/s
F	Kuvvet, $kg.m/s^2$
G	Yer çekimi kuvveti
g	Yer çekimi ivmesi
I	Kütlesel atalet momenti, $kg.m^2$
M	Atalet momenti, $kg.m^2/s^2$
α	Açısal ivme, rad/s^2
n	Devir sayısı, dev/dak
h	Yükseklik, m
L	Litre

KISALTMALAR DİZİNİ

ISO : International Organization for Standardization
FFT : Fast Fourier Transform
RMS : Root Mean Square
RPM : Revolution Per Minute
İTÜ : İstanbul Teknik Üniversitesi

1. GİRİŞ

1.1 Genel Bilgiler

Daha önce teknolojiye, dolayısıyla insanlığa kazandırılan ürünlerin günümüzde gerek teknolojik olarak, gerek insan konforu açısından veya ekonomik açıdan daha verimli ve sessiz çalışmasının sağlanması amaçlanmaktadır. Krank-biyel mekanizması gibi otomobillerde, gemilerde, soğutma sistemlerinde, saf hava ihtiyacının olduğu bazı endüstri alanlarında, ilaç ve gıda endüstrisinde elektronik endüstrisi ve benzeri pek çok alanda yaygınca kullanılan dinamik sistemlerin daha sessiz ve daha verimli olabilmeleri için daha iyi anlaşılmaları gerekmektedir. Bu amaçla yapılan araştırma - geliştirme çalışmalarına katkıda bulunulması noktasında bu çalışmada pistonlu kompresörler ve bunlarda kullanılan krank – biyel mekanizması ile ilgili çalışmalara yer verilmiş, bunlardan kaynaklanan titreşimlerin azaltılması konusunda bazı önerilerde bulunulmuştur.

Günümüzde iyice yaygınlaşmaya başlayan ve önemi artan titreşim çalışmalarının daha fazla dikkate alınması gereklidir. Özellikle, kestirimci bakım yaklaşımında uygulanan düzenli titreşim ölçümlerinin yapılmasıyla birçok problem önceden teşhis edilerek daha büyük sorunlara neden olmadan önlem alınıp, arızalar giderilebilmektedir. Bu da, bakım ve onarım maliyetlerini düşürüp daha ekonomik çalışmalar elde edilmesini kolaylaştırmakla birlikte zaman açısından da aksamalar minimize edildiğinden, daha verimli sonuçlar elde edilmesini sağlar. Kestirimci bakım, arızaların ve hatalı ürünlerin önlenmesini amaçlar. Günlük faaliyetler; ekipman kontrolleri, hassas ölçümler, belirli periyotlarda kısmi veya genel bakımlar, yağ değiştirme, yağlama ve benzeri rutin işlemleri içerir. Buna ilaveten, işçiler de ekipman bozulmalarının kayıtlarını tutar ve böylece, problemlere sebep olmadan önce değiştirilmesi ya da onarılması gereken aşınmış parçalar belirlenir. Kontrol ve arıza arama işlemlerini kolaylaştıran alet ve takımlarda son yıllarda kaydedilen teknolojik gelişmeler, ekipman açısından daha da doğru ve güvenilir bir duruma gelinebilmesini sağlamıştır. Özellikle imalat yapan işletmeler düşünüldüğünde,

titreşim analizinin önemi daha fazla anlaşılmaktadır. Bu yüzden, kestirimci bakım uygulamalarından biri olan titreşim analizine ve bu analizi sağlıklı bir şekilde yapabilecek personellere daha fazla önem verilmesi gerektiği anlaşılmaktadır.

1.2 Literatürdeki Bazı Çalışmalar

Mantri, Kachhia, Tamma ve Bhakta (2014), pistonlu kompresörlerde meydana gelen sürtünme kayıplarını araştırmışlardır. Reynolds denklemini sonlu elemanlar metoduyla çözümleyerek piston – silindir arasındaki sürtünme kayıplarını minimum yağ film kalınlığı, yağ basıncı ve olağan kuvvetler parametreleriyle değerlendirmişlerdir.

A. phad ve Burande (2013), pistonlu kompresörlerde kullanılan biyel kolunun statik ve dinamik analizini Ansys paket programıyla yaparak biyel kolunun malzeme özelliklerini maksimum gerilim prensibiyle inceleyip, hata oluşabilecek yerleri tespit etmişlerdir.

Faezaneh-Gord, Nıazmand ve Deymidashtebayaz (2013), kütle ve enerjinin korunumu kanunu ile matematiksel bir model geliştirip, pistonlu kompresörlerde kullanılan silindir içindeki basınç ve sıcaklık ile valf hareketlerini farklı krank açılarında hesap etmişlerdir. Hesap edilen değerlerin daha önce ölçümle belirlenen değerlere çok yakın olduğu görülmüştür. Açısal hız arttıkça, silindir içinde oluşan basınç ve sıcaklığın da arttığı, düşük krank açılarında bile valf titreşimleri gözlenmiş, bunun sonucunda da valf açılma açılarının artmasıyla birlikte emme valfinde kaçaklar oluştuğu anlaşılmıştır.

Üstün (2011), yağsız çalışan çift pistonlu hava kompresörlerinin Ansys paket programıyla dinamik analizini yapmıştır.

Bin-Yan Yu, Xiao-ling Yu ve Feng (2010), pistonlu kompresörlerde kullanılan bir çeşit krank mili sisteminin titreşim analizini yapmışlardır.

Bayır (2008), scroll ve pistonlu tip soğutma kompresörlerinin kapasite ve verimlerinin çalışma şartları ile değişimini araştırmıştır.

Soedel (2007), pozitif yer değiştirmeli (hacimsel) kompresörlerde ses ve titreşim üzerine kapsamlı bir çalışma yapmış, kompresörlerde meydana gelen titreşim ve gürültülerin genel nedenlerini ve çözüm yollarını araştırmıştır.

Kurtuluş (2007), pistonlu kompresörlerdeki pistonun ikincil hareketi olarak tanımlanan pistonun doğrusal hareketi esnasında silindir merkez ekseninden silindir duvarına doğru hareketi ve silindir duvarına çarpması sonucu oluşturduğu titreşim ve gürültüyü azaltmak için eksen kaçıklığı parametresini Adams programıyla araştırmıştır.

Santos ve Estupinan (2007), hermetik kompresörlerdeki bazı mekanik bileşenlerin dinamik davranışlarını sonlu elemanlar metoduyla tanımlayıp, mil yatağının dinamik davranışını maksimum yağ filmi basıncı, minimum yağ filmi kalınlığı ve maksimum titreşim seviyeleri parametreleriyle incelemişlerdir.

Tuomas (2006), soğutma kompresörlerinde kullanılan rulmanların yağlanması ve yağlamada kullanılan yağ ve soğutucu karışımları incelemiştir. Bazı yağları karşılaştırarak bunların viskozite, basınç, sıkıştırılabilirlik gibi bazı özelliklerini incelemiştir.

Kalyoncu (2006), titreşim analizi ile makina elemanları arızalarının belirlenmesi konusunda araştırmalar yapmıştır.

Köse (2003), makine arızalarının belirlenmesinde titreşim analizi yöntemini araştırmıştır. Dönen makinelerin durumu ile ilgili en ayrıntılı bilginin yataklar üzerinden alınan titreşim ölçümleri analizi ile edilebileceğini savunmuş ve her arızanın fiziksel özelliklerine göre farklı frekanslarda kendini gösterdiğini tespit etmiştir.

Orhan (2003), dönen makinelerde oluşan bazı arızaları titreşim analizi spektrum grafikleri ile araştırmıştır.

Toktaş (1995), Q-basic dilinde geliştirdiği bir bilgisayar programı ile pistonlu kompresörlerin krank – biyel mekanizmasının tasarımını yapmıştır.

2. KOMPRESÖRLER

2.1 Giriş

Kompresör Nedir?

Genel olarak havayı veya diğer gazları atmosfer basıncından daha yüksek basınçlara sıkıştırmak için kullanılan makinadır. Belirli bir oranda kompresörler kısmi vakum elde etmede veya atmosfer basıncının altına inmek için de kullanılmaktadır.

Hava Kompresörü

Atmosferden emdiği havayı kapalı bir kaba veya sisteme basarak sıkıştırır. Hava kompresörleri genelde kendilerini süren motordan aldıkları enerjinin %19-27'sini basınç enerjisine dönüştürürken, kalan kısım ısıya dönüşür ve çevrimin sürekliliğini sağlayabilmek için, sıkıştırma esnasında oluşan bu ısının hava veya su soğutmasıyla sistemden atılması gerekir. Basınçlı hava üreten kompresörlerin enerji verimi (elektrik ve hidrolik güç kaynaklarına kıyasla) düşük olmasına rağmen, esnek (şartlara uyan, mekanik sıkışmadan dolayı mekanizmayı tahrip etmeyen) kullanım olanaklarından dolayı, hava dışında akışkanın enerji kaynağı olarak kullanılamadığı (tekstil makinaları gibi makinalar, boya tabancaları gibi aygıtlar) yerlerde, prosesin hava ihtiyacı olan (cam imalatı, hava ile püskürtme v.b) yerlerde, elektrik ve hidrolik (yağla çalışan pistonlar) güç kaynaklarına üstünlüğü nedeniyle, basınçlı hava kullanılır. Basınçlı hava ile çalışan makinaların genel olarak çalışma basıncı 6 bar (manometre basıncı) olup, boya tabancaları ve diğer bazı aletler daha düşük basınçta çalışır. 6 bar hava kullanan sistemleri besleyen kompresörlerin 7-8 bar basınç kapasiteli olması gerekir ve genelde bu basınçta kompresörler kullanılır. Kompresörlerin bastığı hava içinde yoğuşan su ve kompresörden kaçan yağın tutulması için basınçlı hava filtreleri ve basınçlı hava kurutucuları kullanılır. Temiz ve kuru basınçlı hava, istenen basınç değerine regülatör adı verilen kısıcı/dengeleyici aygıtlarla düşürülür ve mümkün olduğunca sabit basınçla, hava kullanan makina aktuatörüne (pistonuna veya hava motoruna) verilir [1].

Tarihçesi

Tarihçesi daha eski olmakla birlikte 1650'li yıllarda Otto Von Guericke'nin kompresör ve vakum pompalarında önemli gelişmeler yaptığı bilinmektedir. 1829'da William Mann basınçlı hava kompresör makinasının patentini aldı. Bu gelişmelerle, ekonomik alanda daha hafif makinalar elde edildi. 1872'den sonra sıkıştırma ile beraber soğutma da yapıldı. Bu yöntemde, silindirin içinde su jeti fışkırtılmaktaydı. Bu sistemde çalışan kompresörler bazı problemleri de beraberinde getirdi. Bu yüzden de etrafında su elbisesi bulunan kompresörler kullanılmaya başlandı. Bu tür ıslak kompresörler günümüzde hala kullanılmaktadır.

2.2 Kompresörlerin Çalışma Prensipleri

2.2.1 Basınç

Bütün gazlar moleküllerden meydana gelir. Moleküller gaz içinde her yöne hareket eder ve temas ettikleri her yüzeye eşit kuvvetle etki eder. Birim alana etkiyen bu kuvvete basınç adı verilir.

$$P = \frac{N}{m^2} \qquad [2.1]$$

Ölçü biriminde en çok kullanılan basınç birimi inç kareye etki eden pound olarak kuvvet olup pound/inc^2 ve psi olarak gösterilir.

1kg/cm^2 = 14,22 psi

Dünyanın etrafı atmosfer adı verilen hava tabakası ile çevrilmiştir. Hava da bir gaz olduğuna göre, temas ettiği bütün yüzeylere bir basınç uygular. Bu basınç değeri deniz seviyesinde 1,033 kg/cm^2 (14.22 psi)' dir [2].

2.2.2 Gaz kanunları

Silindir içinde bulunan bir gaz, pistonun hareketi ile sıkıştırılmaktadır. Sıcaklık aynı kalmak şartıyla gazın hacmi küçültülürse basınç artar. Birinci durumdaki hacim V_1, mutlak basınç P_1, ikinci durumdaki hacim V_2, mutlak basınç P_2 ise ;

$$P_1 . V_1 = P_2 . V_2 \quad [2.2]$$

veya;

$$\frac{P_1.V_1}{T_1} = \frac{P_2.V_2}{T_2} \quad [2.3]$$

şeklinde ifade edilir. Sıcaklık sabit kalmak şartıyla hacim ile mutlak basıncın çarpımı sabittir ve değişmez.

2.2.3 Sıkıştırma oranı

Kompresör, gaz basıncını artıran bir makinedir. Normal olarak kompresöre belli bir basınçta giren gaz, daha yüksek basınçla çıkar. Emme ve basma basıncı arasındaki fark, kompresörde gaz üzerinde yapılan işten dolayıdır. Sıkıştırma oranı R, emme ve basma basıncının mutlak değerlerinin oranıdır [2].

$$R = \frac{P_2}{P_1} \quad [2.4]$$

Kompresörler daima gaz basınçlarını yükselttikleri için R daima birden büyük bir sayıdır. R kompresörün gaza ilave ettiği basınç miktarının bir göstergesidir.

2.2.4 Sıkıştırma sıcaklığı

Kompresör, gaz basıncını artırırken aynı zamanda gazın sıcaklığı da artar. Sıcaklık artışının miktarı gaz cinsine göre değişir. Hafif gazlar daha çok ısınır. Mesela metan gazı etandan hafiftir. O halde aynı sıkıştırma oranı için metan daha fazla ısınır.

Kompresörde basılan gazın sıcaklığını belirleyen faktörleri aşağıdaki şekilde sıralayabiliriz:

Emme sıcaklığı

Sıkıştırma oranı

Gazın cinsi

2.2.5 Ara soğutma

Kompresörlerde soğutma işlemi çok önemlidir. Sıkıştırılan havanın ısınmasıyla sistemin verimi düşer. Isınmış havanın yağla karışması ise patlamalara neden olabilir. Gazın sıkıştırılması sırasında meydana gelen ısının uzaklaştırılması için soğutma sistemleri geliştirilmiştir. Burada yapılan işlem gazın iki basınç kademesi arasında soğutulması işlemidir. Buna ara soğutma (intercooling) adı verilir. Ara soğutmanın nedeni, ikinci kademeye gitmeden önce gazın hacmini azaltmaktır. Sıcaklık düşürülür, fakat basınç aynı kalırsa gazın hacmi azalır. Ara kademede yapılacak her bir 2,7 ^{0}C'lik soğutma ile sıkıştırma için gerekli güçten %1 tasarruf sağlanır. Çok kademeli kompresörlerde ara soğutma yapılarak toplam sıkıştırma gücünden tasarruf sağlanır [2].

Normal hava sirkülasyonu, vantilatör veya kompresörün içindeki su ceketleriyle soğutma gerçekleştirilir.

2.3 Kompresör Kapasitesi

Kompresör kapasitesi, belli bir zaman aralığında hareket eden gazın hacmidir. Kompresör kapasitesi genellikle m^3/dk ile ifade edilir. Bir boru içinde akan gazın akma miktarına debi adı verilir. Kompresörün çıkış borusunun debisi, kompresör kapasitesine eşittir. Boru içinde akan gazın debisi, gazın hızı ile boru kesitinin çarpımına eşittir. Gazın hızı artarsa kompresör kapasitesi de artar. Aynı ebatta iki borudan akan gazlardan hızı fazla olanın debisi de fazladır. Buna karşılık iki farklı çapta borudan akan gazların hızları aynı ise, çapı büyük olanın debisi daha fazladır [1,2].

2.3.1 İş ve güç birimleri

1 kg ağırlığında bir cisim 1 m yükseltilirse yapılan iş 1 kilogrammetre (kgm)'dir. Kgm bir iş birimidir.

Saniyede 75 kgm iş yapabilen bir makinenin gücü 1 beygir gücü (HP)'dür. Beygir gücü birim zamanda yapılan gücü belirtir. Güç birimidir. 1 kg ağırlığında bir cisim 4500 m yukarıya kaldırılırsa yapılan iş 4500 kgm olduğuna göre, bu işi bir dakikada yapabilen bir makinenin gücü 1 HP'dir. Elektrik gücü genellikle kilovat ile ölçülür. 1 HP = 0,735 kw'tır.

2.3.2 Hareket kanunları

Her hareketsiz cismin bir ataleti ve duruşta kalmaya bir meyli vardır. Hareketsiz bir cismi yeterli büyüklükte bir kuvvet etkilemedikçe cisim hareketsiz kalmaya devam eder. Buna karşılık her hareketli cismin aynı yönde hareketine devam etmeye bir meyli vardır. Hareketli bir cismin üzerine etki eden hiçbir kuvvet yoksa, aynı yönde ve aynı hızda hareketine devam eder. Kompresörler, gazın hız ve basıncını sürekli olarak artırarak ona enerji ilave eden makinelerdir. Gazın kazandığı enerji kompresörün yaptığı işten dolayıdır.

2.4 Kompresör Çeşitleri

2.4.1 Dinamik kompresörler

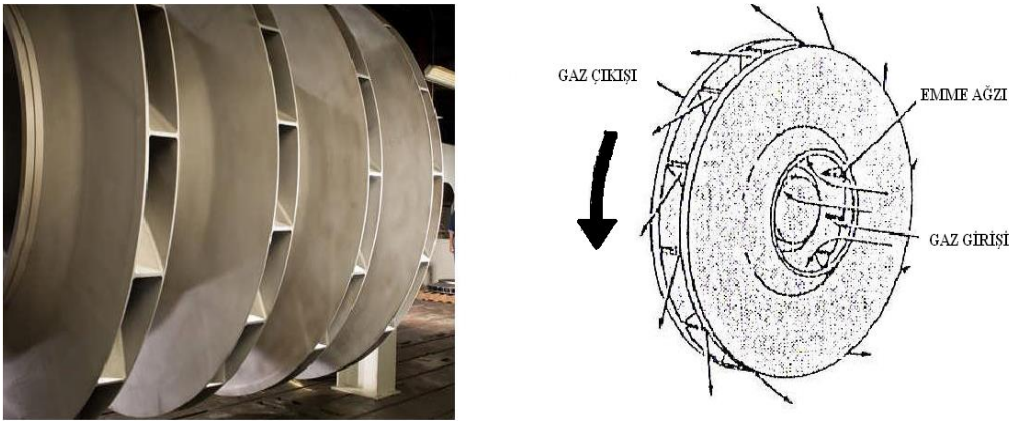
2.4.1.1 Santrifüj ve eksenel kompresörler

Dairesel hareket yapan bir sistemde belli bir yörünge etrafında dönen cisme etki eden ve onu bu rotada tutan kuvvete merkezi kuvvet adı verilir. Merkezî kuvvet, cisimden dönme merkezine doğrudur. Her kuvvete karşı bir tepki kuvveti oluşur. Etki tepkiye eşittir. Merkezkaç veya santrifüj kuvvet yukarıda açıklanan merkezî kuvvetin tepkisidir ve ona eşittir.

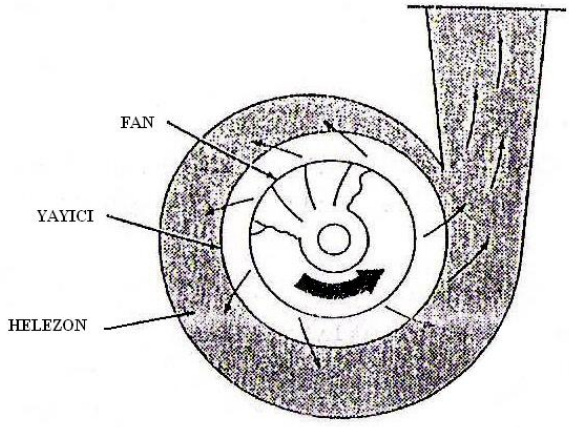
Dönen bir disk tarafından taşınan cisim, dönme hareketi esnasında merkezden dışarı doğru hareket eder ve hızı merkezden uzaklaştıkça artar. Santrifüj kompresördeki mantık da budur. İki plaka arasına yerleştirilen kanatçıklardan oluşan fan dönmeye başlayınca kanatlar temas ettikleri hava moleküllerini harekete zorlarlar. Düz bir hat üzerinde hareket etmeye meyilli olan molekülleri dairesel harekete zorlayan merkezi bir kuvvet yoktur. Fan tarafından itilen molekül, dönerken dışarı doğru da hareket eder ve hızı giderek artar. Henüz harekete geçmemiş gaz molekülleri hareketsiz kalmaya meyillidirler. Her molekülün bir ataleti vardır. Bu sebeple harekete geçirildikleri anda kanatlara karşı bir direnç gösterirler ve moleküller birbirine yaklaşır. Bu şekilde hacmi azalan gazın basıncı artar. Sonuç olarak santrifüj kompresör, gaza bir basınç ve hız kazandırır. Fan, gaz üzerinde bir iş yapar. Bu iş gazın kazandığı enerjiye çevrilir. Gaz enerjisi hız ve basınç şeklindedir. Yani kinetik ve potansiyel

enerjilerin toplamıdır [1,2].

Gaz fanı terk ettiği anda yayıcı adı verilen bir bölüme girer. Yayıcının çapı fanın çapından büyüktür.



Şekil 2.1 Fan kanatları ve fana gaz giriş çıkışı.



Şekil 2.2 Gazın helezona girişi.

Gaz, yayıcıdan sonra helezon veya salyangoz bölümüne girer. Helezon içinde gazın hızı azalmaya ve basıncı artmaya devam eder. Kompresörün çıkış veya basma borusunda belli bir hız ve basınç oluşur. Herhangi bir kompresörü terk eden gaz ilave bir enerjiye sahiptir. Bu enerji hız, basınç, sıcaklık şeklindedir. Bir milin ekseni boyunca yapılan harekete eksenel hareket denir. Eksenel

hareket doğrusal bir harekettir. Gazlara mil ekseni boyunca hareket veren kompresörlere de eksenel kompresörler adı verilir. Bu kompresörler temel olarak rotor ve stator kısımlarından oluşur. Rotor, kompresörün dönen aksamıdır. Gövdeye bağlı sabit kanatlardan oluşan stator ise santrifüj kompresörlerdeki yayıcı gibi işlev görür [1].

2.4.1.1.1 Kompresör debisinde dalgalanma

Bir kompresör büyük miktarlarda gaz kullanılan yüksek kapasiteli bir sisteme bağlı olsun. Kompresör çalışmaya başladığı zaman sistemin gaza olan büyük ihtiyacı dolayısıyla çıkıştaki direnç çok azdır. Bu anda kompresör azami kapasitesinde çalışır. Ancak sistem kompresörün bastığı tüm gazı kullanamıyorsa giderek sistemin basıncı artar ve çıkıştaki direnç büyür. Eğer sistem, kompresör tarafından basılan gazdan daha az miktarda gaz kullanmaya devam ederse gaz akışını devam ettirmek ile birim gaz başına harcanan iş artar. Basma yüksekliği büyür ve sonunda kompresörün azami basma yüksekliğine ulaşır. Bu anda akış durur. Akış durunca kompresördeki basınç, sistem basıncının altına düşer. Gaz, sistemden kompresöre doğru akmaya başlar. Bir miktar gaz kompresörden geri kaçtıktan ve sistemde kullanıldıktan sonra sistem basıncı tekrar düşer. Kompresör tekrar sisteme gaz basmaya başlar. Bir süre sonra akış tekrar durur ve geri akış başlar. Gazın bu şekilde ileri geri akışı olayına dalgalanma (surging) denir. Dalgalanma, kompresör yüksek basınçta ve minimum kapasitesinin altında çalışmaya zorlandığı zaman meydana gelir. Dalgalanmanın meydana getirdiği hızlı geri dönüşler, kompresör ve borularda şiddetli titreşimlere sebep olur. Kompresör hasarlanabilir. Bu nedenle de sistemin gaza olan ihtiyaç miktarı iyi tespit edilip, ona göre uygun bir kompresör kullanılmalıdır [2].

2.4.1.1.2 Karakteristik özellikleri

Soğutma kapasiteleri 200-10000 kW aralığında olan soğutma sistemlerinde kullanılır. Bu kompresörlerin en çok kullanım alanı suyun 6 ila 8 °C'ye soğutulduğu klima sistemleri olmasına karşın çok kademeli olanlar buharlaştırma sıcaklığı -50 ila 100 °C arasında olan sistemlerde de kullanılır.

