

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TRAKTÖRDE KULLANILAN DEVİR DAİM POMPA
ÜNİTESİNİN TASARIMI, İMALATI VE TESTİNİN
YAPILMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak.Müh. Sıdıka UZUN TAŞÖZ

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ
Enstitü Bilim Dalı : MAKİNA TASARIM VE İMALAT
Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Ö. Kadir MORGÜL

Haziran 2008

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TRAKTÖRDE KULLANILAN DEVİR DAİM POMPA
ÜNİTESİNİN TASARIMI, İMALATI VE TESTİNİN
YAPILMASI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak.Müh. Sıdıka UZUN TAŞÖZ

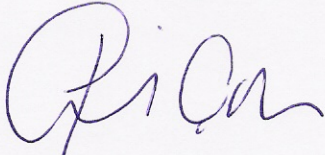
Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bilim Dalı : MAKİNA TASARIM VE İMALAT

Bu tez 10 / 06 /2008 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.

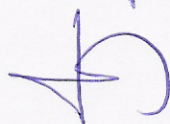
Prof. Dr.
İsmail ÇALLI

Jüri Başkanı



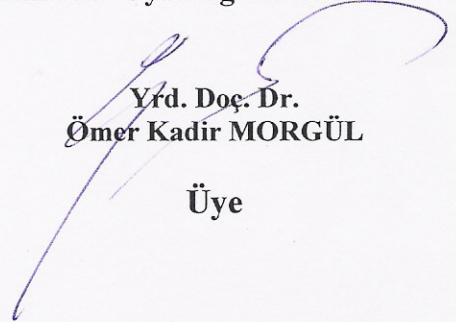
Prof. Dr.
Ümit KOCABIÇAK

Üye



Yrd. Doç. Dr.
Ömer Kadir MORGÜL

Üye



ÖNSÖZ

Günümüzde halen tanınmış traktör markalarından birisi olan Başak Traktör'ün kullanmakta olduğu devir daim pompasının çalışma şartlarına uygun olarak imalatı Sakarya Üniversitesi Makina Mühendisliği laboratuvarında gerçekleştirilmiş test ünitesiyle beraber, performansının deneysel olarak elde edilmesi sağlanmıştır. Bu çalışmalar esnasında firmadan gelen şikayetlerde göz önüne alınarak, pompanın geliştirilmesine yönelik hazırlık çalışması yapılmış, kullanılan fan'a alternatif fan tasarımı ve imalatı yapılarak, iyi sonuçlar alınmış, firmanın komple sistemini değiştirmeden pompa performansının artmasına yardımcı olunmuştur. Hesaplamalar esnasındaki kabuller, imalat esnasındaki sapmalar, tasarım aşamasında kabul edilmiş performans ile imalattan sonraki pompa performansı arasındaki fark, deneysel olarak yapılan çalışma ile ortaya çıkarılabilmektedir. Bu çalışmada da ilk kez deneysel olarak incelenecek pompa seçilmiş, gelecekte pompanın ve test ünitesinin geliştirilmesine yönelik önemli bir çalışma yapılmıştır.

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ.....	ii
İÇİNDEKİLER	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ	vi
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	viii
TABLolar LİSTESİ.....	xiii
ÖZET.....	xiv
SUMMARY	xv

BÖLÜM 1.

GİRİŞ.....	1
1.1. Pompanın Temel Büyüklüklerinin Hesabı	2
1.2. Pompa Test Ünitesi	11
1.3. Devir Daim Pompasının Montaj Aşamaları.....	13
1.4. Pompa ve Deneyleri	20
1.4.1. Deneylerde kullanılan parametreler	22
1.4.2. Tabloların oluşturulması için yapılan hesaplamalara örnek.....	23
1.5. 8 Kanatlı Düz İşlenmiş Fan İle Elde Edilen Sonuç ve Grafikler	24
1.5.1. $n=1000$ d/dk için elde edilen sonuç ve grafikler	24
1.5.2. $n=1500$ d/dk için elde edilen sonuç ve grafikler	26
1.5.3. $n=2000$ d/dk için elde edilen sonuç ve grafikler	27
1.5.4. $n=2500$ d/dk için elde edilen sonuç ve grafikler	29
1.6. Eğrisel 7 Kanatlı İşlenmiş Fan İle Elde Edilen Sonuç ve Grafikler.....	30
1.6.1. $n=1000$ d/dk için elde edilen sonuç ve grafikler	30
1.6.2. $n=1500$ d/dk için elde edilen sonuç ve grafikler	32
1.6.3. $n=2000$ d/dk için elde edilen sonuç ve grafikler	33
1.6.4. $n=2500$ d/dk için elde edilen sonuç ve grafikler	35

1.7. 5 Kanatlı Düz İşlenmiş Fan İle Elde Edilen Sonuç ve Grafikler	36
1.7.1. n=1000 d/dk için elde edilen sonuç ve grafikler	36
1.7.2. n=1500 d/dk için elde edilen sonuç ve grafikler	38
1.7.3. n=2000 d/dk için elde edilen sonuç ve grafikler	39
1.7.4. n=2500 d/dk için elde edilen sonuç ve grafikler	41
1.8 Deney Sonuçları	42
1.9. Sonuç.....	48

BÖLÜM 2.

POMPALARDA TİTREŞİM ANALİZİ VE GÜRÜLTÜ DÜZEYİ İLE

ARIZA TANIMI	50
2.1. Titreşim Analizinin Temel Prensipleri	50
2.2. Titreşim Analizinin Pompalara Uygulanması	54
2.2.1. Periyodik ölçümler	54
2.2.2. Diagnostik ölçümler	55
2.3. Pompalarda Arıza Çeşitleri	56
2.3.1. Balans bozukluğu	56
2.3.2. Ayak gevşekliği / ankraj zayıflığı	59
2.3.3. Kaplin Ayarsızlığı	60
2.3.4. Rulman Arızaları	60
2.3.5 Akış Problemi.....	62
2.3.6. Kavitasyon problemi	63
2.4. Pompa Tipine Göre Spektrum Analizi	64
2.4.1. Santrifüj pompalar	64
2.4.2. Pistonlu pompalar	64
2.4.3. Loblu pompalar	65
2.4.4. Vidalı pompalar	65
2.4.5. Örnek titreşim spektrum grafikleri.....	65
2.5. Gürültü Ölçümü	67
2.5.1. Terimlerin açıklanması.....	67
2.6. Pompalarda Bakım	68
2.6.1. Giriş.....	68
2.6.1.1. Bozulunca bakım.....	68

2.6.1.2. Koruyucu bakım.....	69
2.6.1.3. Duruma göre bakım.....	69
2.6.2. Kestirimci bakım.....	69
2.6.2.1. Tespit.....	70
2.6.2.2. Analiz ve teşhis	70
2.6.2.3. Düzeltme (Bakım-Onarım)	70
2.6.3. Ölçümlerin değerlendirilmesi.....	71
KAYNAKLAR	75
EKLER.....	76
ÖZGEÇMİŞ	79

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

A	: Kesit alanı
a	: İvme
API	: Amerikan Petrol Endüstri
b_1	: Fan giriş genişliği
C_{1m}	: Giriş meridyen hızı
C_{2m}	: Çıkış meridyen hızı
C_{2u}	: Teğetsel hız bileşeni
$\cos \varphi$: Güç katsayısı
D_1	: Fan giriş çapı
D_2	: Fan çapı
DB	: Dış bilezik
dB	: Desibel
d_m	: Mil çapı
g	: Yer çekimi ivmesi
H_m	: Manometrik yükseklik
I	: Akım
k	: Kayıp katsayısı
L_1	: Ses şiddeti
L_p	: Ses basınç düzeyi
L_w	: Ses gücü düzeyi
M	: Moment
M_d	: Döndürme momenti
n	: Devir sayısı
N_e	: Efektif güç
N_m	: Motor gücü

n_s	: Özgül hız
P	: Basınç
$P_{akışkan}$: Suyun gücü
P_b	: Basma hattı basınç değeri
P_e	: Emme hattı vakum değeri
P_{mil}	: Mile verilen güç
P_o	: Referans basınç değeri
$P_{pçg}$: Pompanın çektiği güç
P_{pvg}	: Pompanın suya verdiği hidrolik güç
Q, q	: Hacimsel debi
rms	: Efektif hız
τ	: Kayma gerilmesi
T	: Sıcaklık
t	: Zaman
u	: Çevresel hız
V	: Gerilim
y	: Genlik
W	: Açısal hız
γ	: Özgül ağırlık
β, α	: Açılar
$1X$: X dönme devri
μ_m	: Deplesman birimi (mikron)
η_g	: Pompa genel verimi
η_{motor}	: Motor verimi
η_p	: Pompanın verimi

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1.	Pompa genel veriminin özgül hız ve debiye göre değişim eğrileri (Baysal 1975).....	5
Şekil 1.2a.	Deney düzeneğinin şematik görünüşü.....	12
Şekil 1.2b.	Kullanılan test ünitesi.....	12
Şekil 1.3.	Emme ve basma hatları bağlantıları.....	13
Şekil 1.4.	Fan montaj plakası ve motor.....	13
Şekil 1.5.	Depo.....	13
Şekil 1.6.	Debimetre.....	13
Şekil 1.7.	İnvertör.....	13
Şekil 1.8.	Fark basınç ölçer.....	13
Şekil 1.9a.	Delik içi 1. çapın ölçümü.....	14
Şekil 1.9b.	Delik içi 2. çapın ölçümü.....	14
Şekil 1.10a.	Gövdeye segman yerleşimi.....	14
Şekil 1.10b.	Rulman kapağının açılması.....	14
Şekil 1.11a.	Kapağı çıkarılan rulman.....	14
Şekil 1.11b.	Kullanılan yağ.....	14
Şekil 1.11c.	Rulmana yağın sürülüşü.....	14
Şekil 1.12a.	Rulmanın yerleşimi.....	15
Şekil 1.12b.	Rulmanın çakılması.....	15
Şekil 1.13a.	Segmanın yerleşimi.....	15
Şekil 1.13b.	Mil yerleşimi.....	15
Şekil 1.14a.	Yardımcı milin yerleşimi.....	15
Şekil 1.14b.	Ara borunun yağlanması.....	16
Şekil 1.15a.	Rulman kapağının.....	16
Şekil 1.15b.	Rulmanın yağlanması.....	16
Şekil 1.15c.	Rulmanın yerleşimi açılması.....	16

Şekil 1.15d.	Rulmanın çakılması.....	16
Şekil 1.16a.	Yağ keçesinin.....	16
Şekil 1.16b.	Yağ keçesinin yerleşimi	
Şekil 1.16c.	Yağ keçesinin çakılması yağlanması.....	16
Şekil 1.17a.	Yağ keçesinden sonra kontrol.....	17
Şekil 1.17b.	Sızan yağın temizlenişi.....	17
Şekil 1.18a.	Körüklü keçeye yapıştırıcı sürülüşü.....	17
Şekil 1.18b.	Körüklü keçenin gövdeye yerleştirilişi.....	17
Şekil 1.19a.	Körüklü keçenin aparatla çakılması.....	18
Şekil 1.19b.	Körüklü keçenin yay kontrolü.....	18
Şekil 1.20a.	Fan grubunun yağlanması.....	18
Şekil 1.20b.	Fan grubunun çakılmaya hazırlanışı.....	18
Şekil 1.21a.	Fan grubu.....	18
Şekil 1.21b.	Fan grubunun aparata.....	18
Şekil 1.21c.	Fan grubu Çakılması yerleşimi.....	18
Şekil 1.22a.	Gövdenin yerleşimi.....	19
Şekil 1.22b.	Kasnağın yerleşimi.....	19
Şekil 1.22c.	Kasnağın çakılması.....	19
Şekil 1.23.	Preste basılan kasnağın elle kontrolü.....	19
Şekil 1.24a.	Su geçiş borusuna.....	19
Şekil 1.24b.	Su geçiş borusunun.....	19
Şekil 1.24c.	Küçük o-ring yapıştırıcı sürülmesi çakılması yerleşimi.....	19
Şekil 1.25.	Boruya yapıştırıcı sürülüşü.....	20
Şekil 1.26.	Birleştirme parçasına yapıştırıcı sürülüşü.....	20
Şekil 1.27a.	1000 d/dk 'da 8 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen kısma eğrisi.....	25
Şekil 1.27b.	1000 d/dk 'da 8 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen verim eğrisi.....	25
Şekil 1.28a.	1500 d/dk 'da 8 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen kısma eğrisi.....	26
Şekil 1.28b.	1500 d/dk 'da 8 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen verim eğrisi.....	27

Şekil 1.29a.	2000 d/dk 'da 8 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen kısma eğrisi	28
Şekil 1.29b.	2000 d/dk 'da 8 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen verim eğrisi	28
Şekil 1.30a.	2500 d/dk 'da 8 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen kısma eğrisi	29
Şekil 1.30b.	2500 d/dk 'da 8 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen verim eğrisi	30
Şekil 1.31a.	1000 d/dk 'da eğrisel 7 kanatlı işlenmiş fan için elde edilen kısma eğrisi.....	31
Şekil 1.31b.	1000 d/dk 'da eğrisel 7 kanatlı işlenmiş fan için elde edilen verim eğrisi.....	31
Şekil 1.32a.	1500 d/dk 'da eğrisel 7 kanatlı işlenmiş fan için elde edilen kısma eğrisi.....	32
Şekil 1.32b.	1500 d/dk 'da eğrisel 7 kanatlı işlenmiş fan için elde edilen verim eğrisi.....	33
Şekil 1.33a.	2000 d/dk 'da eğrisel 7 kanatlı işlenmiş fan için elde edilen kısma eğrisi.....	34
Şekil 1.33b.	2000 d/dk 'da eğrisel 7 kanatlı işlenmiş fan için elde edilen verim eğrisi.....	34
Şekil 1.34a.	2500 d/dk 'da eğrisel 7 kanatlı işlenmiş fan için elde edilen kısma eğrisi.....	35
Şekil 1.34b.	2500 d/dk 'da eğrisel 7 kanatlı işlenmiş fan için elde edilen verim eğrisi.....	36
Şekil 1.35a.	1000 d/dk 'da 5 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen kısma eğrisi	37
Şekil 1.35b.	1000 d/dk 'da 5 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen verim eğrisi	37
Şekil 1.36a.	1500 d/dk 'da 5 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen kısma eğrisi	38
Şekil 1.36b.	1500 d/dk 'da 5 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen verim eğrisi	39

Şekil 1.37a.	2000 d/dk 'da 5 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen kısma eğrisi.....	40
Şekil 1.37b.	2000 d/dk 'da 5 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen verim eğrisi.....	40
Şekil 1.38a.	2500 d/dk 'da 5 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen kısma eğrisi.....	41
Şekil 1.38b.	2500 d/dk 'da 5 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen verim eğrisi.....	42
Şekil 1.39.	1000 d/dk'da 8 kanatlı düz, 7 kanatlı eğrisel ve 5 kanatlı düz fan kullanılarak elde edilen $H_m - Q$ Eğrisi.....	43
Şekil 1.40.	1000 d/dk'da 8 kanatlı düz, 7 kanatlı eğrisel ve 5 kanatlı düz fan kullanılarak elde edilen $n - Q$ Eğrisi.....	43
Şekil 1.41.	1500 d/dk'da 8 kanatlı düz, 7 kanatlı eğrisel ve 5 kanatlı düz fan kullanılarak elde edilen $H_m - Q$ Eğrisi.....	44
Şekil 1.42.	1500 d/dk'da 8 kanatlı düz, 7 kanatlı eğrisel ve 5 kanatlı düz fan kullanılarak elde edilen $n - Q$ Eğrisi.....	45
Şekil 1.43.	2000 d/dk'da 8 kanatlı düz, 7 kanatlı eğrisel ve 5 kanatlı düz fan kullanılarak elde edilen $H_m - Q$ Eğrisi.....	45
Şekil 1.44.	2000 d/dk'da 8 kanatlı düz, 7 kanatlı eğrisel ve 5 kanatlı düz fan kullanılarak elde edilen $n - Q$ Eğrisi.....	46
Şekil 1.45.	2500 d/dk'da 8 kanatlı düz, 7 kanatlı eğrisel ve 5 kanatlı düz fan kullanılarak elde edilen $H_m - Q$ Eğrisi.....	47
Şekil 1.46.	2500 d/dk'da 8 kanatlı düz, 7 kanatlı eğrisel ve 5 kanatlı düz fan kullanılarak elde edilen $n - Q$ Eğrisi.....	47
Şekil 2.1.	Makinanın bölümlerine göre genlik-frekans grafiğinde arızalarının gösterimi.....	51
Şekil 2.2.	Titreşimmetre.....	53
Şekil 2.3.	Titreşim transmiyeri.....	53
Şekil 2.4.	Titreşim sviçi.....	53
Şekil 2.5.	Titreşim spektrum analizörü.....	54
Şekil 2.6.	Titreşim ölçüm noktaları.....	55

Şekil 2.7.	Yatay pompalarda tipine göre balans bozukluğu spektrum görüntüsü	57
Şekil 2.8.	Yatay pompalarda ölçüm noktaları	57
Şekil 2.9.	Dikey pompalarda balans bozukluğu spektrum görüntüsü	58
Şekil 2.10.	Rulman arızalarının gelişimi	61
Şekil 2.11.	Piklerin toplama-çıkarma frekansları	62
Şekil 2.12.	kanat sayısına göre genlik-frekans görüntüsü	63
Şekil 2.13a.	Çoklu spektrum grafiği.....	71
Şekil 2.13b.	Çoklu dalga form grafiği	72

TABLULAR LİSTESİ

Tablo 1.1.	1000 d/dk ‘da 8 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen sonuçlar	24
Tablo 1.2 .	1500 d/dk ‘da 8 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen sonuçlar	26
Tablo 1.3 .	2000 d/dk ‘da 8 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen sonuçlar	27
Tablo 1.4 .	2500 d/dk ‘da 8 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen sonuçlar	29
Tablo 1.5.	1000 d/dk ‘da eğrisel 7 kanatlı işlenmiş fan için elde edilen sonuçlar	30
Tablo 1.6.	1500 d/dk ‘da eğrisel 7 kanatlı işlenmiş fan için elde edilen sonuçlar	32
Tablo 1.7.	2000 d/dk ‘da eğrisel 7 kanatlı işlenmiş fan için elde edilen sonuçlar	33
Tablo 1.8.	2500 d/dk ‘da eğrisel 7 kanatlı işlenmiş fan için elde edilen sonuçlar	35
Tablo 1.9.	1000 d/dk ‘da 5 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen sonuçlar	36
Tablo 1.10.	1500 d/dk ‘da 5 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen sonuçlar	38
Tablo 1.11.	2000 d/dk ‘da 5 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen sonuçlar	39
Tablo 1.12 .	2500 d/dk ‘da 5 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen sonuçlar	41
Tablo 2.1.	ISO 2372-TS2782 Standardı çalıştırma hızları 10Hz ² -200 Hz olan makinaların mekanik titreşimi değerlendirme standartlarını belirtmek için temel esaslar	52
Tablo 2.2.	Pompa yataklama tipine göre titreşim genliği	53
Tablo 2.3.	Pompa tipine göre geniş bant efektif titreşim genliği(Çağlayan,2001)	53

ÖZET

Anahtar kelimeler: Pompa, Pompa performansı, Pompa test ünitesi, Titreşim

Günümüzde halen bir traktör firması tarafından kullanılan devir daim pompasının çalışma performansına ilişkin verilerinin olmaması ve traktör firmasının müşterilerinden gelen şikayetlerde göz önünde bulundurularak pompa performansını belirlemek amaçlı pompa test deney ünitesinde 8 kanatlı, 7 kanatlı, 5 kanatlı fanların deneyleri yapılmıştır.

Deneylerde kullanılan test düzeneği ile büyüklüklerin ölçümü, ölçülen bu değerler vasıtasıyla gerekli hesaplamalar yapılmakta ve pompa performans eğrileri çizilmektedir.

Bu çalışmada, 8 kanatlı, 7 kanatlı, 5 kanatlı fanların ayrı ayrı deneyleri yapılmış ve elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Bu fanlar deney düzeneğine yerleştirilerek pompa karakteristik eğrileri elde edilmiştir. Deneysel çalışma sonucunda; 1000 d/dk, 1500 d/dk, 2000 d/dk ve 2500 d/dk daki deneylerde verim açısından 8 kanatlı fanın verimi daha yüksek, H_m manometrik basma yüksekliği ise 7 kanatlı fanda daha yüksek elde edilmiştir. Bir sonraki yapılacak çalışmaya hazırlık için, pompalarda titreşim analizi, gürültü, arıza çeşitleri ve bakım için bilgi verilmiştir.

PUMP UNIT'S DESIGN, PRODUCTION AND TESTING BY USING TRACTOR

SUMMARY

Key Words: Pump, Pump performance, Pump test unit, vibration

Water pump's working performance not to be concerning data by using stil tractor company at the present and 8 vanes, 7 vanes, 5 vanes impellers were experiment in pump test experiment unit purposefully pump performance determine. in view of the fact that by tractor companies costumer complaints too.

With this experiment unit measurements, required computations have been done through this measured values and pump performance curves are drawn.

In this study, 8 vanes, 7 vanes, 5 vanes impellers were tested and the results were compared. These impellers were attached to the pump and characteristic curves peculiar to pump were obtained. In this experimental study, 8 vanes impeller's efficiency was obtained high at 1000 rpm, 1500 rpm, 2000 rpm, 2500 rpm. 7 vanes impeller manometric pressure highness was obtained high. Pump vibration analysis, noise, defect kinds and maintenance are given information for next preparation study.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Traktörde kullanılan devir daim pompasının performansının belirlenmesi için uygun test ünitesinde deneylerinin yapılarak gelecek zamanda olabilecek çalışmalar için ön hazırlık oluşturmak ve pompalarda oluşabilecek arızaların tespitinde, bakımında yapılması gerekenlerle ilgili bilgi verilmiştir.

Bir santrifüj pompanın hesabı ve projesinin hazırlanması için genellikle üç karakteristik büyüklüğün bilinmesi gereklidir.

1- H_m : Manometrik yükseklik (m.S.S.)

2- Q : Debi (m^3/sn)

3- n : Devir sayısı (devir / dakika)

Diğer makine imalatlarında olduğu gibi, pompaların hesap ve imalatında da, hesapların tam bir teoriye dayandırılması mümkün olmadığından, proje hesapları bir ön proje şeklinde yapılarak pompa ana boyutları hesaplanmalı fakat daha sonra geriye dönülerek dikkatli bir şekilde hesap ve çizim ile boyutlar tashih edilerek esas proje çizimine geçilmelidir. İmalatı tamamlanan pompa, bir deney standında denenmeli, Q , H_m ve verim değerleri kontrol edilmelidir. Gerekğinde model üzerinde yapılacak düzeltmeler ile deneyler tekrar edilmeli ve istenilen koşullara erişinceye kadar gerekli çalışmalar yapılarak pompa geliştirilmelidir. Bu sebeple, pompa organlarının boyutları saptanırken, geliştirme göz önünde tutularak gereği kadar emniyetli ve düzeltmelere imkan verecek şekilde boyutlandırma yapılmalıdır.

Bir başka önemli noktada imalat teknolojisi açısından pompanın mevcut koşullara uygun olması, konstrüksiyonunun basitliği ve özellikle kullanma ve işletme açılarından elverişli ve şüphesiz ucuz, ekonomik olmasıdır.

1.1. Pompanın Temel Büyüklüklerinin Hesabı

Çalışması yapılan 8 kanatlı düz fan'a ait bilgiler aşağıdaki gibidir;

Fan çapı (D_2) = 100 mm

Fan giriş çapı (D_1) = 63 mm

Fan giriş genişliği (b_1) = 8 mm

Kanat giriş açısı (β_1) = 30°

Kanat çıkış açısı (β_2) = 50°

$n = 1168$ d/dk yapılan hesaplamalar şöyledir;

Çevresel Hız ;

$$u_2 = \frac{\pi \times D_2 \times n}{60} \quad (1.1)$$

$$u_2 = \frac{\pi \times 0,1 \times 1168}{60} = 6,12 \text{ m/s}$$

$$u_1 = u_2 \times \frac{D_1}{D_2} \quad (1.2)$$

$$u_1 = 6,12 \times \frac{0,063}{0,1} = 3,85 \text{ m/s}$$

C_{1m} Giriş Meridyen Hızı Hesabı ;

$$\tan \beta_1 = \frac{c_{1m}}{u_1} \rightarrow c_{1m} = 3,85 \times \tan 30^\circ = 2,22 \text{ m/s} \quad (1.3)$$

C_{2m} Çıkış Meridyen Hızı Hesabı ;

$$c_{2m} = (0,6 \div 0,8) \times c_{1m} \quad (1.4)$$

$$c_{2m} = (0,8) \times 2,22 = 1,776 \text{ m / s}$$

C_{2u} Teğetsel Hız Bileşeni Hesabı ;

$$c_{2u} = u_2 - \frac{c_{2m}}{\tan \beta_2} = 6,12 - \frac{1,776}{\tan 50^\circ} = 4,63 \text{ m / s} \quad (1.5)$$

H Basma Yüksekliği Hesabı ;

$$H = \frac{u_2 \times c_{2u}}{g} = \frac{6,12 \times 4,63}{9,81} = 2,89 \text{ msy} \quad (1.6)$$

Q Debi Hesabı ;

$$A_1 = \pi \times D_1 \times b_1 = \pi \times 0,063 \times 0,01 = 1,98 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (1.7)$$

$$A_2 = \pi \times D_2 \times b_2 = \pi \times 0,1 \times 0,008 = 2,51 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (1.8)$$

$$Q_1 = \frac{A_1 \times c_{1m}}{k_1} = \frac{1,98 \times 10^{-3} \times 2,22}{1,1} = 4 \times 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s} \quad (1.9)$$

$$Q_2 = \frac{A_2 \times c_{2m}}{k_2} = \frac{2,51 \times 10^{-3} \times 1,776}{1,05} = 4,2 \times 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s} \quad (1.10)$$

Özgül Hız ;

Özgül hıza bağlı olarak ihtiyaca göre pompa tipi belirlenir.

$$n_s = 3,65 \times n \times \frac{Q^{1/2}}{H_m^{3/4}} (d / dk) \quad (1.11)$$

$$n_s = 3,65 \times 1168 \times \frac{0,0042^{1/2}}{2,89^{3/4}}$$

$$n_s = 124,6d / dk$$

Tam santrifüj pompaların özgül hızları 50-200 d/ dk arasında kalır. Özgül hız küçüldükçe pompa tam radyal tipe dönüşür ve çap büyür, suyun geçiş kesiti daralır.

