

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

SANTRİFÜJ POMPALARDA ENERJİ VERİMLİLİĞİ

Mak. Müh. Abdülkadir SARIGÜL

FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Programında

Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Zehra YUMURTACI (Y.T.Ü.)

İSTANBUL, 2010

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ	vi
KISALTMA LİSTESİ	ix
ŞEKİL LİSTESİ	xi
ÇİZELGE LİSTESİ	xv
ÖNSÖZ.....	xvi
ÖZET	xvii
ABSTRACT.....	xviii
1. GİRİŞ.....	1
2. ENERJİ VERİMLİLİĞİ	4
2.1. Enerji Verimliliği Nedir?	4
2.2. Enerji Verimliliğine Neden İhtiyacımız Var?	4
2.3. Günümüzde Enerji Tüketimi	5
2.4. Tasarruf Potansiyeli.....	7
2.5. Enerji Verimliliğini Arttırmaya Yönelik Çalışmalar.....	7
2.5.1. Binalarda, Isıtma & Soğutma Sistemlerinde Enerji Verimliliği.....	8
2.5.2. Aydınlatma Sistemlerinde Enerji Verimliliği.....	8
2.5.3. Ev Aletlerinde Enerji Verimliliği	8
2.5.4. Ulaşımında Enerji Verimliliği	8
2.5.5. Sanayi Kuruluşlarında Enerji Verimliliği.....	9
2.6. Dünyada Enerji Verimliliği	9
3. SANTRİFÜJ POMPALAR	11
3.1. Santrifüj Pompa Tarihçesi	11
3.2. Pompa Endüstrisinin Varoluşu ve Gelişim Tarihçesi.....	13
3.3. Pompaların Tanıtımı ve Sınıflandırılması	18
3.4. Santrifüj Pompa Nasıl Çalışır?	23
3.5. Santrifüj Pompa Tipleri	25
3.5.1. Standart Pompalar (Tek Kademeli Salyangoz Gövdeli Pompalar).....	25
3.5.2. Çift Emişli Pompalar	25
3.5.3. Hermetik Sızdırmaz Pompalar.....	26
3.5.4. Sıhhi (Hijyenik) Pompalar	27
3.5.5. Atık Su pompaları.....	28
3.5.6. Yarı Dalgıç Pompalar	29
3.5.7. Sondaj (Kuyu) Pompaları	29
3.6. Santrifüj Pompalarda Enerji Kullanımı	29
3.7. Santrifüj Pompaların Özellikleri ve Karakteristikleri.....	30
3.8. Santrifüj Pompaların Karakteristik Eğrileri.....	33
3.8.1. Radyal Akışlı Pompaların Performans Eğrileri.....	37

3.8.2.	Eksenel Akışlı Pompaların Performans Eğrileri.....	37
3.8.3.	Karışık Akışlı Pompaların Performans Eğrileri	38
3.9.	Santrifüj Pompaların Kullanım Alanları.....	39
3.10.	Pompa Elemanları	44
3.10.1.	Mil	46
3.10.2.	Çark	47
3.10.3.	Aşınma Halkası	49
3.10.4.	Pompa Gövdesi.....	49
3.10.5.	Sızdırmazlık Elemanları	51
3.10.5.1.	Yumuşak Salmastra	52
3.10.5.2.	Mekanik Salmastra	56
3.10.6.	Yataklar ve Rulmanlar.....	60
3.10.7.	Kaplin	62
3.10.7.1.	Esnek Olmayan Kaplinler.....	63
3.10.7.2.	Esnek Kaplinler	64
3.10.7.2.1.	Elastomerli (Sentetik Kauçuklu, Elastik Elemanlı) Kaplinler.....	64
3.10.7.2.2.	Elastomersiz (Sentetik Kauçuk Bulundurmayan) Kaplinler	65
4.	POMPALAR İLE İLGİLİ KAVRAMLAR ve HESAPLARI.....	67
4.1.	Debi	67
4.2.	Güç ve Verim	69
4.3.	Efektif Güç	69
4.4.	Hidrolik Güç.....	69
4.5.	Gerçek Hidrolik Güç	70
4.6.	Net Hidrolik Güç	70
4.7.	Pompa Genel Verimi	71
4.8.	Benzeşim Yasaları (Afinite Kanunları).....	73
4.8.1.	I. Yasa.....	73
4.8.2.	II. Yasa	73
4.8.3.	III. Yasa	74
4.9.	En İyi Verim Noktası (BEP - Best Efficiency Point / Optimum Nokta)	75
4.10.	Özgül Hız (veya Özgül Devir Sayısı).....	77
4.11.	Kavitasyon ve NPSH.....	81
4.11.1.	Emmedeki Net Pozitif Yük (NPSH veya ENPY).....	83
4.11.2.	Emmedeki Gerekli Net Pozitif Yük (NPSH _R veya ENPY _G).....	85
4.11.3.	Emmedeki Mevcut Net Pozitif Yük (NPSH _A veya ENPY _M)	87
4.11.4.	Kavitasyon Kontrolü ve Emme Yüksekliğinin Hesabı.....	89
4.11.5.	Kavitasyon İçin Önlemler.....	90
4.12.	Sıvıların Özellikleri İle İlgili Kavramlar	96
4.12.1.	Yoğunluk	97
4.12.2.	Özgül Ağırlık.....	97
4.12.3.	Bağıl Yoğunluk	97
4.12.4.	Viskozite.....	98
4.12.4.1.	Newton Teorisi	101
4.12.4.2.	Viskozitenin Ölçümü.....	101
4.12.4.3.	Dinamik Viskozite.....	102
4.12.4.4.	Kinematik Viskozite	102
4.12.4.5.	Sıvılar	102
4.12.4.6.	Suyun Viskozitesi.....	103
4.13.	Basınç İle İlgili Kavramlar	103

4.13.1.	Atmosfer Basıncı	103
4.13.2.	Mutlak Basınç ve Gauge Basıncı.....	103
4.13.3.	Vakum	103
4.13.4.	Basma Yüksekliği.....	103
4.13.5.	Basınç, Basma Yüksekliği ve Yoğunluk İlişkisi	104
5.	SANTRİFÜJ POMPALARDA ENERJİ VERİMLİLİĞİ	106
5.1.	Santrifüj Pompalarda Performans Ayarı.....	111
5.1.1.	Kısmi Kontrolü	112
5.1.2.	Bypass Kontrolü	113
5.1.3.	Çark Çapını Değiştirmek	114
5.1.4.	Hız (Devir) Kontrolü	115
5.1.5.	Ayarlama Metodlarının Karşılaştırılması	117
5.1.6.	Pompa Sisteminin Toplam Verimi	120
5.1.7.	Örnek: Debi %20 Kadar Düşürüldüğünde Oluşan Rölatif Güç Tüketimi.....	120
5.2.	Pompa Karakteristiği Uygunluğu	128
5.3.	Debi Değişkenliği	129
5.4.	Boru Sistemleri	134
5.5.	Mevcut Pompaj Sistemlerinin Analizi	136
5.6.	Ömür Boyu Maliyet.....	137
5.6.1.	ÖBM Hesabına Bir Örnek	142
5.7.	Santrifüj Pompalarda Frekans Konvertörü İle Enerji Verimliliği	145
5.7.1.	FC Nedir?	146
5.7.2.	Affinite Kanunlarını Hatırlayalım	146
5.7.3.	Uygulama Prensibi	147
5.7.4.	Pompalarda Hız Kontrol Cihazı Uygulamasının Faydaları.....	147
5.7.4.1.	Pompa Çalışma Eğrileri ve Enerji Tasarrufu.....	148
5.7.4.2.	Enerji Tasarrufu.....	148
5.7.4.3.	Mekanik Faydalar	149
5.7.4.4.	Elektriksel Faydalar.....	149
5.7.4.5.	Redundancy (Süreklilik).....	150
5.7.4.6.	Esnek Haberleşme	150
5.7.4.7.	Hız Kontrollü Pompa Çözümleri ve Proses Sonuçlarına Faydaları	151
5.7.4.7.1.	Sabit Basınç Kontrolü.....	151
5.7.4.7.2.	Sabit Sıcaklık Kontrolü	153
5.7.4.7.3.	Bir Sirkülasyon Sisteminde Sabit Basınç Farkı.....	154
5.7.4.7.4.	Debiye Bağlı Basınç Farkı Kontrolü	155
5.7.4.7.5.	Debi Kontrolü.....	156
5.7.4.7.6.	Seviye Kontrolü.....	157
5.7.4.8.	LCC Bileşenlerinde İyileşmeler	157
5.7.5.	Intelligent Pump Control – Daha Çok Enerji Tasarrufu İçin Özel Fonksiyonlar	157
5.7.6.	Küçük FC' lerin Pompa Uygulamalarında Gider Tasarrufları	159
5.8.	Yüksek Ver. Motor Kullanımının Pompa Sist. Verimi Üzerine Etkileri.....	160
5.8.1.	Talep Tarafında Elektrik Kullanımı	160
5.8.2.	Motorların Sınıflandırılması	161
5.8.3.	3 Fazlı Asenkron Motorlar	161
5.8.4.	Motor Verimi	162
5.8.5.	Yüksek Verimli Motorlar	164
5.8.6.	Motorlarda Enerji Tasarrufunu Daha da Arttırmak İçin Neler Yapılmalı?... ..	168

5.8.7.	Yüksek Verimli Motorların Tasarımları.....	169
5.8.8.	Motor Verimini Etkileyen Faktörler.....	170
5.8.9.	Elektrik Motor Sistemlerinde Enerji Verimliliği Odakları.....	170
5.8.9.1.	Güç Kalitesi (Gerilim Dengesizliği).....	170
5.8.9.2.	Güç Kalitesi (Gerilim Dalgalanmaları)	171
5.8.9.3.	Motor Seçimi	171
5.8.9.4.	Motorlarda Isınma	172
5.8.9.5.	Güç İletim Sistemleri.....	172
5.8.9.6.	Motor Bakımı	173
5.8.9.7.	Motor İhtiyacımızı Nasıl Belirlemeliyiz?.....	173
5.8.9.8.	Motorlarımızı Ne Zaman ve Nasıl Onarmalıyız?	174
5.9.	Viskoz Sıvıların Pompalanmasının Santrifüj Pompa Verimine Etkileri	175
5.9.1.	Yüksek Viskoziteli Sıvı Taşıyan Pompalar İçin Pompa Eğrisi Düzeltilmeleri	176
5.9.2.	Hesaplama Örneği	180
5.9.3.	Yoğun ve Viskoz Sıvılar İçin Bilgisayar Destekli Pompa Seçimi	180
5.10.	Santrifüj Pompaların Verimli İşletilmesi İçin Kriterler.....	182
6.	ENERJİ TASARRUFUNA YÖNELİK UYGULAMA ÇALIŞMASI.....	191
7.	SONUÇLAR ve ÖNERİLER.....	217
KAYNAKLAR.....		219
ÖZGEÇMİŞ.....		223

SİMGE LİSTESİ

A	Borunun kesit alanı [m ²]
b	Hidrolik itme yüzeyi/temas yüzeyi [m ²]
Cos Φ	Elektrik motorunun güç faktörü
c _p	Daha düşük özgül ısı [J/g ^o C]
D	Çark çapı [m]
ENPY	Emmedeki net pozitif yük [m]
ENPY _G	Emmedeki gerekli net pozitif yük [m]
ENPY _M	Emmedeki mevcut net pozitif yük [m]
g	Yerçekimi ivmesi [m/s ²]
h	Yük kaybı [m]
H	Yük, basma yüksekliği, manometrik yükseklik [m]
hd	Dinamik basma yükü [m]
H _{dinamik}	Boru ve fitting, vana sürtünme kayıpları [m]
h _f	Sürtünme yük kaybı [m]
h _f	Emme devresindeki yük kayıpları toplamı [m]
h _{fd}	Basma sürtünme yük kaybı [m]
h _{fs}	Emme sürtünme yük kaybı [m]
h _L	Emme ve basma devresindeki kayıplar [m]
h _{Ld}	Basma devresindeki yük kayıpları toplamı [m]
h _{LS}	Emme devresindeki yük kayıpları toplamı [m]
H _m	Manometrik yükseklik [m]
H _{opt}	Optimum yükseklik [m]
h _p	Basınç yük kaybı [m]
h _{pd}	Basma basınç yük kaybı [m]
h _{ps}	Emme basınç yük kaybı [m]
H _s	Sistem yüksekliği [m]
H _{set}	Kontrol vanası için gerekli olan basıncı [m]
H _{statik}	Statik basma yüksekliği, düşey kot [m]
H _{toplam}	Toplam basma yüksekliği [m]
h _v	Hız yükü kaybı [m]
h _{vd}	Basma hız yükü kaybı [m]
h _{vp}	Buharlaşma basınç yük kaybı [m]
h _{vs}	Emme hız yükü kaybı [m]
H _W	Pompanın sıvının temiz su olması durumunda pompanın sağlayacağı basma yüksekliği [m]
I	Atalet momenti [m ⁴]
k	Doğrusal veya dışbükey izler arasındaki basınç dağılımını ifade eder
k	Boru iç yüzeyi ortalama pürüz yüksekliği [mm]

K	Lokal kayıp katsayısı
L	Boy [m]
M _a	Arıza maliyeti (üretim kaybı) [TL]
M _b	Bakım ve onarım maliyeti [TL]
M _{çev}	Çevre maliyeti [TL]
M _e	Enerji maliyeti [TL]
M _h	Yeniden işletmeye alma / hurdaya çıkarma maliyeti [TL]
M _i	İşletme maliyeti (işçilik giderleri) [TL]
M _{iyım}	İlk yatırım maliyetleri, satınalma fiyatı [TL]
M _m	Montaj ve işletmeye alma maliyeti [TL]
μ	Dinamik (mutlak) viskozite [Pa.s = N. s/m ² = kg/m.s]
n	Pompa devri [dev/dak]
NPSH	Net pozitif emme yüksekliği [m]
NPSH _A	Mevcut net pozitif emme yüksekliği [m]
NPSH _R	Gerekli net pozitif emme yüksekliği [m]
n _q	Özgül hız
n _s	Özgül hız
n _{ss}	Emme özgül hızı
ÖE	Özgül enerji [kWh/m ³]
p	Basınç [Pa = N/m ²]
P	Güç [W = J/s = N.m/s]
P _{2S}	Pompalanan sıvının su (katkılı) olduğu durumdaki çalışma noktasındaki (Q _S , H _S) mil gücü [W, kW]
P _{2W}	Pompalanan sıvının su olduğu durumdaki çalışma noktasındaki (Q _S , H _W) mil gücü [W, kW]
p _d	Basma basıncı [Pa]
P _d	Net Hidrolik Güç [W, kW]
P _e	Efektif Güç [W, kW]
P _h	Hidrolik Güç [W, kW]
Ph	Akışkan basıncı [Pa, bar]
P _i	Gereken giriş gücü [W, kW]
P _M	Motor gücü [W, kW]
P _m	Yay basıncı [Pa, bar]
PN	Nominal basınç veya anma basıncı [Pa, bar]
p _s	Emme tankındaki mutlak basınç [Pa, bar]
P _{set}	Gerekli basınç olan [Pa, bar]
P _t	Toplam basınç [Pa, bar]
p _v	Sıvının (çalışma sıcaklığındaki) mutlak buharlaşma basıncı [Pa, bar]
Q	Debi [m ³ /s, m ³ /h]
Q _{BP}	Bypass debisi [m ³ /s, m ³ /h]
Q _d	Çark çıkışında ölçülen debi [m ³ /s, m ³ /h]

Q_{\max}	Maksimum debi [m^3/s , m^3/h]
Q_{\min}	Minimum debi [m^3/s , m^3/h]
Q_{opt}	Optimum debi [m^3/s , m^3/h]
Q_s	Sistem debisi [m^3/s , m^3/h]
r, R	Yarıçap [mm, m]
Re	Reynolds sayısı
s	Et kalınlığı [mm]
S_k	Goemetrik basma yüksekliğinin toplam basma yüksekliğine oranı, sistem katsayısı
t	Sıcaklık [$^{\circ}C$]
$t_b [^{\circ}C]$	Daha yüksek kaynama noktası [$^{\circ}C$]
$t_f [^{\circ}C]$	Daha düşük donma noktası [$^{\circ}C$]
t_r	Dönüş borusu sıcaklığı [$^{\circ}C$]
u	Çevresel hız [m/s]
V	Hacim [m^3]
v	Akış hızı [m/s]
ν	Kinematik viskozitesi [cSt, $m^2 \cdot s^{-1}$]
v_d	Basma hattındaki sıvı hızı [m/s]
v_s	Sıvının emme flanşı kesitindeki hızı [m/s]
W	Ağırlık [Newton]
w_1	Kanat giriş bağıl hızı [m/s]
w_2	Kanat çıkış bağıl hızı [m/s]
z	Referans düzlemine göre düşey kot [m]
z_d	Statik basma düşey kot [m]
z_s	Statik emme düşey kot [m]
α	Katsayı
β	Daha yüksek genleşme katsayısı [$m/^{\circ}C$]
β_1	Kanat giriş açısı [$^{\circ}$]
β_2	Kanat çıkış açısı [$^{\circ}$]
γ	Özgül ağırlık [N/m^3]
ΔP	Akışkan basıncı ile dışarıdaki basınç (genellikle atmosfer basıncı) arasındaki fark [bar]
ε	Bağıl pürüzlülük
η	Verim
η_g	Pompa Genel Verimi
η_h	Hidrolik verim
η_m	Mekanik verim
η_v	Hacimsel verim veya volumetrik verim
λ	Boru sürtünme katsayısı
λ	Daha düşük ısı iletkenliği
μ	Dinamik viskozite [$Pa \cdot s = N \cdot s/m^2 = kg/m \cdot s$]
ρ, ρ_s	Sıvının, suyun yoğunluğu [kg/m^3]
ρ_b	Bağıl Yoğunluk

KISALTIMA LİSTESİ

°E	Engler Derecesi
BEP	Best Efficiency Point (En verimli nokta, en iyi çalışma noktası)
CAD	Computer-Aided Design (Bilgisayar Destekli Tasarım)
CEMEP	Comité Européen de Constructeurs de Machines Electriques et d'Electronique de Puissance (Elektrikli Makine ve Elektronik Güç Cihazları Üreticileri Avrupa Komitesi)
CFD	Computational fluid dynamics
cSt	Centi Stoke
DHS	Değişken Hız Sürücüsü
DIN	Alman Normu
DN	Diameter Nominal (Nominal çap veya anma çapı)
EFF	Efficiency
EHEDG	European Hygienic Equipment Design Group
EN	European Norms
ENPY	Emmedeki Net Pozitif Yük
ENPY _G	Emmedeki Gerekli Net Pozitif Yük
ENPY _M	Emmedeki Mevcut Net Pozitif Yük
EPDM	Etilen-propilen kauçuğu
FK	Frekans Konvertörü
HI	Hydraulic Institute
IEC	Uluslararası Elektroteknik Komisyonu (The International Electrotechnical Commission)
LCC	Life Cycle Cost
NEMA	Uluslararası Elektrik Üreticileri Birliği (National Electric Manufacturers Association)
NPSH	Net Positive Suction Head (net pozitif emme yüksekliği)
NPSH _A	Net Positive Suction Head Available (mevcut net pozitif emme yüksekliği)
NPSH _R	Net Positive Suction Head Required (gerekli net pozitif emme yüksekliği)
OECD	Organisation for Economic Co-operation and Development (İktisadi İşbirliği ve Gelişme Teşkilatı)
Opt	Optimum (En iyi, en verimli)
ÖBM	Ömür Boyu Maliyet

PI Kontrolör	Proportional-Integral (Oransal integral)
PN	Pressure Nominal (Nominal basınç veya anma basıncı)
PTFE	Politetrafloretillen
QHD	Qualified Hygienic Design
Rpm	Revolution Per Minute (Dakikadaki devir sayısı)
SSF	Saybolt Furol Saniyesi
SSU	Universal Saybolt Saniyesi
TEP	Ton Eşdeğer Petrol
TS	Türk Standardı
VFD	Variable Frequency Driver
VSD	Variable Speed Driver

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 2.1	Elektrik Enerjisi Tüketim Dağılımı – 2008..... 7
Şekil 2.2	Dünyada kullanılan enerji etiketlerinden örnekler 10
Şekil 3.1	Pompaların sınıflandırılması 19
Şekil 3.2	Dinamik pompaların sınıflandırılması 19
Şekil 3.3	Doğrusal hareketli pompaların sınıflandırılması 20
Şekil 3.4	Dönel hareketli pompaların sınıflandırılması..... 21
Şekil 3.5	Pompaların genel sınıflandırılması..... 22
Şekil 3.6	Tek kademeli bir santrifüj pompanın kesit resmi ve elemanlarının gösterimi ... 23
Şekil 3.7	Santrifüj pompada oluşan merkezkaç kuvvet..... 23
Şekil 3.8	Tek kademeli ayrılabilir gövdeli çift emişli pompa 26
Şekil 3.9	Manyetik kaplinli pompa 27
Şekil 3.10	Haddelenmiş paslanmaz çelikten yapılmış bir hijyenik pompa 28
Şekil 3.11	Pompa içinde basınç dağılımı..... 29
Şekil 3.13	Bir pompanın karakteristik eğrileri 33
Şekil 3.14	Dik ve yatık karakteristik eğrileri..... 34
Şekil 3.15	Kararlı ve kararsız performans eğrileri 35
Şekil 3.16	Santrifüj pompanın karakteristik eğrileri 36
Şekil 3.17	Radyal akışlı pompaların performans eğrileri 37
Şekil 3.18	Eksenel akışlı pompaların performans eğrileri..... 38
Şekil 3.19	Karışık akışlı pompaların performans eğrileri..... 38
Şekil 3.20	Uçtan emişli pompa..... 39
Şekil 3.21	Uçtan emişli pompaların performans eğrileri..... 40
Şekil 3.22	Kuru kuyu (dikey santrifüj) pompası ve dalgıç pompa..... 40
Şekil 3.23	Kuru kuyu (dikey santrifüj) pompası ve dalgıç pompa performans eğrileri 41
Şekil 3.24	Hat tipi santrifüj pompa..... 41
Şekil 3.25	In-line tip santrifüj pompanın performans eğrileri 42
Şekil 3.26	Çift emişli santrifüj pompaların performans eğrileri..... 43
Şekil 3.27	Türbin tipli derin kuyu pompalarının performans eğrileri 44
Şekil 3.28	Yatay santrifüj pompa ve elemanları..... 45
Şekil 3.29	Pompa şaftı 46
Şekil 3.30	Şaft burcu 46
Şekil 3.32	Farklı malzemeden yapılmış kapalı çarkların ön ve arka yüzleri..... 47
Şekil 3.33	Yarı açık ve açık çark 48
Şekil 3.34	Eksenel akışlı çark..... 48
Şekil 3.35	Çift emişli çark 48
Şekil 3.36	Aşınma halkası 49
Şekil 3.37	Pompa gövdesi 50
Şekil 3.38	Difüzör (sabit kanat)..... 50
Şekil 3.39	Mekanik salmastra kullanılan kademeli bir pompa..... 52
Şekil 3.40	Salmastraların örgü yapısı 54
Şekil 3.41	Pompa şaft boşluğuna salmastra atılması..... 56
Şekil 3.42	Yumuşak salmastra çeşitleri..... 56
Şekil 3.43	Mekanik salmastra ve elemanları 57
Şekil 3.44	Dengesiz mekanik salmastra 57
Şekil 3.45	Dengeli mekanik salmastra 58
Şekil 3.46	Mekanik salmastra elemanları..... 59
Şekil 3.47	Tank yardımıyla soğutulan mekanik salmastra 60

Şekil 3.48	Rulmanlarda kayma sağlayan elemanlar	60
Şekil 3.49	Kapalı ve açık rulman	61
Şekil 3.50	Rulman taşıyıcısı üzerindeki elemanlar	62
Şekil 3.51	Kaplin çeşitleri	63
Şekil 3.52	Tek ve iki parçalı esnek olmayan kaplinler	63
Şekil 3.53	Esnek kaplin	64
Şekil 3.54	Çeneli kaplinler	64
Şekil 3.55	Elastomersiz bir kaplin	65
Şekil 3.56	Izgaralı ve zincirli kaplinler	65
Şekil 3.57	Muhtelif kaplinlerin bağlantı ve çalışma konumları	66
Şekil 4.1	Pompa çıkış valfinin farklı oranlardaki açıklığında debi değişimi	68
Şekil 4.2	En iyi verim noktası (BEP)	75
Şekil 4.3	Çalışma noktası ve optimum nokta	76
Şekil 4.4	Çarkların çap oranına ve özgül hıza göre sınıflandırılması	79
Şekil 4.5	Özgül hıza göre dinamik pompa karakteristikleri	80
Şekil 4.6	Kavitasyonlu ve kavitasyonsuz çalışma arasındaki farklar	81
Şekil 4.7	Kavitasyona uğramış çark resmi	83
Şekil 4.8	Kavitasyonun tespit edilmesi	86
Şekil 4.9	Kavitasyon karakteristiği	87
Şekil 4.10	Emme derinliği olan devre	89
Şekil 4.11	Emme yüksekliği olan devre	90
Şekil 4.12	Kavitasyon oluşumu	91
Şekil 4.13	İndüser (ön impeller) kullanılan santrifüj pompa	93
Şekil 4.14	İndüserli ve indüseriz pompa akış ve NPSH	94
Şekil 4.15	Sıvı yüksekliği (su için)	104
Şekil 4.16	Basıncın yükseklik ve yoğunlukla ilişkisi	105
Şekil 5.1	Enerji tüketimi dağılımı	106
Şekil 5.2	Ömür boyu maliyet elemanlarının dağılımı	107
Şekil 5.3	Pompaj sistemi yapım maliyeti kalemleri	107
Şekil 5.4	Uçtan emmeli kend. yataklı 2900 d/d çalışan sant. pomp. için verim eğrisi	108
Şekil 5.5	Uçtan emmeli kend. yataklı 2900 d/d çalışan sant. pomp. için verim eğrisi	109
Şekil 5.6	Tek boruya uygun olarak bir tesisatta paralel iki pompa çalıştırılması	110
Şekil 5.7	İki pompaya uygun olarak yapılmış tesisat karakteristiği	110
Şekil 5.8	Pompa periyodik bakımlarının verime etkisi	111
Şekil 5.9	Pompa seçerken, çalışma nok. yük. ver. alanında olan bir pompa seçilmeli.	111
Şekil 5.10	Kısmi vanası, sistemdeki direnci artırır ve dolayısıyla debi azalır	113
Şekil 5.11	Bypass vanası, akışın bir kısmını pompadan geçirir ve dolayısıyla sistemdeki debi azalır	114
Şekil 5.12	Çark çapı düşürüldüğünde pompa karakteristiklerindeki değişim	115
Şekil 5.13	Farklı yaklaşım eşitlikleri için sistem karakteristikleri	117
Şekil 5.14	Pompaya seri bağlanmış kısmi vanası	118
Şekil 5.15	Pompanın karşısına bağlanmış bypass vanası	118
Şekil 5.16	Çark çapı ayarı	119
Şekil 5.17	Pompaya bağlı hız kontrolörü	119
Şekil 5.18	Kısmi Vanası, Bypass Vanası, On-Off Kontrol	120
Şekil 5.19	Nispi güç tüketimi – kısmi kontrolü	121
Şekil 5.20	Nispi güç tüketimi baypas kontrolü	122
Şekil 5.21	Nispi güç tüketimi çark çapının değiştirilmesi	122
Şekil 5.22	Nispi güç tüketimi hız kontrolü	123
Şekil 5.23	Örnek sistem şeması	124
Şekil 5.24	30 m ³ /h debili pompanın performans eğrisi	125

Şekil 5.25	Örnek sistem şeması.....	126
Şekil 5.26	Sistem eğrisi ve pompa performans eğrisi	127
Şekil 5.27	Emniyet faktörlerinin pompa seçimine etkisi.....	129
Şekil 5.28	Sistem karakteristiği iki öğeden oluşur: Statik yük. ve sürtüme kayıpları.....	131
Şekil 5.29	Bir dalgıç pompada debi ile özgül enerji değişimi.....	132
Şekil 5.30	Değişken devirli pompalarda sistem katsayısı ve devir sayısına bağlı olarak sistem verimlerinin değişimi	133
Şekil 5.31	Değişken devirli pompalarda sistem karakteristiğinin verime etkisi	134
Şekil 5.32	Boru çapı optimizasyonu.....	135
Şekil 5.33	Ömür Boyu Maliyet bileşenleri.....	137
Şekil 5.34	Endüstriyel bir sirkülasyon sistemindeki tipik ömür boyu maliyeti	138
Şekil 5.35	Bir pompa sistemini oluşturan bileşenler	139
Şekil 5.36	Dünya genelinde enerji tüketimi	140
Şekil 5.37	Yeni ve mevcut pompaların verimlerinin karşılaştırılması	141
Şekil 5.38	Yedek pompa, pompa arızalandığında üretimin devam etmesini sağlar.....	142
Şekil 5.39	Sabit ve değişken hızlı pompaların ömür boyu maliyeti.....	144
Şekil 5.40	Sabit ve değişken hızlı pompaların geri ödeme süreleri	144
Şekil 5.41	FK Hız ayarı sayesinde enerji tasarrufu prensibi	145
Şekil 5.42	Afinite kanunları dönüş hızı ve diğer büyüklükler arasındaki ilişkiyi belirtir. ..	146
Şekil 5.43	Farklı kontrol yöntemleri ile çalışma eğrilerinin değişimi.....	148
Şekil 5.44	Farklı yol verme yöntemleri ve karşılık gelen zaman – akım grafiği	149
Şekil 5.45	Hız kontrollü pompayla sisteme sabit basıncın sağladığı su temini sistemi	152
Şekil 5.46	Enjeksiyonlu kalıp makinesi ve geri dönüş borusunda sabit sıcaklık sağlayan bir sıcaklık kontrollü sirkülasyon pompasından oluşan sistem	153
Şekil 5.47	Sisteme sabit bir basınç farkı sağlayan hız kontrollü bir sirkülasyon pompasının kullandığı ısıtma sistemi.....	154
Şekil 5.48	Sisteme debiye bağlı bir basınç farkı sağlayan hız kontrollü bir sirkülasyon pompasının kullanıldığı ısıtma sistemi	155
Şekil 5.49	Üretilen elektriğin tüketim alanları	160
Şekil 5.50	Elektrik motorlarının sınıflandırılması.....	161
Şekil 5.51	Sanayide kullanılan elektrik motorlarının güç dağılımları.....	161
Şekil 5.52	Sanayide kullanılan elektrik motorlarının kullanım yerleri	162
Şekil 5.53	Verime karşı yük, güç faktörüne karşı yük (şematik çizim)	163
Şekil 5.54	Farklı motor ebatları için verim ve nominal yük arasındaki ilişki	163
Şekil 5.55	Elektrik motorlarında oluşan kayıplar.....	170
Şekil 5.56	Farklı verim sınıflarındaki motorlarda ısınma farklılıkları	172
Şekil 5.57	Klasik pompa sistemi ile enerji verimli pompa sistemi arasındaki farklılıklar..	173
Şekil 5.58	Motor gücü ve yıllık çalışma saatine bağlı olarak motorun değiştirilmesi veya tamir edilmesine karar verilmesi.....	174
Şekil 5.59	Sıcaklık artışına göre motor yalıtım ömrünün değişimi.....	175
Şekil 5.61	Yüksek viskoziteli sıvıda basma yüksekliği, verim ve güç değişimi.....	176
Şekil 5.62	Farklı debi, basma yüksekliği ve viskozite değerlerinde basma yüksekliği ve güç tüketimi için düzeltme faktörünü tespit etmek mümkündür.....	177
Şekil 5.63	Sistem için doğru pompayı seçerken pompa eğrisindeki düzeltme	179
Şekil 5.64	Pompa performans eğrileri	181
Şekil 5.65	Kaidesi üzerine oturtulmuş kaplin bağlantılı santrifüj pompa – motor sistemi .	182
Şekil 5.66	Emme tankının doldurulması ve ızgara kullanımı	183
Şekil 5.67	Santrifüj pompaların girişinde eksantrik redüksiyon	185
Şekil 5.68	Santrifüj pompaların girişinde konsantrik redüksiyon	185
Şekil 5.69	Pompa ile dirsek arasında boru kullanımı	186
Şekil 5.70	Pompa alıcı devresindeki eğim.	186

Şekil 5.71	Vakum çarklı santrifüj pompa.....	188
Şekil 5.72	Vakum çarklı santrifüj pompada keçe ile sızdırmazlık sağlanması	188
Şekil 5.73	Yatay ve dikey pompalarda vakum tankı	189
Şekil 5.74	Kendinden emişli santrifüj pompa	190
Şekil 5.75	Kendinden emişli bir pompanın havayı atması ve normal çalışma konumu.....	190

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1	Enerji Tüketimi ve Enerji Yoğunluğu'nun ülkemiz ve bazı diğer ülkeler için değerleri	6
Çizelge 3.1	Pompa endüstrisinin varoluşu ve gelişim tarihçesi	13
Çizelge 3.2	Santrifüj pompa elemanları	45
Çizelge 4.1	Motor gücü için seçilecek katsayı	72
Çizelge 4.2	Pompa devrinin değişmesiyle birlikte değişen değerler.....	74
Çizelge 4.3	Özgül hıza göre pompa tipleri.....	78
Çizelge 4.4	Suyun fiziksel özellikleri.....	99
Çizelge 4.5	Çeşitli viskozite birimleri arasındaki yaklaşık dönüşümler	100
Çizelge 4.6	Pompanın farklı yoğunluklarda sıvıları basması ile değişen parametreler.....	105
Çizelge 5.1	Avrupa Elektrik Makinaları ve Güç Elektroniği İmalatçıları Komitesi (CEMEP)'e göre motor verim sınıfları.....	166
Çizelge 5.2	CEMEP ile gönüllü anlaşma yapan ve yapmayan AB ülkelerinde ve Türk sanayisinde verim sınıflarına göre motor kullanımları.....	166
Çizelge 5.3	Yeni verim sınıfı isimlendirmelerinin karşılıkları.....	167
Çizelge 5.4	Gerilim dengesizliğinin motor verimine etkileri	170
Çizelge 5.5	Gerilim dalgalanmalarının motor verimine etkileri.....	171

ÖNSÖZ

Eğitim hayatımda benim için çok önemli bir basamak olan Yüksek Lisans derecemi almaya vesile olacak olan bu tez çalışmasında; sağladıkları bilgi ve yönlendirmeleri ile sürekli yeni bir yol, farklı bir bilgi keşfetmemi sağlayan, sürekli öğrenme ve araştırma yapmaya sevk eden, yapıcı kişiliği ile moralleri daima üst seviyede tutmaya destek olan Tez Danışmanım Sayın Yrd. Doç. Dr. Zehra YUMURTACI' ya sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Benim bu günlere gelmeme vesile olan, her sıkıntıma ve sevincime hiç çıkarsız ortak olan, maddi manevi her türlü destekleri ile sürekli yanımda olan muhterem Anneciğim, Babacığım ve sevgili ailemin tüm fertlerine sonsuz sevgi ve teşekkürler...

Benimle aynı dönemlerden geçtiği için içerisinde bulunduğum durumu çok iyi bir şekilde idrak ederek, destekleri ile beni yalnız bırakmayan, teorik bilgileri ile tez çalışmam esnasında sürekli önüme ışık tutan sevgili abim Elektrik Elektronik Yüksek Mühendisi Sn. Abdülaziz SARIGÜL' e sevgi ve teşekkürler...

ÖZET

SANTRİFÜJ POMPALARDA ENERJİ VERİMLİLİĞİ

Abdülkadir SARIGÜL

FBE Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı Enerji Programı Yüksek Lisans Tezi

Bu çalışma Makine Mühendisliği Bölümü Enerji Makineleri Yüksek Lisans Programı' nda Bitirme Tezi olarak yapılmıştır. Bu tez santrifüj pompalarda enerji verimliliğini ve enerji tasarrufunun önemini esas alan bir araştırma tezidir. Bu tez çalışmasında ilk olarak enerji verimliliğinin öneminden, enerjiyi verimli kullanmamızın gereklerinden, kamuoyunun enerji verimliliğine yaklaşımından ve yasal mevzuatlardan bahsedilmiştir. Sonraki kısımlarda santrifüj pompaların tarihçesi, çalışma prensipleri, temel tipleri ve elemanlarına değinildikten sonra pompalar ile ilgili kavramlar ve hesapları anlatılmıştır. Asıl konumuza temel teşkil eden bu anlatımları müteakip pompa performansının ayarlanması için kullanılacak yöntemler tartışılmış, sayısal örneklemeler ile bu yöntemlerin birbirlerine üstünlükleri incelenmiştir. Pompa sistemi bir bütün olarak dikkate alınmış ve performans ayarı için değişken hız sürücülerin ve yüksek verimli motor kullanımının önemine ve sağlayacakları tasarrufa çeşitli örneklemeler ile detaylı bir şekilde değinilmiş, ömür boyu maliyet faktörleri incelenerek sağlanabilecek tasarruflar tartışılmış ve sonuçlar irdelenmiştir.

Anahtar Sözcükler: Pompa, enerji verimliliği, değişken devirli pompa, pompaj verimliliği, performans optimizasyonu, yüksek verimli motorlar, ömür boyu maliyet.

JÜRİ

1. Danışmanın Unvanı, Adı Soyadı
 2. Tez Danışmanının Unvanı, Adı Soyadı
 3. Jüri Üyesinin Unvanı, Adı Soyadı
 4. Jüri Üyesinin Unvanı, Adı Soyadı
- Kabul Tarihi:
Sayfa Sayısı: 223

ABSTRACT

ENERGY EFFICIENCY OF CENTRIFUGAL PUMPS

Abdülkadir SARIGÜL

Institute of Science & Technology, Mechanical Engineering, Energy Department

Master Thesis

This study has been written as the thesis for Department of Mechanical Engineering, Master of Energy Machines Programme. This article is report on the topics of energy efficiency and importance of energy saving on centrifugal pumps. This study describes firstly, the importance of energy efficiency, why should using the energy efficiently, the public's approach to energy efficiency and legal regulations about this issue. Thereinafter, the history of centrifugal pumps, working principles, basic types and parts, terms and calculations of pumps are described. In addition to these core knowledge, the main topics were described in detail including: the methods for adjusting pump performance, comparison of these methods by using numerical examples. Pump system is dealt as a entire system and for performance adjustment, the importance of using frequency convertor and high efficiency motors are explained in detail. And some examples are given to show the savings after using this procedures. Life cycle costs are examined and results are explained in detail.

Key Words: Pump, energy efficiency, frequency convertor, pumping system efficient, performance optimization, high efficiency motors, life cycle costs.

JÜRİ

1. Danışmanın Unvanı, Adı Soyadı
2. Tez Danışmanının Unvanı, Adı Soyadı
3. Jüri Üyesinin Unvanı, Adı Soyadı
4. Jüri Üyesinin Unvanı, Adı Soyadı

Kabul Tarihi:
Sayfa Sayısı: 223

1. GİRİŞ

Ekonomik ve sosyal kalkınmanın en önemli girdilerinden biri enerjidir. Bu yönüyle enerji bir toplumun yaşam standardının yükseltilmesinde önemli rol oynar. Sürdürülebilir kalkınmanın sağlanması da yine enerji ile mümkündür. Ancak, enerji kaynaklarının en önemlisini oluşturan petrol, doğal gaz, kömür gibi fosil yakıt rezervlerinin hızla tükenmekte oluşu ve enerji tüketimindeki hızlı artışa bağlı olarak bu kaynakların yol açtığı ozon tabakasının incelmeye, sera gazı emisyonları gibi çevresel sorunlar enerji verimliliğini gündeme getirmiştir.

Sanayi ve teknoloji alanında yaşanan büyük gelişmelerle birlikte enerjinin kullanımı ve maliyetleri giderek artmıştır. Bu amaçla, tüm dünyada enerji verimliliğini artırmaya yönelik çalışmalar yoğunlaştırılmıştır. Enerjiyi üretmek kadar, üretilen enerjiden verimli şekilde faydalanmak da artık ülkelerin önemli konularından biri haline gelmiştir.

Dünya gündemindeki en önemli üç enerji sorunu küresel ısınma ve iklim değişiklikleri, petrol fiyatlarının aşırı artışı ve enerji kaynaklarının verimli kullanımı ile enerji arz güvenliğinin sağlanması olarak belirlenmiştir. (<http://www.enerji.gov.tr/>)

Enerji verimliliği; enerji girdisinin üretim içindeki payının azaltılması, aynı üretimin daha az enerji tüketerek gerçekleştirilmesidir. Bir başka tanımda ise enerji verimliliği; binalarda yaşam standardı ve hizmet kalitesinin, endüstriyel işlemlerde ise üretim kalitesi ve miktarının düşüşüne yol açmadan enerji tüketiminin azaltılmasıdır, şeklinde ifade edilir.

Ülkemizde enerji ihtiyacı, nüfus artışına ve sanayideki gelişmelere paralel olarak gün geçtikçe artmakta ve enerji kaynakları bu ihtiyacı karşılayamamaktadır. Enerji talebinin büyük bir kısmını ithalatla karşılayan ülkemizde bu durumun kalkınma ve sanayileşmede bir engel oluşturmaması için enerjinin verimli kullanılması önemli hale gelmiştir. Yapılan çalışmalara göre sadece enerjiyi verimli kullanarak yıllık enerji tüketiminin %30' u kadar tasarruf sağlanacağı ifade edilmektedir. (HI Databook, 1979)

Türkiye'nin 2006 yılı toplam enerji tüketimi 72 milyon TEP (Ton Eşdeğeri Petrol) olup, bunun %40' ı sanayide tüketilmektedir. Yapılan çalışmalar sanayi sektöründe %20 mertebesinde bir enerji tasarruf varlığını göstermektedir. (<http://www.enerji.gov.tr/>)

Ülkemizde enerjinin etkin kullanılması, israfın önlenmesi, enerji maliyetlerinin ekonomi üzerindeki yükünün hafifletilmesi ve çevrenin korunması için enerji kaynaklarının ve enerjinin kullanımında verimliliğin artırılması amacıyla hazırlanan 5627 sayılı Enerji Verimliliği Kanunu, 2 Mayıs 2007 tarih ve 26510 sayılı Resmi Gazete'de yayımlanmıştır.

Toplumdaki enerji kültürünün ve verimlilik bilincinin geliştirilmesinin sağlanması halinde ülkemizde 2010 yılına kadar yılda 2,5 milyar TL enerji tasarruf etme imkanı bulunmaktadır. Ayrıca ülkemizde 2008 yılı “Enerji Verimliliği Yılı” olarak ilan edilmiş olup, enerjinin ve suyun verimli kullanılması amacıyla, “En-Ver” enerji verimliliği projesi ile su verimliliği konusunda “Su-Ver” projesi uygulanmak suretiyle toplumun eğitimi ve bilinçlendirilmesi için çalışmalar sürdürülecektir. (<http://www.eie.gov.tr/>)

Enerji konusunda sağlanan her bir birim tasarrufun, enerji için yapılacak harcamaları 2,5-3 birim azalttığı yapılan çalışmalarda hesaplanmıştır.

Enerji verimliliği konusunda; binalarımızın yalıtılması, enerji verim sınıfı yüksek elektrikli ev aletlerinin kullanılması, sanayide aynı enerji ile daha fazla üretim sağlayabilecek tadilat ve yenileme projelerinin uygulanması, gereksiz aydınlatmaların önlenmesi ile verimliliği yüksek uzun ömürlü lambaların kullanılması, ulaşımda, taşıt araçlarında ve ısınmada enerjinin verimli kullanılması gerekmektedir.

En büyük tasarrufun sanayide yapılabileceği de unutulmamalıdır. Hızla gelişen ülkemizde her geçen gün yeni kurulan endüstriyel işletmeler mevcuttur. Her yeni kurulan işletme de ülkemizin enerji sıkıntısına biraz daha yük getirmektedir. Türkiye’ de toplam net elektrik tüketiminin yaklaşık %36’ sı sanayide olmaktadır. Amerikan Hidrolik Enstitüsü’ nün yaptığı bir araştırmada gelişmiş ülkelerde tüketilen enerjinin %20’ si pompalar tarafından tüketilmektedir. İyi bir sistem dizaynı ve uygun pompaların seçimi ile bu enerjinin %30’ unun tasarruf edilebileceği açıklanmıştır. (Europump-HI, LCC manual)

Bu değerlerin etkisi ve yönlendirmeleri ışığında bu tez çalışmasında sanayide tüketilen elektrikte büyük bir paya sahip olan santrifüj pompaların enerji tüketim oranları araştırılmış, santrifüj pompalarda enerji verimliliği ve tasarrufun önemine değinilmiş, enerjiyi verimli kullanmamızın gereklerinden bahsedilmiştir. Santrifüj pompaların tarihçesi, çalışma prensipleri temel tipleri ve elemanlarına değinildikten sonra pompalar ile ilgili kavramlar ve hesapları anlatılmıştır. Daha sonra da pompa performansının ayarlanması için kullanılacak yöntemler tartışılmış, sayısal örnekler ile bu yöntemlerin birbirlerine üstünlükleri incelenmiştir. Pompa sistemi bir bütün olarak dikkate alınmış ve performans ayarı için değişken hız sürücülerin ve yüksek verimli motor kullanımının önemine, faydalarına ve sağlayacakları tasarrufa çeşitli örneklemeler ile detaylı bir şekilde değinilmiştir. Ömür boyu maliyet faktörleri incelenerek sağlanabilecek tasarruflar tartışılmış ve sonuçlar irdelenmiştir.

Bu tez çalışmasında ortaya çıkan sonuçların uygulanması sonucunda santrifüj pompalarda harcanan enerji miktarı düşürülecek, enerji arz güvenliğinin sağlanması ile enerji yatırım ihtiyaçlarımız ve ithalat bağımlılığımız azalacak, ekonomik büyümenin iyileştirilmesine ve temiz çevrenin korunmasına önemli katkılarda bulunacaktır. Kısacası enerji verimliliği bilincinin toplumun her kesiminde yaygınlaştırılması ile bir yaşam biçimi olarak hayatımızın her alanına taşımamız gerekmektedir.

2. ENERJİ VERİMLİLİĞİ

2.1. Enerji Verimliliği Nedir?

Enerji verimliliği, enerji tüketiminin üretilen miktarı ve ekonomik dengeleri sarsmadan düşürülmesiyle sağlanır. Bunu mümkün kılmamanın yolları enerji tüketimi sırasında oluşan kayıpları önlemek, atıkları geri kazanım yollarıyla yeniden kullanılabilir hale getirmek ve teknolojik yeniliklerle verimi arttırarak tüketimi düşürmekten geçer.

Enerji verimliliğinin sağlanmasındaki en güçlü faktör enerji tasarrufudur. Enerji tasarrufunda ana fikir enerji üretimi ve tüketimi sırasında oluşan atıkların geri dönüştürülmesi ve performansı düşürmeden enerji kayıplarını en aza indirmektir.

Enerji tasarrufunu iki şekilde gerçekleştirebiliriz. İlk olarak günlük hayatımızda doğrudan enerji tasarrufu sağlayan aletleri tercih edip, günlük alışkanlıklarımızı enerjisi daha verimli kullanmaya yönelik değiştirerek bu konuda bireysel olarak büyük bir adım atabiliriz. İkinci yol olarak da kullandığımız eşyaları tam olarak eskimeden değiştirmeyip üretim talebini azaltmak; enerji tüketiminde kayıpları en aza indirecek yerleşim planı uygulamak ve daha az enerji tüketen teknolojiler kullanmak gibi enerji verimliliğini dolaylı yollardan arttıracak yöntemlere başvurabiliriz.

2.2. Enerji Verimliliğine Neden İhtiyacımız Var?

Enerji tüketimi gelişme ve büyümeyle paralel olarak büyümektedir. Günlük hayatımızın hemen hemen her parçasıyla iç içe olan enerji tüketimi modern yaşamın vazgeçilmez faktörlerinden birisi olmuştur.

Enerji tüketiminin hayatımızda bu kadar büyük bir yer kapladığı bir dönemde fosil yakıtlarının çevreye olan etkisini göz ardı etmemeliyiz. Gün geçtikçe artan fosil yakıtı tüketiminin çevreye olan etkileri artık bilimsel olmaktan öte gözle görülür bir hal almış bulunuyor. Enerji tüketimi alışkanlıklarımızı değiştirmedığımız sürece, hali hazırda içinde bulunduğumuz çevre krizi geri dönüşü olmayan bir çıkmaza girecektir. Enerji verimliliğinde başarılı olmak için yenilenebilir enerji kaynakları ve enerji tasarrufu konularına dikkat etmemiz gerekiyor. Bu konuda insanların bilinçlendirilip yeni alışkanlıklar kazandırılması ve bunların yayılması gerekiyor.

Enerji verimliliği konusunda amaca ulaşmak ve yeni öğretilerin getireceği yeni alışkanlıkların yayılmasını sağlamak için herkese bir rol düşüyor.

2.3. Günümüzde Enerji Tüketimi

İçinde bulunduğumuz dönemde halen büyüme ve gelişme aşamasında olan ülkemiz; sanayileşme faaliyetleri, artan nüfus ve yükselen yaşam standartları sayesinde, her yıl artan bir enerji tüketimi grafiğine sahiptir. 2003 yılındaki fosil yakıt tüketimimiz 83,3 milyon ton petrole eşdeğerdir. Aynı yıl içinde toplam enerji ihtiyacımızın %70' i dışarıdan temin edilmiştir. Bu hızla ilerleyen talep artışları göz önünde bulundurulduğunda 2020 yılına gelindiğinde enerji ihtiyacımızın yalnızca %22' sini yerli üretimle sağlayabileceğiz. Bu yüzden temel hedeflerimizden biri de enerji kaynakları bakımından büyük ölçüde dışarıya bağlı olan ülkemizin enerji ihtiyacını güvenilir ve ekonomik olarak sağlamaktır. Bunu sağlamak içinde enerjinin verimli kullanılmasını sağlamak ve bu alışkanlıkları yaymak en önemli yöntemlerden biridir. (Ertöz, 2003)

Enerji verimliliği konusunda başarılı olmak için en etkili kavramlardan birisi de Enerji yoğunluğu kavramıdır. *Enerji yoğunluğu, birim enerji miktarından üretilen birim ekonomik değerdir.* Bu değer kişi başına üretilen enerji miktarını temsil eder ve tüm dünyada enerji verimliliği konularında kullanılan bir araçtır.

Enerji tüketiminde asıl amaç az enerji tüketimiyle çok ekonomik değer yaratabilmektir. Enerji verimliliğini sağlamak için en temel etken enerji yoğunluğunun düşürülmesidir. Ülkemizde kişi başına enerji tüketimi OECD ülkelerinde kişi başına düşen ortalamanın 1/5' i oranındadır. Enerji yoğunluğu miktarı da OECD ülkelerinin ortalamasının iki katı kadardır. Ülkemizde gerçekleştirilen enerji yoğunluğunu düşürme çabaları henüz sonuç vermemiştir.

Uluslararası Enerji Ajansı' nın verilerine göre gelişmiş ülkelerde enerji yoğunluğu değerleri 0.09 – 0.19 arasında değişirken bu değer ülkemizde 0.38' dir. Azalma eğilimi göstermeyen ve ortalamanın oldukça üstünde olan bu değer, ülkemizde enerji verimliliği konusunda büyük adımlar atmamız gerektiğinin bir göstergesidir.