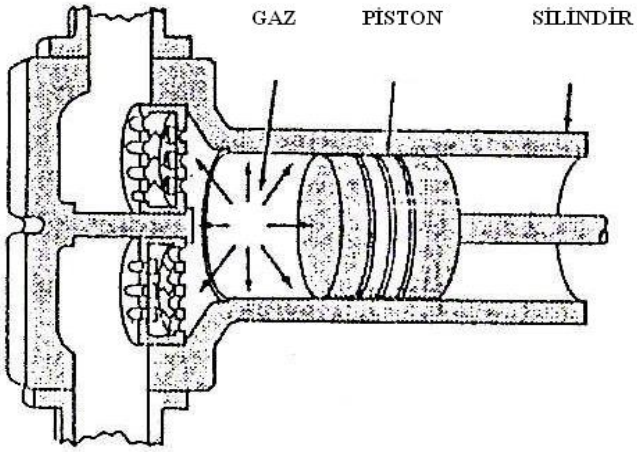
Santrifüj kompresörlerde, santrifüj pompalarda olduğu gibi soğutkan, çarkın dönme ekseninden kompresöre girer; santrifüj etki ile çarkın çevresine doğru atılır. Bu şekilde çark kanatları gaza yüksek hız kazandırır. Bu da basıncın artmasını sağlar. Santrifüj kompresörler basınç oranı düşükse tek bir çarktan imal edilirler. Santrifüj kompresörlerin iç verimi %70-80 aralığındadır [2].

Santrifüj ve eksenel kompresörlerle hacimsel kompresörler arasında önemli farklar vardır. Hacimsel kompresörlerde gaz önce silindir veya gövde içine alınır. Sonra gaza bir öteleme hareketi verilerek sıkıştırılır. Kompresör bu olayın birbiri ardına defalarca tekrarlanması ile çalışır.

Dinamik kompresörler olarak isimlendirilen santrifüj veya eksenel kompresörlerde ise gaz bir hacim içine hapsedilmez. Akış süreklidir. Bu kompresörlerin konstrüksiyonları basittir. Parça sayısı azdır. Fazla bir bakım işi gerektirmezler. Yani ilk yatırım maliyeti ve bakım masrafı azdır. Fakat sıkıştırma için biraz daha fazla enerji sarf ederler. Yani verimleri daha düşüktür [2].

Dinamik kompresörler, büyük gaz debileri için genel olarak daha ekonomiktirler. Eksenel kompresörler, nispeten düşük basma yükseklikleri ve büyük kapasiteler için kullanılırlar. Büyük kapasite ve büyük basma yükseklikleri için santrifüj kompresörleri kullanmak daha uygundur.

2.4.2 Hacimsel kompresörler



Şekil 2.3 Hacimsel bir kompresör.

Hacimsel kompresörler, gazı önce bir silindir veya gövde içine hapseder, sonra bir öteleme hareketi ile hacmini küçültür. Bu bakımdan hacimsel kompresörlere pozitif yer değiştirmeli kompresörler adı da verilir [3].

Hacimsel kompresörlerin çoğu doğrusal olarak ileri geri hareket eden pistonlu makinelerdir. Dönme hareketi ile çalışan hacimsel kompresörler de vardır.

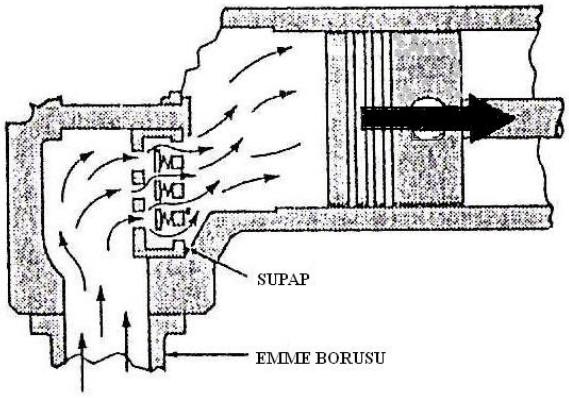
2.4.2.1 Pistonlu kompresörler

Soğutma sistemlerinde en çok kullanılan kompresör türüdür.

Pistonlu kompresörlerde belli hacimlerdeki gaz bir silindir içine gönderilir. Silindir içine giren gaz pistonun ileri doğru hareketi ile sıkıştırılır ve hacmi küçültülür. Daha sonra sıkışan gaz basma tarafında bulunan basınçlı boru hattına sevk edilir. Silindir içinde gazın bu hareketlerini sağlayan mekanizmalara supap adı verilir. Gaz, emme supabından geçerek silindire girer. Basma supabından geçerek silindirden çıkar. Supaplar, birer çek valf gibi çalışarak gazın sadece bir yönde akışına izin verirler. Kompresör supapları, basınç farkının meydana getirdiği kuvvetle açılır ve kapanırlar [3].

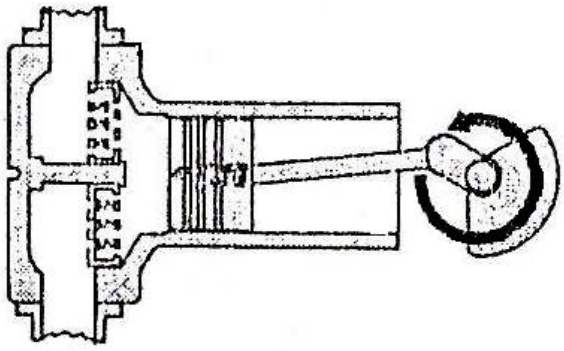
Emme supabının açılması için, emme borusundaki gazın basıncı silindirin

içindeki gazın basıncından fazla olmalıdır. İki taraftaki basınçlar eşit olduğu an supap kapanır. Gaz akışını durdurur. Basma supabının açılması için ise, silindirdeki gazın basıncı basma borusu içindeki basınçtan fazla olmalıdır. Pistonlu kompresörlerde pistonun bir ileri bir geri hareketi bir devir veya tur olarak isimlendirilir.



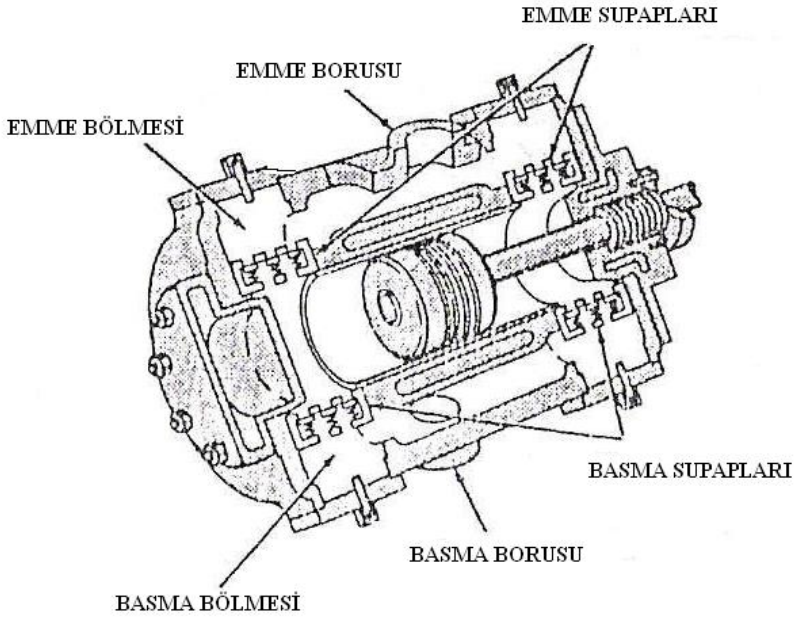
Şekil 2.4 Emme supabının çalışması.

Gaz, pistonun yalnız ileri ve geri hareketi ile basılıyorsa kompresör tek tesirlidir. Başka bir ifade ile tek tesirli kompresörlerde gaz her devirde bir defa basılır.



Şekil 2.5 Tek tesirli kompresör.

Çift tesirli kompresörlerde ise gaz, pistonun her iki tarafında sıkıştırılır. Yani her devirde gaz iki defa basılır. Bu tip kompresörlerde pistonun ileri hareketi basma stroku, geri hareketi ise emme stroku olarak isimlendirilir. Ağır hizmetlerde çalışan pistonlu kompresörlerin çoğu çift tesirli olarak imal edilir.



Şekil 2.6 Çift tesirli kompresör.

Pistonun ileri hareketinde kafa tarafındaki gaz sıkıştırılır. Burada meydana gelen basınç, basma bölmesindeki basıncın bir miktar üstüne çıktığı an, kafa tarafındaki basma supabı açılır ve gaz basma borusuna akmaya başlar. İleri hareketin başlangıcında, pistonun krank tarafında küçük bir hacimde sıkışmış gaz kalmıştır. Piston ileri hareket ettikçe bu gaz genişler ve basıncı düşer. Basınç emme bölgesindeki basıncın altına düştüğü an krank tarafındaki emme supabı açılır. İleri hareketin sonunda pistonun krank tarafına taze gaz dolmuş ve buradaki gazın sıcaklığı da emme borusundaki gazın sıcaklığına hemen hemen eşit hâle gelmiştir. Silindirin kafa tarafındaki küçük bir hacimde ise, basınçlı gaz bulunmaktadır. Piston ileri hareketini bitirdiği an krank tarafındaki basınç emme bölgesindeki basınca eşit olur ve buradaki emme supabı kapanır. Kafa tarafındaki basınç, basma borusundaki basınca eşit olur ve borudaki basma supabı da kapanır. Piston geri harekete başladığı zaman silindirin krank

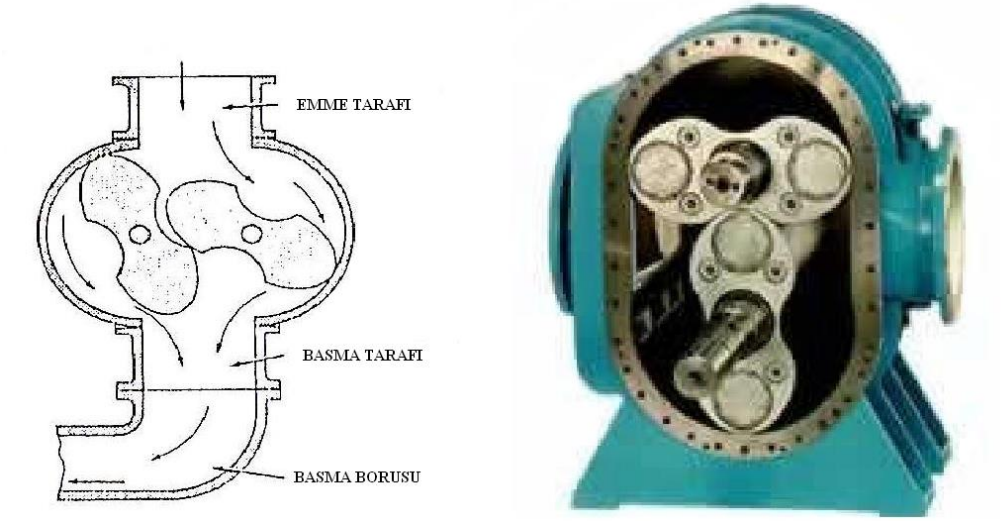
tarafındaki taze gaz sıkışmaya başlar. Kafa tarafında halen küçük hacimdeki sıkışmış gaz genişler ve basıncı düşer. Basınç, emme bölgesindeki basıncın altına düştüğü an kafa tarafındaki emme supabı açılır. Bundan sonraki olaylar, aynı şekilde tekrar eder [2,3].

2.4.2.2 Döner kompresörler

Döner kompresörlerin birçok tipleri vardır. Bunlar arasında basma kapasitesi veya debisi büyük, fakat sıkıştırma oranları küçük olan bir tip kompresöre blovır veya körük adı verilir.

2.4.2.3 Kanatlı blovırlar

Kanatlı blovırlarda iki adet fan vardır. Her fanda iki veya daha fazla kanat bulunmaktadır. Fanlar bir gövde içinde çalışırlar. Fan kanatları, gazı emme tarafından basma tarafına sevk ederler. Bu sırada gazın basıncıda artar. Blovırlarda kanatlar ile gövde arasında küçük bir boşluk gereklidir. Aksi hâlde kanatlar gövdeye sürünür. Basılan gazın bir kısmı bu boşluktan emme tarafına geri kaçar. Bu yüzden blovırlar yüksek basınçlarda kullanılamazlar [2].



Şekil 2.7 Blovır ve çalışma prensibi.

2.4.2.4 Kayar paletli kompresörler

Bu kompresörlerde, üzerinde bir dizi kayar palet bulunan döner bir rotor vardır. Paletler, rotor içinde ileri geri kayma hareketi yaparlar. Rotorun dönmesi sırasında meydana gelen santrifüj tepki ile paletler dışarı doğru savrulurlar. Rotor, gövde içinde merkezden kaçık olarak yerleştirildiği için gövdeye yakın olan bölümde kanatlar yuvalarına girmeye zorlanır.

Her palet çifti arasında kalan hacim emme tarafından basma tarafına ötelenir. Öteleme sırasında gazın hacmi küçülür ve basıncı artar. Bazı kayar paletli kompresörlerde paletlerin rotora girdiği bölümlerde paleti iten yaylar yerleştirilmiştir. Yaylar paletlerin dışarı doğru savrulma hareketlerini kolaylaştırırlar [2].

2.4.2.5 Vidalı kompresörler

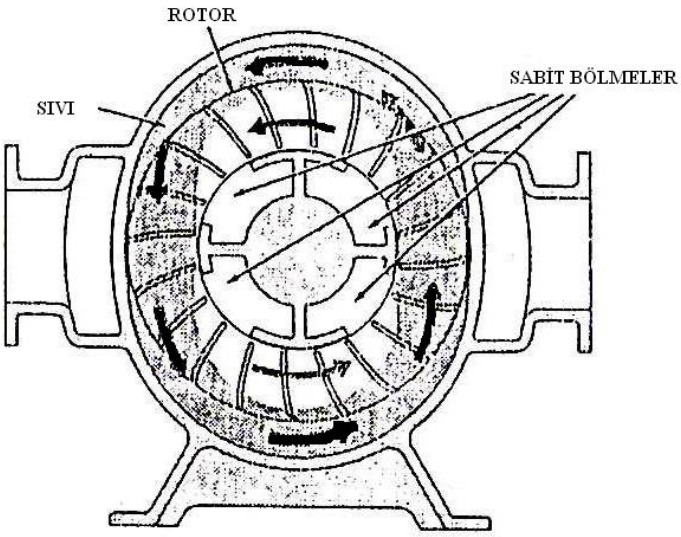
Vidalı kompresörlerde helisel dişli olarak imal edilmiş iki adet rotor vardır. Karşılıklı dönen vida dişlileri arasındaki gaz, gittikçe küçülen hacim içinde ötelenir. Vidalar arasındaki aralık, çıkış bölümüne doğru azalacak şekilde imal edilmiştir. Hacim azalması, basıncın artması sonucunu verir. İki rotor birbirleri ile ve gövde ile metal metale sürtünmezler. Bu sebeple herhangi bir iç yağlamaya gerek yoktur. Vidalı kompresörler, basılan gazın tamamen yağsız olması istenilen durumlarda daha çok kullanılmaktadır.

2.4.2.6 Sıvı pistonlu kompresörler

Sıvı pistonlu kompresörlerde kanatlı bir tek rotor vardır. Gövde içinde belli bir seviyeye kadar sıvı bulunmaktadır. Rotor tam dairesel, buna karşılık gövde oval veya elips şeklinde imal edilmiştir. Bu kompresörlerde sıvı olarak genellikle su kullanılır. Özel uygulamalarda, diğer sıvılar da kullanılır. Kompresör dururken sıvı, gövdenin alt tarafında durgun vaziyette çökmüştür. Dönme başlayınca santrifüj tepki ile sıvı gövdenin duvarlarına bütün çevre boyunca itilir.

Rotorun merkezine yakın dört bölmeye ayrılmış sabit bir kısım vardır. Dört bölmeden ikisi emme tarafı, diğer ikisi ise basma tarafı ile irtibatlıdır. Rotor dönerken emme tarafı ile irtibatlı bölmeye giren gaz, sıvı ile kanatlar arasından

basma bölmesine akar. Sıvı pistonlu kompresörlerde iki ayrı gaz akışı vardır.



Şekil 2.8 Sıvı pistonlu kompresörün çalışma şekli.

Sıvı, bir piston görevi yapar ve bu sebeple iç yağlamaya gerek yoktur. Basılan gaza bir miktar sıvı karıştığı için, gaz çıkışına bir sıvı ayırma separatörü yerleştirmek gereklidir. Kompresör sıvısının belli bir miktarın altına düşmemesi gerekir. Bu bakımdan zaman zaman sıvı takviyesi yapılır [1,2].

2.5 Kompresör Koruma Cihazları

Kompresörler, anormal durumlara ve çeşitli şartlara uyması için bir ya da birden çok koruma cihazları ile donatılır.

1. Yüksek basınç koruması şu özelliklere sahip olmalıdır:
   - Yüksek basıncı kesmeli
   - Yüksek basınç tarafında dâhili ve harici emniyet supapları bulunmalıdır.

Diferansiyel basınç ayarları, kullanılan soğutkana ve işletme koşullarına bağlıdır. Bu durumda emniyet supabının, hızlı devir daim sırasında yanlışlıkla açılmayacağından emin olunmalıdır. Birçok kaynaklı hermetik kompresör içten emniyet supabına sahiptir ve diğer yüksek basınç kontrol cihazları ile donatılmamışlardır.

- Vidalı kompresörlerde yağ ayırıcı üzerine bir emniyet supabı monte edilmelidir.

2. Yüksek sıcaklık kontrolü cihazları aşırı ısınmaya ve yağ bozulmalarına karşı koruma sağlar.

- Yağ ve soğutucu bozulmalarını engellemek için, sıcaklık sensörleri, boşaltma sıcaklığı güvenli sınırı aştığında kompresörü durdurur. Sensör, içten sıkıştırma odasının yakında bir yere ya da dıştan boşaltma hattı üzerine yerleştirilir.
- Büyük kompresörlerde ısı değiştirgeçleri ile soğutarak, direkt olarak sıvı enjekte ederek ya da kompresör kapatılarak yağlayıcı sıcaklığı kontrol edilir.
- Karterlerde minimum sıcaklığı sağlamak için kullanılan karter ısıtıcılarında maksimum sıcaklığı sınırlandırmak için termostat kullanılabilir.

3. Düşük basınç koruması

- Birçok kompresörde ve sistemde minimum emme basıncını sınırlandırma için koruyucu anahtarlar kullanılır. Motor soğuması, donması ya da basınç oranları daima basıncın ayarlarını etkiler.
- Yağ basıncı koruyucuları, kompresörün yetersiz yağlayıcı basıncı ile çalışmasını engellemek için zorlanmış beslemeli yağlayıcı sistemleri ile kullanılır.

4. Emme hattı süzgeçleri

Birçok kompresörde, boru hattından gelebilecek pisliği engellemek için bu süzgeçler mevcuttur. Fabrika montajlı kompresörlerde bütün parçalar montaj sırasında temizlendiği için bu süzgeçlere ihtiyaç duyulmaz. Genellikle saha montajlı kompresörlerde bu süzgeçler kullanılır [2].

2.6 Normal İşletmede Dikkat Edilecek Hususlar

Operatör, kompresör ve hareket verici makineyi düzenli olarak gözler. Her şeyin normal çalıştığından emin olmak için gerekli rutin kontrolleri yapar. Basınç, sıcaklık ve debi değerlerini ölçer, bunların normal ve stabil olup olmadıklarına karar verir.

Emme ve basma basıncında veya debi miktarında herhangi bir değişiklik, işletmede bir hata olduğunun işareti olabilir. Bütün diğer çalışma şartları aynı kaldığı halde basılan gazın sıcaklığında hafif bir artış emme ve basma supaplarında bir bozukluk olduğunu veya supapların kaçırdığını gösterebilir. Bozuk veya kaçıran supap kapakları elle dokunularak tespit edilebilir [1].

Kompresör yağlama yağı normal olarak 50 ile 65 ^{0}C arasında olmalıdır. Sıcaklık bu limitler dışında ise muhtemelen soğutucu iyi çalışmakta veya yağ pompası sistemde yeterli sirkülasyonu sağlayamamaktadır.

Operatör, basınç, sıcaklık ve debi değişimlerini muhtemel sorunların birer göstergesi olarak dikkatle takip eder. Değişiklik tespit ettiği an, bunun sebebini araştırmak için donatımları kontrol eder. Bir hata varsa problemi çözecek gerekli tedbirleri alır. Örneğin yağlama basıncı düşmüşse filtre tıkanmış olabilir. Filtre değişimi problemi çözebilir. Diğer taraftan yatakların aşınması da yağ basıncının düşmesine neden olabilir. Bu çok daha yavaş gelişen ve düzeltilmesi çok külfetli bir arızadır [2].

Yağlama borularının giriş noktalarındaki çek valfler tıkanabilir. Bu husus yağlayıcı cihazın gözetleme camına bakılarak tespit edilebilir. Silindir soğutma suyu sıcaklığında bir değişiklik varsa soğutma suyu sisteminde bir arıza olabilir.

Kompresör sıkıştırma oranı önemli miktarda artarsa basma gazı sıcaklığı da artar. Basma gazı sıcaklığı çok fazla ise kompresör de muhtelif arızalara sebep olabilir. Basma supabının ömrü kısalır ve çabuk arızalanır. Basma supabı arıza yapıp kaçırınca silindir basıncı ve debi aniden düşer [2].

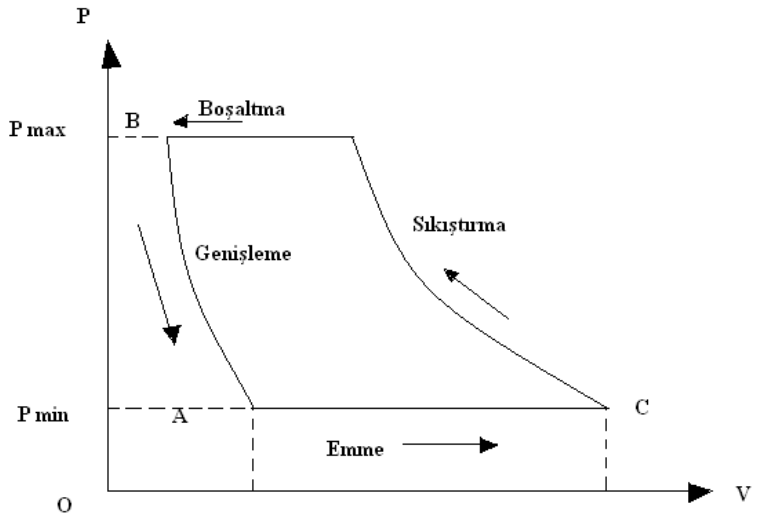
Kompresör ve hareket verici makinenin çalışma sesinde meydana gelen bir değişikliğin sebebi mutlaka araştırılmalıdır. Mekanik bir arıza veya bir kırılma ihtimali büyüktür. Kompresör değişkenlerinin kayıtlarının tutulması, uzun vadeli değişikliklerin ve yavaş yavaş ortaya çıkan arızaların teşhisinde çok yararlıdır. Operatör bu kayıtları inceleyerek büyüyen bir problemi vaktinde görüp önlem alabilir.

2.7 Kompresör Çevrim Diyagramları

Çalışma çevrimi bir krank mili devrinde emme ve sıkıştırma olarak iki zamanda gerçekleşir.

1.Emme Zamanı: Stroğun birinci kısmında, boşaltma basıncındaki silindiri dolduran hava giriş valfi açılınca, basınç atmosfer basıncının altına düşünceye kadar genişler. Stroğun geriye kalan kısmanda taze hava emilir.

2.Boşaltma Zamanı: Stroğun ilk kısmanda boşaltma valfi açıldığında basıncın boşaltma seviyesinde olabilmesi için hava sıkıştırılır. Stroğun geri kalan kısmında hava tahliye edilir.