Pompa mil gücü ;

Pompanın bastığı sıvının özgül ağırlığı, basılan debi, manometrik yükseklik ve genel verim değeri; pompanın miline verilmesi gerekli gücü (efektif güç) hesaplamak için yeterlidir.

$$Ne = \frac{\gamma \times Q \times H_m}{75 \times n_g} (B.G.) \quad (1.12)$$

Burada;

γ : kg / m³

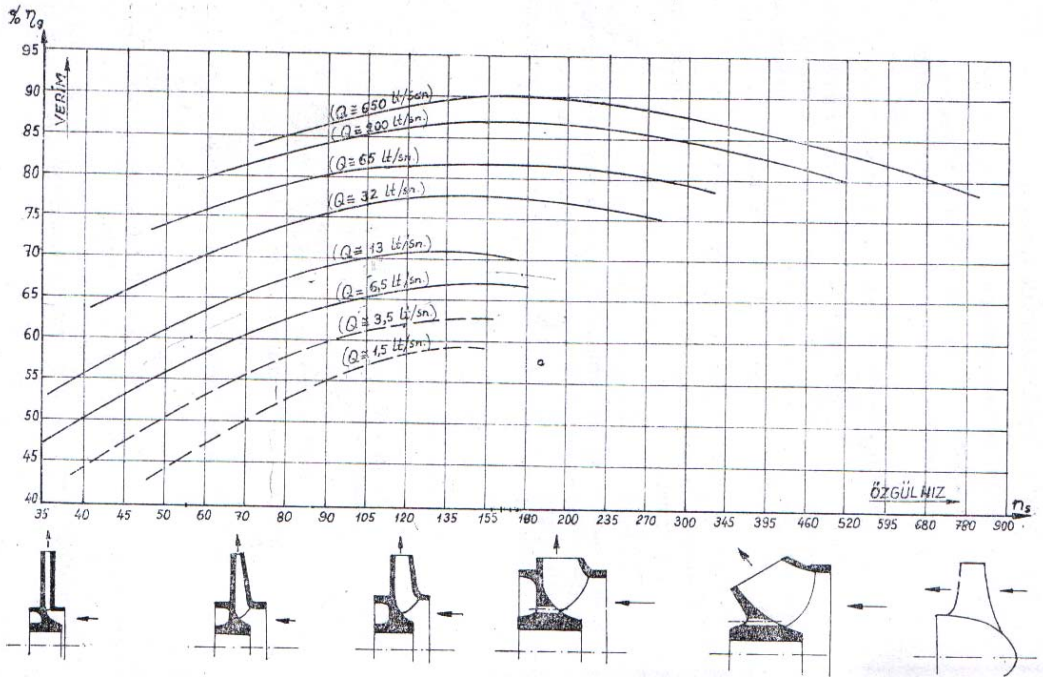
Q : m³ / sn

H_m : m.s.s.

Ne : Beygir gücü

olarak bulunur.

n_g değeri, genel verim değeridir. Bu değer şekil 1.1'deki diyagram yardımıyla ve debi ile özgül hıza bağlı olarak seçilebilir. Verilen diyagramda, noktalı çizgi ile verilen değerler ekonomik nedenlerle daha ucuz ve basit olan, genelde çarkı dökme demirden yapılmış olan pompalar için kullanılır. Pompayı çevirecek olan motorun gücünü saptarken, seçilecek olan pompa genel veriminin emniyetli ve gerçek değerine yakın olarak tayini önemlidir. Genellikle emniyet payı olarak, diyagramda bulunacak genel verim değerinden %5 kadar küçük genel verim değerini güç formülünde yerine koyarak güç hesabı yapmakta yarar vardır. Şekil 1.1'de 0,65 olarak okunur, emniyet payı gereği %5 küçük seçilir. $n_g=0,60$ alınır.



Şekil 1.1. Pompa genel veriminin özgül hız ve debiye göre değişim eğrileri (Baysal 1975)

$$N_e = \frac{10^3 \times 0,0042 \times 2,89}{75 \times 0,60} = 0,27 B.G.$$

$N_e < 5$ B.G. için $\alpha = 1,2 \div 1,3$ alınır.

Pompayı Çeviren Motorun Gücü ;

Pompayı çeviren makine genellikle elektrik motoru, benzin veya dizel motoru, bazen de buhar türbini veya su türbinidir.

Elektrik motoru ile pompanın beraber çalıştırılmasında motor gücü uygun seçilmezse elektrik motoru yanabilir. Motor gücü, pompanın hesaplanan mil gücü değeri bir α emniyet katsayısı ile çarpılarak bulunur.

Emniyet katsayısı, mil gücü büyüklüğüne bağlı olarak; $N_e < 5$ B.G. için,

$\alpha = 1,2 \div 1,3$ seçilir.

$$N_m = 0,27 \times 1,3 = 0,351 B.G.$$

Mil apının Hesabı ;

Pompa mili; ileteceği moment, devir sayısı ve malzeme özelliğine göre tayin edilir ve boyutlandırılır.

Mil gücü için, $N_e = M \cdot W / 75$ (B.G.) bağıntısından faydalanılarak, M: Moment değeri (kgm) cinsinden W:Açısal hız (1 / sn) alındığından mil gücü Beygir Gücü cinsinden elde edilir.

Açısal hız için $W = \pi \cdot n / 30$ değeri konulursa, moment ifadesi;

$$M = 716,2 \frac{N_e}{n} \quad (1.13)$$

bulunur.

Mil apı ise, τ emniyet kayma gerilmesi olmak üzere,

$$d_m = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M}{\pi \cdot \tau}} \quad (1.14)$$

Moment M (Kg.cm), τ (Kg / cm²) boyutlarında mil çapı d_m (cm) cinsinden elde edilir.

Pompa mili, genellikle mil çeliğinden yapılır. Basılacak sıvının özelliğine göre paslanmaz elik, karbonlu elik v.b. malzeme kullanılır.

Fazla emniyetli olmakla beraber, adi mil çeliği için kayma gerilmesi $\tau = 120$ kg / cm² alınırsa yukarıdaki bağıntı basitleşir ve mil çapı için;

$$d_m = 14,4 \sqrt[3]{\frac{N_e}{n}} \quad (1.15)$$

formülü elde edilir.

Burada N_e : (B.G.), n : (d/dk) alınırsa d_m : (cm) cinsinden bulunur.

$$d_m = 14,43 \sqrt{\frac{0,27}{1168}} = 0,88 \text{ cm} = 8,8 \text{ mm}$$

$$n = 1500 \text{ d/dk}$$

Çevresel Hız ;

$$u_2 = \frac{\pi \times D_2 \times n}{60} \quad (1.1)$$

$$u_2 = \frac{\pi \times 0,1 \times 1500}{60} = 7,85 \text{ m/s}$$

$$u_1 = u_2 \times \frac{D_1}{D_2} \quad (1.2)$$

$$u_1 = 7,85 \times \frac{0,063}{0,1} = 4,95 \text{ m/s}$$

C_{1m} Giriş Meridyen Hızı Hesabı ;

$$\tan \beta_1 = \frac{c_{1m}}{u_1} \rightarrow c_{1m} = 4,95 \times \tan 30^\circ = 2,86 \text{ m/s} \quad (1.3)$$

C_{2m} Çıkış Meridyen Hızı Hesabı ;

$$c_{2m} = (0,6 \div 0,8) \times c_{1m} \quad (1.4)$$

$$c_{2m} = (0,8) \times 2,86 = 2,29 \text{ m/s}$$

C_{2u} Teğetsel Hız Bileşeni Hesabı ;

$$c_{2u} = u_2 - \frac{c_{2m}}{\tan \beta_2} = 7,85 - \frac{2,29}{\tan 50^\circ} = 5,93 \text{ m/s} \quad (1.5)$$

H Basma Yüksekliği Hesabı ;

$$H = \frac{u_2 \times c_{2u}}{g} = \frac{7,85 \times 5,93}{9,81} = 4,75 \text{ msy} \quad (1.6)$$

Q Debi Hesabı ;

$$A_1 = \pi \times D_1 \times b_1 = \pi \times 0,063 \times 0,01 = 1,98 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (1.7)$$

$$A_2 = \pi \times D_2 \times b_2 = \pi \times 0,1 \times 0,008 = 2,51 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (1.8)$$

$$Q_1 = \frac{A_1 \times c_{1m}}{k_1} = \frac{1,98 \times 10^{-3} \times 2,86}{1,1} = 5,14 \times 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s} \quad (1.9)$$

$$Q_2 = \frac{A_2 \times c_{2m}}{k_2} = \frac{2,51 \times 10^{-3} \times 2,29}{1,05} = 5,47 \times 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s} \quad (1.10)$$

$$n = 2000 \text{ d/dk}$$

Çevresel Hız ;

$$u_2 = \frac{\pi \times D_2 \times n}{60} \quad (1.1)$$

$$u_2 = \frac{\pi \times 0,1 \times 2000}{60} = 10,47 \text{ m/s}$$

$$u_1 = u_2 \times \frac{D_1}{D_2} \quad (1.2)$$

$$u_1 = 10,47 \times \frac{0,063}{0,1} = 6,60 \text{ m/s}$$

C_{1m} Giriş Meridyen Hızı Hesabı ;

$$\tan \beta_1 = \frac{c_{1m}}{u_1} \rightarrow c_{1m} = 6,60 \times \tan 30^\circ = 3,81 \text{ m/s} \quad (1.3)$$

C_{2m} Çıkış Meridyen Hızı Hesabı ;

$$c_{2m} = (0,6 \div 0,8) \times c_{1m} \quad (1.4)$$

$$c_{2m} = (0,8) \times 3,81 = 3,05 \text{ m/s}$$

C_{2u} Teğetsel Hız Bileşeni Hesabı ;

$$c_{2u} = u_2 - \frac{c_{2m}}{\tan \beta_2} = 10,47 - \frac{3,05}{\tan 50^\circ} = 7,91 \text{ m/s} \quad (1.5)$$

H Basma Yüksekliği Hesabı ;

$$H = \frac{u_2 \times c_{2u}}{g} = \frac{10,47 \times 7,91}{9,81} = 8,44 \text{ msy} \quad (1.6)$$

Q Debi Hesabı ;

$$A_1 = \pi \times D_1 \times b_1 = \pi \times 0,063 \times 0,01 = 1,98 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (1.7)$$

$$A_2 = \pi \times D_2 \times b_2 = \pi \times 0,1 \times 0,008 = 2,51 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (1.8)$$

$$Q_1 = \frac{A_1 \times c_{1m}}{k_1} = \frac{1,98 \times 10^{-3} \times 3,81}{1,1} = 6,86 \times 10^{-3} m^3 / s \quad (1.9)$$

$$Q_2 = \frac{A_2 \times c_{2m}}{k_2} = \frac{2,51 \times 10^{-3} \times 3,05}{1,05} = 7,29 \times 10^{-3} m^3 / s \quad (1.10)$$

$$n = 2500 \text{ d/dk}$$

Çevresel Hız ;

$$u_2 = \frac{\pi \times D_2 \times n}{60} \quad (1.1)$$

$$u_2 = \frac{\pi \times 0,1 \times 2500}{60} = 13,09 m / s$$

$$u_1 = u_2 \times \frac{D_1}{D_2} \quad (1.2)$$

$$u_1 = 13,09 \times \frac{0,063}{0,1} = 8,25 m / s$$

C_{1m} Giriş Meridyen Hızı Hesabı ;

$$\tan \beta_1 = \frac{c_{1m}}{u_1} \rightarrow c_{1m} = 8,25 \times \tan 30^\circ = 4,76 m / s \quad (1.3)$$

C_{2m} Çıkış Meridyen Hızı Hesabı ;

$$c_{2m} = (0,6 \div 0,8) \times c_{1m} \quad (1.4)$$

$$c_{2m} = (0,8) \times 4,76 = 3,81 m / s$$

C_{2u} Teğetsel Hız Bileşeni Hesabı ;

$$c_{2u} = u_2 - \frac{c_{2m}}{\tan \beta_2} = 13,09 - \frac{3,81}{\tan 50^\circ} = 9,89 \text{ m/s} \quad (1.5)$$

H Basma Yüksekliği Hesabı ;

$$H = \frac{u_2 \times c_{2u}}{g} = \frac{13,09 \times 9,89}{9,81} = 13,20 \text{ m} \quad (1.6)$$

Q Debi Hesabı ;

$$A_1 = \pi \times D_1 \times b_1 = \pi \times 0,063 \times 0,01 = 1,98 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (1.7)$$

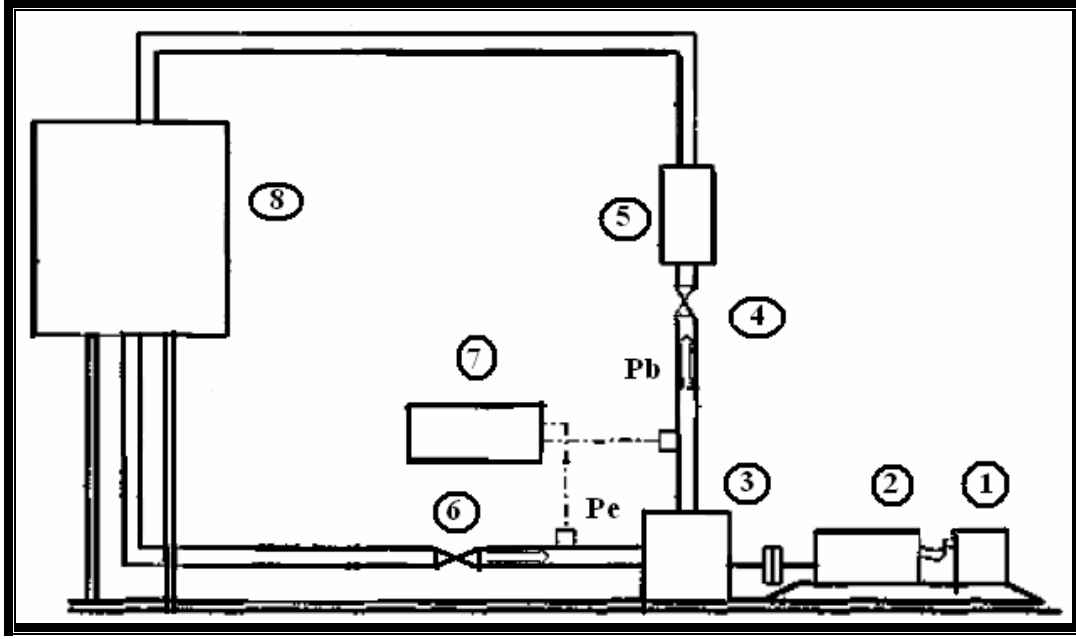
$$A_2 = \pi \times D_2 \times b_2 = \pi \times 0,1 \times 0,008 = 2,51 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (1.8)$$

$$Q_1 = \frac{A_1 \times c_{1m}}{k_1} = \frac{1,98 \times 10^{-3} \times 4,76}{1,1} = 8,57 \times 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s} \quad (1.9)$$

$$Q_2 = \frac{A_2 \times c_{2m}}{k_2} = \frac{2,51 \times 10^{-3} \times 3,81}{1,05} = 9,1 \times 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s} \quad (1.10)$$

1.2. Pompa Test Ünitesi

Pompa test ünitesinde; pompanın debisi, manometrik yüksekliği ve pompa gücü gibi temel büyüklükler belirlenir. Bunun için de debi (Q), basma hattı basıncı değeri (P_b), emme hattı vakum değeri (P_e), pompanın çektiği güç ($P_{pçg}$), pompa devir sayısı (n) değerlerinin ölçülmesi gerekmektedir.



Şekil 1.2a Deney düzeneğinin şematik görünüşü

1. Sürücü	5. Debimetre
2. Elektrik motoru	6. Küresel vana (basma hattı)
3. Fan montaj plakası	7. Fark basınç ölçer
4. Küresel vana (basma hattı)	8. Su deposu



Şekil 1.2b Kullanılan test ünitesi

Test düzeneği; emme hattı ve vanaları, basma hattı (Şekil 1.3), fan montaj plakası, motor (Şekil 1.4), depo (Şekil 1.5), debimetre (Şekil 1.6), invertör (Şekil 1.7), fark basınç ölçer (Şekil 1.8) ve elektrik panosundan oluşmaktadır.



Şekil 1.3 Emme ve basma hatları bağlantıları



Şekil 1.4 Fan montaj plakası ve motor



Şekil 1.5 Depo



Şekil 1.6 Debimetre



Şekil 1.7 İnvörtör



Şekil 1.8 Fark basınç ölçer

1.3. Devir Daim Pompasının Montaj Aşamaları

Tezgahlarda işlenmiş olan devir daim pompa gövdesinde rulmanların geçtiği hassas delik içi çapın montaja girmeden son kontrolü komparatör yardımıyla yapılır

(Şekil 1.9a ve 1.9b).



Şekil 1.9a. Delik içi 1. çapın ölçümü



Şekil 1.9b. Delik içi 2. çapın ölçümü

Gövdenin kasnak tarafından segman yerleştirilir (Şekil 1.10a). 6204 RS C3 tipinde kullanılan rulmanın tek kapağı dikkatli bir şekilde açılır (Şekil 1.10b).



Şekil 1.10a. Gövdeye segman yerleşimi



Şekil 1.10b. Rulman kapağının açılması

Kapağı çıkarılan rulmana (Şekil 1.11a) suya ve sıcaklığa dayanımı yüksek özellikli yağ sürülür (Şekil 1.11b ve 1.11c).



Şekil 1.11a. Kapağı çıkarılan rulman Şekil 1.11b. Kullanılan yağ Şekil 1.11c. Rulmana yağın sürülüşü

Yağın sürüldüğü yerden rulman gövdeye kasnak tarafından yerleştirilir (Şekil 1.12a). Ara parça yardımı ile çakılır (Şekil 1.12b).



Şekil 1.12a. Rulmanın yerleşimi



Şekil 1.12b. Rulmanın çakılması

Rulman çakıldıktan sonra ikinci segman yerleştirilir (Şekil 1.13a). Gövde ters çevrilip aparatına oturtulur. Düzgünlüğü sağlaması için mil yerleştirilir (Şekil 1.13b).



Şekil 1.13a. Segmanın yerleşimi



Şekil 1.13b. Mil yerleşimi

Ara boru yağlanarak mil yardımıyla gövdeye oturtulur (Şekil 1.14a ve 1.14b).



Şekil 1.14a. Yardımcı milin yerleşimi



Şekil 1.14b. Ara borunun yağlanarak Yerleşimi

Ara boru yerleştirildikten sonra ikinci kullanılacak olan rulmanın da kapağı çıkarılır (Şekil 1.15a), yağlandıktan sonra (Şekil 1.15b) gövdenin kasnak ters tarafından ara borunun üzerine yerleştirilir(Şekil 1.15c), çakma iŐlemi yapılır(Şekil 1.15d).



Şekil 1.15a Rulman kapağının Açılması

Şekil 1.15b. Rulmanın yağlanması

Şekil 1.15c. Rulmanın yerleşimi



Şekil 1.15d. Rulmanın akılması

Rulman akıldıktan sonra yağ keesine yağ sürülür (Şekil 1.16a), yağ sürülen yer i tarafa gelecek Şekilde gövdeye yerleştirilir (Şekil 1.16b). Aparat yardımı ile çakılır (Şekil 1.16c).



Şekil 1.16a. Yağ keçesinin yağlanması

Şekil 1.16b. Yağ keçesinin yerleşimi

Şekil 1.16c. Yağ keçesinin akılması

Yağ keçesi çakıldıktan sonra rulmanın dönüp dönmediği elle kontrol edilir (Şekil 1.17a) ve etrafa sızmış olan yağ temizlenir (Şekil 1.17b).



Şekil 1.17a Yağ keçesinden sonra kontrol

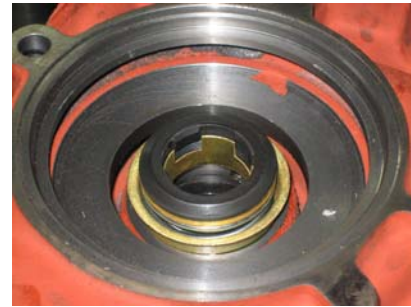


Şekil 1.17b Sızan yağın temizlenişi

Körüklü keçenin gövdeye basacak kısmına yapıştırıcı sürülür (Şekil 1.18a). Kömürün olduğu taraf üste gelecek şekilde gövdeye yerleştirilir (Şekil 1.18b)



Şekil 1.18a Körüklü keçeye yapıştırıcı sürülüşü



Şekil 1.18b Körüklü keçenin gövdeye yerleştirilişi

Aparat yardımı ile körüklü keçe çakılır (Şekil 1.19a). Çakma işleminden sonra yayları elle kontrol edilir (Şekil 1.19b).



Şekil 1.19a Körüklü keçenin aparatla çakılması



Şekil 1.19b Körüklü keçenin yay kontrolü

Daha önceden hazırlanmış olan fan grubu yağlandıktan sonra (Şekil 1.20a), gövdenin körüklü keçe tarafından preste çakılmaya hazırlanır (Şekil 1.20b).

Fan grubu: Fan, mil, ara borudan oluşmaktadır.

Mile, ara boru sıcak geçme yapıldıktan sonra ısıtılmış fana geçirilir.



Şekil 1.20a Fan grubunun yağlanması



Şekil 1.20b Fan grubunun çakılmaya hazırlanışı

Preste çakılmaya hazır hale gelen fan grubu (Şekil 1.21a), pres bölümüne alınıp, aparatı oturtulduktan sonra (Şekil 1.21b) preste gövdeye basılır (Şekil 1.21c).



Şekil 1.21a Fan grubu



Şekil 1.21b Fan grubunun aparata yerleşimi



Şekil 1.21c Fan grubu Çakılması

Gövde ters çevrilip aparatına fan tarafından oturtulduktan sonra (Şekil 1.22a) kasnağı yerleştirilir (Şekil 1.22b), kasnak tarafından preste basılır (Şekil 1.22c).

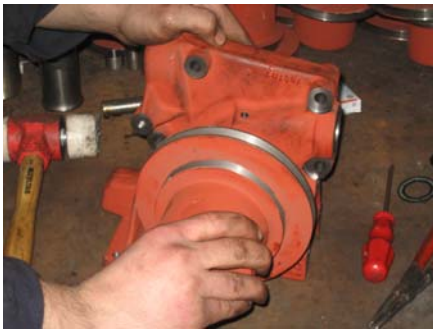


Şekil 1.22a Gövdenin yerleşimi

Şekil 1.22b Kasnağın yerleşimi

Şekil 1.22c Kasnağın çakılması

Preste basılan kasnağın dönüp dönmediğinin kontrolü elle yapılır (Şekil 1.23).



Şekil 1.23 Prestede basılan kasnağın elle kontrolü

Su geçiş borusuna yapıştırıcı sürülerek (Şekil 1.24a) yuvasına çakılır (Şekil 1.24b) ve küçük o-ring geçirilir (Şekil 1.24c).



Şekil 1.24a Su geçiş borusuna yapıştırıcı sürülmesi

Şekil 1.24b Su geçiş borusunun çakılması

Şekil 1.24c Küçük o-ring yerleşimi

Aynı şekilde boru ve birleştirme parçasına da yapıştırıcı sürülerek yuvalarına çakılır (Şekil 1.25 ve 1.26). Son olarak devir daim pompasına fan kapağı ve büyük o-ring takılarak test aşamasına hazır hale gelir.



Şekil 1.25 Boruya yapıştırıcı sürülüşü



Şekil 1.26 Birleştirme parçasına yapıştırıcı sürülüşü

1.4. Pompa ve Deneyleri

Pompalar, mekanik enerjiyi hidrolik enerjiye çeviren iş makineleri olarak tanımlanır. Santrifüj pompalarda suyun momentumu (hareket miktarı) değiştirilerek enerji yükseltilmektedir. Bu pompalarda bir gövde içerisinde dönen kanatlı çark ile suya sürekli olarak kinetik enerji iletilmekte, su kesiti sürekli genişleyen gövde içinde hareket ederken kinetik enerji basınç enerjisine dönüştürülmektedir. Tezer E.(1978)

Santrifüj pompalarda çark, gövde biçimi ve ölçüleri belirli bir işletme noktası (debi ve basınç) için geliştirilmektedir. Bu işletme değerinde en az kayba ve en yüksek verime ulaşılır. Ayrıca, santrifüj pompalar hacimsel pompalardan farklı olarak, belirli bir devir sayısında, pompa geometri ölçüleri, tasarım değerleri ve sıfır debi arasında çalıştırılabilmektedir. Burada debiyi düzenleyen etken, pompanın çalıştığı boru hattındaki toplam dinamik yüksekliktir. Toplam dinamik yüksekliğe bağlı olarak debinin değişimi, pompanın çektiği güç ve verim değerlerinin de değişimine yol açmaktadır. Bütün bu değişimler, bir grafikte toplanarak pompanın karakteristik eğrileri elde edilmektedir.

Santrifüj pompanın karakteristik eğrileri, yapılan deneyler sonucunda elde edilir. Elde edilen değerlerdeki en önemli parametre pompanın verimidir. Çünkü, pompanın verimi pompa kalitesini gösteren en önemli kriterdir. Uz (1995)

Pompanın verimi;

$$\eta_p = \frac{\text{pompa suya verdiği hidrolik güç}}{\text{pompa miline verilen mekanik güç}} \quad (1.16)$$

Pompanın suya verdiği hidrolik güç;

$$P_{pvg} = \gamma \times H_m \times Q \quad (W) \quad (1.17)$$

Burada;

P_{pvg} : Pompanın suya verdiği güç (W)

γ : Suyun özgül ağırlığı (g/m^3)

H_m : Manometrik yükseklik (m)

Q : Pompanın verdiği debi (m^3/s)

Pompanın verdiği debi (Q) ölçmeler sonucu elde edilir, manometrik yükseklik (H_m) ise;

$H_m = 10^5 / 9810 \times \Delta P$ (m) ifadesi ile bulunur.

Pompa miline verilen güç, invertörden okunan %nominal dönme momenti değeri okunarak, motorun döndürme momenti (M_d) ve açısal hız (W) ile çarpılarak bulunur.