Çizelge 2.1. Enerji Tüketimi ve Enerji Yoğunluğu'nun ülkemiz ve bazı diğer ülkeler için değerleri (<http://www.eie.gov.tr/>)

Ülke	GDP (milyar \$)	Tüketim (milyon TEP)	Enerji yoğunluğu	Kişi başına tüketim (TEP/nüfus)
Türkiye	190,3	72,5	0,38	1,06
Japonya	5 648	520,7	0,09	4,09
ABD	8977,9	2281,5	0,25	7,98
Yunanistan	144,8	28,7	0,20	2,62
OECD	27880,9	8970	0,19	4,68
Dünya	34399,8	10029	0,29	1,64

* 1 TEP = 11.620,0 kWh

Bu konu ülkemizin içinde bulunduğu AB uyum sürecinde yerine getirmek zorunda olduğu yükümlülükler konusunda da büyük öneme sahiptir. 2003 yılında hazırlanan Katılım Ortaklığı Belgesi'nde enerji verimliliğinin sağlanması ve mevzuat uyumunun sağlanması konusunda önemli kararlar alınmıştır.

Etkin bir enerji verimliliği program uygulanması, bu konuda insanların bilgilendirilmesi ve uluslararası yükümlülüklerin yerine getirilmesi kaçınılmaz hale gelmiştir. Bunları gerçekleştirebilmek için 5627 Enerji Verimliliği Kanunu, 02 Mayıs 2007 tarihli 26510 sayılı Resmi Gazete' de yayınlanarak yürürlüğe girmiştir. Yeni yasal düzenlemelerle birlikte aşağıdaki değişikliklerin gerçekleşmesi beklenmektedir:

- Binaların yıllık tükettikleri enerji miktarı belirlenecek.
- Binaların tesisatları düzenli olarak denetlenecek.
- Her binaya ait bir enerji pasaportu olacak.
- Binalarda enerji akışını takip etmek için takip sistemleri kullanılacak.
- Kanun dahilindeki endüstriyel işletmelerde ve binalarda enerji yönetiminden sorumlu olan enerji yöneticileri bulundurulacak.

2.4. Tasarruf Potansiyeli

Enerji tüketiminin en yüksek olduğu sektörlerde %20 – 30 civarında enerji tasarrufu potansiyel bulunmaktadır. Yaklaşık %15 olan elektrik tasarruf potansiyeli ile bir yılda 6,5 milyar TL değerindeki doğal gaz santral yatırımı önlenebilir. Bu sayede yılda 3,0 milyar USD değerinde doğal gaz ithal edilmeyebilir. (<http://www.cemep.org/>)

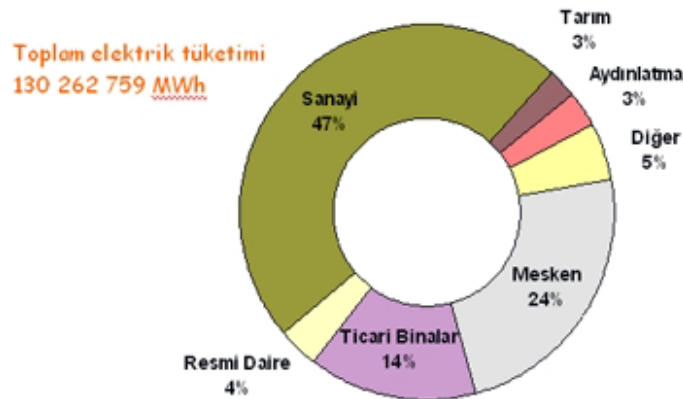
Binaların ısıtma ve soğutmasında %35, ulaşımda %15 olan tasarruf potansiyeli geri kazanıldığında yılda 1,4 milyar USD değerinde petrol ve doğal gazın ithal edilmesine gerek kalmaz.

Yeni kanun ve düzenlemeler sayesinde Türkiye' nin enerji yoğunluğu değerinin %15 azalması hedefleniyor. %15 değerinde bir enerji yoğunluğu azalması ile daha üretimde artış gözlenecek, enerji ithalatımız azalacak ve çevresel krizi engellemek adına büyük bir adım atılmış olacaktır.

2.5. Enerji Verimliliğini Arttırmaya Yönelik Çalışmalar

Enerji tesisatlarında ve binalarda kullanılan birçok ekipmanın performans derecelendirilmesi yapılarak etiketlenecek. Böylece enerji verimliliğine uygun olmayan ürünler piyasadan çekilecek ve enerji verimliliği sağlayan ürünlerin üretimi için finans mekanizmaları oluşturulacak. Ayrıca tüketici bilinçlendirilerek bu ürünleri tercih etmeleri sağlanacak.

Elektrik üretimi ve dağıtımını sırasında oluşan kayıpları önlemek ve elektrik üretiminde kapasiteyi ve verimliliği arttırmak için yeni düzenlemeler üzerinde durulacak.



Şekil 2.1. Elektrik Enerjisi Tüketim Dağılımı – 2008 (<http://www.eie.gov.tr/>)

2.5.1. Binalarda, Isıtma & Soğutma Sistemlerinde Enerji Verimliliği

Evlerde tüketilen enerjinin en büyük kısmı iç mekan ısıtması için kullanılmaktadır. Türkiye’de bir evin faturalara harcadığı miktarın %45’ i ısıtma-soğutmasına harcanmaktadır. Binaları ısıtmak için kullanılan enerjiden tasarruf etmek, ısının iç ortamda muhafaza edilmesiyle sağlanır. Isının binanın içinde kalması için bina yalıtımının eksiksiz yapılmış olması gerekir. Binalarda dış duvardan %40, çatılardan %7, döşemelerden %6 ve kapılardan %17 civarında ısı kayıpları olmaktadır. Bina yalıtımı ile bu oranlarda %50 değerinde düşüş gözlemlenebilir. (Özgür, 2008)

2.5.2. Aydınlatma Sistemlerinde Enerji Verimliliği

Aydınlatma sistemleri istisnasız her binada bulunan sistemlerdir. Ülkemizde tüketilen elektrik enerjisinin %20’ si aydınlatma için kullanılmaktadır. Aydınlatma sistemlerinde enerji tasarrufu, görsel konforu düşürmeden minimum aydınlık seviyesini kullanarak sağlanır. Bunun için ekonomik ampuller gibi yüksek verimli ekipman kullanılmalıdır. Normal bir ampul yerine az enerji kullanılan bir ampul kullanarak %80 oranında enerji tasarrufu yapılabilir. (Özgür, 2008)

2.5.3. Ev Aletlerinde Enerji Verimliliği

Evimizde kullandığımız elektrikli aletlerin tükettiği enerjiyi konfor seviyesini düşürmeden azaltmak mümkündür. Elektrik verimli cihazları kullanarak faturanızda gözle görülür bir düşüş fark edebilirsiniz. Tasarruflu ürünlere vereceğiniz para, uzun vadede size daha fazla kazanç olarak geri dönecektir. (Özgür, 2008)

2.5.4. Ulaşımında Enerji Verimliliği

Ülkemizde üretilen enerjinin yaklaşık %20’ si ulaşım sektöründe kullanılmaktadır. 2005 yılında kaydedilen oran % 19, 7 olup sanayi ve konut sektöründen sonra 3. sırada yer almaktadır. Ayrıca ulaştırma sektöründe enerji olarak petrol bazlı ürünler kullanıldığı için bu yönden dışarıya bağlı bir sektördür. (Özgür, 2008)

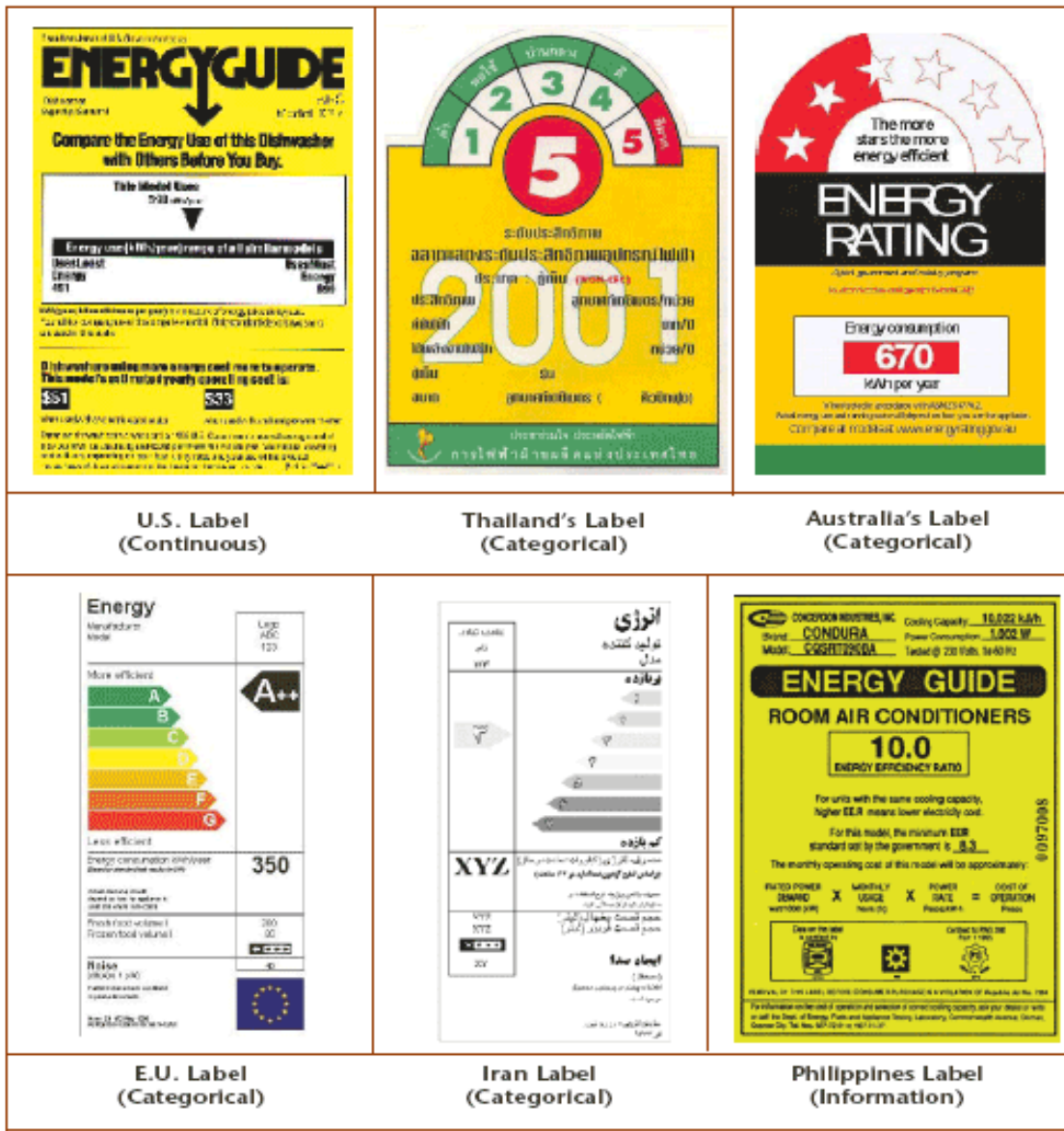
2.5.5. Sanayi Kuruluşlarında Enerji Verimliliği

Sanayi kuruluşlarının enerji verimliliği konusunda başarılı bir grafik çizmesi uluslararası rekabet açısından çok önemlidir. Sanayi kuruluşlarında enerji verimliliğini makul seviyelere çekmek için yalıtımdan hammadde özelliğine kadar birçok konuda çalışmalar yapmak gerekmektedir.

Bunların yanında elektrik tasarrufu sağlamak için süren çalışmalar mevcuttur. Yeni uygulamalar ve değerlendirmeleri içeren bu çalışmalar talep yönetimi olarak adlandırılmaktadır. Talep yönetimi 3 yöntemle uygulanabilir. Bu yöntemlerden ilki teknik önlemlerdir. Teknik önlemler yüksek verimli motorlar, soğutma sistemleri ve bina yalıtımı gibi alanları içerir. İkinci yöntem bilgilendirmedir. Hazırlanan teknik belgelerle tüketici bilinçlendirilir. Danışmanlık hizmetleri, eğitim kursları ve seminerler gibi bilgilendirici birçok faaliyet bu aşamaya dahildir. Üçüncü yöntem de tarifelerde farklılıklara gidip tüketim alışkanlıklarını değiştirmektir. (İTO, 2000)

2.6. Dünyada Enerji Verimliliği

Dünyada enerji verimliliği çalışmaları pompalardan önce, elektrik ampulleri, buzdolapları, çamaşır makineleri, fırınlar gibi ev aletlerinde enerji verimlilikleri tarif edilerek enerji verimi endekslerini belirten etiketlerin mamuller üzerine konulması mecburi olmuştur. Avrupa topluluğunda ($P < 2,5$ kW) sirkülasyon pompalarının da mecburi olarak etiketlenmesi son aşamaya gelmiştir. Sirkülasyon pompalarında enerji verimliliği sınıfının pompa etiketine yazılması halen Almanya' da mecburidir. Şekil 2.2' de dünyada muhtelif ülkelere ait enerji verimliliği etiketleri görülmektedir. (<http://www.cemep.org/>)



Şekil 2.2 Dünyada kullanılan enerji etiketlerinden örnekler (<http://www.cemep.org/>)

3. SANTRİFÜJ POMPALAR

3.1. Santrifüj Pompa Tarihiçesi

Brezilyalı asker ve aynı zamanda bilim tarihçisi olan Reti' ye göre santrifüj pompa olarak ifade edilebilecek ilk makinenin bahsine 1475 yılının ilk zamanlarında Rönesans Çağı Mühendislerinden İtalyan Francesco ve Giorgio Martini' nin bilimsel bir tezinde rastlanmaktadır. Gerçek santrifüj pompalara 1600' lü yılların sonlarına, Denis Papin düz çarklı bir tane yapana dek rastlanmamıştır. Açılı çark ilk olarak 1851 yılında İngiliz mucit John Appold tarafından bulunmuştur. (World Pumps, 2009)

➤ World Pumps

On yıl önce World Pumps Mısırlıların milattan önce 2000 yılında “ Shadoof ” adlı ilk pompayı icatlarından günümüze kadar olan pompa endüstrisini anlatan kısa bir yazı yayımladı.

Elli yıl önce, pompalardaki teknik gelişmeleri gündeme getirmek amacıyla Trade & Technical Press dergisi yayımlanmaya başladı. Aynı amaçla kurulmuş olan dergi “ Pumping ” çok uzun ömürlü olamadı ve 1965 yılında yerini, yeni kurulmuş EUROPUMP topluluğuna yakın olan Pan-European Pumps, Pumpes, Pompes ve Pumpen' e bıraktı.

Son onyediy yıl boyunca pompa endüstrisi artarak daha uluslar arası bir hal aldı ve 1982' de yayıncı bu eğilime düzenli yayınlanan Word Pumps' ın basımını durdurarak dikkatleri çekti.

İnsanoğlu bir çok tip pompayı yaklaşık 4000 yıldır kullanıyor. Aslında teknolojideki çok önemli gelişmelere dönüp bakarsak son 50 yılın bu süre içerisinde çok önemli bir payı oluşturduğunu göreceğiz. 1959'da tüm temel pompa dizaynları tanıtılmış ve ticari olarak üretilmeye başlanmıştı. Bakalım World Pumps bu son 50 yıl için neler yazmış? (World Pumps, 2009)

➤ Yapılmak İstenenler

Zamanla ortaya çıkan ve bu sektördeki herkesi yakından ilgilendiren yeni trendlerin pompa pazarı üzerindeki etkileri de büyük oldu. Artan çevreye duyarlılık olgusu salmastrasız pompa üretimi konusunda büyük bir etki oldu. Magnetik tahrikli ve kutu tipi motorlu pompaların üretimi başarıyla gerçekleştirdi ve hatta iki modelin birleşiminden oluşan modeller bile üretildi.

Önceleri maalesef yaygın bir şekilde kullanılan asbest içerikli salmastralar değiştirilerek bu gün de yaygın olarak kullanım sahasına sahip olan mekanik salmastraların kullanımına geçildi.

Bu gelişmelerin yanında aynı zamanda malzeme konusunda da gelişmeler kaydedildi. Deniz suyu için kullanılan bakır-çinko alaşımı ve alüminyum-bronz alaşımları yerlerini yüksek alaşımlı süper östenitik ve süper duplex paslanmaz çeliklere bıraktı. Seramikler ve Tungsten/Silikon Karbür malzemeler, pompalarda aşınmayı çok büyük bir ölçüde azalttı. Hatta günümüzde bu malzemeler ile deniz altında çalışan pompalar tasarlamak bile mümkün olmaktadır. (World Pumps, 2009)

➤ **Bilgisayar Sistemlerinin Kazandırdıkları**

Elektronik aletler ve bilgisayarlar hayatımızın her alanına yerleşti ve kaçınılmaz bir şekilde Değişken Hız Sürücüleri (VSD), SCADA sistemleri ve durum izleme monitörleri şeklinde pompalarda da somut olarak kullanılmaya başlandılar. Kendinden VSD' li In-line tip pompalar şimdilerde binalar, alışveriş merkezleri, hastaneler gibi birçok alanın vazgeçilmezleri arasına girdiler. Pompa seçim yazılımları pompa seçim prosesini çok hızlı bir hale getirdi. Tasarımcılar için CAD ve CFD yazılımları büyük bir ilerleme sağladı. Bu programların birbirleri ile uyuşması ise kullanıcılarına bu alandaki işlerini daha kolay yapmalarına olanak tanıdı.

Ömür Boyu Maliyet hesabı günlük hayatın bir parçası haline geldi ve bu hesaplar enerji maliyetlerinin diğer tüm gider ve masrafları geride bıraktığını gösterdi. Ayrıca büyük tasarrufların sistemde iyileştirmeler yapılarak sağlanacağı fark edildi. (World Pumps, 2009)

➤ **Gelenler & Gidenler**

ITT, KSB, Sterling Fluid Systems, Grundfos, Wilo ve ABS mevcut tanımlamaları neredeyse tamamen değiştirdiler. Harland, Flygt, Worthington ve şimdi de Weir Pumps gibi mevcut üreticiler gözden kayboldu ve Textron, Constellation Capital, IDEX, Pentair ve Flowserve gibi yeni isimler ortaya çıktı. Böylece en büyük olan firmaların daha da büyüme trendleri hızla devam etti. (World Pumps, 2009)

➤ Global Pazar

Büyük ihtimalle bu endüstrideki en büyük değişim lokal pazardan global bir pazara geçişte oldu. Elli yıl önce sadece ulusal ticaret birliklerimiz vardı fakat bu gün uluslararası bazda şirketler arası ilişkiler hızla artmakta. Europump Association 49 yıllık faaliyet süresinde yapısı ve kazandırdıkları, sağladığı verim açısından çok fazla büyüme gösterdi ve şimdi ise Amerika’ da bulunan Hydraulic Institute ile işbirliği içerisinde çalışmalarına devam etmektedir. Bu ortaklık pompa üreticileri dernekleri arasındaki yakın ilişkileri de her geçen gün daha da arttırmaktadır. (World Pumps, 2009)

3.2. Pompa Endüstrisinin Varoluşu ve Gelişim Tarihi

Çizelge 3.1 Pompa endüstrisinin varoluşu ve gelişim tarihi

(http://en.wikipedia.org/wiki/Centrifugal_pump)

MÖ 2000	Mısırlılar Shadoof isimli sulama cihazını icat etti.
MÖ 200	Ctesibius pistonlu pompayı icat etti; Daha önceden Archimedes tarafından Archimedean Screw Pump olarak tanımlanmış ama icadı yapılmamıştı.
1580	Ramelli tarafından Kayar Paletli Pompa icat edildi; Serviere, Dişli Pompa’ yı icat etti.
1650	Otto van Guericke pistonlu vakum pompasını icat etti.
1674	Sir Samuel Morland dalgıç pompayı icat etti.
1738	Ural hidrolik makine fabrikası kuruldu.
1790	Plenty Ltd kuruldu
1830	Revillion vidalı pompayı icat etti.
1834	Sulzer Brothers kuruldu
1840	Henry R Worthington ilk direkt hareketli buhar pompasını icat etti
1848	Goulds Pumps kuruldu
1851	John Gwynne kendi santrifüj pompa geliştirme çalışmalarının patentini aldı
1853	Bornemann Pumpen kuruldu
1856	Gilbert Gilkes & Gordon kuruldu
1857	Roper Pump şirketi kuruldu
1860	David Brown iş hayatına kalıpcı olarak başladı

	Allweiler kuruldu
	A.S. Cameron ilk pistonlu buhar pompasını icat etti
1862	Lawrence Pumps kuruldu; Philipp Hilge kuruldu
1866	Lederle kuruldu
1871	KSB kuruldu; Southern Cross Avustralya’da kuruldu
1872	Weise & Monski, Ochsner, Byron Jackson ve Wilo kuruldu
1873	G & J Weir Glasgow’a taşındı
1875	Hodgkin ve Neuhaus, SPP’nin habercisi, kuruldu.
1877	Ritz Pumpenfabrik açıldı
1881	Halberg Maschinenbau kuruldu
1883	Holden & Brooke kuruldu
1888	Kirloskar Brothers Ltd kuruldu
1890	Salmson Paris’te pompa üretmeye başladı; Osna Pumpen kuruldu
1893	Uraca Pumpenfabrik kuruldu
1894	Sero Pumpenfabrik kuruldu
1896	KSB UK temsilciliğini açtı; Dia Pumpen kuruldu
1897	Wirth kuruldu
1901	Flygt’ in atası Stenberg kuruldu
1903	Rateau kuruldu
1905	Leistritz Company kuruldu
1906	Stuart Turner Ltd kuruldu
1907	Mitsubishi Heavy Industries kendi ilk pompasını üretti
1909	Tristam Pumpen ve Pumpen fabrik Ernst Vogel açıldı
1910	Gilbarco kendi ilk akaryakıt pompasını üretti
1911	Jens Nielsen ilk Viking içten dişli pompayı üretti, Viking Pump Company ‘ nin kuruluşu
1912	Ebara Corporation kuruldu; Duriron (Durco Pumps) kuruldu
1916	Hazleton Pumps, Barrett Haentjens and Co. Olarak faaliyete başladı
1917	John Crane kuruldu; Hydraulic Institute açıldı
1918	Scanpump and CCM Sulzer kuruldu

1919	Torishima Pump Mfg Co ve Kawamoto Pump Mfg kuruldu
1920	Bombas Itur, Wernert Pumpen ve SIHI kuruldu
1921	LaBour kuruldu
1922	Midland Dairy Machines kuruldu
1923	Peerless kuruldu; Pacific Pumps kuruldu
1924	Jung Pumpen kuruldu; Leistritz vidalı pompa üretimine başladı
1926	Arai Pump Mfg. Co. kuruldu
1927	Industrial Filter ve Pump Mfg Co kuruldu
1928	Girdlestone Pumps kuruldu
1929	Heishin Works, ve Houttuin kuruldu
	Pleuger; dalgıç türbin tip pompa öncülüğünü yaptı
1931	Imo Ingeström ve Montelius tarafından kuruldu
1932	PCM kuruldu; Sarlin Pumps kuruldu; Bran+Luebbe kuruldu
1933	Gormann-Rupp kuruldu
1936	Robbins & Myers Cavity Pompası için Kuzey Amerika’da işletme lisansı aldı
1937	Sigmund Pumps Ltd (GB) kuruldu
1938	“Ebsray and Warman International” kuruldu
1940	Grindex kuruldu; Dresser, Pacific Pumps’ ı satın aldı
1941	İngiltere Pompa İmalatçıları Derneği Açıldı
1944	Franklin Electric kuruldu
1945	Grundfos Pumps, Caprari and Flexibox kuruldu
1946	Cornell Pumps, Klaus Union, Totton Pumps kuruldu
1947	HMD Seal/Less Pumps kuruldu; Hyundai kuruldu
1948	Abel Pumps piyasaya girdi; Mast Pumpen kuruldu
	Stenberg Flygt ilk dalgıç tip drenaj pompasını dizayn etti; Varisco pompa imalatına başladı
1949	HMD ilk magnetik kaplinli pompayı üretti
1950	Batescrew kuruldu; Delasco kuruldu
1951	Tsurumi and Netzsch Mohnop Pumpen kuruldu
1952	Lewa and Rovatti kuruldu

1953	Nikkiso kuruldu
1954	Orlita and Sta-Rite kuruldu
1955	Wilden and DMW Ortaklığı kuruldu
1956	Flygt dalgıç tip drenaj pompası üretimine başladı
1957	Richter Chemie-Technik kuruldu
1958	Heishin Works, Heishin Pump Works Co Ltd olarak değişti
1959	World Pumps, Pumping adı altında piyasaya sürüldü
	ABS and Calpeda kuruldu
1960	David Brown Pumps bölümünü oluşturdu
	Europump açıldı
1961	Ingersoll-Rand, Aldrich Pump' ı satın aldı
1962	Acromet faaliyetine başladı
1964	Pumping Manual ilk baskısını yayımladı
1965	Nigo's Pumps Hindistan'da birleşti; Warren Rupp kuruldu
1966	Crisafulli Pump Company kuruldu, ITT Jabsco' yu satın aldı
1967	Scienco kuruldu
1968	Johnson Pump International kuruldu
	ITT, Flygt' ı satın aldı
1971	SIHI, Halberg' i devraldı; Gévelot group, Delasco' yu satın aldı
	Turbosan kuruldu
1973	Crest Pumps Ltd kuruldu
1976	Worthington, Gilbarco' dan Sier-Bath Pump Division şirketini satın aldı
1977	Ingersoll-Rand, Western Land Roller Irrigation Pumps' ı satın aldı
1979	Totton Pumps, Walseley plc tarafından satın alındı
1981	Red Jacket ve Hydromatic birleşerek Marley Pump' oluşturdu
1982	Pumps, Pompes, Pumpen World Pumps Magazine olarak piyasaya sürüldü
1984	Birinci Texas A&M Pump Users Sempozyumu
	SIHI, Bran+Luebbe' nin kutu tip motor üretimi kısmını satın aldı
1985	Dresser Industries, Worthington Pumps şirketini satın aldı

	KSB, Pompes Guinard' ı satın aldı ; Scanpump, Pumpex' i satın aldı
1987	Bedford Pumps piyasaya sürüldü
1988	KSB, Georgia Iron Works' u satın aldı
1989	Elsevier,World Pumps'ı satın aldı; Scanpump ABS' yi satın aldı ve Pearce Pump Supply kuruldu
1991	Ilex, Corken'i satın aldı; Baker Hughes, Geho' yu satın aldı
1992	Warma, Girdlestone Pumps' ı satın aldı
1994	Weir,EnviroTech Pumpsys'i satın aldı
1995	Durametallic, önce Pacseal' satın aldı daha sonra Duriron tarafından satın alındı
1996	Hayward Tyler, Sterling Fluid Systems tarafından satıldı. Grundfos, Interdab'ı satın aldı
	Durco and BW/IP, Flowserve Corp. Olarak değişti
1999	Hayward Tyler, APV Industrial Pumps'ı satın aldı
	Ebara, Cryostar Cryogenic Pumps'ı satın aldı
	Textron, KSB Annecy (France) kısmını satın aldı
2000	Flowserve, IDP' yi satın aldı
2001	SPX, United Dominion Industries' i satın aldı
2002	Gorman-Rupp, American Machine and Tool' u satın aldı
2003	National Oilwell, Mono and Corlac (Canada)' satın aldı
	KSB, Bombas Itur (Spain)' un yönetim hisselerini satın aldı
2004	Dover Resources, Almatec' i satın aldı
2005	Grundfos, Tesla (İtalyan dalgıç pompa üreticisi)' yı devraldı
2006	SPX, Johnson Pump'ı satın aldı
2007	Grundfos, Peerless Pump' ı satın aldı
2008	Weir Group, CH Warman Pump Group'u satın aldı

3.3. Pompaların Tanıtımı ve Sınıflandırılması

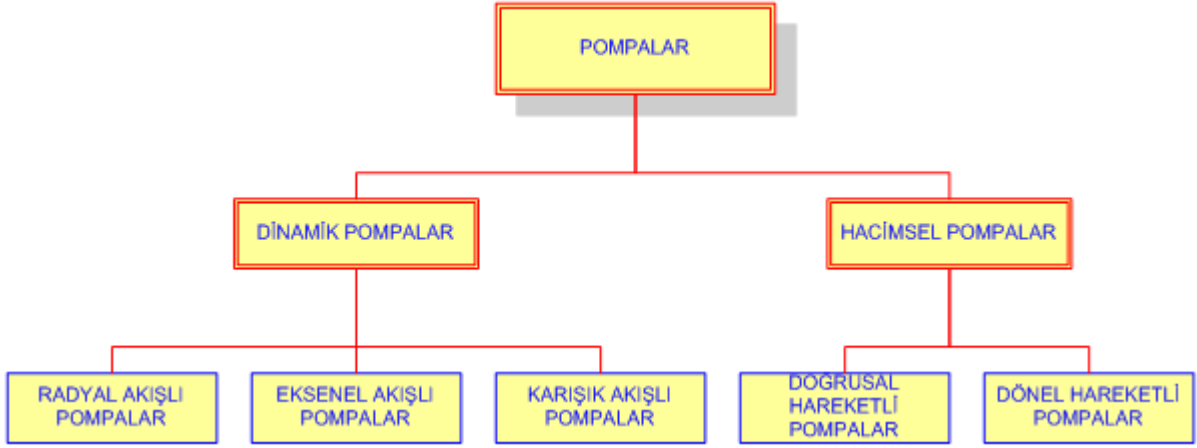
Bir sıvının istenilen bir yere iletimini sağlayan veya başka bir değişle sıvıyı transfer eden cihaz, düzenek veya sistemlere "*Pompa*" denir. Pompanın yapacağı iş; transfer edeceği sıvıyı taşımak için gerekli olan potansiyel ve kinetik enerjiyi sağlamaktır.

Günümüzde pompalar, genellikle bir elektrik motorundan hareket alarak çalışırlar. Elektrik motoru dışında; dizel motor, basınçlı buhar, basınçlı hava ve basınçlı yağ yardımı ile oluşturulan ekipmanlar da tahrik elemanı olarak kullanılabilir. Pompalar ile elektrik motorlarının devir sayısı aynı olup motordan hareketi alan pompanın gücü, kayıplardan dolayı hareketi veren motordan bir miktar daha küçüktür. Hem sıvı, hem de gaz olan maddeler akışkan olarak adlandırılırsalar da pompaların anlatılmasında akışkan denildiğinde sıvı maddeler anlaşılmalıdır.

Pompalar, sıvı hareketi veya akış üreten cihazlardır. Diğer bir ifadeyle pompa, sistemde normal doğrultudaki kayma gerilmesinin bir fonksiyonu olan basıncın oluşması için gerekli akışı sağlamaktadır. Örneğin sisteme (yüke) bağlanmamış bir pompanın çıkışındaki sıvının basıncı sıfırdır. Oysa sisteme bağlanmış bir pompanın basıncı yükün direncini aşacak kadar yükselecektir.

Pompalar ile ilgili açıklamalara başlamadan önce akışın sağlandığı prensibe göre pompaların sınıflandırılmasının yapılması uygun olacaktır. Akışın sağlandığı prensibe göre pompalar öncelikle Şekil 3.1' de görüldüğü gibi dinamik ve pozitif deplasmanlı (hacimsel) pompalar olmak üzere iki sınıfa ayrılmaktadır.

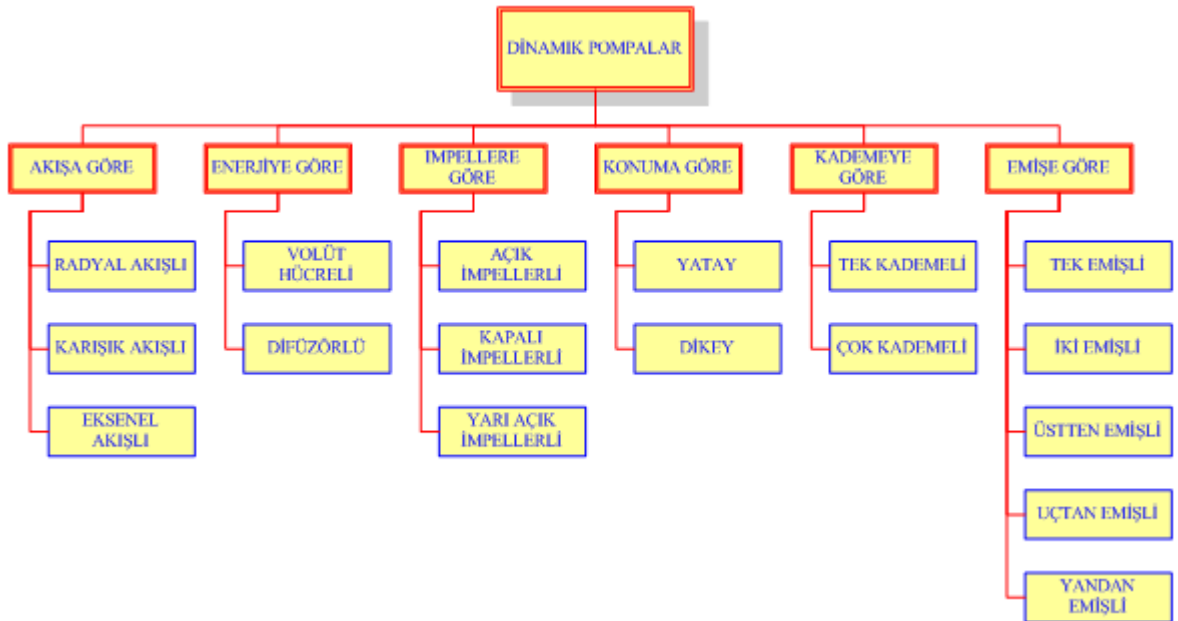
Ana sınıflandırma sonrasında ise dinamik (santrifüj) pompalar genellikle akış yönüne göre radyal akışlı, aksel akışlı ve her ikisinin karışımı olan karışık akışlı olmak üzere üç önemli sınıfa daha ayrılmaktadır. Pozitif deplasmanlı (hacimsel) pompalar ise pompa elemanlarının hareketine göre doğrusal hareketli ve dönel hareketli olmak üzere iki sınıfa daha ayrılmaktadır. Dikkat edileceği gibi dinamik pompalar genellikle sıvının akış yönüne göre, hacimsel pompalar ise pompa elemanlarının hareketine göre sınıflandırılmaktadır.



Şekil 3.1 Pompaların sınıflandırması

Dinamik pompalar bazen sadece akışa göre değil, bunun yanında enerji dönüşümü, mekanik konstrüksiyon (çark), konum, kademe ve emiş durumuna göre de Şekil 3.2’ de görüldüğü gibi alt sınıflara ayrılmaktadır. Bazen Şekil 3.2’ de gösterilen akış dışındaki sınıflandırma dinamik pompaların değil, radyal akışlı (santrifüj) pompaların sınıflandırılması şeklinde verilmektedir. Ancak diğer alt sınıflar; eksenel veya karışık akışlı pompalarda da mevcut olduğundan doğru sınıflandırmanın, radyal akışlı (santrifüj) pompalara değil, dinamik pompalara ait olması gerektiği kabul edilmelidir.

Hidrolik sistemlerde kullanılan pompalar, pozitif deplasmanlı (hacimsel) pompalardır. Akışkan olarak su göz önüne alındığında ise genellikle dinamik pompalar kullanılmaktadır.



Şekil 3.2 Dinamik pompaların sınıflandırılması

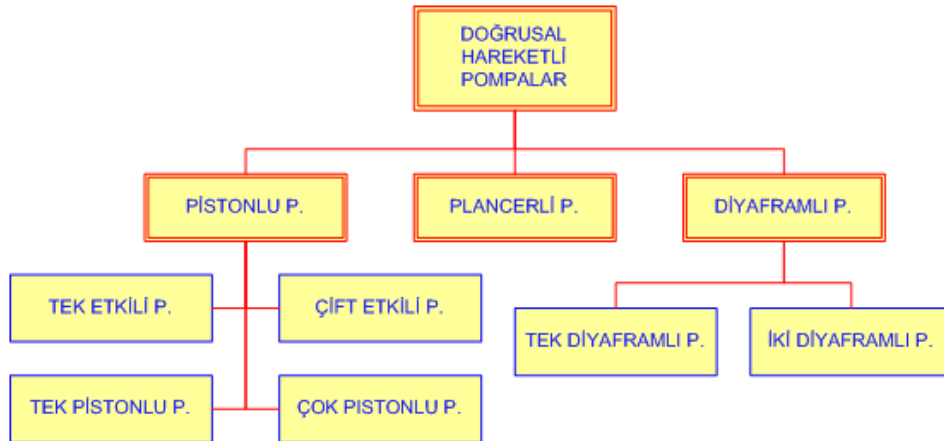
Dinamik pompalar sürekli akış üretirler ve dolayısıyla da hacimsel sıkıştırma işlevi yapmazlar. Bu pompalarda sıvının akışına karşı bir iç direnç oluşmaz ve pompa çıkış kesitinin (çıkış valfinin kısılması şeklinde) değişmesi, basınç değişimi olarak önem kazanır. Santrifüj ve pervane tipli pompalar, pozitif deplasmanlı olmayan yani dinamik pompalara örnektir. Eğer dinamik pompaların çıkışı kapatılırsa veya körlenirse basınç yükselir ve verim sıfıra düşer. Buna rağmen pompa elemanları dönmeye devam eder, ancak akış olmaz.

Pozitif deplasmanlı (hacimsel) pompalarda ise, pompanın hacimsel verimine göre sıvının akışındaki kayıp ihmal edilebilir. Pompanın çıkış kanalı kapatıldığı zaman pompaya (ve elemanlarına) etkiyen basınç derhal yükselir ve pompa gövdesi çatlama riski altına girer, tahrik shaftı kırılabilir ya da pompayı hareket ettirici sistem durur. Diğer bir ifadeyle böyle bir durum karşısında dinamik pompalarda akışkanın pompa çarkı tarafından çığnenmesi söz konusu iken pozitif deplasmanlı pompalarda hacimsel sıkıştırma nedeni ile pompa ve elemanları zarar görmektedir.

Pozitif deplasmanlı veya diğer adıyla hacimsel pompalar, iç elemanlarının hareketine göre doğrusal hareketli ve dönel hareketli olarak iki sınıfa ayrılmıştır. Bunlardan ilki olan doğrusal hareketli pompalar ise;

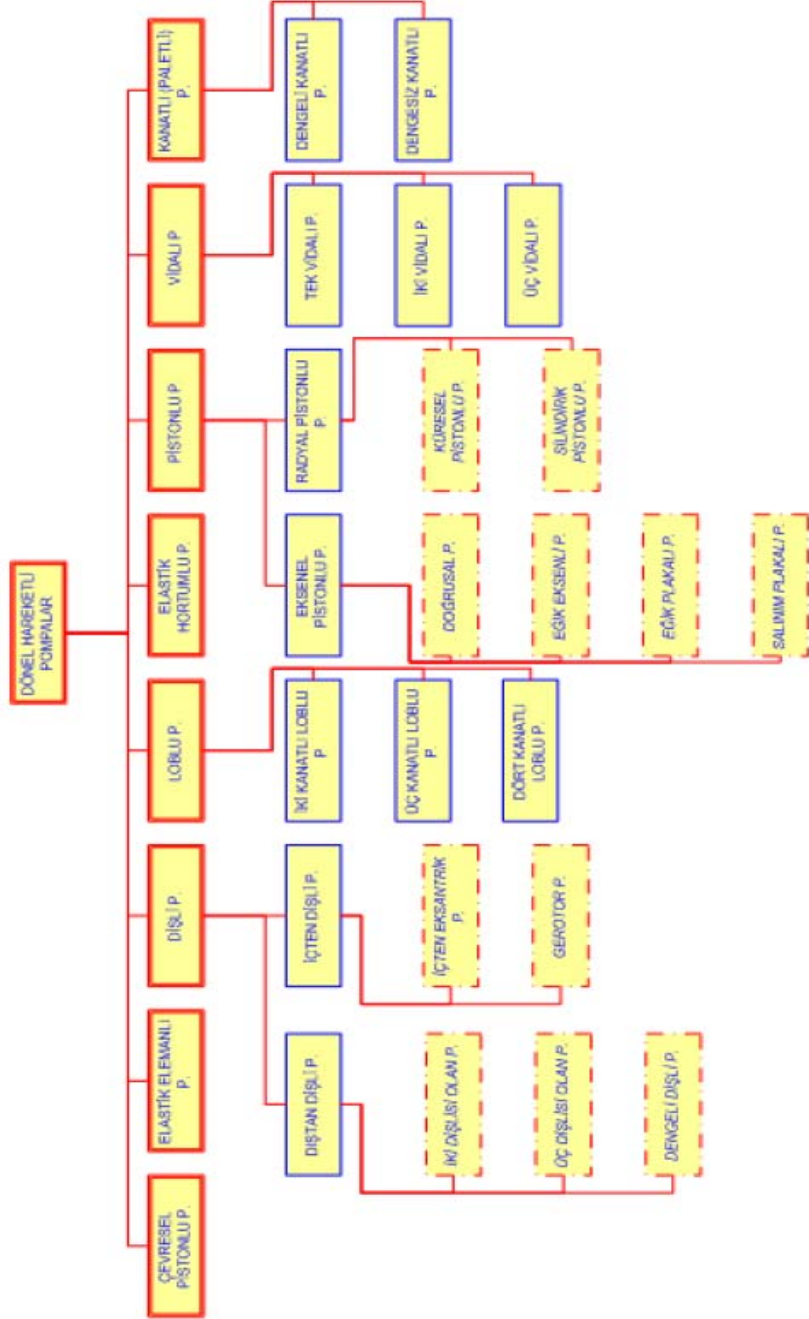
1. Pistonlu pompalar
2. Plancerli pompalar
3. Diyaframlı pompalar

olmak üzere Şekil 3.3' de görüldüğü gibi üç alt sınıfa daha ayrılmaktadır. Bu pompalar da diğerleri gibi bazı alt sınıflara daha ayrılmaktadır.



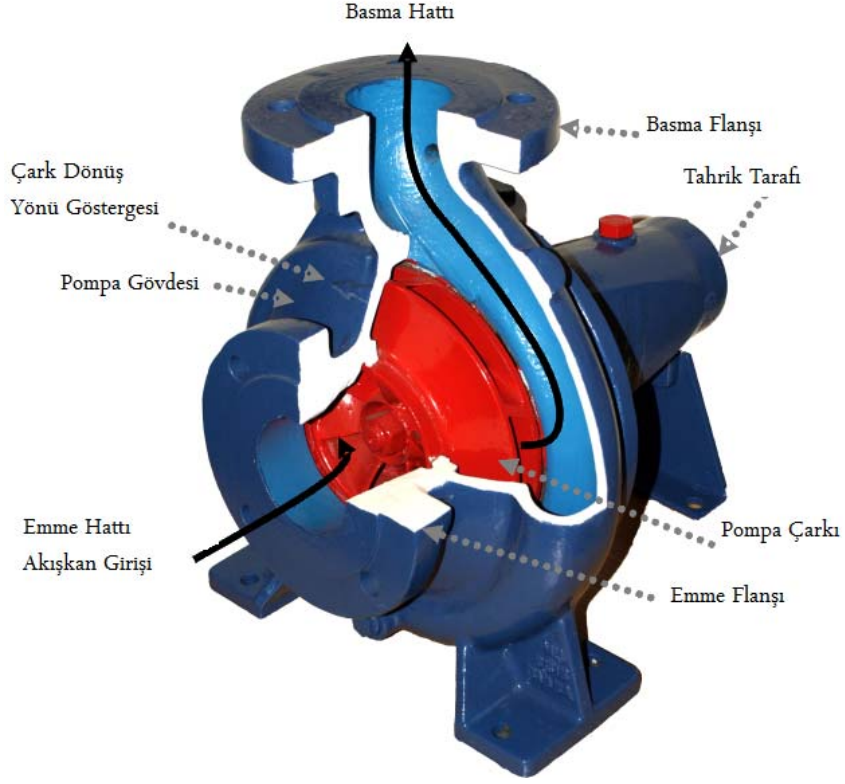
Şekil 3.3 Doğrusal hareketli pompaların sınıflandırılması

Dönel hareketli pompalar da, aynen doğrusal hareketli pompalarda olduğu gibi pompa elemanlarına göre pek çok alt sınıfa ayrılmakta ve bu sınıflandırma Şekil 3.4' de ayrıntılı bir şekilde gösterilmektedir.

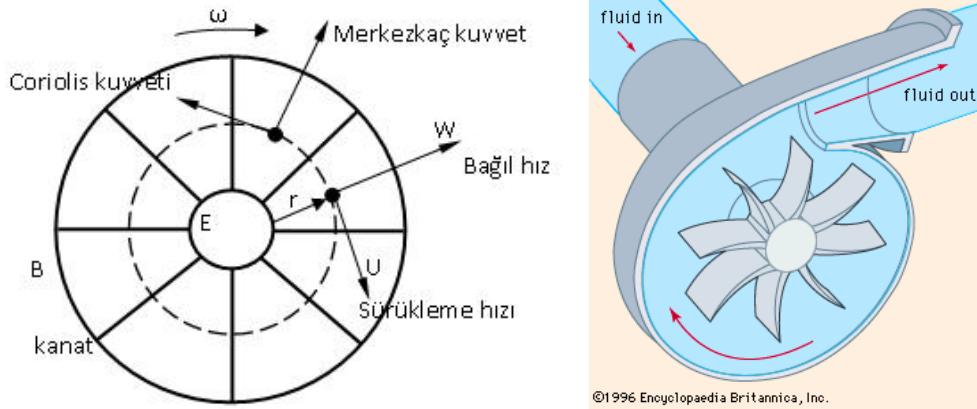


Şekil 3.4 Dönel hareketli pompaların sınıflandırılması

3.4. Santrifüj Pompa Nasıl Çalışır?



Şekil 3.6 Tek kademeli bir santrifüj pompanın kesit resmi ve elemanlarının gösterimi



Şekil 3.7 Santrifüj pompada oluşan merkezkaç kuvvet

Santrifuj pompalarda da, tüm turbo makinalarda olduğu gibi, sabit eksen etrafında bir açısal hızla dönen ve çark adı verilen bir ana eleman vardır. En basit şekliyle merkezkaç çark, birbirine paralel iki diskin arasına merkezci (radyal) kanatlar konarak elde edilir. Ayrıca, disklerden biri eksen etrafında kalınlaştırılarak bir mile bağlanır. Yukarıdaki şekilde belirtildiği gibi, çark içindeki bir akışkan parçacığı, bir yandan çarkla beraber $u = r\omega$ hızıyla dönme eksenini etrafında dönerken, diğer yandan w hızıyla çarka göre hareket edip çarkı terk eder. u çevresel hız, w bağıl hız adını alır.

İçi akışkan dolu bir çark, eksenini etrafında dönmeye başlayınca, merkezkaç kuvvetlerinin etkisi altında akışkan B yüzeyinden dışarı çıkmaya başlar. Böylece, E yüzeyinden emilen akışkan B yüzeyinden dışarı basılır. Bakınız Şekil 3.7

Çarkla beraber dönen bir gözlemcinin gördüğü akış, hareketsiz ortamda bulunan gözlemcinin gördüğü akıştan farklı olacaktır. Akış içerisinde hareket etmekte olan bir parçacığın, hareketsiz ortamda bulunan sabit bir gözlemciye göre sahip olduğu hız mutlak hız, çarkla beraber dönmekte olan bir gözlemcinin bulunduğu noktada gördüğü hız bağıl hız adını alır.

Mutlak hız c , w ve u hızlarının vektörel toplamıdır. w ve u hızlarının şiddetleri ve yönleri ile bir eşkenar dörtgen kenarları oluştururlar. Bu eşkenar dörtgenin köşegeni, mutlak hızı temsil eder. Dörtgenin kenarları ise, şiddet ve yönlerine bağlı olarak w bağıl hızı ve u çevresel hızını gösterir. Böylece, bu üç hız bir üçgen oluştururlar. Hesaplarda, sonsuz sayıda çok ince kanat varmış gibi düşünerek hareket edilir. Bu durumda, akış iplikçilerinin tamamen kanadı izlediği ve akışın bir boyutlu olduğu kabul edilebilir. Çarpmasız giriş halinde, kanat başlangıcı giriş bağıl hızına teğettir. Başka bir ifade ile pompalarda giriş dairesi teğeti ile β_1 açısı yapan w_1 hızı, kanat profili aynı yöndedir. Aynı şekilde, kanat sonu çıkış teğeti ile β_2 açısı yapan w_2 hızı, aynı yöndedir. Girişin çarpmasız olarak gerçekleştirilmesi ve böylece kayıpların önlenmesi istendiğinde, girişteki ilk kanat elemanının yönü ile giriş bağıl hızının yönü aynı olmalıdır. Pompalarda kanat, w_2 bağıl hızının β_2 açısı altında sona erer. (http://en.wikipedia.org/wiki/Centrifugal_pump)

3.5. Santrifüj Pompa Tipleri

3.5.1. Standart Pompalar (Tek Kademeli Uçtan Emişli Salyangoz Gövdeli Pompalar)

Santrifüj pompalar ile ilgili bir takım uluslar arası standartlar bulunmaktadır. Aslında, pek çok ülkenin kendi standartları bulunur ve bunlar aşağı yukarı bir birleriyle örtüşmektedirler. Standart bir pompa, örneğin, pompanın çalışma noktası gibi konularda resmi yönetmeliklere uygun pompadır. Aşağıda, pompalar ile ilgili uluslar arası standartlara birkaç örnek verilmiştir:

EN 733 (DIN 24255), 10 bar işletme basıncı olan standart su pompaları olarak da bilinen uçtan emişli pompalara uygulanır.

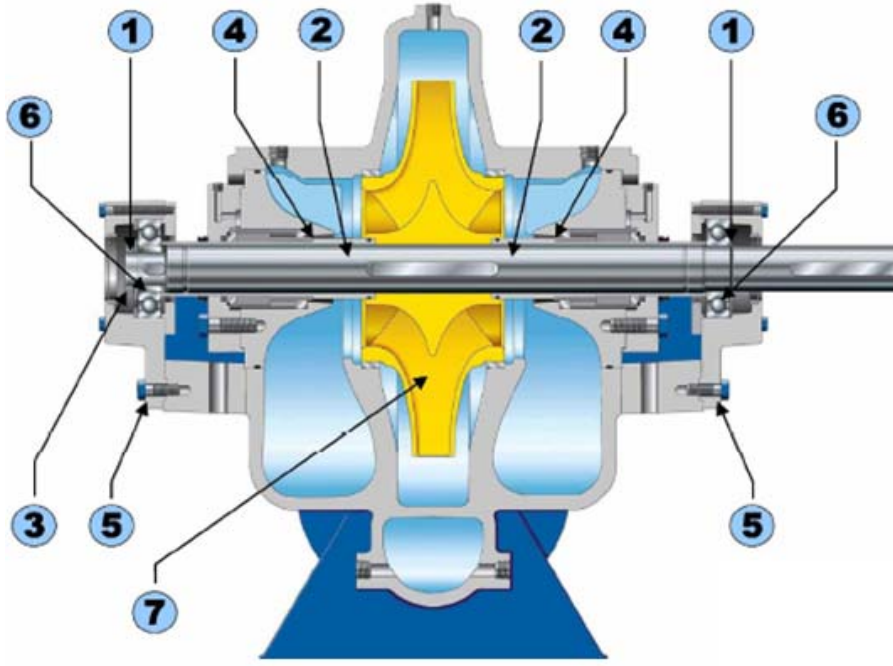
EN 22858 (ISO 2858), 16 bar işletme basıncı olan standart kimyasal pompaları olarak da bilinen santrifüj pompalara uygulanır.

Yukarıda bahsedilen standartlar, çeşitli pompa tipleri için montaj ebatlarını ve çalışma noktalarını kapsamaktadır. Bu pompa tiplerinin hidrolik kısımları ise üreticiye göre değişmektedir. Dolayısıyla bu kısımlar için herhangi bir uluslararası standart düzenlenmemiştir.