Şekil 2.9 Pistonlu kompresör çevrim diyagramı.

Hacimsel verim: Kompresöre giren gerçek gaz hacminin, kompresörün geometrik yer değiştirmesine oranıdır. Hacimsel verim azaldıkça hakiki kapasite azalır. Sıkıştırma oranı R büyüdükçe kaçaklar artacağı için hacimsel verim azalır. Çevrim diyagramında B'den C'ye olan yatay eksendeki mesafe piston strokunun tüm uzunluğudur. Gazın gerçek emme stroku ise AC mesafesidir. Hacimsel verim BC'nin AC'ye oranlaması ile bulunabilir [2]. Hacimsel verim azaldıkça kompresörün yaptığı iş azalır. Kompresör daha az iş yaptığı için gerekli güç (HP) de azalmaktadır. Bu yüzden hacimsel verim,

kompresörün mekanik veya iş verimini çok fazla etkilemez. Sonuç olarak hacimsel verim azalırsa:

- Hakiki kapasite azalır.
- Gerekli toplam güç azalır.
- Mekanik verimde önemli bir değişiklik olmaz.
- Basılan birim miktarda gaz için gerekli güç esas olarak aynı kalır.

Mekanik verim: Sıkıştırılan gaza verilen işin, kompresör şaftına verilen işe oranıdır.

Sıkıştırma verimi: Gerçek sıkıştırmanın, izentropik sıkıştırmadan sapmasının ölçüsüdür. İzentropik sıkıştırma için gerekli işin, sıkıştırma hacmi içindeki gaza verilen işe oranı olarak tanımlanır.

2.8 Kompresörlerden Gelen Ses ve Titreşimler

Kompresörlerin içyapısında bulunan koruma blokları özellikle yüksek frekanslı çalışanlarında titreşimlere neden olup, sistemi rezonansa bile sokabilmektedir. Özellikle kompresör parçalarının doğal frekanslarına dikkat edilmeli, bu frekanslara tekabül edecek değerlerden sakınılmalıdır. Bunu kontrol etmek için dengeleme, kompresör mahfazasının düğüm noktalarına yaylar yerleştirilmesi, veya kompresör kasasında uygun ve gerekli yerlere yaylar yerleştirilmesi gibi işlemler yapılabilir. Fakat eğer yayların yerleştirileceği yerler veya yerleştirilme şekli dikkatli yapılmazsa tam tersine titreşimin artmasına da neden olabilir [3].

Pistonlu kompresörlerde en fazla titreşim ve gürültü emme ve boşaltma valflerinde meydana gelmektedir. İkinci bir neden de piston çarpmasıdır. Bu sorun, küçük tiplerde pek sıkıntı oluşturmayıp, diğerlerinde ise iyi bir yağlama ile büyük oranda çözülebilmektedir. Üçüncü bir sebep olarak da, krank biyel mekanizmasının hareketinden ve yüksek sıkıştırma düzeylerinden kaynaklanan büyük kuvvetlerin sebep olduğu titreşim ve gürültüler gösterilmektedir. Ne kadar balans işlemi yapılsa da, yine de bu sorunun çözümü zordur. Bu yüzden tavsiye edilen en yararlı ve optimum çözüm, kompresörün tek pistonlu değil, çok pistonlu olarak dizayn edilmesidir. Bu sayede kuvvet bölüneceğinden,

birbirini dengelemesi sağlanabilir ve aşırı titreşimlere neden olması tam engellenemese de azaltılmış olur [3].

Diğer bazı durumlar ise şu şekilde sıralanabilir:

- Yetersiz yağlama: Yağ seviyesi tüm yatakların yeterince yağlanmasına yetmeyecek kadar az olabilir.
- Aşırı yağ seviyesi: Yağ seviyesi aşırı yağ pompalanmasına veya yağın taşmasına sebep olacak kadar yüksek olabilir.
- Sıkı piston veya yatak: Sıkı bir piston veya yatak diğer yatağın vuruntu yapmasına neden olabilir.
- İçyapıda zarar verici bağlantı parçası: İçten yay montajlı kompresörlerde bağlantı parçaları kompresörün kabuğuna çarpmasına neden olabilecek şekilde bükülmüş olabilir.
- Gevşek yataklar: Gevşek bir piston kolu piston pimi veya ana yatak doğal olarak aşırı ses yapacaktır.
- Kırık valfler: Kırık bir emme veya boşaltma valfi bir pistonun tepesinde kalabilir ve her kompresör stroğunun sonunda valf plakasına çarpabilir.
- Gevşek rotor veya eksantrik: Hermetik kompresörlerdeki mil üzerindeki gevşek bir rotor, kamanın kama yatağında oynamasına, dolayısıyla titreşime ve gürültülü çalışmasına sebep olabilir.
- Gaz vuruntusu: Emme hattından veya boşaltma borusundan artarak gelen bir vuruntu ve/veya ıslık sesi seklinde ortaya çıkabilir.

2.9 Titreşim Yalıtımı İçin Kullanılan Malzemeler

2.9.1 Çelik Yay Yalıtıcılar

Titreşimi azaltma açısından bir yalıtıcı maddenin performansı, bu maddenin sağlayabildiği elastik deformasyona bağlıdır. Yalıtım için kullanılan malzemeler içinde, en büyük elastik deformasyonu çelik yaylar sağlarlar. Sonuç olarak en randımanlı ve uygun titreşim yalıtım sistemleri çelik yaylarla sağlanır [4].

Vibrasyon yalıtımında kullanılan çelik yaylar, genellikle dökme demir veya

çelik muhafaza içinde bulunduklarından ömürleri, kullanıldıkları makina ömürlerinden çoğunlukla daha uzundurlar. Bu tip yalıtıcılar bakımı kolay olup sudan, yağdan, birçok kimyasal maddelerden ve aşırı ısı değişimlerinden etkilenmezler. Ayrıca çelik yaylı yalıtıcıların performansları daha önceden kesin olarak tayin edilebilir. Bu durum diğer yalıtım malzemelerinde bulunmaz. Böylece deneme yapılmadan malzemeyi kullanma imkânı vardır [4].

2.9.2 Elastomerler

Elastomerler, yüksek frekanslı sesleri söndürmede çok uygun olduklarından, kritik olmayan tesislerde darbe ve titreşim transmisyonunu önlemede başarı ile kullanılırlar. Sönümleme özellikleri metal yaylara nazaran daha iyidir.

Kesmeye veya basmaya çalışan şekilleri, çekmeye çalışan şekillerine tercih edilirler. Döşeme ve tavan kullanımına ve muhtelif yük kapasitelerine göre değişik boyutlarda imal edilirler. Elastomer yalıtıcılar, ucuz titreşim yalıtım imkânı verirler. Elastik deformasyonları 5-10 mm. kadardır. Yüksek frekanslı titreşimler yaratan pek çok dinamik makinalarda gövdesel ses yalıtımına karşı başarı ile kullanılabilir. Taşıyacağı yüke göre imalatçı kataloğundan uygun tiplerin seçimi yapılmalıdır. Elastomer bağlantılarının düşük frekanslarda yalıtım verimlilikleri düşüktür. Titreşim azaltmada ayrıca makinanın rezonansa gelmesi halinde salınım hareketine karşı koyar. Bu karakteri ise makinanın ilk hareketi ve durdurulması esnasında meydana gelen rezonansları önlediği ve makina akustiğine olumlu katkıları dolayısıyla çok istenen bir özelliktir [5].

2.9.3 Esnek Yastık ve Takozlar

Bu grupta mantar, mineral yünler, keçe türü malzemeler vardır. Genellikle tabaka şeklinde bulunurlar ve istenilen boyutta kesilerek kullanılırlar. Yüksek frekansta titreşen malzemelerin yalıtımı için uygundurlar. Gürültü kontrolü amacıyla yapılan titreşim yalıtımlarında mekanik açıdan yüksek frekansları yalıtmada etkili olmaları nedeniyle yaygın olarak kullanılırlar [4].

Fakat bu titreşim yalıtım malzemeleri, kullanılacak oldukları makine kütleleri ve rezonans frekansları dikkate alınarak uygulanmalıdır.

3. GENEL MAKİNE BAKIM YÖNTEMLERİ

İşletmelerin şartlarına göre farklılık gösterse de, hemen her işletmede uygulanan bakım yaklaşımlarını genel olarak 4 ana başlık altında toplamak mümkündür. Bunlar:

1. Arıza çıktıkça bakım
2. Periyodik – koruyucu bakım
3. Pro – aktif bakım
4. Kestirimci bakım

Bu bakım yaklaşımları göz önüne alınarak, bakım yaklaşımlarının verimliliği üzerine yapılan araştırmalar, bakım masraflarının 1/3'ünün gereksizce yapılan parça değişimleri ve bakımlar ya da zamanında yapılmamış bakımlar sonucunda israf edildiğini göstermiştir [6,7].

3.1 Arıza Çıktıkça Bakım Yaklaşımı

Bu yaklaşım, makinelerin arızalanana kadar herhangi bir müdahaleye uğramadan çalışması, sadece makine arızalandığı zaman müdahale edilerek makinenin tamirinin yapılması prensibine dayanır. Zamanında müdahale edilmediği için başka arızalara da neden olduğundan, tüm bakım yaklaşımları içinde en verimsiz denilebilecek yaklaşımdır.

3.2 Periyodik - Koruyucu Bakım Yaklaşımı

Periyodik - koruyucu bakım yaklaşımında amaç, makineler arızalanana kadar değil, belirli aralıklarla bakıma alınarak periyodik kontrollerinin yapılması ve arıza meydana getirebilecek parçalarının değiştirilmesi esasına dayanır.

3.3 Pro - Aktif Bakım Yaklaşımı

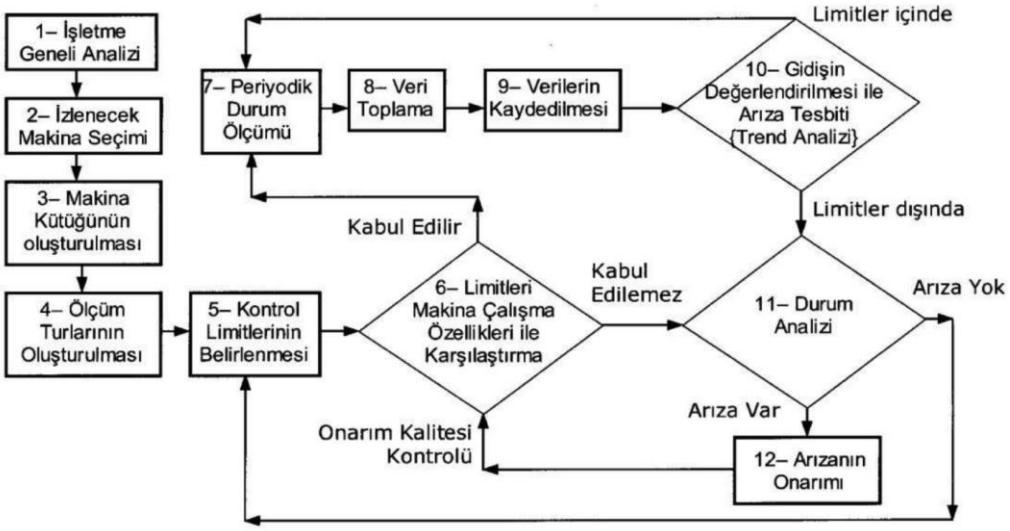
Arızanın kaynağına inilerek arızayı oluşmadan önlemek için kullanılır. Sürekli tekrarlayan bir probleme sürekli müdahale etmek yerine arızayı oluşturabilecek sebepleri; örneğin gerilme, dengesizlik, eksenel kaçıklık vb. problemleri uygun ekipmanlar kullanarak azaltıp ortadan kaldırarak veya etkisini azaltarak arıza oluşmasını engeller ya da geciktirir.

3.4 Kestirimci Bakım Yaklaşımı

Kestirimci bakım yaklaşımında, çalışır durumdaki makinelerin durumlarının izlenerek, oluşabilecek muhtemel arızaları analizler neticesinde tahmin etmek ve uygun bakım zamanı ile uygun stokları planlayarak arızaya zamanında müdahale edilmesi amaçlanır.

3.5 Kestirimci Bakım Yöntemleri

Kestirimci bakımı gerçekleştirmek için çeşitli yöntemler uygulanır. Bu yöntemlerle periyodik bir şekilde, çalışan makinelerden veriler toplanarak, üretimi durdurmadan kontrol ve ölçümler yapılır. Elde edilen bu verilerin analiz edilmesiyle oluşan sorunlar önceden yakalanır. En uygun zamanda da bakımı yapılarak kestirimci bakım yaklaşımının amacına ulaşılır. Bu yaklaşımın dezavantajı, arızalı ekipmanların yanlış değerlendirilmesi sonucu bakım işlemlerinin artmasına neden olabilmesidir. Ancak bu sorun eğitimle ve tecrübe edinildikçe azalır ve zamanla ortadan kalkar. Aşağıdaki şekilde kestirimci bakım yaklaşımının işletmedeki uygulama adımları verilmiştir [8,9].



Şekil 3.1 Kestirimci bakım yöntemi akış şeması.

Kestirimci bakım yaklaşımı çeşitli yöntemleri içermektedir. Bu yöntemler şunlardır:

- Kızıl ötesi termografi (Termal kamera ile izleme)

- Yağ analizleri
- Ultrasonik izleme
- Motor akımı izleme
- Kondenstop izleme
- Titreşim analizi

Bu yöntemler içerisinde en büyük pay titreşim analizine aittir. Bunun temel nedeni, çalışan makinenin durdurulmadan verilerin toplanıp, hızlı bir şekilde çok çeşitli sorunların tespit edilebilmesidir. Titreşim analizi bir bakıma bize makine hakkında daha fazla veri sağladığı için daha verimli bir yöntemdir. Ancak yerinde ve doğru bir tespit için, titreşim analizi ile ilgili deneyim ve bilgi sahibi olmak gerekir. Eğer titreşim ölçümleri belirli aralıklarla tekrarlanır ve oluşacak değişimler daha sık takip edilirse arızanın tespiti de daha kolay olacaktır.

3.5.1 Titreşim analizi yöntemi

Bir cisim belirli bir referans noktası etrafında salınım hareketi yapıyorsa bu salınım hareketini tanımlamak için kullanılan terim titreşimdir. Bir saniyedeki salınım sayısına frekans denir ve birimi Hertz'dir. Tek bir bileşenden meydana gelen hareket tek frekansta oluşur. Titreşim sinyalleri genellikle çok sayıda frekanslardaki titreşimlerin eş zamanlı olarak oluşmasından meydana gelmiştir. Bu yüzden de sadece basit bir bakışla derhal titreşimin kaç tane bileşeni olduğu ve bu bileşenlerin hangi frekanslarda olduğu söylenemez. Bu bileşenler titreşim genliğinin frekansa göre değişimi çizilerek tespit edilebilir. Titreşim sinyalinin tek tek frekans bileşenlerine ayrılarak incelenmesine frekans analizi denir. Frekans analizi kestirimci bakım yaklaşımının temel taşı olarak düşünülebilir. Titreşim seviyesini frekansın fonksiyonu olarak gösteren grafik "Frekans Spektrumu" olarak adlandırılır. Bir makinenin frekans analizi yapıldığında normal olarak belirli sayıda etkin periyodik frekans bileşenleri göze çarpar ki bunlar makinenin çeşitli parçalarının temel hareketlerinin titreşimleriyle ilişkilendirilebilir [8,9].

Titreşim en genel tanımıyla, hızlı salınım hareketi, bir ritimle tekrarlanan sarsıntı veya bir sesin modülasyonudur.

Makinede meydana gelmeye başlayan bir arıza, titreşim değerinin artış eğilimine girmesi, belli değerleri aşması gibi belirtilerle, çok önceden kendini belli eder. İşte bu sayede, makine izlenir ve zamanı geldiğinde bakıma alınır. Titreşim sinyal değerinin bazı frekanslarda yükselmesi, arızanın ne olduğuna dair bir belirtidir. Titreşim ölçümleri, belli aralıklarla (mesela ayda 1) tekrarlanır. Böylece, zaman içerisinde çok değerli bir veri tabanı oluşur. Belli aralıklarla yapılan titreşim analizi ile elde edilen grafikler arasında farklılıkların olması, arıza olduğunun rahatça anlaşılmasını sağlar. Fakat arızanın ne olduğunu anlayabilmek ise, temel titreşim analiz bilgisi ve ciddi bir tecrübe gerektirir. Zira titreşim analizi, oldukça karmaşık bir konudur ve çoğu zaman basit şablonlarla çözülemez [7].

Titreşimin düzenli olarak izlenmesiyle arızalı yataklar, mekaniksel boşluklar ve aşınmış veya kırılmış dişliler tespit edilebilir. Ayrıca titreşim analiziyle kaplin ayarsızlıkları ve dengesizlikler yatakta ve milde bir hasara neden olmadan önce tespit edilebilir. Titreşim seviyelerindeki eğilim ile rulmanın yanlış olarak monte edilmesi, mil ayarının hassas yapılmaması veya rotor balansının doğru yapılamaması gibi hata durumları tanımlanabilir.

Titreşim ölçümü, ekipmanın normal çalışma süresince izlenmesi için kullanılabilecek etkili ve kullanışlı bir yöntemdir. Titreşim analizi daha çok buhar ve gaz türbinleri, pompalar, motorlar, kompresörler, kağıt makineleri, hadde makineleri, takım tezgahları ve dişli kutuları gibi dönen ekipmanlar için kullanılmaktadır.

Titreşim analizi için bir diğer uygulama ise ekipman onarımının doğru olarak yapılıp yapılmadığını gösteren kabul testidir. Bu analiz, ekipman üzerinde balanssızlık, kaplin ayarsızlığı, eksen kaçıklığı, eğri mil veya çatlak mil, mekanik gevşeklik, kaymalı yatak arızası, rulman arızası, rotor problemleri,

kavitasyon, elektrik motoru problemleri, dişli arızalarının belirlenmesi gibi çeşitli alanlarda kullanılabilir [10,11].

3.5.1.1 Titreşim standartları

Titreşim ölçümlerinde elde edilen değerlerin kabul edilebilir olup olmadıkları uluslararası bir standart ile belirlenir. Ölçümlerde kriter alınan standartlar ISO 2372 numaralı standartlar olup, Çizelge 3.1'de gösterilmiştir.

Çizelge 3.1 ISO 2372 standartları

<table>
<tr><th colspan="4">TİTREŞİMİN DERECESİ</th><th>RMS</th></tr>
<tr><th>Sınıf I</th><th>Sınıf II</th><th>Sınıf III</th><th>Sınıf IV</th><th>mm/s</th></tr>
<tr><td rowspan="2">A</td><td rowspan="3">A</td><td rowspan="4">A</td><td rowspan="5">A</td><td>0,28</td></tr>
<tr><td>0,45</td></tr>
<tr><td rowspan="2">B</td><td>0,71</td></tr>
<tr><td rowspan="2">B</td><td>1,8</td></tr>
<tr><td>C</td><td rowspan="2">B</td><td>2,8</td></tr>
<tr><td rowspan="4">D</td><td>C</td><td rowspan="2">B</td><td>4,5</td></tr>
<tr><td rowspan="3">D</td><td rowspan="2">C</td><td>7,1</td></tr>
<tr><td rowspan="2">C</td><td>11,2</td></tr>
<tr><td rowspan="2">D</td><td>18</td></tr>
<tr><td rowspan="2">D</td><td>28</td></tr>
<tr><td>45</td></tr>
</table>

Çizelge 3.1'de gösterilen ifadelerden: A iyi, B kabul edilebilir, C takip altında tutulmalı, D kabul edilemez anlamındadır.

- Sınıf I: 15 kw'a kadar olan motorlarla tahrik edilen makineler
- Sınıf II: 15 kw ile 75 kw arası gücü olan motorlar tarafından tahrik edilen makineler
- Sınıf III: 75 kw'tan yukarı ve rijit bir temel üzerine monte edilmiş büyük makineler
- Sınıf IV: 75 kw'tan yukarı ve yumuşak bir temel üzerine monte edilmiş büyük makineler

3.5.1.2 Frekans analizi

Titreşim metre geniş bir frekans çizgisinde ölçülmüş bir tek titreşim düzeyini verir. Frekans bandındaki her frekans parçasını tek tek göstermek için frekans analizi yapılır. Bu amaçla dar bir frekans bandında bulunan ve sadece incelenen parçanın titreşimlerini geçiren filtreler kullanılır. Filtrenin geçiş bandı bütün frekans aralığında hareket ettirilir ve her bant için ayrı bir titreşim düzeyi ölçülür. Filtre sistemi devamlı, sabit frekanslı filtreler içerir veya alternatif olarak tek bir filtrenin ayarlanması ile aynı işlem yapılabilir.

3.5.1.3 Titreşim ölçüm analizinde kullanılan donanım

Titreşimi elektriksel sinyale çeviren bir sensör ve bu sinyali algılayacak sinyal işleme özelliğine sahip bir cihaz gereklidir. Analiz için, cihaz üzerinde FFT hızlı Fourier çevirim özelliği bulunmalıdır.

Titreşimi elektriksel sinyale çeviren titreşim sensörleri şunlardır:

1. Proximity tipi

Türbin gibi kritik, kaymalı yataklı makinalarda sürekli izleme ve arıza nedeni ile yüksek hareket oluşturduğunda durdurulması için kullanılır. Deplasman birimi (mikron) ile ölçüm alır.

2. Sismik hız sensörleri

Hız birimli (mm/s - inch/s) ölçüm alınır. Ölçüm, sensör içinde yay ve damper ile modellenmiş mıknatıs kütlenin, dokundurulduğu yerdeki titreşime bağlı olarak oluşturduğu göreceli hareketin hızının ölçümü ile yapılır. Mıknatıs etrafındaki sarım, akım cinsinden hareketliliği elektriksel sinyale dönüştürür.

3. Akselerometreler

İvme birimli (mm/s^2) ölçüm alınır. Günümüzün en gelişmiş ve yaygın kullanılan titreşim ölçme sensörüdür. Titreşim hareketinin ivmesi elektrik sinyaline dönüştürülür. Voltaj çıkışı verebilmesi, kablo hareketinden oluşabilecek tribo elektrikten etkilenmemesini sağlar. Sensör içindeki piezo kristalin kesme kuvveti sonucu oluşturduğu tepki izlenerek titreşim modellenir. Sensör içinde hareketli parça yoktur.

Bunlardan hangisi, hangi durumda kullanılmalı?

Titreşimin deplasman, hız ve ivme karakteristiği, titreşim şiddetinin belirlenmesi için kullanılmakta ve bunlar genellikle titreşimin genliği olarak incelenmektedir. Ekipmanın çalışması bazında titreşimin genliği ekipmanın iyi veya kötü koşulda olduğunu gösteren birincil işaretçidir. Genel olarak titreşim genliğinin artması ekipmandaki arızaların yüksek seviyelerde olduğunu göstermektedir.

Titreşimin genliği deplasman, hız ya da ivme olabilir. 10 Hz (600 cpm)‘ in altındaki hareketler ivme bağlamında çok küçük titreşimlerdir. Fakat hız bağlamında orta seviyede titreşim, deplasman bağlamında göreceli büyük titreşimler anlamındadır. Bu yüzden bu aralıkta deplasman ölçeği kullanılır. Genel olarak mekanik titreşimlerin yer değiştirme ölçümleri sınırlı değerlerdedir. Makine elamanları arasında küçük açıklıklar göz önüne alındığında, deplasman ölçeği önemli bir yer tutar. Deplasman, genellikle dönen makine parçalarındaki dengesizliğin bir göstergesi olarak kullanılır. Çünkü izafi olarak büyük yer değiştirmeler şaft dönme frekanslarında meydana gelir ki bu frekans, dengeleme maksadıyla üzerinde durulan frekanstır.