Pompanın çektiği güç;

$$P_{pçg} = M_d \times W \quad (W) \quad (1.18)$$

$$W = \frac{\pi \times n}{30} \quad (1/s) \quad (1.19)$$

olarak bulunur.

Burada;

M_d = Motorun döndürme momenti (Nm)

n = Motorun devir sayısı (d/d)

Yukarıdaki eşitliklerden anlaşıldığı gibi pompanın veriminin hesaplanıp, karakteristik eğrilerinin çıkarılabilmesi için pompanın devir sayısı (n), pompanın verdiği debi (Q), pompanın basma hattındaki basıncı (P_b), emme hattındaki basınç (P_e), elektrik motorunun döndürme momenti (M_d) ve %çekilen güç ölçülmüştür.

Pompanın fanı, test düzeneğine bağlandıktan sonra gerekli ayar ve kontroller yapılmıştır. Denemelere, basma hattındaki vanalar tam kapalı olduğu konumda başlanarak motora yol verilmiştir. Daha sonra vanalar tam olarak açılmıştır. Denemelerde, basma borusu üzerindeki vanalar ile debi değiştirilerek her vana konumunda debi, emme hattı basıncı ile basma hattı basıncı arasındaki fark, pompa devir sayısı, motorun %döndürme momenti ölçülmüştür. Pompanın denemeleri, vana tam açık olduğu anda okunan max. debi değerine göre 8 eşit aralığa bölünerek, kademeler (vana aralıkları) belirlenmiştir. Her vana konumunda okumalar yapılarak, tablolara işlenmiştir. Denemelere başlanmadan önce motorun her devirde boşa çalıştırılması yapılarak motorun döndürme momenti kaydedilmiş, motorun verimi buna göre hesaplanmıştır. Sungur ve Bal (2003)

Oluşabilecek hataları gözlemleyebilmek için deney işlemleri aynı şartlarda üç değişik zamanda tekrarlanmış; elde edilen üç ayrı deney sonucu alınarak kayıt edilmiş ve gerekli hesaplamalar yapılmıştır.

1.4.1. Deneylerde kullanılan parametreler

8 kanatlı düz işlenmiş fan, 7 kanatlı eğrisel fan ve 5 kanatlı düz fan için;

- 1000 d/dk
- 1500 d/dk
- 2000 d/dk
- 2500 d/dk da ölçümler yapılmıştır.

1.4.2. Tabloların oluşturulması için yapılan hesaplamalara örnek

Başlangıç şartlar;

- Kullanılan Fan: 8 kanatlı düz işlenmiş
- Devir sayısı (n) : 1000 d/dk

Deney sonuçları;

- ΔP : 0,179 bar
- Q : 1,10 m³/h
- Motorun momenti : %11

Yapılan hesaplamalar;

$$H_m = 10^5 / 9810 \times \Delta P \text{ (m)}$$

$$H_m = 10^5 / 9810 \times 0,179$$

$$H_m = 1,825 \text{ m}$$

$$P_{pvg} = \gamma \times H_m \times Q \text{ (W)} \quad (1.17)$$

$$P_{pvg} = 9,81 \times 1,825 \times 0,305$$

$$P_{pvg} = 5,47 \text{ W}$$

Motorun nominal döndürme momenti 5,05 Nm dir. Hesaplamalar buna göre yapılmıştır.

$$P_{pçg} = 5,05 \times \frac{\pi \times 1000}{30} \times 0,11 \text{ (W)} \quad (1.18)$$

$$P_{pçg} = 58,37 \text{ W}$$

$$\eta_p = \frac{\text{pompa suya verdiği hidrolik güç}}{\text{pompa miline verilen mekanik güç}} \quad (1.16)$$

$$\eta_p = \frac{5,47}{58,37} = 0,0937$$

$\eta_p = 9,37\%$
dir.

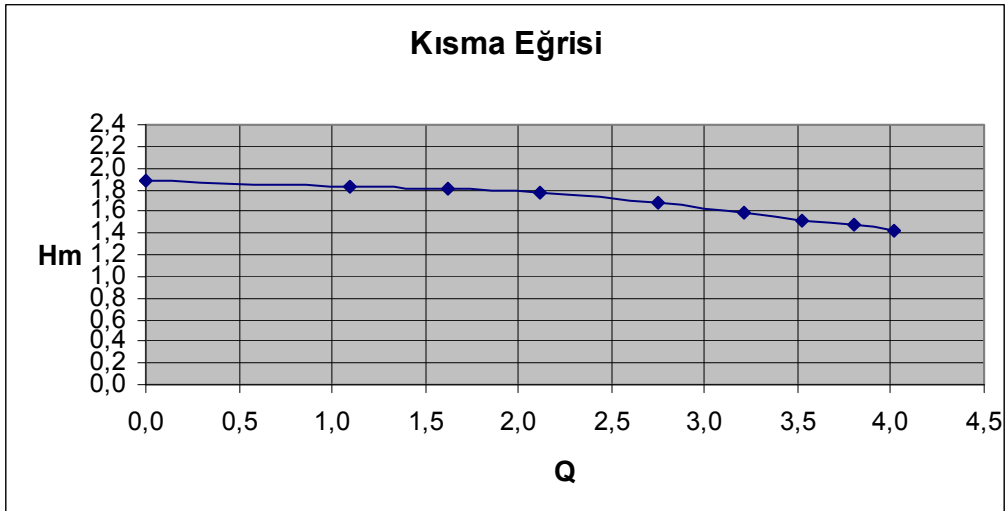
Her üç fan tipi içinde her devir sayısında yukarıdaki gibi hesaplamalar yapılarak tablolar oluşturularak kısma eğrileri ve verim eğrileri çizilmiştir.

1.5. 8 Kanatlı Düz İşlenmiş Fan İle Elde Edilen Sonuç ve Grafikler

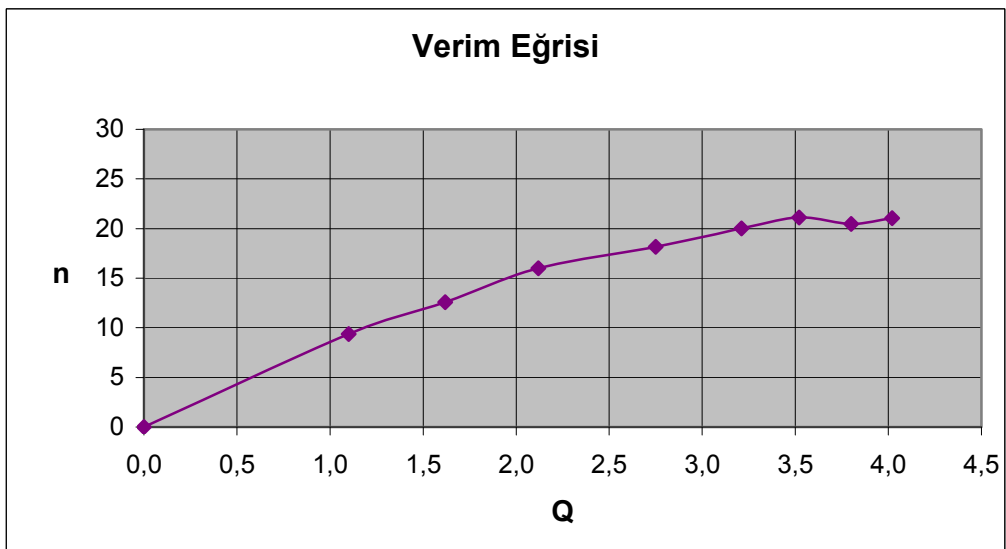
1.5.1. $n=1000$ d/dk için elde edilen sonuç ve grafikler

Tablo 1.1. 1000 d/dk 'da 8 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen sonuçlar

ΔP (bar)	Hm (m)	Q (m ³ /h)	Q (lt/dk)	Pakışkan (Watt)	%Çekilen güç	Pmil	η_p
0,184	1,876	0,00	0,00	0,00	12	63,67	0,00
0,179	1,825	1,10	18,26	5,47	11	58,37	9,37
0,178	1,814	1,62	26,89	8,01	12	63,67	12,58
0,173	1,764	2,12	35,19	10,19	12	63,67	16,00
0,164	1,672	2,75	45,65	12,53	13	68,98	18,16
0,155	1,580	3,21	53,29	13,82	13	68,98	20,04
0,149	1,519	3,52	58,43	14,57	13	68,98	21,12
0,144	1,468	3,80	63,08	15,20	14	74,29	20,46
0,140	1,427	4,02	66,73	15,63	14	74,29	21,04



Şekil 1.27a. 1000 d/dk 'da 8 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen kısma eğrisi

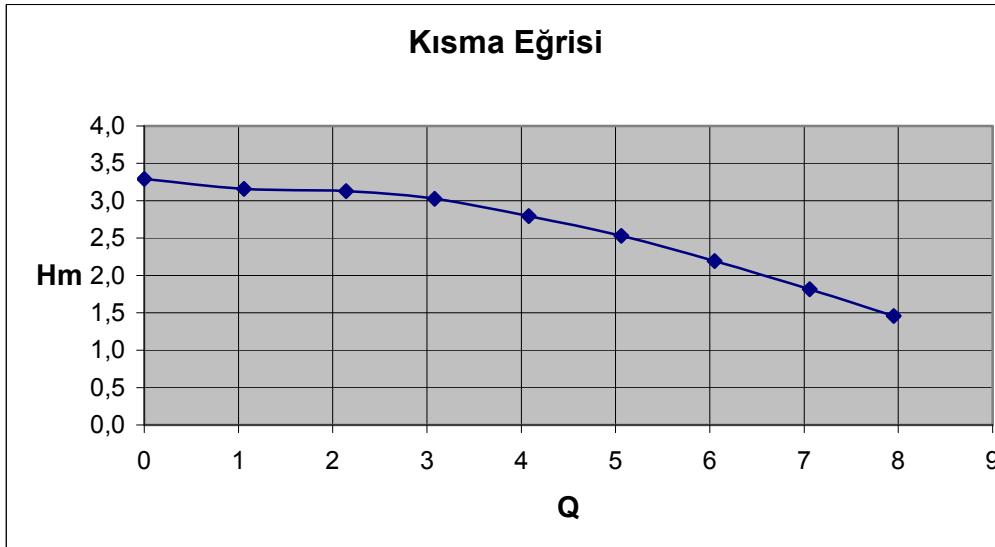


Şekil 1.27b. 1000 d/dk 'da 8 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen verim eğrisi

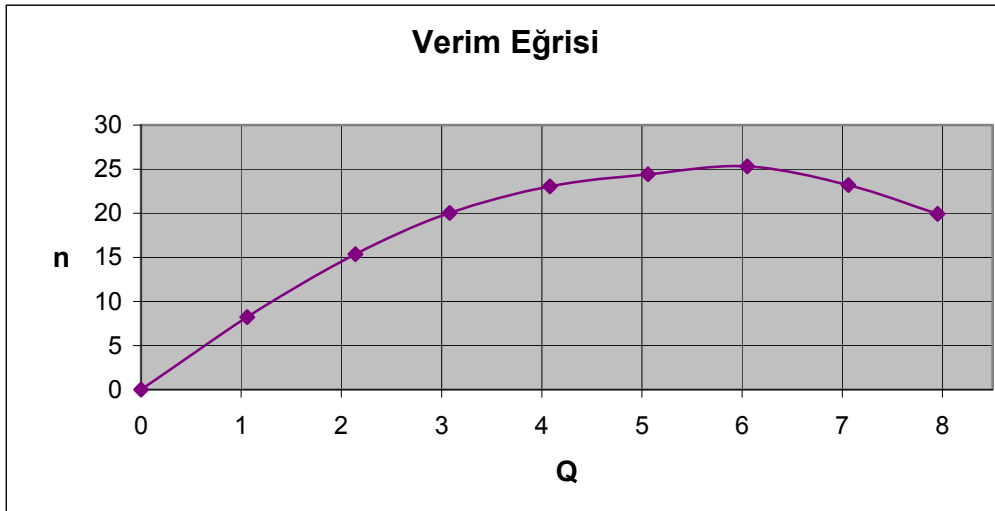
1.5.2. n=1500 d/dk için elde edilen sonuç ve grafikler

Tablo 1.2 . 1500 d/dk 'da 8 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen sonuçlar

ΔP (bar)	Hm (m)	Q (m ³ /h)	Q (lt/dk)	Pakışkan (Watt)	%Çekilen güç	Pmil	η_p
0,323	3,293	0,00	0,00	0,00	13	103,07	0,00
0,310	3,160	1,06	17,67	9,13	14	110,99	8,22
0,307	3,129	2,14	35,67	18,25	15	118,92	15,35
0,297	3,028	3,08	51,33	25,41	16	126,85	20,03
0,274	2,793	4,08	68,00	31,05	17	134,78	23,04
0,248	2,528	5,06	84,33	34,86	18	142,71	24,43
0,215	2,192	6,05	100,83	36,13	18	142,71	25,32
0,178	1,814	7,06	117,67	34,91	19	150,64	23,17
0,143	1,458	7,95	132,50	31,58	20	158,57	19,91



Şekil 1.28a. 1500 d/dk 'da 8 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen kısma eğrisi

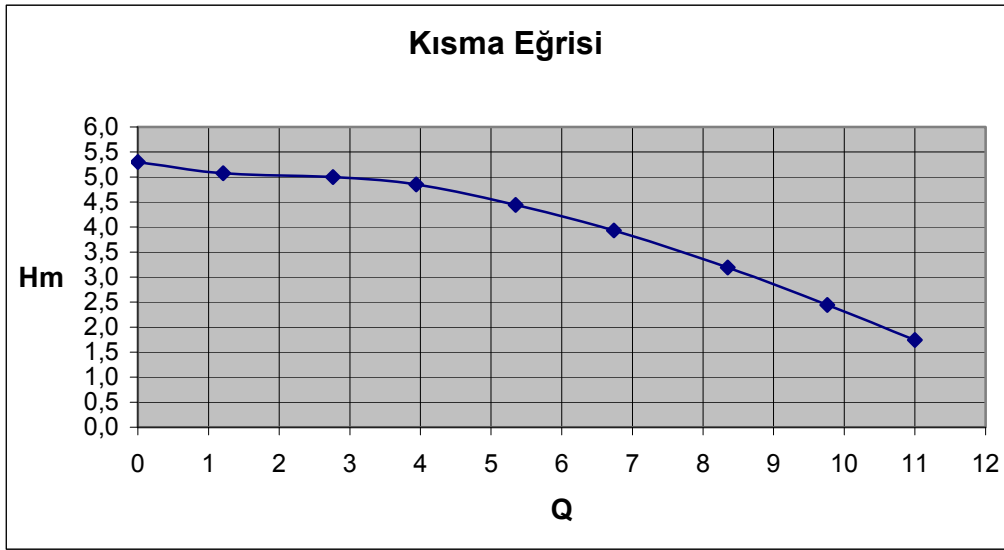


Şekil 1.28b. 1500 d/dk 'da 8 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen verim eğrisi

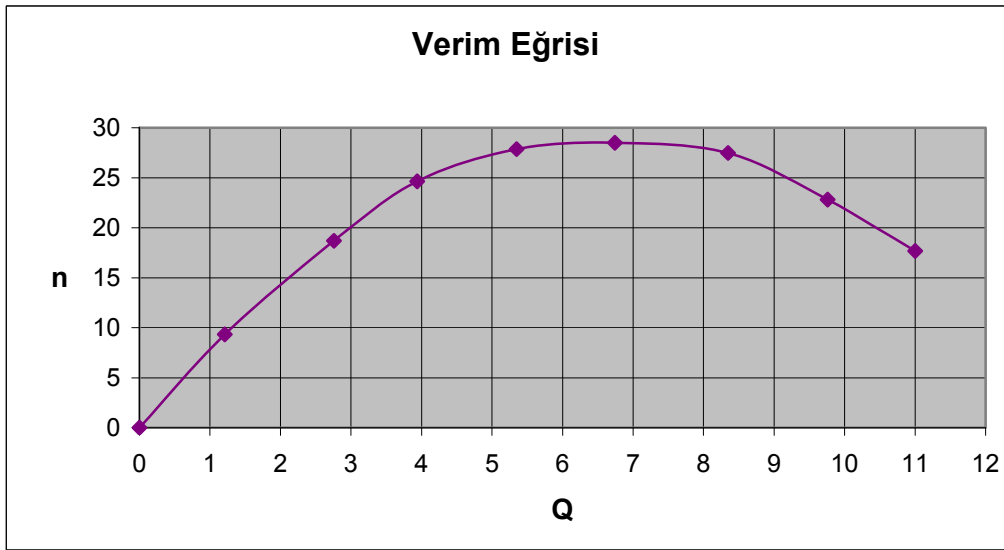
1.5.3. n=2000 d/dk için elde edilen sonuç ve grafikler

Tablo 1.3 . 2000 d/dk 'da 8 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen sonuçlar

ΔP (bar)	Hm (m)	Q (m ³ /h)	Q (lt/dk)	Pakışkan (Watt)	%Çekilen güç	Pmil	η_p
0,520	5,301	0,00	0,00	0,00	16	169,14	0,00
0,498	5,076	1,21	20,17	16,74	17	179,71	9,31
0,490	4,995	2,76	46,00	37,57	19	200,85	18,70
0,476	4,852	3,94	65,67	52,10	20	211,42	24,64
0,436	4,444	5,35	89,17	64,79	22	232,56	27,86
0,386	3,935	6,74	112,33	72,27	24	253,71	28,48
0,313	3,191	8,35	139,17	72,60	25	264,28	27,47
0,240	2,446	9,76	162,67	65,07	27	285,42	22,80
0,171	1,743	11,00	183,33	52,25	28	295,99	17,65



Şekil 1.29a. 2000 d/dk 'da 8 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen kısma eğrisi

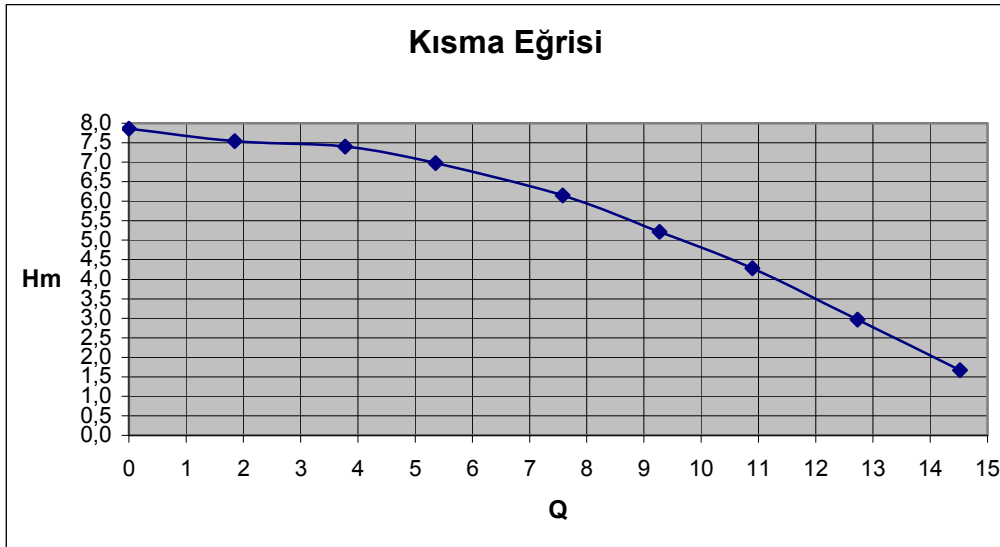


Şekil 1.29b. 2000 d/dk 'da 8 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen verim eğrisi

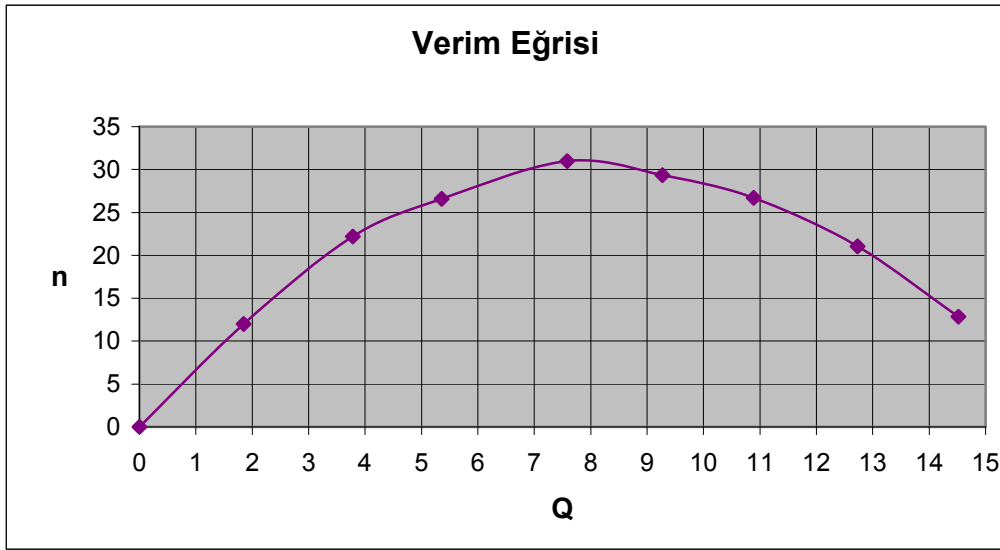
1.5.4. n=2500 d/dk için elde edilen sonuç ve grafikler

Tablo 1.4 . 2500 d/dk 'da 8 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen sonuçlar

ΔP (bar)	Hm (m)	Q (m ³ /h)	Q (lt/dk)	Pakışkan (Watt)	%Çekilen güç	Pmil	η_p
0,771	7,859	0,00	0,00	0,00	20	264,28	0,00
0,740	7,543	1,85	30,83	38,03	24	317,13	11,99
0,726	7,401	3,78	63,00	76,23	26	343,56	22,19
0,684	6,972	5,36	89,33	101,84	29	383,21	26,58
0,603	6,147	7,58	126,33	126,97	31	409,63	31,00
0,512	5,219	9,27	154,50	131,84	34	449,28	29,34
0,420	4,281	10,89	181,50	127,05	36	475,7	26,71
0,291	2,966	12,73	212,17	102,90	37	488,92	21,05
0,164	1,672	14,52	242,00	66,15	39	515,35	12,84



Şekil 1.30a. 2500 d/dk 'da 8 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen kısma eğrisi



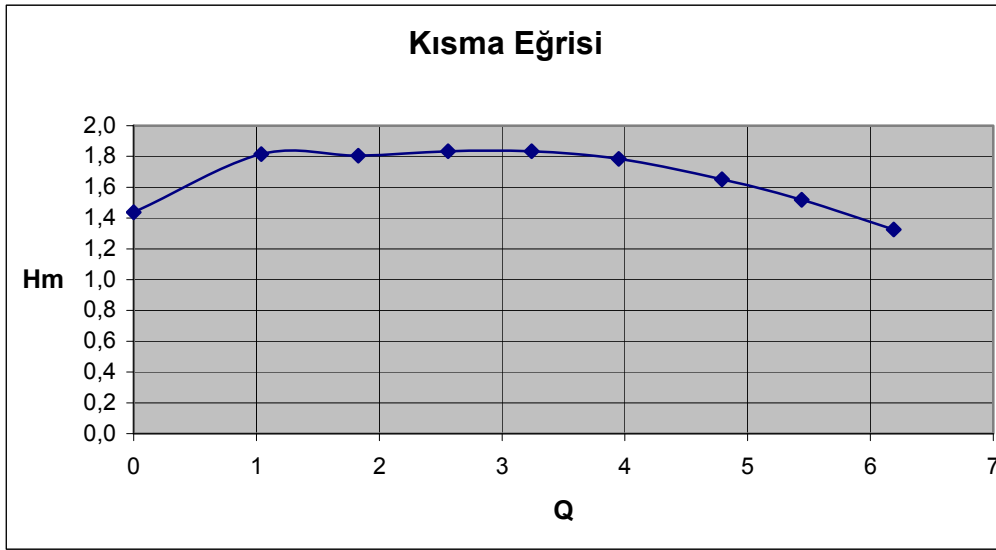
Şekil 1.30b. 2500 d/dk 'da 8 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen verim eğrisi

1.6. Eğrisel 7 Kanatlı İşlenmiş Fan İle Elde Edilen Sonuç ve Grafikler

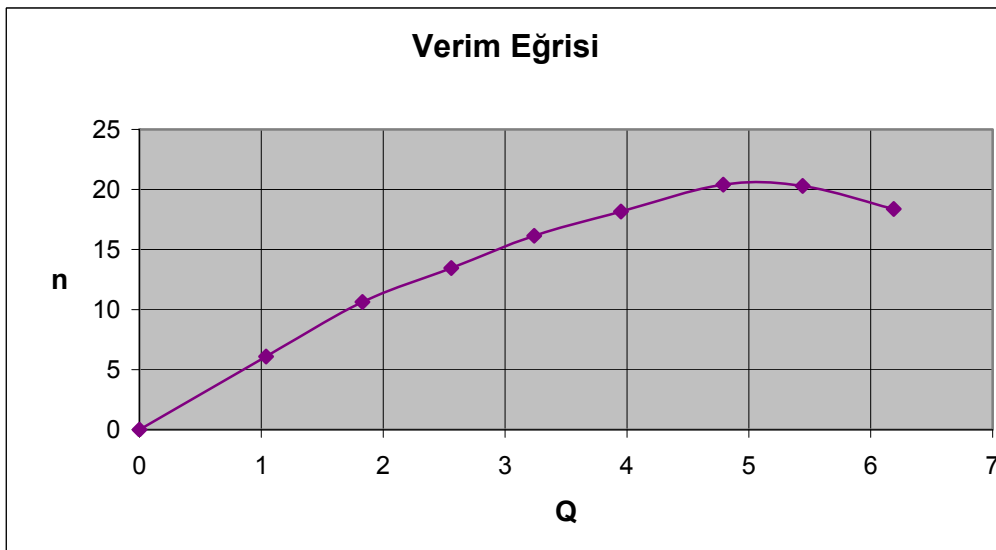
1.6.1. n=1000 d/dk için elde edilen sonuç ve grafikler

Tablo 1.5. 1000 d/dk 'da eğrisel 7 kanatlı işlenmiş fan için elde edilen sonuçlar