Standartlara uygun olarak tasarlanmış pompalar, servis, yedek parça ve bakım açısından son kullanıcıya avantaj sağlamaktadır.

3.5.2. Çift Emişli Pompalar

Çift emişli pompa; pompa gövdesinin aksenel olarak ikiye bölünebildiği pompadır. Şekil 3.8' de çift emişli çarka sahip, tek kademeli ayrılabilir gövdeli bir pompa gösterilmektedir. Çift giriş yapısı, aksenel kuvvetleri ortadan kaldırır ve yatakların dayanım süresini uzatır. Genellikle çift emişli pompalar kısmen daha yüksek verime sahiptir, bakımı kolaydır ve geniş performans aralığına sahiptir. (Holzenberger, 1990)



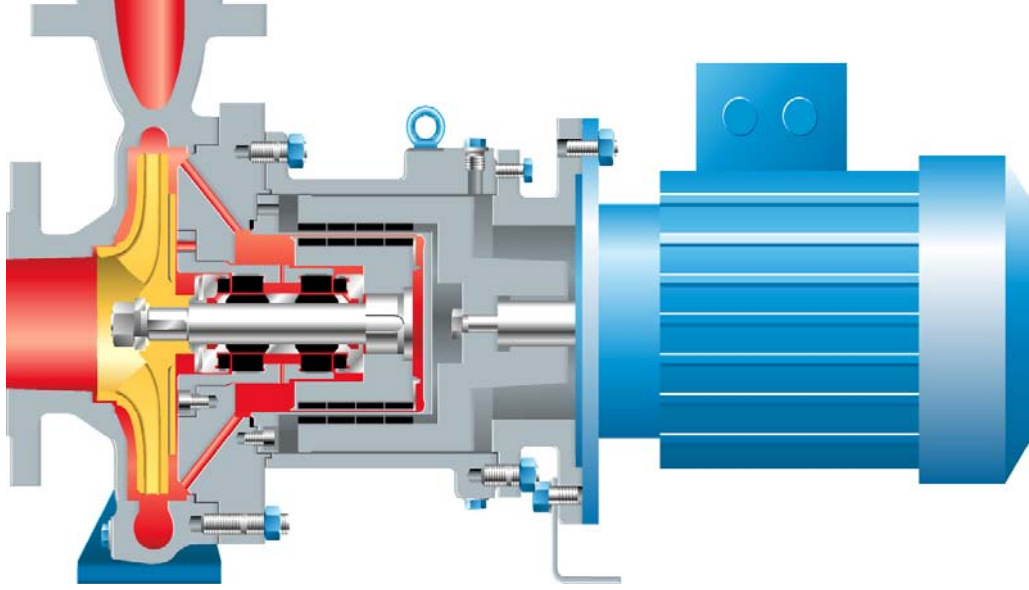
Şekil 3.8 Tek kademeli ayrılabilir gövdeli çift emişli pompa (<http://www.ksb.com>)

3.5.3. Hermetik Sızdırmaz Pompalar

Pompanın mil girişinin sızdırmaz olması gerektiği aşıkardır. Bu, genellikle bir mekanik salmastra yardımı ile gerçekleştirilir. Mekanik salmastranın dezavantajı, toksik ve saldırgan akışkanların basılması söz konusu olduğunda yetersiz kalması ve bunun sonucunda da sızıntıların oluşabilmesidir. Bu sorunlar, çiftli mekanik salmastra kullanılarak bir ölçüde çözülebilir. Bu sorunlara karşı bir diğer çözüm ise, hermetik sızdırmaz bir pompa kullanmaktır.

Hermetik sızdırmaz pompaların iki tipi bulunmaktadır:

- Islak Rotorlu Pompalar
- Manyetik Tahrikli Pompalar



Şekil 3.9 Manyetik kaplinli pompa (<http://www.ksb.com>)

3.5.4. Sıhhi (Hijyenik) Pompalar

Sıhhi pompalar, pompalanan akışkanın hassas bir şekilde taşınması ve pompaların kolaylıkla temizlenebilmesi gibi konuların önem arzettiği, başlıca, gıda, içecek, ilaç ve biyoteknoloji sanayilerinde kullanılır.

Bu sanayilerdeki çalışma şartlarını karşılayabilmek için, pompaların yüzey sertliğinin 3.2 ila 0.4 μm Ra arasında olması gerekmektedir. Bu değerlere ulaşmanın en iyi yolu, yapı malzemesi olarak dövme veya haddelenmiş paslanmaz çelik kullanmaktır. Bkz. Şekil 3.10 Bu malzemeler çeşitli yüzeysel gereklilikleri karşılamak için kolaylıkla işlenebilen pürüzsüz bir yüzeye sahiptir. Sıhhi pompaların temel özelliği kolay temizlenebilmeleri ve bakımlarının kolay yapılabilmesidir. Sıhhi pompalar aşağıdaki standartlara uygun olarak üretilmelidirler: (Holzenberger, 1990)

EHEDG – European Hygienic Equipment Design Group

QHD – Qualified Hygienic Design



Şekil 3.10 Haddelenmiş paslanmaz çelikten yapılmış bir hijyenik pompa
(<http://www.ksb.com>)

3.5.5. Atık Su Pompaları

Atık su pompası pompa ve motordan oluşan kapalı bir ünedir. Bu yapısından ötürü atık su pompası, çukur içine daldırılacak şekilde montaja uygundur. Kaplin sistemli dalgıç tip montajlarda genellikle çift kızak kullanılmaktadır. Kaplin sistemi, pompanın bakım, onarım ve değiştirilmesini kolaylaştırır. Pompanın bu yapısından dolayı servis için çukura girmeye gerek kalmaz. Aslında pompayı çukurun dışından otomatik olarak sökmek ve takmak mümkündür. Atık su pompaları, klasik pompalarda olduğu gibi kuru şekilde dikey ya da yatay olarak da monte edilebilirler. Ayrıca, bu tip montaj kolay bakım ve onarımı sağladığı gibi, çukurda taşkın olması durumunda da pompanın kesintisiz çalışmasını sağlar.

Normalde atık su pompaları, büyük partikülleri taşıyabilecek yapıda olmalıdır. Dolayısıyla blokaj ve tıkanmayı önleyecek özel çarklara sahiptirler. Çeşitli çark tipleri mevcuttur: Tek kanallı çarklar, çift kanallı çarklar, parçalayıcı çarklar, vortex çarklar vb.

Atık su pompaları genellikle IP 68 koruma sınıfındaki bir elektrik motoru ile birlikte dirler. Bu koruma biçimi motor tamamen sıvı içerisinde olduğunda bile motor sargılarının zarar görmemesini sağlar. Motor ve pompa ortak uzatılmış bir mil üzerindedirler. (Holzenberger, 1990)

3.5.6. Yarı Dalgıç Pompalar

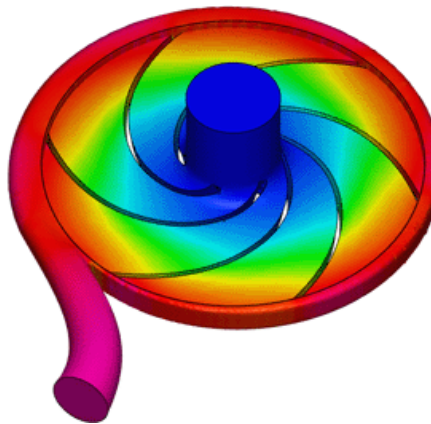
Yarı dalgıç pompa, pompa kısmının sıvı içerisinde daldırıldığı ve motorun kuru kaldığı tip pompalardır. Yarı dalgıç pompalar genellikle, tank veya konteynerlerin üzerine yerleştirilirler. Bu tip pompalar; öğütme makineleri, talaşlı üretim tezgahları, endüstriyel filtrasyon makineleri gibi endüstriyel uygulamalarda kullanılmaktadırlar.

3.5.7. Sondaj (Kuyu) Pompaları

İki tip sondaj pompası bulunur: Dalgıç motora sahip dalgıç tip sondaj pompası ve pompaya uzun bir mil aracılığıyla bağlanmış kuru motorlu derin kuyu pompası. Bu tip pompalar genellikle su temininde ve sulama işlerinde kullanılırlar. Her iki pompa tipi de, derin ve dar kuyulara monte edilmeye uygun yapılmıştır ve dolayısıyla diğer pompa tiplerine nazaran daha uzun olmalarını sağlayan küçültülmüş çapa sahiptirler. Pompa tek kademeli ve çok kademeli olabilmektedir.

3.6. Santrifüj Pompalarda Enerji Kullanımı

Temel olarak bir pompalama işleminde enerji tüketim miktarı transfer edilmek istenen debi miktarı, akışkanın transfer edileceği yükseklik, boru hattının sürtünme karakteristiği ile bağlantılıdır. Bir pompayı tahrik etmek için gereken güç (P_i), SI birim sistemini kullanarak basitçe aşağıdaki şekilde tanımlanabilir:



Şekil 3.11 Pompa içinde basınç dağılımı

$$P_i = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{\eta} \quad (3.1)$$

Burada:

P_i	gereken giriş gücü (W)
ρ	akışkan yoğunluğu (kg/m^3)
g	yer çekimi ivmesi (9.81 m/s^2)
H	basma yüksekliği (m)
Q	debi (m^3/s)
η	ondalık sistemde pompa sisteminin genel verimi

Pompa tarafından sağlanacak olan basma yüksekliği (H) statik yükseklik ile sürtünmeden ve vana, dirsek vb. bağlantı elemanlarından kaynaklanacak kayıpların toplamından oluşmaktadır. Güç çoğunlukla kW (10^3 W) veya beygirgücü HP ($\text{kW} \times 0,746$) ile ifade edilir. Pompa verimi için η değeri sadece pompa için olabildiği gibi pompa + motor sistemi için de olabilmektedir.

Sonuç olarak enerji tüketimi güç ihtiyacının pompanın çalışma süresi ile çarpımı sonucunda bulunabilmektedir. (http://en.wikipedia.org/wiki/Centrifugal_pump)

3.7. Santrifüj Pompaların Özellikleri ve Karakteristikleri

Bu bölümde santrifüj pompaların özellikleri, bastıkları sıvılar ve yükseklikler, debileri hakkında bilgi verilecektir. Ancak pompaların devir, debi, basınç gibi değerleri değişken olduğundan hiçbir şekilde doğru değer vermek mümkün değildir. Bu nedenle de herhangi bir pompa hakkında sayısal bir değer verildiğinde bundan amaç sadece pompa hakkında fikir edinmek olmalı ve bu değer tek doğruymuş gibi algılanmamalıdır.

Santrifüj ve Hacimsel Pompaların Karşılaştırılması:

Santrifüj pompaların genel özellikleri şu şekildedir:

- Sıvı basmaları genellikle titreşimsizdir.
- Mekanik dizaynları sayesinde yüksek debilidirler. Debi sınırları nadiren sorun olabilir.
- Performans verimleri belli bir head (basma yüksekliği) ve debi değerinin üzerindedir, ancak bu iki kriter birbirine bağlıdır.
- Pompa çıkış basıncı, devir ve akışkan yoğunluğunun bir fonksiyonudur. Diğer bir ifadeyle basınç, bu iki kritere göre değişebilir.
- Göreceli olarak biraz yüksek devirli cihazlardır.
- Ekonomiktirler.

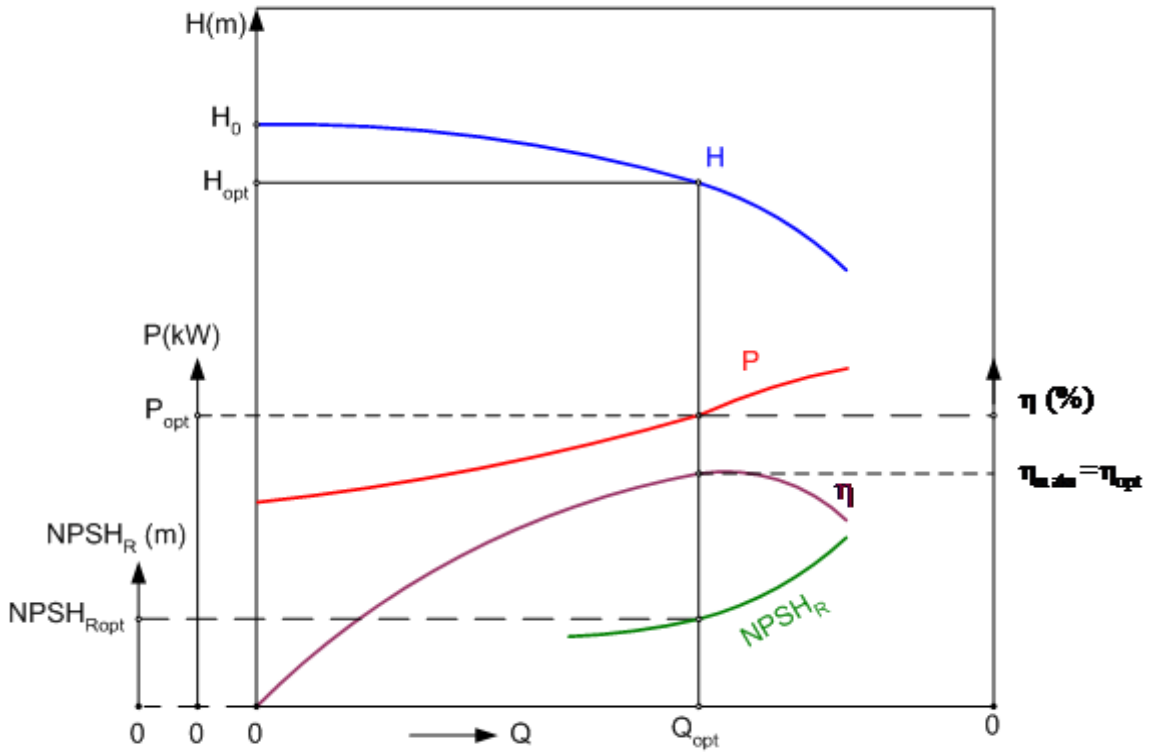
Santrifüj ve hacimsel pompaların karşılaştırılması ise şu şekilde yapılabilir:

- Santrifüj pompaların gazları emme ve basma kabiliyetleri hem zayıf, hem de devir sayısına bağlıdır. Bu nedenle de Santrifüj pompaların ilk çalıştırılmaları sırasında genellikle emme boruları su ile doldurulmaktadır. Bu işleme "*pompanın havasını alma*" veya "*hava çıkartma*" adı verilmektedir. Santrifüj pompalardaki bu sorunu gidermek amacıyla dip valfleri veya dip klapeleri kullanıldığı gibi bazı pompalar kendinden emişli veya vakum pompalı yapılmakta, bazıları da tankta sıvının içinde bulunmaktadırlar.
- Hacimsel pompalar ise kendinden emişli olduklarından çalışma prensipleri gereği önce havayı, sonra da sıvıyı emip basarlar.
- Santrifüj pompalarda akış ayarlama işlemi, çıkış valfini açmak veya kapamak suretiyle yapılmaktadır. Akış miktarı azaltılacaksa çıkış valfi bir miktar kısılır, ancak bu durumda da basınç artar ve daha fazla enerji kullanılmış olur.
- Hacimsel pompalarda ise emme borusuna bir delik açılır ve bu delik bir valf ile denetlenerek pompanın emme yeteneği zayıflatılır. Böylece daha küçük değerlerdeki akış miktarları için daha az enerji kullanılmış olur. Bunun dışında akışı ayarlamanın bir diğer yolu da emme ve basma devreleri arasına bir by-pass valfi koymaktır.

- Santrifüj pompalarda emme ve basma yüzeyleri hep aynı büyüklükte olduğundan pompaların giriş ve çıkışları arasında akış süreklidir.
- Hacimsel pompalarda ise emme ve basma yüzeyleri, valfler ve pompa içindeki hareketli elemanlar nedeniyle sürekli kapalı olduğundan birbirleriyle bağlantı kuramazlar.
- Santrifüj pompalarda akış miktarı (debi), devir sayısına doğrusal olarak bağlıdır.
- Hacimsel pompalarda ise akış miktarı, devir sayısı ile doğru orantılı olarak değişmemektedir.
- Santrifüj pompalarda akış miktarı ve hidrolik moment sabit olmasına karşın hacimsel pompalarda akış miktarı ve hidrolik moment, az veya çok, şaftın dönme açısıyla değişmektedir.
- Dinamik pompalarda genel verim pompanın çalışma koşullarına ve iç yapısına bağlıdır.
- Hacimsel pompalarda ise genel verim, çalışma koşullarına az bağımlı olup pompanın iç yapısı genel verimi daha çok etkilemektedir.
- Santrifüj pompalarda akış miktarı karşı basınca bağlı olarak değişmektedir.
- Hacimsel pompalarda ise akış miktarı teorik olarak basma yüksekliğine bağlı değildir. Akış miktarı bu pompalarda iç kaçaklar kadar basınca da bağlıdır.
- Santrifüj pompalar yapı olarak basit olup hareketli parçaları bir çarkden ibarettir. Çalışmalar sonucunda oluşan aşınmalar nedeniyle akış miktarı, basma yüksekliği ve genel verim değişmektedir. Ancak bu pompalar yine de azalan performansla da olsa görevlerini yerine getirirler.
- Hacimsel pompalarda ise hareketli parçaların sayısı birden fazla olduğundan bu pompaların yüksek performansla çalışması bu elemanların hassasiyetine bağlıdır. Çalışan bu hareketli elemanların aşınması sonucunda pompaların emme yetenekleri azaldığı gibi diğer performansları da zayıflar.
- Santrifüj pompalar denildiğinde akla gelen akışkan öncelikle sudur. Bunun dışında ham petrol veya kimyasal sıvılar da bu pompalarla basılmaktadır.
- Hacimsel pompalar denildiğinde ise ilk akla gelen hidrolik sistemler olup bunun dışında yakıt ve çamur gibi akışkanlar da bu pompalar ile basılabilmektedir.

3.8. Santrifüj Pompaların Karakteristik Eğrileri

Bir pompanın sabit devirde ve 15-20 °C' de su basması halinde basma yüksekliği H , pompa mil gücü (P), pompa verimi (η) ve gerekli emme net pozitif yükü ($NPSH_R$) değerlerinin debiye (Q) bağlı olarak değişimini gösteren eğrilere "*pompa karakteristik eğrileri*" adı verilmektedir. Bu değerlerden verim dışında kalanların hepsi deneysel olarak ölçülür, daha sonra verim de diğerlerine bağlı olarak hesaplanır. Bir pompanın karakteristik eğrilerine örnek Şekil 3.13' de görülmektedir.



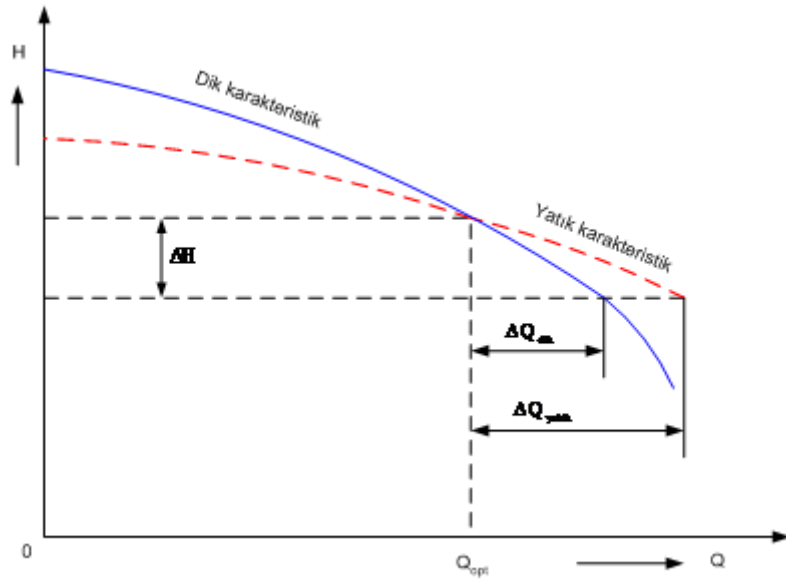
Şekil 3.13 Bir pompanın karakteristik eğrileri

Herhangi bir sistemin debi ve basınç ihtiyaçları sistem eğrisi denen bir grafik yardımıyla açıklanabilir. Pompa üreticileri kullanıcıyla beraber bu ihtiyaçları en iyi karşılayacak şekilde sistem eğrileri ve pompa eğrilerini eşleştirmeye çalışır. Pompa sistemleri, pompa eğrileri ile sistem direnç eğrilerinin kesiştiği yerlerde çalışırlar. Bu iki eğrinin kesiştiği nokta hem pompanın, hem de sürecin operasyon noktasıdır. Buna rağmen bir operasyon noktası için istenen bütün operasyon şartlarını karşılamak mümkün değildir. (Karassik vd. 2003)

Santrifüj pompalarda debi arttıkça manometrik yükseklik azalmakta olduğundan bu ilişki $H = f(Q)$ olarak tanımlanmaktadır.

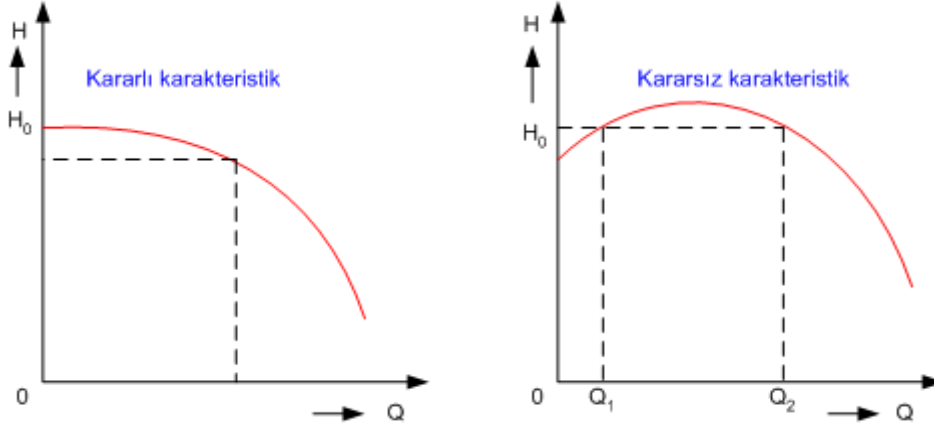
$$\frac{H_n H_{opt}}{H_{opt}} \quad (3.2)$$

Bu fonksiyon eğrisi özgül hıza bağlı olup özgül hız arttıkça eğri daha dik duruma gelmektedir. Grafiklerdeki dik veya yatık karakteristik şeklinde ifade edilmektedir. Bu eğiklik değeri santrifüj pompalarda 0,10 - 0,30 ve karışık akışlı pompalarda 0,25 - 0,80 olup eksenel akışlı pompalarda ise 80' den büyüktür.



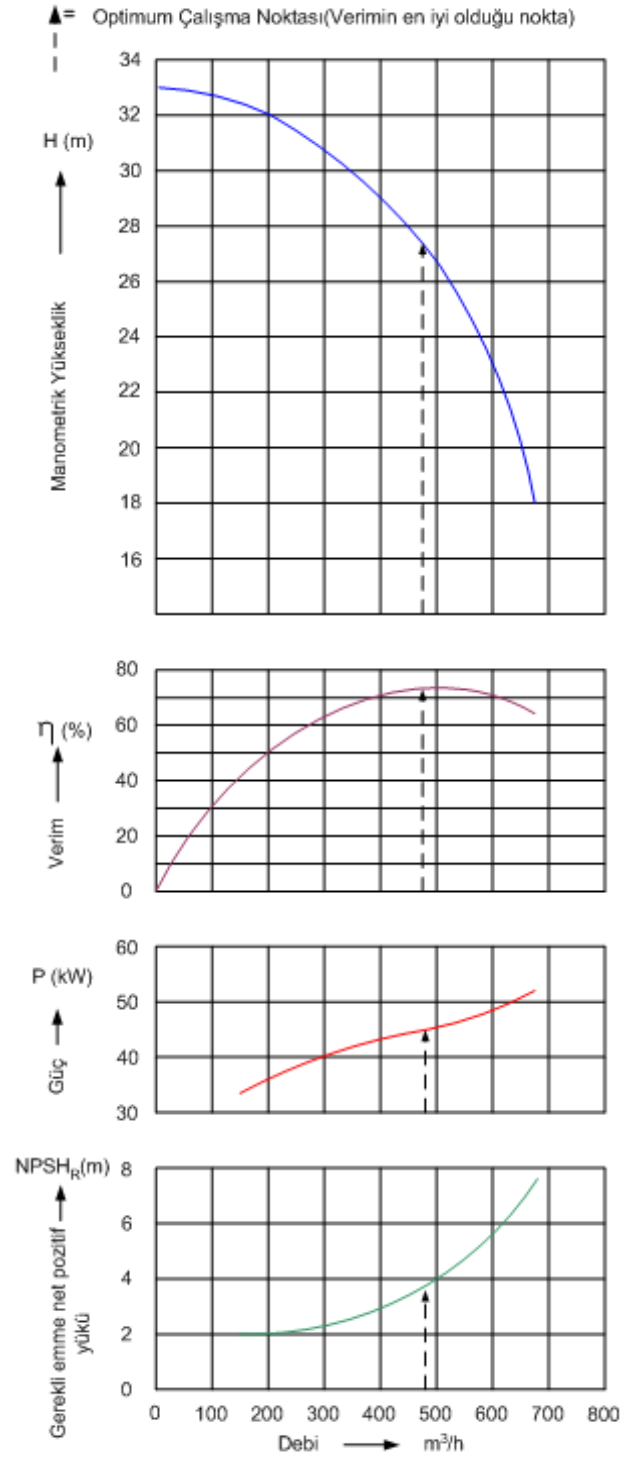
Şekil 3.14 Dik ve yatık karakteristik eğrileri

Normalde santrifüj pompalarda debi arttıkça manometrik yükseklik azaldığı için bu şekildeki pompaların karakteristik eğrileri ve performansları "*kararlı*" veya "*dengeli*" olarak tanımlanmaktadır. Kararlı eğrilerde her bir debi değerine bir manometrik yükseklik karşı gelmektedir. Bazı pompaların eğrilerinde ise debi önce yükselmekte, daha sonra da düşmektedir. Bu tip pompa eğrileri ise "*kararsız*" veya "*dengesiz*" olarak adlandırılmaktadır. Çünkü Şekil 3.15' de de görüldüğü gibi iki ayrı yerdeki debi noktasına aynı manometrik yükseklik karşı gelmektedir. (Karassik vd. 2003)



Şekil 3.15 Kararlı ve kararsız performans eğrileri

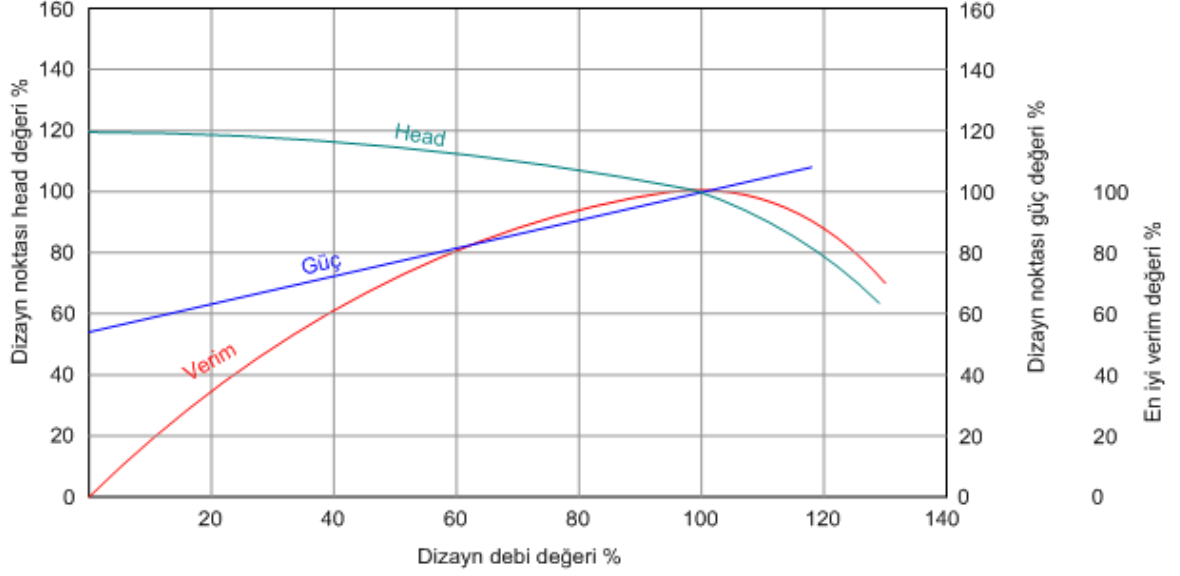
1400 d/d ile dönen bir santrifüj pompanın karakteristik eğrileri Şekil 3.16' da gösterilmektedir.



Şekil 3.16 Santrifüj pompanın karakteristik eğrileri

3.8.1. Radyal Akışlı Pompaların Performans Eğrileri

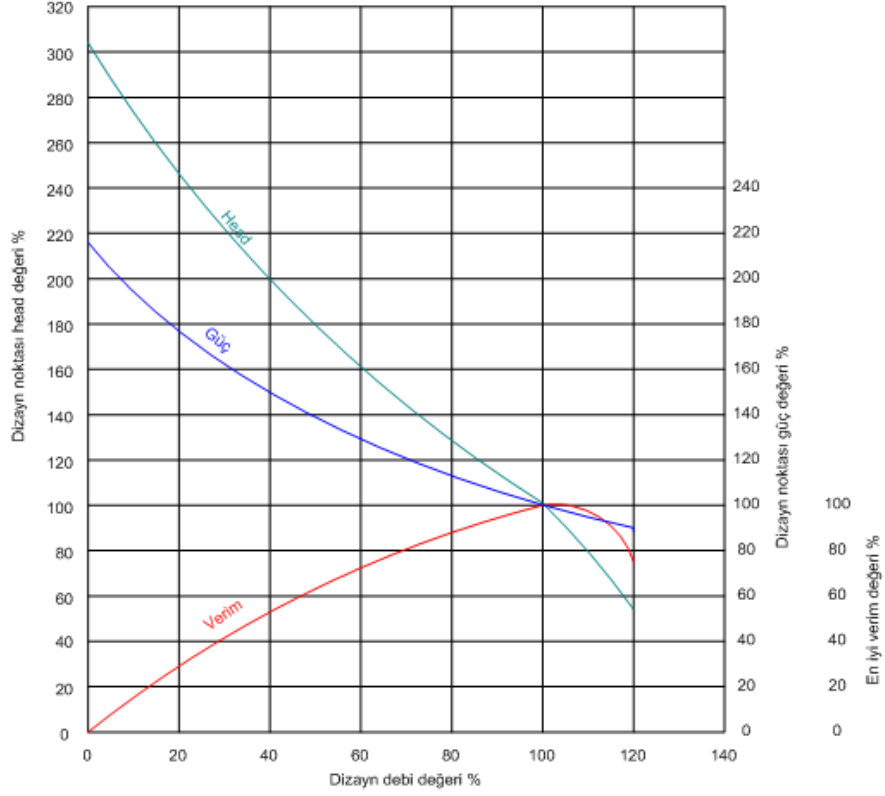
Pompalar içinde en yaygın biçimde kullanılan bu pompaların performans eğrilerinde Şekil 3.17’ de görüldüğü gibi debi arttıkça head (yükseklik) azalmakta, gerekli beygirgücü ise artmaktadır.



Şekil 3.17 Radyal akışlı pompaların performans eğrileri

3.8.2. Eksenel Akışlı Pompaların Performans Eğrileri

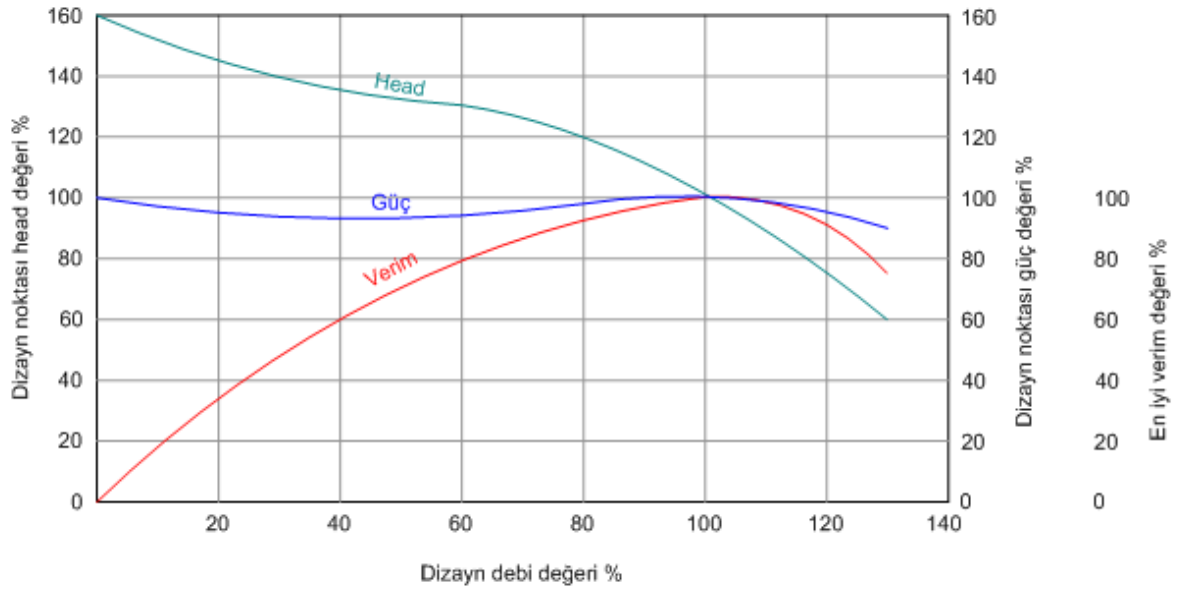
Eksenel akışlı pompalar, daha çok pervane tip pompa adıyla anılan pompalardır. Bu pompalarda akışkan debisi sifıra yaklaştıkça head (basma yüksekliği) ve gerekli güç hızlı bir şekilde artmaktadır.



Şekil 3.18 Aksenal akışlı pompaların performans eğrileri

3.8.3. Karışık Akışlı Pompaların Performans Eğrileri

Karışık akışlı pompaların yükseklik eğrisi radyal akışlı pompadakinden daha dik olup güç ise debi aralığında fazla bir değişim göstermemektedir.



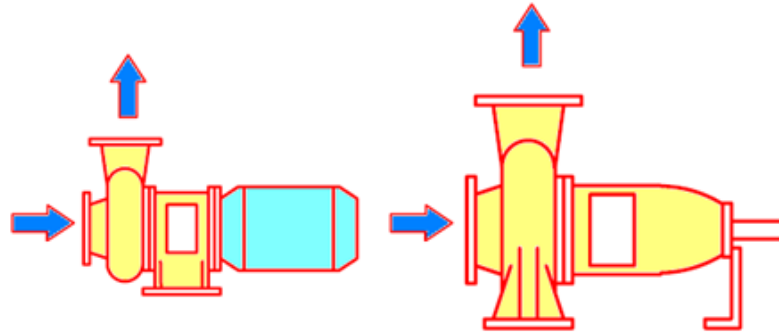
Şekil 3.19 Karışık akışlı pompaların performans eğrileri

3.9. Santrifüj Pompaların Kullanım Alanları

Pompalar sadece su, yağ ve yakıt gibi sıvıları basmazlar. Pompaların kullanım alanları itfaiye, demiryolları, otomobil endüstrisi, dizel makineler, inşaat, maden, drenaj, hidrostatik hareket iletimi, rafineriler, petrol ve kimya sanayi, sulama, tarım gibi oldukça geniş sahaları da içermektedir. Ayrıca pompalar; tatlı su ve deniz suyu, atık su, çamur, ham petrol, yağ ve yakıt, süt ve çeşitli kimyasallar başta olmak üzere bunların dışında yüksek viskoziteli pek çok sıvıyı da basabilmektedirler.

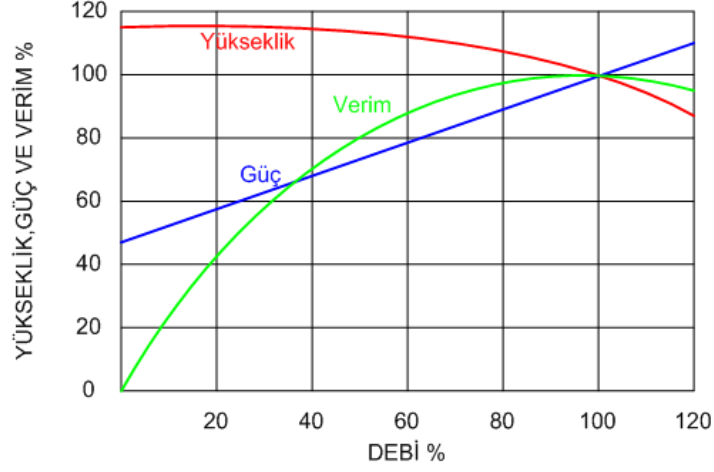
Santrifüj pompalar geniş ölçüde korozif ve aşındırıcı içeren sıvılarda, kimya ve kağıt endüstrisinde kullanılmaktadır. Bu gibi yerlerde kullanılan pompaların çalışma ömürleri doğal olarak pompa gövdesi, çark, mil ve diğer parçaların aşınması nedeniyle kısadır. Bu ömrü uzatabilmek için malzemelerle ilgili değişiklikler ve çeşitli önlemler alınmaktadır.

Uçtan emişli yatay santrifüj pompalar soğutma işleri, yangın söndürme, tarım, kimya ve petro-kimya sanayi, korozif olan ve korozif olmayan çeşitli sıvılar, çeşitli hafif hidrokarbonlar, yüksek binalarda diğer pompaları destekleyici pompa, süt ve bira fabrikaları başta olmak üzere pek çok alanda kullanılmaktadır.



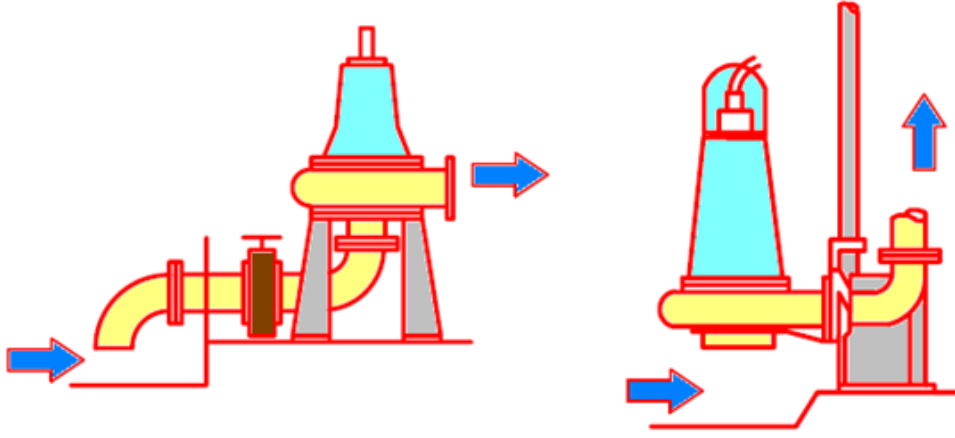
Şekil 3.20 Uçtan emişli pompa

Kağıt sanayinde kullanılan santrifüj pompalarda çark aşırı önem kazanmaktadır. Çarklar bu uygulamada genellikle kapalı olup aşınma plakalarına ihtiyaç göstermezler. Arka tarafı aşınma ringli ve (itme kuvveti ve yumuşak salmastra bölgesindeki basıncı azaltmak için) çarkı balans delikli olanlar da verim bir miktar daha düşük olmaktadır.



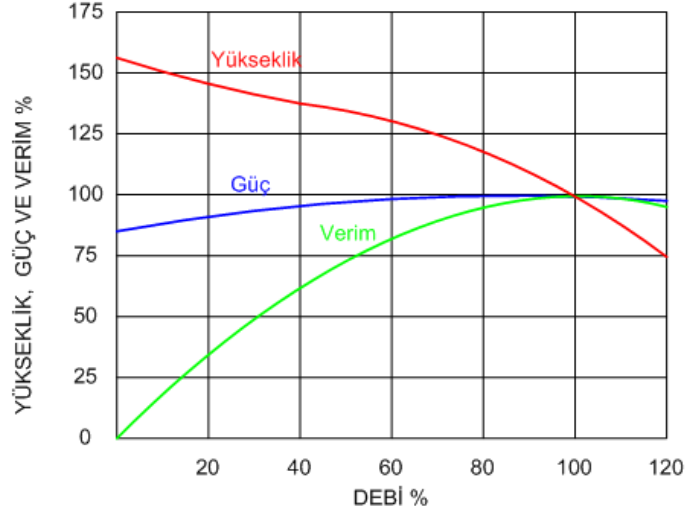
Şekil 3.21 Uçtan emişli pompaların performans eğrileri

Kuru kuyu (dikey santrifüj) ve dalgıç pompaların kullanım alanları banyo ve tuvalet atıklarının tahliyesi veya transferi, genel drenaj, besin ve kimya endüstrisidir.



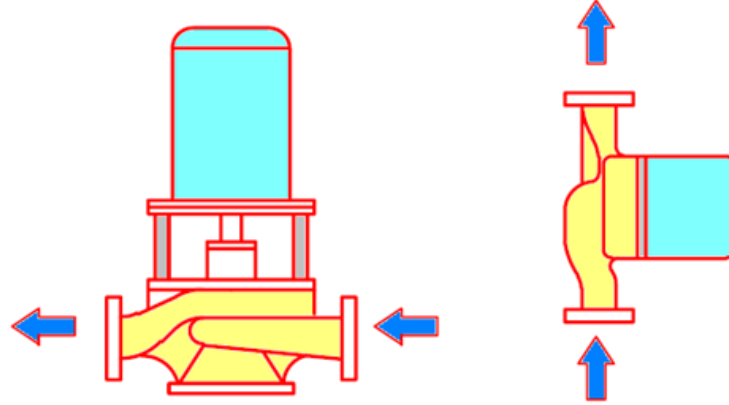
Şekil 3.22 Kuru kuyu (dikey santrifüj) pompası ve dalgıç pompa

Bu pompaların debisi, 45 m yükseklik için $700 \text{ m}^3/\text{h}$ civarındadır. Bu pompalardan dalgıç tipte olanların motorları bazen sıvı içinde bulduklarından motor yalıtımlarının çok iyi yapılması gerekmektedir. Bu tip dikey pompaların ve dalgıç pompaların performans eğrileri Şekil 3.23' deki gibidir.



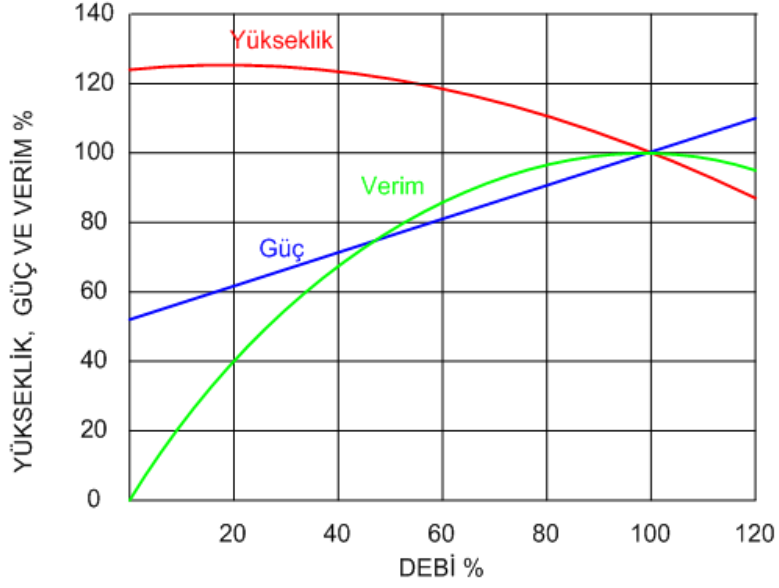
Şekil 3.23 Kuru kuyu (dikey santrifüj) pompası ve dalgıç pompa performans eğrileri

In-line tip (yandan emişli) santrifüj pompalar binalarda sıcak su dolaşımı ve klima devrelerinde, yakıt arıtmada ise gaz-oil, fuel-oil ve kerosen gibi akışkanlarda kullanılmaktadır.



Şekil 3.24 Hat tipi santrifüj pompa

Hat tipi pompalarda da arka aşınma halkalı ve (itme kuvveti ve salmastra bölgesindeki basıncını azaltmak için) çarkı balans delikli olanlarda verim bir miktar daha düşük olmaktadır.



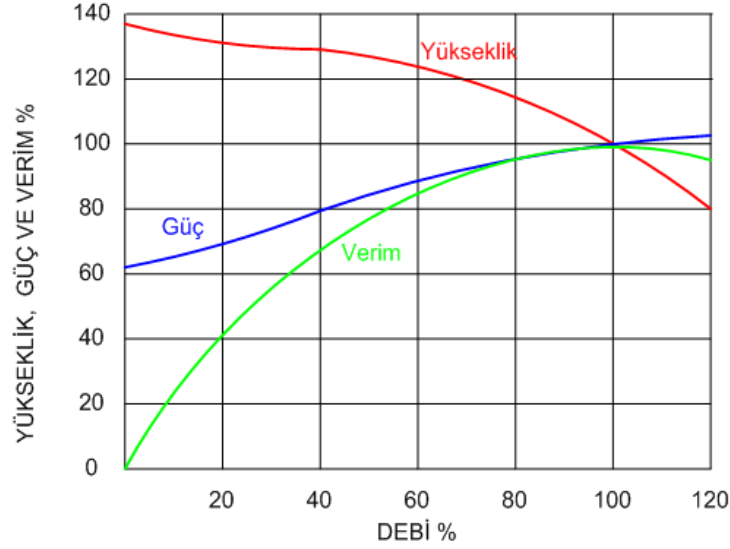
Şekil 3.25 In-line tip santrifüj pompanın performans eğrileri

Kendinden emişli santrifüj pompalar havuz, çim sulama, besleme üniteleri, dolaşım sistemleri, tarım ve sulama, tank ve sintine devreleri, kimyasal çözeltiler başta olmak üzere pek çok yerde kullanılmaktadır.

Elektrik motoru ile çalışan, kapalı çarklı tek emişli ve tek kademeli santrifüj pompaların debisi 500 m³/h ve basma yüksekliği 35 m dolayındadır. Bu pompalar başta temiz su olmak üzere yüksek korozyon içerikli kimyasallara kadar geniş bir aralıkta kullanılabilirler.

Santrifüj pompaların bazıları camdan yapılarak asit, süt, meyve suları ve diğer asit çözeltilerinde kullanılırlar. Çünkü cam, (hidroflorik ve fosforik asitler dışında diğer) tüm asit çözeltilerine karşı yüksek dirence sahiptir.

Çift emişli yatay santrifüj pompalar genel su sağlama, besleme ve destek hizmetleri, belediye su işleri, kondenser (yoğuşturucu) soğutma, su dolaşımı, inşaat sektörü, kimya fabrikaları ve ham petrol sağlamada kullanılmaktadır. Debileri 2 - 4500 m³/h arasında olabilen çift emişli yatay santrifüj pompaların performans eğrileri Şekil 3.26' da gösterilmektedir.



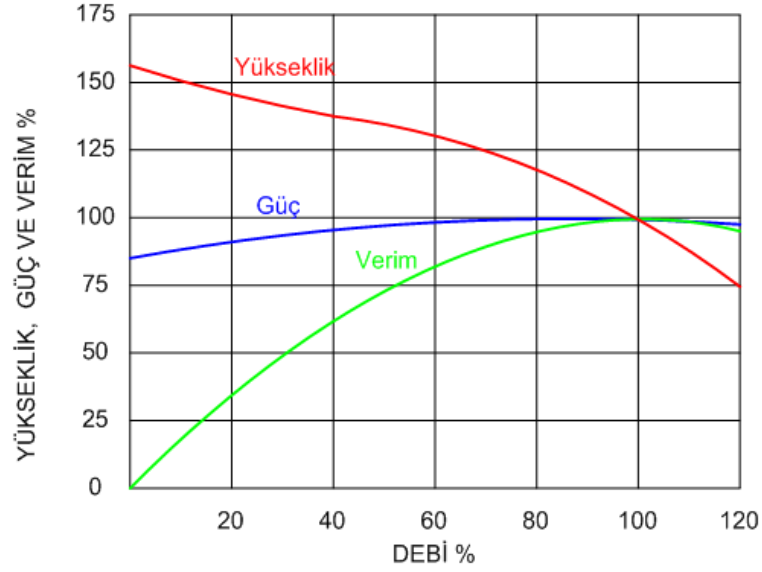
Şekil 3.26 Çift emişli santrifüj pompaların performans eğrileri

Tarım işlerinde kullanılan pompalar genellikle yüksek debili ve düşük basınçlı pompalardır. Bu pompalar aynı zamanda drenaj, sel sularının kontrolü ve tahliyesi gibi işlerde de kullanılan pervane tip pompalardır.

Tuvalet atıkları ve çamur işlemlerinde kullanılan santrifüj pompaların çarkı tıkanma olmaması nedeniyle iki veya dört kanatlı ve açık veya yarı açık biçimde yapılmaktadır.

Tank pompaları sadece tuvalet atıklarını basan pompalar olmayıp ayrıca kuyu veya tank gibi yerlerdeki suları şamandra sayesinde genellikle otomatik olarak basan pompalardır. Kuyu veya tank içinde su bittiği zaman pompa da şamandra sayesinde otomatik olarak stop ettirilmektedir. Bu pompaların motor ve pompa arasındaki milleri uzun olduğundan sistemin pompa kısmı suyun içindedir.

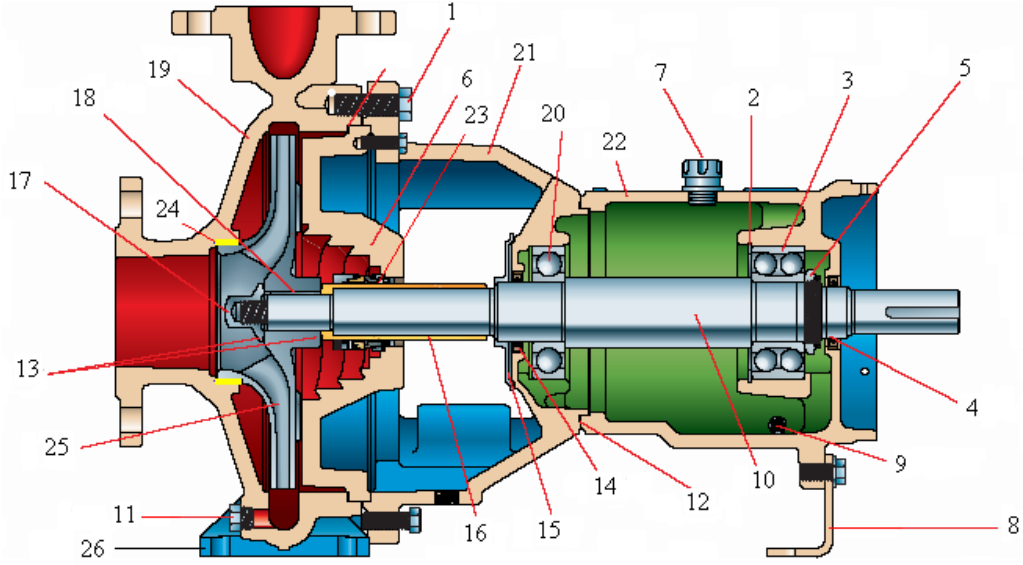
Sığ kuyu pompaları, pompa emiş ağızlarının pompa çark merkezine olan mesafesinin (emme derinliğinin) 6,7 m veya daha az olduğu yerlerde kullanılır. Derin kuyu pompalarında ise dalgıç tipi pompalar veya suyun içinde olan diğer pompalar tercih edilmektedir. Bu amaçla kullanılan pompalardan olan türbin pompalar düşük debili ve orta veya yüksek basınçlıdır. Ancak bu pompalar korozif ve aşındırıcı içeren sıvılarda kullanılmazlar. Türbin tip pompalar emme derinliği sorunu olmayan yerlerde tercih edilirler, bu nedenle de sıvıya yakın yerlere veya sıvı içine yerleştirilirler. Difüzör tipli bazı derin kuyu pompaları da "*türbin pompaları*" olarak adlandırılmaktadır.