Yüksek frekans aralığında ise, ivme değerleri hız veya deplasman değerlerine göre daha önemlidir. Bu yüzden 1000 Hz (60 kcpm) veya 1500 Hz (90 kcpm) üzerindeki frekanslar için titreşim ölçümünde ivme değeri tercih edilmektedir. Genel olarak 10 Hz (600 cpm) ve 1000 Hz (60 kcpm) arasındaki frekans değerlerinde hız ölçeğinin titreşim şiddetini iyi bir şekilde verdiği; 1000 Hz (60 kcpm)‘ in üzerinde ise ivme değerinin daha iyi sonuçlar verdiği kabul edilmektedir. Dönen ekipmanların büyük bir çoğunluğu 10–1000 Hz aralığında çalıştığından, titreşimin ölçülmesi ve analiz edilmesi için genellikle hız değerleri kullanılmaktadır [10].

Deplasman, hız ve ivme değerleri de lineer, logaritmik ve desibel olarak üç cinsten ölçek ile ifade edilmektedir. Frekans genellikle logaritmik skalada çizilir. Bunun etkisi de, grafik üzerinde düşük frekansların genişletilmesi ve yüksek frekansların bastırılması şeklinde ortaya çıkar. Sonuçta aynı grafik

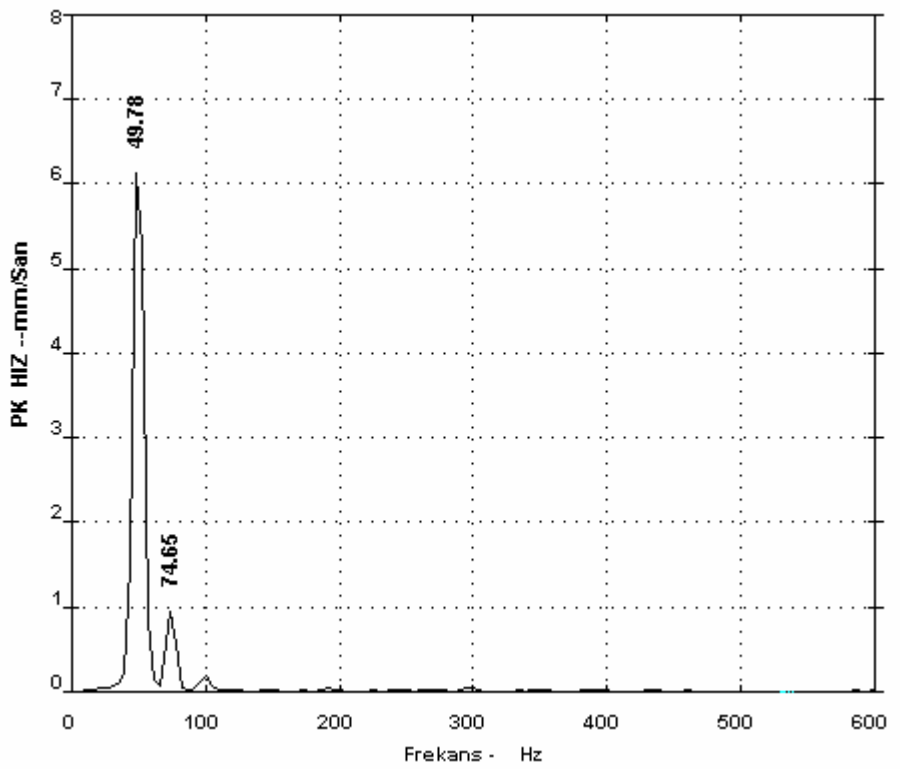
çözünürlüğü bütün grafik üzerinde elde edilir ve boyutu makul bir oranda muhafaza edilir. Logaritmik skala aynı zamanda titreşim genliğini ölçmek için de kullanılır. Bu desibel skalanın karşılaştırma düzeylerine yardım için kullanılmasına olanak verir. Desibel (dB), bir düzeyin başka bir referans düzeyine göre olan oranıdır ve boyutu yoktur.

3.5.1.4 Arıza çeşitleri ve tespiti

1. Dengesizlik (Balanssızlık)

Makinelerde denge halindeki herhangi bir değişme balanssızlığı oluşturur. Dengesizlik makinelerde görülen en yaygın titreşim şeklidir. Teorik olarak, mükemmel dengelenmiş bir makinede hiç titreşim oluşmaz. Fakat pratikte mükemmel olarak dengelenmiş makine yoktur. Tüm makineler az seviyede de olsa dengesizdirler. Bu dengesizlik, spektrum grafiğinde dönme devri frekansında (1x) bir tepe oluşturur. 2985 d/d (49.78 Hz) devirle çalışmakta olan bir pompadan elde edilen ve aşağıdaki şekilde gösterilen titreşim değerleri incelendiğinde, spektrum grafiğinde dönme devri frekansının 1 katında tepe oluştuğu görülmektedir. Bu ise, dengesizliğin açık belirtisidir. Dengesizlik tek ve çok düzlem dengesizliği olarak ikiye ayrılır. Tek düzlem dengesizliğinin sebep olduğu titreşimin spektrum grafiğinde, baskın olan 1x titreşim frekansı oluşur. Yalnızca bir nokta dengesiz olduğu için, rotorun her dönüşünde yalnızca bir işaret oluşur [6].

Çok düzlem dengesizliği, dönme devri frekansının çoklu katlarında titreşim frekansları oluşturur. Katların gerçek sayısı dengesiz noktaların sayısına, dengesizliğin şiddetine ve dengesiz noktalar arasındaki faz açısına bağlıdır. Örneğin, dört noktasından dengesiz bir makinede ölçülen titreşimin spektrum grafiğinde dönme devri frekansının 1(1x), 2(2x), 3(3x), 4(4x) katında frekanslar oluştuğu görülecektir. Bu frekansların her birinin gerçek genliği, dört noktadaki dengesizliğin miktarına bağlıdır. 1x frekansı daima diğerlerinden büyüktür. Dengesizlik en iyi dikey ve yatay yönlerden ölçülen titreşimle belirlenebilir [7].

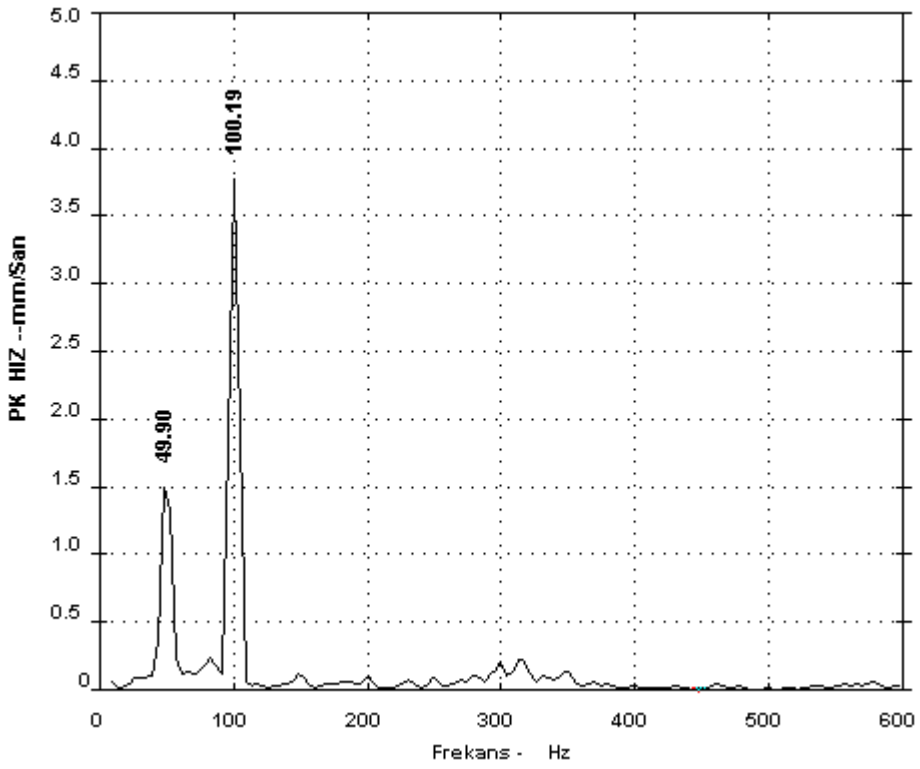


Şekil 3.2 Dengesizlik spektrum grafiği.

2. Eksen kaçıklığı

Eksen kaçıklığı, döndüren ve döndürülen makinelerin millerinin aynı merkezde olmaması durumudur. Makinelerin yanlış montajı ve anormal ön yüke sebep olan rulman yatağının ısıl genleşmesi sonucu oluşmaktadır [10]. Gerçekte makinelerde daima vardır. Genel olarak miller ve onları bağlayan kaplinler, V-kayışları, ara bağlayıcılar arasında olduğu düşünülür. Ancak milin yataklarında ve makinenin diğer noktalarında da olabilir. Eksen kaçıklığının neden olduğu titreşimin spektrum grafiğinde dönme devri frekansının 1 ve 2 katında tepe oluşur. Dönme devri frekansının 2 katında oluşan tepe baskındır. Eksen kaçıklığı en iyi eksenel yöndeki ölçümden belirlenebilir. Örneğin, 2900 d/d ile dönmekte olan bir pompada kaplin ile mil arasında oluşan eksen kaçıklığının neden olduğu titreşimin (şekil 6.2'de gösterilen) spektrum grafiğinde mil dönme devrinin 2 katında baskın frekansın oluşması ile eksen kaçıklığı kendini belli etmektedir [7].

Ölçüm sonucunda oluşan arızanın dengesizlik mi, eksen kaçıklığı mı olduğu hakkında kesin olarak bir karara varılamıyorsa, makineyi değişik hızlarda çalıştırıp dönme devri frekansının genliğini izlemek kolaylık sağlar. Eğer dengesizlik varsa makinenin hızı artırılınca titreşimin genliği de artacaktır [10]. Zira hatalı rulman montajı, eğik şaft, yalpalı montaj, milde çatlak, makina üzerindeki gerilmeler, topal ayak gibi sorunlar da benzer işaretleri verir [11]. Tüm arızalarda olduğu gibi dengesizlik ve eksen kaçıklığı problemleri zamanında giderilmediği takdirde makinede başka arızaların oluşmasına neden olabilir.

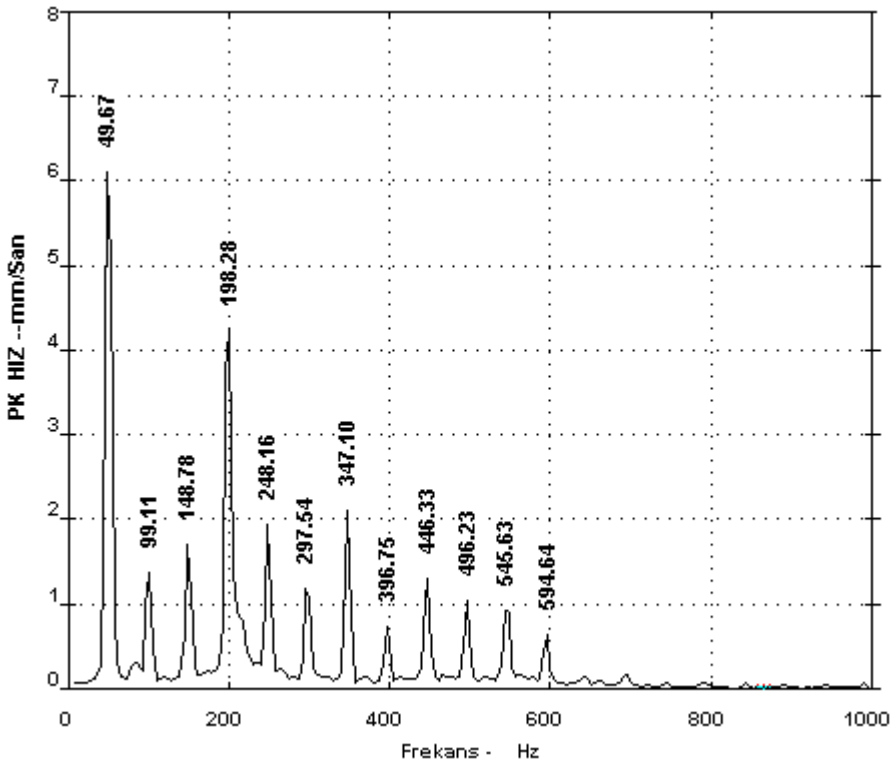


Şekil 3.3 Eksen kaçıklığı spektrum grafiği.

3. Gevşeklik arızası

Çalışan makine parçalarının bağlantılarında zamanla gevşemeler olmaktadır. Bu durumun neden olduğu titreşimin spektrum grafiğinde dönme devri frekansının çoklu katlarında (1, 2, 3, 4, 5, …) frekanslar oluşmaktadır. Bazı durumlarda dönme devri frekansının yarım katlarında da (0.5, 1.5, 2.5, …)

frekanslar oluşmaktadır. Hemen hemen tüm durumlarda yarım ve tam kat frekansları beraber bulunmaktadır [1, 2, 4, 5]. Örneğin, 2975 d/d (49.58 Hz) ile dönmekte olan 9 kademeli bir santrifüj pompada oluşan gevşeklik probleminin neden olduğu titreşim, (şekil 6.3'te gösterilen) spektrum grafiğinde mil dönme devrinin 12 katına kadar frekanslar ile gevşeklik belirtilerini net olarak göstermiştir [7].



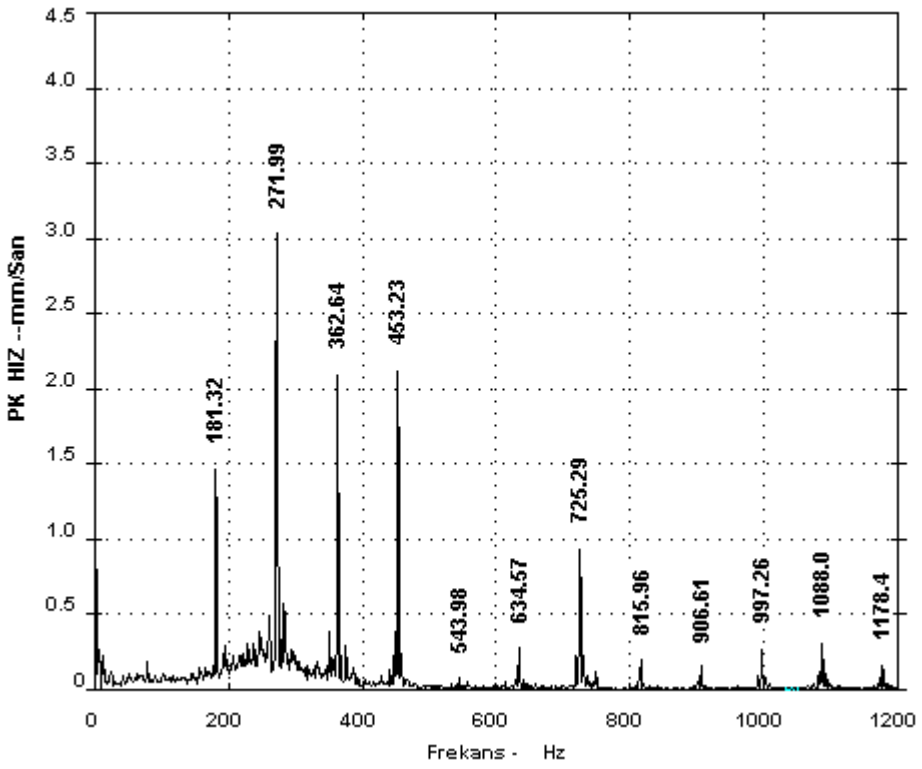
Şekil 3.4 Gevşeklik spektrum grafiği.

4. Rulman arızaları

Rulmanlar, dönen makinelerin yataklanmasında çok kullanılmaları sebebiyle arızasız çalışmaları, makinelerin düzenli çalışması ve ömürleri açısından büyük önem taşımaktadır. Rulman arızaları iç bilezikte, bilyede, kafeste ve dış bilezikte oluşabilmektedir. Arızalı bir rulman kısa süreli darbe sinyalleri üretir. Rulman arızaları, rulmanın geometrisi ve mil dönme devrine bağlı olan formüllerle hesaplanan arıza frekansları ile ölçüm sonucu elde edilen titreşim frekanslarının karşılaştırılması ile belirlenir. Hangi elemanda bir arıza

oluşmuşsa titreşim frekanslarında bu elemanın arıza frekansları, bunun katları, bazı durumlarda mil dönme devri ile oluşturduğu yan bant frekansları bulunur. Sağlam bir rulmandan elde edilen titreşim frekanslarında da rulman arıza frekanslarına rastlanıldığı görülmüştür. Dolayısı ile rulman arıza frekansının oluşmuş olması her zaman rulmanın arızalı olduğu anlamına gelmez. Bu yüzden analiz çok dikkat ve bilgi gerektirir [7]. Genel olarak erken sinyaller yüksek frekanslarda oluşur. Dönüş devri frekansının 70 katına kadar frekans aralığı spektrumda yer almalıdır [11].

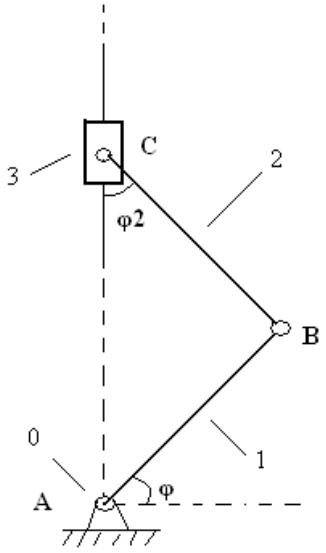
741 d/d (12.35 Hz) ile dönen büyük bir fanda gerçekleştirilen titreşim ölçümleri sırasında fan motoru iç yatak rulmanının dış bileziğinde bir hasar tespit edilmiştir [9]. Söz konusu rulman SKF NU 224 tür. Formülle hesaplanan dış bilezik arıza frekansı 91.55 Hz'dir. Titreşim analizinden elde edilen frekansların, dış bilezik arıza frekansının (şekil 6.4'te) 2, 3, 4, 5, … ,13 katlarından oluştuğu ve bu arızanın dış bilezik arızası olduğu anlaşılmaktadır [7].



Şekil 3.5 Arızalı rulman spektrum grafiği.

4. PİSTONLU KOMPRESÖR MEKANİZMASI HAREKET DENKLEMLERİ

Pek çok sistemde olduğu gibi, pistonlu kompresörlerde de krank biyel esaslı mekanizma ön plandadır. Bu mekanizmanın konum, hız, ivme ve kuvvet analizleri kompresör modellemesi ve titreşimleri üzerinde belirleyici etkiye sahiptir. Bu yüzden, öncelikle krank biyel mekanizması hareket denklemleri elde edilir.



Şekil 4.1 Krank biyel mekanizması.

4.1 Konum Denklemleri ve Analizi

Mekanizma verileri ve denklemleri

$x_A = 0, \quad y_A = 0, \quad x_C = 0$

Metre cinsinden AB ve BC uzuvlarının boyutları (m cinsinden)

$AB = 0.03, \quad BC = 0.13$

Açı değeri 0'dan 2π'ye kadar alınıp B noktasının apsis ve ordinat değerleri ile C noktasının ordinat değerlerinin, açı değeri ile değişimi Matlab yardımıyla grafikte değerlendirilmiştir.

$$x_B = AB\cos\varphi \quad [4.1]$$

$$y_B = AB\sin\varphi \quad [4.2]$$

Pisagor bağıntısından

$$BC^2 = (y_C - y_B)^2 + (x_B - x_C)^2 \quad [4.3]$$

Bu denklemi düzenlersek

$$y_C = y_B + \sqrt{BC^2 - (x_B - x_C)^2} \quad [4.4]$$

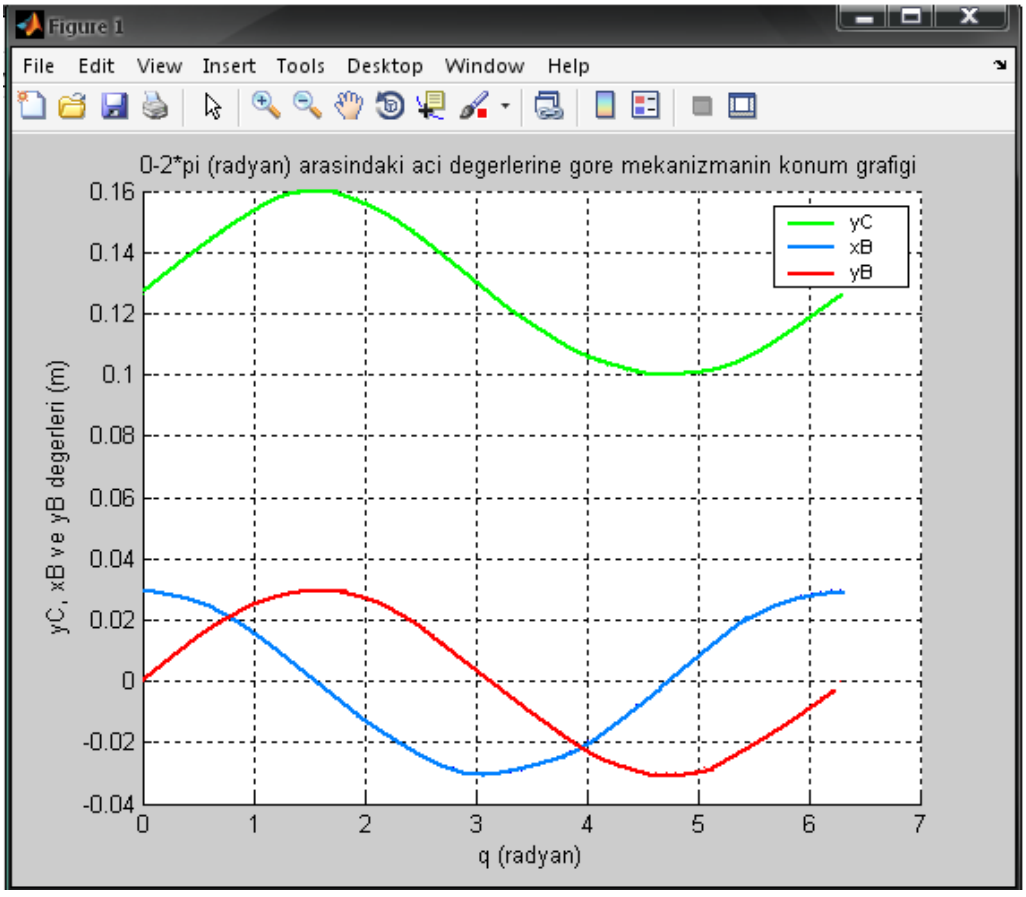
denklemini elde ederiz

$$\varphi_2 = \tan^{-1}\frac{(x_B - x_C)}{(y_B - y_C)} \quad [4.5]$$

MATLAB komutları

```
% Konum Analizi
clc, clear all, close all
AB=0.03;
BC=0.13;
xA = 0; yA = 0; xC = 0;
for phi =0:pi/36:2*pi
xB = AB*cos(phi);
yB = AB*sin(phi);
yC = yB + sqrt(BC^2-(xB-xC)^2);
phi2 = atan((xB-xC)/(yB-yC));
fprintf('Results \n\n')
fprintf('phi = %g (degrees) \n', phi*180/pi)
fprintf('phi2 = %g (degrees) \n', phi2*180/pi)
hold on
```

```
plot(phi,xB, 'b-','linewidth',2)
plot(phi,yB, 'r-','linewidth',2)
plot(phi,yC, 'g-','linewidth',2)
legend('yC','xB','yB')
grid
xlabel('q (radyan)'), ylabel('yC, xB ve yB degerleri (m)'),...
title('0-2*pi (radyan) arasindaki aci degerlerine gore mekanizmanin konum grafigi'),...
end
```



Şekil 4.2 Krank açısına göre mekanizmanın konum grafiği.

4.2 Hız Denklemleri ve Analizi

Açı değeri 0'dan 2π'ye kadar alınıp pistonun bulunduğu C noktasının hız değerlerinin, açı değeri ile değişimi Matlab yardımıyla grafikte gösterildi.

Mekanizma verileri ve denklemleri

A noktasındaki hız ve ivme sıfırdır.