ΔP (bar)	Hm (m)	Q (m ³ /h)	Q (lt/dk)	Pakışkan (Watt)	%Çekilen güç	Pmil	η_p
0,141	1,437	0,00	0,00	0,00	13	68,71	0,00
0,178	1,814	1,04	17,33	5,14	16	84,57	6,08
0,177	1,804	1,83	30,50	9,00	16	84,57	10,64
0,180	1,835	2,56	42,67	12,80	18	95,14	13,45
0,180	1,835	3,24	54,00	16,20	19	100,42	16,13
0,175	1,784	3,95	65,83	19,20	20	105,71	18,16
0,162	1,651	4,79	79,83	21,56	20	105,71	20,39
0,149	1,519	5,44	90,67	22,52	21	110,99	20,29
0,130	1,325	6,19	103,17	22,35	23	121,57	18,39



Şekil 1.31a. 1000 d/dk 'da eğrisel 7 kanatlı işlenmiş fan için elde edilen kısma eğrisi

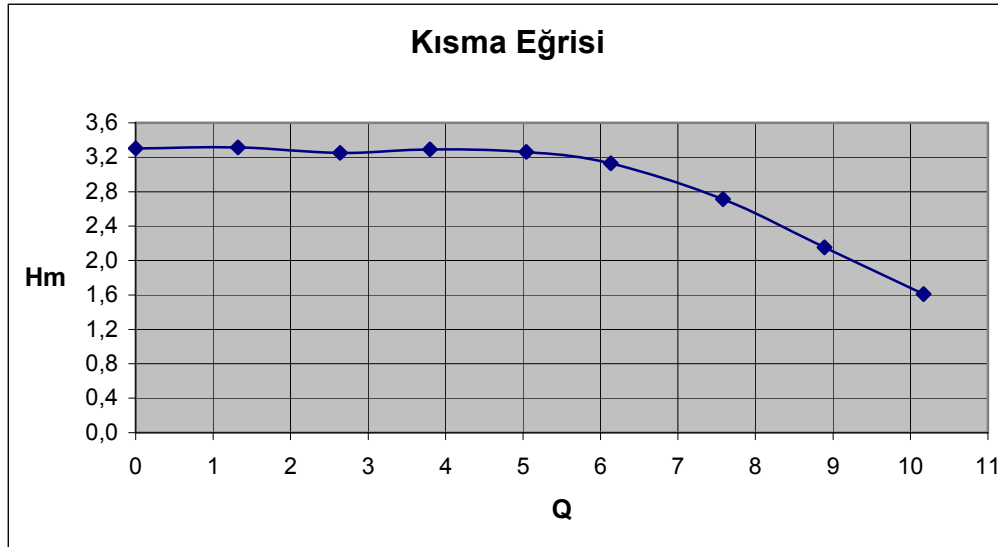


Şekil 1.31b. 1000 d/dk 'da eğrisel 7 kanatlı işlenmiş fan için elde edilen verim eğrisi

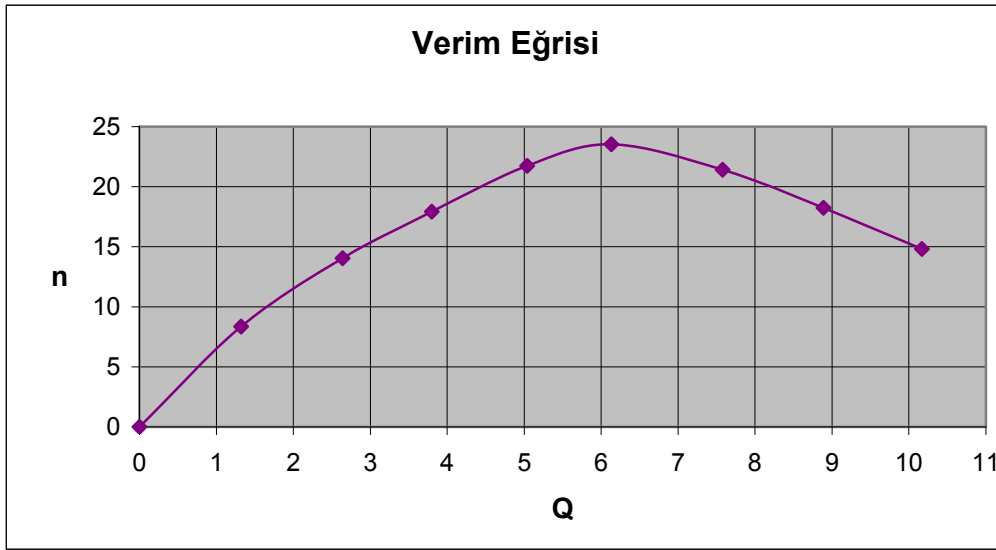
1.6.2. n=1500 d/dk için elde edilen sonuç ve grafikler

Tablo 1.6. 1500 d/dk 'da eğrisel 7 kanatlı işlenmiş fan için elde edilen sonuçlar

ΔP (bar)	Hm (m)	Q (m ³ /h)	Q (lt/dk)	Pakışkan (Watt)	%Çekilen güç	Pmil	η_p
0,324	3,303	0,00	0,00	0,00	16	126,85	0,00
0,325	3,313	1,32	22,00	11,92	18	142,71	8,35
0,319	3,252	2,64	44,00	23,39	21	166,49	14,05
0,323	3,293	3,80	63,33	34,09	24	190,28	17,92
0,320	3,262	5,04	84,00	44,80	26	206,14	21,73
0,307	3,129	6,13	102,17	52,28	28	221,99	23,55
0,266	2,712	7,58	126,33	56,01	33	261,64	21,41
0,211	2,151	8,89	148,17	52,11	36	285,42	18,26
0,158	1,611	10,17	169,50	44,64	38	301,28	14,82



Şekil 1.32a. 1500 d/dk 'da eğrisel 7 kanatlı işlenmiş fan için elde edilen kısma eğrisi

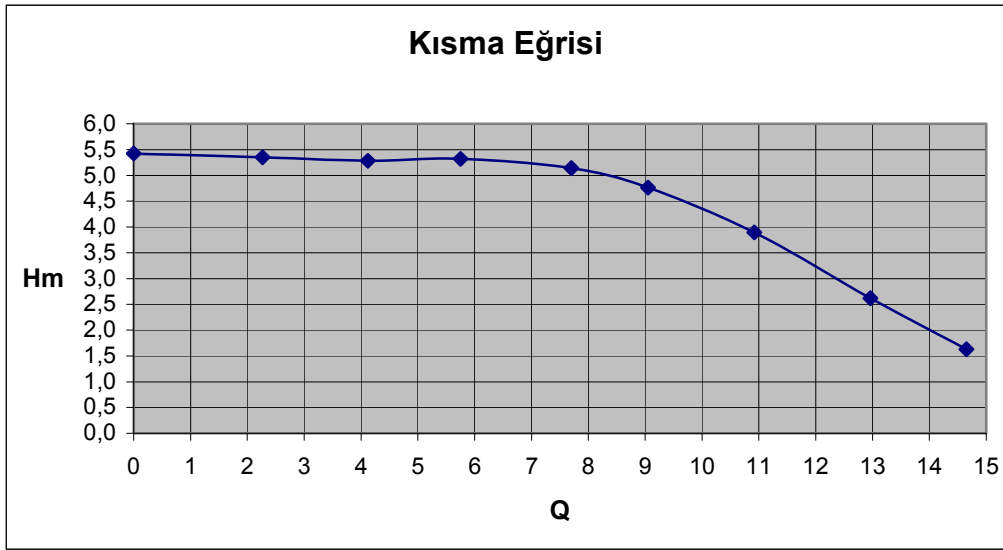


Şekil 1.32b. 1500 d/dk 'da eğrisel 7 kanatlı işlenmiş fan için elde edilen verim eğrisi

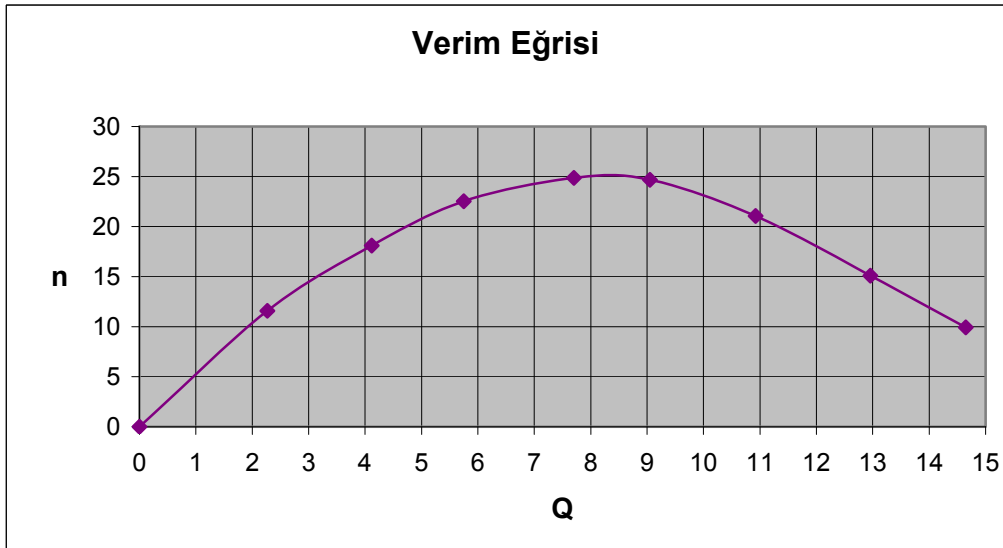
1.6.3. n=2000 d/dk için elde edilen sonuç ve grafikler

Tablo 1.7. 2000 d/dk 'da eğrisel 7 kanatlı işlenmiş fan için elde edilen sonuçlar

ΔP (bar)	Hm (m)	Q (m ³ /h)	Q (lt/dk)	Pakışkan (Watt)	%Çekilen güç	Pmil	η_p
0,532	5,423	0,00	0,00	0,00	20	211,42	0,00
0,525	5,352	2,27	37,83	33,10	27	285,42	11,60
0,518	5,280	4,12	68,67	59,28	31	327,71	18,09
0,522	5,321	5,75	95,83	83,38	35	369,99	22,53
0,504	5,138	7,70	128,33	107,80	41	433,42	24,87
0,467	4,760	9,05	150,83	117,40	45	475,7	24,68
0,382	3,894	10,92	182,00	115,87	52	549,7	21,08
0,257	2,620	12,96	216,00	92,52	58	613,13	15,09
0,160	1,631	14,65	244,17	65,11	62	655,422	9,93



Şekil 1.33a. 2000 d/dk 'da eğrisel 7 kanatlı işlenmiş fan için elde edilen kısma eğrisi

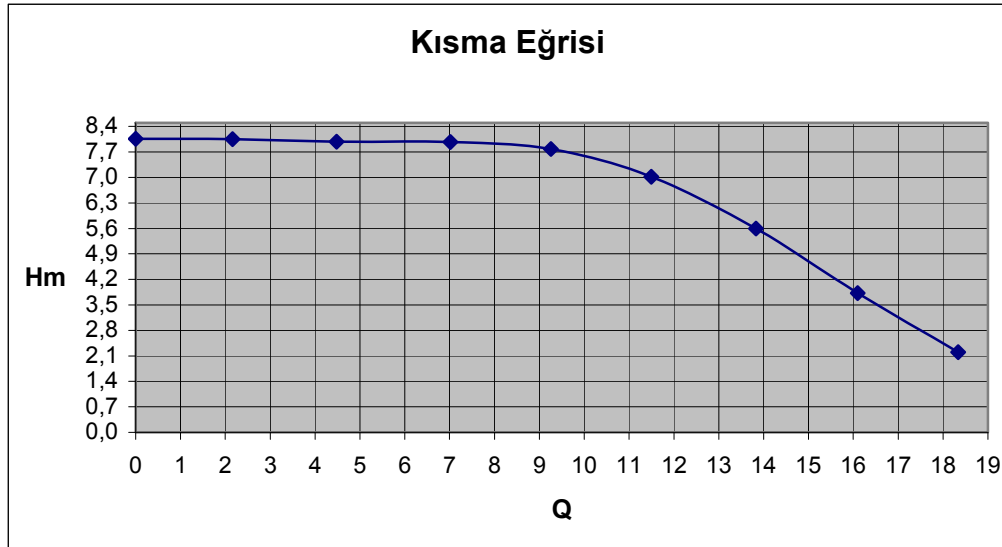


Şekil 1.33b. 2000 d/dk 'da eğrisel 7 kanatlı işlenmiş fan için elde edilen verim eğrisi

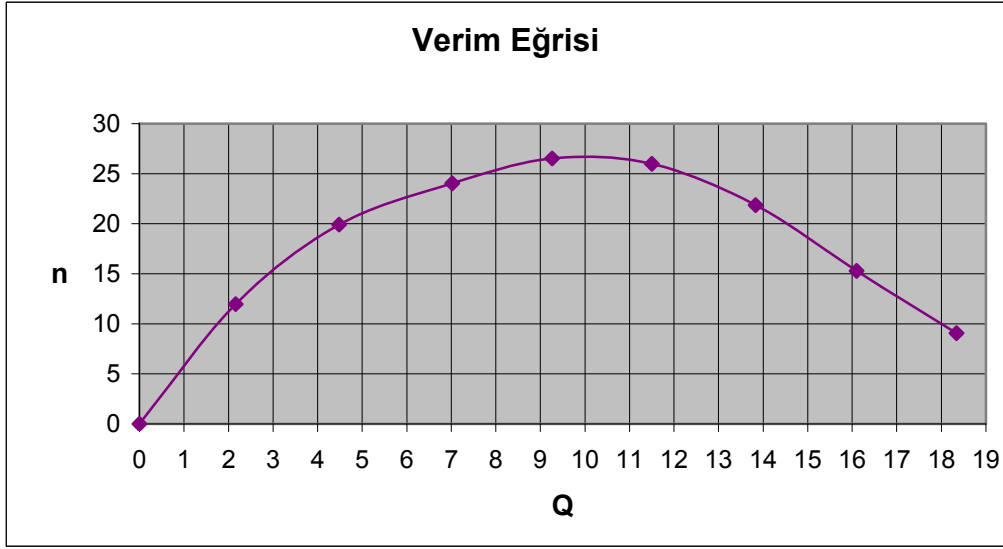
1.6.4. n=2500 d/dk için elde edilen sonuç ve grafikler

Tablo 1.8. 2500 d/dk 'da eğrisel 7 kanatlı işlenmiş fan için elde edilen sonuçlar

ΔP (bar)	Hm (m)	Q (m ³ /h)	Q (lt/dk)	Pakışkan (Watt)	%Çekilen güç	Pmil	η_p
0,791	8,063	0,00	0,00	0,00	25	330,35	0,00
0,790	8,053	2,16	36,00	47,40	30	396,42	11,96
0,783	7,982	4,48	74,67	97,44	37	488,92	19,93
0,782	7,971	7,02	117,00	152,49	48	634,27	24,04
0,763	7,778	9,26	154,33	196,26	56	739,99	26,52
0,688	7,013	11,50	191,67	219,78	64	845,7	25,99
0,549	5,596	13,83	230,50	210,91	73	964,63	21,86
0,375	3,823	16,10	268,33	167,71	83	1096,77	15,29
0,216	2,202	18,34	305,67	110,04	92	1215,7	9,05



Şekil 1.34a. 2500 d/dk 'da eğrisel 7 kanatlı işlenmiş fan için elde edilen kısma eğrisi



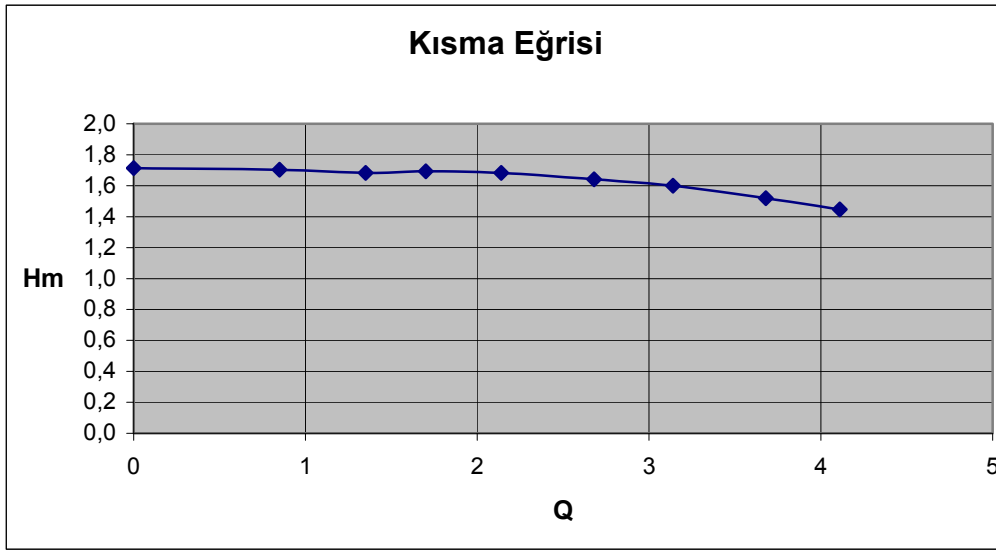
Şekil 1.34b. 2500 d/dk 'da eğrisel 7 kanatlı işlenmiş fan için elde edilen verim eğrisi

1.7.5 Kanatlı Düz İşlenmiş Fan İle Elde Edilen Sonuç ve Grafikler

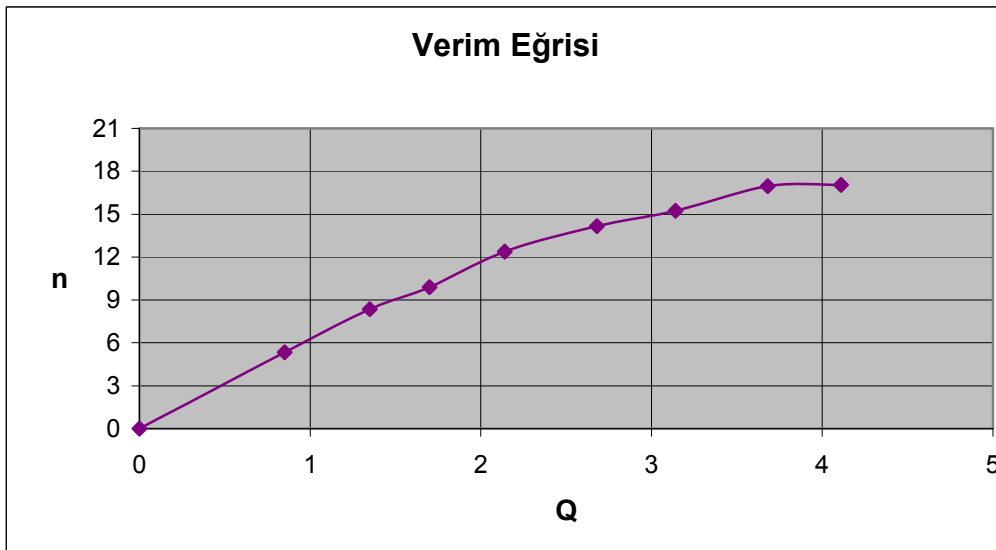
1.7.1. n=1000 d/dk için elde edilen sonuç ve grafikler

Tablo 1.9. 1000 d/dk 'da 5 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen sonuçlar

ΔP (bar)	Hm (m)	Q (m ³ /h)	Q (lt/dk)	Pakışkan (Watt)	%Çekilen güç	Pmil	η_p
0,168	1,713	0,00	0,00	0,00	13	68,71	0,00
0,167	1,702	0,85	14,17	3,94	14	73,99	5,33
0,165	1,682	1,35	22,50	6,19	14	73,99	8,36
0,166	1,692	1,70	28,33	7,84	15	79,28	9,89
0,165	1,682	2,14	35,67	9,81	15	79,28	12,37
0,161	1,641	2,68	44,67	11,99	16	84,57	14,17
0,157	1,600	3,14	52,33	13,69	17	89,85	15,24
0,149	1,519	3,68	61,33	15,23	17	89,85	16,95
0,142	1,448	4,11	68,50	16,21	18	95,14	17,04



Şekil 1.35a. 1000 d/dk 'da 5 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen kısma eğrisi

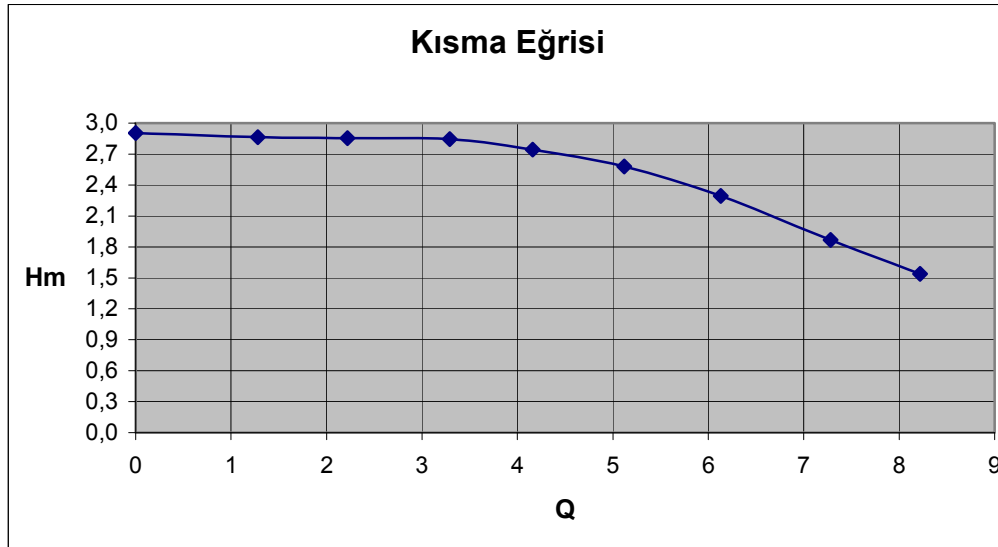


Şekil 1.35b. 1000 d/dk 'da 5 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen verim eğrisi

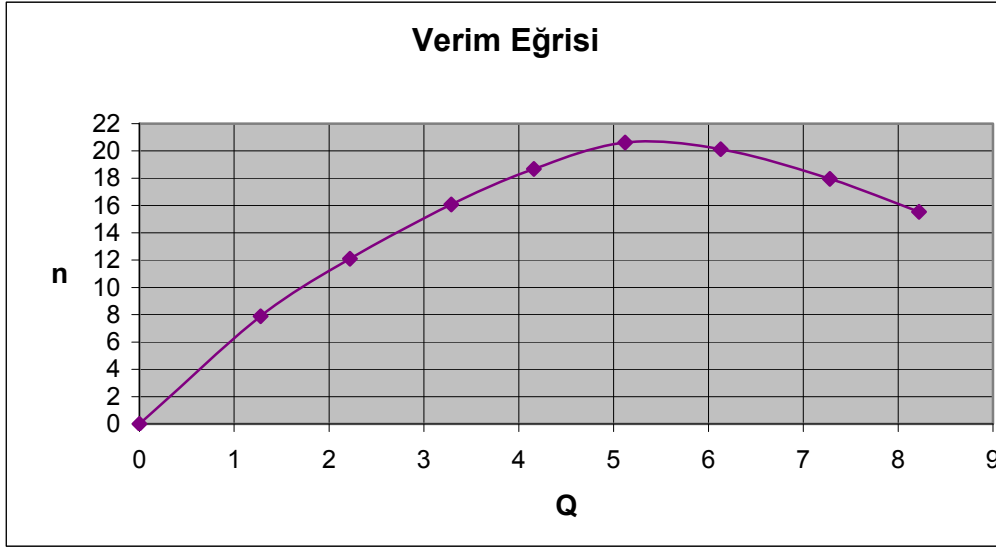
1.7.2. n=1500 d/dk için elde edilen sonuç ve grafikler

Tablo 1.10. 1500 d/dk 'da 5 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen sonuçlar

ΔP (bar)	Hm (m)	Q (m ³ /h)	Q (lt/dk)	Pakışkan (Watt)	%Çekilen güç	Pmil	η_p
0,285	2,905	0,00	0,00	0,00	14	110,99	0,00
0,281	2,864	1,28	21,33	9,99	16	126,85	7,88
0,280	2,854	2,22	37,00	17,27	18	142,71	12,10
0,279	2,844	3,29	54,83	25,50	20	158,57	16,08
0,269	2,742	4,16	69,33	31,08	21	166,49	18,67
0,253	2,579	5,12	85,33	35,98	22	174,42	20,63
0,225	2,294	6,13	102,17	38,31	24	190,28	20,13
0,183	1,865	7,28	121,33	37,01	26	206,14	17,95
0,151	1,539	8,22	137,00	34,48	28	221,99	15,53



Şekil 1.36a. 1500 d/dk 'da 5 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen kısma eğrisi

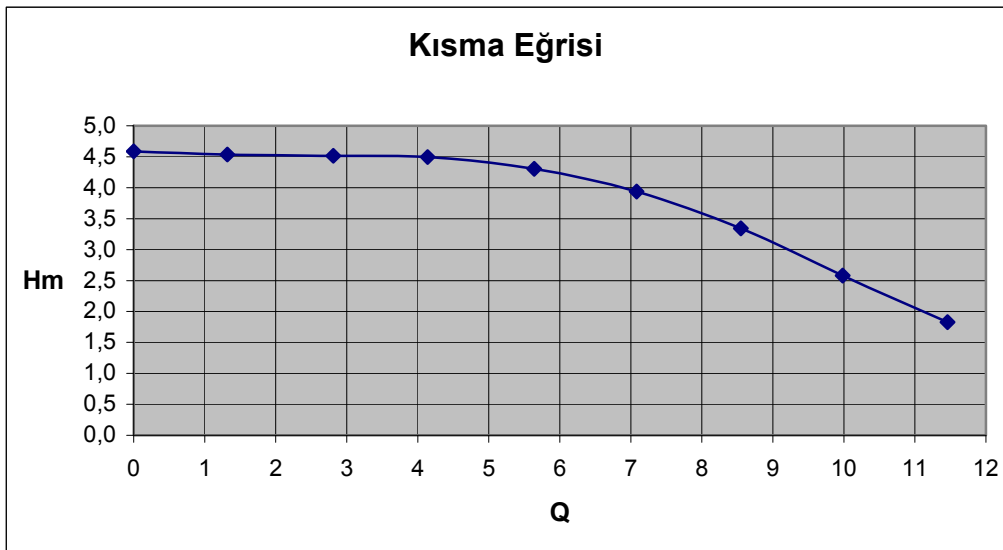


Şekil 1.36b. 1500 d/dk 'da 5 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen verim eğrisi