Şekil 3.27 Tübin tipli derin kuyu pompalarının performans eğrileri

3.10. Pompa Elemanları

Bu bölümde tüm pompaların ortak elemanları ile daha çok santrifüj pompa elemanlarından bahsedilecektir. Şekil 3.28’ de yatay bir santrifüj pompa ve elemanları görülmektedir. İster hacimsel, ister dinamik pompa olsun her iki tipteki pompalarda da bazı ortak elemanlar mevcuttur. Bunlar mil, yatak (rulman), yatak gövdesi, gövde, kaplin, sızdırmazlık elemanı (yumuşak salmastra, mekanik salmastra, keçe) gibi elemanlardır. Şekil 3.28’ deki yatay santrifüj pompanın elemanları Çizelge 3.2’ de gösterilmekte olup O-ring, civata vb. elemanlar her pompada bulunabilecek elemanlardır. Tüm bu elemanların bir birleri ile bir denge halinde çalışması gerekmektedir. Bu elemanların herhangi birinde meydana gelecek bir arıza, balanssızlık vb. problemler pompanın enerji tüketimini arttırmaya yönelik olumsuzluklar doğuracağı için işletme esnasında kestirimci ve önleyici bakıma gereken önem verilmelidir.



Şekil 3.28 Yatay santrifüj pompa ve elemanları (<http://www.ksb.com/>)

Çizelge 3.2 Santrifüj pompa elemanları

Parça No	Parça Adı	Parça No	Parça Adı
1	Blok cıvataları	14	Yağ keçesi, iç
2	Rulman kilidi/segmanı	15	Su tutucu
3	Srast yatağı	16	Şaft burcu
4	Yağ keçesi, dış	17	Çark somunu
5	Yatak kilitleme somunu	18	Çark kaması
6	Mekanik seal yuvası	19	Blok (Volute gövde)
7	Yağ doldurma tapası	20	Radyal yatak
8	Destek ayağı	21	Muhafaza
9	Yağ (boşaltma) tapası	22	Yatak muhafazası
10	Şaft	23	Mekanik seal
11	Gövde boşaltma tapası	24	Aşınma ringi
12	O ring, yatak bloğu	25	Çark
13	O ring, şaft burcu	26	Döşek

3.10.1. Mil (Şaft)

Pompaların belki de en önemli elemanıdır. Santrifüj pompalarda mil, elektrik motorlarından alınan dairesel hareketi genellikle kaplinlerle, nadiren de manyetik olarak çarka aktarmaktadır. Pompa şaftları; pompa kaplini, mekanik salmastra, çark, vakum çarkı, rulman gibi elemanları da üzerinde taşımaktadır. Kaplin ve çarklar şafta sıkı geçmeli ve kamalı olarak monte edilirler. Üzerinde taşıdığı elemanları da etkilediğinden dolayı pompa şaftları, hareketi aldıkları motor şaftları ile aynı eksende olmaları gerekir.

Pompa şaftları malzeme olarak paslanmaz çelik, krom çeliği veya yüksek mukavemetli karbon çeliklerinden yapılmaktadır. Pompa şaftındaki en ufak hasar, üzerinde taşıdığı çark, rulman, mekanik salmastra ve kaplin gibi parçalar nedeniyle tüm pompayı etkiler. Pompa şaftlarının en çok hasar gören kısımları yumuşak salmastra veya mekanik salmastra ile çalışan kısımlar ve şaft üzerindeki kama yuvalarıdır.



Şekil 3.29 Pompa şaftı



Şekil 3.30 Şaft burcu

Şaftın mekanik veya yumuşak salmastra ile çalıştığı yüzey aşındığında, akışkanın dışarı kaçması söz konusu olacağından şaftın tashih edilmesi veya yenilenmesi gerekir. Şaftın yenilenmesi oldukça pahalı bir yol olduğu için büyük şaftlarda, şaftın yenilenmemesi için yumuşak veya mekanik salmastranın çalıştığı yerde şaft burcu kullanılmaktadır. Şaft burçları bronz, paslanmaz çelik ve dökme demir gibi malzemelerden yapılmaktadır.

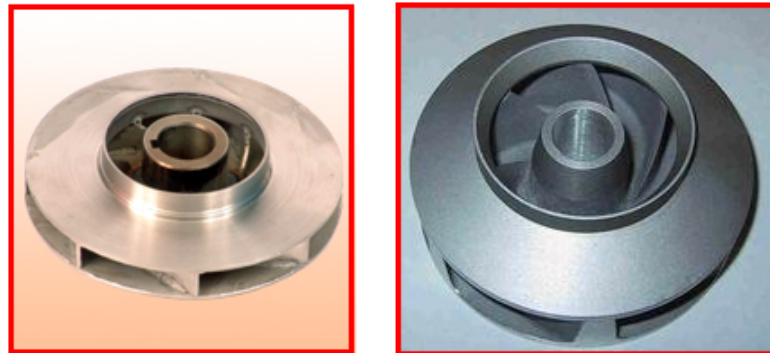
Şaft burcu kullanıldığında aşınma olayı, şaft yerine burçta meydana geleceği için şaft yerine burç değiştirilir.

3.10.2. Çark

Elektrik motorunun dönel hareketini alan şaftın üzerinde olan çark, dönüş hareketiyle göbek (orta veya merkez) kısmından emdiği sıvıyı içindeki kanatlar vasıtasıyla gövdeye veya sabit kanatlardan geçirerek kullanılacağı devreye basar. Çarklar kullanıldığı yer veya sıvıya göre değişmekle birlikte bronz, dökme demir, paslanmaz çelik, pik döküm, döküm krom çeliği veya termoplastik malzemelerden yapılabilir.

Çarkı yataklayan aşınma halkaları, aşındıkları zaman genellikle çarktaki çalıştıkları yüzeyi de aşındırırlar. Bu durumda sadece aşınma halkalarını değiştirmek yetmez. Çark üzerinde aşınan kısım uygun kaynak malzemesi ile doldurulur ve düzeltilerek kullanılabilir. Bunun mümkün olmadığı durumda çarkın da yenilenmesi gerekmektedir.

Çarklar, mekanik konstrüksiyonlarına göre Şekil 3.32' de görüldüğü gibi kapalı olabileceği gibi açık ve yarı açık (veya yarı kapalı) da olabilir.



Şekil 3.32 Farklı malzemedен yapılmış kapalı çarkların ön ve arka yüzleri

Açık ve yarı açık çarklar genellikle tıkanma problemi istenmeyen ve içinde tanecikler bulunan sıvılarda örneğin pis su ünitelerinde veya dalgıç pompalarda kullanılırlar.



Şekil 3.33 Yarı açık ve açık çark

Çarklar, shaft ekseni baz alınarak sıvıya verdikleri akış yönüne göre de radyal akışlı, aksenal akışlı ve karışık akışlı olmak üzere üç sınıfa ayrılırlar. Bu çarklardan aksenal akışlı çark örneği Şekil 3.34' de görülmektedir.



Şekil 3.34 Aksenal akışlı çark



Şekil 3.35 Çift emişli çark

Radyal akışlı çarklar genellikle düşük debi ve yüksek basma yüksekliği gerektiren yerlerde kullanılırken aksenal akışlı çarklar da yüksek debi ve düşük basma yüksekliği gerektiren yerlerde tercih edilmektedir.

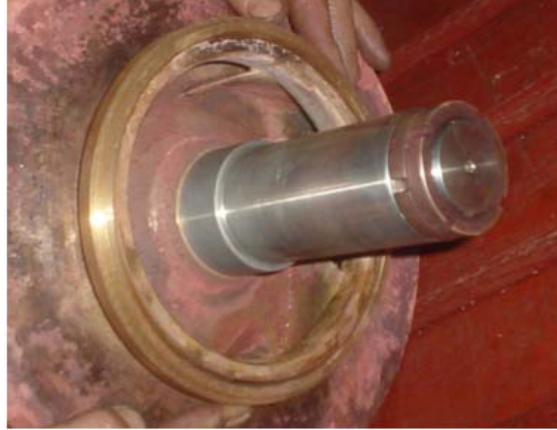
Çarklar emiş olarak da tek emişli ve çift emişli olmak üzere ikiye ayrılırlar. Çift emişli çarkların hidrolik denge avantajı bulunmaktadır.

3.10.3. Aşınma Halkası

Aşınma halkasının amacı pompa çarkını yataklamak ve çark ile pompa gövdesi arasında değiştirilebilir bir sızdırmazlık bağlantısı sağlamaktır. Aşınma halkası, aynı zamanda santrifüj pompaların giriş ve çıkış taraflarını, diğer bir ifadeyle ise yüksek basınç ve alçak basınç taraflarını birbirinden ayırmaktadır. Aşınma halkasının iç çapı ile çarkın yataklanacağı kısım arasında bir miktar boşluk bulunmakta olup bu boşluk sayesinde pompa (çark) çıkışındaki basınçlı suyun bir kısmı girişe geri dönmektedir. Pompa veriminin artırılması için bu boşluğun küçük tutulması gerekmektedir.

Adından da anlaşılacağı gibi aşınma halkaları zaman içinde aşınmaktadır. Genel bir kural olarak aşınma halkaları ile pompa çarkı arasında mevcut olan boşluk, dizayn boşluğunun iki katı kadar (% 200) artarsa aşınma ringleri değiştirilmeli veya yenilenmelidir.

Aşınma ringleri (halkaları) bronz, dökme demir, paslanmaz çelik ve nikel alaşımli dökme demir gibi malzemelerden yapılmaktadırlar.



Şekil 3.36 Aşınma halkası

3.10.4. Pompa Gövdesi

Santrifüj pompa gövdeleri de diğer malzemeler gibi kullanıldığı yer, ortam veya akışkana göre dökme demir, paslanmaz çelik, pik döküm ve bronz gibi malzemelerden yapılabilirler. Blok, pompanın dış kısmı olup kaplin dışında bütün elemanları içinde bulunduran ana parçadır.



Şekil 3.37 Pompa gövdesi

Pompanın, çarkı içinde bulunduran gövdesi Volute (salyangoz) veya dairesel biçimdedir. Volute gövde, benzerliğinden dolayı çoğu kez "salyangoz" olarak da adlandırılmaktadır. Çarkın bastığı sıvıdaki kinetik enerji, salyangoz şekilli gövdenin biçiminden (çıkış tarafına doğru büyüyen hacimden) dolayı basınç enerjisine çevrilmektedir. Volute gövde, imalatçı firmanın önerdiği şartlarla çalıştırıldıklarında düşük devirlerde çalışan ve aşırı baskı altında olan şaft üzerindeki hidrolik basıncın dengelenmesine yardımcı olmaktadır.

Volute gövde genellikle basma yüksekliği fazla olan yerlerde kullanılırken dairesel gövdeler de daha çok yüksek debi için tercih edilirler. Dairesel gövdelerde çark çevresinde bulunan ve "difüzör" adı verilen sabit kanatlar vasıtasıyla hız düşürülerek basıncın artması sağlanmaktadır.



Şekil 3.38 Difüzör (sabit kanat)

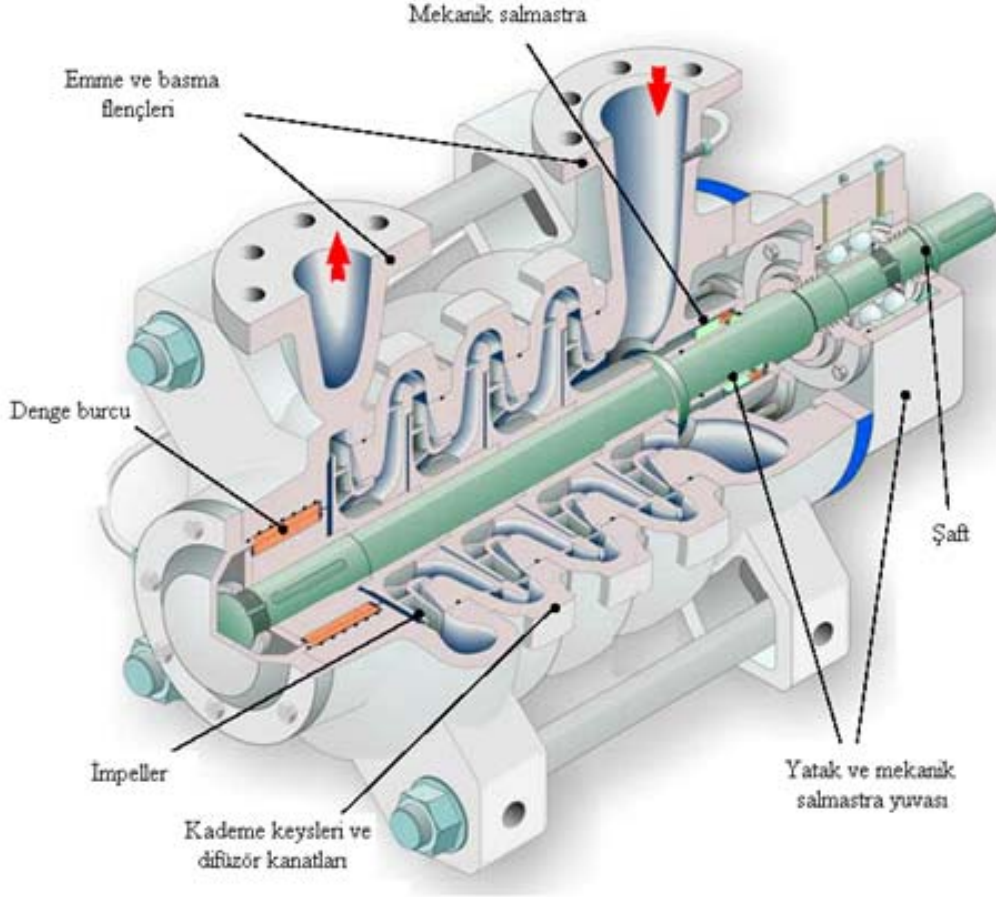
3.10.5. Sızdırmazlık Elemanları

Pompalarda ve devrelerinde kullanılan sızdırmazlık elemanları kendir, teflon bant, muhtelif conta, O ring, yağ keçesi, yumuşak salmastra, mekanik salmastra, bakır pul, havşa ve yüksüktür. Bu sızdırmazlık elemanları statik ve dinamik olmak üzere ikiye ayrılır. Statik sızdırmazlık elemanları sabit olan boru, rakor gibi hareketsiz yerlerde; dinamik sızdırmazlık elemanları ise pompa, silindir pistonu gibi hareketli yerlerde kullanılır. O ring ise hem dinamik, hem de statik sızdırmazlık elemanı olarak kullanılmaktadır.

Pompaların genellikle bir, nadiren de iki tarafında sızdırmazlık elemanı kullanılmaktadır. Pompalarda sızdırmazlık elemanı olarak yumuşak salmastra kullanıldığında bu yuvaya "*salmastra kutusu*", mekanik salmastra kullanıldığında ise "*seal veya sızdırmazlık hücresi (yuvası)*" adı verilmektedir.

Mekanik salmastra kullanılan pompalarda mekanik salmastrayı ya pompanın üst gövdesi ya da birkaç cıvatalı bir parça (baskı kapağı) baskı yaparak korur. Salmastra yuvasında yumuşak salmastraları koruyan ve baskı yapan parçaya "*salmastra glendi*" adı verilmektedir.

Pompalar vakum altında emme yapmaya çalışıyorlarsa sızdırmazlık elemanlarının altında oluşan atmosfer altı basıncın korunması gerektiğinden sızdırmazlık elemanlarının önemi daha da artmaktadır. Çünkü pompanın ilk çalıştırılması ile birlikte sızdırmazlık niteliğini kaybetmiş bir yumuşak veya mekanik salmastra nedeniyle dışarıdan içeriye hava emilecek ve pompa operasyonu daha da sorunlu hale gelecektir. (Burgmann, 2006)



Şekil 3.39 Mekanik salmastra kullanılan kademeli bir pompa (Burgmann, 2006)

Salmastra kutuları ve yuvaları sızdırmazlık yanında soğutma veya yağlama sağlayarak uygun sıcaklığın korunmasını da sağlarlar.

3.10.5.1. Yumuşak Salmastra

Contalar; sabit veya birbirine göre statik parçalar arasında sızdırmazlığı sağlayan elemanlardır. Salmastralar ise; gidip-gelme, dönme, titreşim gibi hareketler yapan ekipmanlarda dinamik sızdırmazlık sağlarlar. Hareketli parçalar arasında sızdırmazlığın sağlanması hıza, basınca, sıcaklığa ve ortam akışkanının kimyasal özellikleri gibi faktörlere bağlıdır. Bunun yanında salmastra kutusu dizaynı, şaft ile yuvanın yüzey temizliği, salmastra yerleştirme şekli ve şaft salgısı da salmastranın sızdırmazlık özelliğini etkiler.

İdeal bir salmastra;

- Kendisini direkt olarak ilgilendiren basınç, hız, sıcaklık, akışkan gibi kullanılacağı ortam şartlarına uygun olmalıdır.
- Değişik şartlarda kullanılabilmesi, böylece stok çeşitleri en aza indirilebilmelidir.
- İlk alıştırma periyodunda şaft ve salmastra yuvasına kolay ve kısa sürede adapte olabilmelidir.
- Fazla sürtünme oluşturmamalıdır.
- Şaftı aşındırmamalı, korozif etkisi olmamalıdır.
- Sık sık bakım ve ayarlama gerektirmemelidir.
- Arzu edilen çapta bükülebilecek kadar esnek olmalı ve büküldüğünde de kesitinde deformasyon olmamalıdır.
- Hareket halindeyken şaft salgısını absorbe edecek kadar elastik olmalıdır.
- Uzun ömürlü ve ekonomik olmalıdır.

Hiç bir salmastra bu özelliklerin tümünü bir arada taşımaz. Bu nedenle de çeşitli kullanım yerleri ve şartlarına uygun salmastra tipleri geliştirilmiştir.

Salmastraların örgü yapısı, salmastranın çalışma ömrü ve performansını etkileyen önemli bir faktördür. Bu nedenle salmastralarda mükemmel bir kare kesit sağlayan özel diyagonal örgü kullanılmalıdır. Bu tip örgü, salmastranın esnekliğini ve dayanıklılığını artırdığı için kare kesitlerinde herhangi bir deformasyon olmaksızın en küçük kullanma çapında dahi rahatlıkla bükülebilirler. Ayrıca sıkı bir örgü yapısına ve düzgün bir yüzeye sahip olduklarında düz örgülü ve üst üste örgülü salmastraların aksine yüzeydeki iplikler aşındığında veya kesildiği zaman dağılma meydana gelmez. Diyagonal örgü, salmastranın performansını ve çalışma ömrünü önemli ölçüde artırır.

Salmastraların imali esnasında üstün kalitenin sağlanması amacı ile her iplik örülmeden önce tek tek teflon, grafit, özel yağlayıcı vb. ile emprenye (emdirme) edilmektedir. Bu şekilde, emprenye maddelerinin, salmastranın tüm kesitinde eşit olarak dağıtılmış olması sağlanmaktadır.



Şekil 3.40 Salmastraların örgü yapısı

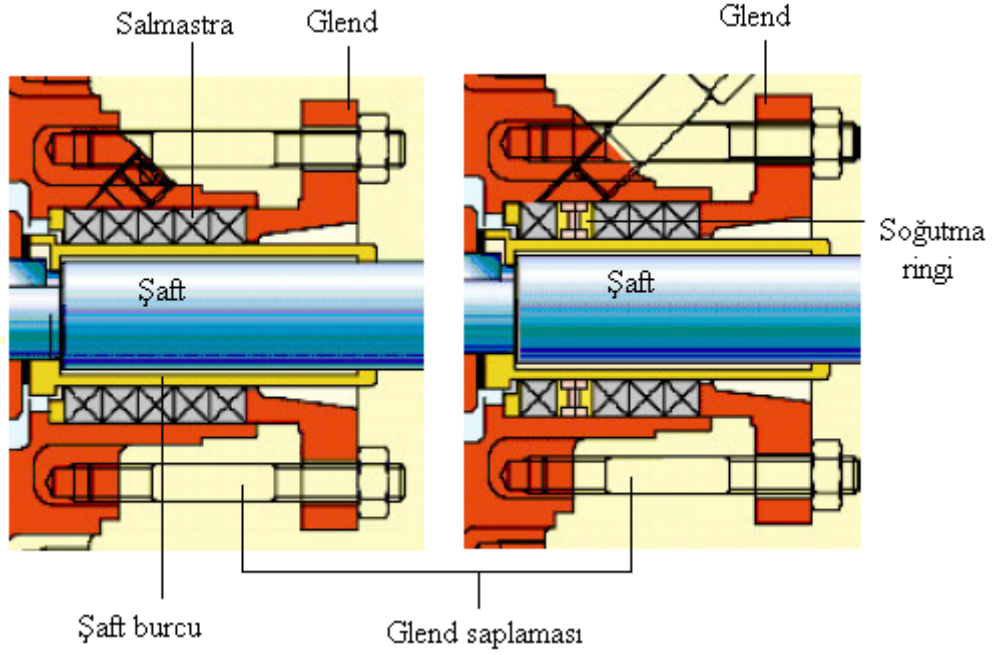
Salmastraların yüksek performans göstermesi, doğru bir seçim ve iyi bir montaj sayesinde olur. Uygun yerleştirilmemiş bir salmastra, ne kadar sıkılırsa sıkılsın kaçakları önleyemez, fazla sıkıldıkça da aşırı ısınır, ezilir ve akar, ayrıca şaft aşınmasına da neden olur. Bu nedenle salmastra montajı sırasında aşağıdaki noktalara dikkat edilmelidir.

- Eski salmastralar çıkarıldıktan sonra, salmastra kutusu iyice temizlenmelidir. Salmastraları çıkarmak için "*salmastra çıkarıcı*" kullanılması tavsiye edilmektedir.
- Şaft çok aşınmış veya karıncalanmış ise temizlenmeli veya değiştirilmeli, yatak boşlukları alınmalıdır. Şaft yüzey temizliğinin en az 0,4 μm olması tavsiye edilir. Bu da şaftın taşlanması ile elde edilebilir.
- Şaft ile salmastra yuvası ve şaft ile glend arasındaki boşluğun en fazla 0,5 mm, glend ile salmastra yuvasının arasındaki boşluğun en fazla 0,2 mm olmasına dikkat edilmelidir. Boşluklar daha büyük ise, salmastra basınç altında ezilerek bu boşluklara akabilir.
- Salmastralar spiral şekilde yerleştirilmemeli, mutlaka şaft çapına uygun ringler (halkalar) şeklinde olmalıdır. Bunun için salmastra, ortalama şaft çevresi kadar uzunluklarda kesilip kullanılmalıdır. Salmastra bir kalıp üzerinde gerekli ring (halka) sayısında spiral şekilde sarılarak ağızları 45° veya 90° lik açı ile kesilebilir. Ring (halka) şeklinde kapatıldığında ise uçlar birbirine paralel olmalıdır.
- Pompalarda genellikle salmastranın kaçakları sınırlandırması, fakat tamamen önlememesi istenir. Bir miktar akışkan sızıntısı, şaft aşınmasını minimumda tutacak ve sürtünmeden dolayı oluşan ısıyı transfere yardımcı olacak bir yağlayıcı görevi görür. Bu nedenle pompa çalıştırılmadan önce glend, el ile hafifçe sıkılmalı, böylece çalıştığı anda bir miktar kaçağa izin verilmelidir.

Akışkana bağlı olarak 50-200 damla/dakika kaçak normaldir. Yaklaşık 15 dakikalık bir işletmeden sonra glend civataları her defasında 1/6 oranında kademeli ve eşit olarak sıkılmalıdır. Bu arada salmastra yuvası sıcaklığının çok fazla artmamasına dikkat edilmelidir. Eğer sıcaklıkta ani bir artış veya kaçakta çok fazla bir azalma varsa, glend derhal gevşetilmeli ve işlem tekrar başlatılmalıdır. Bu ilk alıştırma dönemi özellikle önemlidir. Gerekli dikkat gösterilmezse, yüksek hızlarda salmastra yüzeyi bozulabilir. İlk alıştırma dönemi bitiminde izin verilecek minimum kaçak miktarı akışkan, ortam basıncı, sıcaklık ve hıza bağlı olarak 10-120 damla/dakika arasında değişebilir.

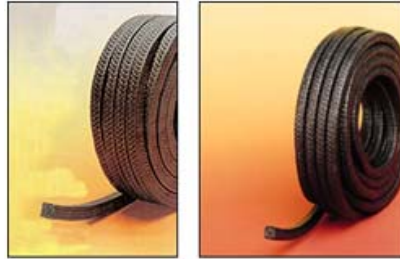
- Salmastraların aşırı sıkılması, kaçakları tamamen önler, fakat bu durumda salmastra, kuru şaft üzerinde dönerek sürtünme nedeniyle sıcaklığın artmasına, bu ısı ise salmastra içindeki yağlayıcının bozulmasına ve akmasına neden olabilir. Sonuçta salmastra hacmi giderek küçülebilir. Sonunda salmastra, tamamen kuruyarak yanabilir ve şaft aşınabilir. Bu nedenle özellikle yüksek hız ve sıcaklıklarda, salmastranın bir miktar kaçak yapmasına izin verilmesi tavsiye edilmektedir.

Pompalara atılacak salmastraların sayısı salmastra yuvasının derinliğine bağlıdır. Bazı pompalarda bu yuvaya Şekil 3.41' de sol tarafta görüldüğü gibi birkaç sıra salmastra peş peşe atılır. Bazı pompalarda ise yuvanın pompa tarafına bir, iki ya da üç sıra salmastra atıldıktan sonra Şekil 3.41' de sağ tarafta görüldüğü gibi araya soğutma veya yağlama parçası (burcu veya halkası) konulur. Daha sonra bu soğutma veya yağlama parçasının (halkasının) diğer (glend) tarafına iki veya üç sıra daha salmastra atılıp tümü glend vasıtasıyla sıkılır. Böylece salmastralar ve şaft, bu ring vasıtasıyla ve pompanın bastığı akışkanla yağlanıp soğutulurlar.



Şekil 3.41 Pompa şaft boğazına salmastra atılması

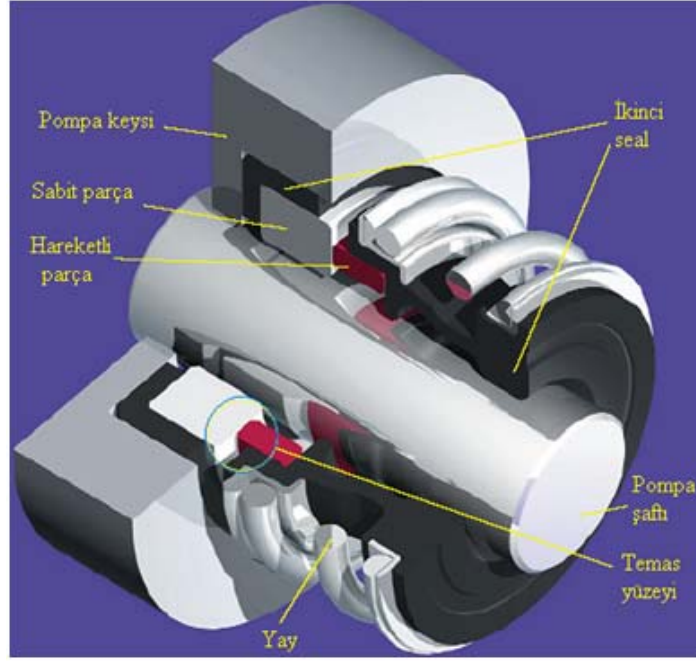
Pompalarda kullanılan salmastraların don yağlı, teflonlu, grafitli, telli grafitli, kurşunlu grafitli gibi adları olsa da temelde teflon monofil esaslı ve amyant esaslı olmak üzere iki çeşit salmastra vardır. Gerekliğinde bu temel esaslara yağlayıcı ve grafit empenye edilmektedir. (Burgmann, 2006)



Şekil 3.42 Yumuşak salmastra çeşitleri

3.10.5.2. Mekanik Salmastra veya Boğaz Pateni

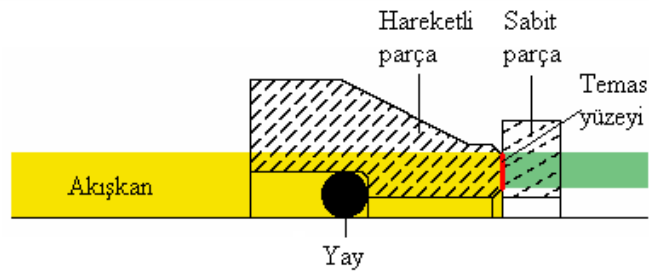
Günümüzde pompalarda en çok kullanılan ve en önemli sızdırmazlık elemanı mekanik salmastradır. Pek çok çeşit mekanik salmastra olmasına rağmen en çok kullanılan çeşitlerinden biri Şekil 3.43'te görülmektedir. Şekilden de anlaşıldığı gibi mekanik salmastra; pompa bloğuna monte edilen sabit parça, pompa şaftına geçirilen hareketli parça, yay, yay tutucusu ile sabit ve hareketli parçalardaki seallerden (sızdırmazlık elemanlarından) oluşmaktadır.



Şekil 3.43 Mekanik salmastra ve elemanları

Mekanik salmastraların çalışma prensibi kısaca şöyledir: Şaftta geçirilen hareketli parça; yay ve dışarıya kaçmaya çalışan akışkanın basıncıyla sabit parçaya doğru itilir. Hareketli parçanın yüzeyi ile sabit parçanın yüzeyi birbirleriyle temas haline gelir ve akışkanın şaft çevresinden dışarıya kaçması önlenmiş olur. Oysa sabit parçanın dış tarafından da akışkanın dışarı sızması mümkündür. Bu da sabit parçanın üzerine takılan bir seal ring (lastik) ile bazen de bir O ring ile önlenir. Böylece mekanik salmastranın hem iç, hem de dış tarafından dışarıya akışkan sızdırmasının önüne geçilmiş olur.

Mekanik salmastralar akışkan basıncının esas alındığı durumda balanslı (dengeli) ve balanssız (dengesiz) olarak ikiye ayrılmaktadırlar.

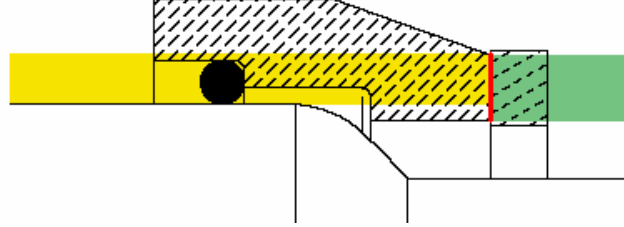


Şekil 3.44 Dengesiz mekanik salmastra

Şekil 3.44' de görülen mekanik salmastranın şaftla birlikte dönen hareketli parçası, yay ve akışkan basıncıyla pompa blokundaki sabit parçaya doğru itilmektedir. Buradaki akışkan

basıncı tümüyle kullanılırsa buna "*dengesiz (balanssız) mekanik salmastra*" denilmektedir. Burada hidrolik itme yüzeyi temas yüzeyine eşittir.

Şekil 3.45' de ise bir öncekinin aksine hidrolik itme yüzeyi, temas yüzeyinden küçüktür. Bu şekilde olanlara "*dengeli mekanik salmastra*" denilmektedir.



Şekil 3.45 Dengeli mekanik salmastra

Bu mekanik salmastralarda balans (denge) oranı "*b*" ile gösterilirse "*b = hidrolik itme yüzeyi/temas yüzeyi*" şeklinde ifade edilir. Şayet "*b*" değeri azaltılırsa termal aşırı yük riski de azaltılmış olur, ancak izlerin ayrılma riski artırılmış olur.

Mekanik salmastraların temas yüzeylerindeki gerçek basınç; yay basıncı (P_m) ile akışkan basıncına (P_h) bağlıdır ve bu toplam basınç " P_t " ile gösterilerek " $P_t = P_m + P_h$ " şeklinde ifade edilir. Akışkan basıncı hesaplanacağı zaman aşağıdaki bağlantı kullanılır.

" $P_h = \Delta P (b - k)$ " olup " ΔP " içerideki (akışkan basıncı) ile dışarıdaki basınç (genellikle atmosfer basıncı) arasındaki farktır. Katsayı olarak kullanılan "*k*" ise doğrusal veya dışbükey izler arasındaki basınç dağılımını ifade eder. Doğrusal modellerde $k = 0,5$ ve dışbükey modellerde $k > 0,5$ olarak alınır. Balans oranı ve katsayı 0,5 olduğu durumda hidrolik gücün hiç katkısı olmadığı ve mekanik salmastranın sadece yay basıncıyla çalıştığı sonucu çıkar.

Mekanik salmastralar hem tek, hem de ikili olarak kullanılabilir.

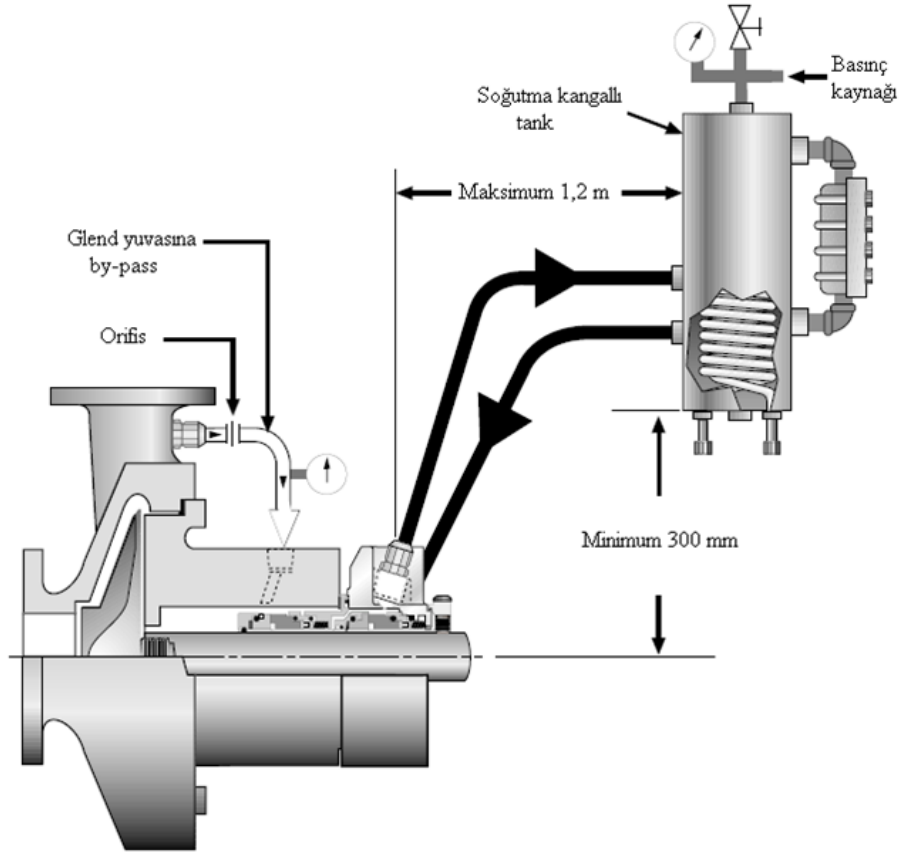
Mekanik salmastraların sabit ve hareketli parçalarında malzeme olarak metal emdirilmiş karbon, reçine emdirilmiş karbon, reçine bağlı karbon grafit, silikonlu grafit, cam takviyeli PTFE (politetrafloretillen), karbon takviyeli PTFE, diğer sentetik malzemeler, tungsten karpit, krom karpit, silikon karpit, alüminyum oksit veya steatit gibi seramik malzemeler, kromlu çelik, nikel kromlu çelik, nikel krom ve molibdenli çelik ile krom molibdenli dökme demir kullanılmaktadır. Hareketli ve sabit parçalar genellikle karbon-grafit malzemedен olmasına karşın kısaca "*karbon*" olarak adlandırılır. Bu malzemenin kullanılma nedenleri karbonların iyi yağlama özellikleri, çalışma yüzeylerindeki iz hatalarını giderme eğilimi, iyi bir kimyasal dayanım, yüksek sıcaklığa dayanım, yeterli sıkıştırma direnci ve düşük üretim maliyetidir.

İkincil seal, O ring veya lastik olarak adlandırılan parçalarda da malzeme olarak nitril kauçuk, EPDM (etilenpropilen kauçuk), silikonlu kauçuk ve PTFE kullanılmaktadır. Yay ve diğer parçalarda ise karbon çeliği, kromlu çelik, nikel kromlu çelik, nikel krom molibdenli çelik ve pirinç ile monel kullanılmaktadır. Çok klasik bir mekanik salmastranın elemanları ile malzeme örnekleri Şekil 3.46' da gösterilmektedir. (Burgmann, 2006)



Şekil 3.46 Mekanik salmastra elemanları

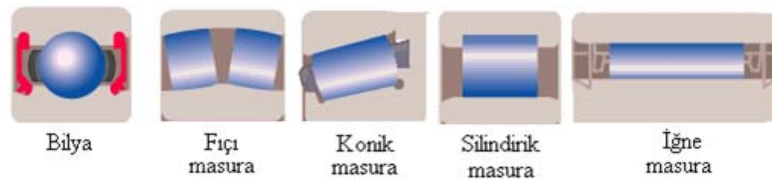
Mekanik salmastralar genellikle pompaların bastıkları akışkanla yağlanır ve soğutulurlar. Buna karşın nadiren de olsa harici bir tank yardımıyla soğutulan mekanik salmastra örneği Şekil 3.47' de gösterilmektedir.



Şekil 3.47 Tank yardımıyla soğutulan mekanik salmastra

3.10.6. Yataklar ve Rulmanlar

Şaftlara sıkıca geçirilerek onları bir veya iki yerden yataklayan içleri bilyeli veya masuralı elemanlara "*rulman*" denilmektedir. Rulman dışında pirinç malzemedeki yapılmış yataklar da pompalarda kullanılmaktadır. Rulmanlar; pompalarda, türbinde, kompresörlerde ve akla gelebilecek yataklama amaçlı hemen her yerde kullanılabilir. Rulmanların içindeki kayma (yuvarlanma) hareketini sağlayan elemanlar birkaç çeşit olabilir. Rulmanların bilyeli, fiçi masuralı, konik masuralı, silindirik masuralı, iğne masuralı, tek sırtlı, çift sırtlı vb. gibi pek çok çeşidi bulunmaktadır.



Şekil 3.48 Rulmanlarda kayma sağlayan elemanlar

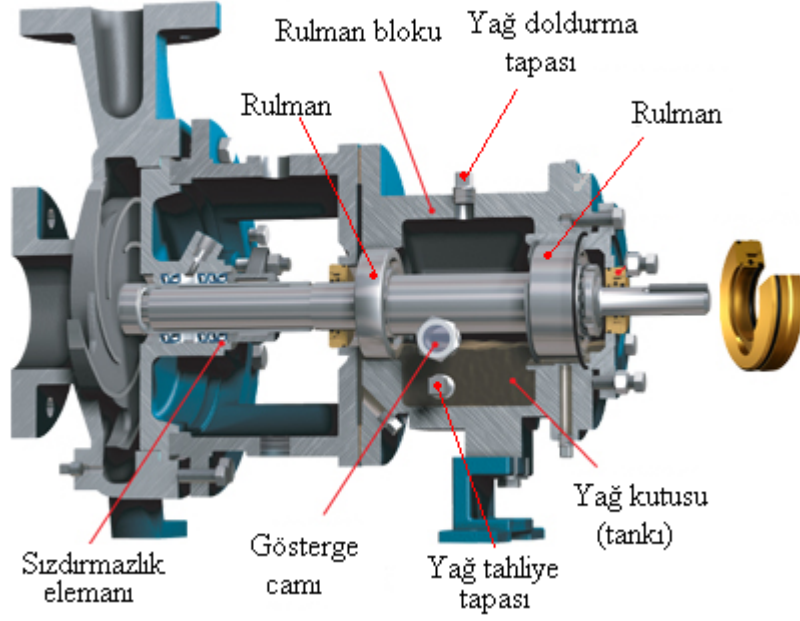
Malzeme olarak paslanmaz çelikten yapılan rulmanların her iki tarafı açık olabileceği gibi bir ya da iki tarafı kapalı olanları da bulunmaktadır. Rulmanlar iç çap, dış çap ve kalınlık gibi ölçüleri ifade eden seri numaraları ile sipariş edilir ve kullanılırlar.



Şekil 3.49 Kapalı ve açık rulman

Rulmanın dış halkası üzerindeki numaranın yanında hiçbir yazı yoksa rulmanın iki tarafı da açıktır. Z veya R harfi varsa bir tarafı kapalı, ZZ veya 2R harfi varsa iki tarafı da kapalıdır. Kapalı rulmanlar daha çok elektrik motorlarında kullanılır ve greslenmelerine gerek yoktur. Şayet iç çapı, dış çapı ve kalınlığı aynı olan kapalı rulmanın yedeği varken aynı ölçülerde açık rulman gerekiyorsa ve yedekte de açık rulman yoksa, bu gibi durumlarda rulman kapaklarını tutan yaylı segmanlar çıkarılarak rulman açık olarak kullanılabilir. Ancak böyle durumlarda bu rulmanın greslenmesi gerektiği asla unutulmamalıdır.

Pompa üzerindeki rulmanlar bazen gres, bazen de dökme yağ ile yağlanmaktadır. Rulmanları ve yağı barındıran rulman taşıyıcı blok genellikle dökme demirden yapılmaktadır. Dökme (basınçlandırılmamış) yağ ile yağlanan rulman taşıyıcıları üzerinde yağ doldurma tapası, yağ tahliye tapası ve gösterge (seviye) camı bulunmaktadır. Bu elemanların tümü Şekil 3.50' de gösterilmektedir. (SKF, 2008)

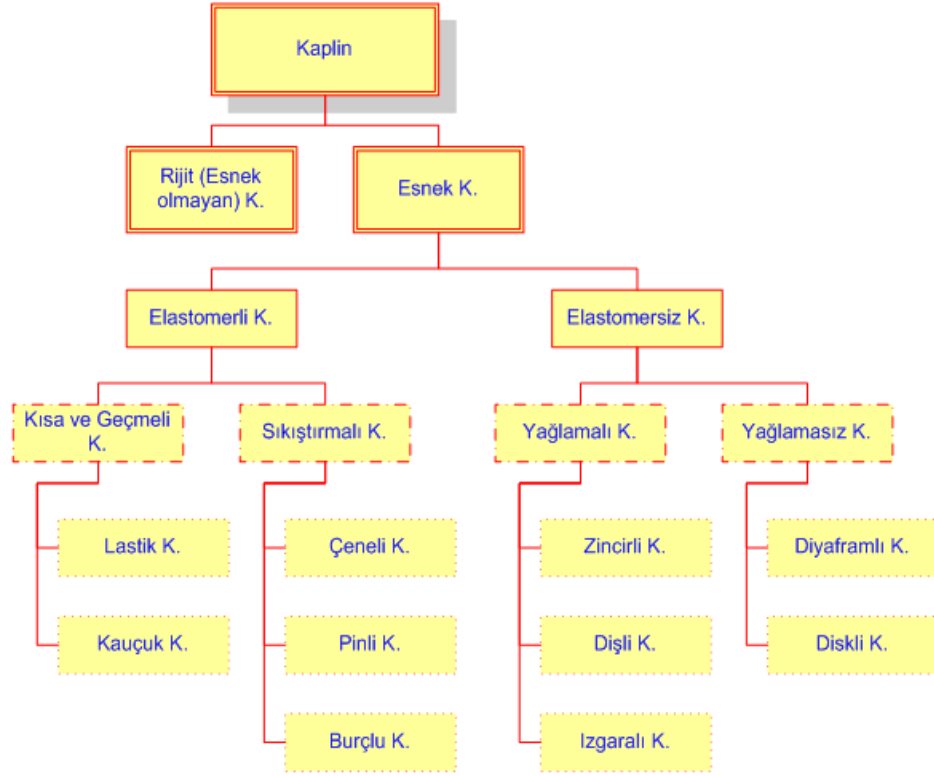


Şekil 3.50 Rulman taşıyıcısı üzerindeki elemanlar

3.10.7. Kaplin

Kaplinler, pompa ile motor arasında bulunan ve motordaki dairesel hareketi pompaya ileten elemanlardır. Bu işlevin yanında kaplinler, aksel yöndeki büyümeyi karşılar ve torku çarka veya kullanıldığı pompa elemanına iletirler. Kaplinler, genellikle yanlış bilinmelerine karşın pompa ve motor arasındaki eksen kaçıklığını düzeltmezler ve böyle bir amaçla da kullanılmazlar.

Kaplinler genel olarak rijit (katı, esnek olmayan) ve esnek kaplinler olmak üzere iki sınıfa ayrılırlar. Olası kaplin çeşitleri Şekil 3.51’ de gösterildiği gibi olabilir. Bu çeşitlerin değiştirilmesi, azaltılması ve çoğaltılması da mümkündür. (<http://www.flender.com/>)



Şekil 3.51 Kaplin çeşitleri

3.10.7.1. Esnek Olmayan Kaplinler

Rijit, yani esnek olmayan kaplinler, eksen kaçıklığının kesinlikle olmayacağı yerlerde kullanılırlar. Bunlar tek parçalı veya iki parçalı olabileceği gibi kamalı veya kamasız da olabilirler. Alüminyum, karbon çeliği ve paslanmaz çelik gibi malzemelerden yapılabilirler.



Şekil 3.52 Tek ve iki parçalı esnek olmayan kaplinler

3.10.7.2. Esnek Kaplinler

Esnek kaplinler, daha çok tercih edilip kullanılmasına karşın bakım da gerektirirler. Bu kaplinler de kendi arasında elastomerli (sentetik kauçuklu) ve elastomersiz kaplinler olmak üzere iki gruba ayrılırlar.

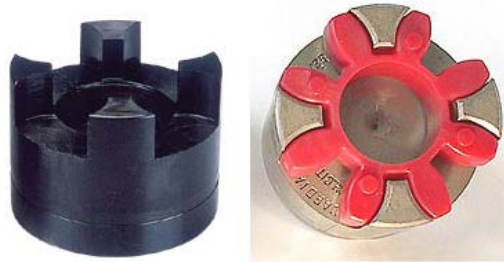


Şekil 3.53 Esnek kaplin

3.10.7.2.1. Elastomerli (Sentetik Kauçuklu, Elastik Elemanlı) Kaplinler

Kaplin diskleri arasında elastik bir eleman (kaplin lastiği) içeren bu kaplinler kısa ve geçmeli olabileceği gibi sıkıştırılmalı tipte de olabilir.

Elastik kaplinler, esneklik elde etmek amacıyla kaplin diskleri arasında lastik, kauçuk veya polimer gibi malzemeleri kullanırlar.



Şekil 3.54 Çeneli kaplinler

Kısa ve geçmeli kaplinlerde elastik eleman olarak lastik veya kauçuk kullanılmaktadır. Çeneli, pinli ve burçlu kaplinler ise sıkıştırılmalı kaplinlerdir.

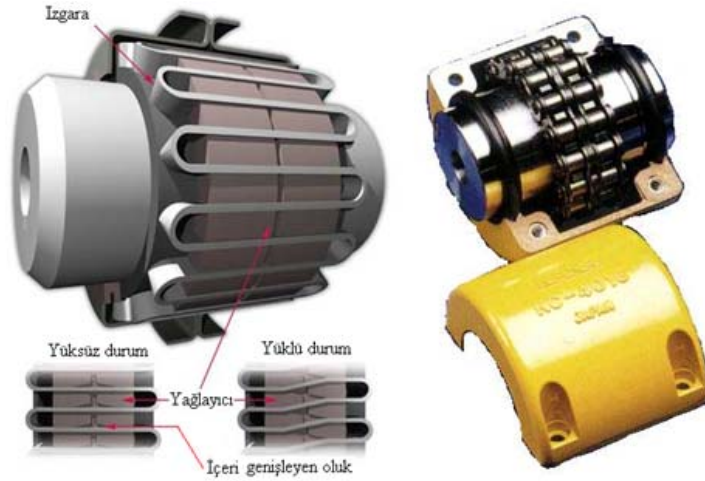
3.10.7.2.2. Elastomersiz (Sentetik Kauçuk Bulundurmayan) Kaplinler

Elastomersiz kaplinlerde esneklik için metal elemanlar kullanılmaktadır.



Şekil 3.55 Elastomersiz bir kaplin

Bu kaplinler de kendi arasında yağlamalı ve yağlamasız olmak üzere ikiye ayrılır. Yağlamalı tasarımlarda hareket iletimi bileşenlerin kayma hareketi ile sağlanmaktadır.

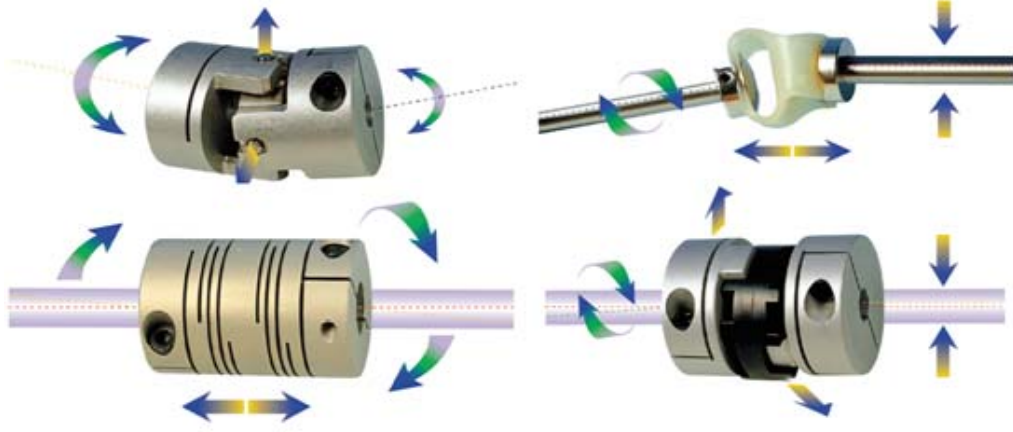


Şekil 3.56 Izgaralı ve zincirli kaplinler

Dişli, ızgaralı ve zincirli kaplinler elastomersiz yağlamalı kaplinlere örnektir

Yağlamasız tasarımlar ise bükme ile hareket ve torkun iletimini sağlarlar. Disk, diyafram, yay ve metal körüklü kaplinler ise elastomersiz ve yağlamasız kaplinlere örnektir.

Şekil 3.57' de ise esnek, radyal, çeneli gibi muhtelif tip kaplinlerin bağlantı ve çalışma konumları gösterilmektedir.



Şekil 3.57 Muhtelif kaplinlerin bağlantı ve çalışma konumları (<http://www.flender.com/>)

4. POMPALAR İLE İLGİLİ KAVRAMLAR VE HESAPLARI

Hareketsiz sıvıların durumlarını inceleyen bilim dalına "*hidrostatik*" adı verilmektedir. Bilindiği gibi elektrik enerjisinin büyük bir kısmı akarsular üzerinde kurulan barajlardan elde edilmektedir. Baraj gölleri, suları depolamak suretiyle potansiyel enerji oluştururlar. Baraj gölündeki potansiyel enerjinin hesaplanması hidrostatik bilim dalı sayesinde yapılmaktadır. Oysa sıvılar hareketsiz olabilmelerinin yanı sıra pompalarda olduğu gibi hareketli de olabilmektedirler. Hareketli sıvıları inceleyen bilim dalına "*hidrodinamik*", hem durgun, hem de hareketli sıvıları inceleyen bilim dalına ise "*hidrolik*" veya "*hidromekanik (akışkanlar mekaniği)*" adı verilmektedir.