$v_A = 0, \qquad a_A = 0$

Konum, hız ve ivme denklemlerimiz vektörel ifadelerle tanımlanırsa

$$r = [x\ y\ z] \tag{4.6}$$

genel denkleminden

$r_A = [x_A\ y_A\ 0]$

$r_B = [x_B\ y_B\ 0]$

$r_C = [x_C\ y_C\ 0]$

$v_A = [0\ 0\ 0]$

$a_A = [0\ 0\ 0]$

denklemleri elde edilir.

Açısal hız denklemi

$$w_1 = [0\ 0\ \frac{\pi n}{30}] \tag{4.7}$$

B noktasının hızı (m/s cinsinden)

$$v_B = v_A + v_{BA} = w_1 \times r_{AB} \tag{4.8}$$

w_2 açısal hız değeri ve v_C aşağıdaki denklemler ile hesaplanır.

3 numaralı uzuvdan:

$$v_C = v_{C_x} = v_{C_y} \tag{4.9}$$

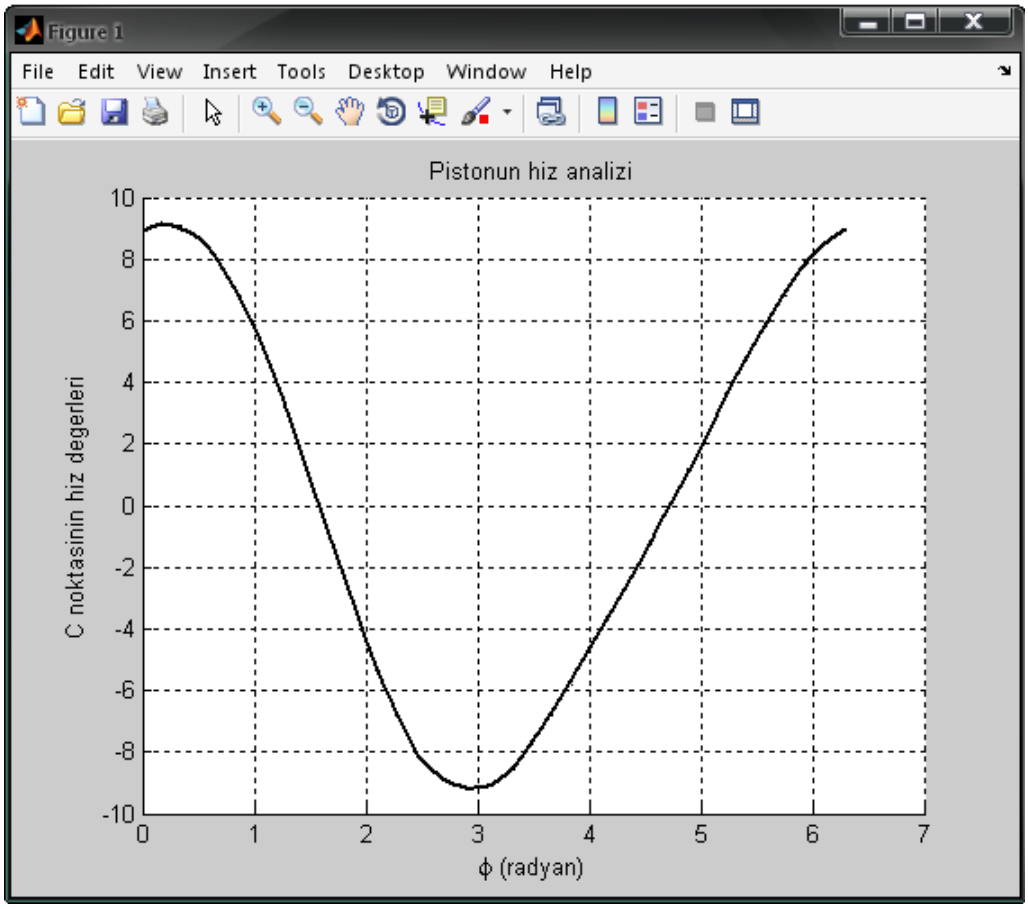
2 numaralı uzuvdan:

$$v_C = v_{C_2} = v_B + v_{CB} = v_B + w_2 \times (r_C - r_B) \tag{4.10}$$

[4.9] ve [4.10] denklemleri birbirine eşitlenerek w_2 ve v_C değerleri bulunur.

MATLAB komutları

```
% Hiz Analizi
AB = 0.03; BC = 0.13;
xA = 0; yA = 0; rA = [xA yA 0];
xC = 0;
n = 2850; % (rpm) tahrik kolu
vA = [0 0 0 ];
for phi=0:pi/18:2*pi;
xB = AB*cos(phi); yB = AB*sin(phi);
rB = [xB yB 0];
yC = yB+sqrt(BC^2-(xC-xB)^2);
rC = [xC yC 0];
phi2 = atan((xB-xC)/(yB-yC));
omega1 = [ 0 0 pi*n/30 ];
vB1 = vA + cross(omega1,rB); vB2 = vB1;
omega2z = sym('omega2z','real');
vCy = sym('vCy','real');
omega2 = [ 0 0 omega2z ]; vC = [ 0 vCy 0 ];
eqvC = vC - (vB2 + cross(omega2,rC-rB));
eqvCx = eqvC(1); eqvCy = eqvC(2);
solvC = solve(eqvCx,eqvCy);
omega2zs=eval(solvC.omega2z);
vCys=eval(solvC.vCy); Omega2 = [0 0 omega2zs];
vCs = [0 vCys 0];
vC=vCs(1,2)
hold on
plot(phi,vC, 'k-','linewidth',2), grid
xlabel('\phi (radyan)'), ylabel('C noktasinin hiz degerleri'),...
title('Pistonun hiz analizi'),...
end
```



Şekil 4.3 Krank açısına göre pistonun hız değerleri grafiği.

Şekil 4.3'te görüldüğü gibi, mekanizma harekete başladıktan çok kısa bir süre sonra maksimum hızına ulaşıp, konumu 90°'ye yaklaştıkça ya da başka bir ifadeyle piston y ekseninde maksimum noktaya yaklaştıkça hız düşmekte ve sonunda durmaktadır. Daha sonra ters yönde hızlanıp aynı durumu tekrarlamaktadır.

4.3 İvme Denklemleri ve Analizi

Açı değeri 0'dan 2π'ye kadar alınıp pistonun bulunduğu C noktasının ivme değerlerinin, açı değeri ile değişimi Matlab yardımıyla grafikte gösterildi.

w_1 açısal hız değeri sabit olduğundan, türevi olan açısal ivme değeri sıfır olur.

$\alpha_1=0$

$v_A=0$, $a_A=0$

B noktasının ivmesi (m/s^2 cinsinden)

$$a_B = a_{B_1} = a_{B_2} = a_A + \alpha_1 \times r_B + w_1 \times (w_1 \times r_B) = -{w_1}^2 r_B \quad [4.11]$$

denklemi ile elde edilir.

C noktasının ivmesi (m/s^2 cinsinden)

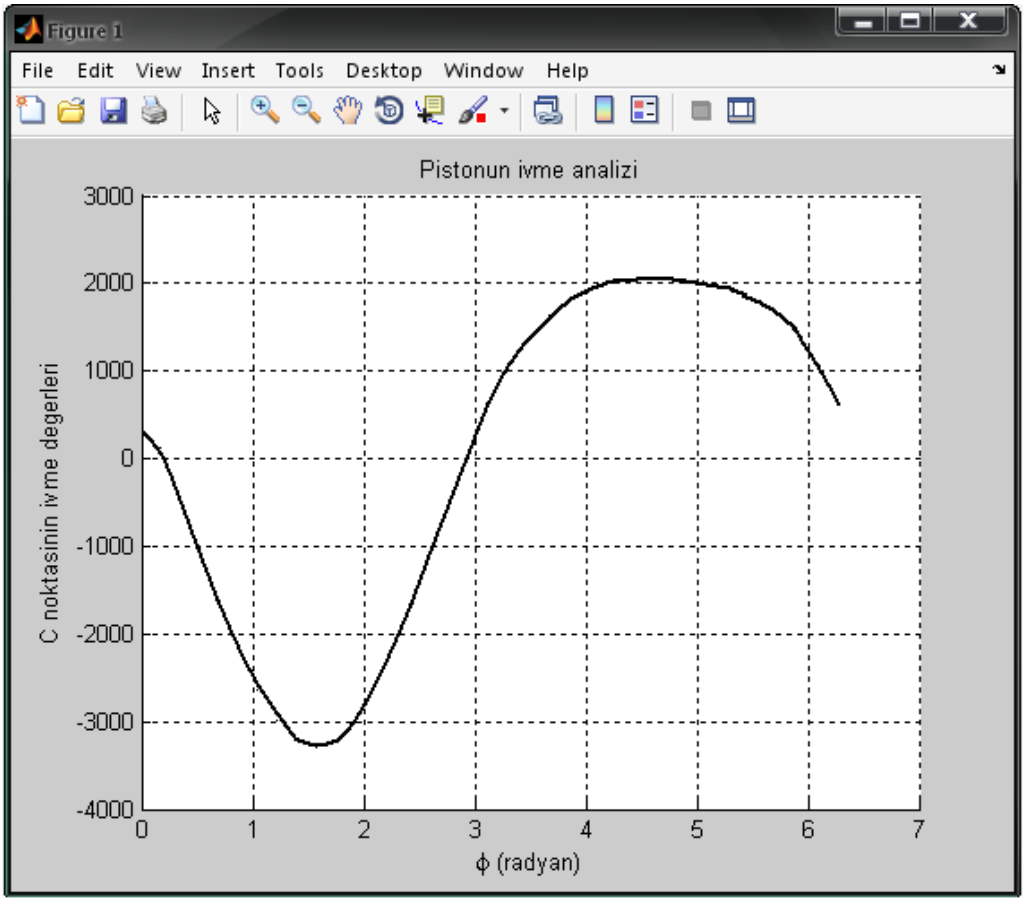
$$a_C = a_{C_2} = a_{B_2} + \alpha_2 \times r_{BC} + w_2 \times (w_2 \times r_{BC}) = a_B + \alpha_2 \times r_{BC} - {w_2}^2 r_{BC} \quad [4.12]$$

denklemi ile elde edilir.

MATLAB komutları

```
% ivme Analizi
clear all; clc; close all
AB = 0.03; BC = 0.13;
xA = 0; yA = 0; rA = [xA yA 0];
xC = 0;
n = 2850; % (rpm) tahrik kolu
vA = [0 0 0 ]; aA = [0 0 0 ];
for phi=0:pi/18:2*pi;
xB = AB*cos(phi); yB = AB*sin(phi);
rB = [xB yB 0];
yC = yB+sqrt(BC^2-(xC-xB)^2);
rC = [xC yC 0];
phi2 = atan((xB-xC)/(yB-yC));
omega1 = [ 0 0 pi*n/30 ]; alpha1 = [0 0 0 ];
vB1 = vA + cross(omega1,rB); vB2 = vB1;
aB1 = aA + cross(alpha1,rB) - ...
dot(omega1,omega1)*rB;
aB2 = aB1;
omega2z = sym('omega2z','real');
vCy = sym('vCy','real');
omega2 = [ 0 0 omega2z ]; vC = [ 0 vCy 0 ];
eqvC = vC - (vB2 + cross(omega2,rC-rB));
eqvCx = eqvC(1); eqvCy = eqvC(2);
```

```
solvC = solve(eqvCx,eqvCy);
omega2zs=eval(solvC.omega2z);
vCys=eval(solvC.vCy); Omega2 = [0 0 omega2zs];
vCs = [0 vCys 0];
alpha2z = sym('alpha2z','real');
aCy = sym('aCy','real');
alpha2 = [ 0 0 alpha2z ]; aC = [0 aCy 0 ];
eqaC=aC-(aB1+cross(alpha2,rC-rB)-...
dot(Omega2,Omega2)*(rC-rB));
eqaCx = eqaC(1); eqaCy = eqaC(2);
solaC = solve(eqaCx,eqaCy);
alpha2zs=eval(solaC.alpha2z);
aCys=eval(solaC.aCy);
alpha20 = [0 0 alpha2zs]; aCs = [0 aCys 0];
fprintf('Results \n\n')
fprintf('phi = %g (degrees) \n', phi*180/pi)
fprintf('phi2 = %g (degrees) \n', phi2*180/pi)
aC=aCs(1,2)
hold on
plot(phi,aC, 'k-')
grid
xlabel('\phi (radyan)'), ylabel('C noktasinin ivme degerleri'),...
title('Pistonun ivme analizi'),...
end
```



Şekil 4.4 Krank açısına göre pistonun ivme değerleri grafiği.

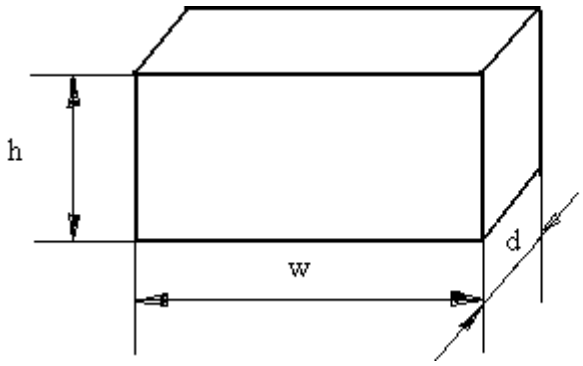
4.4 Kuvvet - Moment Denklemleri ve Analizi

Atalet kuvvetleri genel hareket denkleminden hesaplanır.

$$F = ma \qquad [4.13]$$

Yerçekimi kuvveti

$$G = mg \qquad [4.14]$$



Kütlesel atalet momenti:

$$I = \frac{m(h^2 + w^2)}{12}$$

Şekil 4.5 Dikdörtgensel bir şekil için kütlesel atalet momenti hesabı.

3 numaralı uzvun atalet kuvveti, yerçekimi kuvveti, kütlesel atalet momenti ve atalet momenti denklemleri

$$F_{in3} = -m_3 a_{C3} \quad [4.15]$$

$$G_3 = -m_3 g\mathrm{j} \quad [4.16]$$

$$I_{C3} = m_3({h_3}^2 + {w_3}^2)/12 \quad [4.17]$$

$$M_{in3} = -I_{C3}\alpha_3 \quad [4.18]$$

Benzer şekilde diğer uzuvlar için de bu hesaplamalar yapılır.

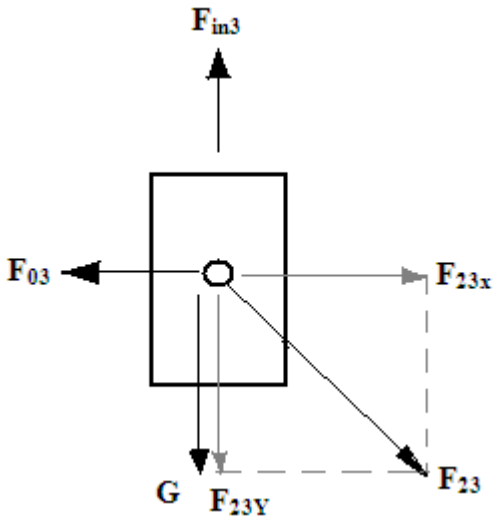
MATLAB komutları

```
% Kuvvet Analizi
% D'Alembert Prensibi
clear all; clc; close all
format long
AB = 0.03; BC = 0.13;
xA = 0; yA = 0; rA = [xA yA 0];
xC = 0;
n = 2850; % (rpm) tahrik kolu
vA = [0 0 0 ]; aA = [0 0 0 ];
h = 0.02; d=0.025; dpiston = 0.08; hpiston = 0.08; wpiston = 0.06;
```

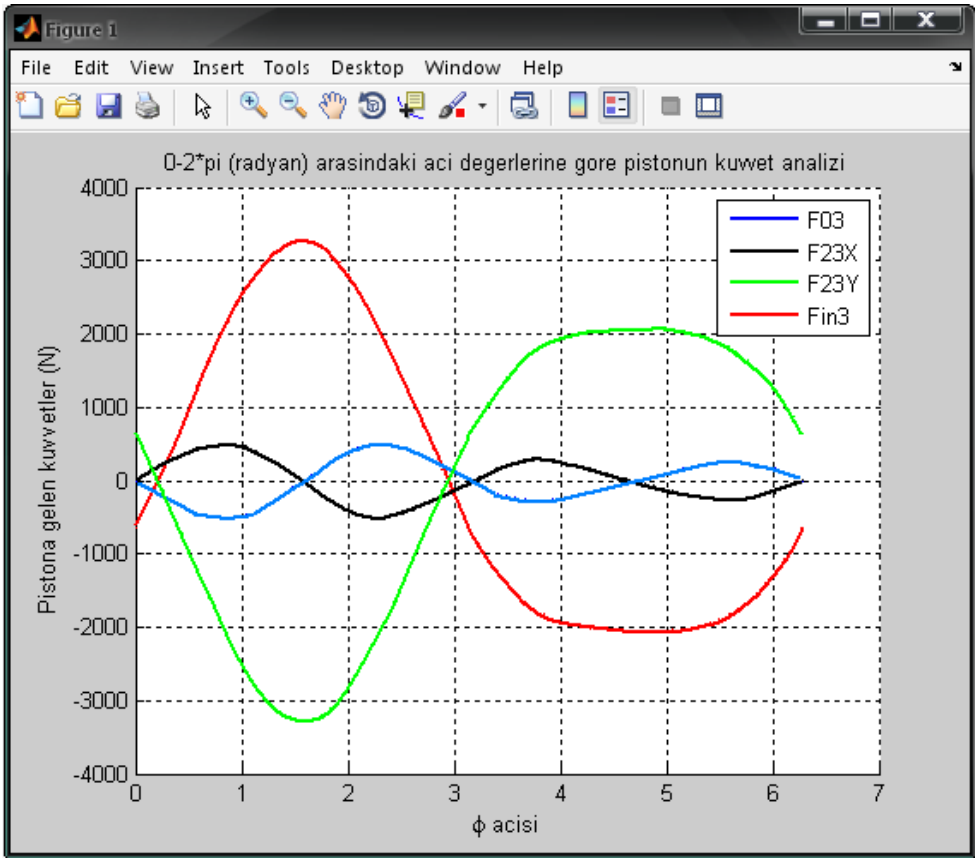
```
g = 10.; % Yercekimi ivmesi
m1 = 2; m2 = 0.4; m3 = 1;
for phi=0:pi/36:2*pi;
xB = AB*cos(phi); yB = AB*sin(phi);
rB = [xB yB 0];
yC = yB+sqrt(BC^2-(xC-xB)^2);
rC = [xC yC 0];
phi2 = atan((xB-xC)/(yB-yC));
omega1 = [ 0 0 pi*n/30 ]; alpha1 = [0 0 0 ];
vB1 = vA + cross(omega1,rB); vB2 = vB1;
aB1 = aA + cross(alpha1,rB) - ...
dot(omega1,omega1)*rB;
aB2 = aB1;
omega2z = sym('omega2z','real');
vCy = sym('vCy','real');
omega2 = [ 0 0 omega2z ]; vC = [ 0 vCy 0 ];
eqvC = vC - (vB2 + cross(omega2,rC-rB));
eqvCx = eqvC(1); eqvCy = eqvC(2);
solvC = solve(eqvCx,eqvCy);
omega2zs=eval(solvC.omega2z);
vCys=eval(solvC.vCy); Omega2 = [0 0 omega2zs];
vCs = [0 vCys 0];
alpha2z = sym('alpha2z','real');
aCy = sym('aCy','real');
alpha2 = [ 0 0 alpha2z ]; aC = [0 aCy 0 ];
eqaC=aC-(aB1+cross(alpha2,rC-rB)-...
dot(Omega2,Omega2)*(rC-rB));
eqaCx = eqaC(1); eqaCy = eqaC(2);
solaC = solve(eqaCx,eqaCy);
alpha2zs=eval(solaC.alpha2z);
aCys=eval(solaC.aCy);
```

```
alpha20 = [0 0 alpha2zs]; aCs = [0 aCys 0];
alpha30 = [0 0 0];
rC2 = (rB+rC)/2;
rC3 = rC;
aC2 = (aB1+aCs)/2;
aC3 = aCs;
IC2 = m2*(BC^2+h^2)/12;
G2 = [ 0 -m2*g 0 ];
Fin2 = - m2*aC2;
Min2 = - IC2*alpha20;
IC3 = m3*(hpiston^2+wpiston^2)/12;
G3 = [ 0 -m3*g 0 ];
Fin3 = - m3*aC3;
Min3 = - IC3*alpha30;
F03 = [ sym('F03x','real') 0 0 ];
F23 = [ sym('F23x','real') sym('F23y','real') 0 ];
eqF3 = F03+F23+G3+Fin3 ;
eqF3x = eqF3(1);
eqF3y = eqF3(2);
F32 = -F23;
F12 = [ sym('F12x','real') sym('F12y','real') 0 ];
eqF2 = F32+F12+G2+Fin2;
eqF2x = eqF2(1);
eqF2y = eqF2(2);
eqM2 = cross(rB-rC2,F12)+cross(rC-rC2,F32)+Min2;
eqM2z = eqM2(3) ;
fprintf...
('F03x, F23x, F23y, F12x, F12y')
sol321 = solve(eqF3x,eqF3y,eqF2x,eqF2y,eqM2z);
F03xs = eval(sol321.F03x)
F23xs = eval(sol321.F23x)
```

```
F23ys = eval(sol321.F23y)
F12xs = eval(sol321.F12x);
F12ys = eval(sol321.F12y);
F03s = [ F03xs, 0, 0 ];
F23s = [ F23xs, F23ys, 0 ];
F12s = [ F12xs, F12ys, 0 ];
F03=F03s(1,1)
F23=sqrt(F23s(1,1)^2+F23s(1,2)^2)
Fin3=Fin3(1,2)
hold on
plot(phi,F03, 'b-','linewidth',2)
plot(phi,F23, 'k-','linewidth',2)
plot(phi,Fin3, 'r-','linewidth',2)
legend('F03','F23','Fin3')
grid
xlabel('\phi acisi'), ylabel('Pistona gelen kuvvetler (N)'),...
title('0-2*pi (radyan) arasindaki aci degerlerine gore pistonun kuvvet analizi'),...
end
```



Şekil 4.6 Pistona etkiyen kuvvetlerin serbest cisim diyagramı.

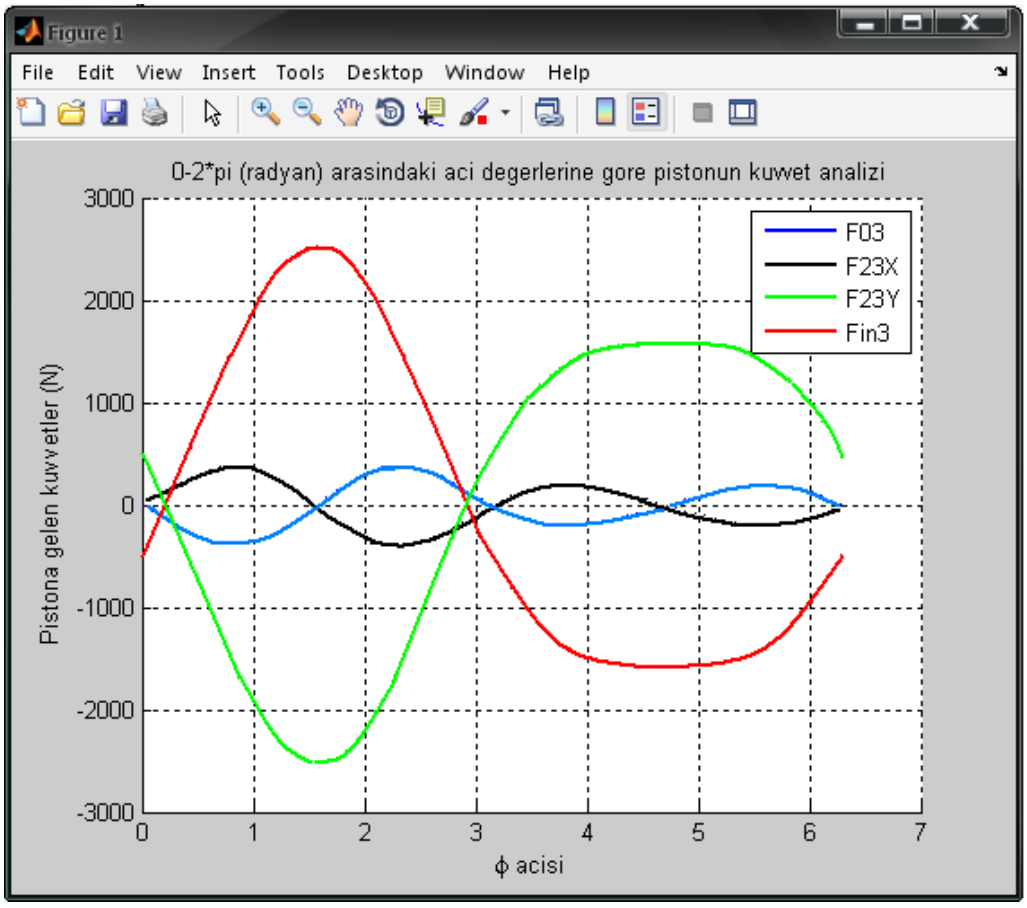


Şekil 4.7 Krank açısına göre pistona gelen kuvvetlerdeki değişim grafiği (n=2850 dev/dak).