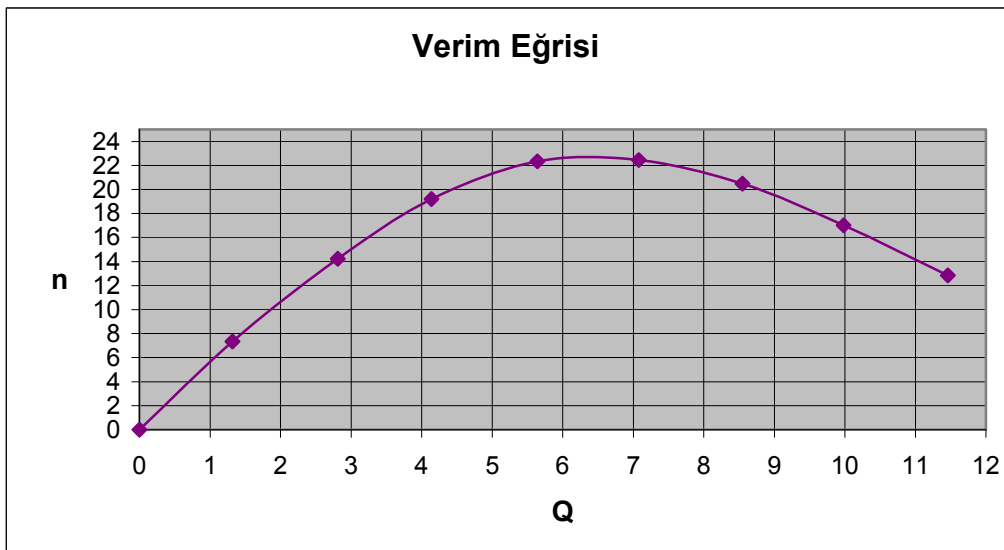
1.7.3. n=2000 d/dk için elde edilen sonuç ve grafikler

Tablo 1.11. 2000 d/dk 'da 5 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen sonuçlar

ΔP (bar)	Hm (m)	Q (m ³ /h)	Q (lt/dk)	Pakışkan (Watt)	%Çekilen güç	Pmil	η_p
0,450	4,587	0,00	0,00	0,00	18	190,28	0,00
0,445	4,536	1,32	22,00	16,32	21	221,99	7,35
0,443	4,516	2,81	46,83	34,58	23	243,14	14,22
0,441	4,495	4,14	69,00	50,72	25	264,28	19,19
0,422	4,302	5,64	94,00	66,11	28	295,99	22,34
0,386	3,935	7,08	118,00	75,91	32	338,28	22,44
0,328	3,344	8,55	142,50	77,90	36	380,56	20,47
0,253	2,579	9,98	166,33	70,14	39	412,28	17,01
0,179	1,825	11,46	191,00	56,98	42	443,99	12,83



Şekil 1.37a. 2000 d/dk 'da 5 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen kısma eğrisi

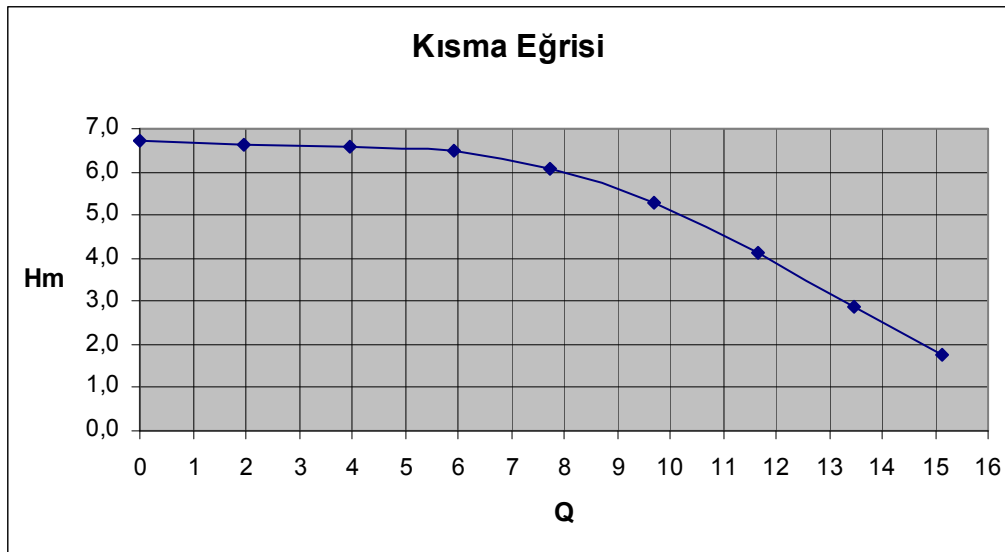


Şekil 1.37b. 2000 d/dk 'da 5 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen verim eğrisi

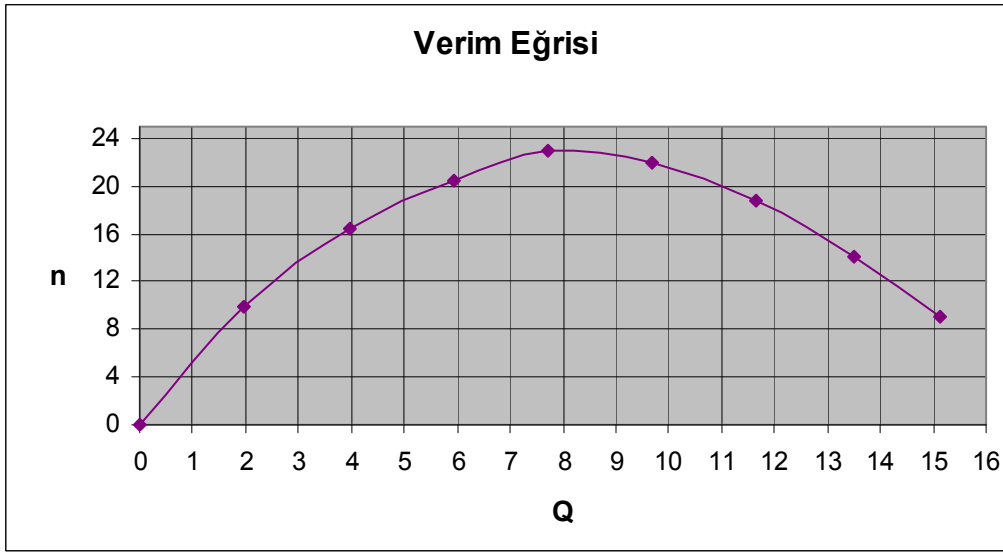
1.7.4. n=2500 d/dk için elde edilen sonuç ve grafikler

Tablo 1.12 . 2500 d/dk 'da 5 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen sonuçlar

ΔP (bar)	Hm (m)	Q (m ³ /h)	Q (lt/dk)	Pakışkan (Watt)	%Çekilen güç	Pmil	η_p
0,659	6,718	0,00	0,00	0,00	24	317,13	0,00
0,650	6,626	1,97	32,83	35,57	27	356,78	9,97
0,648	6,606	3,97	66,17	71,46	33	436,06	16,39
0,637	6,493	5,94	99,00	105,11	39	515,35	20,39
0,597	6,086	7,72	128,67	128,02	42	554,99	23,07
0,520	5,301	9,68	161,33	139,82	48	634,27	22,04
0,407	4,149	11,65	194,17	131,71	53	700,35	18,81
0,282	2,875	13,49	224,83	105,67	57	753,2	14,03
0,175	1,784	15,14	252,33	73,60	61	806,06	9,13



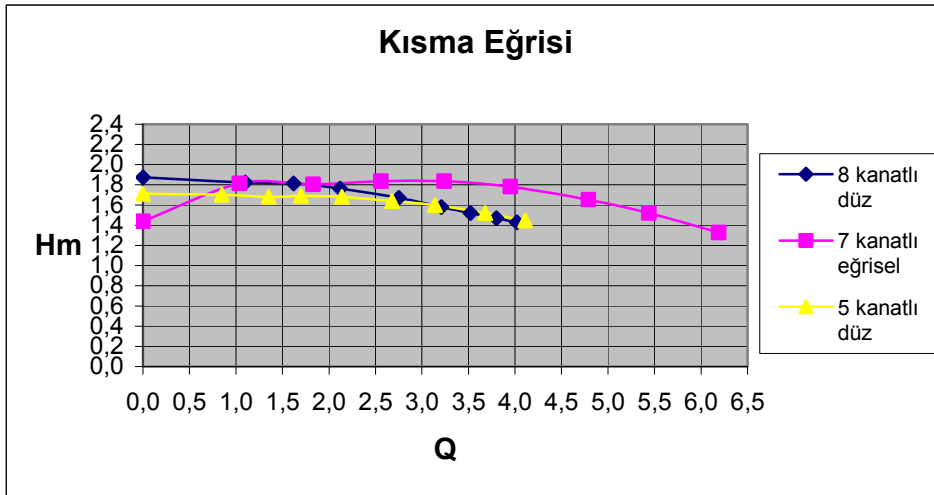
Şekil 1.38a. 2500 d/dk 'da 5 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen kısma eğrisi



Şekil 1.38b. 2500 d/dk 'da 5 kanatlı düz işlenmiş fan için elde edilen verim eğrisi

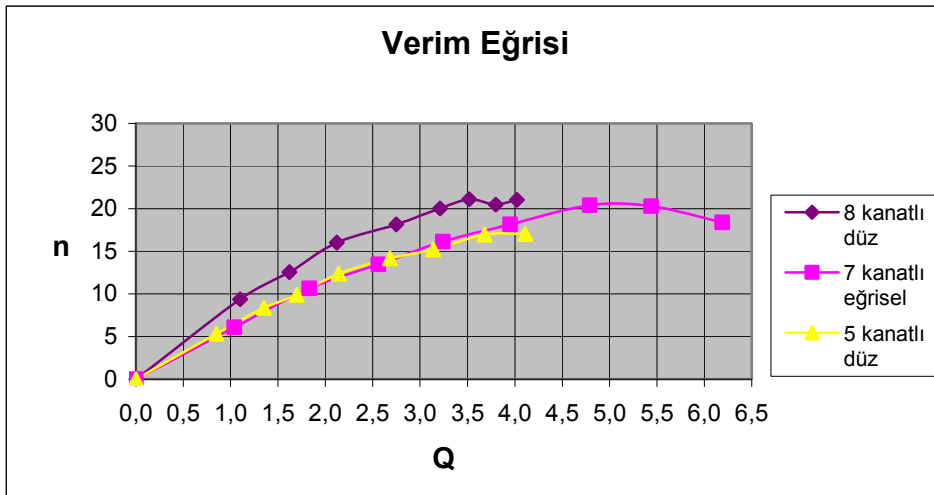
1.8 Deney Sonuçları

1000 d/dk için deney sonuçları $H_m - Q$ ve $n - Q$ olarak Şekil 1.39 ve Şekil 1.40'da sıra ile verilmiştir. Şekil 1.39'da her üç fanında aynı Q değerinde en yüksek H_m manometrik yükseklik değerine 7 kanatlı eğrisel fanda ulaşılmıştır. Yüksek debilerde 8 kanatlı düz işlenmiş fan ile 5 kanatlı düz işlenmiş fanın H_m manometrik yükseklik değerlerinin birbirine yakın olduğu görülmektedir.



Şekil 1.39. 1000 d/dk'da 8 kanatlı düz, 7 kanatlı eğrisel ve 5 kanatlı düz fan kullanılarak elde edilen $H_m - Q$ Eğrisi

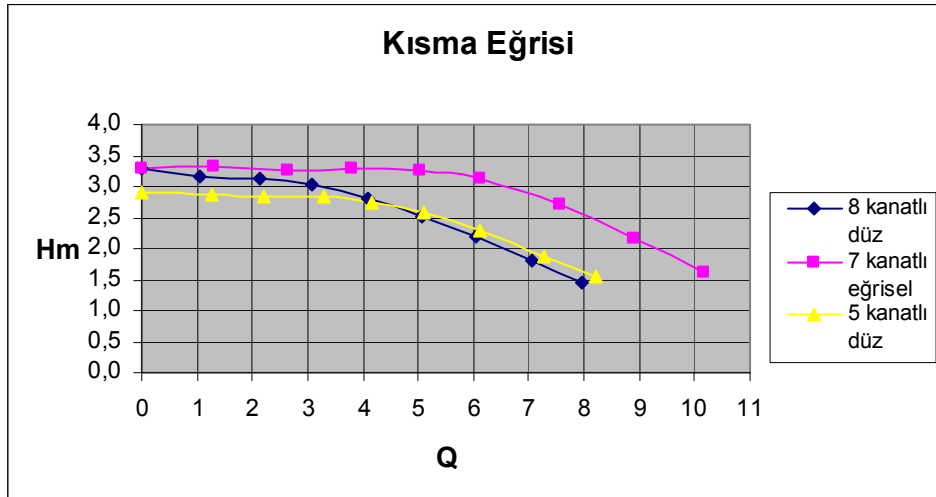
Verim – debi eğrisinde ise, 1000 d/dk için 8 kanatlı düz işlenmiş fanın verimi daha yüksektir. O halde, 8 kanatlı düz işlenmiş fanda elde edilen maksimum verim 3,5 m³/h debide %21,12, 7 kanatlı eğrisel fanda elde edilen maksimum verim %16,87, 5 kanatlı düz fanda elde edilen maksimum verim %16,38 olarak bulunmuştur.



Şekil 1.40 1000 d/dk'da 8 kanatlı düz, 7 kanatlı eğrisel ve 5 kanatlı düz fan kullanılarak elde edilen $n - Q$ Eğrisi

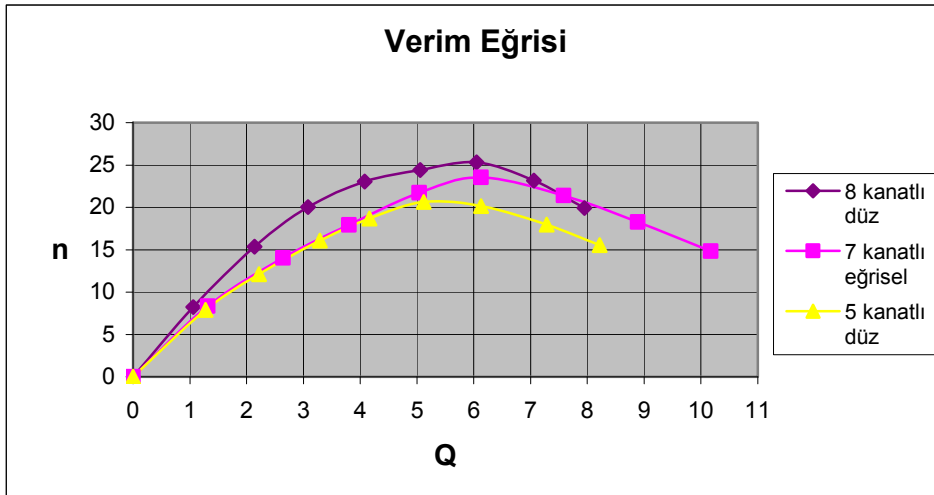
1500 d/dk için deney sonuçları $H_m - Q$ ve $n - Q$ olarak Şekil 1.41 ve Şekil 1.42'de sıra ile verilmiştir. Şekil 1.41'de her üç fanında aynı Q değerinde en yüksek H_m manometrik yükseklik değerine 7 kanatlı eğrisel fanda ulaşılmıştır. Bu fark, yüksek

debilerde daha fazladır. Aynı zamanda yüksek debilerde 8 kanatlı düz işlenmiş fan ile 5 kanatlı düz işlenmiş fanın H_m manometrik yükseklik değerlerinin birbirine yakın olduğu görülmektedir.



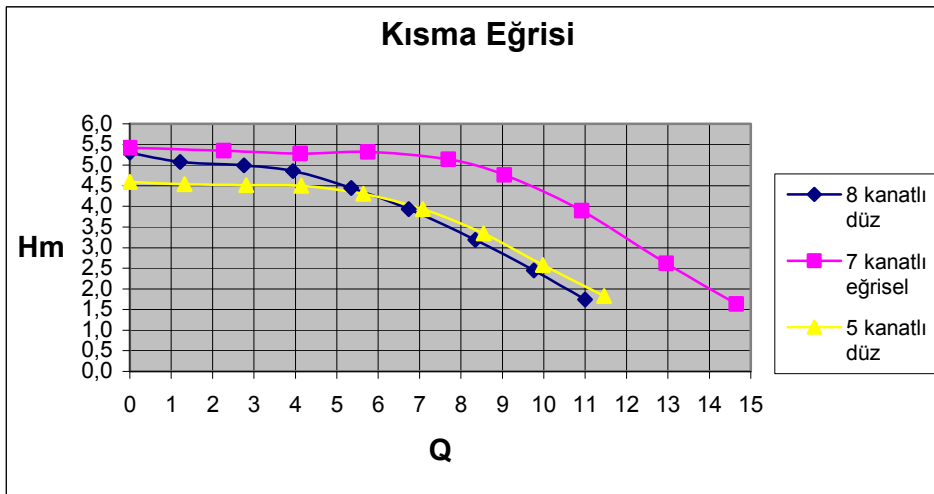
Şekil 1.41 1500 d/dk'da 8 kanatlı düz, 7 kanatlı eğrisel ve 5 kanatlı düz fan kullanılarak elde edilen $H_m - Q$ Eğrisi

Verim – debi eğrisinde ise, 1500 d/dk için 8 kanatlı düz işlenmiş fanın verimi daha yüksektir. O halde, 8 kanatlı düz işlenmiş fanda elde edilen maksimum verim $6 \text{ m}^3/\text{h}$ debide %25,32, 7 kanatlı eğrisel fanda elde edilen maksimum verim %23,5, 5 kanatlı düz fanda elde edilen maksimum verim %20,13 olarak bulunmuştur.



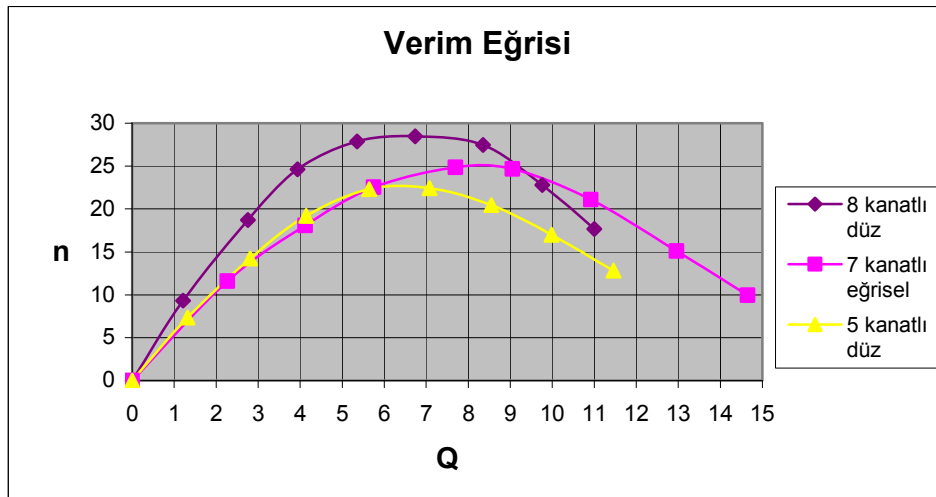
Şekil 1.42. 1500 d/dk'da 8 kanatlı düz, 7 kanatlı eğrisel ve 5 kanatlı düz fan kullanılarak elde edilen $n - Q$ Eğrisi

2000 d/dk için deney sonuçları $H_m - Q$ ve $n - Q$ olarak Şekil 1.43 ve Şekil 1.44'de sıra ile verilmiştir. Şekil 1.43'de her üç fanında aynı Q değerinde en yüksek H_m manometrik yükseklik değerine 7 kanatlı eğrisel fanda ulaşılmıştır. Bu fark, yüksek debilerde daha fazladır. 8 kanatlı düz fan ile 5 kanatlı düz fan düşük debilerde H_m manometrik yükseklik değeri, 8 kanatlı düz işlenmiş fanın yüksek iken, debi arttıkça 5 kanatlı düz fanın H_m manometrik yüksekliğinin fazla olduğu görülmüştür.



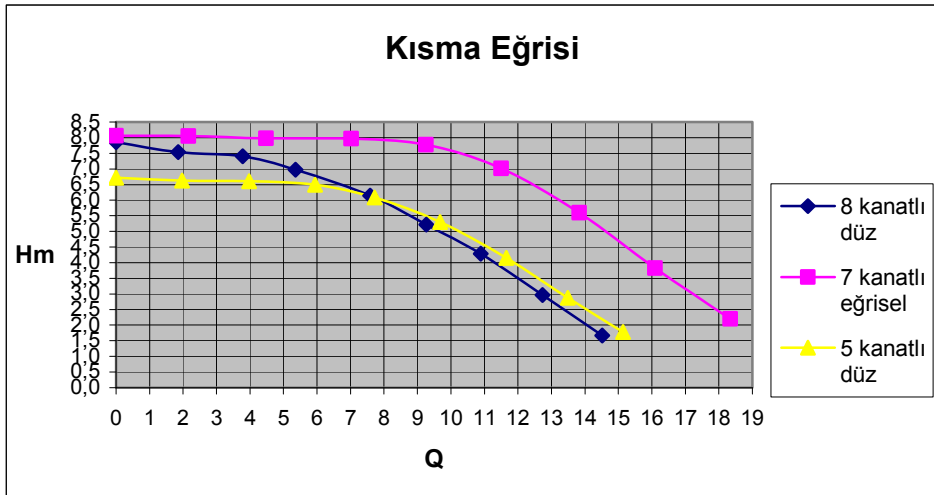
Şekil 1.43. 2000 d/dk'da 8 kanatlı düz, 7 kanatlı eğrisel ve 5 kanatlı düz fan kullanılarak elde edilen $H_m - Q$ Eğrisi

Verim – debi eğrisinde ise, 2000 d/dk için 8 kanatlı düz işlenmiş fanın verimi daha yüksektir. O halde, 8 kanatlı düz işlenmiş fanda elde edilen maksimum verim 6,74 m³/h debide %28,48, 7 kanatlı eğrisel fanda elde edilen maksimum verim %23,71, 5 kanatlı düz fanda elde edilen maksimum verim %22,41 olarak elde edilmiştir. Yüksek debilere çıkıldıkça 7 kanatlı eğrisel fanın verimi diğer fanlara göre daha yüksektir.



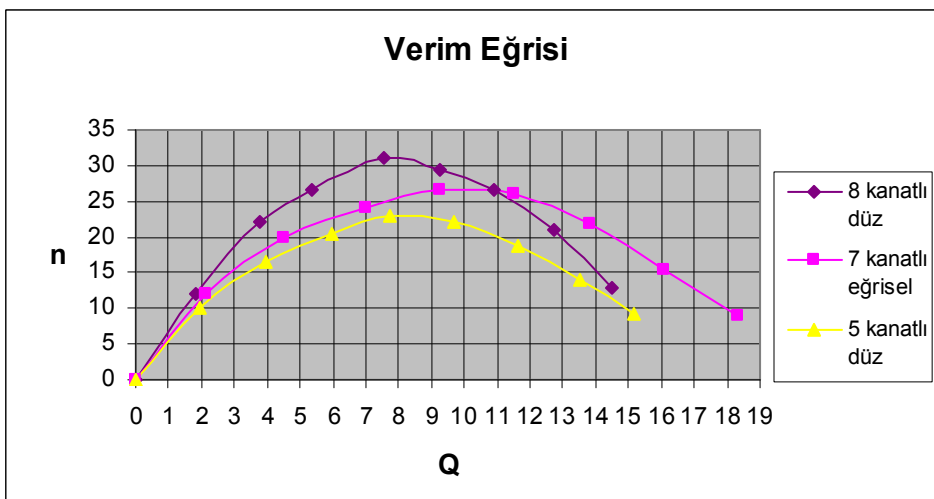
Şekil 1.44. 2000 d/dk'da 8 kanatlı düz, 7 kanatlı eğrisel ve 5 kanatlı düz fan kullanılarak elde edilen n – Q Eğrisi

2500 d/dk için deney sonuçları $H_m - Q$ ve $n - Q$ olarak Şekil 1.45 ve Şekil 1.46'de sıra ile verilmiştir. Şekil 1.45'de her üç fanında aynı Q değerinde en yüksek H_m manometrik yükseklik değerine 7 kanatlı eğrisel fanda ulaşılmıştır. Bu fark, yüksek debilerde daha fazladır. 8 kanatlı düz fan ile 5 kanatlı düz fan düşük debilerde H_m manometrik yükseklik değeri, 8 kanatlı düz işlenmiş fanın yüksek iken, debi arttıkça 5 kanatlı düz fanın H_m manometrik yüksekliğinin daha fazla olduğu görülmüştür.



Şekil 1.45 2500 d/dk'da 8 kanatlı düz, 7 kanatlı eğrisel ve 5 kanatlı düz fan kullanılarak elde edilen $H_m - Q$ Eğrisi

Verim – debi eğrisinde ise, 2500 d/dk için 8 kanatlı düz işlenmiş fanın verimi daha yüksektir. O halde, 8 kanatlı düz işlenmiş fanda elde edilen maksimum verim 7,58 m^3/h debide %31, 7 kanatlı eğrisel fanda elde edilen maksimum verim %24,65, 5 kanatlı düz fanda elde edilen maksimum verim %22,85 olarak elde edilmiştir. Yüksek debilere çıkıldıkça 7 kanatlı eğrisel fanın verimi diğer fanlara göre daha yüksektir.