4.1. Debi (Q)

Hacimsel debi, pompalanan sıvının akım oranı olup genellikle m³/h veya m³/s birimleriyle ölçülür ve operasyon esnasında meydana gelen değişimlere göre değişkendir. Debi aşağıda sıralanmış bazı faktörlere bağlıdır:

- Pompa emme-basma sıcaklıkları,
- Basınç şartları,
- Pompanın boyutları ve giriş-çıkış kesitlerinin ölçüleri,
- Çark ölçüsü,
- Çark dönüş hızı (rpm),
- Pompalanan sıvının karakteristikleri; yoğunluk ve viskozite,
- Kanatlar arasındaki boşlukların şekli ve boyutları.

Debi, pompa basma flanşından birim zamanda net olarak basılan sıvı hacmi olduğundan aşağıdaki formülle hesaplanır:

$$Q = v \cdot A = v \cdot \frac{\pi D^2}{4} \quad (4.1)$$

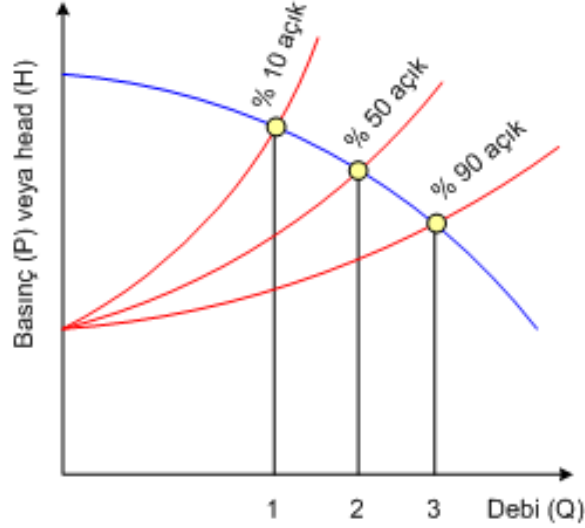
Q = Debi, m³/s

v = Akışkanın hızı, m/s

A = Borunun alanı, m²

D = Boru çapı, m

Belirli bir hızda çalışan ve belirli bir çarka sahip bir pompa söz konusuysen, yukarıda bahsedilen faktörler arasında pompadan geçen suyun miktarını değiştirebilecek tek etken pompa giriş ve çıkış kesitlerinin ölçüsüdür. Sıvılar sıkıştırılmaz olduğundan debi, direkt olarak emme borusundaki akımın hızıyla ilgilidir. Şekil 4.1’ de gösterildiği gibi pompa çıkış valfinin % 90 açık olduğu durumda pompanın diğer konumlara göre daha çok akış miktarına sahip olduğu görülecektir.



Şekil 4.1 Pompa çıkış valfinin farklı oranlardaki açıklığında debi değişimi

Pompalarda basılan akışkan sıvı olduğundan, maddenin korunumu prensibi gereği hacimsel debi tüm devrede değişmemektedir. Bu nedenle pompa girişinde ve çıkışında hacimsel debi aynı kalmaktadır. Ancak santrifüj pompalarda basınca bağlı olarak çark çıkışından çark girişine sıvının geri dönebilmesi mümkün olduğundan debinin deneylerle saptanması gerekmektedir. (Stan, 1988)

Örnek 4.1

Debisi $72 \text{ m}^3/\text{h}$ olan bir santrifüj pompanın giriş flanş çapı 100 mm , çıkış flanş çapı ise 65 mm olduğuna göre sıvının giriş ve çıkıştaki hızlarını bulunuz.

$$Q = 72 \text{ m}^3/\text{h} = 0,02 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{ØD}_s = 100 \text{ mm} = 0,100 \text{ m}$$

$$\text{ØD}_d = 65 \text{ mm} = 0,065 \text{ m}$$

$Q = vA = v\pi D^2/4$ olduğuna göre ve debi, enerji korunumu gereği giriş ve çıkışta aynı olacağından:

$$\text{Emme tarafında } v_s = 4Q / \pi D_s^2 = 4 \times 0,02 / 3,14 \times (0,100)^2 = 2,54 \text{ m/s}$$

$$\text{Basma tarafında } v_d = 4Q / \pi D_d^2 = 4 \times 0,02 / 3,14 \times (0,065)^2 = 6,03 \text{ m/s bulunur.}$$

4.2. Güç (P) ve Verim (η)

Bir pompa tarafından herhangi bir zaman periyodunda yapılan işe "*güç*" adı verilmektedir. Pompalar; dizel motoru, buhar veya gaz türbini, hidrolik veya elektrik motoru ile tahrik edilerek aldıkları mekanik hareketi hidrolik enerji biçiminde bastıkları sıvıya iletirler. Ancak pompalar, tahrik motorundan aldıkları gücün tamamını sıvıya aktaramadığı için ortaya farklı güç kavramları çıkmaktadır.

4.3. Efektif Güç (P_e)

Pompayı çalıştıran motorun, pompa şaftına ilettiği güce "*efektif güç*" adı verilmektedir. Pompayı tahrik eden sistem bir elektrik motoru ise; efektif güç, elektrik motor şaftı üzerinde ölçülen güç olmakla birlikte motor sargılarında oluşacak ısı nedeniyle meydana gelen kayıplar bu gücün dışında kalmaktadır. Diğer bir ifadeyle elektrik motorunda, sargılarda oluşacak ısının neden olduğu sargı kayıplarının çıkarılmasından sonra elde edilen güce "*pompa efektif gücü*" adı verilmektedir.

4.4. Hidrolik Güç (P_h)

Pompalar, hareketi motorlardan bazen bir dişli, bazen de kayış-kasnak mekanizması ile alırlar. Ayrıca, çarka hareketi iletecek olan pompa şaftı, yatak ve sızdırmazlık elemanı içinde dönerken sürtünmeler oluşmaktadır. Yatak ve sızdırmazlık elemanı gibi yerlerde oluşan mekanik sürtünmeler nedeniyle motordan çekilen efektif gücün bir kısmı ısı enerjisi yoluyla çevreye verilmektedir. Bu kayıplardan sonra sıvıya kazandırılmak üzere pompa çarkına ulaşan güce "*hidrolik güç*" adı verilmektedir. Hidrolik gücün efektif güce oranına "*mekanik verim*" adı verilir ve aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\eta_m = \frac{P_h}{P_s}$$

(4.2)

4.5. Gerçek Hidrolik Güç (P_s)

Genellikle santrifüj pompalarda sıvı akışı tek boyutlu akım olarak kabul edilse de gerçekte bu akış karmaşıktır. Çünkü gerçek akım çizgileri çark kanat eğrilerine paralel değildir. Bu nedenle de sıvının çark kanatları, difüzör ve salyangoz içerisindeki akışı esnasında sıvı ile cidar arasında sürtünme kayıpları meydana gelmekte olup bu kayıplar ısı enerjisi biçiminde ortaya çıkmaktadır. Bu kayıplar sonrasında elde edilen güce "*gerçek hidrolik güç*" ve gerçek hidrolik gücün hidrolik güce oranına ise "*hidrolik verim*" adı verilmekte olup aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$\eta_h = \frac{P_s}{P_h} \quad (4.3)$$

4.6. Net Hidrolik Güç (P_d)

Pompanın çalışma koşullarına bağlı olarak çark içinde akış halinde olan sıvının debisi ile pompa çıkışında ölçülen debi aynı değildir. Pompa girişine geri dönen debi bu ikisi arasındaki farkı oluşturmaktadır.

Çark içinden geçen debi Q_s ve pompa çıkışında ölçülen debi Q_d ise kaçak hacimsel debi $\Delta Q = Q_s - Q_d$ olur. Pompa çıkışında ölçülen debinin çarktan geçen debiye oranına da "*hacimsel verim*" veya "*volumetrik verim*" adı verilir ve aşağıdaki gibi ifade edilir. (Stan, 1988)

Çark içinden geçen Q_s debisinde sıvının çark çıkışı kazandığı hidrolik güç:

$$\eta_v = \frac{Q_d}{Q_s} \quad (4.4)$$

$$P_s = \gamma Q_s H_m \quad (4.5)$$

olarak ifade edilip çark çıkışında ölçülen Q_d debisinde sıvının sahip olduğu güç ise;

$$P_d = \gamma Q_d H_m \quad (4.6)$$

olarak yazılmakta ve dolayısıyla da

$$\frac{P_d}{P_s} = \frac{\gamma Q_d H_m}{\gamma Q_s H_m} \rightarrow \frac{P_d}{P_s} = \frac{Q_d}{Q_s} \rightarrow \eta_v = \frac{P_d}{P_s} \text{ olmaktadır.} \quad (4.7)$$

4.7. Pompa Genel Verimi (η_g)

Pompa şaftına aktarılan efektif güç, yukarıda sayılan pek çok nedenden dolayı azalır ve pompa çıkışındaki Q_d hacimsel debisi sıvıya P_d hidrolik gücü olarak aktarılmış olur. Böylece pompa şaftı üzerindeki mekanik güç ile pompa çıkışında sıvıya kazandırılan hidrolik güç arasındaki bu orana "*pompa genel verimi*" adı verilmekte olup aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$\eta_g = \frac{P_d}{P_e} \rightarrow \eta_g = \frac{P_d}{P_e} \frac{P_s}{P_h} \frac{P_h}{P_e} = \eta_v \eta_h \eta_m \quad (4.8)$$

$$\eta_g = \eta_v \eta_h \eta_m \quad (4.9)$$

Pompa veriminin yüksek olması formüldeki her bir verimin yüksek olmasına bağlıdır. Ancak bu verime tahrik motorunun kendi iç verimi dahil değildir. Eğer pompa, bir elektrik motoru ile tahrik ediliyorsa bu motorun elektrik devresinden çektiği güç bir wattmetre ile ölçülmektedir. Pompa şaftına verilecek efektif gücü bulmak için motorun devreden çektiği gücün motor iç verimi ile çarpılması gerekmektedir. Bu verim elektrik motorları üzerindeki tanıtım levhalarında "Cosφ" olarak belirtilmektedir.

Pompa hesaplamalarında genellikle pompa şaft gücü kullanılır ve kısaca "P" ile gösterilir. Pompa şaft gücünü hesaplamada kullanılan formül aşağıdaki gibidir:

$$P = \frac{\rho g Q H}{1000 \eta} \quad (4.10)$$

P = Pompa şaft gücü, kW (Efektif güç)

ρ = Akışkanın yoğunluğu, kg/m^3

g = Yerçekimi ivmesi, $9,81 \text{ m/s}^2$

Q = Debi, m^3/s

H = Toplam diferansiyel yükseklik, m

η = Pompa verimi

Pompaların zaman zaman da olsa etiket değerlerinin üzerindeki debilerde çalıştırılma ihtimali göz önüne alındığından motor gücü, pompa shaft gücünden biraz büyük seçilmektedir. Bu seçimde;

P_M = Motor gücü ve

α = Katsayı olmak üzere

$$P_M = \alpha P \quad (4.11)$$

olarak ifade edilmektedir.

Değişik değerlerdeki pompa shaft güçlerine göre kullanılabilir katsayılar tablolar halinde verilmektedir. Motor gücünün seçiminde kullanılabilir değerler Çizelge 4.1' de gösterilmektedir.

Çizelge 4.1 Motor gücü için seçilecek katsayı (<http://www.nema.org/>)

P (kW)	Katsayı (α)
< 1,5	1,50 - 1,40
1,5 - 4	1,40 - 1,25
4 - 35	1,25 - 1,15
> 35	1,15 - 1,10

Örnek 4.2

180 m³/h debisi olan pompanın basma yüksekliği 55 m, verimi de % 75 olup pompa, 770 kg/m³ yoğunluktaki kızgın yağı basmaktadır. Pompanın ve seçilecek motorun gücünün bulunması:

$$Q = 180 \text{ m}^3/\text{h} = 0,05 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H = 55 \text{ m}$$

$$\eta = \% 75 = 0,75$$

$$\rho = 770 \text{ kg/m}^3$$

$$P = \frac{\rho g Q H}{1000 \eta} = 770 \times 9,81 \times 0,05 \times 55$$

Pompa gücü 27,7 kW olduğuna göre Çizelge 4.1' e bakılarak katsayı olarak 1,20 alınabilir. Bu durumda kullanılacak motor seçimi için pompa gücü ve bulunan katsayı çarpılmalıdır.

$P_M = \alpha P = 1,20 \times 27,7 = 33,2$ kW olarak bulunur.

Eğer aynı değerlerle pompanın bastığı sıvının kızgın yağ yerine soğuk su olduğu kabul edilirse güç aşağıdaki gibi hesaplanır:

Çizelge 4.1' e bakılarak katsayı olarak 1,15 değeri alınır ve seçilecek motor da

$$P = \frac{\rho g Q H}{1000 \eta} = 770 \times 9,81 \times 0,05 \times 55$$

$P_M = \alpha P = 1,15 \times 35,97 = 41,3$ kW olarak bulunur.

4.8. Benzeşim Yasaları

Benzeşim yasaları pompa hızında veya çark çapında veya her ikisinde birden bir değişiklik olduğunda pompa debisinde, basma yüksekliğinde ve güçte olan değişimleri açıklayan matematiksel yasalardır.

4.8.1. Birinci Yasa

Debi (Q); çark çapı (D) veya devir sayısı (n) oranına göre doğru orantılı olarak değişir ($v < 20$ cSt olmak şartıyla).

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{D_2}{D_1} \quad \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1} \quad (4.12)$$

4.8.2. İkinci Yasa

Basma yüksekliği (H); çark çapı (D) veya devir sayısı (n) oranının karesine göre doğru orantılı olarak değişir ($v < 20$ cSt olmak şartıyla).

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \quad (4.13)$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \quad (4.14)$$

4.8.3. Üçüncü Yasa

Güç (P); çark çap (D) veya devir sayısı (n) oranının küpüne göre doğru orantılı olarak değişir ($v < 20$ cSt olmak şartıyla).

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3 \quad (4.15)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 \quad (4.16)$$

Benzeşim yasaları sadece sabit verim durumlarında geçerlidir. % 10' dan küçük hız değişimlerinde güç (P), emme basıncı (p_s) ve basma basıncındaki (p_d) değişimler ise aşağıdaki gibidir:

% 10' dan küçük hız değişimleri için $\eta_2 \approx \eta_1$ olmaktadır.

1450 d/d dönme hızındaki A, B ve C pompalarının dönme hızı (devri) 2900 d/d olduğunda debileri, güçleri, manometrik yükseklikleri ve verimlerdeki değişimler Çizelge 4.2' de gösterilmektedir.

$$Q_2 = Q_1 \frac{D_2 n_2}{D_1 n_1} \quad P_2 = P_1 \left(\frac{\rho_2}{\rho_{su}} \right) \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 \quad (4.17)$$

$$H_2 = H_1 \left(\frac{D_2 n_2}{D_1 n_1} \right)^2 \quad p_{s2} \approx p_{s1} \left(\frac{\rho_2}{\rho_{su}} \right) \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \quad (4.18)$$

$$P_2 = P_1 \left(\frac{D_2 n_2}{D_1 n_1} \right)^3 \quad p_{d2} \approx p_{d1} \left(\frac{\rho_2}{\rho_{su}} \right) \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \quad (4.19)$$

Çizelge 4.2 Pompa devrinin değişmesiyle birlikte değişen değerler

	Debi Q (m ³ /h)		Güç P (kW)		Yükseklik H (m)		Verim η	
	1450 d/d	2900 d/d	1450 d/d	2900 d/d	1450 d/d	2900 d/d	1450 d/d	2900 d/d
Çalışma Noktası	1450	2900	1450	2900	1450	2900	1450	2900
A	20	40	1,2	9,0	10,2	40,8	0,47	0,50
B	45	90	1,4	10,9	8,0	32,0	0,70	0,72
C	70	140	2,2	16,6	5,5	22,0	0,49	0,52

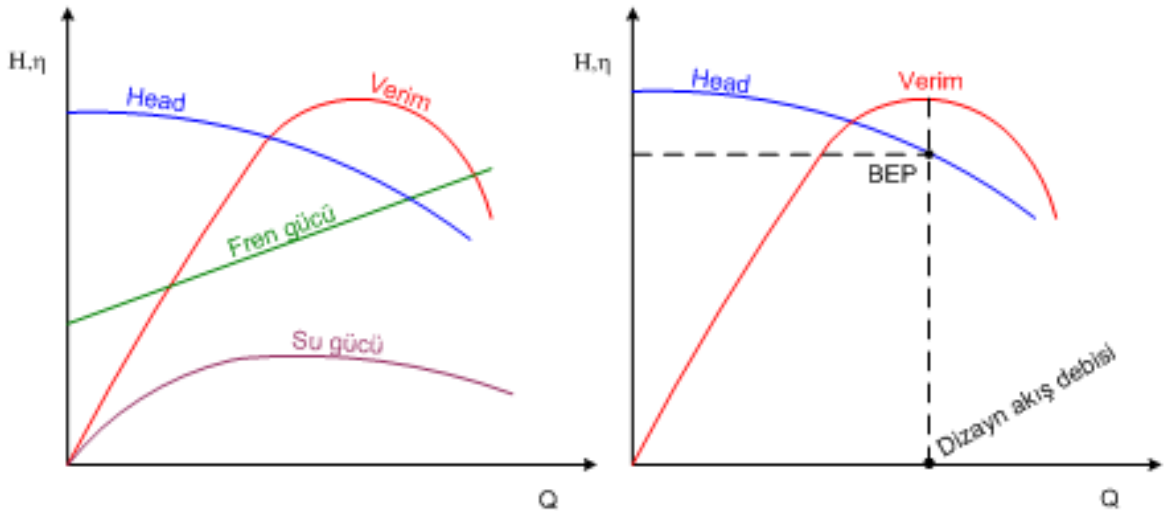
Aynı pompa, farklı hızlarda çalıştığında benzerlik kurallarının gerektirdiği tam benzerlik (geometrik ve dinamik benzerlik) sağlanmadığı için yukarıdaki bağlantılarla bulunan değerler yaklaşık olup gerçek değerler ancak deneysel olarak bulunabilir.

4.9. En İyi Verim Noktası (BEP-Best Efficiency Point) veya Optimum Nokta

Basma yüksekliği, gerekli emme net pozitif yükü ($NPSH_R$), verim ve fren gücünün hepsi akış miktarı olan debiye (Q) bağlı olarak değişir. En iyi verim noktası (BEP), verimin en yüksek olduğu noktadaki maksimum çark çapındaki debidir. Şekil 4.2’ de görüldüğü gibi BEP’ in sağında veya solundaki bütün noktalarda verim daha düşüktür.

BEP, hem optimum enerji dönüşümünün ölçüsü olarak, hem de mekanik dengedeki bir operasyonun ölçüsü olarak oldukça önemlidir. Bir uygulama için santrifüj pompa seçiminde veya ölçümünde pompa dizayn verimi göz önünde bulundurulmalıdır.

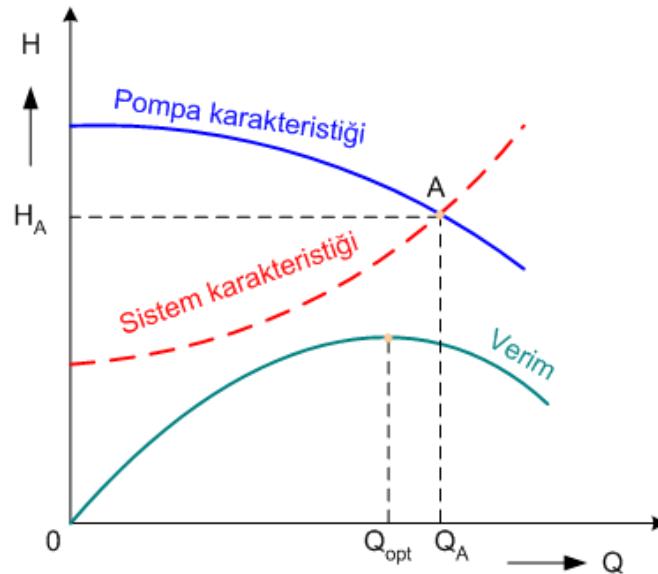
Santrifüj pompaların verimi yüzdelerle belirtilir ve santrifüj kuvvetin basınç enerjisine dönüşüm ölçüsü olarak tanımlanır. BEP; eğri üzerindeki hız enerjisinin basınç enerjisine dönüştüğü yerdeki alan, başka bir değişle de pompanın en verimli olduğu noktadır. Özgül hız, emme özgül hızı, hidrodinamik boyut, viskozite düzeltmesi gibi birçok parametrik hesap BEP’ deki debi baz alınarak hesaplanır. (Reno, 1973)



Şekil 4.2 En iyi verim noktası (BEP)

Bir pompada kullanıcı isteğine göre garanti edilen çalışma noktası "*nominal nokta*" veya "*anma noktası*" olarak tanımlanmaktadır. Pompa etiketi üzerinde yazılı olan debi, yükseklik, güç ve verim değerleri o pompanın nominal performans değerleridir.

Bir devredeki pompanın çalışma noktası, pompa manometrik yüksekliğinin sistemin gerektirdiği manometrik yüksekliğe eşit olduğu noktadır. Bu durum $H = H_m$ olarak ifade edilmektedir. Sabit bir devir sayısında çalışan pompanın karakteristiği ile sistem karakteristiğinin kesiştiği nokta pompanın o devredeki anma noktasını vermektedir. Bir pompa seçiminde dikkat edilmesi gereken unsur o pompanın en iyi verim noktasının (Q_{opt}) mümkün olduğu kadar pompanın o sistemdeki çalışma noktasına (Q_A) yakın olmasıdır. Birçok kullanıcı, pompalarının optimum performansı için çalışma noktasını optimum noktanın % 70-120' si aralığında çalıştırılmasını tercih eder. Bu durum $\% 70 Q_{opt} \leq Q_A \leq \% 120 Q_{opt}$ olarak ifade edilmektedir. (Reno, 1973)



Şekil 4.3 Çalışma noktası ve optimum nokta

Çark, BEP' in sağ veya sol taraflarında (tavsiye edilen sınırların dışında) çalışırken simetrik olmayan kuvvetlere maruz kalmaktadır. Bu kuvvetler kendilerini titreşim, aşırı hidrolik itme kuvveti, sıcaklık artışı, kayma ve separasyon çukurları gibi dengesiz mekanik durumlarla açığa vurmaktadır. Bu yüzden santrifüj pompalar, üretici tarafından hazırlanan verimlilik eğrilerinin çok dışındaki aralıklarda çalıştırılmamalıdır. Bu aralıklarda çalışması, shaftın eksenden sapması ve sıvı sıcaklığının artışı nedeniyle, olması gerekenden erken yatak ve

mekanik salmastra arızalarına sebep olurlar, bu da hassas parçaların aşınması ve oyulmasına yol açar. Çok zorunlu durumlarda ancak kısa süreli bir çalışma için bu aralık % 20 ve % 150 olarak genişletilebilir.

4.10. Özgül Hız veya Özgül Devir Sayısı (n_s)

Çark ve kanatlardaki konstrüksiyon farklarından dolayı dinamik pompalar, çalışmaları esnasında birbirlerinden karakteristik farklılık göstermektedir. Bir pompa tipinin seçilmesinde özellikle en iyi verimle çalışması istendiğinden bu işlem için iyi bir araştırma yapmak gerekmektedir. Bu nedenle de pompa özelliklerinin tespit edilmesinde özgül hızdan faydalanılır. Özgül hız, pompa çarkının geometrik olarak şeklini belirleyen bir sayıdır ve pompanın en iyi verimde çalışma noktasındaki (optimum nokta) performansı için aşağıdaki formülle hesaplanmaktadır:

$$n_q = \frac{\sqrt[n]{Q_{opt}}}{H_{opt}^{3/4}} \quad (4.20)$$

n = Pompa devri, d/d

Q_{opt} = Optimum debi, m³/s

H_{opt} = Optimum yükseklik, m

Ancak debi birimi m³/h olarak alındığında formül;

$$n_q = \frac{\sqrt[n]{Q_{opt}}}{60H_{opt}^{3/4}} \text{ şeklinde yazılır.} \quad (4.21)$$

Yukarıda ifade edilen özgül hız (n_q) dışında yine ona benzeyen özgül hız (n_s) tanım ve formülleri de mevcuttur. Özgül hız (n_s), pompaların geometrik benzerliğini belirten boyutsuz bir dizayn kavramıdır. Pompa çarklarının çeşitlerine ve oranlarına göre sınıflandırmada ve pompanın optimum noktadaki performansı için kullanılır. Aynı n_s ' ye sahip fakat farklı ölçülerdeki pompalar geometrik olarak benzer varsayılır. Diğer bir ifadeyle teorik ve geometrik olarak benzer bir pompanın 1 m³ suyu 1 m yüksekliğe basması için gereken hıza "özgül hız" adı verilmektedir. Özgül hız, sıvının yoğunluğuna bağlı olduğundan yoğunluğun 1 kg/dm³ olması durumunda kritik hızın 3,65 katı olup aşağıdaki formülle hesaplanmaktadır. (Knap, 1970)

$$n_s = 3,65 \frac{\sqrt[n]{Q_{opt}}}{H_{opt}^{3/4}} \text{ veya } n_s = 3,65 n_q \quad (4.22)$$

Özgül hızın n_q veya n_s değerine göre pompanın tipi saptanabilir.

Çizelge 4.3 Özgül hıza göre pompa tipleri

n_q	Pompa Tipi
10-80	Radyal akışlı
70-175	Karışık akışlı
160-350	Eksenel akışlı

Özgül hız tanımı ve formülünden kısaca aşağıdaki sonuçları çıkarmak mümkündür:

- Debisi ve manometrik yüksekliği aynı olan iki pompadan özgül hızı büyük olanın devir sayısı daha büyük ve dolayısıyla da boyutları daha küçüktür.
- Debisi ve devir sayıları aynı olan iki pompadan özgül hızı büyük olanın manometrik yüksekliği daha küçüktür.
- Manometrik basma yüksekliği ve devir sayıları aynı olan iki pompadan özgül hızı yüksek olanın debisi de daha büyük olur.

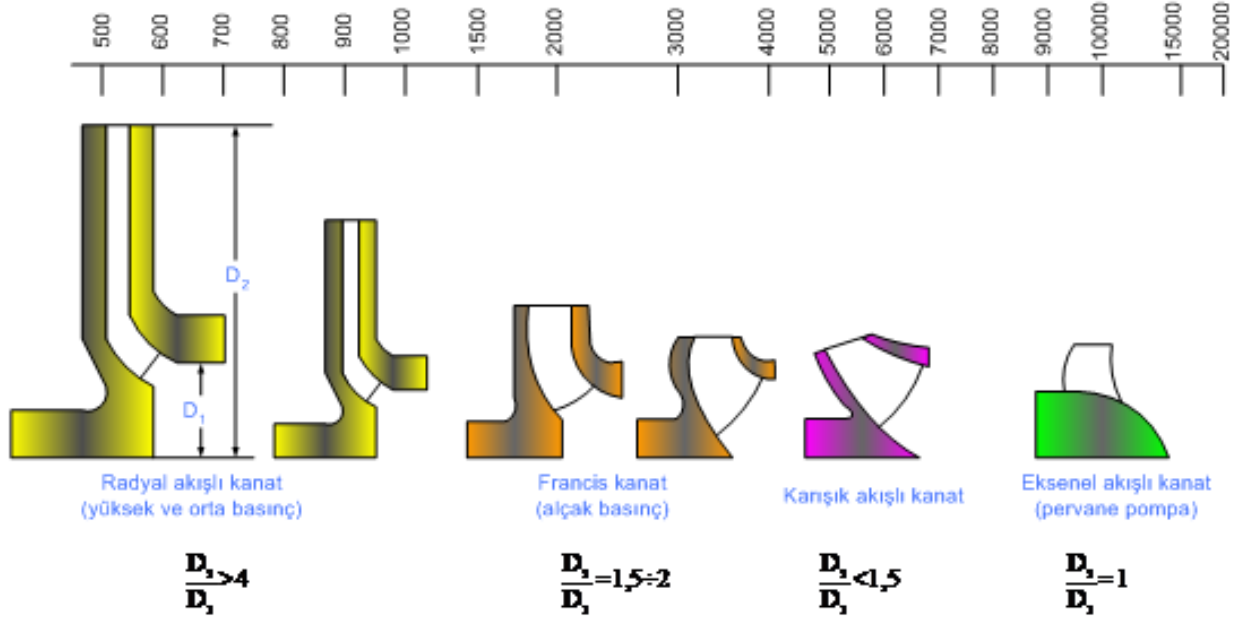
Özgül hız, çarkların genel sınıf veya şeklini de belirler. Özgül hız arttıkça çark dış çapı D_2' nin, iç çap D_1' e oranı azalır. Bu oran gerçek bir eksenel akış çarkı için 1,0' dir.

Özgül hız, iyi bir çark dizaynı için çark maksimum çapı D_2' nin çark iç çapı D_1' e oranının yaklaşık kabul edilebilir miktarını belirtir. Özgül hız formülünde Q birimi olarak l/s alındığında n_s değerleri aşağıdaki pompa sınıflarını ifade etmektedir: (Knap, 1970)

n_s : 500 ÷ 5000; $D_2 / D_1 > 1,5$ Radyal akışlı pompa

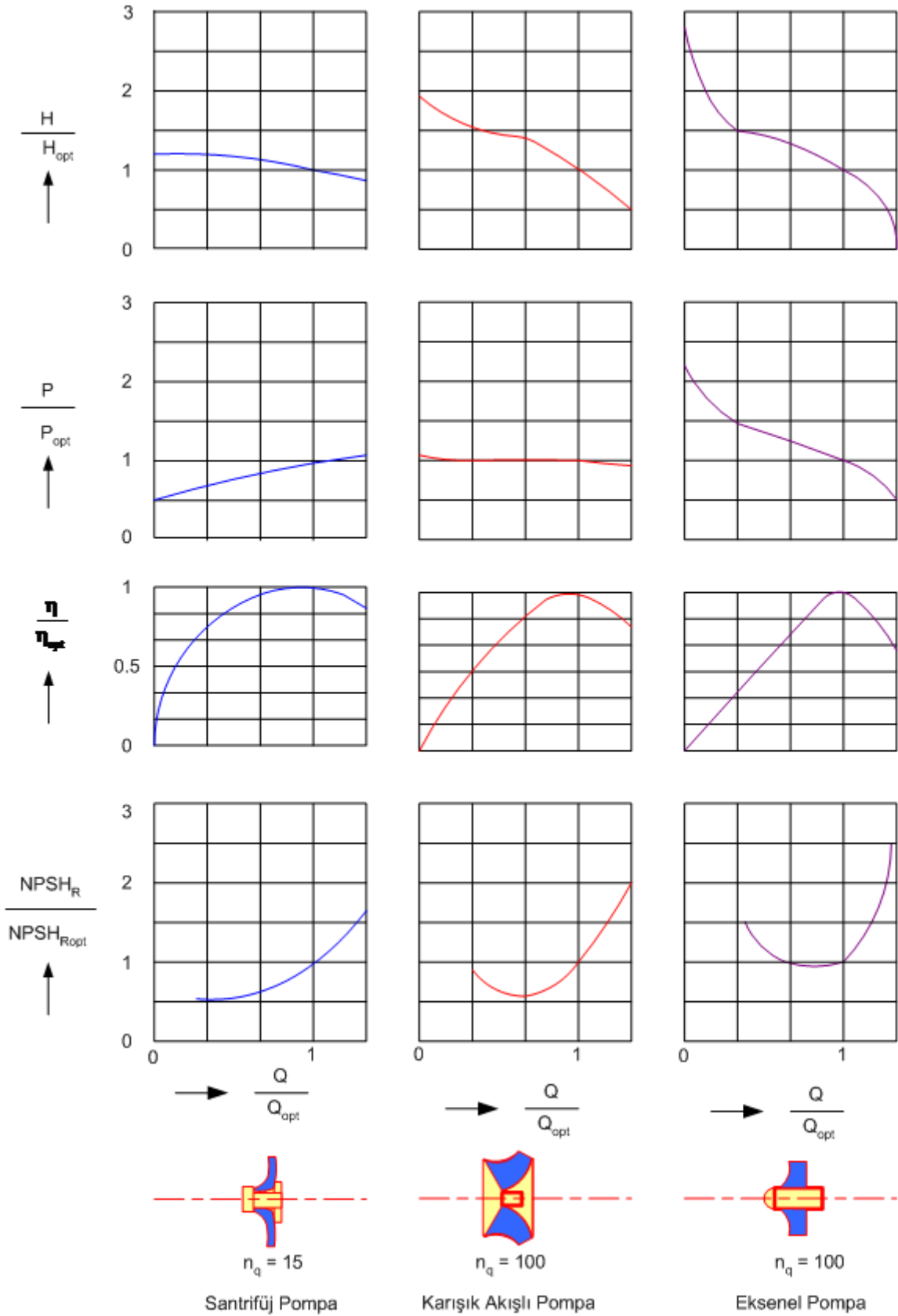
n_s : 5000 ÷ 10000; $D_2 / D_1 < 1,5$ Karışık akışlı pompa

n_s : 10000 ÷ 15000; $D_2 / D_1 = 1$ Eksenel akışlı pompa



Şekil 4.4 Çarkların çap oranına ve özgül hıza göre sınıflandırılması

Özgül hız aynı zamanda, aynı özgül hıza sahip daha küçük bir pompadan oranlama yoluyla yeni bir pompanın dizayn edilmesinde kullanılır. Küçük pompanın ölçüleri ve performansı yeni pompa yapılırken onun model ve performansının önceden tahmin edilmesinde kullanılır.



Şekil 4.5 Özgül hıza göre dinamik pompa karakteristikleri

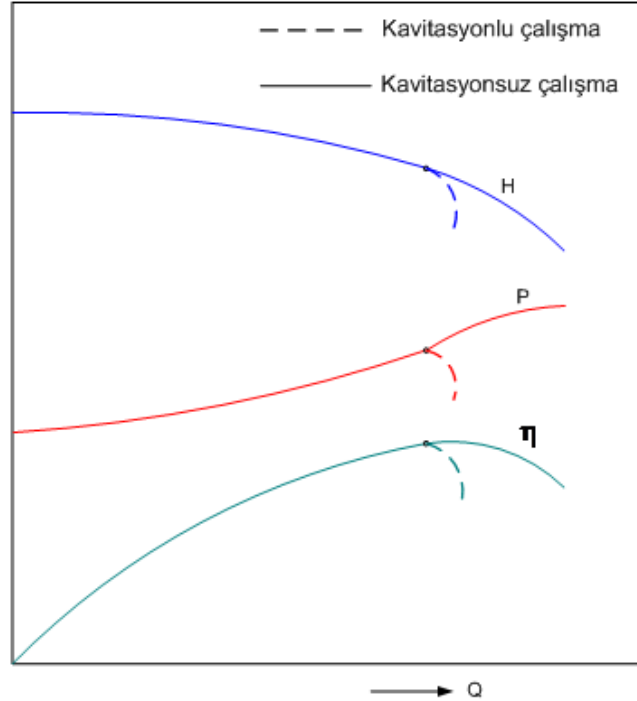
Pompa seçiminde kullanılan diğer bir kavram da emme özgül hızıdır. Emme özgül hızının formülü, özgül hız formülüne benzemektir. Ancak, emme özgül hızı formülünde optimum yükseklik yerine gerekli emme net pozitif yükü kullanılmakta olup formül aşağıdaki gibidir:

Buradaki formülde $NPSH_R$ birimi olarak "metre" alınmalıdır.

$$n_{ss} = \frac{\sqrt[n]{Q_{opt}}}{NPSH_R^{3/4}} \quad (4.23)$$

4.11. Kavitasyon ve Net Pozitif Emme Yüksekliği (NPSH)

Pompaların verimli çalışabilmesi için akışkan, pompa emiş hattında sıvı formda olmak zorundadır. Eğer pompa emiş hattında herhangi bir bölgedeki statik basınç, sıvının buhar basıncının altına düşerse sıvı buharlaşmaya başlar ve bunun sonucunda çok küçük boyutlarda pek çok sayıda doymuş sıvı buharı tanecikleri oluşur. Yine bu esnada sıvı içindeki hava ve gazlar da serbest kalır ve gaz kabarcıkları oluşturur. Akmakta olan sıvının dinamik etkisiyle sürüklenen buhar tanecikleri, yerel statik basıncın sıvının o sıcaklıktaki buharlaşma basıncından daha yüksek olduğu bir bölgeye geldiklerinde aniden yoğuşurlar. İşte, pompadaki sıvının yerel olarak buharlaşması ve yoğuşması şeklindeki bu çevrime "kavitasyon" adı verilmektedir. (Hammitt, 1980)



Şekil 4.6 Kavitasyonlu ve kavitasyonsuz çalışma arasındaki farklar

Buhar zerreciklerinin yoğuşması sırasında bazı hacimler boşaltıldığı için bu hacimler sıvı tarafından hemen doldurulmaktadır. Sıvının buharlaşması ve yoğuşması şeklinde tekrarlanan bu çevrim saniyede yaklaşık 300 - 400 kez olmaktadır. Sıvı buhar zerreciklerinin yoğuşması pompa içinde titreşim ve gürültüye; aynı zamanda yoğuşma bölgesine yakın katı yüzeylerde de kavitasyon erozyonuna neden olmaktadır. Şayet pompa kavitasyonlu çalıştırılmaya devam edilirse pompada süngere benzeyen bir malzeme yapısı oluşmaktadır.

Kavitasyon sadece mekanik hasara neden olmakla kalmaz, aynı zamanda hidrolik performansta da bozulma meydana getirir. Bunun sonucunda gelişmiş bir kavitasyon durumunda debide ve manometrik yüksekliğinde de düşüş görülür. Santrifüj pompalarda kavitasyonun en yoğun bir şekilde görüldüğü yerler kanat girişindeki emme yüzeyi ve çarkın ön yanağıdır. Daha da gelişmiş bir kavitasyon durumunda ise salyangoz gövdesinde de kavitasyon etkisi görülmektedir.

Kavitasyonun görülmesiyle pompada genellikle aşağıdaki olaylar meydana gelmektedir:

- İçi sıvı ve çakıl taşları ile dolu olan bir kovanın döndürülmesiyle çıkacak seslere benzeyen bir gürültü meydana gelir.
- Pompanın hem kendinde, hem de boru devrelerinde bir sarsıntı olur. Pompa ne kadar büyükse titreşimler de o denli şiddetli olur.
- Basılmaya çalışılan sıvının etkisiyle pompa girişinde çarkın ve gövde üzerinde malzemelerden tanecikler kopar ve iç cidar bir süre sonra daha önce de söylendiği gibi süngerimsi bir görünüm kazanır. Kavitasyonun şiddetine göre de bir süre sonra pompa kullanılamaz duruma gelir.
- Pompanın performansında önemli azalmalar görülür.

Pompalarda kavitasyonun oluşmasına neden veya yardımcı olan bazı unsurlar vardır. Bunlar da aşağıda sıralanmaktadır:

- Pompaya emilen sıvı içinde bulunan toz taneciklerinin fazla miktarda bulunması,
- Çark kanatlarının kısa ve sayılarının az olması,
- Çark kanatlarının giriş açılarının belirli sınırları aşması,
- Debinin, pompa devir sayısının ve emme derinliğinin fazla olması,

- Pompa emiş borusundaki enerji kayıplarının aşırı olması,
- Emilen sıvı içerisinde hava veya erimiş gazların çok miktarda bulunması,
- Pompanın çalıştığı yerde atmosfer basıncının düşük olması veya pompanın emiş yaptığı tanktaki mutlak basıncın düşük olması,
- Pompaya emilen sıvının sıcaklığının yüksek olması.

Kavitasyona engel olmak için pompa girişindeki basınç, sürekli olarak buhar basıncından belli bir oranda yüksek tutulmalıdır.



Şekil 4.7 Kavitasyona uğramış çark resmi

4.11.1. Emmedeki Net Pozitif Yük (NPSH veya ENPY)

Pompanın emme flanşı kesitinde, pompa referans düzlemindeki toplam yükün (mutlak basıncın) pompalanan sıvının çalışma sıcaklığındaki mutlak buharlaşma basıncından farkına "*emmedeki net pozitif yük*" adı verilmekte ve kısaca "*NPSH*" veya "*ENPY*" şeklinde gösterilmektedir. Pompa referans düzlemi olarak yatay eksenli pompalarda pompa ekseninden geçen yatay düzlem, dikey eksenli olanlarda ise çark kanadı giriş kenarından geçen yatay düzlem dikkate alınmakta olup NPSH aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır. (Hammit, 1980)

$$NPSH = \left(\frac{p_s}{\rho g} + \frac{v_s}{2g} \right) - \frac{p_v}{\rho g} \quad (4.24)$$

p_s = Sıvının emme flanşında (referans düzleminde) ölçülen mutlak statik basıncı, Pa

v_s = Sıvının emme flanşı kesitindeki hızı, m/s

p_v = Sıvının (çalışma sıcaklığındaki) mutlak buharlaşma basıncı, Pa

ρ = Sıvının yoğunluğu, kg/m³

g = Yerçekimi ivmesi 9,81 m/s²

NPSH kavramının iyi anlaşılabilmesi için kavitasyonun, buharlaşma basıncının ve bu basıncın sıcaklıkla değiştiğinin, yoğunluğun bütün sıvıları kapsayacak şekilde önemli olduğunun, sıvı hızının basıncı veya yükü nasıl etkilediğinin, yük kayıplarının ne olduğunun ve nasıl hesaplandığının, gauge basıncı ile mutlak basınç farkının ne olduğunun ve vakum gibi kavramların bilinmesi gerekmektedir.

Kısaca özetlenecek olursa pompanın giriş tarafında oluşup devrelere, çarka ve mekanik salmastraya zarar veren ve sıvının buharlaşması ile yoğunlaşması şeklindeki çevrime "*kavitasyon*" adı verilmektedir. Kavitasyon bir diğer ifadeyle de sıvı içinde oluşan delik ve boş alanların kabarcık şeklinde oluşması ve daha sonra da çökmesi olayıdır. Bu kabarcıkların çökmesi çarka ve salyangoza zarar vererek pompanın işlevini kaybetmesine yol açar.

Buhar basıncı, sıvıların kaynaması ile ilgili bir durumdur. Sıvıların kaynamaları veya buharlaşabilmeleri için ya sıcaklıklarının artırılması ya da basınçlarının düşürülmesi gerekmektedir. Eğer bir sıvının sıcaklığı artarsa veya artırılırsa o sıcaklıktaki buharlaşma basıncının tablolara bakılmak suretiyle bilinmesi gerekir.

Yoğunluk, sıvıların kütlesi ile ilgili bir kavram olup standart olarak 4 °C' deki su baz alınarak tayin edilir. Eğer herhangi bir sıvı, su içinde batarsa yoğunluğu 1'den büyük demektir, tersi olup da sıvı suyun üstünde yüzerse yoğunluğu 1'den küçük demektir.

Sıvı hızı önemli bir faktör olup bu hız arttığında basınç düşer, sıvı hızı düştüğünde ise basınç artar. Burada kural; basınç ve hız çarpımlarının eşit olması prensibine dayanmaktadır.

Yükseklik, pompa terminolojisinde basınç yerine kullanılan bir kavramdır. Diğer bir ifadeyle de pompanın impeller çapına ve hızına bağlı olarak sıvıyı çıkarttığı yükseklik mesafesidir. Basınç, yoğunluğa bağlı olarak değiştiği için kullanılması tavsiye edilmez. Pompa üretici

firmaları ürettikleri pompaları satarken alıcının bu ürünü hangi sıvıyla kullanacağını bilemezler. Bu nedenle de hesaplarını su ile yaparak sadece pompanın basabileceği yüksekliği verirler.

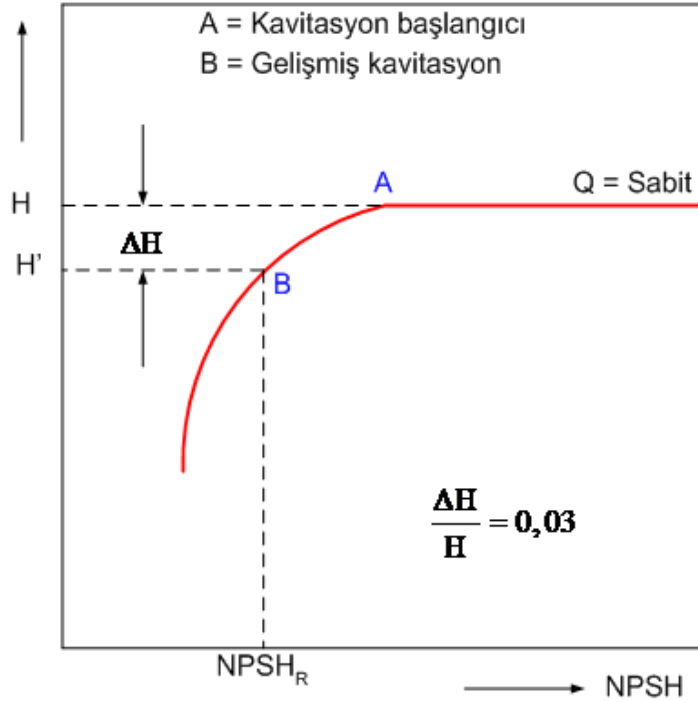
Yükseklik (yük) kayıpları veya diğer adıyla sürtünme kayıpları; borular, bağlantı elemanları (fittingler) ve valfler nedeniyle oluşan kayıpların toplamıdır. Bu kayıpların hesaplanması için bazı diyagramlardan veya tablolardan faydalanılır.

Eğer bir basınç veya vakum gecinde okunan bir değer varsa bu değer üzerine atmosfer basıncı ilave edilirse sonuç olarak mutlak basınç elde edilir. Açık olan bir tanktaki atmosfer basıncı 1 atm veya 10,33 m olup kapalı tankta ise gauge basıncı ile atmosfer basıncının toplamıdır. Vakum, atmosfer basıncının altında olma durumudur. Deniz seviyesinde atmosfer basıncının değeri 1 atm ya da 1,013 bar olarak kabul edilir. NPSH hesaplamalarında basınç gauge' lerindeki değerler yerine mutlak basınç değerleri (m olarak) kullanılır. (Hammitt, 1980)

4.11.2. Emmedeki Gerekli Net Pozitif Yük (NPSH_R veya ENPY_G)

Pompa üretici firmaları pompaları alıcılara teslim ederken pompaların yanında bir de kullanma kılavuzu (kitapçığı) verirler. Bu kitapçıkta pompaların performans eğrileri de yer almaktadır. Bu eğrilerde belirtilen debiler için gerekli olan NPSH değeri de gösterilmektedir. Ancak değerler su için verildiği için alıcının da, pompa ile basacağı sıvının yoğunluğunu ve buharlaşma basınçlarını bilmesi gerekmektedir.

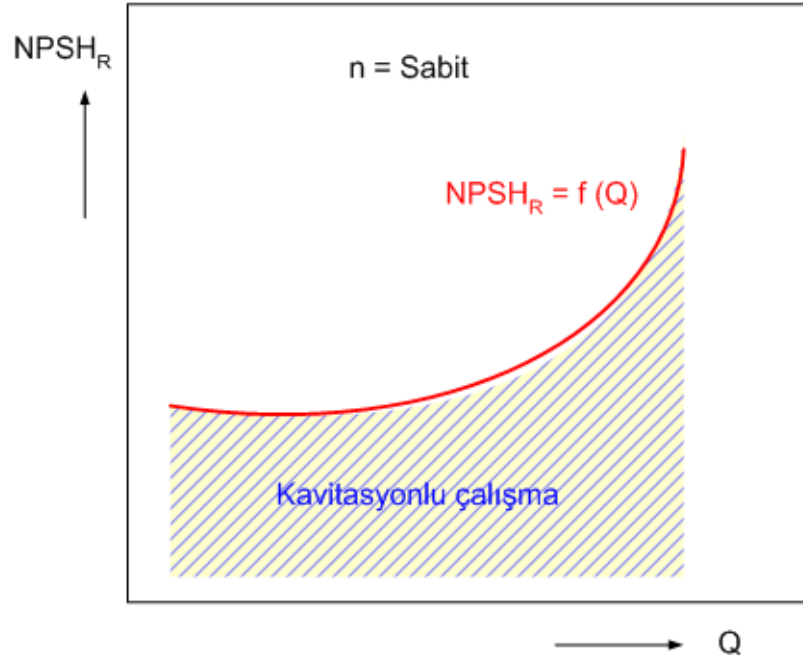
NPSH, iki türlü olup bunlar da birbirleriyle direkt olarak ilgilidir. NPSH bir anlamda sıvının buharlaşmasını önlemek için bir ölçüdür. Genellikle üreticiler pompayı dönme hızını, debiyi ve sıvının sıcaklığını sabit tutmak koşuluyla suyla test ederler. Bu test esnasında pompanın giriş valfi kısılarak pompa girişindeki (emme flanşındaki) p_s basıncı yavaş yavaş azaltılır. Bu esnada giriş basıncının belirli bir değerine kadar manometrik yükseklik Şekil 3.8' de de görüldüğü gibi değişmemektedir. Giriş basıncının belli bir değerinden sonra ise yükseklik azalmaya başlamaktadır.



Şekil 4.8 Kavitasyonun tespit edilmesi

Yüksekliğin azalmaya başladığı bu nokta (A noktası) kavitasyonun başladığı kritik noktadır. Ancak bu kritik A noktasını tespit etmek zor olduğundan pompanın giriş basıncı ve dolayısıyla da NPSH azaltılmaya devam edilir. Sabit debide manometrik yüksekliğin kavitasyonsuz çalışmadaki manometrik yüksekliğe göre % 3 azaldığı nokta diğer bir ifadeyle B noktası, pompanın o debideki kavitasyon sınırı olarak kabul edilir. B noktasından itibaren giriş basıncı daha da düşürülürse kavitasyonun şiddeti daha çok artar. A ve B noktası arasında ise sınırlı bir kavitasyon görülür. Bir pompanın herhangi bir debide çalışırken gerekmedikçe o debi için belirlenmiş olan NPSH_R değerinden küçük bir NPSH değerinde çalışmasına izin verilmemelidir.

Pompalarda farklı debilerdeki değerler için aynı test tekrarlanır ve her bir debi için NPSH_R değeri saptanır. Daha sonra bu debi değerleri için Şekil 4.9' da da görülen kavitasyon karakteristiği elde edilir.



Şekil 4.9 Kavitasyon karakteristiği

Kavitasyon performansı bakımından iyi pompa NPSH_R değeri küçük olan pompadır. Çünkü pompa girişindeki emme basıncı (p_s) kavitasyona neden olmadan daha küçük değerlere düşebildiğinden pompa, sıvının buharlaşma basıncına yakın emme basınçlarında güvenle çalışabilmektedir.