Pistona gelen kuvvetler D'Alembert prensibi ile hesaplandı.

Kuvvetin büyüklüğü arttıkça oluşturacağı titreşim de artacağından, maksimum kuvvetin meydana geldiği tepe noktasında titreşimin en fazla olacağı ön görülebilir. Zira şekil 4.7'de görülen en büyük tepe noktası, pistonun üst ölü noktasıdır ve burada basınç da maksimum değerini alır. Ayrıca piston yukarı hareket ederken, silindir duvarına çarpar ve enerji kayıplarıyla birlikte mekanik gürültüye sebep olur. Bu nedenle kuvvet analizinin yapılması, titreşim sorunlarının minimize edilmesi için önemlidir.

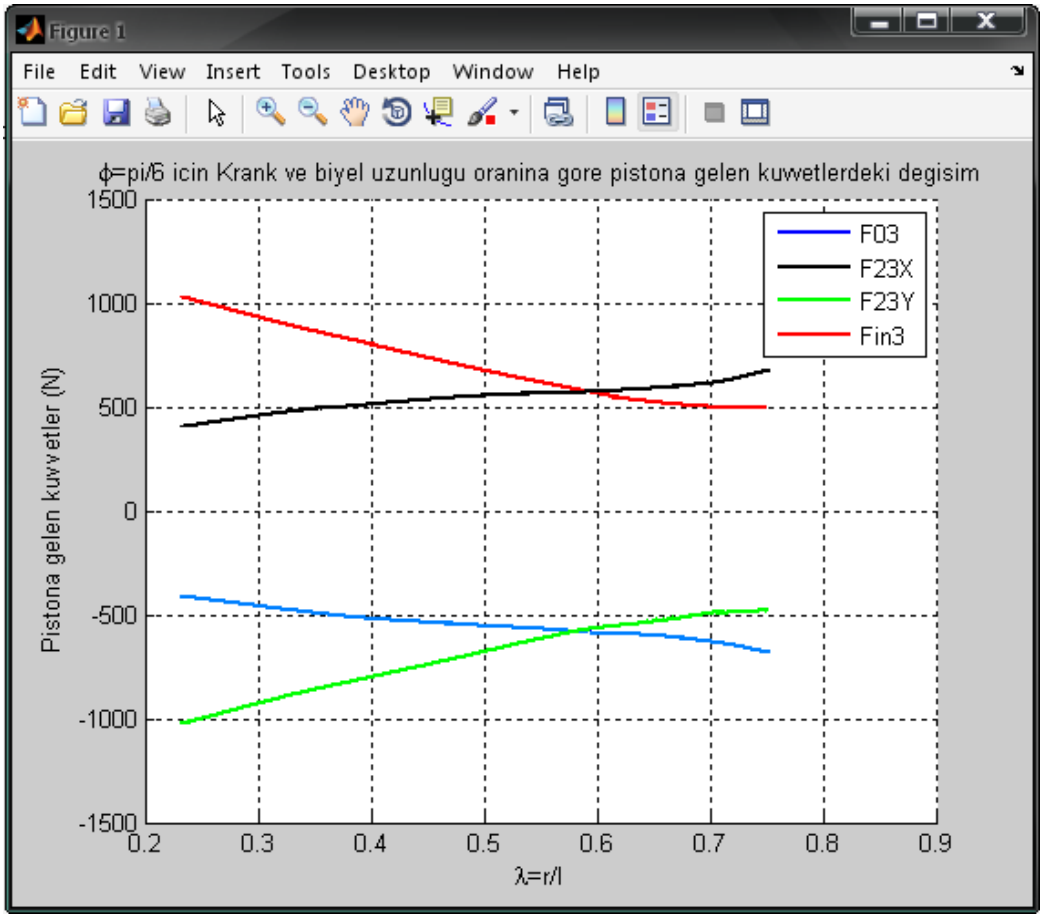
Daha önce kullanılan değerlerden farklı olarak devir sayısı değiştirilip, devir sayısının pistona gelen kuvvetler üzerindeki etkisi araştırıldı (Şekil 4.8).



Şekil 4.8 Krank açısına göre pistona gelen kuvvetlerdeki değişim grafiği (n=2500 dev/dak).

Devir sayısı değeri n=2850 değerinden n=2500 değerine düşürüldüğünde Şekil 4.8 'deki kuvvet değerleri elde edildi. Şekil 4.7 'deki değerlerle kıyaslandığında devir sayısının kuvvete olan etkisi açıkça görülmektedir. Zira devir sayısındaki 350'lik bir azalmaya karşı atalet kuvvetlerde yaklaşık 800 N, diğer kuvvetlerde ise yaklaşık 150N değerlerinde bir azalma görülmektedir.

Şekil 4.9 krank - biyel uzunlukları oranına göre pistona gelen kuvvetlerdeki değişimi ve bu parametrenin pistona gelen kuvvetler üzerindeki etkisini göstermektedir.



Şekil 4.9 Krank uzunluğu/biyel uzunluğu oranı (λ)'na göre pistona etkiyen kuvvetlerdeki değişim.

Şekil 4.9'dan da görüldüğü gibi krank uzunluğunun biyel uzunluğuna oranlanmasıyla elde edilen değer arttıkça, ya da krank boyu ile biyel boyu birbirine yaklaştıkça pistona gelen kuvvetler genel olarak azalmıştır. Bu da, meydana gelen titreşimin de azalacağı anlamına gelmektedir. Biyelin boyu arttıkça veya diğer bir ifadeyle krank uzunluğu/biyel uzunluğu oranı sıfıra yaklaştıkça pistona gelen atalet kuvveti F_{in3}'ün değerinin de arttığı, buna karşılık F_{23x} değerinin azaldığı görülmektedir. Fakat F_{in3} değerindeki değişim daha büyük olduğundan, krank ve biyel boyları uygun olacak şekilde birbirine yakın seçilmeli, dolayısıyla λ=r/l değerinin 1'e yakın olması tercih edilmelidir.

5. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİYLE FREKANS ANALİZİ

5.1 Sonlu Elemanlar Yöntemi

Sonlu elemanlar yöntemi nümerik bir teknik olup, özellikle katı mekaniği, akışkanlar mekaniği, ısı transferi ve titreşim gibi problemlerin bilgisayar yardımıyla çözümünde kullanılan çok gelişmiş bir tekniktir. Sonlu elemanlar yönteminde yapı, davranışı daha önce belirlenmiş olan birçok elemana bölünür. Elemanlar düğüm noktası adı verilen noktalarda tekrar birleştirilirler. Bu şekilde cebri bir denklem takımı elde edilir. Gerilme analizinde bu denklemler düğüm noktalarındaki denge denklemleridir. İncelenen probleme bağlı olarak bu şekilde pek çok denklem elde edilir. Bu denklem takımlarının çözümü ise bilgisayar kullanımını zorunlu kılmaktadır.

Sonlu elemanlar yönteminde temel fikir, sürekli fonksiyonları bölgesel sürekli fonksiyonlar ile temsil etmektir. Bunun anlamı; bir eleman içerisinde hesaplanması istenen büyüklüğün değerinin o elemanın düğüm noktalarındaki değerler kullanılarak interpolasyon ile bulunmasıdır. Bu nedenle sonlu elemanlar bilinmeyen ve hesaplanması istenen değerler, düğüm noktalarındaki değerlerdir. Bir varyasyonel prensip (mesela; enerjinin minimum olması prensibi) kullanılarak büyüklük alanının düğüm noktalarındaki değerleri için bir denklem takımı elde edilir.

5.1.1 Sonlu elemanlar yönteminin avantajları

Sonlu elemanlar yöntemini diğer yöntemlere üstün kılan başlıca özellikler şunlardır.

- Sonlu elemanlar, boyutların esnekliği nedeniyle karmaşık bir cismi temsil edebilir.
- Çok bağıntılı bölgeler (bir veya çok delikli cisimler) veya köşeleri olan bölgeler kolayca incelenebilir.
- Değişik malzeme veya geometrik özellikleri bulunan problemler ek bir zorluk göstermez. Geometri ve malzeme nonlineeriteleri, kalıtsal olsa

bile (zamana bağlı gibi) malzeme özellikleri kolaylıkla göz önüne alınabilir.

- Sınır şartları kolaylıkla uygulanır [12].

5.2 Ansys Programı

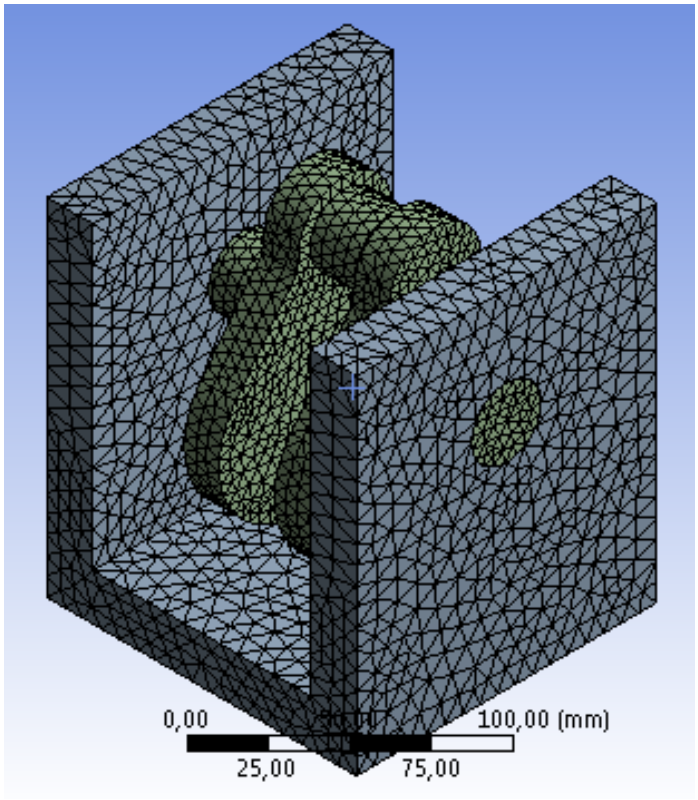
Sonlu elemanlar yönteminin genel uygulanabilirliği, onu geniş bir sahada problemler için güçlü ve esnek bir kullanım aracı haline getirmiştir. Bu nedenle yapısal ve mekanik problemlerin çözümü için çok sayıda yapısal program geliştirilmiştir. Ansys sonlu elemanlar analiz programı da tarafından bilgisayarlar üzerinde geliştirilen bir sayısal analiz programıdır. Sürekli olarak geliştirilen ve yenilenen bu program, mühendisliğin hemen her dalında (yapı, otomotiv, endüstri, elektronik, uzay bilimleri vs.) kullanılabilen genel maksatlı bir paket program haline getirilmiştir. Kullanım alanları arasında; statik ve dinamik analizler, termal analizler, elektromanyetik alan analizleri, akışkanlar mekaniği analizleri, akustik, optimizasyon, yapı burkulma analizleri ve nonlineer yapı analizleri sayılabilir.

5.3 Ansys Frekans (Modal) Analizi

Bu bölümde, deneysel çalışmada kullanılan kompresöre ait bazı kritik parçaların Ansys yardımıyla frekans analizi yapılıp, parçalara ait yaklaşık rezonans frekansları bulunmuştur.

Kompresörün krank mili, biyel kolu ve pistonu sistemin titreşim ve gürültü özellikleri bakımından kritik parçalar olarak değerlendirilmiş ve kompresörün titreşim değerlerini etkileyen en önemli bileşenler olduklarından özel bir ilgi gösterilmiştir.

Krank, biyel ve piston birbirine montaj edilmiş ve Ansys programına sistemin hareket özelliklerini tanımlayabilmek amacıyla bir montaj plağına yerleştirilerek frekans analizi yapılmıştır. Ayrıca krank mili tek başına montaj plağına yerleştirilerek de krank miline ait rezonans frekansları elde edilmiştir.



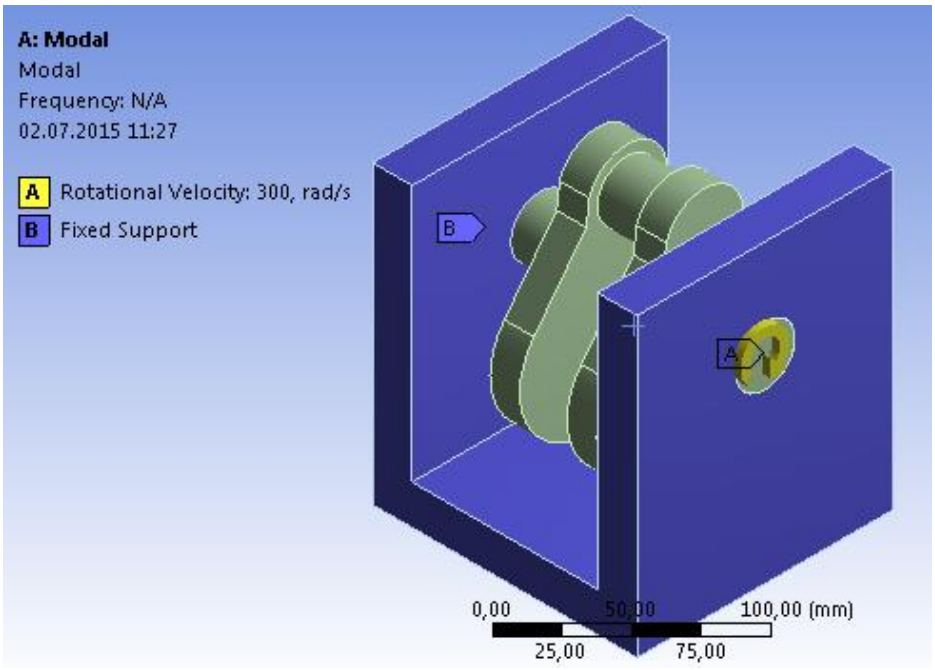
Şekil 5.1 Krank milinin sonlu eleman modeli.

Details of "Mesh"

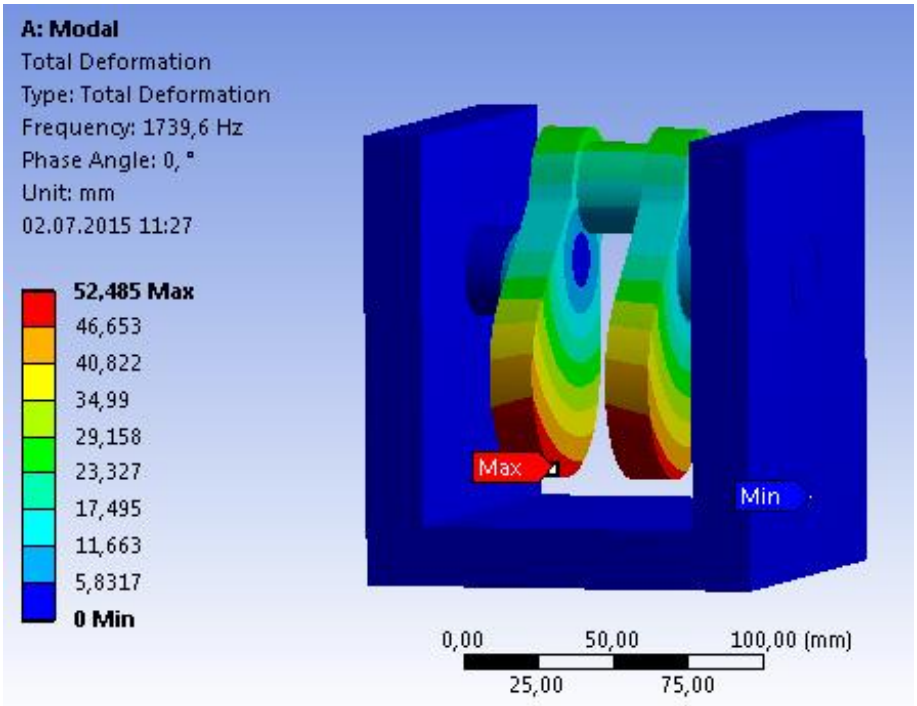
Number of Retries	Default (4)
Extra Retries For Assembly	Yes
Rigid Body Behavior	Dimensionally Reduced
Mesh Morphing	Disabled
Defeaturing	
Pinch Tolerance	Please Define
Generate Pinch on Refresh	No
Automatic Mesh Based Defeaturing	On
Defeaturing Tolerance	Default
Statistics	
Nodes	55971
Elements	35761
Mesh Metric	None

Press F1 for Help

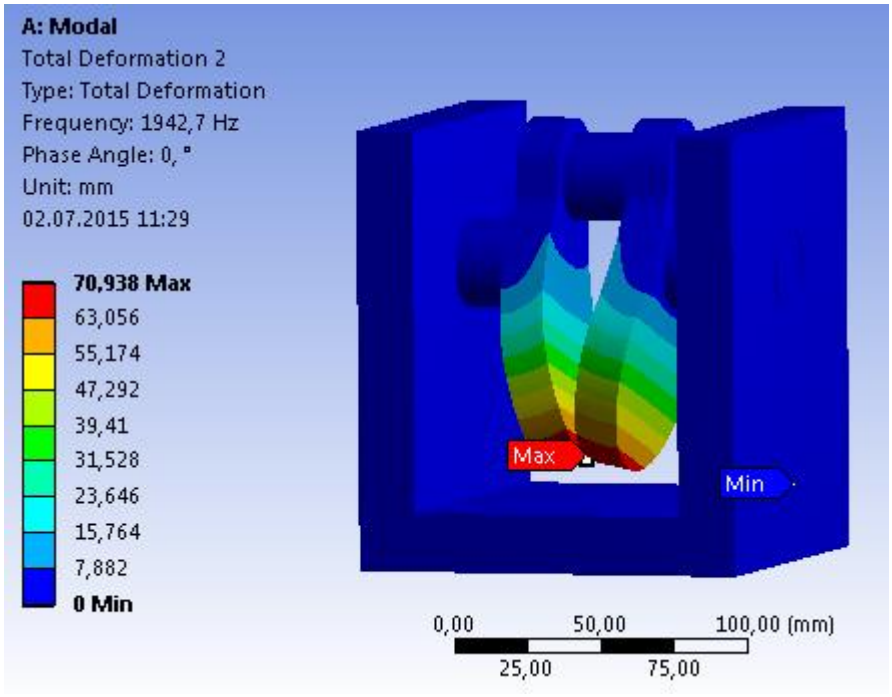
Şekil 5.2 Krank milinin sonlu elemanlar ile elde edilen parça ve düğüm sayısı.



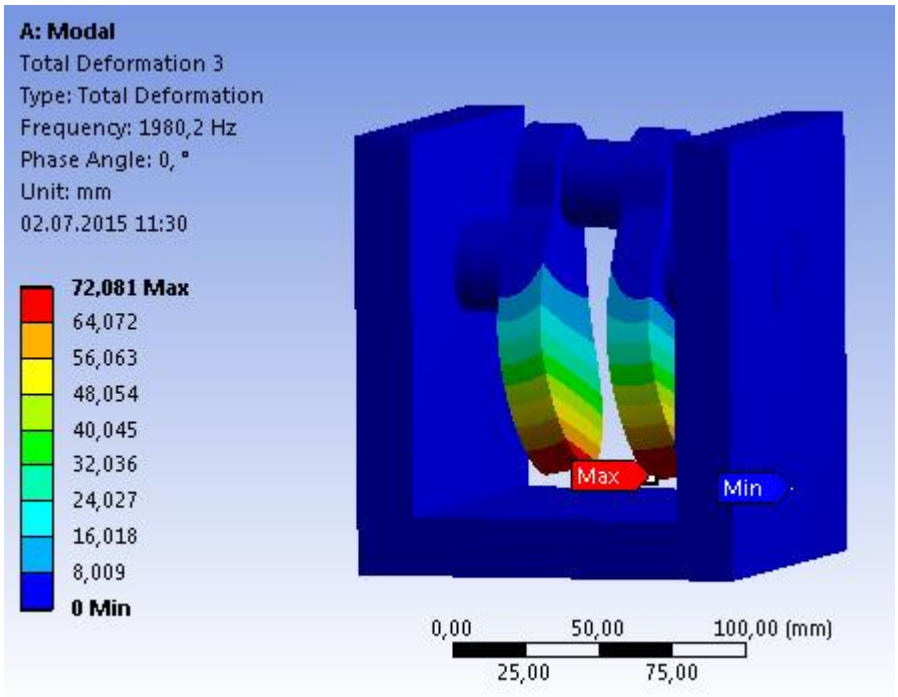
Şekil 5.3 Krank mili analiz modeli.



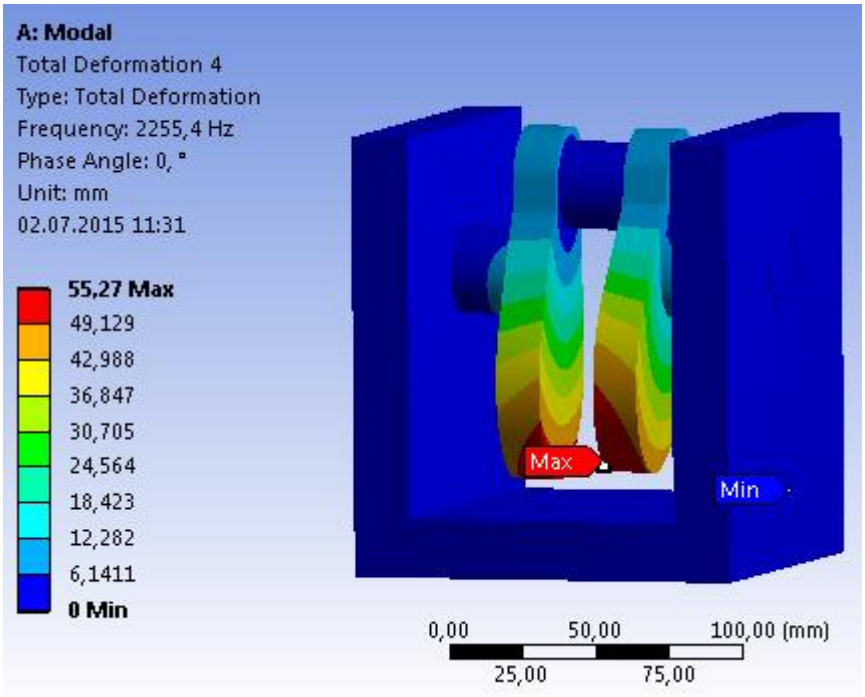
Şekil 5.4 Krank milinin 1. moddaki doğal frekans ve titreşim biçimi.



Şekil 5.5 Krank milinin 2. moddaki doğal frekans ve titreşim biçimi.