Şekil 1.46 2500 d/dk'da 8 kanatlı düz, 7 kanatlı eğrisel ve 5 kanatlı düz fan kullanılarak elde edilen $n - Q$ Eğrisi

1.9. Sonuç

- 7 Kanatlı eğrisel fandan 1000,1500,2000,2500 d/dk da elde edilen H_m değeri, 8 kanatlı düz ve 5 kanatlı düz fandan elde edilen H_m değerinden daha yüksek çıkmıştır. Bunun nedeni, kanat formunun eğrisel oluşu, diğer düz iki kanat formuna göre aralık kayıplarını azaltarak basınç düşmesini azaltmasıdır.
- 1000 d/dk'da elde edilen verim, düşük debilerde 8 kanatlı düz fanda diğer fanlara oranla yaklaşık %5 daha yüksek, 7 kanatlı eğrisel ve 5 kanatlı düz fanın verimleri birbirine yakın iken, yüksek debilere çıkıldığında 7 kanatlı eğrisel fanın veriminde diğer fanlara göre artış görülmüştür. Bu nedenle 1000 d/dk da yüksek debili çalışma ortamında 7 kanatlı eğrisel fan daha avantajlı iken, 1000 d/dk da düşük debili çalışma ortamında 8 kanatlı düz fan daha avantajlıdır.
- Her üç fanın deneylerinde 1000d/dk devir sayısında en yüksek verim 8 kanatlı düz fan için 3,52 m³/h debide %21,12 olarak, 7 kanatlı eğrisel fan için 4,79 m³/h debide %20,39 olarak, 5 kanatlı düz fanda 4,11 m³/h debide %17,04 olarak elde edilmiştir.
- Her üç fanın deneylerinde 1500d/dk devir sayısında en yüksek verim 8 kanatlı düz fan için 6,05 m³/h debide %25,32 olarak, 7 kanatlı eğrisel fan için 6,13 m³/h debide %23,55 olarak, 5 kanatlı düz fanda 5,12 m³/h debide %20,63 olarak elde edilmiştir.
- Her üç fanın deneylerinde 2000d/dk devir sayısında en yüksek verim 8 kanatlı düz fan için 6,74 m³/h debide %28,48 olarak, 7 kanatlı eğrisel fan için 7,70 m³/h debide %24,87 olarak, 5 kanatlı düz fanda 7,08 m³/h debide %22,44 olarak elde edilmiştir.
- Her üç fanın deneylerinde 2500d/dk devir sayısında en yüksek verim 8 kanatlı düz fan için 7,58 m³/h debide %31 olarak, 7 kanatlı eğrisel fan için 9,26 m³/h debide %26,52 olarak, 5 kanatlı düz fanda 7,72 m³/h debide %23,07 olarak elde

edilmiştir. Bu sonuçlar aynı zamanda deneylerde elde edilen en yüksek verim değerleridir.

Her üç farklı fanın performanslarının etüdünde, diğer fanlara göre 7 kanatlı eğrisel fanın manometrik basma yüksekliği daha yüksek çıkmıştır. Her üç fanında verim debi eğrileri incelendiğinde ise, 1000-1500-2000-2500 d/dk devir sayılarında 8 kanatlı düz fanın verimi yüksek çıkmıştır. Bu değerler içerisinde en yüksek verim 2500 d/dk devir sayısında elde edilmiştir.

BÖLÜM 2. POMPALARDA TİTREŞİM ANALİZİ VE GÜRÜLTÜ DÜZEYİ İLE ARIZA TANIMI

2.1. Titreşim Analizinin Temel Prensipleri

Hareket halindeki her sistem gibi, dönen makinalar olan pompalar da titreşimli çalışırlar. Bu bakımdan titreşim bir hayat belirtisidir. Ancak, titreşim seviyesi belli bir değerin üzerine çıkarsa bu bir sorun olduğunu göstermektedir. Bu sorunlar bir an önce saptanıp, önlem alınmazsa, başka arızaların ortaya çıkma olanağı yüksektir. Pompalardaki titreşimler, kaplin ayarsızlığı, şase gevşekliği, balans bozukluğu, rulman arızası, kavitasyon, akış problemleri ve elektrik motoru arızalarından kaynaklanabilmektedir. Pompalardaki titreşimlerin %50'si dengesizlik, %25'i kaplin yada eksen kaçıklığından kaynaklanmaktadır (Turan, 1998; Çağlayan, 2001). Pompanın optimum çalışma noktasından sapmasından kaynaklanan basınç çalkantıları pompalarda hidrolik kaynaklı titreşim ve gürültüye sebep olmaktadır (Çakmak 2001).

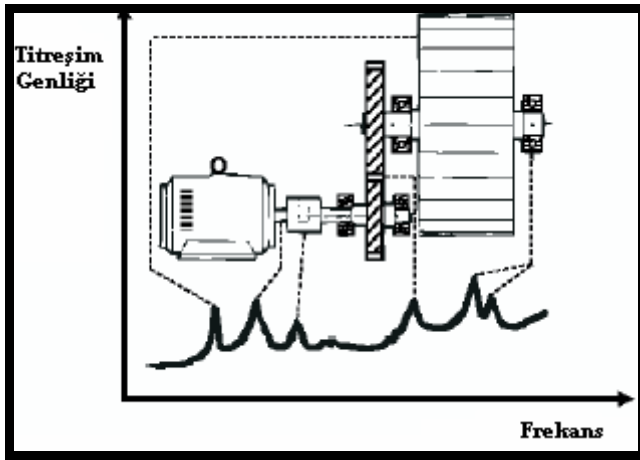
Ölçüm alınacak noktaların makine veya sistem üzerinde kendi gövdesinden ve yataklara en yakın yerlerden alınmalıdır. Mobilitiyi dikkate alarak en iyi titreşim verisini alabileceğimiz noktadan ölçüm almalıyız. Yataklara ulaşılamayan yerlerde yine gövdeden ölçüm almaya dikkat ederek çalışan parçalara yakın yerler seçilmelidir.

Titreşim ölçümü yapacağımız makinenin üretici firma etiket bilgileri, çalışma bilgileri ve ortam şartları hakkında bilgileri alarak kaydetmemiz gereklidir. Grafiklerden de anlayabileceğimiz devir sayısını önceden bilmemiz olası bir mobilite hatasından kaynaklanacak pikleri incelerken yanılgıya düşmemizi engeller. Ayrıca devir sayısı, bir nükleer reaktördeki kadar dış etmenin olabileceği yerlerde titreşim ölçüm yapılan makineden geldiğinin bilinmesi için öncelikli irdelenmesi gereken

büyüküktür. Yapılacak ölçümde makinenin diğer etmenlerden olabildiği kadar izole edilmesi öncelikli olarak mobilitiyi düzelterek ve olası büyük bir faciayı bile önceden belirleyerek müdahale etmemizi sağlayacaktır.

Deplesmanı, bir yapının referanstan veya durağan pozisyondan uzaklığı, hızı; deplesman genliğinin zamana bağlı değişimi, ivmelenmeyi; hızın zamana göre değişimi olarak, frekansı; verilen olayın, bir birim zaman içindeki devrinin sayısı, fazı; iki olayın arasındaki referans ya da başlangıç zamanına bağlı olan aralık, RPM’i dönme devri, harmonikleri; spektrumda mevcut herhangi bir tepeceğin tam sayı çarpanlarında tekrarlayan tepelikler olarak düşünülebilir.

Şekil 2.1 ‘de 1xRPM’deki pik rotorun devrini gösterirken 2. ve 3. harmoniklerinde bağlantı elemanlarının titreşim genliklerini, yüksek frekanslarda ise rulmanların kendilerini geniş karıncalanmalar şeklinde gösterdiği görülmektedir.



Şekil 2.1 Makinanın bölümlerine göre genlik-frekans grafiğinde arızalarının gösterimi

Titreşim sinüsoidal bir hareket dalgası olarak, $y = a \sin(\omega t)$ ifadesi ve türevleri olan hız ve ivmeyi verir. Buradaki, y yer değiştirmesinde, a genlik, ω açısal hız, t ise zamanı göstermektedir. Bir titreşim hareketinin meydana gelebilmesi için sisteme ihtiyaç vardır. Deplasman birimi mikron (μm), hızın birimi mm/sn , ivmenin birimi mm/sn^2 birimleriyle ifade edilmektedir. Bu ifadeler efektif yada pik (peak) seviye olarak ele alınmaktadır. Avrupa ve ISO sistemi titreşimi ifade de Geniş Bant (10-10000 Hz) aralığında efektif hızı (rms), Amerikan sisteminde ise titreşim hızının rms

seviyesi yerine 0-pik seviyesi kullanılmaktadır. Bir sinüsoidal dalga da rms seviyesi, pik seviyesinin 0.7071 katı kadar olmaktadır (Çağlayan, 2001).

Her ne kadar uluslar arası standartlar, örneğin ISO2372 (Türk Standardı TS2879) özellikle balans bozukluğuna bağlı titreşim seviyelerini sınırlayıcı standartlar koymuşsa da, bu standartlar çok genel ve sadece bir başlangıç referansı olarak kullanılabilir (Tablo 2.1).

Tablo 2.1. ISO 2372-TS2782 Standardı çalıştırma hızları 10Hz²-200 Hz olan makinaların mekanik titreşimi değerlendirme standartlarını belirtmek için temel esaslar

Kabul edilebilirlik limitleri	Geniş Bant Efektif Titreşim Genliği mm/sn rms			
	I. Sınıf	II. Sınıf	III. Sınıf	IV. Sınıf
İyi	< 0.7	< 1.1	< 1.8	< 2.8
Kabul Edilebilir	0.7-1.8	1.1-2.8	1.8-4.5	2.8-7.1
Sınırdadır	1.8-4.5	2.8-7.1	4.5-11.2	7.1-18.0
Kabul Edilemez	> 4.5	> 7.1	> 11.2	> 18.0

Amerikan Petrol Endüstri (API) ise özellikle pompalar API610 nolu standardı uygulamaktadır. Bu standartlar ISO standartlarından daha detaylıdır. Ancak, bu standartta 0-pik verildiği göz önüne alınmalı ve rms olarak ifade edilmek istenirse, tam karşılığı olmayacağı hatırlanarak, yakın bir değer bulmak için 0.7 ile çarpım yapılabilir.

Açıklama I:

Rulman yatak kepleri üzerinde, Geniş bant seviye için 2500 d/dk pompa devrine kadar, 63.5µm peak-peak; 3000d/dk için 50.8µm peak-peak. Beher pikde Dar Bant seviye için 1800d/dk pompa devrine kadar, 63.5µm peak-peak, 3000d/dk için 38.1µm peak-peak (Tablo 2.2.).

Açıklama II :

Kaymalı yataklar üzerinde, Geniş Bant seviye için 3000d/dk pompa devrine kadar, 63.5µm peak-peak; Beher pikde Dar Bant seviye için 4000d/dk pompa devrine kadar, 63.5µm peak-peak (Tablo 2.2.).

Tablo 2.2. Pompa yataklama tipine göre titreşim genliği

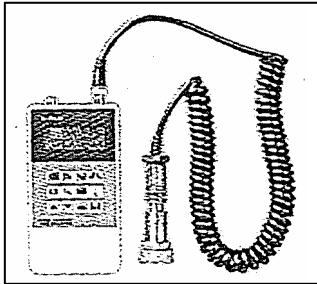
Pompa Yataklama Tipi	Geniş Bant Efektif Titreşim Genliği		1XRPM, 2XRPM Dar bant Titreşim Genliği mm/sn 0-peak	
	Titreşim Hızı (mm/sn 0-peak)	Titreşim Deplasmanı (mikron peak-peak)	Titreşim Hızı (mm/sn 0-peak)	Titreşim Deplasmanı (mikron peak-peak)
Rulmanlı pompada rulman yatakları üstünde ölçülen	7.6	63.5	7.6	Bakınız Açıklama I
Kaymalı yataklı pompada yatak üstünde ölçülen	10.2	50.8	7.6	Bakınız Açıklama II

Açıklamalar adı geçen standartta bulunan grafiklerin yorumlanmasından elde edilmiştir.

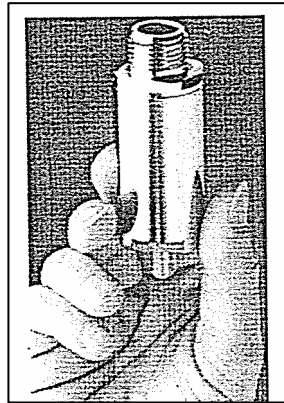
Tablo 2.3 Pompa tipine göre geniş bant efektif titreşim genliği (Çağlayan, 2001)

	Geniş Bant Efektif Titreşim Genliği mm/sn rms		
	İyi	Kabul Edilebilir	Kabul Edilemez
Yatay Pompa	< 3.5	3.5 – 5.0	> 5.0
Dikey Pompa	< 5.0	5.0 – 7.0	> 7.0

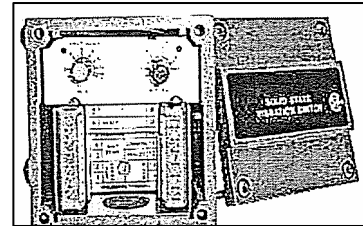
Bu seviyeler titreşimetre denilen cihazlarla ölçüldüğü gibi (Şekil 2.2), pompa üzerine montajı yapılan 4-20 mA çıkışlı titreşim transmitteri adı verilen sensörlerle (Şekil 2.3) bir SCADA veya PLC sistemi ile ölçülüp değerlendirilmesi yapılabilir. Eğer otomasyon sistemi kullanılmıyorsa ve korunması gereken bir pompa varsa, titreşim sviçi denilen titreşim seviyesi belli limitleri aştığında alarm veren ve gerekirse motoru trip ettiren cihazlar kullanılabilir (Şekil 2.4).



Şekil 2.2 Titreşimetre

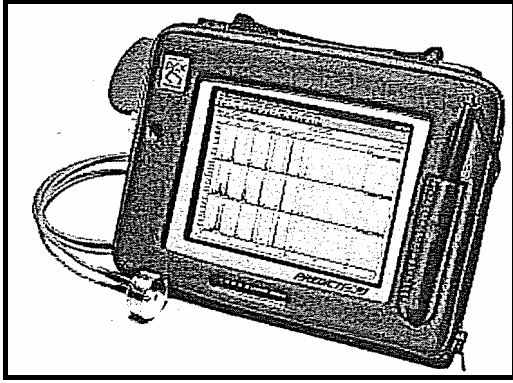


Şekil 2.3 Titreşim transmitteri



Şekil 2.4. Titreşim sviçi

Titreşim ölçümlerinde diagnostik çalışma spektrum analizörleri ile yapılabilmektedir. Spektrum analizörleri, titreşimin genliğini ölçmekle kalmaz (Şekil 2.5), ölçülen her seviyenin içinde bulunan sinüsoidal bileşenlerin genliğini ve frekansını verir. Böylelikle cihaz kullanıcısı, kendi seçtiği bir frekans aralığında, ki bu aralığı arızaların görülebileceği bir aralık olarak seçer, titreşimleri tahrik eden motor dönme devrine bağlı olarak hangi frekansta ne kadar genlik olduğunu görebilir. FFT denilen algoritma ile elektronik olarak gerçekleştirilen Fourier Dönüşü ile zaman dalga formları bu cihazlar tarafından otomatik olarak spektrum grafikleri olarak frekans düzlemine çevrilir.



Şekil 2.5. Titreşim spektrum analizörü

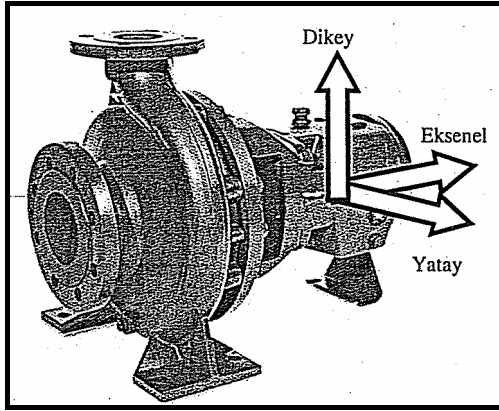
Arızalar da kendilerini değişik frekans “adres”lerinde gösterdikleri için, bir titreşim spektrumunu inceleyen kişi böylece arızanın sadece şiddetini değil kaynağını da bulabilir.

2.2. Titreşim Analizinin Pompalara Uygulanması

2.2.1. Periyodik ölçümler

Uyarıcı bakım amaçlı ölçümlerin, her tür pompa için en fazla 1 ay aralıklarla yapılması ve sürekli olarak aynı noktalardan alınması gereklidir. Ancak 1-1,5 ayın ötesinde aralıklarla alınacak ölçümler pompada hızla gelişebilecek arızalara müdahaleyi geciktirmektedir. Özellikle, 3000d/dk pompalarda bu durum daha belirgindir.

Ölçümlerde daima rulmana en yakın noktada düşey doğrultuda DİKEY, yatay düzlemde YATAY ve mil eksenine doğrultusunda EKSENEL olmak üzere birbirine dik üç yönde titreşimler ölçülmelidir (Şekil 2.6). Pompa tarafında ölçüm noktası sayısı pompanın cinsine göre belirlenmelidir. Pompalarda iki rulman arasındaki mesafe 30-40 cm yi aşmıyorsa zaten çelikteki sönümlenme elde edilecek değerleri ciddi oranda etkilemeyeceğinden, her iki rulmanın da sağlığı tek noktadan alınacak ölçümle kontrol edilebilir. Ölçümler, pompa tam yükte ve her türlü vana tam açıkken yapılmalıdır; aksi takdirde akış gürültüsü titreşimleri olabilecek başka arızaları kapatabilir.



Şekil 2.6. Titreşim ölçüm noktaları

Bu tip ölçümlerde genellikle, her noktada üç eksenle ölçümün yanı sıra, bu ölçümleri iki ayrı frekans bandında tekrarlamak çok daha iyi sonuçlar verir.

2.2.2. Diagnostik ölçümler

Alışılmamış ses, artan titreşim ve/veya azalan verim sebebiyle pompalarda titreşim ölçümü yapılması istenebilir. Bu ölçümler, periyodik ölçümlerde olduğu gibi spektrum ölçümleri yanı sıra, faz ölçümü de yapmak gereklidir.

Pompalardaki sorun çoğu zaman pompa ile ilgili değil, elektrik motoru ile ilgili olarak ortaya çıkmaktadır. Pompa motorlarında rastlanabilecek rotor kısa devre çubuğu kırılması, rotor-stator hava aralığı asimetrisi, Foucault ısınmasına neden olan

sac paketi kısa devreleri gibi sorunlar daha çok elektriksel boyut taşımakla birlikte spektrum analizi ile arızalar tanımlanabilir.

2.3. Pompalarda Arıza Çeşitleri

Bir pompada oluşabilecek belli başlı arızalar şunlardır;

- Balans bozukluğu
- Kaplin ayarsızlığı
- Şase gevşekliği
- Rulman arızaları
- Akış problemi
- Kavitasyon
- Elektrik motoru arızaları

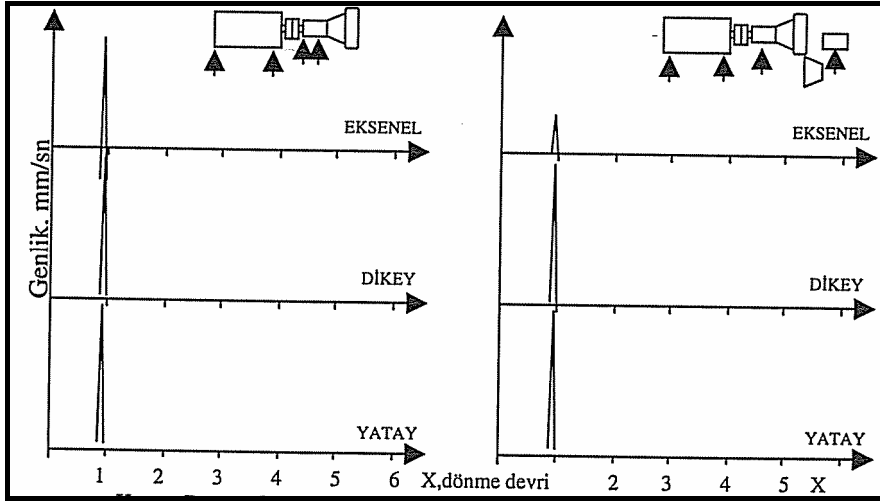
2.3.1. Balans bozukluğu

Balans bozukluğu, dönmekte olan bir kütlenin ağırlık merkezinin dönme ekseninden kaçık olmasından kaynaklanır. Gerçekte, dönen hiçbir sistemde bu şartı sağlamak mümkün değildir. Her sistemde belirli oranda merkezden kaçıklık olması doğaldır. Önemli olan bu kaçıklık nedeniyle ortaya çıkan balans bozukluğunun kabul edilebilir seviyelerde olmasıdır.

Balans bozukluğu, tamamen dönem devri ile ilgili olduğundan spektruma bakıldığında sadece dönme devrine denk gelen frekansta görülebilir.

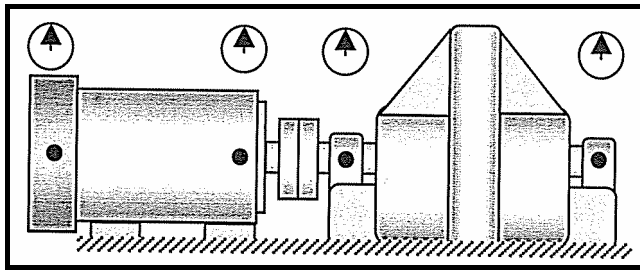
Yatay yerleştirilmiş pompalarda balans bozukluğu motor rotorunda (özellikle sarım sonrası), kaplinde kama ve civata dengesizlikleri ile ve pompada genellikle impeller aşınması ile ortaya çıkar. Motor rotorunda çıkması nadirdir, motor rotorları sarım işlemlerinden sonra genellikle balans edilirler ve bu nedenle çalışma sırasında motor rotorunda balans bozukluğu bulunması oldukça ender ve arızı bir durumdur. Kaplinlerde de ayarsızlık bulmak yine zordur, imalatta balans mutlaka alınır. Pompada impeller aşınması ise kolaylıkla rastlanılan bir durumdur.

Balans bozukluğu olan pompalarda, yatay ve dikey yönlerde $1X$ 'te ($1X$, X dönme devri anlamında) genellikle birbirine yakın değerler elde edilir. Bu değerlere kriter olması açısından, bir başlangıç değeri olarak, ISO2372 kullanılabilir.



Şekil 2.7. Yatay pompalarda tipine göre balans bozukluğu spektrum görüntüsü

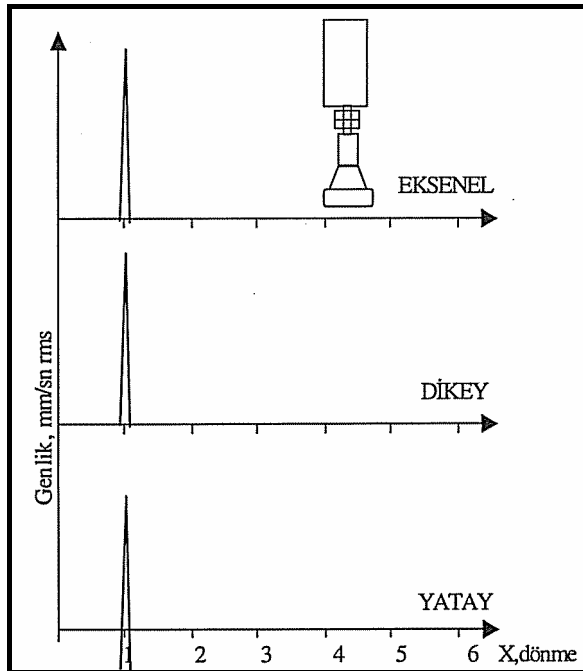
Faz ölçümü yapma imkanı varsa, balans bozukluğunu tanımlamak kolaylaşır. Motor ve pompa üzerinde yapılacak ölçümlerde, faz aynı değerlerde bulunur. Bu özellikle balans bozukluğunun en iyi göstergesidir. Ancak, bazen motorlarda oluşacak dinamik balanssızlık durumunda, motorun her iki yatağında 180° faz farkı ölçülebilir. Şekil 2.8'de daire içinde okla gösterilen ok, her ölçüm noktasında aynı dereceyi gösterdiği için, ölçüm noktaları hep aynı fazdadır; bu da balans bozukluğunun tipik göstergesidir.



Şekil 2.8. Yatay pompalarda ölçüm noktaları

Yatay yerleştirilmiş pompalar da yataklamaları itibariyle titreşim görüntüleri itibariyle iki ayrı grupta incelenmelidir; impelerin her iki tarafında yataklanmış (çift mesnetli) pompalar ve ankastre pompalardır. Çift mesnetli pompalarda, balans bozukluğu durumunda sadece yatay ve dikey yönlerde 1X titreşim görülür. Fakat, ankastre pompalarda, yatay ve dikey yönlere ilave olarak 1X eksenelde de yüksek seviye görülür.

Dikey yerleştirilmiş pompalarda özellikle motor olabilecek kalıcı balans bozukluğu yatay konumda kabul edilebilecekken, dikey konumda kabul edilemeyebilir. Nedeni, motorun düşey gövde üzerindeki rakkas hareketi yaparak bir daire veya oval şekilli bir yolda yatay düzlem üzerinde hareket etmesidir. Bazen pompada varolan balans bozukluğundan kaynaklanan enerji, pompanın çok iyi sabitlenmiş olması sebebiyle daha zayıf olan motor kısmını oynatarak analiz yapan kişileri yanıltır ve motorun bozuk olduğu zannedilir. Bunu anlamak için, kaplini ayırıp motoru ayrıca çalıştırmak ve motorda aynı salınım gözlemlenirse sorunun motordan, yapmazsa pompadan kaynaklandığı anlaşılır.



Şekil 2.9. Dikey pompalarda balans bozukluğu spektrum görüntüsü

Dik pompa ölçümlerinde üzerinde durulması gereken nokta, düşey doğrultunun aksenal yön ile çakışması ve aynı yatay düzlemde hem yatay hem de dikey yönlerin bulunmasıdır. Dikey pompalarda en fazla salınım kaplin muhafazasında kapline ulaşma boşluğunun bulunduğu zayıf olan yön dikey, ona dik olan yönde yatay olarak seçilmelidir.

Dik pompalarda aksenal, yatay ve dikey yönlerde 1X frekansında yüksek titreşim görülür. Faz açısı makinanın tamamı boyunca aynı açıda kalır.

2.3.2. Ayak gevşekliği / ankraj zayıflığı

Pompalarda çok sık görülen sorunlardan bir tanesi de ayak gevşekliği ve ankraj zayıflığıdır. Özellikle su ve sevk edilen kimyasalın betonu ve ankrajı zayıflatmasından kaynaklanan ve korozyona uğrayan şaseler nedeniyle görülür.