Kavitasyon testi yapılırken buharlaşmanın neden olduğu kavitasyonun ilk işaretleri görüldüğünde, emme basıncına bakılır ve bu basınç yüksekliğe çevrilir. Sonuçta bulunan ve pompa eğrisinde belirtilen yükseklik "*gerekli net pozitif emme yüksekliği*" (NPSH_R) veya "*emmedeki gerekli net pozitif yük*" (ENPY_G) olarak adlandırılır. NPSH sıvının mutlak sütun yüksekliği olduğu için her zaman pozitiftir. "*Net*" terimi pompa emme flanşindeki gerçek basınç yüksekliğidir ve statik emme yüksekliğiyle karıştırılmamalıdır. Şekil 4.9' da görüldüğü gibi debi arttıkça NPSH_R artar. (Hammitt, 1980)

4.11.3. Emmedeki Mevcut Net Pozitif Yük (NPSH_A veya ENPY_M)

Pompanın çalıştığı yerde alıcı veya kullanıcı tarafından hesaplanması gereken pompanın emme flanşı kesitinde ve pompa referans düzleminde ölçülen toplam yükün pompa tarafından basılan sıvının çalışma sıcaklığındaki mutlak buharlaşma basıncından ne kadar büyük olduğunu gösteren değere "*mevcut net pozitif emme yüksekliği*" (NPSH_A) veya "*emmedeki mevcut net pozitif yük*" (ENPY_M) denir.

NPSH_A değeri pompadan bağımsız bir değer olup devre ve işletme koşullarına bağlıdır. Kavitasyonu önlemek için hesaplarla bulunan NPSH_A değeri NPSH_R değerine eşit veya ondan büyük olmalıdır. Kavitasyondan korunmak amacıyla bir emniyet payı olarak en azından $NPSH_A \geq NPSH_R + 0,5$ m koşulu gerçekleştirilmelidir. Çünkü NPSH_A değeri, NPSH_R değerinden ne kadar büyük olursa pompada kavitasyon oluşma riski de o denli azaltılmış olacaktır. NPSH_A değeri aşağıdaki formüllerle hesaplanır:

NPSH_A = Atmosfer basıncı + Yüzey basınç yüksekliği + Statik yükseklik - Buharlaşma basınç yüksekliği - Sürtünme kayıp yüksekliği

$$NPSH_A = h_{atm} + h_p + h_s - h_{vp} - h_f \quad (4.25)$$

veya

$$NPSH_A = \frac{p_s}{\rho g} - \frac{p_v}{\rho g} - h_s - h_f \quad (4.26)$$

p_s = Emme tankındaki mutlak basınç, Pa (Emme tankı atmosfere açık ise $p_s = p_{atm}$)

p_v = Sıvının çalışma sıcaklığındaki buharlaşma basıncı, Pa

ρ = Yoğunluk, kg/m³

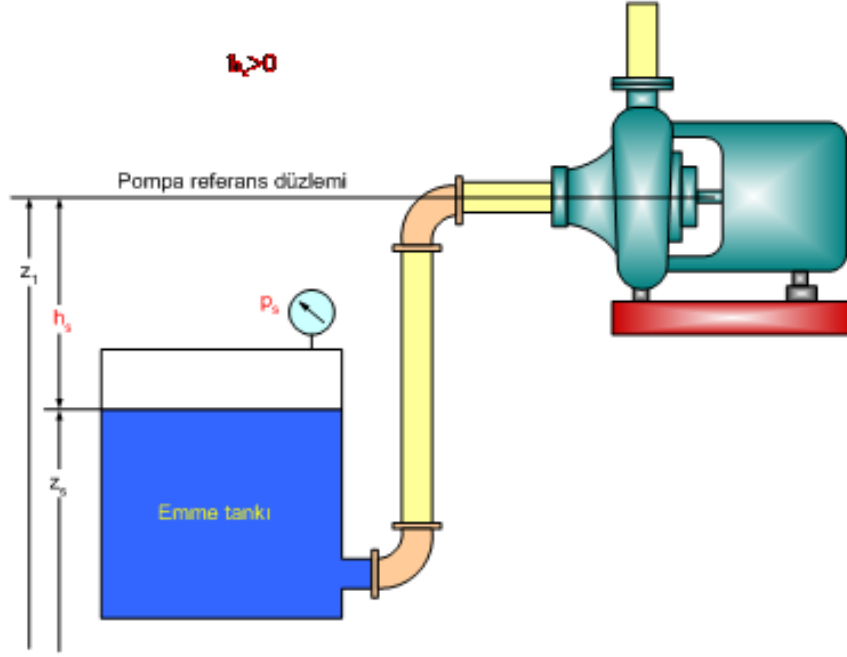
g = Yerçekimi ivmesi 9,81 m/s²

h_f = Emme devresindeki yük kayıpları toplamı, m

h_s = Statik emme yüksekliği, m

$h_s = z_1 - z_2$

Şekil 4.10' da görüldüğü gibi emme derinliği olan devrelerde statik emme yüksekliği $h_s > 0$ olmaktadır. (Hammit, 1980)



Şekil 4.10 Emme derinliği olan devre

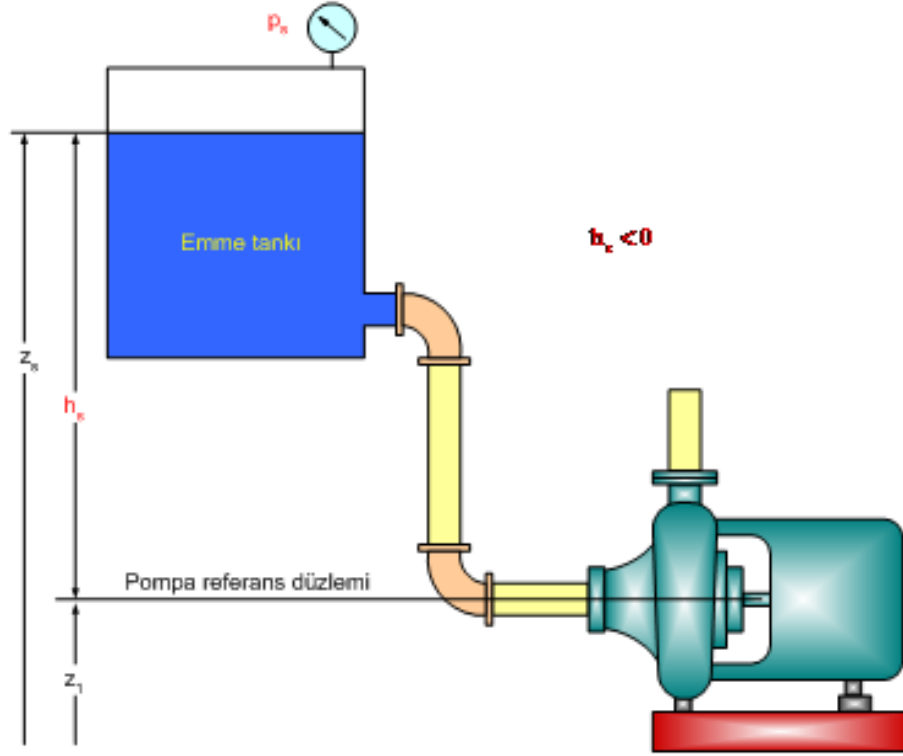
4.11.4. Kaviteasyon Kontrolü ve Emme Yüksekliğinin Hesabı

Pompalardaki en büyük sorunun kaviteasyon olduğu bilindiğinden kullanılacak pompalarda kaviteasyon riskinin olup olmadığının bulunması gerekmektedir. Bunun için de öncelikle $NPSH_R$ değerinin bilinmesi gerekmektedir. $NPSH_R$ değerinin kaviteasyon karakteristiğinden bulunması veya ampirik bağıntılarla hesaplanmasıyla maksimum emme derinliği de aşağıdaki formül sayesinde hesaplanabilir.

Pompanın kaviteasyonsuz çalışabilmesi için $H_{maks} \geq h_s$ olmalıdır. Eğer h_s değeri pozitif ise pompa eksenini emme tankı sıvı serbest yüzeyinden yukarıda, h_s değeri negatif ise pompa eksenini emme tankı sıvı serbest yüzeyinden aşağıda olacaktır.

$$H_{maks} = \frac{p_s}{\rho g} - \frac{p_v}{\rho g} - h_f - NPSH_R - 0,5m \quad (4.27)$$

Şekil 4.11' de görüldüğü gibi emme yüksekliği olan devrelerde statik emme yüksekliği $h_s < 0$ olmaktadır.



Şekil 4.11 Emme yüksekliği olan devre

4.11.5. Kaviteasyon İçin Önlemler

Örneklerde de verilen yoğunlaştırıcı (kondenser) sistemleri yüksek sıcaklıklarla çalışırlar. Düşük basınç sistemlerinde yoğuşum suyu 180-200 °F (82-93 °C) arasındaki sıcaklıklarla kazana dönmektedir. İlk dizaynda bu sıcaklıklar korunabilse de daha sonraları buhar tırlarının iyi ve doğru çalışmamaları nedeniyle buharın tırlardan by-pass etmesi sonucu bu değerler de tutturulamaz. Böyle bir durumda derhal tırların yenilenmeleri gerekmektedir. Bu sistemlerde buhar yoğuşum dönüş devrelerindeki yüksek sıcaklıklar nedeniyle yoğuşum pompasının seçimi çok çok önemli hale gelir.

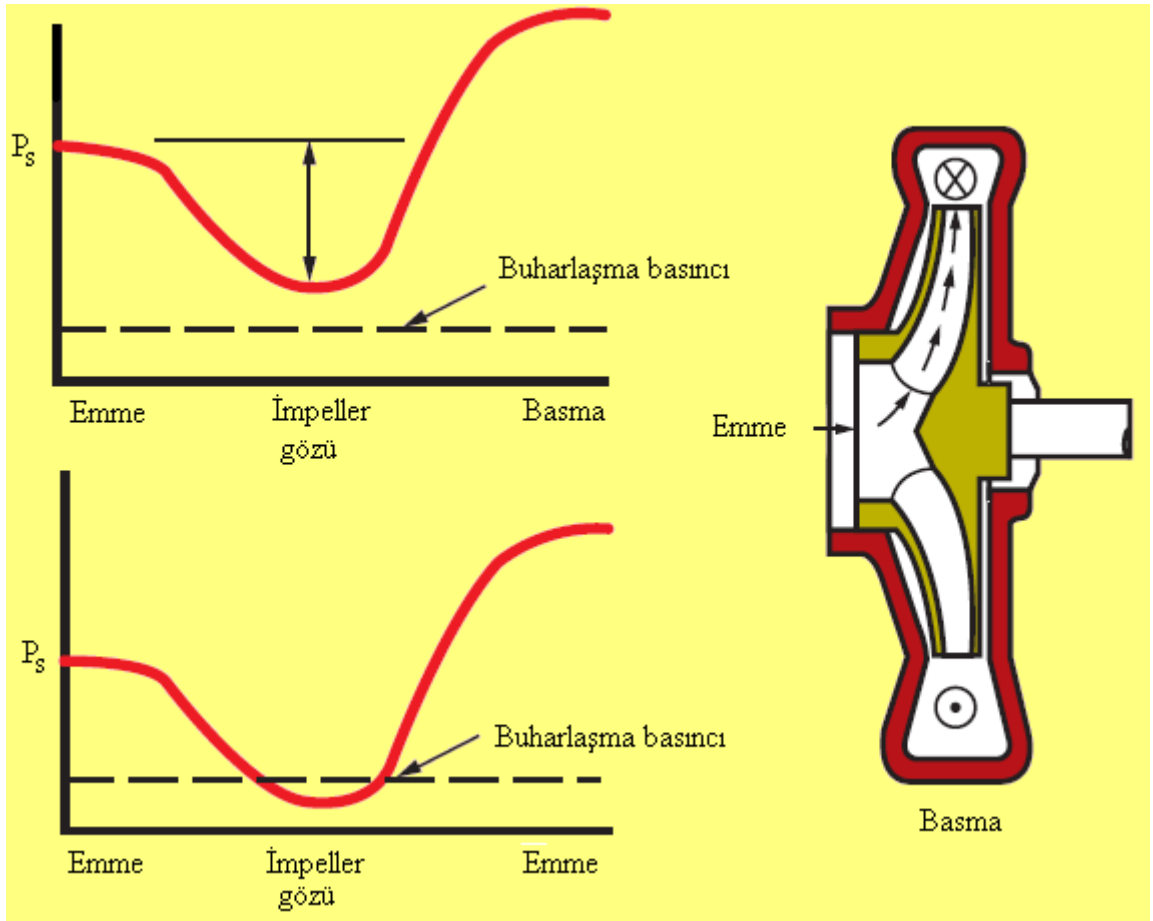
NPSH sıcaklık, rakım, statik yükseklik ve debi gibi faktörlere bağlıdır. Yoğuşum pompaları, kaviteasyonu önlemesi ve yüksek sıcaklıklarda çalışabilmesi amacıyla düşük NPSH değerlerinde dizayn edilirler.

Santrifüj pompalarda akışkan, impeller gözüne (ortasına, göbeğine) girdiği zaman basıncı düşer. İmpeller gözündeki mutlak basınç, sıvının buharlaşma basıncını da düşürür ve buhar çukurları oluşmaya başlar. Bu buhar çukurları, impeller kanatları boyunca akışkan içinde yol alırken basınç yükselir ve bu çukurlar dağılıp çöker. Bu çökme olayına "kaviteasyon" adı verilmektedir.

Kavitasyon sadece gürültü çıkaran bir olay olmayıp pompa impellerine, şafta, mekanik salmastraya da zarar vererek pompanın debisini düşürür. İşte tam burada bu çukurcukların oluşmasını ve çökmesini önlemek için gerekli minimum yüksekliğe "*emmedeki gerekli net pozitif yük*" ($NPSH_R$) adı verilmektedir.

Şekil 4.12' de akışkanın çark gözüne girmesiyle oluşan basınç değişimleri gösterilmektedir. Üst taraftaki eğride sistem emme basıncı (p_s) sürekli olarak buharlaşma basıncının üstünde bulunduğu için kavitasyon oluşmamaktadır. Alttaki eğride ise sıvının impeller gözüne girmesiyle sistem emme basıncı (p_s), buharlaşma basıncının altına düşmekte ve kavitasyona neden olmaktadır.

Tekrar edilecek olursa $NPSH_R$, kavitasyonu önlemek için gerekli emme yüksekliği (yükü) miktarıdır ve pompa dizaynı ile belirlenip eğrilerle gösterilir. $NPSH_A$ ise pompa emiş tarafındaki emme yüksekliği miktarı veya pompa emiş tarafında buharlaşma basıncı üstündeki toplam faydalı enerjidir. Bu da sistem şartlarına göre kararlaştırılır.



Şekil 4.12 Kavitasyon oluşumu

Kavitasyonun oluşacağı bu gibi durumlarda önlem olarak iki seçenek bulunmaktadır. Bunlardan biri $NPSH_R$ değerini düşürmek, diğeri ise $NPSH_A$ değerini artırmaktır. $NPSH_A$ değerini artırmak için bir veya birkaç etkin faktör değiştirilebilir. Örneğin, buharlaşma basıncını düşürmek için yoğuşum sıcaklığı düşürülebilir. Bunun için de enerji kaybı olmasına karşın bir cooler (soğutucu) veya bir soğutma tankı kullanılabilir.

$NPSH_A$ değerini artırmanın bir diğer yolu da yoğuşumun toplandığı rezervuarı basınçlandırmaktır. 121 °C' ye kadar olan sıcaklıklarda pompalarla birlikte dizayn edilen basınçlandırılmış yoğuşum üniteleri mevcuttur. Kapalı sistem kullanıldığında ani kayıplardan kaçınmak gerekmektedir. Basınçlandırılmış yoğuşum üniteleri düşük $NPSH_A$ için her zaman çözüm olmayabilir.

Bir başka çözüm yolu da yoğuşumun toplandığı rezervuarın statik yüksekliğini değiştirmek ve yükseltmektir. Bununla birlikte yoğuşumun dönüşü sıvı seviyesinin altında ise bu faktörü değiştirmek güçtür. Bazen $NPSH_A$ değerini istenilen noktaya yükseltmek mümkün olmaz, bu durumda tek çözüm yolu da yüksek sıcaklıklardaki yoğuşumlarla çalışabilen düşük $NPSH_R$ değerinde olan bir yoğuşum pompası seçip kullanmaktır.

Bir pompanın $NPSH_R$ değeri özellikle impeller giriş dizaynından etkilenir. Giriş akış açısı, akışkanın impellere girişteki açısı anlamına gelmektedir. Daha büyük açı, daha fazla verim vermektedir, daha küçük olan ise daha düşük $NPSH$ değerine neden olur. Bu iki özelliğin arasında olarak yaklaşık 5-7 kanatlı impellerlerde 17 derecelik açı kullanılmaktadır.

Farklı pompaların $NPSH$ karakteristikleri onların özgül emme hızları vasıtasıyla karşılaştırılabilir. Özgül emme hızı aşağıdaki formülle bulunmaktadır.

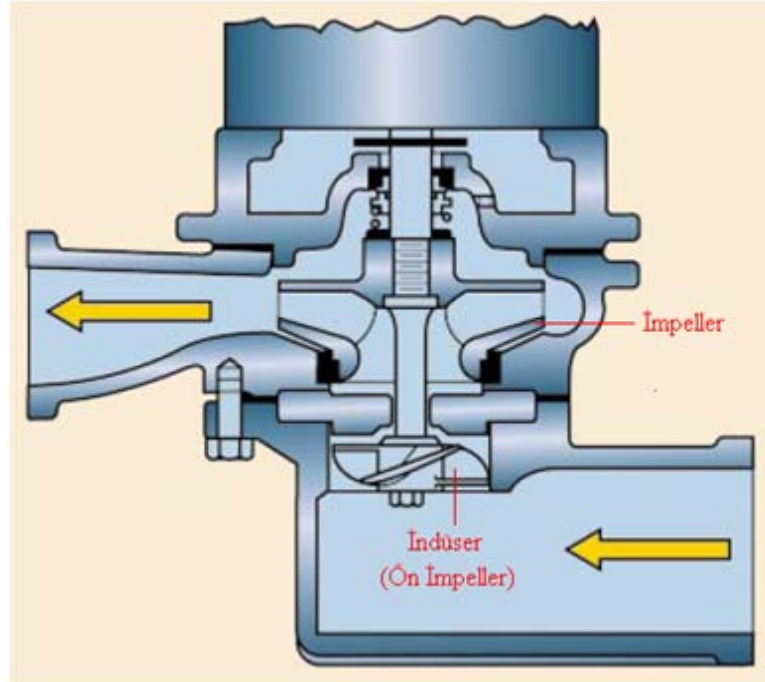
$$n_{ss} = \frac{\sqrt[3]{Q}}{NPSH_R^{0,75}} \quad (4.28)$$

Bir pompa için düşük n_{ss} sayısı daha yüksek bir $NPSH_R$ değerini ifade eder. Santrifüj çarklar için özgül emme hızının tipik aralığı 7000-8000' dir. Düşük $NPSH$ değerinin kritik olduğu yoğuşum ve kazan besleme suyu uygulamalarında özgül emme hızı 12000-18000'e kadar yükseltilir. Bu yüksek değerlere ulaşmak için dört adet gibi az kanadı olan impellerlerde akış açısı 10 dereceye kadar düşürülür. Daha az ve daha ince kanatların tıkanmayı da azaltma gibi bir faydası bulunmaktadır. Bu tıkanma, su buharının tıkaması veya akışı boğması şeklinde olmaktadır. Düşük akış açılarının veya büyük giriş çaplarının dezavantajı pompanın aşağı yukarı % 50'nin altındaki debide çalışmasıdır.

NPSH değerini azaltmak ve özgül emme hızını 18000' in üzerine çıkarmaktan başka bir yol olarak aksenel akışlı impeller veya Şekil 4.13' de görüldüğü gibi impellerin önünde "*indüser (ön impeller)*" kullanılabilir.

Ön impellerin akış açısı 5-10 derece arasındadır. Kanat açısı ise 3-5 derece daha büyüktür ve kanat sayısı da 2-4 arasındadır. Kanat açısı, impeller kanatlarının yol gösterme açısıdır. Akış açısı ve kanat açısı arasındaki fark slip'e (kayıplara) neden olur. Aksenel akış ön impelleri, santrifüj impellerin gözünde pozitif bir basınç oluşturur ve bu değer yaklaşık 0,35-0,70 bar.g basıncıdır.

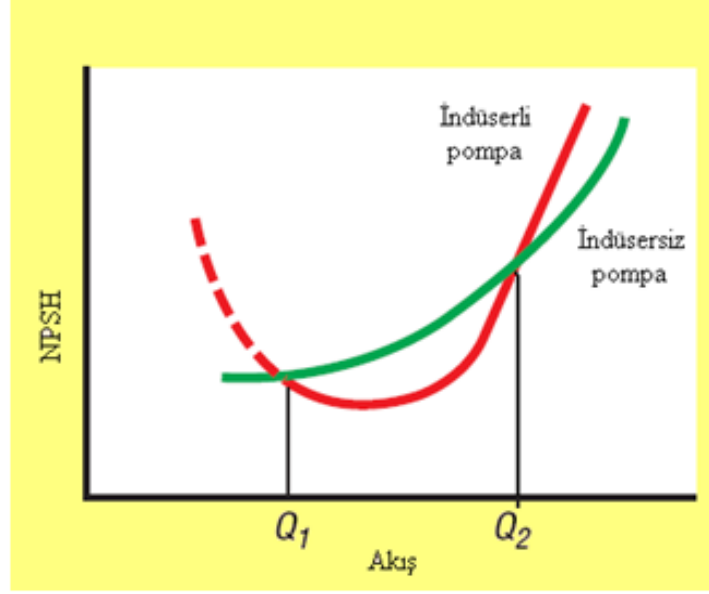
İndüser (ön impeller) kullanmanın faydalarından biri de çalışma noktasındaki verimden ödün verilmemesidir. Daha önce de belirtildiği gibi giriş akış açısı NPSH değerini ve verimi etkilemektedir. Santrifüj impellerlerin daha büyük giriş akış açısı ve daha küçük impeller gözü alanına sahip olmasıyla verim daha da yükselir. Standart santrifüj impeller ile indüserin (ön impellerin) birleştirilmesi, verimden ödün vermeksizin yapılabilecek en iyi kombinasyonu sağlamaktadır. Dikey bir santrifüj pompadaki emme ve basma bağlantıları ile impeller girişine monte edilmiş olan bir ön impeller Şekil 4.13' de gösterilmektedir. Örnek olarak verilen ön impellerin kanat sayısı dördtür.



Şekil 4.13 İndüser (ön impeller) kullanılan santrifüj pompa

İndüserli (ön impellerli) pompa kullanmanın sakıncası, pompanın akış miktarını (debisini) azaltmasıdır. İndüser, pompanın NPSH değerini azaltır ama ancak belirli aralıklarda etkindir.

Bu aralıkların dışında NPSH değeri çarpıcı biçimde artmaktadır. Şekil 4.14 'de açıkça gösterildiği gibi indüserli pompa Q_1 ve Q_2 debi değerleri arasında etkindir. Ancak, bu aralığın dışında indüserli pompayı kullanmak akıllıca değildir.



Şekil 4.14 İndüserli ve indüersiz pompada akış ve NPSH

$$n_{ss} = \frac{\sqrt[n]{Q}}{NPSH_R^{0,75}} \quad (4.29)$$

Özgül emme hızının formülü gözden geçirilecek olursa etkin faktörlerden birinin motor devri olduğu görülecektir. Belli bir impeller için düşük devirli motor kullanmak gerekli NPSH değerini düşürecektir. Aynı zamanda pompanın basma yüksekliği de azalacağı için bu yöntem tüm uygulamalar için pratik olmayabilir. Düşük devirli motor kullanarak yüksek devirli motorla elde edilen akış ve yüksekliği sağlamak için impeller uç hızı artırılmalıdır. Bu da impeller çapı büyütülerek sağlanır. İmpeller yaklaşık olarak disk şeklindedir. Ekseni üzerindeki diskin atalet momenti için formül aşağıdadır:

$$I = Wr^2 / 2g$$

I = Atalet momenti

W = Ağırlık

r = Yarıçap

g = Yerçekimi kuvveti

Aynı basıncı sağlamak için 1750 rpm yerine 3500 rpm olan pompada impeller çapı iki katına çıkarılır.

Düşük devirle çalıştırmalarda hem avantajlar, hem de bazı dezavantajlar vardır. 3500 devirli pompa ile 1750 devirli pompa karşılaştırılırsa 3500 devirli pompa önemli bir şekilde küçük ve daha az pahalıdır. Ancak bu kez pompa gürültü seviyesi ve $NPSH_R$ değeri yüksektir. Pompaları dizayn edenler artan maliyetle birlikte düşük $NPSH$ değeri ve gürültüyü; yüksek gürültü ve düşük maliyetle karşılaştırırlar.

Sonuç olarak buhar yoğuşum sistemlerinde yüksek sıcaklıklara karşı yoğuşum pompası seçmede $NPSH$ kritik bir faktördür. $NPSH_A$ değeri de pek çok etken içermektedir. Bu etkenler; yoğuşum sıcaklığı, yoğuşum rezervuarındaki (tankındaki) basınç, yoğuşum rezervuarının yüksekliği ve boru sürtünme kayıplarıdır. Bu etkenlerden herhangi birini değiştirmek direkt olarak $NPSH_A$ değerini etkilemektedir.

$NPSH_R$ değeri, pompa üreticisi ve onu dizayn edene bağlıdır. Pompa üreticisi de motor devri, impeller giriş açısı, kanat sayısı ve indüser kullanma gibi unsurlara dikkat eder.

Yoğuşum pompası seçerken yukarıda sayılan tüm unsurlara ve özellikle de motor devri ile indüser kullanımına dikkat edilir. Bu faktörlere dikkat etmek özel uygulamalarda doğru bir seçim imkanı sağlayacaktır.

Kavitasyonu önlemek için ya seçilecek pompanın $NPSH_R$ değeri mümkün mertebe küçük olmalı ya da devredeki $NPSH_A$ değeri mümkün olduğu kadar büyük olacak şekilde dizayn edilmelidir. Bu ikisinin dışında ayrıca $NPSH_A$ değeri $NPSH_R$ değerinden mümkün olduğunca büyük yapılmalıdır. (Hammitt, 1980)

Bunlara göre alınabilecek pratik önlemler aşağıda sıralanmıştır:

$NPSH_R$ değerini düşürmek için:

- Devir sayısı düşük olan pompa kullanmak,
- Çift emişli pompa kullanmak,
- Ön impeller kullanmak,
- Kavite riski olan yerlerde daha büyük debili pompa seçip pompayı küçük debide çalıştırmak,
- İmpeller giriş alanını büyük yapmak,

- $NPSH_A$ değerini artırmak için,
- Emme derinliğini mümkün mertebe küçük tutmak. Bunun için de tanktaki sıvı seviyesini yüksek tutmak veya pompayı sıvı seviyesine yakın yere monte etmek,
- Emme devresindeki kayıpları azaltmak,
- Emme devresini kısa tutmak,
- Emme devresinde gerekmedikçe dirseklerden kaçınmak,
- Emme boru çapını basma boru çapından büyük seçmek,
- Emme devresindeki valfi kısmamak ve kapatmamak,
- Sıvının sıcaklığını düşürmek,
- Sıvı içindeki erimiş hava ve gazları vakum pompası ile tahliye etmek,
- Pompa çıkışı ve girişi arasında by-pass yaparak pompanın giriş tarafındaki basıncı artırmak,
- Pompayı optimum debiden büyük debilerde çalıştırmamak.

4.12. Sıvıların Özellikleri İle İlgili Kavramlar

Doğadaki maddeler fiziksel özellikleri bakımından katı, sıvı ve gaz olmak üzere üç halde bulunurlar. Bunlardan sıvı ve gaz olanlara "*akışkan*" adı verilmektedir. Sıvıların gazlardan farklı olan bazı özellikleri vardır. Örneğin sıvıların hacmi belirli, gazların hacmi ise belirsizdir. Bunun dışında sıkıştırılan gazların hacmi küçülür. Ancak buna karşılık sıvıların hacminde ölçülebilen bir değişiklik meydana getirilemez. Sıkıştırılmaya çalışılan sıvıların hacminde ölçülebilen önemli bir değişiklik meydana getirilemediği için sıvılara "*sıkıştırılamayan akışkan*", gazlara da "*sıkıştırılabilen akışkan*" adı verilmektedir.

Sıvı akışkanları sevk eden cihazlara "*pompa*", gaz akışkanları sıkıştırarak sevk edenlere de "*kompresör*" adı verilmektedir. Pompaların bastığı sıvıların başında su gelmektedir. Bu nedenle de başta su olmak üzere sıvıların mevcut özelliklerinin bilinmesi gerekmektedir. Bu özelliklerden bazıları yoğunluk, özgül ağırlık, bağıl yoğunluk ve viskozitedir. (Karassik, vd. 2001)

4.12.1. Yoğunluk (ρ)

Bir cismin birim hacminin kütlesine o cismin "*yoğunluğu*" denir ve " ρ " ile gösterilir. Diğer bir anlatımla +4 °C sıcaklıkta 1 m³ saf suya etkiyen yerçekimi kuvvetinin kg ile ölçülen değeri 1000 kg veya 1 cm³ saf suya etkiyen yerçekimi kuvvetinin gram ile ölçülen değeri de 1 gramdır. Buna göre +4 °C sıcaklıkta saf suyun yoğunluğu 1000 kg/m³ ya da 1 gr/cm³'tür.

Genel olarak atmosfer basıncı altında sıvılar, gazlardan üç merteye (10³) daha yoğundurlar. Yoğunluğu en fazla olan sıvı, cıva; yoğunluğu en düşük olan gaz ise hidrojenidir. Bu akışkanlardan cıvanın 20 °C sıcaklık ve 1 atm basınç altındaki yoğunluğu 13580 kg/m³, hidrojenin ise 0,0838 kg/m³ olduğu göz önüne alınırsa aralarındaki oranın 162000 olduğu görülecektir.

4.12.2. Özgül Ağırlık (γ)

Özgül ağırlık, aynı hacimli maddelerin birbirinden farklı ağırlık özelliklerini belirlemeye yarayan bir kavramdır. Bir cismin birim hacminin ağırlığına o cismin özgül ağırlığı denir ve " γ " ile gösterilir.

Kütle ile ağırlık arasında $W = mg$ bağıntısında olduğu gibi yoğunluk ve özgül ağırlık da yerçekimi ivmesi ile birbirine bağlıdır. Diğer bir deyişle $\gamma = \rho g$ olarak ifade edilmektedir. Bu bağıntıda yerçekimi ivmesi olan $g = 9,807 \text{ m/s}^2$ olup özgül ağırlığın birimi de N/m³'tür.

4.12.3. Bağıl Yoğunluk (ρ_b)

Bir akışkanın yoğunluğunun, standart referans kabul edilen bir akışkanın yoğunluğuna oranına "*bağıl yoğunluk*" adı verilmektedir. Sıvılardaki bu referans akışkan su olup bağıl yoğunluk boyutsuz bir değerdir. Bağıl yoğunluk aşağıdaki formül ile bulunur ve çıkan değer akışkanların yoğunluk değerlerine göre daha kolay hatırlanabilir.

$$\rho_b = \frac{\rho_{sivi}}{\rho_{su}} \quad (4.30)$$

Örnek 4.3

Bağıl yoğunluğu 0,89 olan sıvının yoğunluğunu ve özgül ağırlığının hesaplanması:

$$\rho_b = 0,89 \text{ ve } \rho_b = \frac{\rho_{sivi}}{\rho_{su}} \text{ olduğuna göre}$$

Yoğunluk;

$$\rho_{sivi} = \rho_b \times \rho_{su} = 0,89 \times 1000 = 890 \text{ kg/m}^3$$

Özgül ağırlık;

$$\gamma_{sivi} = \rho \text{ g} = 890 \times 9,81 = 8730 \text{ N/m}^3 \text{ olur.}$$

Örnek 4.4

Özgül ağırlığı 133024 N/m³ olan cıvanın yoğunluğunu ve bağıl yoğunluğunun hesaplanması:

$$\gamma_{civa} = 133024 \text{ N/m}^3$$

Yoğunluk;

$$\rho_{civa} = \gamma_{civa} / \text{g} = 133024 / 9,81 = 13560 \text{ kg/m}^3 \text{ ve}$$

$$\rho_b = \frac{\rho_{civa}}{\rho_{su}} = \frac{133024}{1000} = \frac{9,81}{9810} = 13,56 \text{ olarak bulunur.}$$

4.12.4. Viskozite (μ)

Hiç şüphe yokki pompaların en sıklıkla taşıdığı sıvı sudur. Ancak, bir takım uygulamalarda pompalar, yağ, propilen glikol, gazolin gibi farklı sıvıları da taşımak durumundadır. Bu tip sıvılar suya göre daha farklı yoğunluk ve viskoziteye sahiptir.

Bir sıvının akmaya karşı gösterdiği direnç ile tanımlanan fiziksel özelliğine "*viskozite*" veya "*mutlak (dinamik) viskozite*" adı verilmekte olup " μ " ile ifade edilmektedir. Birimi SI (Uluslararası Birim) sisteminde olup mühendislikte cP olarak kullanılır ($1 \text{ cP} = 10^{-3} \text{ Pa.s}$)

Başka bir deyişle viskozite, sıvının kalınlığının bir ölçüsüdür. Viskozite arttıkça sıvının kalınlığı da artar. Propilen glikol ve motor yağı, kalın veya yüksek viskoziteli sıvılara örnektir. Gazolin ve su ise ince, düşük viskoziteli sıvılardır.

$$Pa.s = \frac{N.s}{m^2} = \frac{kg}{m.s} \quad (4.31)$$

Sıcaklık değişimleri bir sıvının viskozitesini önemli ölçüde değiştirir. Bir sıvının viskozitesi artan sıcaklık ile azalmaktadır, yani sıvı ısıtıldıkça daha kolay akmaktadır. Bir viskozite değerinin anlam ifade edebilmesi için daima hangi sıcaklıkta olduğunun belirtilmesi gerekir. Suyun muhtelif sıcaklıklardaki yoğunluğu (ρ), mutlak buharlaşma basıncı (p_v), özgül ağırlığı (γ), kinematik viskozitesi (ν) ve mutlak viskozitesi (μ) Çizelge 4.4' de gösterilmektedir.

Çizelge 4.4 Suyun fiziksel özellikleri (Karassik, vd. 2001)

t (°C)	ρ (kg/m ³)	γ (N/m ³)	p_v (bar)	μ (cP)	ν (cSt)
0	999,8	9804,7	0,0061	1,785	1,785
4	1000,0	9806,7	0,0081	1,556	1,556
10	999,7	9803,7	0,0122	1,306	1,306
15	999,2	9798,8	0,0170	1,138	1,139
20	998,3	9790,0	0,0233	1,001	1,003
25	997,1	9778,2	0,0316	0,891	0,893
30	995,7	9764,5	0,0424	0,797	0,800
40	992,3	9731,1	0,0737	0,651	0,656
50	988,0	9689,0	0,1233	0,544	0,551
60	983,2	9641,9	0,1992	0,463	0,471
70	977,7	9588,0	0,3116	0,400	0,409
80	971,6	9528,1	0,4736	0,351	0,361
90	965,2	9465,4	0,7011	0,311	0,322
100	958,1	9395,8	1,0132	0,279	0,291
110	950,7	9385	1,4326	0,252	0,265
120	942,9	9247	1,9854	0,230	0,244
130	934,6	9165	2,7012	0,211	0,226
140	925,8	9079	3,6136	0,195	0,211
150	916,8	8991	4,7597	0,181	0,197
160	907,3	8898	6,1804	0,169	0,186
170	897,3	8800	7,9202	0,159	0,177
180	886,9	8698	10,003	0,149	0,168
190	876,0	8591	12,552	0,141	0,161
200	864,7	8480	15,551	0,134	0,155

Mutlak viskozitenin sıvı yoğunluğuna oranına "*kinematik viskozite*" adı verilmekte olup " ν " ile gösterilmektedir. En çok kullanılan viskozite birimleri Centistoke (cSt - mm²/s), Engler derecesi, Redwood Saniyesi, Saybolt Saniyesi olup mühendislikte kullanılan ise cSt ile gösterilen birimdir.

1 cSt = 1 mm²/s = 10⁻⁶ m²/s olup mutlak ve kinematik viskoziteler arasında $\mu = \nu \cdot \rho$ bağlantısı bulunmakla birlikte dinamik ve kinematik viskoziteler arasındaki farka dikkat edilmeli ve sıvıların viskozitesinin doğrudan göstergesinin mutlak viskozite olduğu unutulmamalıdır. Çeşitli viskozite birimlerinin birbirlerine karşılık gelen yaklaşık değerleri Çizelge 4.5' de gösterilmektedir:

Çizelge 4.5 Çeşitli viskozite birimleri arasındaki yaklaşık dönüşümler (Karassik, vd. 2001)

Universal Saybolt Saniyesi (SSU)	Saybolt Furol Saniyesi (SSF)	Redwood 1 Saniyesi Standart	Redwood 2 Saniyesi Admiralty	Kinematik Viskozite (cSt)	Engler Derecesi (°E)
31		29		1,0	1,00
32,6		30,2		2,00	1,10
36		32,9		3,00	1,20
40		36,2	5,10	4,25	1,32
50		44,3	5,83	7,36	1,58
60		52,3	6,77	10,32	1,87
70		60,9	7,60	13,08	2,16
80		69,2	8,44	15,66	2,45
90		77,6	9,30	18,12	2,73
100		85,6	10,12	20,52	3,02
200		170	18,90	42,95	5,92
300	32,7	253	28,0	64,6	8,79
400	42,4	338	37,1	86,2	11,70
500	52,3	423	46,2	102,0	14,60
600	62,0	507	55,3	129,4	17,50
700	72,0	592	64,6	151,0	20,44
800	82,0	677	73,8	172,6	23,36
900	92,1	762	83,0	194,2	26,28
1000	102,1	846	92,3	215,8	29,20
2000	204	1693	185	431,7	58,4
3000	305	2538	277	647,3	87,6
4000	408	3385	369	863,1	117
5000	509	4230	461	1078,8	146
10000	1018	8461	922	2157,6	292
20000	2035	16923		4315,3	584

4.12.4.1. Newton Teorisi

Newton yasasına uyan sıvıların viskoziteleri, maruz kaldıkları miktar ve hareketten etkilenmez. Mineral yağlar ve su bu tip sıvıların tipik örnekleridir. Öte yandan, Newton yasasına uymayan sıvılar karıştırıldıklarında viskoziteleri kesinlikle değişir.

Birkaç örnek vermek gerekirse;

Damlamayan boya gibi tiksotropik sıvılar karıştırıldıkça viskoziteleri düşer.

Ketçap gibi plastik sıvılarda akışın başlaması için aşılması gereken bir akış noktası vardır. Bu noktadan sonra karıştırıldıklarında viskoziteleri düşer.

Genellikle herhangi bir akış esnasında akışkanın tabakaları farklı hızlarda hareket ederler ve akışkanın viskozitesi, uygulanan kuvvete karşı direnç gösteren tabakalar arasındaki yüzey gerilimlerinden dolayı ortaya çıkar. (Karassik, vd. 2001)

Isaac Newton' un öne sürdüğü üzere, laminer ve paralel bir akışta, tabakalar arasındaki yüzey gerilimi (τ) bu tabakalara dik yöndeki hız gradyeni ($\partial u/\partial y$) ile orantılıdır.

$$\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y} \quad (4.32)$$

Buradaki μ sabiti, *viskozite sabiti*, *viskozite*, veya *dinamik viskozite* olarak bilinir. Su ve gazların çoğu Newton yasasına uyarlar ve **Newtonyen akışkanlar** olarak adlandırılırlar. **Newtonyen olmayan akışkanlarda** ise, yüzey gerilimi ile hız gradyeni arasındaki basit lineer ilişki çok daha karmaşık bir hal alır.

Pek çok durumda, viskoz kuvvetlerin atalet kuvvetlerine olan oranı ile ilgilenilir. Atalet kuvvetlerinin akışkanın yoğunluğu (ρ) ile karakterize edildiği bilindiğinden bu oran **kinematik viskozite** olarak adlandırılır ve gösterimi:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (4.33)$$

şeklindedir.

4.12.4.2. Viskozitenin ölçümü

Viskozite genellikle farklı viskozimetrelerle ve 25°C' de ölçülür. Bazı akışkanların viskozitesi, geniş bir yüzey gerilimi aralığında sabittir. Viskozitesi sabit olmayan akışkanlar Newtonyen olmayan akışkanlar olarak adlandırılır.

4.12.4.3. Dinamik Viskozite: μ

Dinamik viskozitenin SI birimi (Yunan sembol: μ) pascal-saniye (Pa·s) olup $1 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$ ye eşdeğerdir.

Dinamik viskozitenin cgs birimi, Jean Louis Marie Poiseuille adına ithafen *poise* (P) dir. Genellikle yüzde birlik miktarı olan *centipoise* (cP) kullanılır. Örneğin suyun viskozitesi 20°C'de 1.0020 cP dir.

$$1 \text{ poise} = 100 \text{ centipoise} = 1 \text{ g}\cdot\text{cm}^{-1}\cdot\text{s}^{-1} = 0.1 \text{ Pa}\cdot\text{s}.$$

4.12.4.4. Kinematik viskozite: $\nu = \mu / \rho$

Kinematik viskozite'nin (Latin sembol: ν) SI birimi ($\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$) dir. Kinematik viskozite'nin cgs birimi George Gabriel Stokes' un adına ithafen *stokes* olup S veya St şeklinde kısaltılır. Bazen *centistokes* (cS veya cSt) şeklinde de kullanılabilir.

$$1 \text{ stokes} = 100 \text{ centistokes} = 1 \text{ cm}^2\cdot\text{s}^{-1} = 0.0001 \text{ m}^2\cdot\text{s}^{-1}.$$

Kinematik ve dinamik viskozite arasındaki dönüşüm ise $\nu\rho = \mu$ şeklinde verilir ve eğer $\nu = 1$ St ise

$$\mu = \nu \rho = 0.1 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}\cdot(\rho/(\text{g}/\text{cm}^3)) = 0.1 \text{ poise}\cdot(\rho/(\text{g}/\text{cm}^3))$$

4.12.4.5. Sıvılar

Sıvılarda, moleküller arasındaki ilave kuvvetler önemli hale gelir. Bu durumda yüzey gerilimine ilaveler olacaktır ki olgu bugün dahi tartışmalıdır. Dolayısıyla, sıvılarda:

- Viskozite basınçtan bağımsızdır (çok yüksek basınçlar hariç) ve
- Viskozite, sıcaklık arttıkça azalır (Örneğin, sıcaklık 0°C den 100°C çıktığında, suyun viskozitesi 1.79 cP den 0.28 cP ye düşer)

Sıvıların dinamik viskozitesi, gazların dinamik viskozitesinden birkaç on kat daha büyüktür.

4.12.4.6. Suyun viskozitesi

Suyun viskozitesi 8.90×10^{-4} Pa.s veya 8.90×10^{-3} dyne-sec/cm² dir (25°C' de).

4.13. Basınç ile ilgili kavramlar

4.13.1. Atmosfer Basıncı (atm)

Deniz seviyesindeki basınç olup değeri "1 atm", "10,33 kgf/m²", "1,033 kgf/cm²", "14,696 psi", "1,013 bar", "76 cmHg" veya "760 mmHg" olarak kabul edilir.

Atmosfer basıncı pek çok metotla ölçülürse de laboratuvarlarda bu iş için daha çok Mercury (cıva) sütun barometresi kullanılır. Mercury sütununun yüksekliği atmosfer basıncının göstergesi olup deniz seviyesinde ve 0 °C sıcaklıkta bu yükseklik 76 cm veya 29,921 inch'tir.

4.13.2. Mutlak Basınç (P_A) ve Gauge Basıncı (P_G)

Mutlak basınç, atmosfer basıncı (P_A) ile gauge basıncının (P_G) toplamıdır. Örneğin gauge basıncı 5 atm ise,

Mutlak basınç = 5 atm + 1 atm = 6 atm olur.

Gemilerde kullanılan bir örnek verilecek olursa, santrifüj pompa çıkışındaki gauge basıncı 1,5 bar ise (1 atm = 1,013 bar olduğundan 1 atm ≈ 1 bar kabul edilirse),

Mutlak basınç = 1,5 bar + 1 bar ≈ 2,5 bar olur.

4.13.3. Vakum

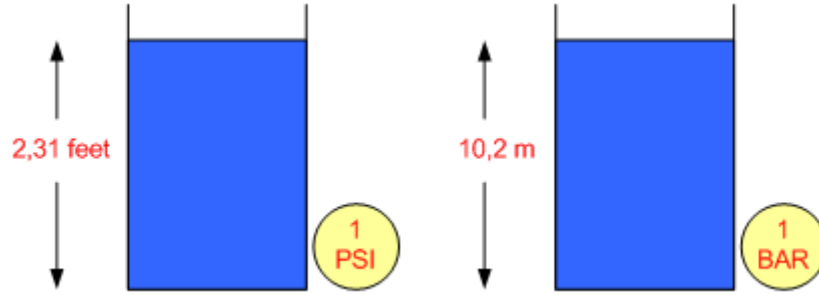
Atmosfer basıncının kısmen ya da tamamen yok olma durumudur. Aydaki vakum, tam vakum olup değer ifadesi sıfır olarak (0 atm) kabul edilir. Pompa devrelerindeki basınç veya vakum göstergelerinde (gaugelerinde) bu değer "-1 bar" olarak gösterilmektedir.

4.13.4. Basma Yüksekliği (H)

Basma yüksekliği, sıvı yüksekliğinin tank tabanında oluşturduğu basınç veya pompaların sıvıyı basma yüksekliği olarak tanımlanmaktadır. Pompalarda basınç iki şekilde ifade edilir. Teoride daha çok basma yüksekliği (head) kullanılırken pratikte ve gemilerde daha çok basınç

kullanılır. Aslında head ve basınç benzerlik gösterse de aynı şey değildir. Basma yüksekliği, tanım olarak basma yüksekliği olup metre veya feet gibi birimlerle ölçülür. Basınç ise bir alana düşen kuvvet olup Pascal veya bar gibi birimlerle ölçülmektedir. Santrifüj bir pompanın enerjisinin ölçümünde basınç yerine basma yüksekliği kullanımının ana nedeni, sıvının yoğunluğu değiştiğinde basıncın değişecek, fakat yüksekliğin aynı kalacak olmasıdır. Herhangi bir santrifüj pompanın değişik yoğunluklara sahip birçok sıvıyla çalışabilecek olmasından dolayı basınç yerine pompanın basma yüksekliğinden bahsetmek daha pratik bir yoldur. (Karassik, vd. 2001)

Şekil 4.15’ de görülen 2,31 ft yüksekliğindeki suyun basıncı 1 psi’ dir. Diğer bir ifadeyle de 10,2 m yükseklikteki suyun basıncı 1 bar’ dır. Pratik hesaplamalarda ise yaklaşık olarak 10 m yüksekliğin 1 bar olduğu kabul edilebilir.



Şekil 4.15 Sıvı yüksekliği (su için)

4.13.5. Basınç, Basma Yüksekliği ve Yoğunluk İlişkisi

Basıncın, sıvı yüksekliği ve yoğunlukla ilişkisi aşağıdaki formül sayesinde açıklanabilir.

$$P = \rho \times g \times h = \text{Yoğunluk} \times \text{Yerçekimi ivmesi} \times \text{Head} = (\text{kg/m}^3)(\text{m/s}^2)(\text{m}) \text{ [Pa]} \quad (4.34)$$

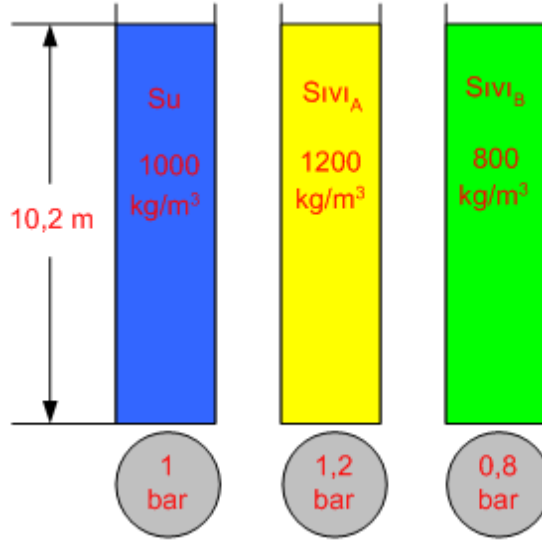
Şekil 4.16’ da görülen farklı yoğunluklardaki üç sıvı örnek olarak verilecek olunursa 10,2 m yüksekliğindeki tanklar için şu değerler çıkar:

$$\text{Su için basınç} = \rho_{\text{su}}gh = 1000 \times 9,81 \times 10,2 = 100062 \text{ Pa} = 1,0 \text{ bar}$$

$$\text{Sıvı}_A \text{ için basınç} = \rho_Agh = 1200 \times 9,81 \times 10,2 = 120074 \text{ Pa} = 1,2 \text{ bar}$$

$$\text{Sıvı}_B \text{ için basınç} = \rho_Bgh = 800 \times 9,81 \times 10,2 = 80049 \text{ Pa} = 0,8 \text{ bar}$$

Yukarıdaki sonuçlar ve değerler, basınç yerine head (yükseklik) kullanılmasının önemini daha iyi anlatmaktadır. Metre olarak ifade edilen manometrik yükseklik, basılan sıvının yoğunluğundan bağımsızdır. Basılan sıvının viskozitesi $20 \text{ mm}^2/\text{s}$ ' den küçük olduğu takdirde ve pompa aynı hızda çalıştırılırsa, basılan sıvının türü ne olursa olsun, pompanın basma yüksekliği değişmez. Ancak yukarıdaki formülde de görüldüğü gibi pompa çıkış basıncı yoğunluğa bağlı olarak değişir.



Şekil 4.16 Basıncın yükseklik ve yoğunlukla ilişkisi

Pompa giriş basıncı sıfır olarak kabul edilen ve aynı devirde çalışan bir pompanın bastığı sıvıların yoğunluklarının farklı olması durumunda değişen özellik ve değerleri Çizelge 4.6 'da gösterilmektedir. (Karassik, vd. 2001)

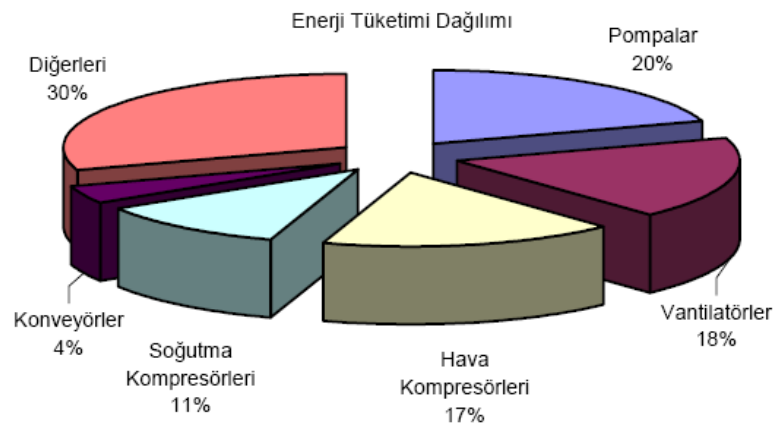
Çizelge 4.6 Pompanın farklı yoğunluklarda sıvıları basması ile değişen parametreler

Basılan sıvı	n (d/d)	ρ (kg/m ³)	ν (mm ² /s)	Q (m ³ /h)	H (m)	p_d (bar)	P (kW)
Su	1450	1000	1,00	140	30	2,94	17,6
A SIVISI		650	≤ 20	140	30	1,95	11,4
B SIVISI		1300	≤ 20	140	30	3,90	22,9

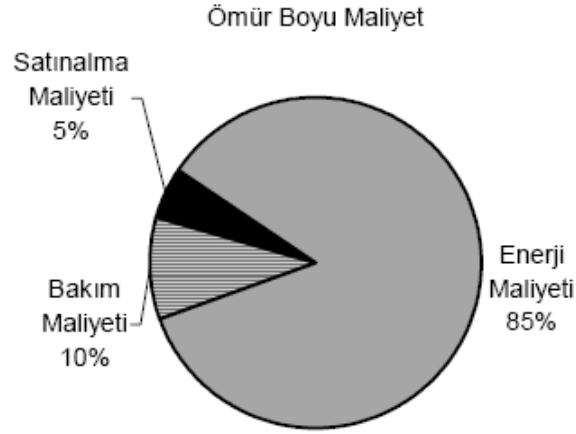
5. SANTRİFÜJ POMPALARDA ENERJİ VERİMLİLİĞİ

Dünyayı tehdit eden iklim değışikliklerinin yavaşlatılması hatta önlenmesi için atmosfere atılan CO₂ ve SO₂ gibi gaz emisyonlarının kontrolü ve gereken önlemler Kyoto protokolu, Kopenhag Kriterleri gibi uluslararası anlaşma ve görüşmelerle koordine edilmeye çalışılmaktadır. Bugün için alınabilecek en etkili önlem fosil yakıtları en geniş çapta kullanan enerji santrallerine olan ihtiyacın azaltılmasıdır. Diğer bir deyişle enerji tüketen proseslerin verimlerinin artırılması yolu ile konfor ve gelişmenin daha az enerji tüketerek sürdürülmesidir. Elektrik tüketen makineler arasında yapılan bir araştırmada pompalar %20 ile başta geldiği için pompaların uygun kullanımı ve pompaj sistemlerinin enerji verimliliği önemle ele alınan bir konu olmuştur. Konuya biraz daha yakından bakıldığında pompa verimlerinin üst sınırına yaklaşıldığı, yapılacak iyileştirmelerin birkaç puandan fazla olamayacağı görülmekte ise de pompaj sistemi verim iyileştirmelerinin pompaların uygun kullanımı, borulardaki basınç kayıplarının optimuma getirilmesi, değişken debili sistemlerin ve otomasyonda kullanılan dizayn sistemlerinin iyileştirilmesi yolu ile elde edilecek enerji tasarrufunun %30 civarında olacağı hesaplanmıştır.