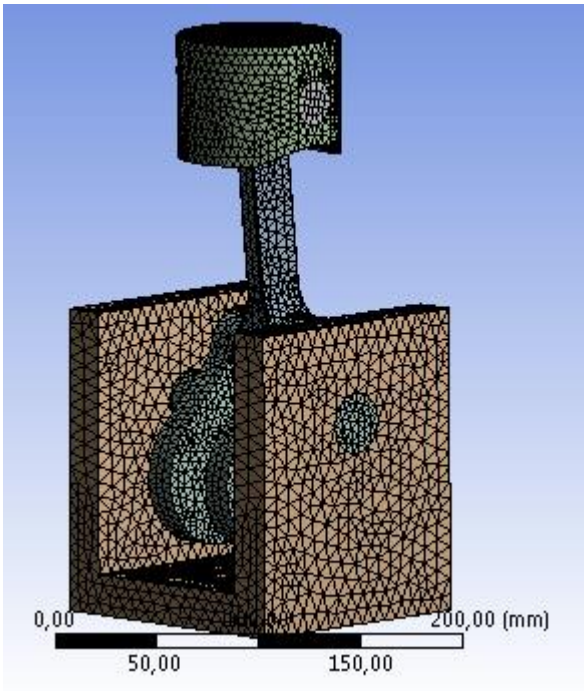


Şekil 5.6 Krank milinin 3. moddaki doğal frekans ve titreşim biçimi.



Şekil 5.7 Krank milinin 4. moddaki doğal frekans ve titreşim biçimi.

Krank milinin ilk 4 mod şekli incelendiğinde, doğal frekansın 1739.6 Hz değerlerinden başladığı görülmektedir. Deneysel çalışma kısmında verildiği gibi, kompresör çalışma frekansı 2850 dev/dak, yani 47.5 Hz olduğundan, kritik değerlerin çok altındadır ve rezonans haline karşı emniyetlidir.

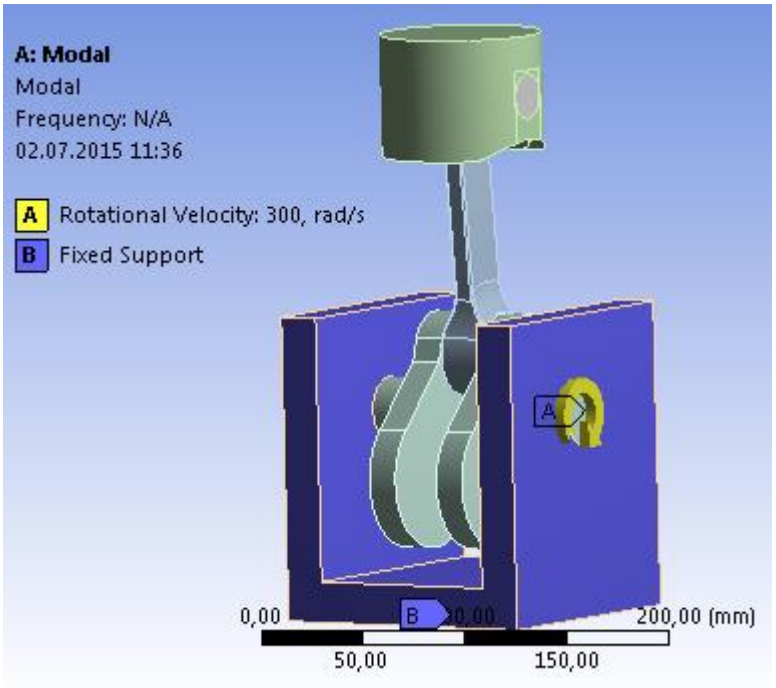


Şekil 5.8 Mekanizmanın montaj hali sonlu eleman modeli.

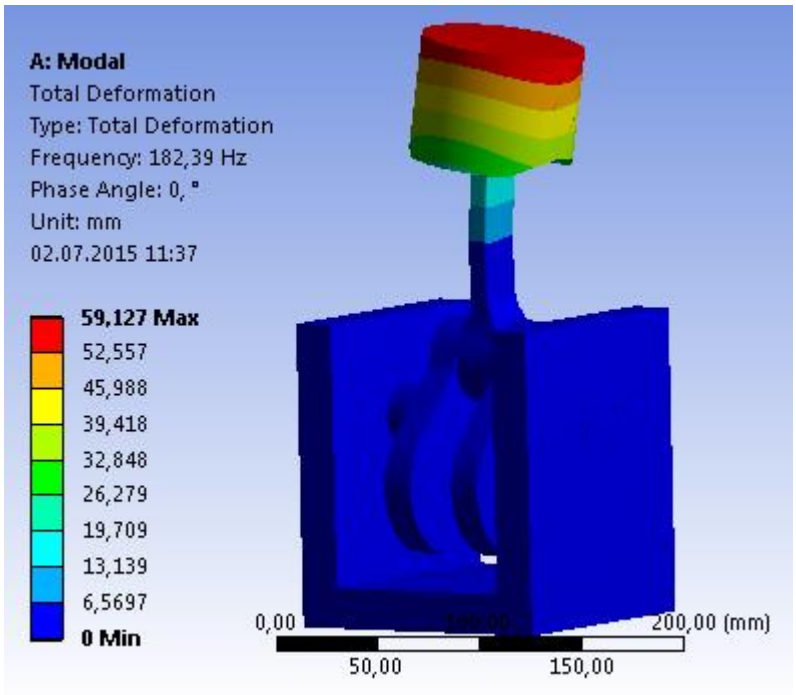
Details of "Mesh"

Smoothing	Medium
Transition	Fast
Span Angle Center	Fine
Minimum Edge Length	0,809980 mm
Inflation	
Patch Conforming Options	
Triangle Surface Mesher	Program Controlled
Advanced	
Defeaturing	
Statistics	
Nodes	91421
Elements	55424
Mesh Metric	None

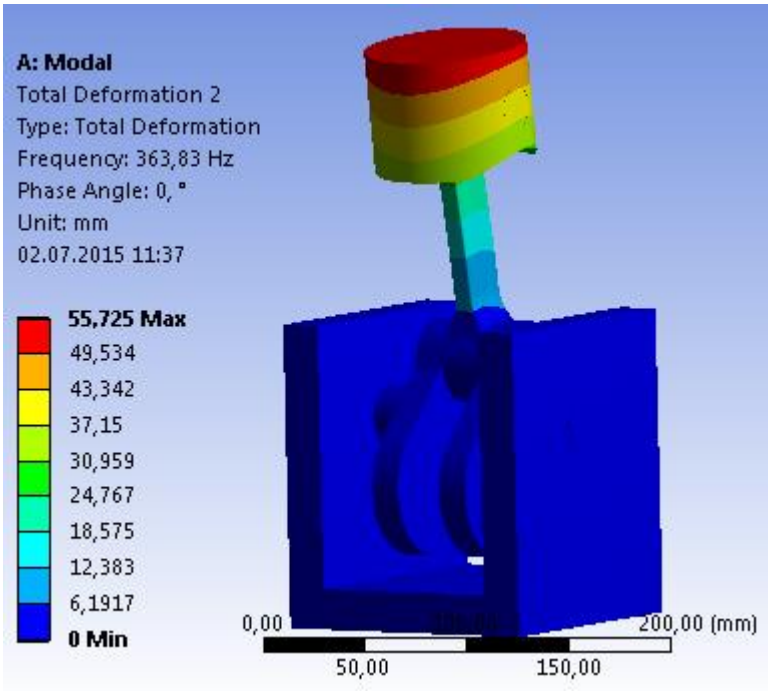
Şekil 5.9 Mekanizmanın sonlu elemanlar ile elde edilen parça ve düğüm sayısı.



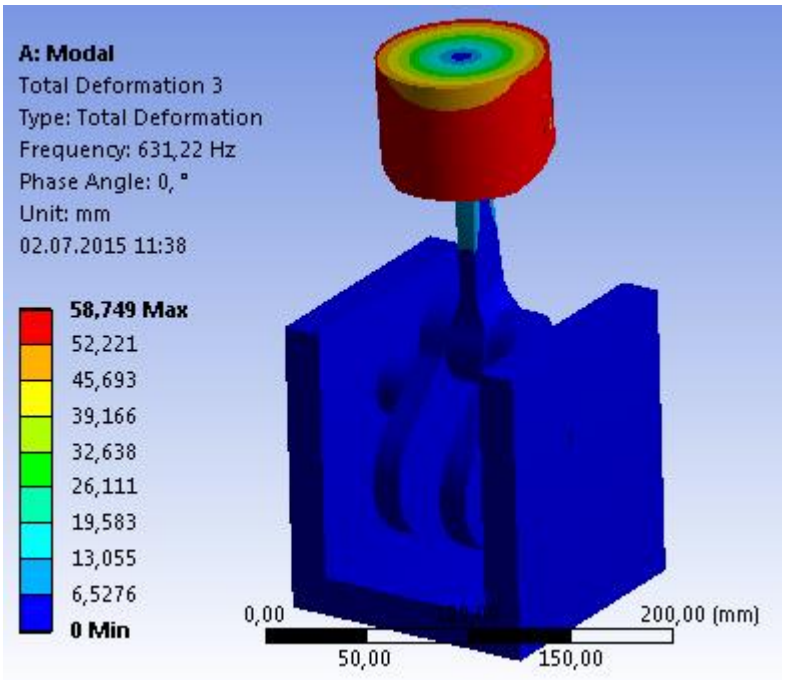
Şekil 5.10 Mekanizmanın analiz modeli.



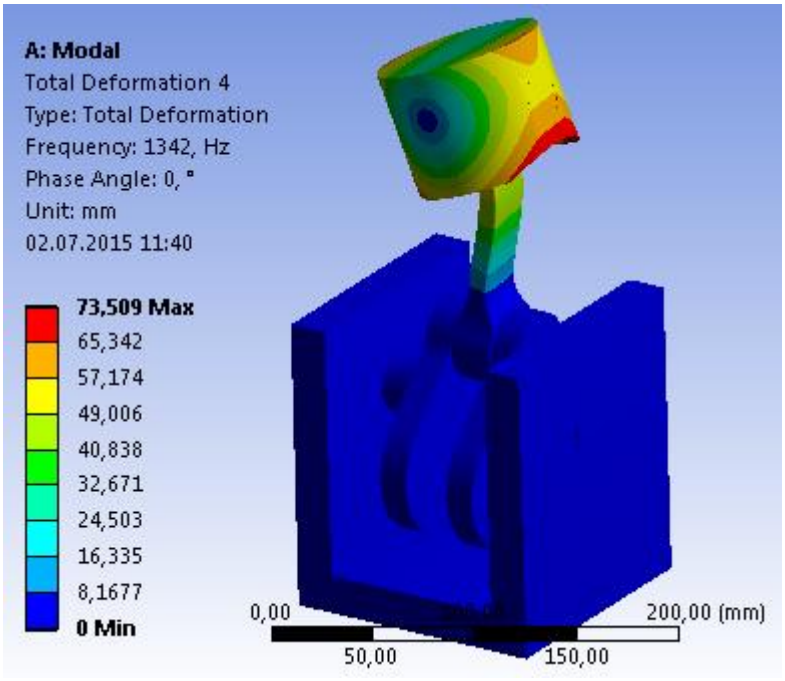
Şekil 5.11 Mekanizmanın 1. moddaki doğal frekans ve titreşim biçimi.



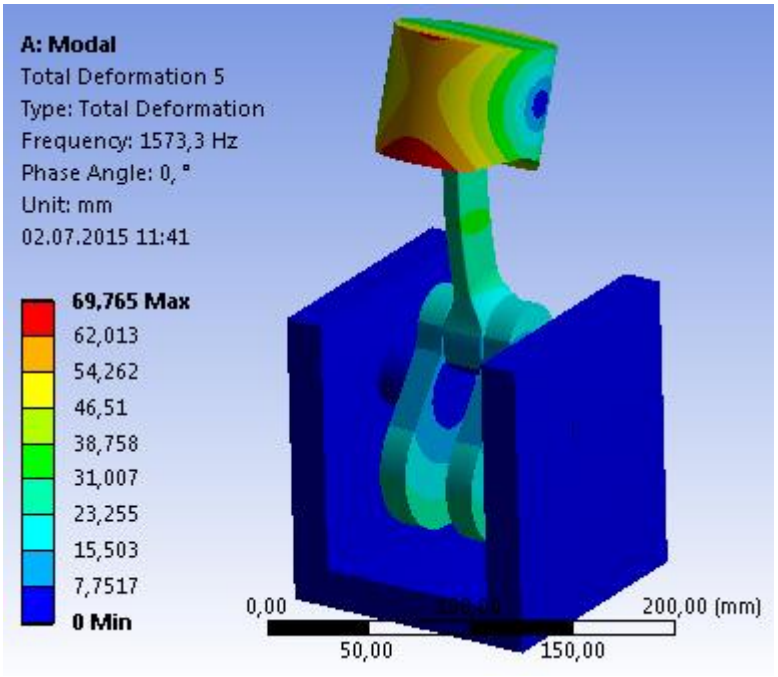
Şekil 5.12 Mekanizmanın 2. moddaki doğal frekans ve titreşim biçimi.



Şekil 5.13 Mekanizmanın 3. moddaki doğal frekans ve titreşim biçimi.



Şekil 5.14 Mekanizmanın 4. moddaki doğal frekans ve titreşim biçimi.



Şekil 5.15 Mekanizmanın 5. moddaki doğal frekans ve titreşim biçimi.

Mekanizmanın, doğal frekans değerlerinin 182.39 Hz ile başladığı, dolayısıyla sistemin rezonans haline karşı yine emniyetli olacağı anlaşılmaktadır.

6. DENEYSEL ÇALIŞMA

6.1 Spektrum Grafiği

Dalga form grafiğinin bir dizi matematiksel işleme tabi tutulması sonucu hesap yoluyla elde edilmiş sanal bir grafiktir. Bu grafikte titreşim sinyali genlik - frekans bazında gösterilir. Uygulanan matematiksel işlemin adı ise FFT (Fast Fourier Transform)'dir. FFT, esas olarak istatistik tabanlı matematiksel bir çevrimdir. Karışık titreşim sinyalleri yumağını ayrıştırır ve hangi frekansta ne şiddette bir titreşimin mevcut olduğunu gösterir. Yapılan işlem, dalga form grafiğindeki tekrarlanan sinyallerin frekanslarına göre ayrıştırılarak frekans - genlik grafiğinde gösterilmesidir. Bu sayede, dalga form grafiğine göre daha kolay anlaşılabilir bir grafik elde edilmiş olur. Anlaşılacağı gibi FFT tekrarlanmayan sinyalleri dikkate almamakta, onları yok saymaktadır. Spektrum grafiğinde görülen her tepecik, makinenin dinamik özelliklerinden kaynaklanan problemleri gösterir. Değerler, bir sinyalin t_1 ve t_2 zaman aralıklarında aldığı değerlerin karelerinin ortalamasının karekökü olan RMS cinsindendir.

6.2 Spektrum Grafiğinin Yorumlanması

Dönen makinelerde birçok arıza meydana gelmesine rağmen, bunlardan daha sık karşılaşılan en önemli arızalar dengesizlik, eksen kaçıklığı, gevşeklik ve rulman arızalarıdır. Bu arızaların neden olduğu titreşimlerin etkisi dönen elemanlar vasıtası ile yataklara aktarılır. Yataklardan titreşim ölçülmesi ile makinenin içyapısında meydana gelen gelişmeler kolayca belirlenebilir. Bir algılayıcı ile ölçülen titreşim değerleri zaman ve frekans ortamına ayrıştırılır. Makinenin zaman ve frekans ortamındaki davranışı bu yolla belirlenir. Farklı arızaların oluşturduğu titreşimin frekansları da farklı olduğu için titreşim değerlerinin analiziyle, makinede oluşan bir arıza belirlenebilir. Elde edilen titreşim değerleri Çizelge 3.1'de verilen ISO 2372 v.b. standartlarda belirtilen veya imalatçı firmanın önerdiği değerlerle karşılaştırılarak arızanın şiddeti belirlenebilir. Bu şekilde arıza ile ilgili bir bakım takvimi de belirlenir.

6.3 Deney Düzeneği

Yapılan deneysel çalışmada kullanılan araç – gereçler:

Titreşim Analiz Seti:

Brüel & Kjaer firmasına ait Pulse ölçüm seti:

Ölçüm probu seri numarası: 4513B-001

Analiz cihazı seri numarası: 3560-B-020 (2551441)

Ölçüm alınan kompresör:

Osco firmasına ait pistonlu hava kompresörü

Güç: 2 HP

Devir: 2850 RPM

Maksimum basınç: 8 bar

Hava basma kapasitesi: 192 L/dakika



Şekil 6.1 Deney düzeneği.



Şekil 6.2 Titreşim ölçüm düzeneği.

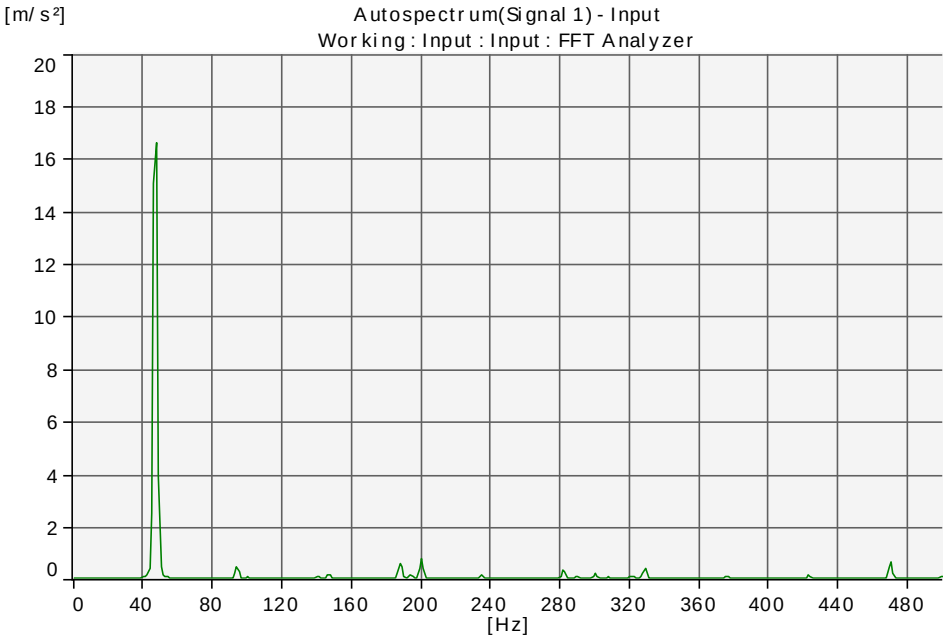
6.4 Yapılan Ölçümün Spektrum Grafikleri ve Yorumlanması

Kompresör gücü:

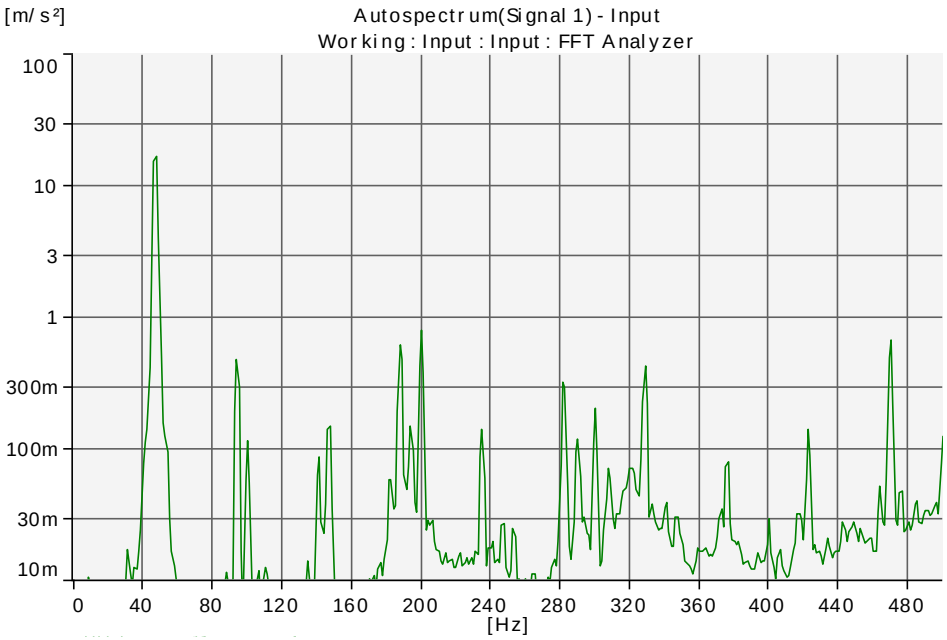
2 HP = 1.47 kw (metrik sisteme göre)

Kompresörün doğal frekansı:

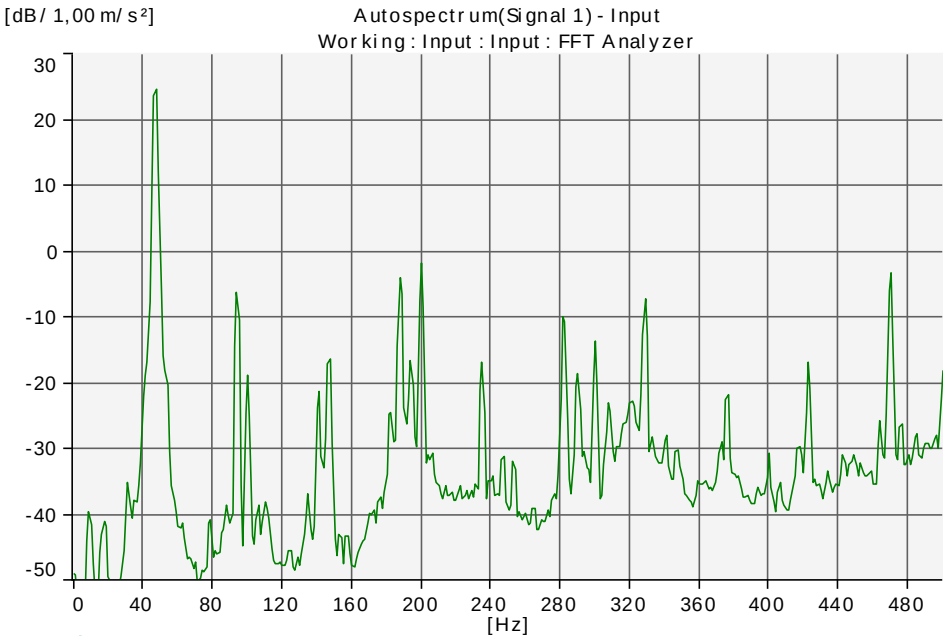
$$Frekans\ (Hz) = Devir\ sayısı\ (RPM)/60 = \frac{2850}{60} = 47.5\ Hz \qquad [6.1]$$



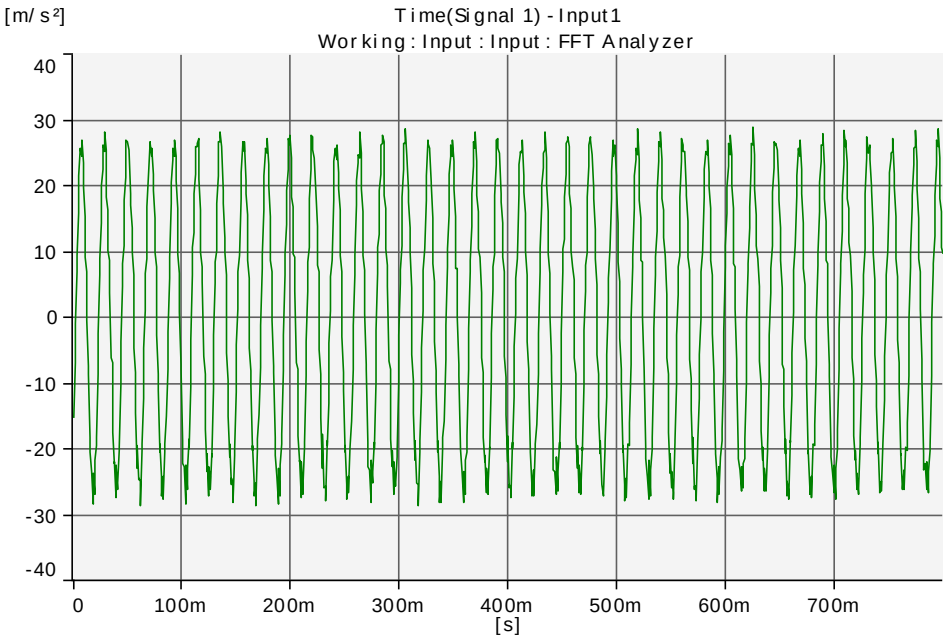
Şekil 6.3 Kompresörün lineer ölçekli, ivme genlikli spektrum grafiği.