Yatay yerleştirilmiş pompalarda ayak gevşekliği ve ankraj zayıflığı, makine gövdesinin zemin veya şase üzerinde salınım şeklinde görülür ve daima motor ya da pompanın, hangisinde sorun varsa, dönme devri frekansında kendisini gösterir. Dönme devri frekansında yatay yöndeki titreşim, dikey yöndeki titreşimden en az 2 kat veya daha fazla ise burada ayak gevşekliği veya ankraj sorunu olduğuna karar verilebilir.

Dikey yerleştirilmiş pompalarda ayak gevşekliği sorununu anlamak zordur. Nedeni, yatay pompa ile karşılaştırma yapıldığında aksenal yön düşey doğrultu ile çakışır ve mile dik olan yatay ve dikey yönlerin ikisi de ufuk düzlemi olan yatay düzlemde yer alırlar.

Bu sorun motorun pompaya bağlantı elemanlarında olabileceği gibi pompanın zemine bağlantı noktalarından da kaynaklanabilir. Bu yüzden düşey yerleştirilmiş pompalarda motorun serbest tarafı ufuk düzleminde daire çizmelidir. Ancak, motoru pompaya bağlayan ve kaplin muhafazası görevi gören bağlantı elemanları her yönde aynı mukavemete sahip olamayacağından zayıf olan yönde salınım daha fazladır ve

bu yöndeki titreşim daha fazla olur. Salınım dairesel değil, oval şekilde doğmasına neden olur.

Uygulamalarda genelde sistemin yatay bir motora göre daha zayıf olduğu göz önüne alınarak, ISO2372 sınıflandırılmasındaki bir üst sınıfın limit değerleri başlangıç noktası olarak alınır. Örneğin, 10 kW'lık düşey motor için limitler arandığında, <15 KW motorlar için olan I. Grup limiti 1.1 m/sn rms yerine, 15-75 KW arası limit olan 1.8 mm/sn rms kullanılır.

2.3.3. Kaplin Ayarsızlığı

Kaplin ayarsızlıkları rulman arızalarının temel nedenlerinden biridir. Yapılan araştırmalar rulman arızalarının %50'sinin kaplin ayarsızlığından olduğunu göstermektedir. Pompalarda, salmastra kaçakları nedeni ile sızan akışkanın zayıflattığı şaseler kaplin ayarsızlığına dikkat edilmesi gerektiğini öngörmüştür.

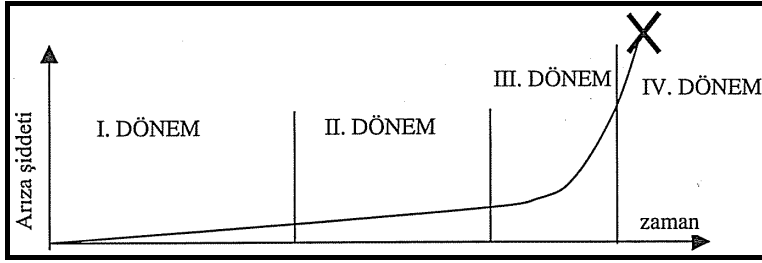
Kaplin ayarsızlığı, bir kaplin ile birbirine bağlı tahrik eden ve edilen iki elemandan oluşan makina da iki elemanın mil eksenlerinin çakışmaması durumudur. Kaplin ayarsızlığının iki nedeni vardır; açısız kaçıklık ve paralel kaçıklıktır. Her kaplin ayarsızlığında her ikisinden de bir miktar görülmektedir. Açısız kaplin ayarsızlığı 1X frekansında ve eksenel yönde, paralel kaplin ayarsızlığı ise 2X frekansındaki titreşim seviyesinin, 1X'deki titreşim seviyesinden yüksek olmasına kesin kaplin ayarsızlığı gözü ile bakılabilir.

2.3.4. Rulman Arızaları

Bir rulmanın üretebileceği frekansların tanınması ile olur. Ultrasonik frekanslar, yuvarlanma elemanlarında meydana gelen sayısız, mikron ölçülerindeki arızaların çıkardığı ve ancak ultrasonik bantta dinleme yapan cihazlarca bulunabilir. Doğal frekanslar ise özellikle iç ve dış bileziğin bu frekansının bu elemanlardaki arızalara bilyelerin çarparak rezonansa getirmesinden kaynaklanır; ve bu frekans grubu önceden bilinmez. Dönmeye bağlı frekanslar, tamamen rulmanın geometrisine bağlı olarak önceden hesaplanıp tablo halinde titreşim analizi yapan analistin elinde

olmalıdır. Dönmeyle ilgili arıza frekansları yuvarlanma elemanı, kafes, dış bilezik ve iç bileziğin arızalandıkları takdirde yaydıkları titreşimlerin oluştuğu frekansların genellikle dönme devrinin katları olarak ifadesi şeklinde tanımlanması gerekir.

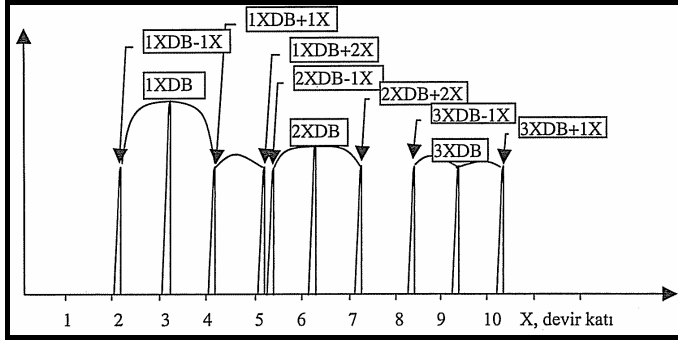
Rulman arızalarının gelişimi önce lineer sonra logaritmik olarak müdahale edilmediği takdirde dağılmaya kadar gider. Titreşim analizi ile arıza, II. Dönemde tanınmaya başlanabilir ve takip edilir; III. Dönemin ikinci safhasında itibaren her an rulmanın değiştirilmesi gerekebilir, IV. Döneme geçmiş bir rulman her an dağılabilir ve değiştirilmesi gerekebilir (Şekil 2.10).



Şekil 2.10. Rulman arızalarının gelişimi

Rulman arızası III. Döneme geçmiş bir rulmanda sadece rulmanın arıza frekansları değil, bu frekansların harmonikleri ve arıza frekansının dönme devri ile modülasyonu sonucunda ortaya çıkan yan bantların varlığı ile tanınır. Rulman değişim kararına, IV. Dönemde ortaya çıkan geniş frekans bandında yükselen titreşim eşiği ve bu bantta da var olan arıza frekansları harmoniklerini gördükten sonra vermek gerekir.

Özellikle rulman arızalarında piklerin hangi toplama-çıkarma frekansında olduğunu bilmek belli ölçüde tecrübe gerektirse de, göz alışkanlığı oluştuktan sonra hangi pikin hangi frekansın kaçınıcı yan bandı olduğunu bilmek zor değildir. Resimde DB dış bilezik, 1XDB dış bilezik arıza frekansını, 2XDB dış bilezik frekansının 2. harmoniği anlamına gelir.



Şekil 2.11. Piklerin toplama-çıkarma frekansları

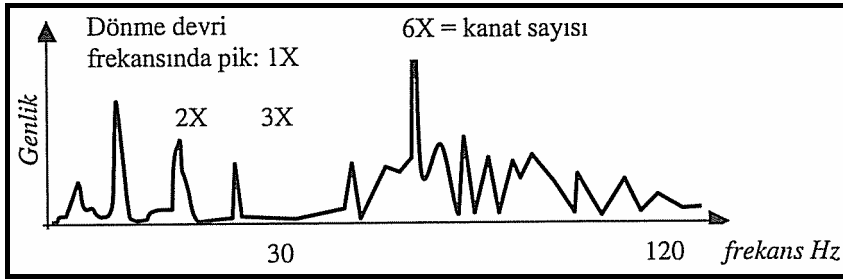
Titreşim analizi ile rulman hasarlarını belirleyebilmek, öncelikle verilerin sağlıklı olarak toplanmasına bağlıdır. bunu için algılayıcının (sensör) yerleştirileceği yer çok önemlidir. Titreşim kaynağından algılayıcıya kadar olan iletim ortamının uygun olması gerekmektedir. Elde edilen verilerin değerlendirilmesinde sinyal iletim hattı göz önünde bulundurulmalıdır. Örneğin bir iç bilezik ve yatak gövdesi içinden geçmek zorundadır. Bu süre boyunca sinyal sönmünecek ve genliği oldukça düşük görünecektir. Bu durum titreşim analizinde dalga formu (genlik-zaman) tipinin önemini ve genliğe göre değerlendirmenin her zaman doğru olmayacağını göstermektedir.

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

2.3.5 Akış Problemi

Akışkan pompa boşluğunda ötelenirken oluşan hidrodinamik kuvvetlerin dengesizliğinden kaynaklanır. Bu kuvvetler kendilerini kanat geçiş frekansı denilen ve impeller kanat sayısı ile pompa mili dönme devrinin çarpımına eşit bir frekansta ve bunun harmoniklerinde gösterir.

Bu tip bir problem impelerin kanat ucunun pompa boşluğunda, imalat sırasında toleransı dar tutulmuş bir bölgeden geçerken akımın sıkışması ve kanat ucunda oluşan vortexler nedeniyle ortaya çıkar. Bu nedenle, pompa milinin her turunda kanat sayısı kadar vuruntu olur (Şekil 2.12); bu vuruntu da kendini dönme devrinin kanat sayısı kadar katında gösterir. Bu frekansın harmoniklerinin olması durumun artan ciddiyetini gösterir.



Şekil 2.12 kanat sayısına göre genlik-frekans görüntüsü

Bu nedenle bu şekilde bir spektruma sahip bir pompada, akışın çarpmalara neden olacak unsuru araştırılmalı ve özellikle, impeler ucunun pompa iç zarfına olan uzaklığı veya varsa statik yönlendirme kanatlarına olan mesafe araştırılmalıdır. Normal olarak impeler çarpının %6'sının daha dar olmaması gereken bu aralığın durumu kontrol edilmelidir.

2.3.6. Kavitasyon problemi

Kavite olan pompada laminer akış yapısı bozulmuş, basınç dengeleri altüst olmuştur. Kanatçıklarda özellikle impelere giriş bölgesinde aşırı basınç düşmesi sebebiyle akışkan ortam sıcaklığında gaz haline dönüşür. Bu bölge geçildiğinde ise akışkan içinde oluşan gaz kabarcıkları yükselen basınçla beraber küçük fakat şiddetli içe patlamalarla sıvı hale dönüşür. Bu patlamalar, impeler yüzeyinde hasar neden olur ve pompalarda ciddi sorunlara neden olur. Ayrıca, pompa sıvı ile birlikte gazı da basmaya çalıştığından dolayı verim düşmesi meydana gelir. Kavitasyon karşısında impelerin malzeme kaybı döküm malzemesinin ne olduğuna da bağlıdır. Listede pik döküm 1.0 alındığında diğer malzemelerin kayıp oranları verilmektedir.

Pik Döküm	1.0
Çelik Döküm	0.8
Bronz	0.5
Döküm krom çeliği	0.2
Bronz alaşım	0.1
Krom nikel çeliği	0.05

Kavitasyon, titreşim analizi ile tanımlanabilir. Patlamalar geniş yüksek bir frekans bandında titreşim eşiği yükselmesi yapar. Genellikle 30.000-120.000 CPM (500Hz-2000 Hz) bandında görülen seviye yükselmesi bu kadar geniş bir bantta sesler çıkaran kabarcıkların yani kavitasyonun işaretidir.

Kavitasyon yaşayan bir pompada, pompadan çakıl ve kum geçiyormuş gibi sesler duyulur.

2.4. Pompa Tipine Göre Spektrum Analizi

2.4.1. Santrifüj pompalar

Bu pompalarda en çok görülen titreşim kaplin ayarsızlığı, ayak gevşekliği/ankraj zayıflığı, kavitasyondur. Akış problemlerini gösteren kanat geçiş sayısında ve bunun harmoniklerinde görülen titreşimler de sık rastlanan pompa problemlerindedir.

Santrifüj pompa analizinde önce motor devri ve harmonikleri, daha sonra da kanat geçiş devri ve harmonikleri işaretlenmelidir.

2.4.2. Pistonlu pompalar

Çoğu kez kaplin ayarsızlığı gibi piklerin yanı sıra aşınmada varsa, çok belirgin olarak dönme devrinin 7,9,11 gibi katlarında piston sayısı frekansı ve harmonikleri görülür. Piston sayısı frekansı ve harmoniklerine bakılarak aşınma miktarını belirlemek mümkün değildir. Ancak, bu frekanslardaki seviyeler sürekli izlenir ve ayrıca trendi alınır, o zaman arızanın gelişim hızı hakkında fikir sahibi olunabilir.

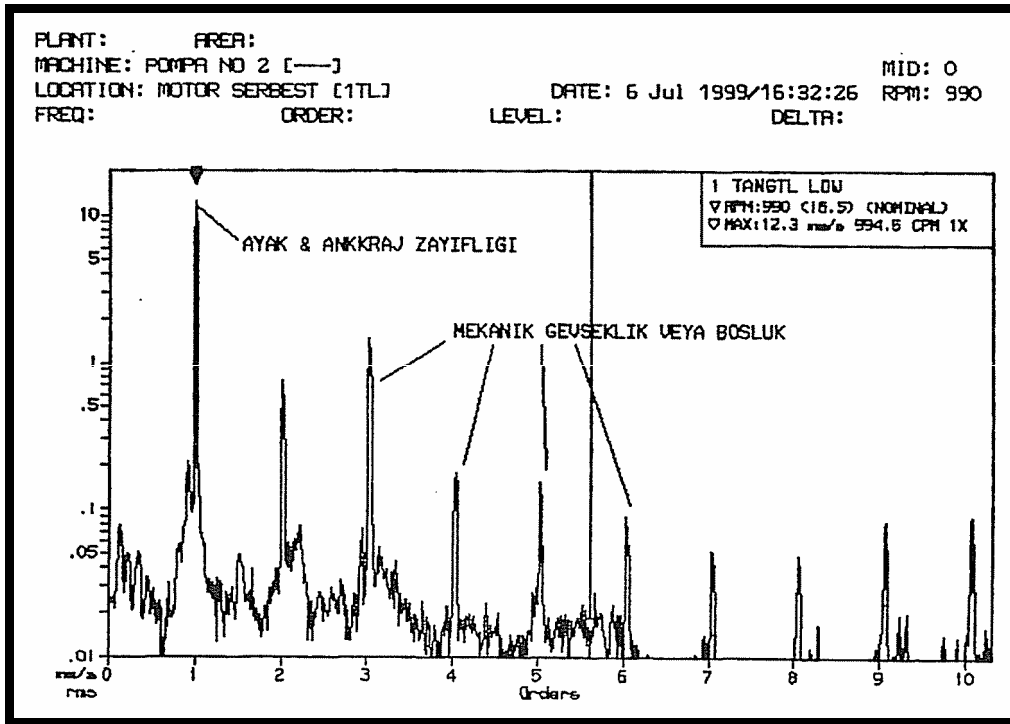
2.4.3. Loblu pompalar

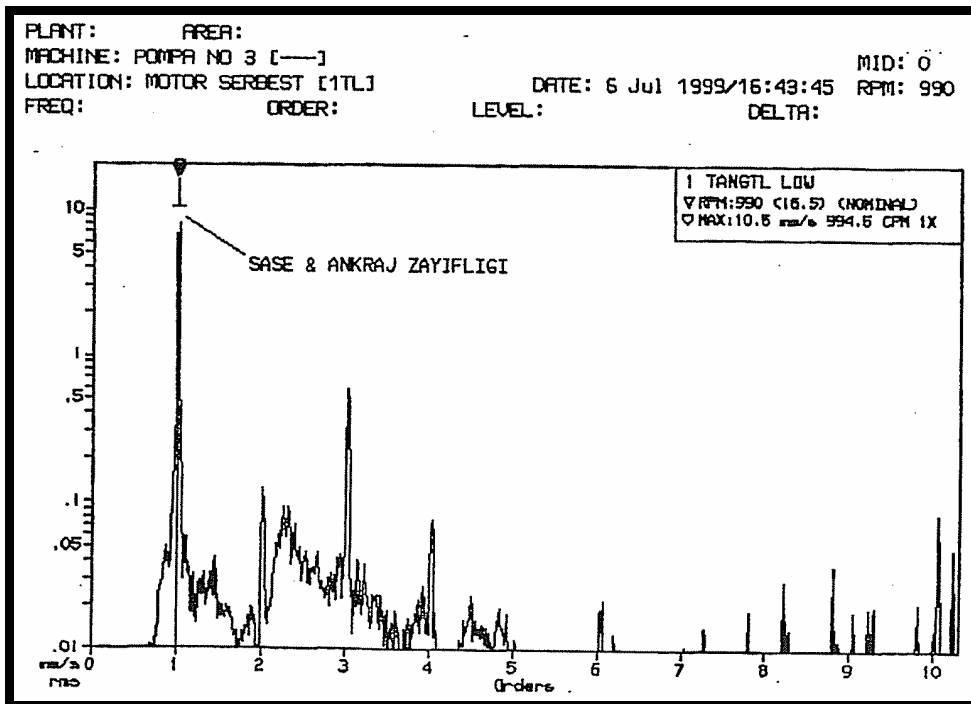
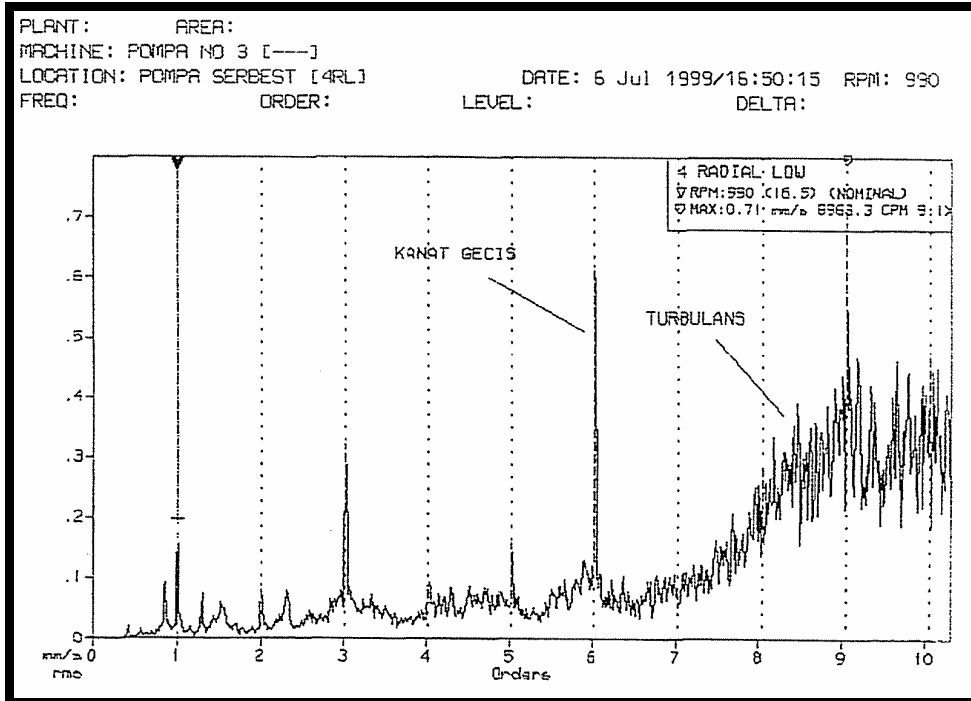
Lob sayısına göre, 2X veya 3X harmonikleri kuvvetli şekilde görülür. Çok sık görülen harmonik, 2X, 4X, 6X serisi olup artan aşınma ile bu frekanslardaki seviyelerde yükselir.

2.4.4. Vidalı pompalar

Vida diş sayısı harmoniklerine sık olarak rastlanır. Ana frekans ve harmoniklerinin zaman içinde seviyesinin artması, aşınmaya bağlıdır.

2.4.5. Örnek titreşim spektrum grafikleri





2.5. Gürültü Ölçümü

2.5.1. Terimlerin açıklanması

Desibel, sesi oluşturan basınç değişimlerinin ölçüsü ya da genliğidir. Sağlıklı bir insan kulağının ayırt edebileceği en zayıf ses 20 mPa'dır. Bu değer çok küçüktür. Ancak insan kulağı ses basıncını bir milyon kez daha hassas şekilde ayırt etme yeteneğine sahiptir. Bu nedenle, ses Pa cinsinden ölçülecek olursa başa çıkılmayacak kadar büyük rakamlar ortaya çıkar. Bunu önlemek için desibel (dB) birimi kullanılır.

Desibel, mutlak bir ölçme birimi değil, bir referans değerle, ölçülen büyüklük arasındaki orandır. Dolayısıyla desibel (dB) ile ölçtüğümüz büyüklüklere düzey adı verilir. DB değeri logaritmiktir ve referans düzeyi olarak duyma eşiği olan 20 mPa'ı alır. Buna 0 dB denir.

Bir ses kaynağının yaydığı ses enerjisinin gücüne ses gücü (akustik güç) bu gücün düzeyine ise ses gücü düzeyi (L_w) adı verilir. Referans gücü olarak uluslar arası referans $W_0 = 10^{-12}$ W tır. Bir makinenin ses gücü, bu makinenin toplam gücünün ses olarak yayılan kısmıdır ve genel olarak toplam gücün çok küçük bir kısmıdır. Ses gücü W olan bir kaynağın ses gücü düzeyi L_w ,

$$L_w = 10 \log \frac{W}{10^{-12}} \quad (2.1)$$

Ses kulak zarıyla temasta bulunan havanın basıncının değişmesiyle algılandığından, bir ses kaynağının ses gücünden daha çok, belirli bir noktada yarattığı ses basıncının tayini önem taşır. Ses basıncı düzeyi L_p ,

$$L_p = 10 \log \frac{P^2}{P_0^2} = 20 \log \frac{P}{P_0} \quad (2.2)$$

olarak tanımlanır. Burada p ses basıncının ortalama kare değerinin karekökü (rms değeri), p_0 ise uluslar arası referans basıncı olarak kabul edilen 20 mPa'dır.,

Sesin, kaynağının bulunduğu ortamın akustik ve geometrik özellikleriyle kaynaktan olan uzaklığa bağlı olarak değişen bir özelliği de ses şiddetidir. Ses şiddeti düzeyi L_1 ise,

$$L_1 = 10 \log \frac{1}{I_0} \quad (2.3)$$

olarak tanımlanır. I_0 olarak 10^{-12} W/ m² alınmaktadır.

Ses gücü birim zamanda yayılan enerjinin bir ölçüsü idi. Ses şiddeti ise birim alandan geçen enerjinin ölçüsünü verir. Enerji akışı bazı yönlerde olacağından, ses şiddeti ölçümüyle yön hakkında da bazı bilgiler elde edilebilir. Bu nedenle ses şiddeti, hem ses şiddetinin hem de enerjinin akış yönünü veren bir vektör büyüklüğüdür.

2.6. Pompalarda Bakım

2.6.1. Giriş

Eski zamanlardan beri zamanın şartlarına göre değişik bakım stratejileri geliştirilip uygulanmıştır. Önemli olan, bakım masraflarını en az seviyede tutacak ve üretimi veya yapılan işi aksatmayacak bir bakımın uygulanmasıdır ve bakım masrafı en az tutacak şekilde bir bakım stratejisi uygulanmalıdır. Genel olarak uygulanan üç çeşit bakım yöntemi vardır. Bozulunca bakım, koruyucu bakım ve duruma göre bakım.

2.6.1.1. Bozulunca bakım

Makineye bozuluncaya kadar dokunulmaz, bozulan eleman yenisi ile değiştirilir. Bu bakım tekniği, yerine takılacak olan eleman pahalı değilse ve bozulma başka arızalara sebep olmayacaksa uygulanabilir.

2.6.1.2. Koruyucu bakım

Bakım sabit aralıklarla yapılır. Örneğin her 3000 çalışma saati veya yılda bir defa makinenin çalışmasında aksama olmasına bakılmaksızın bakım yapılır. Bakım aralıkları genellikle geçmiş tecrübelerden istatistiksel olarak belirlenir. Bu metot beklenmedik arızaların sayısını azaltmasına rağmen ekonomik değildir. Çünkü arıza meydana gelmeden önlem amacıyla parçalar ömrünü tamamlamadan değiştirilmekte bu ise gereksiz israfı açmaktadır.

2.6.1.3. Duruma göre bakım

Diğer iki teknikten farkı, bakımın makinenin durumu gerektirdiğinde yapılmasıdır. Seçilen parametreler (titreşim, sıcaklık, v.b) periyodik olarak ölçülüp izlenir. Bu ölçümlerden makinenin durumu belirlenir. Bakım gerektiren bir durumla karşılaşıldığında makine bakıma alınır, yakında oluşması muhtemel arıza giderilir. Aynı zamanda yapılan ölçümlerden makinenin durumunun kabul edilebilir çalışma sınırını ne zaman aşacağını tahmin edilmesine çalışılır. Bu yüzden kestirimci bakım (ya da erken uyarıcı bakım) da denmektedir.

2.6.2. Kestirimci bakım

Kestirimci bakım; termografi, yağ analizi ve triboloji, ultrasonik izleme ve titreşim analizi gibi değişkenlerin incelenmesi yoluyla yapılabilir. Bu teknolojilerin her hangi birinin veya birkaçının birlikte uygulanması ile kestirimci bakım programı gerçekleştirilebilir. Makinelerdeki arızaları belirlemede en etkili olanı titreşim analizidir. Diğer analizler buna ek olarak yapılabilir. Kestirimci bakım uygulamasının temeli, makinelerin titreşimlerinin ölçülmesi ve hesapla belirlenen arıza frekanslarının ölçülen titreşim değerlerinde olup-olmadığının varsa şiddetinin kabul edilebilirlik sınırları içerisinde kalıp-kalmayacağını analizinden oluşmaktadır. Özellikle rulmanların arıza tespitinde kestirimci bakım yöntemlerinin uygulanması çok başarılı sonuçlar vermektedir. Rulmanlardaki değişik hatalar da kestirimci bakım yardımıyla kolayca belirlenebilir. Bu yöntemle programa alınan makinelerin titreşimleri periyodik (periyotlar makinenin kritiğine göre seçilir.) olarak ölçülür,

analiz edilir. Geçmiş veriler de kullanılarak titreşimlerdeki değişimler izlenir. Arızadan dolayı oluşan bir titreşim varsa titreşim eğilimi artma gösterecektir. Bu bakım metoduyla makinelerden ölçümler alınarak onların durumlarının takip edilmesi ve gerektiğinde bakımının yapılması öncelikli amaçtır. Kestirimci bakım son ölçüm ve geçmiş ölçümleri bir bütün içinde eğilim çözümleme yöntemi ile değerlendirerek ve gelecekte çıkacak olası arızayı belirler. Hedef, arızayı makineyi durdurmadan tespit ederek arızanın önüne geçmektir. Kestirimci bakım metodu üç adımda gerçekleşir.