Son on yıldır Hydraulic Institute (HI) önderliğinde pompa seçiminde ömür boyu maliyet (ÖBM) üzerinde durulmaktadır. Bundan gaye pompa satın alınırken sadece satın alma fiyatına değil, pompanın ömür boyu maliyetine bakın denmektedir. Ömür boyu maliyet içinde satın alma, bakım, enerji maliyeti olduğu kadar arıza halinde üretim kaybı maliyeti, söküp atma maliyeti gibi hususlar da ele alınmaktadır. Bütün bu elemanlarla enflasyon ve banka faizini de hesaba katarak ÖBM hesabı yapıldığında yüksek verimli ve dayanıklı pompaların satın alınması tavsiye edilmektedir. (Ertöz, 2005)



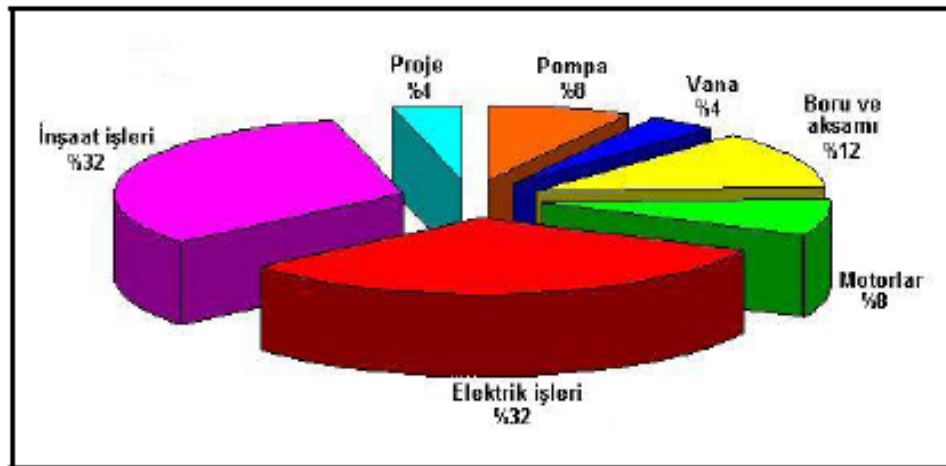
Şekil 5.1 Enerji tüketimi dağılımı



Şekil 5.2 Ömür boyu maliyet elemanlarının dağılımı

Pompaların ömür boyu maliyeti Şekil.5.2’ de gösterilmiştir. Buradan da görülebileceği gibi 20 yıllık ömür süresinde bir pompanın tüketeceği enerji bedeli satınalma fiyatının 17-20 katıdır. Bu süredeki bakım masrafları da pompa bedelinin iki katı kadar olmaktadır.

Pompaj sistemleri, inşaat, elektrik, boru sistemleri, pompalar, vanalar, motorlardan meydana gelmektedir. Bir pompaj sistemimde pompalar yapım maliyetinin %8’ ini, fakat işletme maliyetinin %60’ ını oluşturur. İnşaat ve elektrik tesisat işlerinin işletme maliyetine yansımaları pek fazla olmadığından asıl tasarruf yapılacak olan alan pompalar ve borulama sistemlerini inceleyeceğiz. Yüksek verimli pompa üretimi için çalışmalar hesaplamalı akışkanlar dinamiğinden de yararlanılarak büyük bir hızla sürmektedir. Zaten üst sınıra yaklaşmış olan pompa verimleri ancak birkaç puan daha arttırılabilecektir. (Ertöz, 2005)

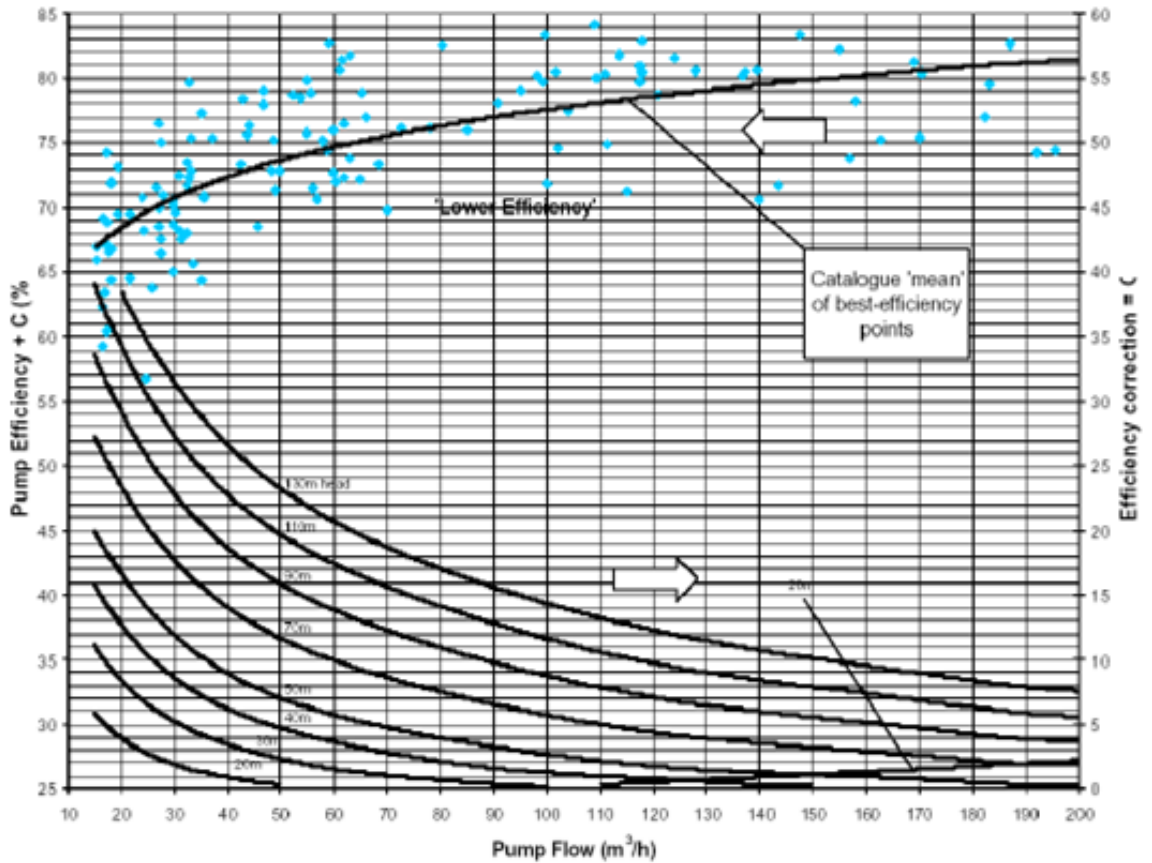


Şekil 5.3 Pompaj sistemi yapım maliyeti kalemleri

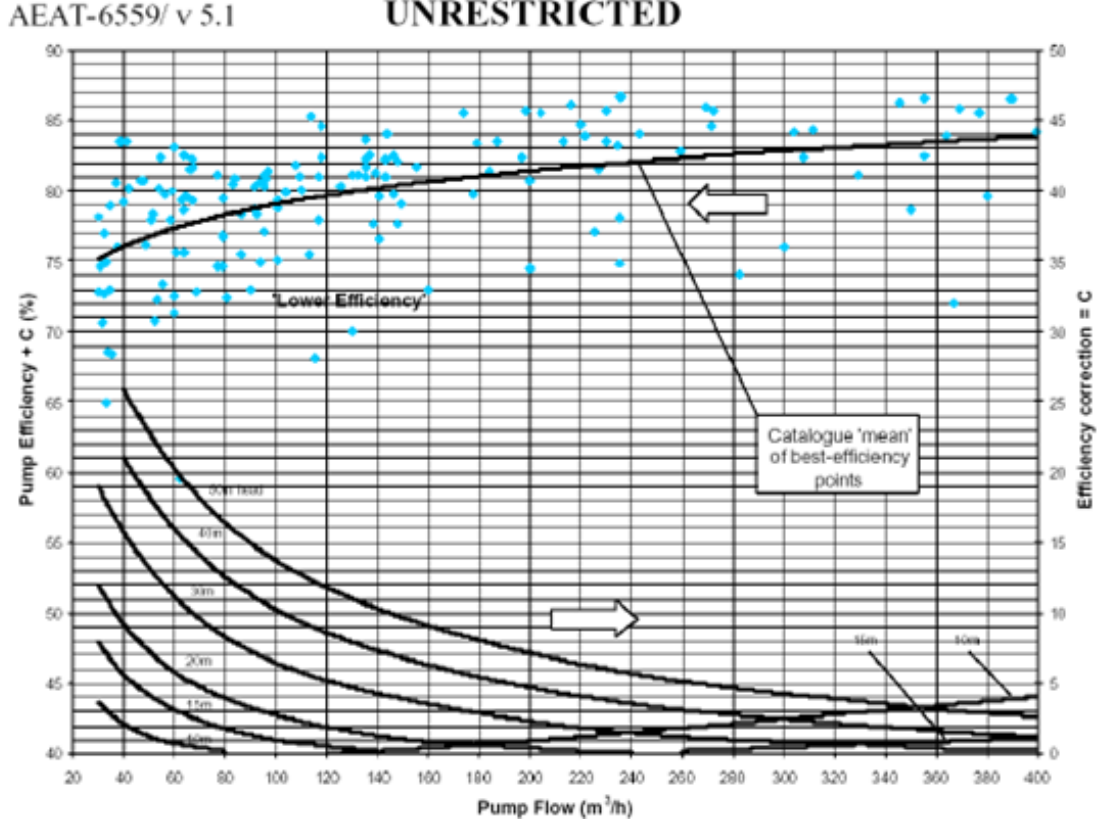
Enerji verimliliği yüksek pompaj sistemleri için dikkat edilmesi gereken hususlar aşağıda sıralanmıştır:

- Pompa karakteristiği çalışacağı sisteme uygun mu?
- Debi değişken mi?
- Değişken ise pompa ve sistem değişken devirli pompaj kriterlerine uygun mu?
- Boru ve pompaj sistemleri uygun mu seçilmiş?
- Pompa ISO, HI, EUROPUMP standartlarına uygun mu?
- Sistem Ömür boyu maliyet esaslarına uygun mu?

Avrupa topluluğunda santrifüj pompaların satın alınırken pompa veriminin uygunluğunun müşteri tarafından kontrol edilebilmesi için yapılan çalışmalar sonunda, debisi, basma yüksekliği ve devir sayısı bilinen pompanın veriminin ne olması gerektiğini belirten diyagramlar yayınlanmıştır. (Şekil 5.4 ve Şekil 5.5)

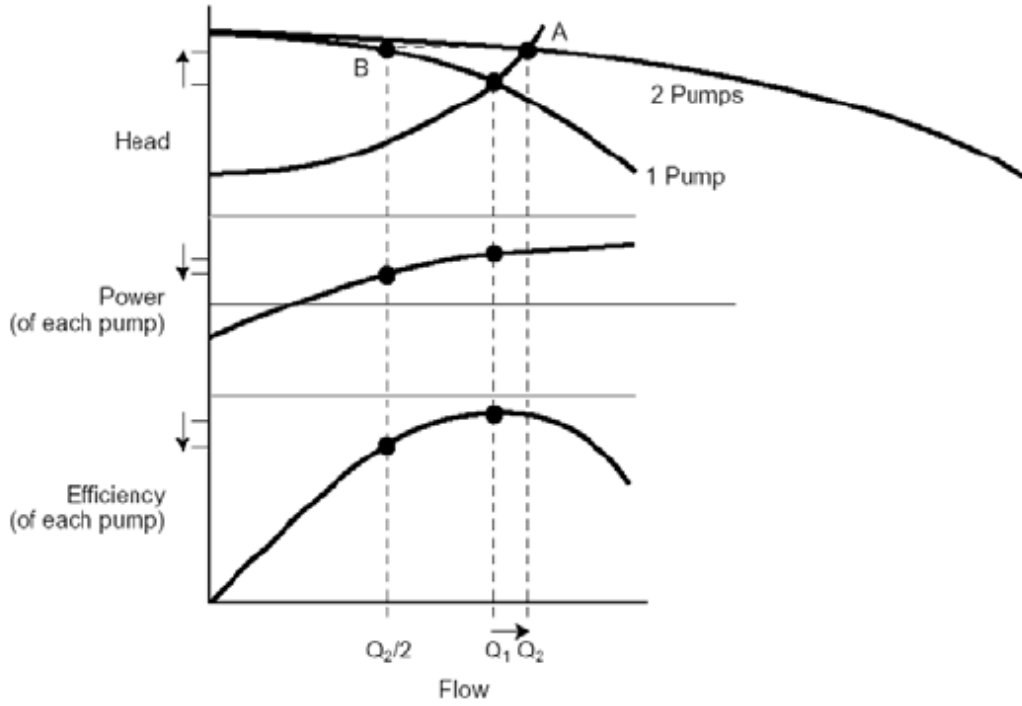


Şekil 5.4 Uçtan emmeli kendinden yataklı 2900 d/d çalışan santrifüj pompalar için verim eğrisi (Halam, 1982)



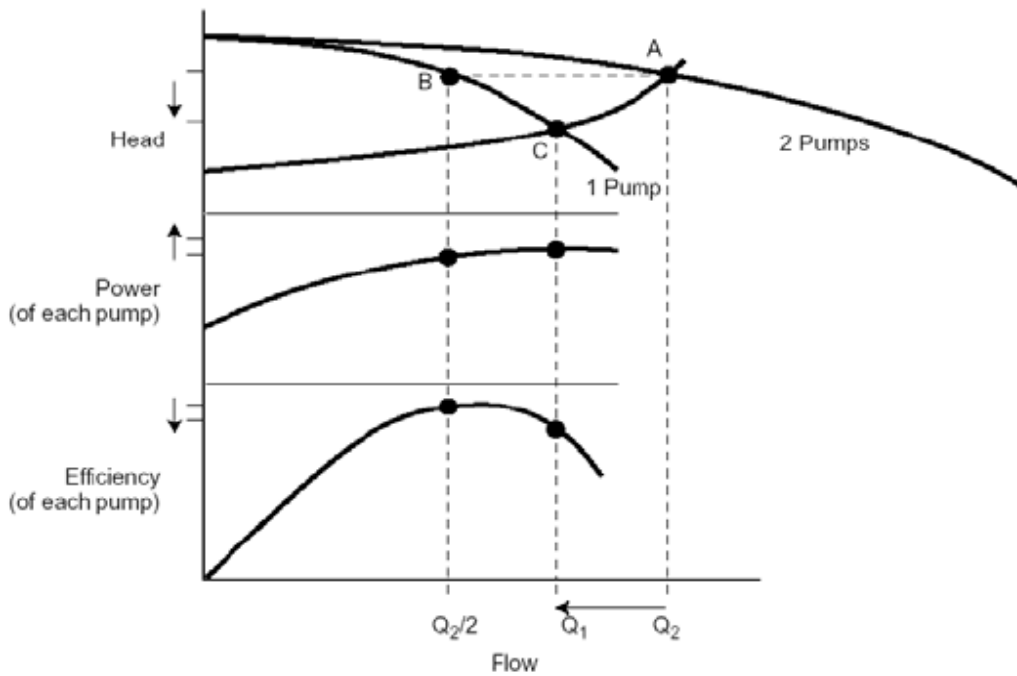
Şekil 5.5 Uçtan emmeli kendinden yataklı 1500 d/d çalışan santrifüj pompalar için verim eğrisi (Halam, 1982)

Bu diyagramlardan satın alınacak pompanın veriminin ne kadar olması gerektiği anlaşılacaktır. Pompa dizayn ve imalatında verimi iyileştirecek hususların artık sonuna yaklaşılmıştır. Bundan sonra erişilebilecek bir kaç puanlık iyileştirme enerji tüketimine fazla etki etmeyecektir. Enerji tasarrufu, pompaların seçilmesine ve uygun kullanımına harcanacak gayret ile mümkün olacaktır. Pompaların veriminin olduğu kadar tesisatın da verimi olabileceğini gözönünde bulundurmalıyız. Örneğin, bir akışkanı 50 metre yukarıya pompalamak için 100 mSS pompa gerektiren bir tesisat yapılmışsa; bu tesisatın verimi %50 olacaktır. Pompa verimi iyi olsa bile enerji israfına yol açan bazı uygulamalar vardır. Tek pompa ile verimli olarak çalışan bir pompaya debiyi arttırmak amacı ile paralel ikinci bir pompa bağlandığında; tesisattaki boru kayıplarının aşırı derecede artması sonucu ikinci pompanın faydası minimum düzeyde olacaktır. Bakınız Şekil 5.6



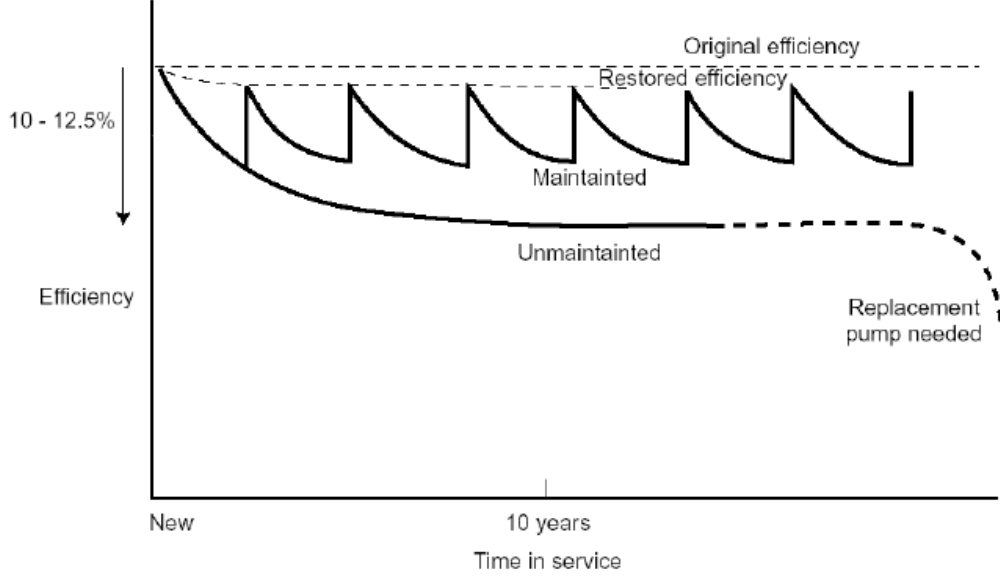
Şekil 5.6 Tek boruya uygun olarak tasarlanmış bir tesisatta paralel iki pompa çalıştırılması

İki pompaya uygun boru tesisatındaki durum aşağıda Şekil 5.7' de gösterilmiştir.



Şekil 5.7 İki pompaya uygun olarak yapılmış tesisat karakteristiği

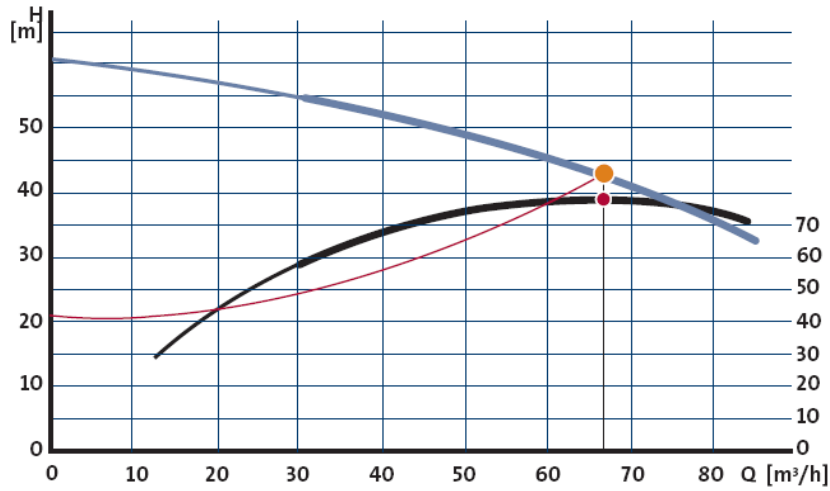
Pompalar her makina gibi zamanla aşınır, debisi ve basma yüksekliği azalır. Bu durumdaki pompa onarılarak tekrar devreye alındığında ve onarılmadığı durumda pompa veriminin değişimi Şekil 5.8’ de gösterilmiştir.



Şekil 5.8 Pompa periyodik bakımlarının verime etkisi

5.1. Santrifüj Pompalarda Performans Ayarı

Belli bir uygulama için pompa seçerken, pompanın yüksek verimlilik alanında çalışma noktası olan pompayı seçmek önemlidir. Aksi takdirde, pompanın güç tüketimi gereğinden fazla olacaktır. Bkz. Şekil 5.9



Şekil 5.9 Pompa seçerken, çalışma noktası yüksek verimlilik alanında olan bir pompa seçmek önemlidir.

Ancak bazen sistem ihtiyaçlarının değişkenlik göstermesi veya sistem eğrisinin zamanla değişmesi gibi durumlarda, optimum çalışma noktasına uyan pompayı seçmek mümkün olmayabilir. Dolayısıyla, değişen ihtiyaçlara göre pompa performansını ayarlamak gerekebilir. Pompa performansını değiştirmek için en fazla aşağıdaki önlemler kullanılmaktadır:

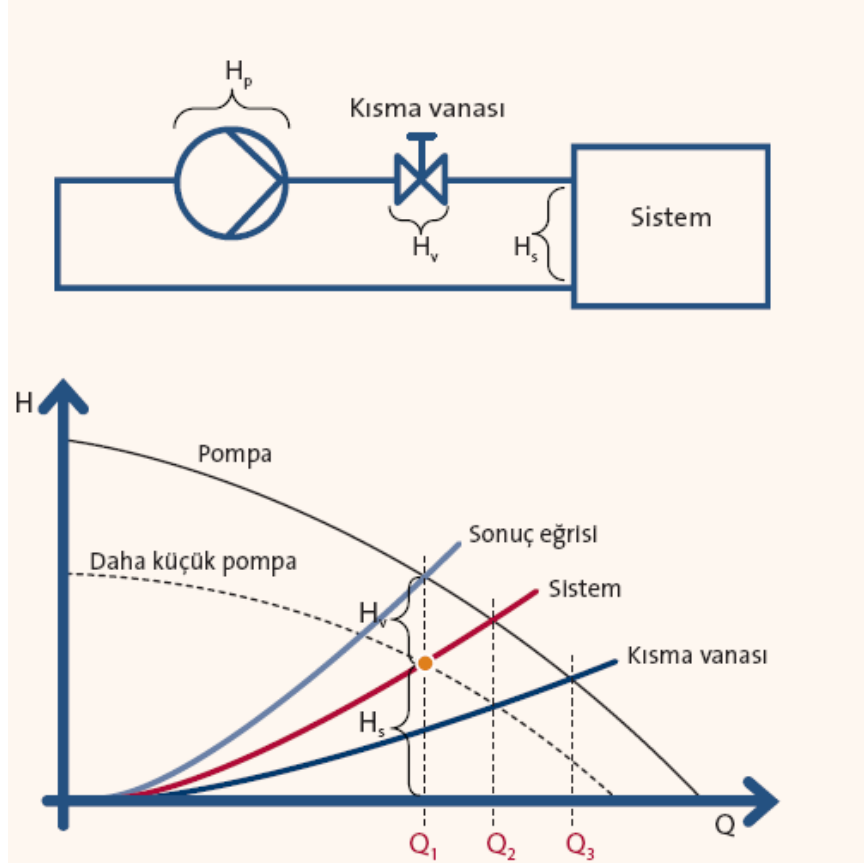
- Kısmı Kontrolü
- Bypass Kontrolü
- ark apını Değiştirmek
- Hız Kontrolü

Pompa performansını ayarlamak için hangi metodun kullanılacağı ilk yatırım masrafları ile pompanın işletme masraflarının birlikte değerlendirilmesine bağlıdır. ark çapının değiştirilmesi yöntemi dışındaki tüm yöntemler pompa çalışır durumdayken gerçekleştirilebilir. Sistemler için genellikle gereğinden büyük pompalar seçilmektedir ve dolayısıyla performansın sınırlanması gereklidir. Öncelikle debi ve bazı uygulamalarda maksimum basma yüksekliği sınırlanabilir. (Adams, 2001)

5.1.1. Kısmı Kontrolü

Pompa ile seri bağlantılı bir kısma vanası kullanılarak çalışma noktasını ayarlamak mümkün olmaktadır. Kısmı işlemi Şekil 5.10' da gösterildiği gibi debinin azalmasına yol açar. Kısmı vanası sisteme fazladan direnç katar ve sistem eğrisini daha yüksek bir konuma taşır. Kısmı vanasının olmadığı durumdaki debi Q_2 dir. Pompaya seri bağlanmış bir kısma vanası kullanıldığında ise debi Q_1' e düşmektedir.

Maksimum debiyi sınırlamak için kısma vanaları kullanılabilir. Vananın eklenmesi ile sistemde mümkün olan maksimum debi sınırlanmış olur. Örnekte, sistem eğrisi tamamen düzgün olsa bile, yani sistemde hiçbir direnç olmasa bile debi asla Q_3 ten fazla olmayacaktır. Kısmı yöntemi ile pompa performansı ayarlandığında pompa, o sistem için gerekli olan basma yüksekliğinden daha fazla bir yüksekliğe basacaktır.



Şekil 5.10 Kısma vanası, sistemdeki direnci artırır ve dolayısıyla debi azalır.

$$H_p = H_s + H_v \quad (5.1)$$

Pompa ve kısma vanası daha küçük bir pompa ile değiştirilirse, pompa istenen Q_1 debisini karşılayabilecektir ancak basma yüksekliği daha düşük olacaktır ve dolayısıyla güç tüketimi de daha az olacaktır. Bkz. Şekil 5.10

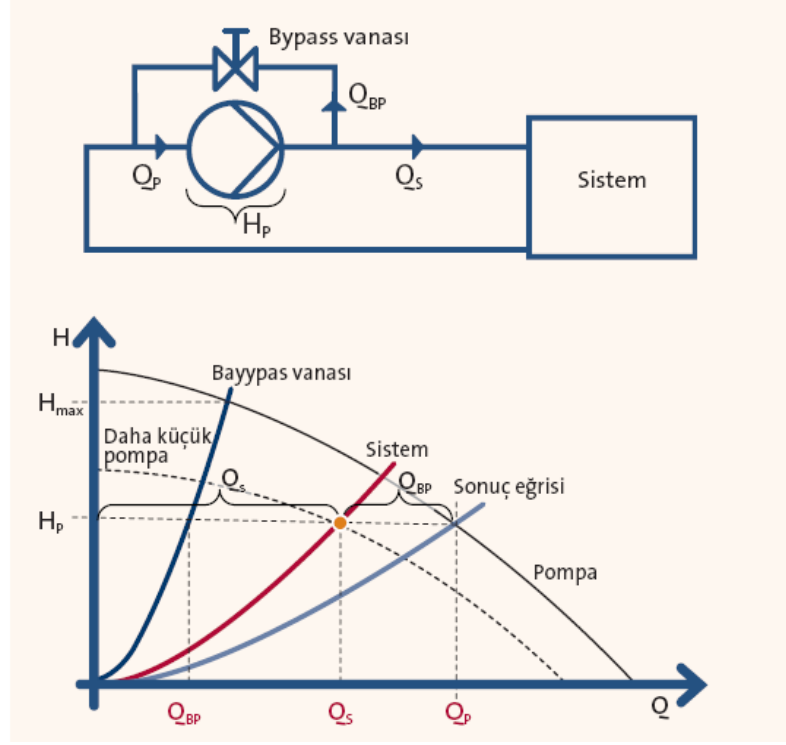
5.1.2. Bypass Kontrolü

Pompa ile seri bağlanmış bir vana kullanmak yerine, pompa performansını ayarlamak için pompanın karşısına bir bypass vanası yerleştirilebilir. Bakınız Şekil 5.11

Kısma vanasıyla karşılaştırıldığında, bypass vanasının yerleştirilmesi pompada sistem karakteristiklerinden bağımsız belli bir minimum Q_{BP} debisinin oluşmasına yol açacaktır. Q_p debisi, sistemdeki Q_s debisi ile bypass vanasındaki Q_{BP} debisinin toplamıdır.

$$Q_p = Q_s + Q_{BP} \quad (5.2)$$

Bypass vanası, sistemde oluşan maksimum basma yüksekliğini H_{max} sınırına taşıyacaktır, Bakınız Şekil 5.11 Sistemdeki ihtiyaç duyulan debi sıfır olsa bile, pompa asla kapalı bir vanaya karşı çalışmayacaktır. Kısmi vanasının kullanıldığı durumda olduğu gibi, gerekli olan debi Q_s , bypass hattı kullanmadan daha küçük bir pompa kullanarak karşılanabilir ve bu durumda daha düşük bir debi ve dolayısıyla daha az güç tüketimi oluşur.



Şekil 5.11 Bypass vanası, akışın bir kısmını pompadan geçirir ve dolayısıyla sistemdeki debi azalır

5.1.3. Çark Çapını Değiştirmek

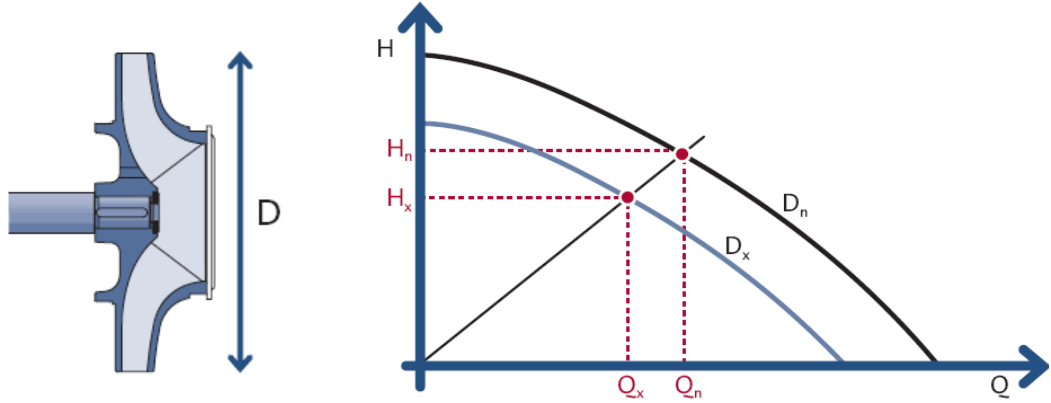
Bir santrifüj pompada performansı ayarlamak için kullanılan bir diğer yöntem de pompa çarkının çapının değiştirmektir. Bu durumda çap küçülür ve buna bağlı olarak da pompa performansı azalır.

Çark çapının küçültülmesinin pompa çalışırken yapılamayacağı açıktır. Pompa çalışırken gerçekleştirilebilen kısma ve bypass yöntemleri ile karşılaştırıldığında, çark çapının değiştirilmesi pompa monte edilmeden veya devreye almadan önce gerçekleştirilmelidir. Aşağıdaki formüller çark çapı ile pompa performansı arasındaki ilişkiyi göstermektedir.

$$\frac{Q_n}{Q_x} = \frac{n_n}{n_x}; \quad \frac{H_n}{H_x} = \left(\frac{n_n}{n_x}\right)^2; \quad \frac{P_n}{P_x} = \left(\frac{n_n}{n_x}\right)^3; \quad \frac{\eta_n}{\eta_x} = 1 \quad (5.3)$$

Bu formüllerin ideal pompa için uygulanabilir olduğuna dikkat edilmelidir. Pratikte, çark çapı küçüldükçe pompa verimi de düşmektedir. Çark çapındaki ufak değişiklikler $D_x > 0.8 D_n$ verimde sadece % ile ifade edilebilecek küçük düşmelere yol açar. Verimdeki azalmanın derecesi, pompa tipine ve çalışma noktasına bağlıdır.

Formüllerde de görülebileceği gibi, debi ve basma yüksekliği aynı oranda değişmektedir. Bu oran, çark çapının karesidir. Formüllerden elde edilen çalışma noktaları, (0,0) noktasından başlayan düz bir çizgi üzerine yerleştirilmiştir. Güç tüketimi, çark çapının 4. kuvveti ile orantılıdır.



Şekil 5.12 Çark çapı düşürüldüğünde pompa karakteristiklerindeki değişim

5.1.4. Hız Kontrolü

Pompa performansını kontrol etmek ile ilgili olarak bu bölümde değinilecek olan son yöntem, değişken hız kontrolü yöntemidir. Frekans çevirici aracılığıyla hız kontrolü, debi ihtiyacının değişkenlik gösterdiği durumlarda pompa performansını ayarlamak için hiç şüphesiz en etkili yöntemdir.

Aşağıdaki formüller santrifüj pompalarda hız değişiminin pompa performansını nasıl etkilediğini bulmada kullanılacak bir yaklaşım olarak verilmiştir:

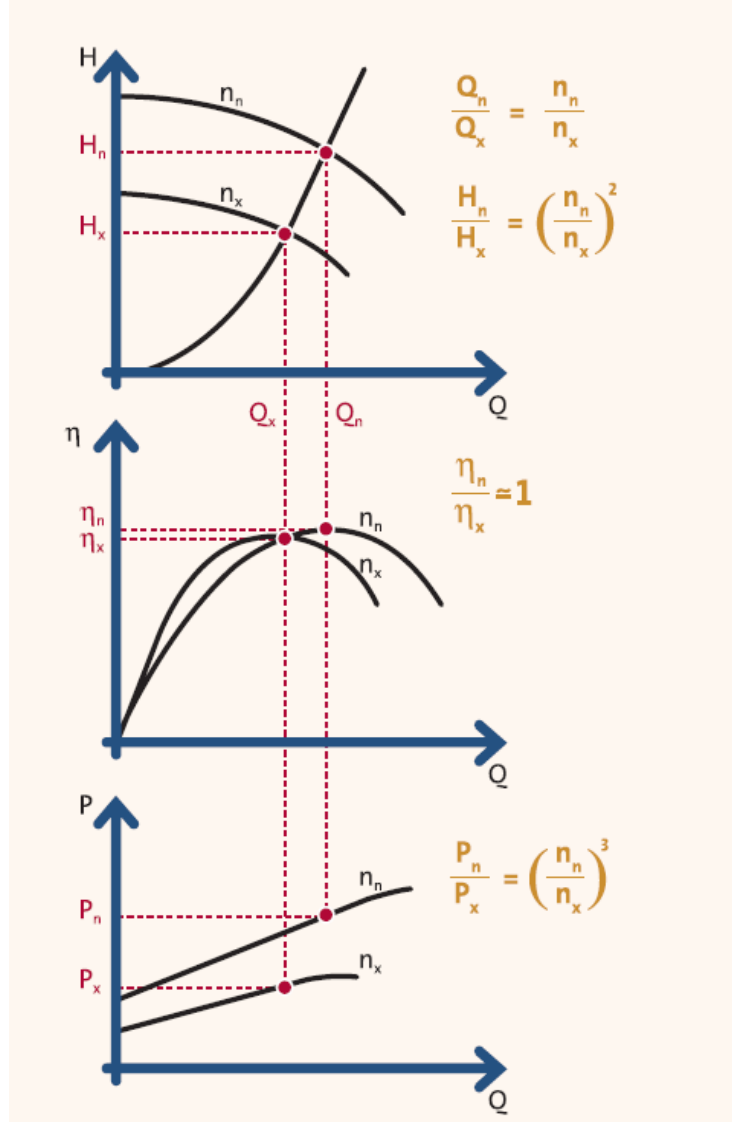
$$\frac{Q_n}{Q_x} = \frac{n_n}{n_x}; \quad \frac{H_n}{H_x} = \left(\frac{n_n}{n_x}\right)^2; \quad \frac{P_n}{P_x} = \left(\frac{n_n}{n_x}\right)^3; \quad \frac{\eta_n}{\eta_x} = 1 \quad (5.4)$$

Benzeşim yasaları, sistem karakteristiklerinin n_n ve n_x de değişmediği ve (0,0) dan başlayan bir parabol oluşturduğu durumlar için geçerlidir. Güç denklemi ayrıca, pompa veriminin her iki hızda da değişmeden kaldığını ifade eder.

Şekil 5.13' deki formüller pompa debisinin (Q) pompa hızı (n) ile orantılı olduğunu gösterir. Basma yüksekliği (H) hızın karesi ile orantılıyken, güç (P) de hızın küpü ile orantılıdır. Pratikte hızdaki bir azalma, verimde hafif bir düşmeye yol açar. Düşürülmüş hızdaki (n_x) verim, maksimum hızda %50 ye varan düşüşler için geçerli olan aşağıdaki formülle bulunabilir.

$$\eta_x = 1 - (1 - \eta_n) \cdot \left(\frac{n_n}{n_x}\right)^{0.1} \quad (5.5)$$

Sonuç olarak, pompa hızını düşürdüğünüzde ne kadar güç kazancınız olacağını kesin olarak bilmeniz gerekiyorsa, frekans çeviricinin ve motorun verimlerinin de hesaba katılması gerekmektedir.



Şekil 5.13 Farklı yaklaşım eşitlikleri için sistem karakteristikleri

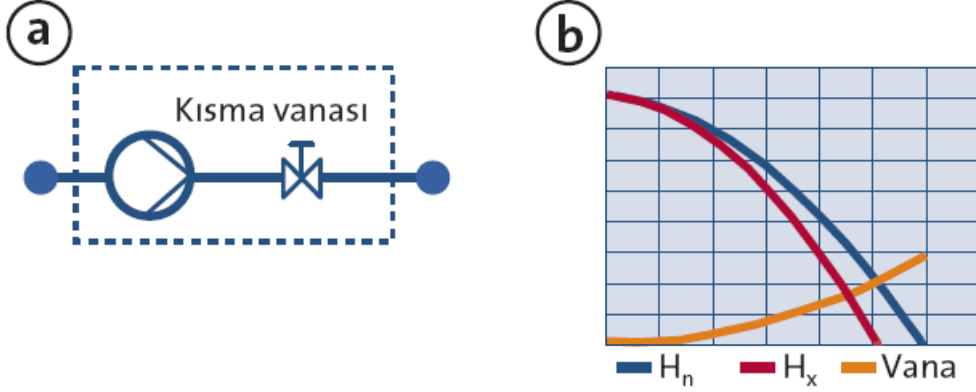
5.1.5. Ayarlama Yöntemlerinin Karşılaştırılması

Bir santrifüj pompanın performansını ayarlamak için kullanılan dört değişik yöntemi açıklamış olduk. Şimdi bunların birbirlerinden farkına değineceğiz.

Pompa ve performans değıştirici düzeneği bir bütün olarak düşünülürse, bu düzeneğin QH karakteristiklerini inceleyebilir ve farklı sistemlerde elde edilen sonuçları karşılaştırabiliriz.

➤ Kısmi Kontrolü

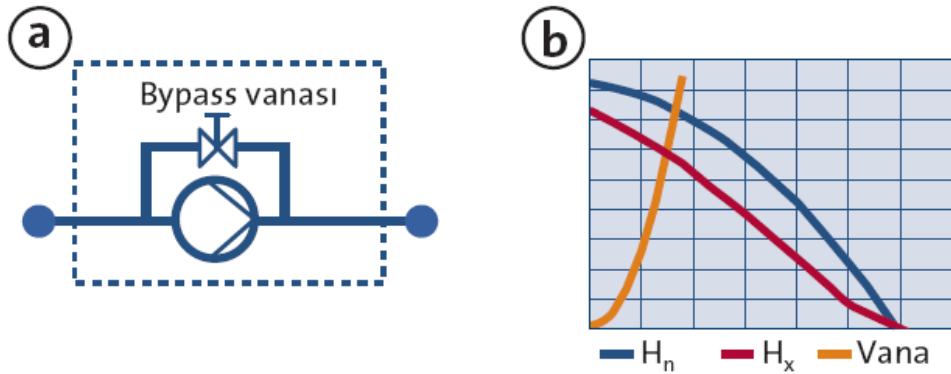
Kısmi kontrolü, pompa ile seri bağlı bir vananın bulunduğunu ifade eder. Bakınız Şekil 5.14.a Bu bağlantı aynı maksimum basma yüksekliğinde ancak düşürülmüş debi performansına sahip yeni bir pompa gibi hareket eder. Pompa eğrisi H_n , vana eğrisi ve tüm sistemi kapsayan eğri H_x için Şekil 5.14.b' ye bakınız.



Şekil 5.14 Pompayı seri bağlanmış kısma vanası

➤ Bypass Kontrolü

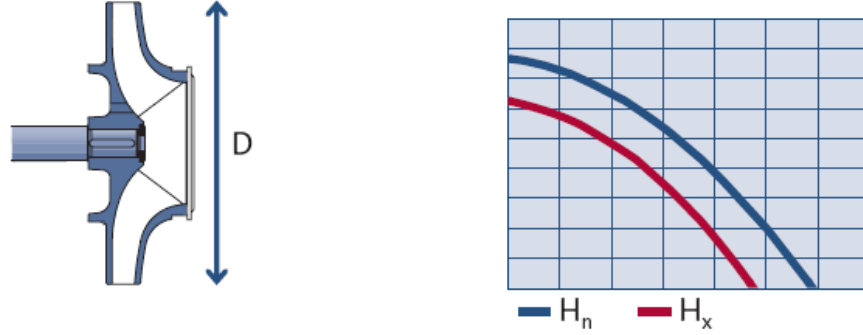
Pompanın karşısına bir vana bağlandığında, bakınız Şekil 5.15.a, bu yeni bağlantı maksimum basma yüksekliği düşürülmüş ve Q_H eğrisinin karakteristiği değişmiş yeni bir pompa gibi hareket eder. Eğri, ikinci dereceden olmaktan ziyade doğrusal bir yapıdadır, bakınız şekil 5.15.b



Şekil 5.15 Pompanın karşısına bağlanmış bypass vanası

➤ Çark Çapının Değiştirilmesi

Çark çapının değiştirilmesi herhangi bir ilave elemanın kullanılmasını gerektirmez. Şekil 5.16' da düşürülmüş QH eğrisi (H_x) ve orijinal eğri karakteristikleri (H_n) gösterilmiştir.

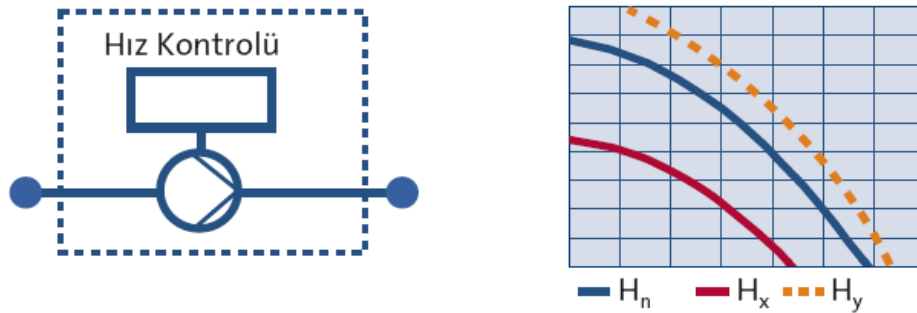


Şekil 5.16 Çark çapı ayarı

➤ Hız Kontrolü

Hız kontrol metodu (Şekil 5.17) azaltılmış debi ve basma yüksekliğinde yeni bir QH eğrisine yol açar. Eğrilerin karakteristikleri aynı kalır. Ancak hız azaltıldığında basma yüksekliği debiden daha fazla düşeceği için eğriler daha düzgün bir hal alır.

Diğer yöntemlerle karşılaştırıldığında, hız kontrolü kısaca hızı pompanın nominal hız seviyesinin üstüne çıkararak pompa performans aralığının nominal QH eğrisinin üstüne çıkartılmasına da imkan tanır. Şekil 5.17 deki H_y eğrisine bakınız. Eğer bu aşırı senkronize çalışma şekli kullanılacaksa motorun ebatları da dikkate alınmalıdır.



Şekil 5.17 Pompaya bağlı hız kontrolörü

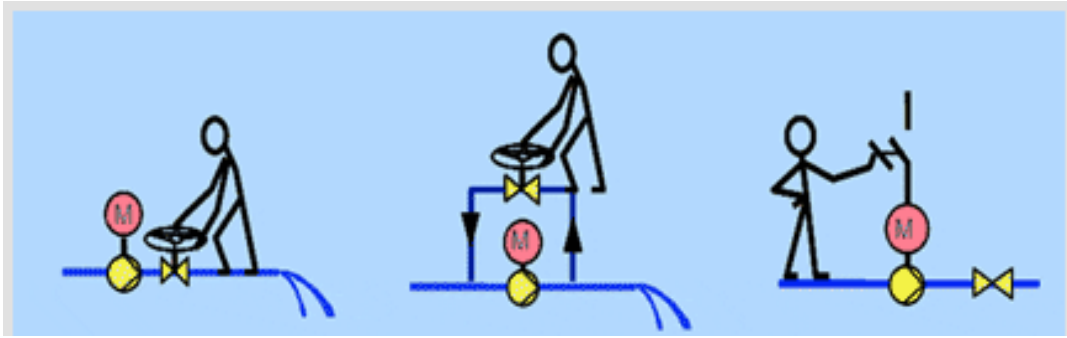
5.1.6. Pompa Sisteminin Toplam Verimi

Hem kısma yöntemi hem de bypass yöntemi vanalarda hidrolik güç kaybına yol açar. ($P_{\text{kayıb}} = k.Q.H$) Dolayısıyla pompa sisteminin toplam verimi düşecektir. Çark çapının $D_x/D_n > 0.8$ aralığında küçültmenin pompa verimi üzerinde bariz bir etkisi olmaz. Dolayısıyla bu yöntemin toplam sistem verimi üzerinde negatif bir etkisi yoktur.

Hız kontrolü pompaların verimi, hız düşümü nominal hızın %50 nin altına düşmediği sürece sadece belli bir oranda etkilenir.

5.1.7. Örnek: Debi % 20 Oranında Azaltıldığında Oluşan Rölatif Güç Tüketimi

Belli bir uygulamada, debi $60 \text{ m}^3/\text{h}$ den $50 \text{ m}^3/\text{h}$ e düşürülecektir. Orijinal başlangıç noktasında ($Q = 60 \text{ m}^3/\text{h}$ ve $H = 70 \text{ m}$), pompaya %100 güç verilmektedir. Performans ayarı yöntemine bağlı olarak güç tüketimi değişecektir. Şimdi, güç tüketiminin performans ayarı yöntemlerinin her biri üzerindeki etkisine bakalım:

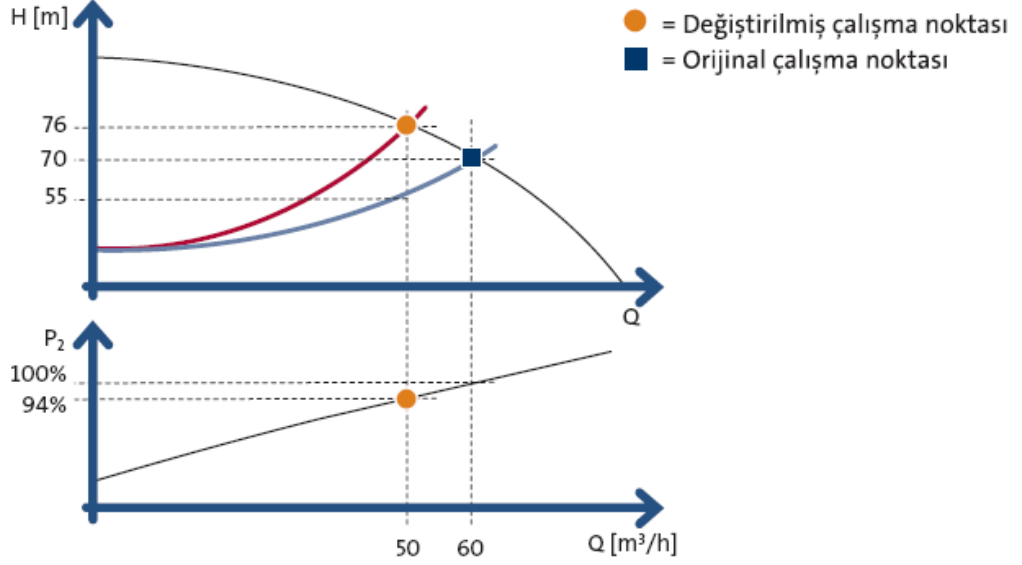


Şekil 5.18 Kısma Vanası Bypass Vanası On-Off Kontrol

- Kalkışta hasar riski
- Optimum kapasiteyi yakalama zorluğu
- Kapasiteyi arttırmak için sistemi yeniden yapılandırma gerekliliği
- Yüksek işletme maliyeti

a. Kısmi Kontrolü

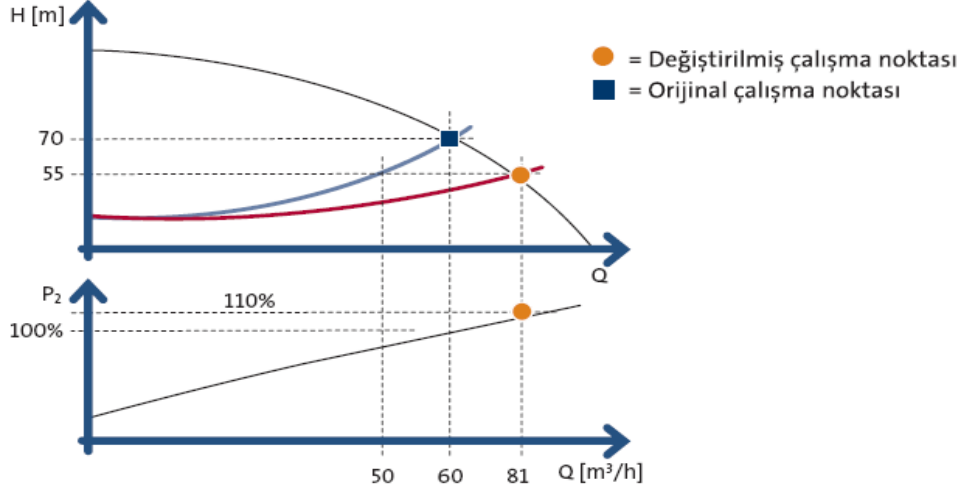
Debi düşünce güç tüketimide yaklaşık %94 üne düşmektedir. Kısmi sonucunda basma yüksekliği artmaktadır. Bakınız Şekil 5.19 Bazı pompalarda maksimum güç tüketimi maksimum debiden daha düşük bir debide gerçekleşir. Böyle durumlarda, kısmi sonucu güç tüketimide artar.