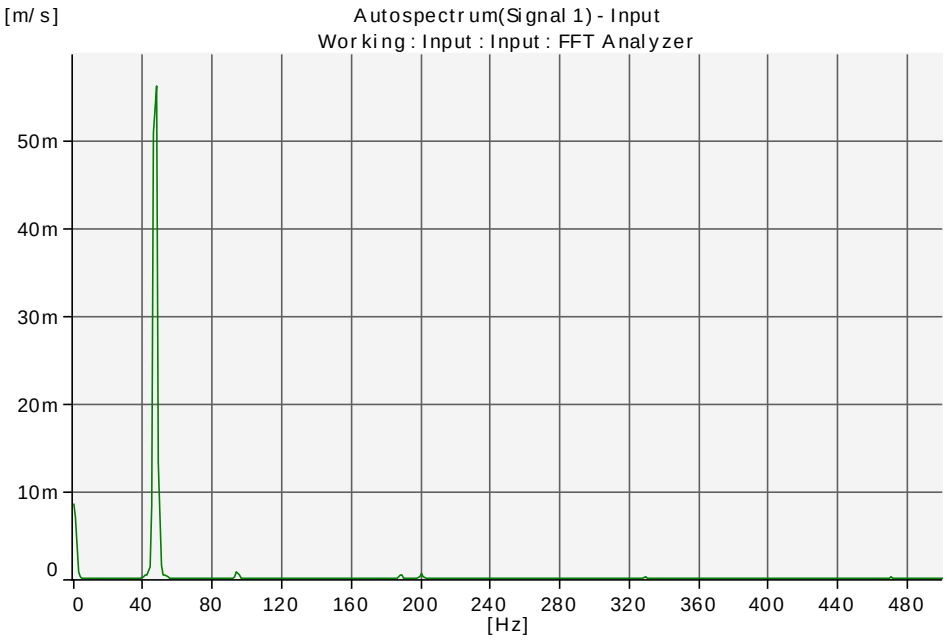
Şekil 6.4 Kompresörün logaritmik ölçekli, ivme genlikli spektrum grafiği.



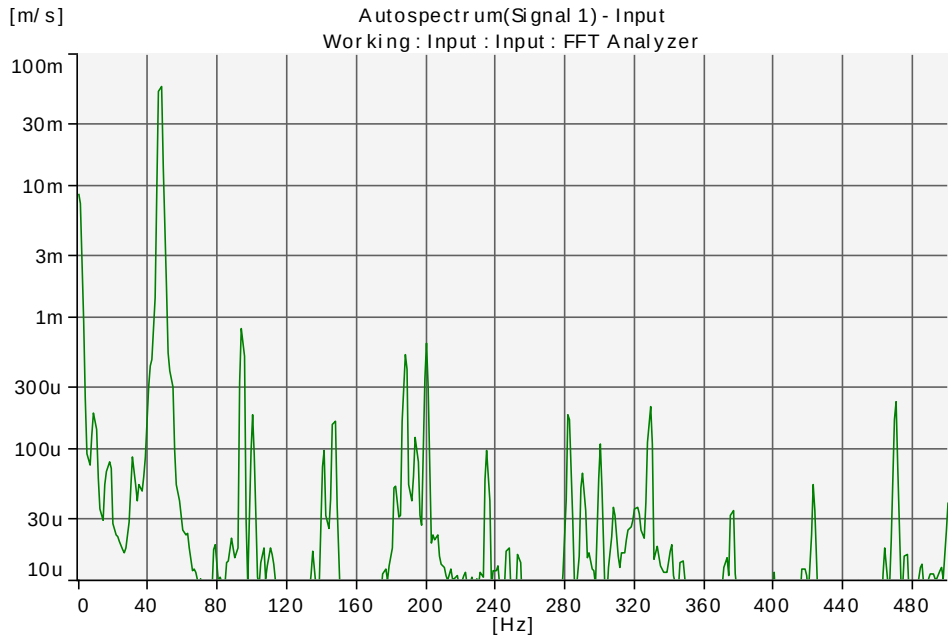
Şekil 6.5 Kompresörün dB ölçekli, ivme genlikli spektrum grafiği.



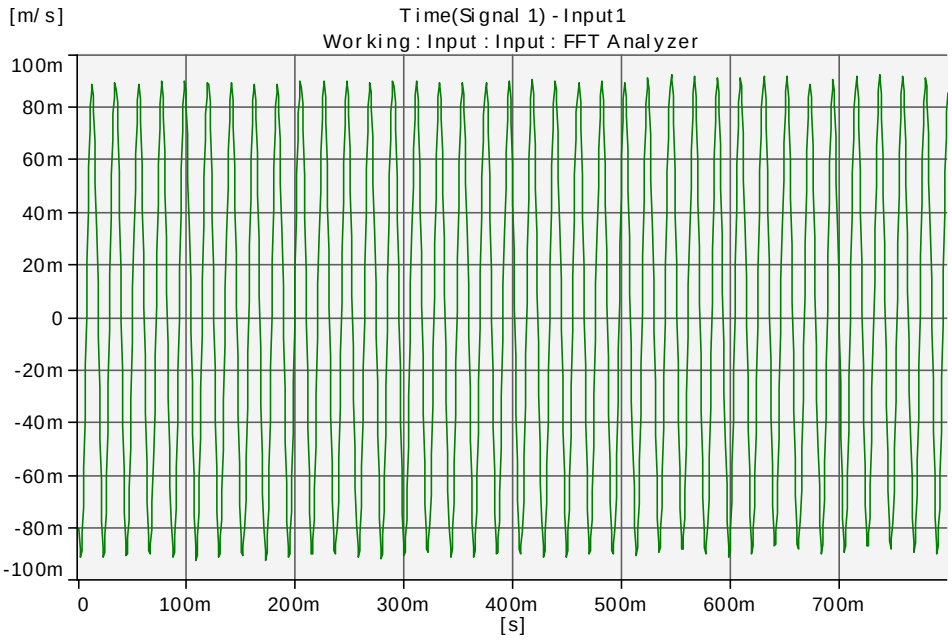
Şekil 6.6 Kompresörün lineer ölçekli, ivme genlikli dalga form grafiği.



Şekil 6.7 Kompresörün lineer ölçekli, hız genlikli spektrum grafiği.



Şekil 6.8 Kompresörün logaritmik ölçekli, hız genlikli spektrum grafiği.



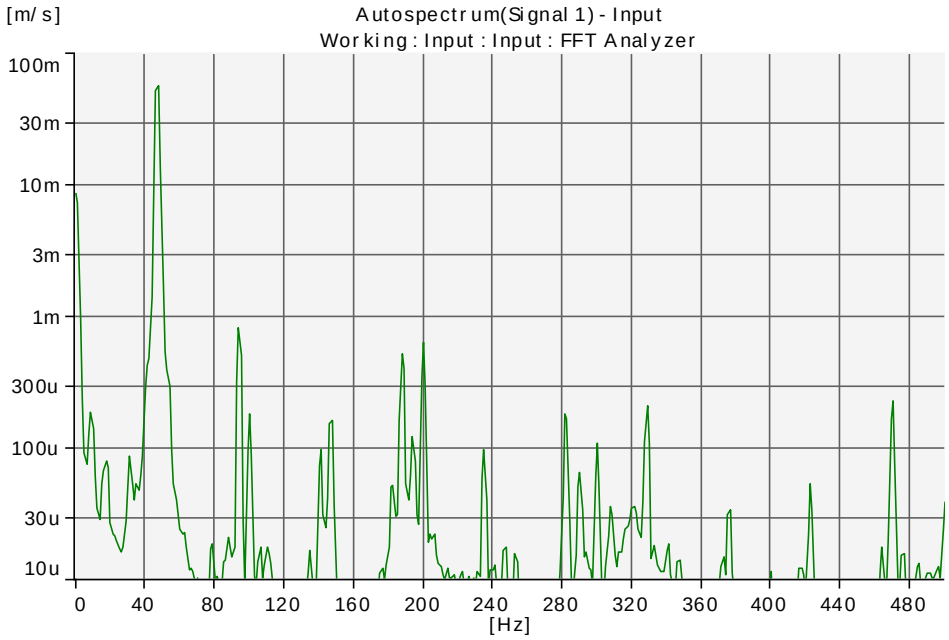
Şekil 6.9 Kompresörün lineer ölçekli, hız genlikli dalga form grafiği.

Değerlendirmeler daha doğru sonuçlar verebilmesi için, logaritmik skala esas alınarak ve kompresör frekansı 47.5 Hz (10 Hz ile 1000 Hz aralığında) olduğundan, hız değerleri baz alınarak yapılmıştır.

1- Balanssızlık değerlendirmesi

Daha önce kapsamlı şekilde verilen bilgiler göz önünde bulundurulursa:

Tek düzlem dengesizliğinin sebep olduğu titreşimin spektrum grafiğinde, baskın olan 1x titreşim frekansı oluşur. Yalnızca bir nokta dengesiz olduğu için, rotorun her dönüşünde yalnızca bir işaret oluşur. Çok düzlem dengesizliği, dönme devri frekansının çoklu katlarında titreşim frekansları oluşturur. 1x frekansı daima diğerlerinden büyüktür [7].



Şekil 6.10 Kompresörün 500 Hz frekans bandındaki hız spektrum grafiği.

Şekil 6.10'da görüldüğü gibi dönme devri frekansının (47.5 Hz) 1x katında baskın bir tepe oluşması balanssızlığı açık bir şekilde göstermektedir. Bununla birlikte 2x, 3x, 4x gibi çoklu katlarında da titreşimlerin varlığı, bu balanssızlığın çok düzlem balanssızlığı olduğuna işaret etmektedir.

2- Eksen kaçıklığının değerlendirilmesi

Eksen kaçıklığının neden olduğu titreşimin spektrum grafiğinde, dönme devri frekansının 1 ve 2 katı değerinde tepe oluşur. Dönme devri frekansının 2 katında oluşan tepe baskındır [7].

Şekil 6.10'da görüldüğü gibi, dönme devri frekansının 2 katında oluşan tepenin baskın olmadığı, hatta dönme devri frekansında görülen tepenin, 2x'te oluşanın yaklaşık 7 katı olduğu anlaşılmaktadır. Bu nedenle, kompresörde eksen kaçıklığı arızası görülmemektedir.

3- Gevşeklik arızası değerlendirmesi

Gevşeklik arızasının neden olduğu titreşimin spektrum grafiğinde dönme devri frekansının çoklu katlarında (1, 2, 3, 4, 5, …) frekanslar oluşmaktadır. Bazı durumlarda dönme devri frekansının yarım katlarında da (0.5, 1.5, 2.5, …) frekanslar oluşmaktadır. Hemen hemen tüm durumlarda yarım ve tam kat frekansları birlikte bulunmaktadır [7].

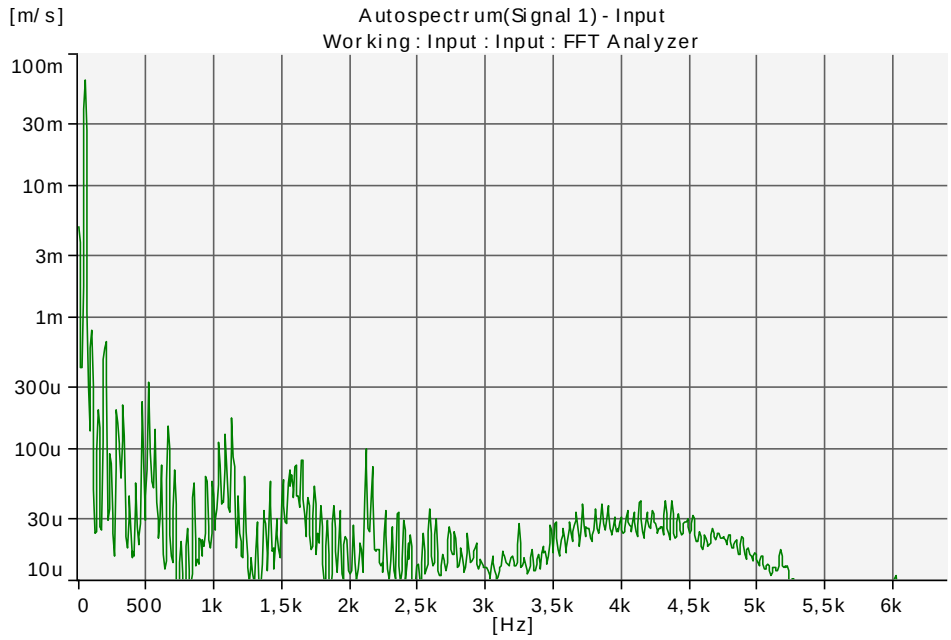
Bu bilgiye ve şekil 6.10'daki spektrum grafiğine göre, kompresörde gevşeklik arızasının bulunduğu tespit edilmiştir.

4- Rulman arızası değerlendirmesi

Rulman arızaları, rulmanın geometrisi ve mil dönme devrine bağlı olan formüllerle hesaplanan arıza frekansları ile ölçüm sonucu elde edilen titreşim frekanslarının karşılaştırılması ile belirlenir. Hangi elemanda bir arıza oluşmuşsa titreşim frekanslarında bu elemanın arıza frekansları, bunun katları, bazı durumlarda mil dönme devri ile oluşturduğu yan bant frekansları bulunur. Sağlam bir rulmandan elde edilen titreşim frekanslarında da rulman arıza frekanslarına rastlanıldığı görülmüştür. Dolayısı ile rulman arıza frekansının oluşmuş olması her zaman rulmanın arızalı olduğu anlamına gelmez. Bu yüzden analiz çok dikkat ve bilgi gerektirir [7].

Genel olarak erken sinyaller yüksek frekanslarda oluşur. Dönüş devri frekansının 70 katına kadar frekans aralığı spektrumda yer almalıdır [11].

Bu durumun değerlendirilebilmesi için, 47.5x70 = 3325 Hz değerine kadar incelenmesi gerekir. Dolayısıyla kompresörün Şekil 6.11'de verilen 6000 Hz spektrum grafiğine bakılır.



Şekil 6.11 Kompresörün 6000 Hz frekans bandındaki hız spektrum grafiği.

Rulman arızasıyla ilgili belirtilen durumların iyi incelenmesi ve analiz edilmesi gerektiği için kesin bir bilgi verilemese de, kayda değer en son tepenin dönme devri frekansının yaklaşık 46 katı olan 2200 Hz frekans değerinde 0.1 mm/s olarak görülmesi kompresörde rulman arızasının olmadığına işaret etmektedir.

5- Kompresörün titreşim standartlarına göre değerlendirilmesi

Kompresör gücü 1.47 kw< 15 kw aralığı ile ISO 2372 standartlarına göre sınıf I Kategorisine girmektedir. Çizelge 3.1'de verilen ISO 2372 standartları, sınıf I kategorisi için limit değeri 3 mm/s olarak belirlemiştir. Ölçüm yapılan kompresörde ise bu değer yaklaşık 60 mm/s'ye kadar çıktığından, kabul edilemez titreşim değerlerine sahiptir ve tespit edilen arızalar tamir edilip, tekrar kontrol edilmelidir.

7. SONUÇ VE ÖNERİLER

İlk etapta pistonlu kompresörün genel hareket denklemleri elde edilip Matlab programı ile konum, hız, ivme ve kuvvet değerleri hesaplanarak analizleri yapıldı. Matlab ile elde edilen kuvvet analizi sonucu şu çıkarımlarda bulunuldu:

- Sıkıştırma işlemi esnasında çok yüksek basınçlara maruz kalan pistonlu mekanizmalarda titreşim ve diğer arızaları azaltmak için tek pistonlu mekanizmalı kompresörler yerine uygun şartlarda çok pistonlu kompresörler tercih edilmelidir.
- Devir sayısı parametresi, mekanizmada meydana gelen kuvvetleri azımsanamayacak derecede etkilediğinden, devir sayısı gereksiz şekilde yüksek tutulmayıp, mümkün mertebede düşük değerler kullanılmalıdır.
- Krank ve biyel uzunluklarının birbirine oranı ile pistona gelen kuvvetlerin değişimi incelendi ve bunun sonucunda krank ve biyel boylarının uygun olacak şekilde birbirine yakın seçilmesi gerektiği sonucuna varıldı.

İkinci bir çalışma olarak, rezonansın makine ve mekanizmalarda meydana getirdiği büyük sorunlar göz önüne alınarak, Ansys ile gerçekleştirilen modal analizde sistemde problem çıkarabilecek bazı kompresör parçalarının rezonans frekansları araştırıldı. Elde edilen sonuçlar, kullanılan kompresörün çalışma frekansıyla karşılaştırılarak sistemin emniyetli çalışacağı öngörüldü.

Son bölümde ise, pistonlu bir hava kompresöründen Pulse titreşim ölçüm cihazıyla ölçüm yapılarak elde edilen spektrum grafikleri yorumlandı. Kestirimci bakım yaklaşımıyla makinedeki muhtemel arızalar, spektrum grafikleri dikkate alınarak araştırıldı.

Makine ve makine parçaları, çeşitli mekanizma tasarımlarında Matlab, Ansys v.b nümerik hesaplama ve analiz programlarının daha fazla ve daha etkin şekilde kullanılması ile optimum kalitede üretim ve planlamalar

gerçekleştirilebileceği gibi, sonradan ortaya çıkabilecek olası birçok problemin de önüne geçilebilir.

Diğer taraftan, düzenli titreşim ölçümleriyle birçok problem önceden teşhis edilerek daha büyük sorunlara neden olmadan önlem alınıp, arızalar giderilebilir. Bu da, bakım ve onarım maliyetlerini düşürüp daha ekonomik çalışmalar elde edilmesini kolaylaştırmakla birlikte zaman açısından da aksamalar minimize edildiğinden, daha verimli sonuçlar elde edilmesini sağlar. Özellikle imalat yapan işletmeler düşünüldüğünde, titreşim analizinin önemi daha fazla anlaşılmaktadır. Bu yüzden, titreşim analizine ve bu analizi sağlıklı bir şekilde yapabilecek personellerin yetiştirilmesi ve işletmelerde görevlendirilmesine daha fazla önem verilmelidir.

Bu çalışmanın kompresör imalatı yapan işletmelerin araştırma - geliştirme çalışmalarına ve titreşim analizi ile ilgilenen kişilerin bilgi birikimine katkı sağlayacağı umulmaktadır.

KAYNAKLAR

[1] **Uğur, N.** (1987). Kompresörler: Rafineri ve Petrokimya Tesisleri İçin Eğitim Dizisi. *Petkim Yayınevi,* 130s, İzmir.

[2] **Anonim** (2008). T.C Milli Eğitim Bakanlığı MEGEP (Mesleki Eğitim ve Öğretim Sisteminin Güçlendirilmesi Projesi) Kimya Teknolojisi, Kompresörler, Ankara.

[3] S**oedel, W.** (2007). Sound and Vibrations of Positive Displacement Compressors. *CRC Press,* 370p, New York.

[4] **Çakır, A.** (2013). Mekanik titreşimler ve titreşimin yalıtımı, *XI. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi,* 17-20 Nisan, 1827-1834, İzmir.

[5] **Özer, M.** (1979). Yapı Akustiği ve Ses Yalıtımı, *Arpaz Matbaası,* 144s, İstanbul.

[6] **Mobley, R.K.** (1999). Vibration Fundamentals, *Newnes Press,* 295p, Boston.

[7] **Orhan, S.** (2003). Dönen makinelerde oluşan arızalar ve titreşim ilişkisi. *Teknoloji dergisi,* 6, 41-48.

[8] **Orhan, S., Aktürk, N. ve Çelik, V.** (2003). Bir santrifüj pompa rulmanlarının çalışabilirliğinin titreşim analizi ile belirlenmesi, *G.U Fen Bilimleri Dergisi,* 16, 543-552.

[9] **Orhan, S., Arslan ve H., Aktürk, N.** (2003). Titreşim analiziyle rulman arızalarının belirlenmesi, Gazi Üniversitesi Müh. Mim. Fak. Dergisi, 19, 11-20.

[10] **Lee, Y.S. ve Lee, C.W.** (1999). Modelling and vibration analysis of misaligned rotor-ball bearing systems. *Journal of Sound and Vibration,* 224, 17-32.

[11] **Köse, R.K.** (2004). Makina arızalarının belirlenmesinde titreşim analizi, Mühendis ve Makina Dergisi, 45, 24-32.

[12] **Akın, H.** (2008). Elastik bir kirişin çeşitli sınır şartlarında frekans analizinin teorik ve deneysel olarak yapılması. *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,* (Yüksek Lisans Tezi). 82s, İstanbul.

[13] **Marghitu, D.B.** (2009). Mechanisms and Robots Analysis with MATLAB, *Springer Press,* 465p, New York.

[14] **Almasi, A.** (2009). Pulsation suppression device design for reciprocating Compressor. *World Academy of Science, Engineering and Technology,* 3, 7-28.

[15] **Bayır, E.** (2008). Scroll ve pistonlu tip soğutma kompresörlerinin kapasite ve verimlerinin çalışma şartlarıyla değişimi. *Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,* (Yüksek Lisans Tezi). 96s, İzmir.

[16] **Faezaneh-Gord, M., Niazmand, A. ve Deymi - Dashtebayaz, M.** (2013). Optimizing reciprocating air compressors design parameters based on first law analysis. *UPB Scientific Bulletin Series D,* 75, 13-26.

[17] **Kurtuluş, T.** (2007). Hermetik pistonlu kompresörlerde pistonun ikincil hareketinin incelenmesi. *İ.T.Ü Fen Bilimleri Enstitüsü,* (Yüksek Lisans Tezi). 55s, İstanbul.

[18] **Mantri, P., Kachhia, B., Tamma, B. ve Bhakta, A.** (2014). Friction model development for a reciprocating compressor. *International Compressor Engineering Conference,* July 14-17, 1151.

[19] **Phad, S.A. ve Burande, D.H.** (2013). Static and dynamic analysis of connecting rod of compressor. *International Journal of Automobile Engineering Research & Development (IJAuERD),* 3, 23-30.

[20] **Santos, I. ve Estupinan, E.** (2007). Combining multibody dynamics, finite elements method and fluid film lubrication to describe hermetic compressor dynamics. *6th WSEAS International Conference on System Science and Simulation in Engineering,* November 21-23, Venice.

[21] **Toktaş, İ.** (1995). Bilgisayar yardımı ile pistonlu kompresörlerin krank-biyel mekanizması tasarımı. *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,* (Yüksek Lisans Tezi). 82s, Ankara.

[22] **Tuomas, R.** (2006). Properties of oil and refrigerant mixtures, L.U, (PhD Thesis), 125p, Lulea.

[23] **Üstün, B.U.** (2011). Dynamic analysis of non lubricated, multi stage piston air compressors. *Dokuz Eylül University Graduate School of Natural and Applied Sciences,* (Master of Science Thesis). 135p, İzmir.

[24] **Yu, B., Yu, X. ve Feng, Q.** (2010). Simple modeling and modal analysis of reciprocating compressor crankshaft system. *International Compressor Engineering Conference,* 1281, China.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel bilgiler

Adı Soyadı	Mehmet Akif HAFIZOĞLU
Doğum Yeri ve Tarihi	Bayburt, 08.01.1990
Medeni Hali	Bekar
Yabancı Dil	İngilizce
İletişim Adresi	Cumhuriyet Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Sivas
E-posta Adresi	mehmedhaf@hotmail.com

Eğitim ve Akademik Durumu

Lise	Bayburt Anadolu Lisesi, 2008
Lisans	Cumhuriyet Üniversitesi, 2012
Yüksek Lisans	Cumhuriyet Üniversitesi, 2015

İş Tecrübesi

Dicle Üniversitesi	Araştırma Görevlisi, 2015 -