2.6.2.1. Tespit

Bu adımda titreşim ölçümlerinden yararlanılarak makinede oluşan problem belirlenir. Bu yüzden kestirimci bakım uygulanan bütün makinelerde periyodik titreşim ölçümleri gerçekleştirilmelidir. Titreşim ölçüm peridotları makinenin makinelerin kritikliğine göre belirlenir. Titreşim ölçümleri bir titreşim analizörü ve algılayıcı kullanılarak gerçekleştirilir.

2.6.2.2. Analiz ve teşhis

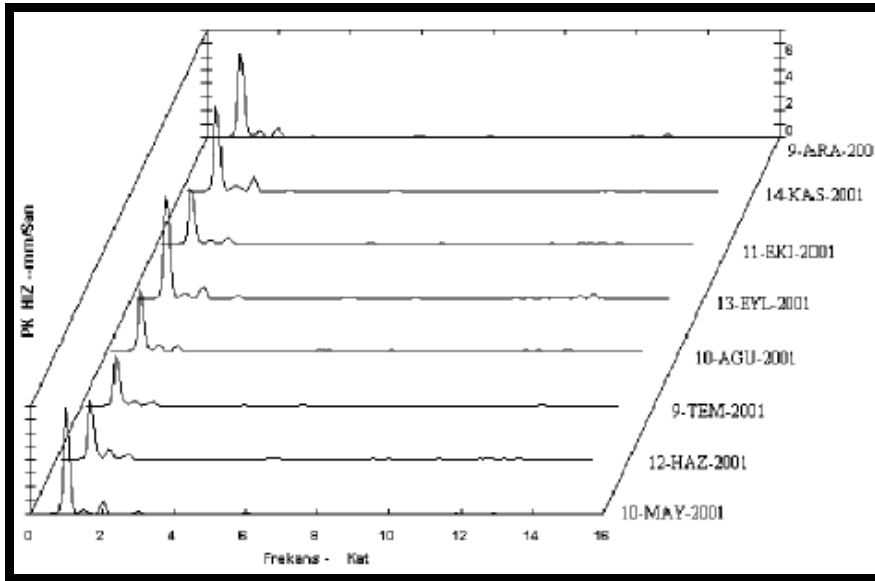
Makinede oluşan problem belirlendikten sonra bu probleme neden olan arıza araştırılır. Bu işlem elde edilen titreşim sinyallerinin incelenmesi ile gerçekleştirilir.

2.6.2.3. Düzeltme (Bakım-Onarım)

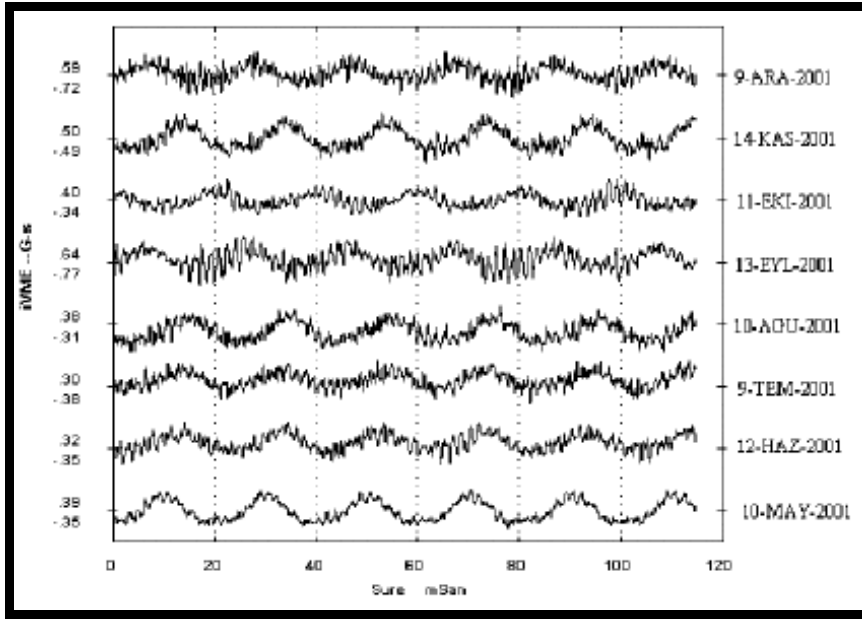
Olası arıza belirlendikten sonra bunu gidermek için işletme şartlarına en uygun zaman için bakım planlanır. Planlanan zamanda arızalı kısım sökülür, gerekli tamirat veya parça değişimi gerçekleştirilir. Günümüzde yaygın olarak gerçekleştirilen kestirimci bakım programı en genel hali ile verilerin toplanması ve değerlendirilmesinden oluşmaktadır. Veri toplamak için alt yapının oluşturulması ve toplanan verilerin değerlendirilmesi için yazılım kullanılmaktadır. Bu yazılım programı ile ölçümü gerçekleştirilecek makinelerin noktaları tanımlanır, bu noktalardaki titreşim spektrum analizörüne aktarılır. Aynı yolla ölçülen titreşim değerleri bilgisayara aktarılır ve yazılım yardımıyla gerekli değerlendirmeler yapılır.

2.6.3. Ölçümlerin değerlendirilmesi

Kestirimci bakım yazılımları önceki ölçümleri ve yeni ölçümü istatistiksel yöntemlerle değerlendirerek sonuç üretmektedir. Bunun için önce makinenin işletmeye yeni alındığı zamanki titreşim ölçümü (referans ölçüm), eğer bu mümkün olmamışsa izlemeye başlandığı andaki titreşim değerleri kaydedilmelidir. Yazılım bu ilk ölçümü referans olarak alır ve sonraki ölçümlerde bunu karşılaştırır. Ölçüm sonuçları spektrum (genlik-frekans) ve dalga form (genlik-zaman) grafikleriyle olarak görüntülenebildiği gibi titreşim ölçümlerinin değerlendirilmesinde en genel olanı o ölçüm noktasına ait geçmişe dönük ölçümlerin hepsini bir sekil üzerinde görüntülemek ve oluşan farklılıkları hemen görmektir. Bu hem spektrum (genlik-frekans) hem de dalga form (genlik-zaman) grafikleri için yapılmalıdır. (Şekil 2.13a, 13b)

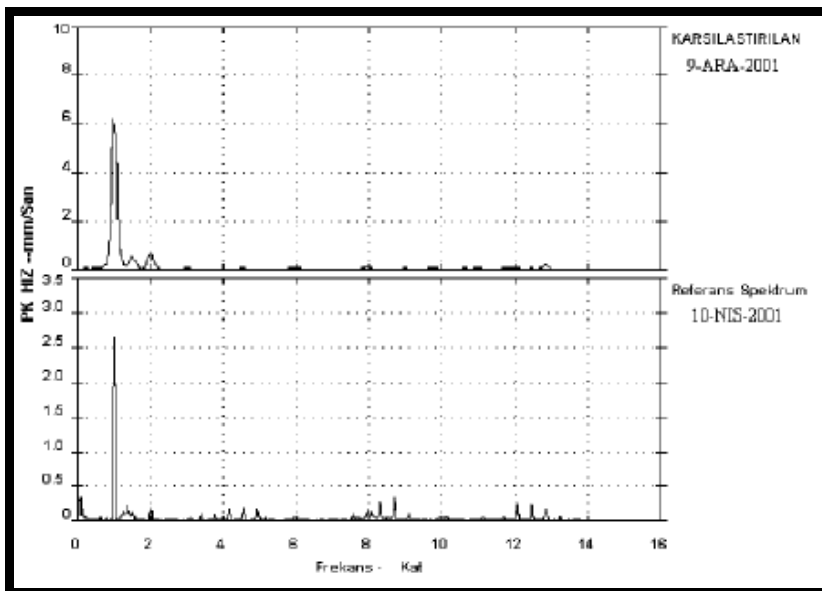


Şekil 2.13a Çoklu spektrum grafiği



Şekil 2.13.b Çoklu dalga form grafiği

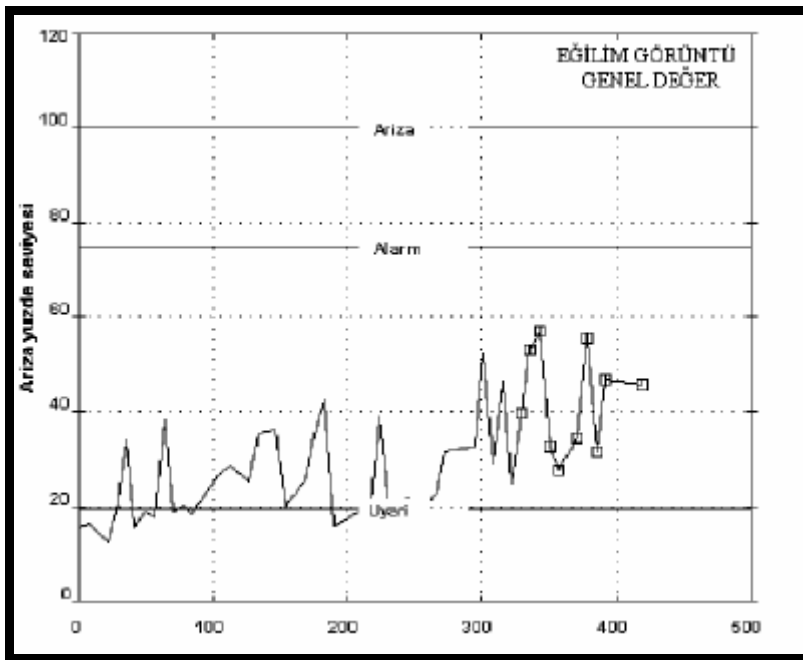
Ölçümleri değerlendirmede bir diğer yöntem ise yeni ölçümü referans ölçümle karşılaştırmak aradaki farkı tespit ettirmektir (Şekil 2.14).



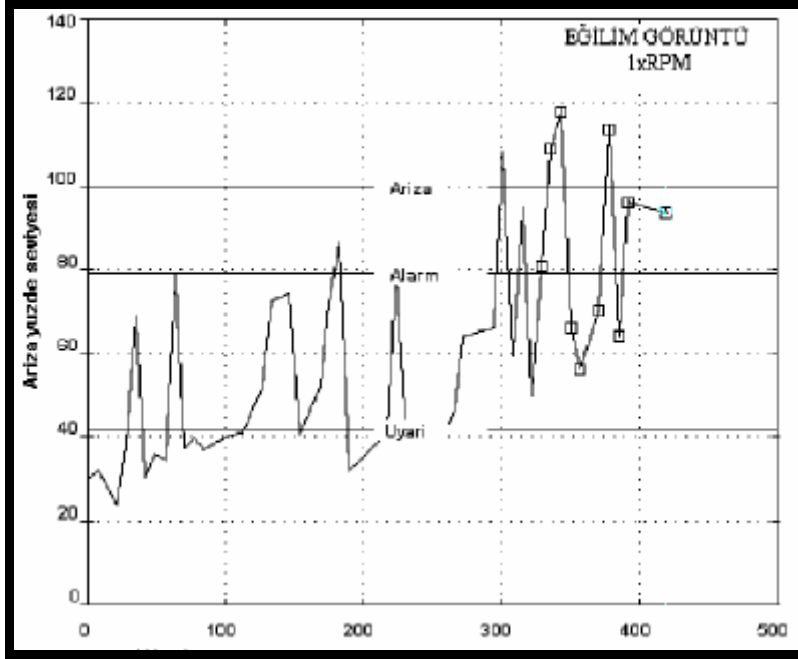
Şekil 2.14. Spektrum karşılaştırması

Kestirimci bakım yazılımlarının en önemli özelliklerinden birisi kullanıcı tarafından seçilen alarm uyarı ve arıza değerlerinin esas alarak ölçümlerin eğilimlerini

hesaplayıp muhtemel arıza zamanını kestirmesidir. “Genel değer eğilimi “ izlenebildiği gibi, “parametre eğilimleri” de izlenebilmektedir.(Şekil 2.15 ve 2.16) Bazı durumlarda “genel değer eğilimi” sağlıklı sonuç vermemekte, bu yüzden araştırılan arıza frekansının bandının eğilimine bakmak daha sağlıklı sonuçlar vermektedir. Şekil 2.15 ve 2.16’da bu durum açıkça görülmektedir. Titreşimin genel eğilimi normal sınırlarda kalmasına rağmen 1 x RPM (mil devri) parametre eğilimi arıza işareti vermektedir. İstenirse tüm parametrelerin eğiliminin tek grafikte çizildiği “ çoklu parametre eğilimi “ de izlenebilir



Şekil 2.15 Titreşim genel eğilimi



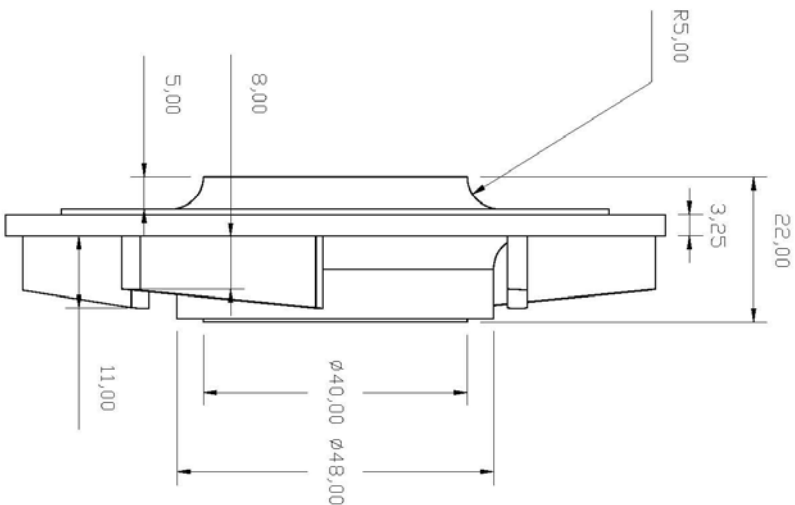
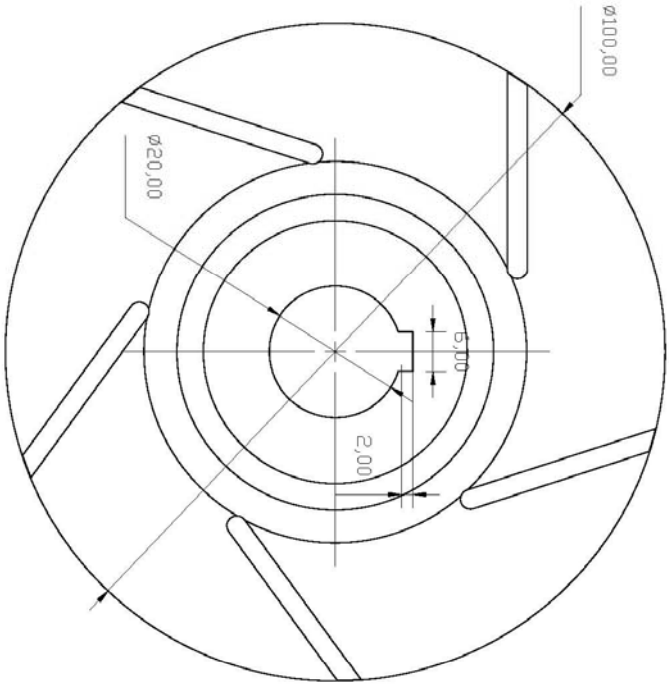
Şekil 2.16 Titreşim parametre eğilimleri

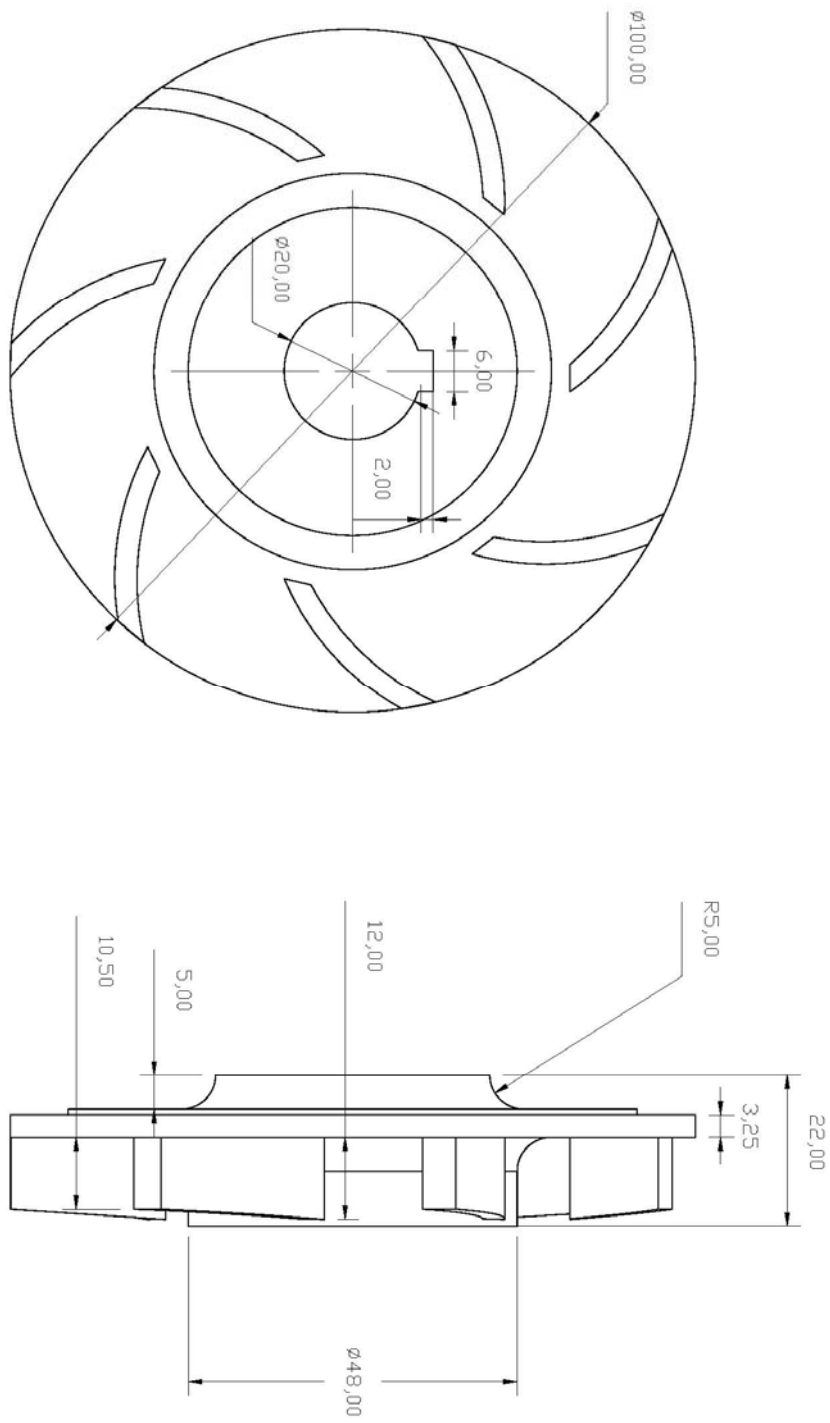
Sonuçları değerlendirirken hangi noktaların titreşimlerin daha büyük olduğunu karşılaştırmak için farklı noktaların spektrum, dalga form grafiklerini ve parametre eğilimlerini tek grafikte çizmek mümkündür. Bu yolla titreşimin nedeni daha kolay belirlenebilir.

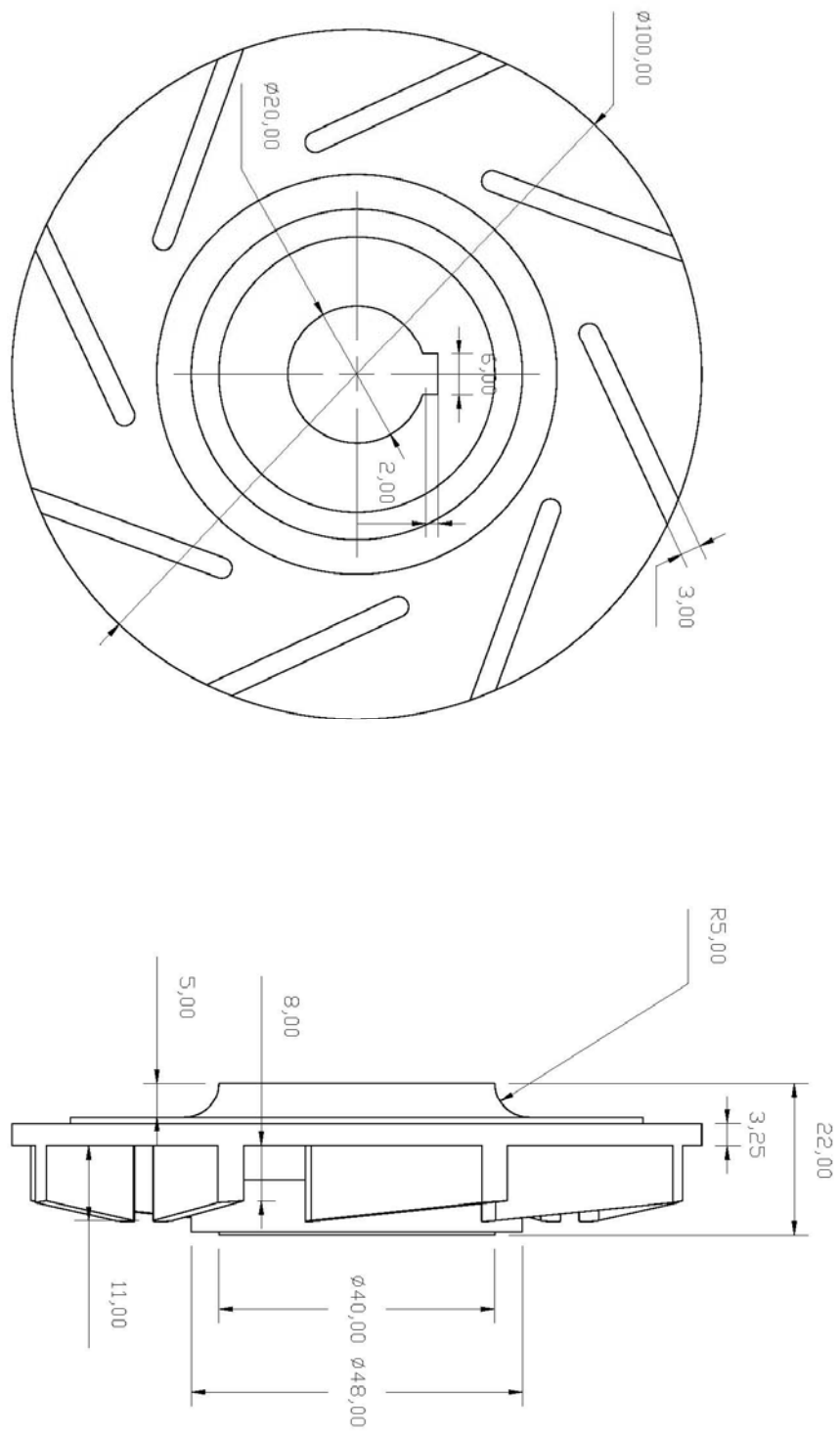
KAYNAKLAR

- [1] BAYSAL, B.K., Tam Santrifüj Pompalar Hesap, Çizim ve Konstrüksiyon Özellikleri, İ.T.Ü. Matbaası, sf. 4-5, İstanbul, 1975.
- [2] GÖKELİM, A.T., Endüstriyel Fan ve Kompresör Tesisleri, Birsen Yayınları, sf.1-2, İstanbul, 1983.
- [3] SUNGUR, C., BAL, G., Yüksek Güvenirlikli ve Hassasiyetli Bir Santrifüj Pompa Deney Standının Bilgisayar Kontrollü Olarak Geliştirilmesi, 3. Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu, Ankara, sf. 23, 18-20 Ağustos 2003.
- [4] KAYA, D., Eksenel Akışlı Açık ve Kapalı Pompa Çarklarının Pompa Performansına Etkisinin Deneysel Etüdü, Mühendis ve Makina, 43, 508, sf.20-24.
- [5] ÇAĞLAYAN, İ.H., Değişik Tip Pompalarda Titreşim Ölçüm ve Analizi ile Arıza Tanımı, 4. Pompa Kongresi ve Sergisi, İstanbul, sf.50-52, 2001.
- [6] ÇALIŞIR S., AYDIN C., MENGEŞ H. O., Derin Kuyu Pompaj Tesislerinde Titreşim Hızı ve Gürültü Düzeyinin Belirlenmesi. Selçuk Üniversitesi Ziraat Fakültesi Dergisi, 20, 38, sf.50-51.
- [7] ORHAN S., AKTÜRK N., ÇELİK V., Bir Santrifüj Pompa Rulmanlarının Çalışabilirliğinin Titreşim Analizi İle Belirlenmesi. G.Ü. Fen Bilimleri Dergisi, ISSN 1303-9709, 16, 3, sf.68-74, 2003.
- [8] TAŞEL R.G., Pompalarda Gürültü, 3. Pompa Kongresi, İstanbul, sf.67-68, 1998.

EKLER







ÖZGEÇMİŞ

Sıdıka Uzun Taşöz, 25.12.1982 de İstanbul' da doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini İstanbul'da tamamladı. 2000 yılında Çağlayan Süper Lisesi, Sayısal Bölümden mezun oldu. 2001 yılında Sakarya Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümüne girdi ve 2005 yılında mezun oldu. 2005 – 2007 yılları arasında Sakarya Yıldız Makina Döküm Kuy. San. ve Tic. Ltd. Şti.nde Talaşlı İmalat Sorumlusu olarak çalıştı. Şu anda Sakarya Yıldız Makina Döküm Kuy. San. ve Tic. Ltd. Şirketinde Üretim Müdürü olarak görev yapmaktadır.