Şekil 5.19 Nispi güç tüketimi – kısmi kontrolü

b. Bypass Kontrolü

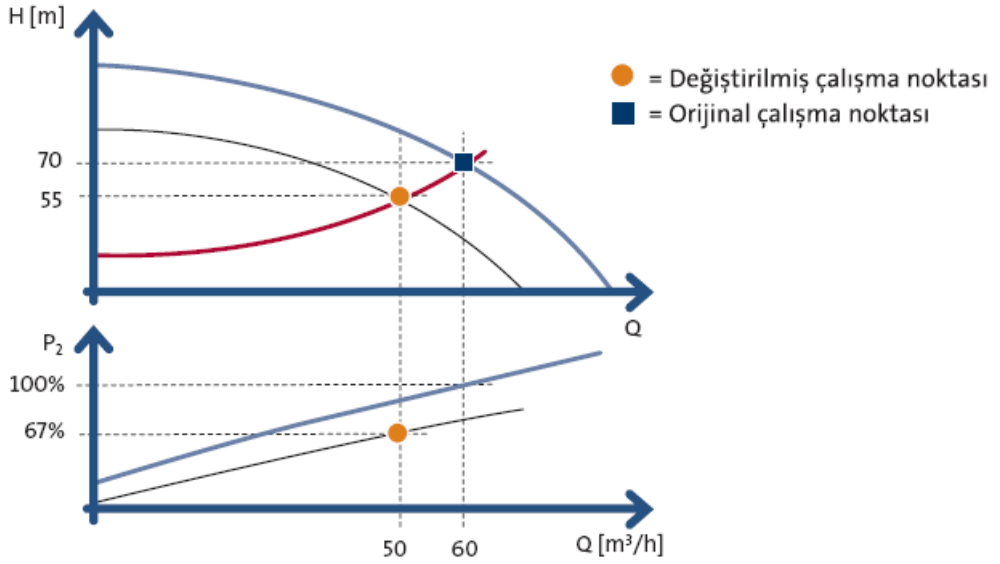
Sistemdeki debiyi azaltmak için, vananın pompa basma yüksekliğini 55 m' ye düşürmesi gerekir. Bu da sadece pompa debisi artırılarak gerçekleştirilebilir. Şekil 5.20' de görülebileceği gibi, debi 81 m³/h e çıkarılmakta, bu da güç tüketiminin ilk durumun %10 daha üstünde bir tüketime yol açmaktadır. Artışın derecesi, pompa tipine ve çalışma noktasına bağlıdır. Dolayısıyla, bazı durumlarda, P_2 deki artış sifıra eşittir ve hatta bazı nadir durumlarda da P_2 de az bir düşüş bile gerçekleşebilir.



Şekil 5.20 Nispi güç tüketimi baypas kontrolü

c. Çark Çapını Değiştirmek

Çark çapı düşürüldüğünde, pompanın hem debisi hem de basma yüksekliği düşer. Debideki %20 oranında bir azalmada güç tüketimi, orijinal değerinin %67 sine kadar düşer. Bakınız Şekil 5.21

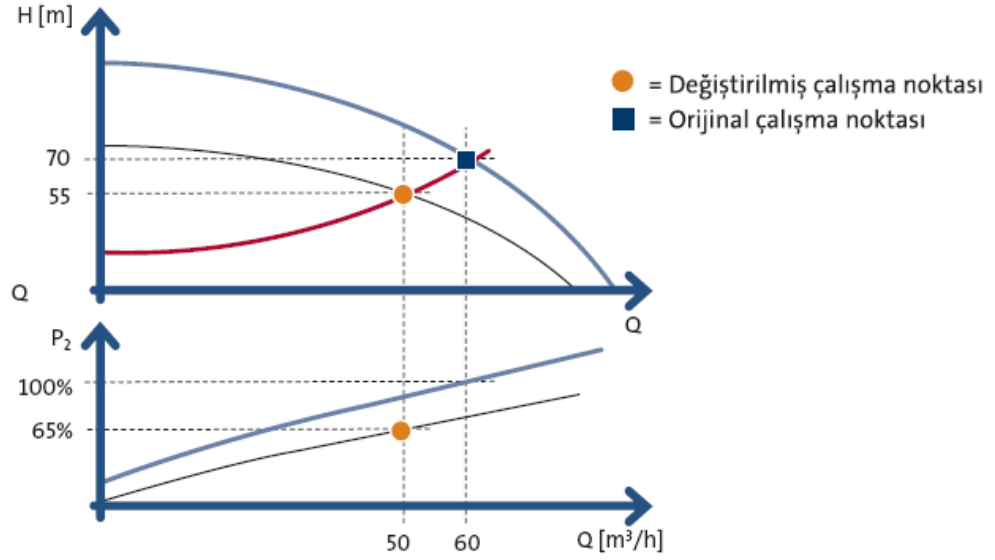


Şekil 5.21 Nispi güç tüketimi çark çapının değiştirilmesi

d. Hız Kontrolü

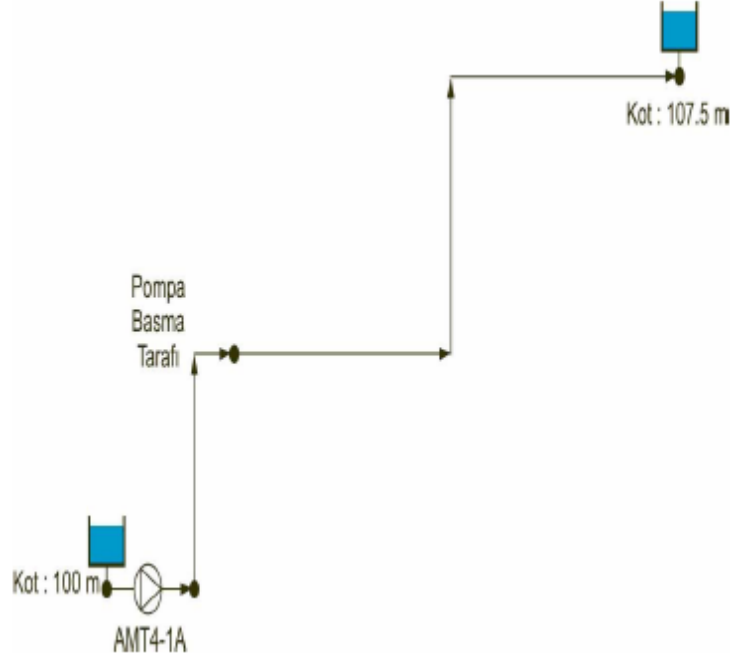
Pompada hız kontrolü ile hem debi hem de basma yüksekliği düşer, bakınız Şekil 5.22 Dolayısıyla güç tüketimi de orijinal değerinin %65' i civarına düşmüş olur.

Mümkün olan en iyi verimi elde etmek açısından, pompanın çapının ayarlanması yöntemi veya hızının kontrolü yöntemi, tesisattaki debinin düşürülmesi için en uygun yöntemlerdir. Pompanın sabit, değiştirilmiş bir çalışma noktasında çalışma gerekiyorsa çark çapı ayarı yöntemi en iyi yöntemdir. Ancak, debi ihtiyacının değişken olduğu bir tesisatla karşı karşıya isek, o zaman hız kontrollü pompalar en iyi çözüm olacaktır.



Şekil 5.22 Nispi güç tüketimi hız kontrolü

Örnek 5.1 Santrifüj Pompalar İle Atık Su Yönetimi



Şekil 5.23 Örnek sistem şeması

Mevcut durum :

1 adedi yedek, iki adet atık su dalgıç pompası on/off pozisyonda çalışmaktadırlar. Gelecekteki kapasite artışı düşünülerek pompalar büyük seçilmişlerdir: 60 m³/h.

Pompaların kapasitesi büyük seçildiğinden devreye girip çıkma süreleri çok kısa aralıklarla olmaktadır: Her 5 dakikada devreye girip, 1 dakika çalışmaktadır. Her bir pompa 2000 saat/yıl çalışmaktadır. Enerji maliyeti 0,08 Euro/kWh

Pompa tipi: Dalgıç tip

Kapasite= 60 m³/h

$H_{\text{statik}} = 5,25 \text{ m}$

$H_{\text{dinamik}} = 38,75 \text{ m}$ (Boru ve fitting, vana sürtünme kayıpları)

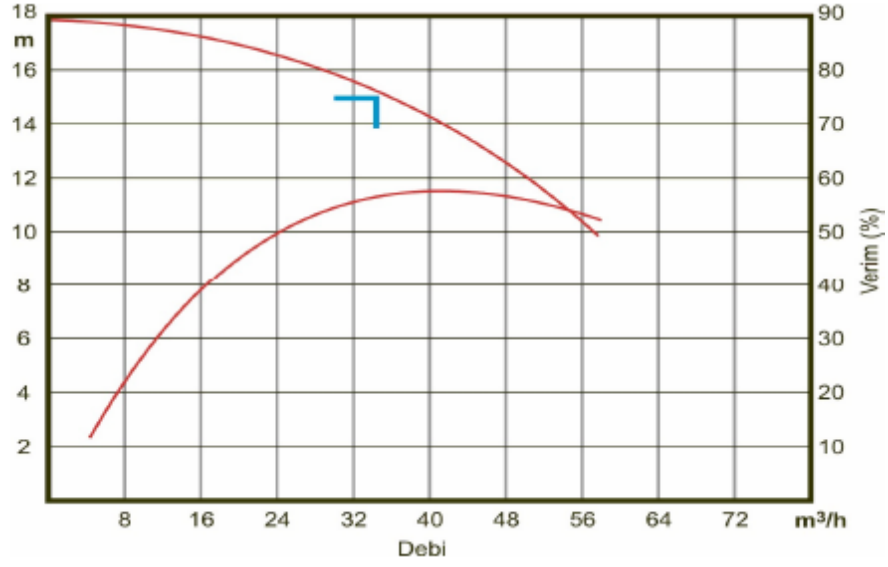
$H_{\text{toplam}} = 44 \text{ m}$

Enerji tasarrufu için öneri: Mevcut pompaların 30 m³/h' lik ufak pompa ile değiştirilmesi

$H_{\text{statik}} : 5,25 \text{ m}$

$H_{\text{dinamik}} : 9,7 \text{ m}$ (Kapasitenin yarıya düşmesi ile sürtünme kayıpları 4 kat azalmıştır.)

$H_{\text{toplam}} : 15 \text{ m}$

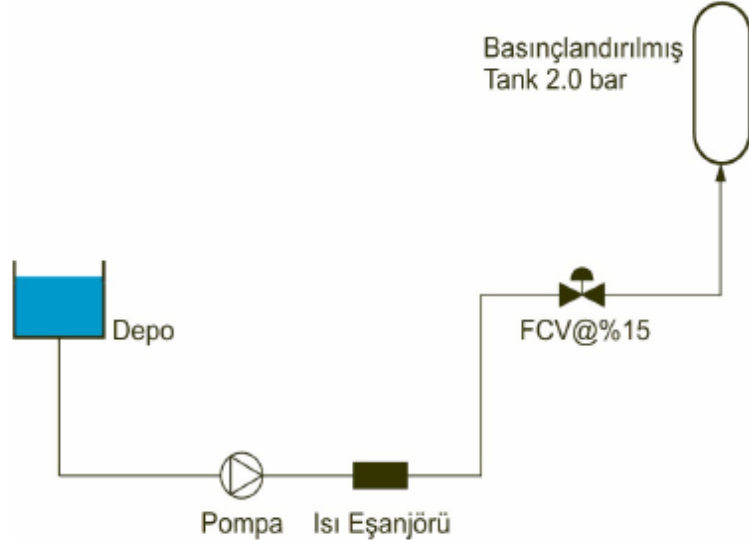


Şekil 5.24 30 m³/h debili pompanın performans eğrisi

	1.MEVcut POMPA	2.ÖNERİLEN POMPA
	60 m ³ /h	30 m ³ /h
Basma Yüksekliği	44 m	15 m
Pompa verimi	60,3%	56,3 %
Motor verimi	90%	82%
kwh	13,2	2,63
Yıllık çalışma saati	2000 saat	4000 saat
Birim enerji maliyeti	0,08 Euro	0,08 Euro
Yıllık enerji maliyeti	2120 EURO	842 EURO

Bu değişiklikle yılda 1278 Euro enerji tasarrufu sağlanmaktadır.

Örnek 5.2 Kontrol Vanalı Bir Pompa Sistemi



Şekil 5.25 Örnek sistem şeması

Mevcut durum :

Tek pompalı bir devre, içinde katı parça içeren proses akışkanını, bir tanktan alıyor ve basınçlı bir tanka transfer ediyor. Bir eşanjör sistemi ile akışkan ısıtılıyor ve kontrol vanası debi kontrolünü sağlayarak basınçlı tanka 80 m³/h akışkan gitmesini sağlıyor.

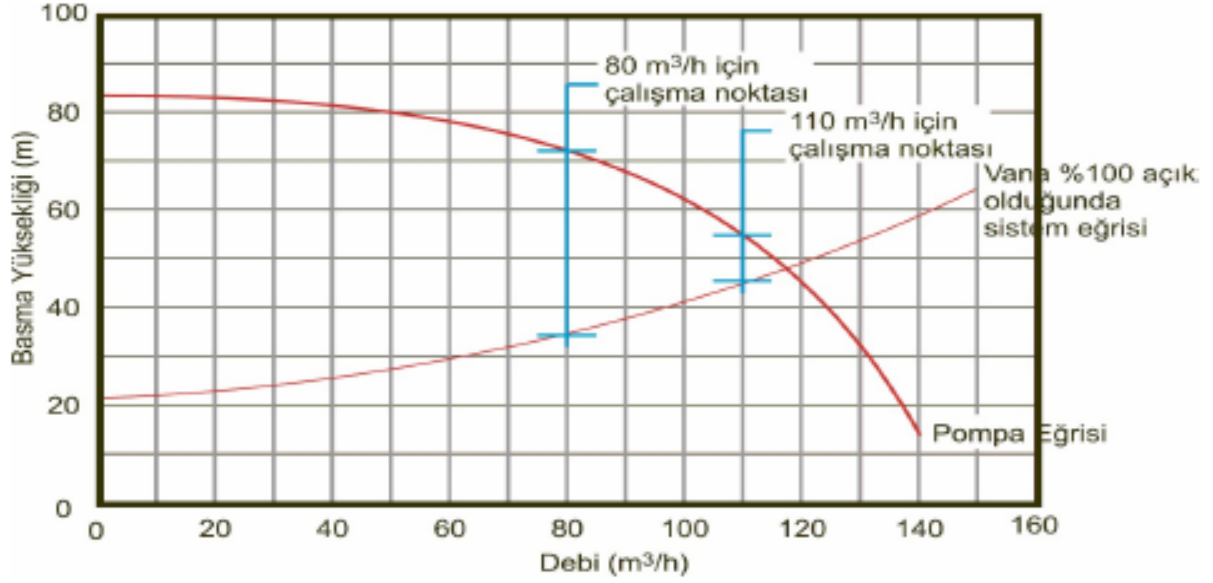
Problem: Kontrol vanası kısa sürede aşınıyor.

Yıllık tamirat masrafı: 4000 Euro

İnceleme Sonuçları

Kontrol vanası 15-20% açık pozisyonda çalışıyor, bu durum kontrol vanasının uygun ölçüde seçilmediğinin işaretidir.

Sistemin ilk dizayn bilgilerine bakıldığında 80 m³/h kapasitenin yeterli olmasına rağmen, pompanın 110 m³/h seçildiği ve bu nedenle kontrol vanası boyunca olması gerekenden daha fazla basınç kaybı meydana getirdiği tespit edilmiştir.



Şekil 5.26 Sistem eğrisi ve pompa performans eğrisi

Bu tespitler ışığında aşağıdaki öneriler yapılmıştır:

- a- Yeni ve daha yüksek basınç farklarına dayanıklı bir kontrol vanasının alınabilir. Maliyeti: 5000 Euro
- b- Pompa çark çapı küçültülebilir, böylece pompa basma yüksekliği düşürülebilir, bu sayede kontrol vanasında fark basınç değeri aşağıya iner. Maliyeti: 2250 Euro
- c- Frekans konvertör sistemi adapte edilir ve kontrol vanası kaldırılır. Frekans konvertör cihazı ile pompa hızı değiştirilerek, istenilen kapasite değeri sağlanabilir. Maliyeti: 21500 Euro
- d- Sistem aynı şekilde bırakılır ve kontrol vanasının her yıl bakımı yapılır. Maliyeti: 4000 Euro

MALİYET	Kont.Vanası Değişimi (A)	Çark Çapı Küçültmesi (B)	Frek. Konvertör Uygulaması (C)	Kontrol Vanası Tamiri (D)
Çark çapı	430 mm	375 mm	430 mm	430 mm
Pompa Basma Yük.	71,7 m	42 m	34,5 m	71,7
Pompa Verimi	75,1%	72,7%	77%	75,1%
Kapasite	80 m ³ /h	80 m ³ /h	80 m ³ /h	80 m ³ /h
Enerji Tüketimi	11088 Euro	6720 Euro	5568 Euro	11088 Euro
Yeni Kontrol Vanası	5000 Euro	0	0	0
Çark Tormalanması Maliyeti	0	2250 Euro	0	0
Frekans Konvertör Maliyeti	0	0	21500 Euro	0
Vana Tamiri/yıllık	0	0	0	4000 Euro

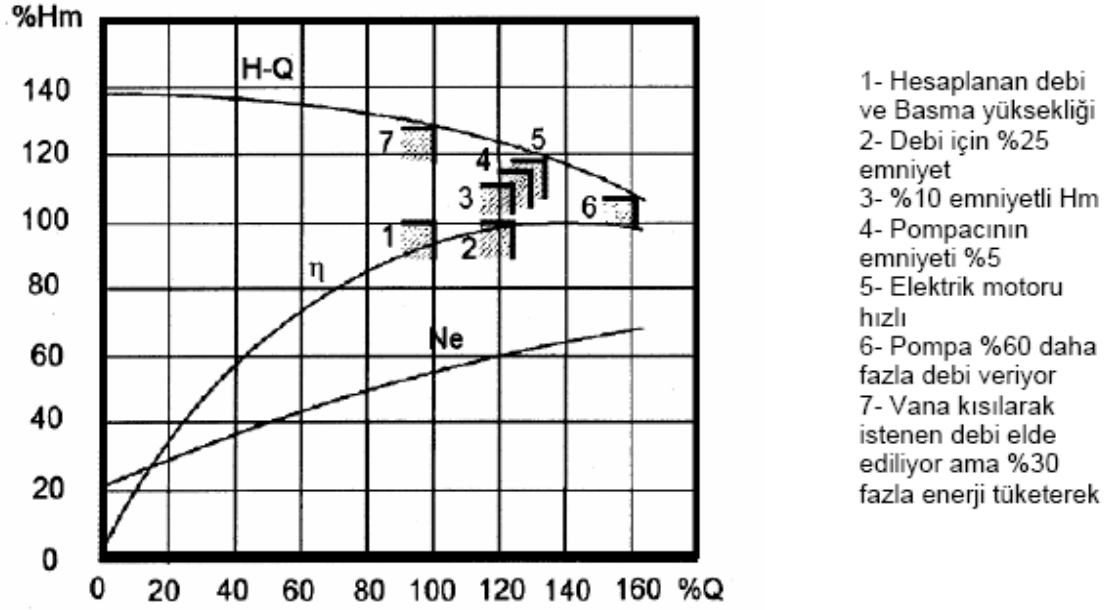
Sonuç:

Çark çapının 375 mm' ye düşürülmesi ile, pompa basma yüksekliği 42 m' ye (80 m³/h debide) düşecektir. Bu basınç düşümü kontrol vanası boyunca fark basınç değerini 10 m' den daha aşağıya düşürecek ki, bu fark basınç değeri vananın çalışabileceği dizayn değerine uymaktadır. Çizelgedeki çözümlerin toplam maliyetlerine ve elektrik tasarruflarına bakıldığında çark çapının tormalanması ve frekans konvertörü uygulaması en uygun çözümler olarak çıkmaktadır.

5.2. Pompa Karakteristiği Uygunluğu

Pek çok uygulamada pompaların gereğinden çok büyük seçildiği gözlenmektedir. Örneğin bir projede hesaplamalar sonunda $Q = 100 \text{ m}^3/\text{h}$, $H_m = 100 \text{ mSS}$ olan bir pompa gereksin. Şekil 5.27 (1) Pompa sipariş edilirken ilerideki ihtiyaçlar için debi %25 fazla alınıyor (2). Basma yüksekliği az gelirse diye H_m ' de %10 artırılıp pompa sipariş ediliyor (3). Siparişi alan pompacı da debi ve basma yüksekliğini %5 arttırarak pompayı seçiyor (4). Elektrik motorları da tam yükte çalışmadığı için biraz hızlı döndüğünden çalışma noktası (5)' e geliyor. Pompa yerine monte edilip çalıştırıldığında sistem karakteristiği (5) noktasında değil (6) noktasında olduğundan pompa debisi 160 m³/h oluyor. Hesapla bulunan 100 m³/h yerine 160 m³/h elde edilince debiyi dizayn debisine vana kısılarak getirildiğinde, basma yüksekliğini 130 mss dan 100 mSS' na düşürürken vanada yok ettiğimiz enerji %30 olmaktadır. Bu sebepten

pompaların büyük seçilmemesi gerekir. İlerideki ihtiyaçlara göre seçim yapılacaksa pompayı biraz büyük motor ve en büyük çark çapından daha küçük bir çapta seçmek uygun olur. İleride tüm pompayı değiştireceğimize sadece yeni bir çark alarak lüzumsuz yere enerji harcamamış olacağız. (Ertöz, 2003)



Şekil 5.27 Emniyet faktörlerinin pompa seçimine etkisi (Ertöz, 2003)

5.3. Debi Değişkenliği

Birçok uygulamada debi sabit değildir. Debiyi kırmak için vana kullanılırsa, basıncı yaratmak için pompaya aktardığımız enerjiyi vanayı kısarak yok etmiş olacağız. Bir uzman bu durumu otomobilin gazına sonuna kadar basıp aracın hızını frenle kontrol etmeye benzetmektedir. Petrol fiyatlarının 10 yıl öncesine göre 6-7 misli arttığı günümüzde enerjiyi çok daha dikkatli kullanmalıyız. Debiyi değiştirmek gerekli mi? Sorusuna verilecek cevaplar sistem dizaynını etkileyecektir. Seçilen debi değiştirme yönteminin sistemin enerji verimliliğine etkisi vardır.

Debi değiştirme yöntemleri aşağıda sıralanmıştır:

- Pompayı ihtiyaç olunca çalıştırmak. (Kesintili çalıştırma)
- Sistemi bir depodan besleyerek pompayı depo seviyesine göre kesintili çalıştırmak.
- Çalışan pompa sayısını değiştirmek. (Paralel pompalar)
- Pompayı devamlı çalıştırarak akışkanın bir bölümünü depoya geri döndürmek. (By-pass)

- Pompa çıkışıındaki debi kontrol vanası ile sistem karakteristiğini değiştirerek debiyi ayarlamak.
- Sabit devirli elektrik motoru ile pompa arasına hidrolik veya elektriki kavrama koyarak pompa devrini debi veya basınç ihtiyacına göre ayarlamak.
- Elektrik motoruna frekans değiştirici yardımı ile uygulanan gerilim ve frekansı değiştirip pompayı istenen debi ve basma yüksekliğini sağlayacak devirde döndürmek.
- Pompayı ihtiyaç olunca çalıştırmak yaygın olarak kullanılmaktadır. Örneğin bir fabrikanın su ihtiyacını dalgıç pompalarla temin ettiğini varsayalım. Dalgıç pompa 24 saatlik su ihtiyacını sağlayan depoyu 6 saat yerine 12 saatte doldurursa, kuyudaki seviye daha yukarıda olacağı için enerji tüketimi daha az olacaktır. Pompaları büyük seçmek hem satınalma hem de kullanım maliyetini arttıracaktır. Burada uygun enerji tarifesi süresince çalıştırmak ta düşünülmelidir.
- Sistemi depodan besleyerek depoyu enerji tarifesinin uygun olduğu zamanlarda doldurup gün boyunca kullanmak da uygun bir çözümdür.
- Çalışan pompa sayısını değiştirerek debiyi ayarlamak bilhassa basma yüksekliği büyük, sürtünme kaybı az olan sistemlerde yegane debi kontrol metodudur.
- Pompayı devamlı çalıştırıp akışkanın bir bölümünü depoya geri döndürmek (By-pass) veya vana ile kısma yaparak debiyi kontrol etmek hiç arzu edilmeyen bir çözümdür. Onun yerine frekans değiştiricili bir pompa kullanılmalıdır.
- Pompa devrini frekansı değiştirmeden mekanik veya elektriki yollarla değiştirmek geçmişte kalan uygulamalardır. Hem pahalı hem de bakımı zor olduğundan artık kullanılmamaktadır.
- Enerji verimliliği bakımından pek çok uygulamada frekans değiştiricisi kullanmak en uygun çözüm olarak sunulmaktadır. Debi değişken değil ise en iyi çözüm daima en iyi verim noktasında çalışan sabit devirli bir pompadır.
- Bir pompaj sisteminde debi değişken olduğunda elde edilecek kazanç, düşük debilerde sürtünme kayıplarının azalmasıyla pompayı daha yavaş döndürerek elde edilir. Frekans konvertörü (FC) veriminin %95 civarında olduğu göz önüne alınırsa, sürtünme kayıplarının azalması ile elde edilecek kazancın FC kullanımından dolayı kaybedilenden daha fazla olması gerekir. Sürtünme kaybının toplam basma yüksekliğine göre az olduğu sistemlerde FC yerine paralel pompalar kullanılmalıdır.

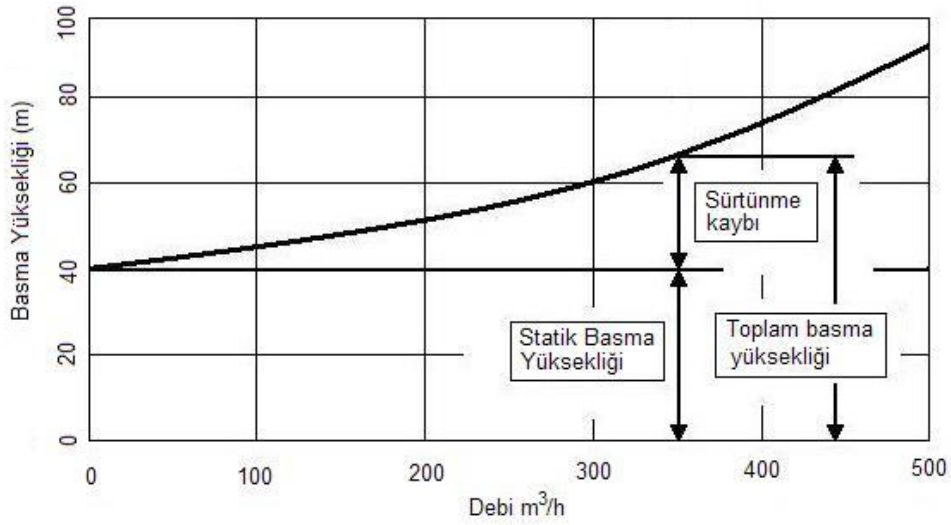
Bir hidrolik sistemde pompaj sonunda elde edilen hidrolik enerjinin, bu pompajı yapmak için harcanan enerjiye oranına sistem verimi diyoruz. Geometrik basma yüksekliğinin toplam basma yüksekliğine oranına da S_k sistem katsayısı diyelim.

$$\eta_{\text{sistem}} = \frac{\rho \times Q \times g \times H_{\text{statik}}}{\left(\frac{\rho \times Q \times g \times (H_{\text{statik}} + k + Q^2)}{\eta_{\text{pompa}} \times \eta_{\text{motor}} \times \eta_{\text{FC}}} \right)} \quad (5.6)$$

$$S_k = \frac{H_{\text{statik}}}{H_{\text{statik}} + k \times Q^2} \quad (5.7)$$

$$\eta_{\text{sistem}} = S_k \times \eta_{\text{pompa}} \times \eta_{\text{motor}} \times \eta_{\text{FC}} \quad (5.8)$$

Sistem veriminin iyi olması için yüksek verimli pompalar, yüksek verimli elektrik motorları ve frekans değıştiriciler kullanılmalı ve sistem katsayısının yüksek olması için ise geometrik basma yüksekliğine göre sürtünme kayıpları az olmalıdır.



Şekil 5.28 Sistem karakteristiği iki öğeden oluşur: Statik basma yüksekliği ve sürtünme kayıpları

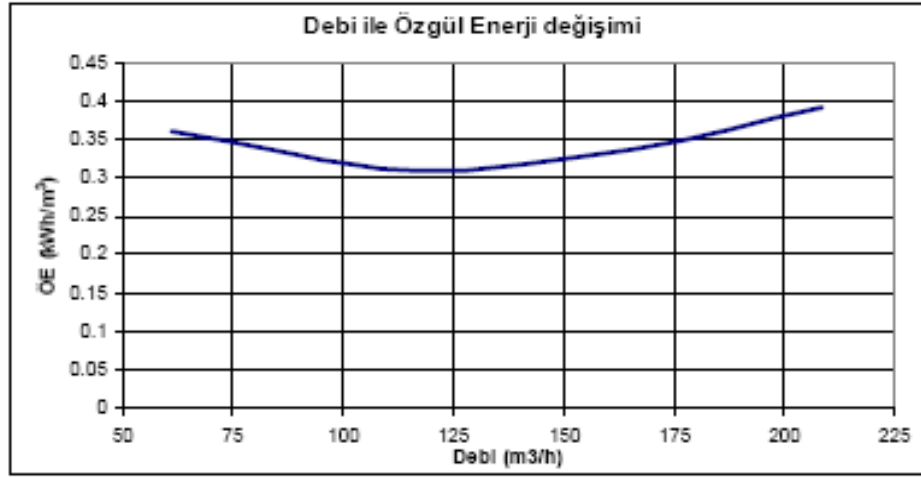
Pompananan akışkanın pompanması için harcadığımız enerjiye özgül enerji (ÖE) diyelim.

$$\text{ÖE} = \frac{kWh}{m^3} \quad (5.9)$$

Çeşitli pompalar arasında seçim yapmak ve gereken pompaj enerjisi maliyetini bulmakta özgül enerji kolaylık sağlar.

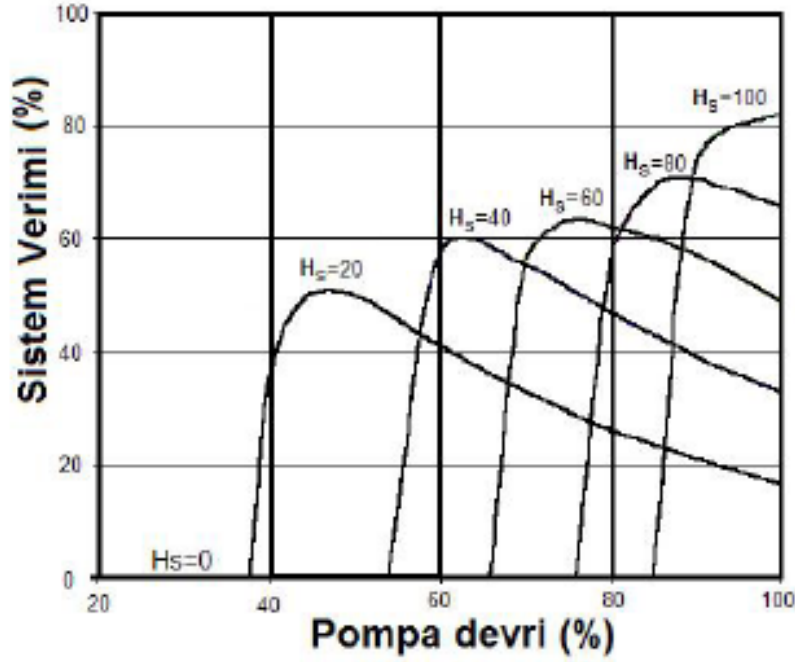
$$\text{ÖE} = \frac{kWh}{m^3} \times \frac{TL}{kWh} \times \frac{TL}{m^3} \quad (5.10)$$

Burada şebekeden çekilen güç, (kWh) hat kayıplarını, sürücü kayıplarını, motor kayıplarını ve pompa kayıplarını ihtiva etmelidir. Pompanın devir sayısı, debisi, basma yüksekliği değiştikçe özgül enerjisi de değişecektir. Değişken devirli pompalarda sistem karakteristiği ile değişik devirlerdeki pompa karakteristiklerinin kesim noktaları için özgül enerji hesaplanarak o sistem için debiye bağlı olarak özgül enerji değişim grafiği çizilmelidir. Şekil 5.29



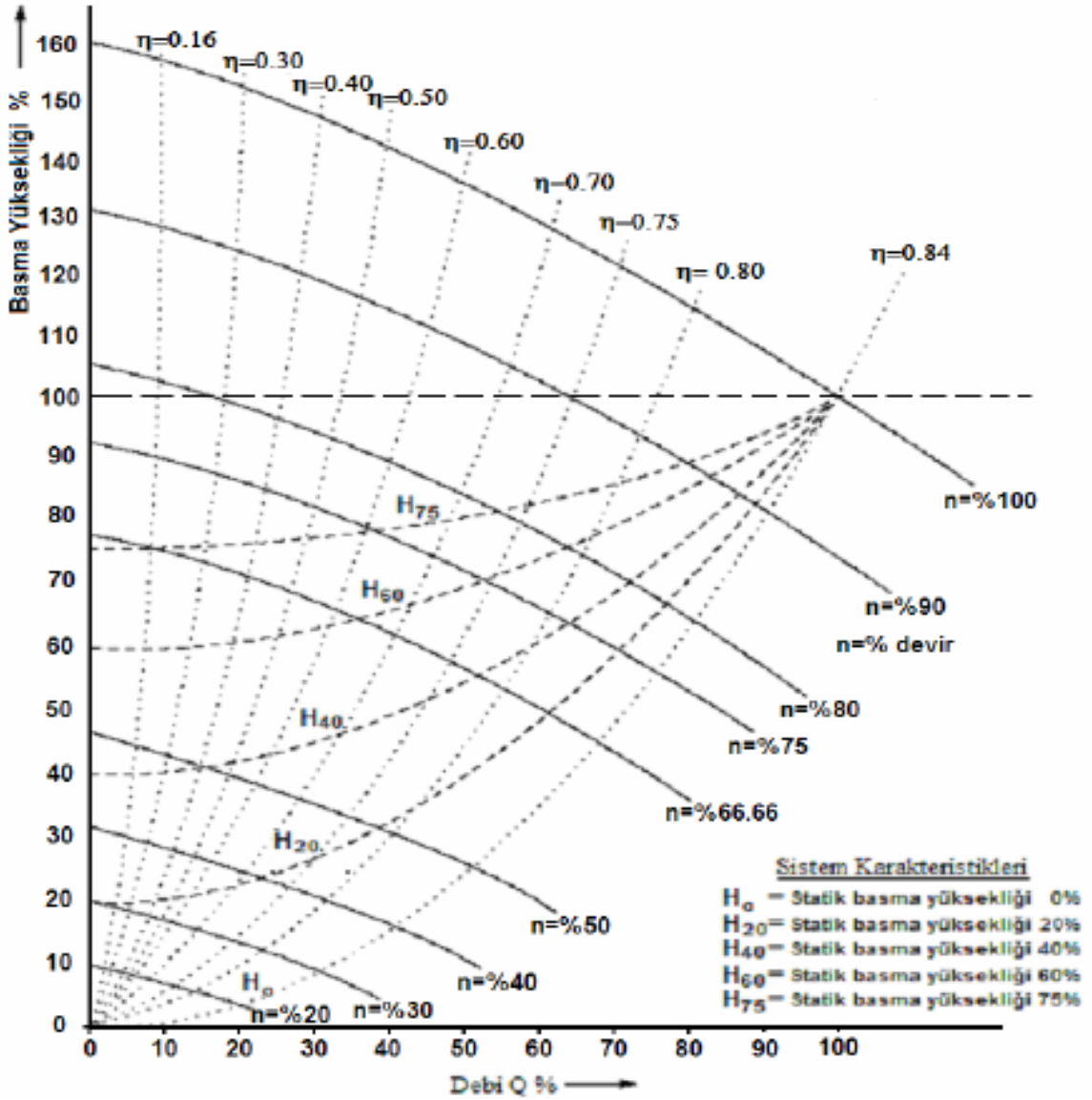
Şekil 5.29 Bir dalgıç pompada debi ile özgül enerji değişimi. Bu kuyuda en ekonomik debi 125 m³/h olmaktadır

- ❖ Frekans kontrollü bir sistemde debi azaldıkça sistem verimi artar. Şekil 5.30 Fakat bu artış belli bir noktadan sonra pompa, motor ve FC verimlerinin azalmaya başlamasıyla dengelendikten sonra birden azalır. Sistem veriminin maksimum olduğu noktadan daha düşük devirlerde çalışılmamalıdır. (Yalçın, 1998)



Şekil 5.30 Değişken devirli pompalarda sistem katsayısı ve devir sayısına bağlı olarak sistem verimlerinin değişimi (Yalçın, 1998)

- ❖ Statik basma yüksekliği az olan sistemlerin verimleri düşüktür. Bu sistemlerde frekans değiştiriciler (FC) kullanılarak düşük debili çalışmalarda enerji ekonomisi sağlamak mümkündür. Değişken devirli pompalarda sistem karakteristiğinde statik basma yüksekliğinin toplam basma yüksekliğine oranı önemlidir. Örneğin Şekil 5.31’ de pompanın çalışma noktası her türlü sistem için %84 verimlidir. Pompanın devrini %75’ e düşürdüğümüzde Statik basma yüksekliği olmayan $H_s=0$ sistemde verim değişmezken, $H_s = 75$ olan sistemde verim %60 olmaktadır. Görüldüğü gibi sistem katsayısı yüksek olan sistemlerde frekans kontrolü ile enerji tasarrufu yapmak mümkün değildir. Şekil 5.30



Şekil 5.31 Değişken devirli pompalarda sistem karakteristiğinin verime etkisi (Yalçın, 1998)

5.4. Boru Sistemleri

Boru sistemleri dizaynı ömür boyu maliyeti en aza indirecek en önemli elemandır. Uygun bir tasarıma ulaşmak için pompa, motor, yol vericiler, boru tesisatı ve kontrol elemanları teker teker ele alınıp analiz edilmelidir. Pompa ile sistemin diğer elemanlarının etkileşimi iyice hesaplanarak çalışma noktaları saptanmalıdır. Pompanın belirlenebilmesi için evvela boru sisteminin hesaplanması gerekir. Bu basit veya karmaşık her sistem için gerekir.

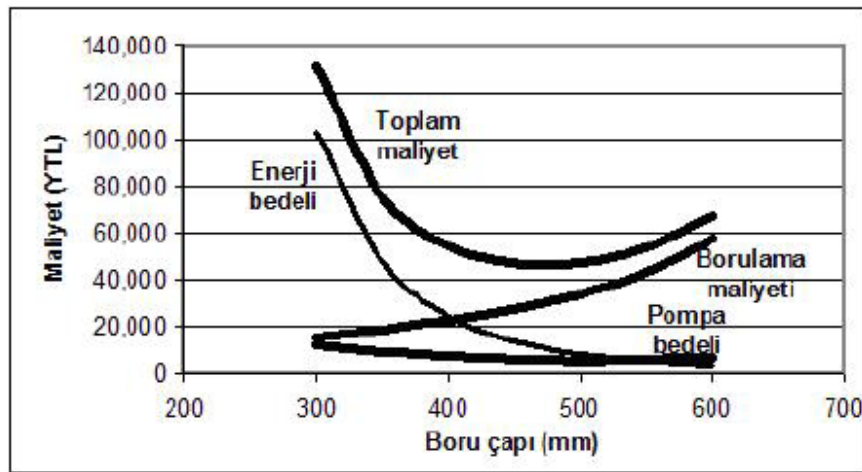
Ömür boyu maliyet hesabında hem satın alma maliyeti hem de işletme maliyetleri toplam maliyeti oluşturur. Satınalma ve işletme maliyetlerinin önemli bir kısmı boru çapı ve ona

bağlı sistem elemanları ile ilgilidir. Basınç kayıplarının büyük bir bölümü vanalar ve bilhassa kısma ile kontrol eden kontrol vanalarında oluşur. (Moody, vd., 1950)

Boru çapı seçiminde göz önüne alınacak hususlar:

- Tüm sistemin ekonomisi (pomparlar ve sistemin hepsi)
- Gereken minimum akışkan hızı (borularda çökelme olmasın)
- Gereken minimum boru çapı (hidrolik transportta katı madde çapı ile belirlenir)
- Erozyona sebep olmayacak maksimum akışkan hızı
- Tesisteki standart boru çaplarına uyum

Boru çapının düşürülmesi ile boru, aksesuarlar ve montaj maliyeti azalır, pompa satınalma ve montaj maliyeti artar, daha büyük güçlü elektrik motoru ve şalt malzemesi gerekir. Sürtünme kayıpları artacağı için daha fazla enerji harcanacağından işletme maliyetleri artar. Boru çaplarının artması ile bazı maliyetler azalır, bazı maliyetler artar. Optimum boru çapı, tesisin ömür boyu maliyetini minimum yapacak şekilde seçilmelidir. Bunun için sistemin çeşitli çaplarda borulama maliyeti, her çap için boru kayıplarını karşılayacak pompanın enerji maliyetleri ile pomparların satınalma maliyetleri saptanarak bir grafik haline getirilmeli ve maliyet ve kazançlar net bugünkü değer hesabı ile toplanarak en ucuz sistem maliyetini veren boru çapı bulunmalıdır. Şekil 5.32



Şekil 5.32 Boru çapı optimizasyonu (Pompsad, 2008)

Uygulamada birden çok çalışma noktası belirlenmiş olabilir. Bunlardan en büyük debi veya basma yüksekliği belirleyici olacaktır. Bu durumda pompaların çalışma süreleri göz önüne alınarak dikkatli bir seçim yapılmalıdır.

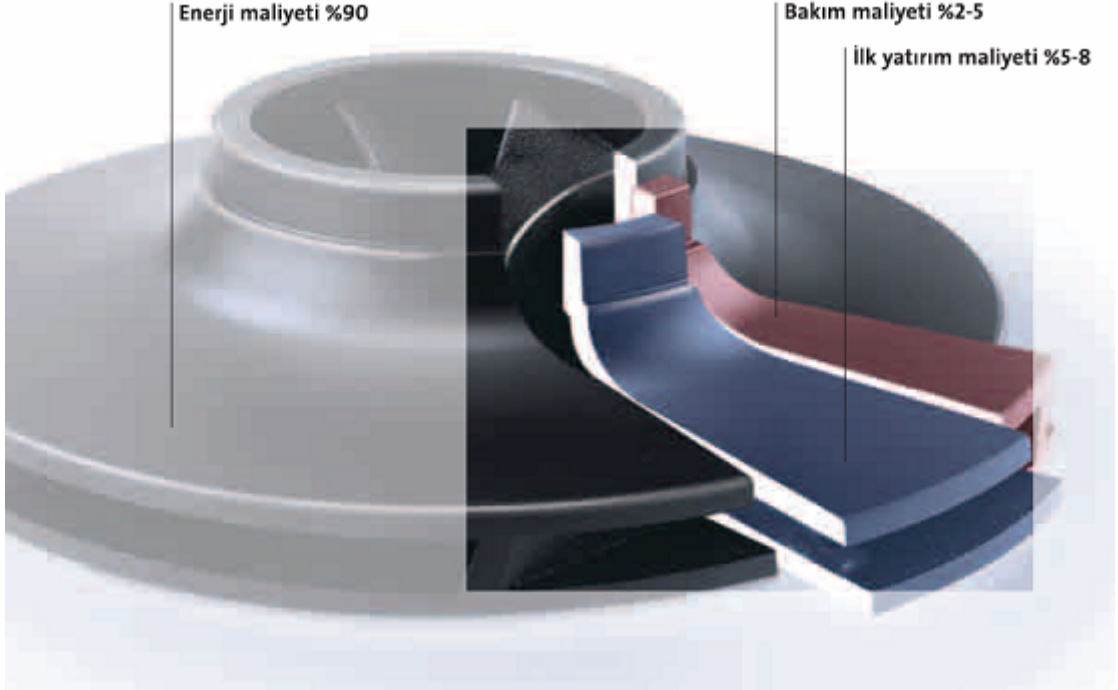
5.5. Mevcut Pompaj Sistemlerinin Analizi

Aşırı derecede yüksek enflasyon döneminden geçen ülkemizde daha önce yapılan tesislerin fizibiliteleri hep o zamanki yüksek enflasyona göre değerlendirildiğinden daima en ekonomik çözüm en ucuz çözüm olmuştur. Enerji fiyatlarının arttığı bu günlerde eski tesislerin fizibilitelerini de gözden geçirmek yararlı olacaktır.

Mevcut pompaj sistemlerinin enerji verimliliğinin artırılması için:

- Pompaj sistemi ile ilgili tüm veriler toplanmalıdır.
- Her bir sistem yükü için debileri saptanmalıdır.
- Saptanan debiler için sistem dengelenmelidir.
- Dengelemek için gereken sistem kayıplarını azaltacak tedbirler alınmalıdır.
- Azalan kayıplara uygun olarak pompada gereken değişiklikler yapılmalıdır.
- Yüksek bakım maliyetli pompalara dikkat edilmelidir. Mevcut pompaj sistemlerinin analizi gerçek işletme şartlarında ölçümler yapılarak, veya sistemin matematik modeli oluşturularak optimizasyon için gerekenler saptanabilir. (Pompsad, 2008)

5.6. Ömür Boyu Maliyet (ÖBM – LCC (Life Cycle Cost))



Şekil 5.33 Ömür Boyu Maliyet bileşenleri

Bu bölümde ÖBM' nin ne olduğunu, hesaplarırken dikkate alınması gereken hususları ve nasıl hesaplanacağını anlamak için bir pompanın ömür boyu maliyetini oluşturan elemanlar anlatılacaktır. En sonda da bu kavram bir örnek ile gösterilecektir. Ömür Boyu Maliyeti incelemenden önce bu kavramın neleri kapsadığını anlamamız gerekmektedir:

Bir pompanın ömür boyu maliyeti, o pompanın tüm ömrü boyunca satın alma, montaj, işletme, bakım ve hurdaya çıkarma masraflarının toplam bir ifadesidir.

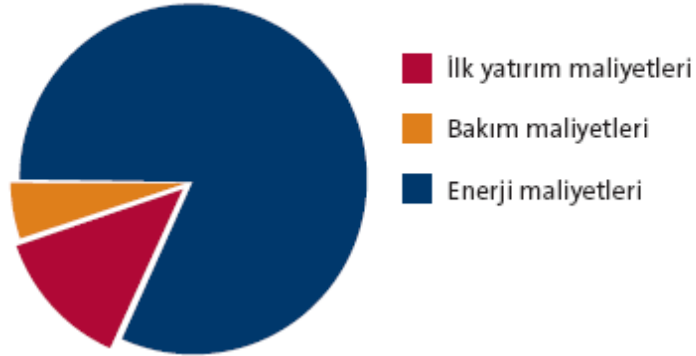
The Hydraulic Institute, Europump ve US Department of Energy tarafından, pompanın Ömür Boyu Maliyeti isminde bir kavram geliştirilmiştir. Bu kavram, pompa sistemleri de dahil olmak üzere çeşitli sistemlerde firmaların masraflarını en aza indirip, enerji verimliliklerini en yükseğe çıkarmalarına yardımcı olmak amacıyla geliştirilmiştir. Ömür boyu maliyet hesapları, yeni tesisat tasarlanırken ya da mevcut tesisatların onarımında bir karar aracı olarak kullanılabilir. (Europump and Hydraulic Institute, Pump Life Cycle Costs, 2001)

Ömür boyu maliyetler aşağıdaki elemanlardan oluşur:

M_{iym}	:	İlk yatırım maliyetleri, satınalma fiyatı
M_m	:	Montaj ve işletmeye alma maliyeti
M_e	:	Enerji maliyeti
M_i	:	İşletme maliyeti (işçilik giderleri)
$M_{\text{çev}}$:	Çevre maliyeti
M_b	:	Bakım ve onarım maliyeti
M_a	:	Arıza maliyeti (üretim kaybı)
M_h	:	Yeniden işletmeye alma / hurdaya çıkarma maliyeti

İzleyen paragraflarda, bu elemanlar tek tek anlatılacaktır. Şekil 5.34' den de görüleceği üzere ömür boyu maliyet bileşenleri içerisinde enerji maliyetleri, ilk yatırım maliyetleri ve bakım maliyetleri en önemli olanlardır.

Tipik ömür devri maliyetleri



Şekil 5.34 Endüstriyel bir sirkülasyon sistemindeki tipik ömür boyu maliyeti

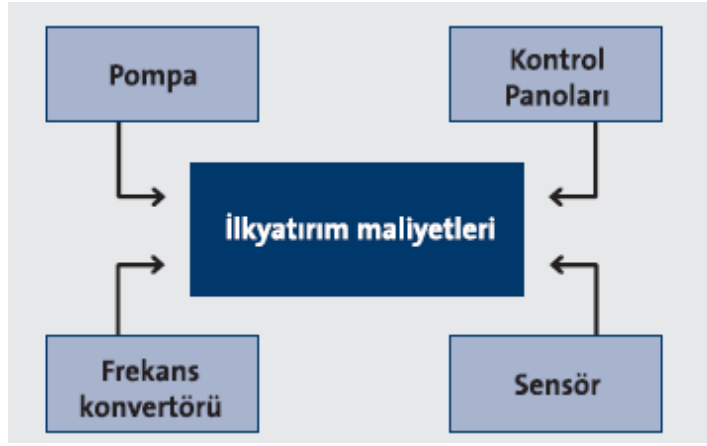
ÖBM aşağıdaki formülle hesaplanır:

$$\text{ÖBM} = M_{iym} + M_m + M_e + M_i + M_{\text{çev}} + M_b + M_a + M_h \quad (5.11)$$

▪ **İlk Yatırım Maliyetleri (Satınalma fiyatı) (M_{iy})**

Bir pompa sisteminin ilk yatırım maliyetleri (M_{iy}), o sistemi çalıştırmak için gerek pompalar, frekans konvertörleri, kontrol panoları ve sensörler gibi tüm ekipman ve aksesuarları kapsar. Bakınız Şekil 5.35

Genellikle, ilk yatırım maliyetleri ile enerji ve bakım maliyetleri arasında doğrudan bir ilişki mevcuttur. Yani, çoğu zaman, ucuz bileşenlere kıyasla pahalı bileşenlerin ömürleri daha uzun olur ve daha düşük enerji tüketirler.



Şekil 5.35 Bir pompa sistemini oluşturan bileşenler

▪ **Montaj ve İşletmeye Alma Maliyeti (M_m)**

Montaj ve işletmeye alma maliyetleri aşağıdaki giderleri kapsar:

- Pompaların montajı
- Tesisat
- Elektrik kablolarının ve cihazların bağlanması
- Sensör, frekans konvertörü vs. montajı, çalıştırılması
- İlk çalıştırmada işletmeye alma değerlendirilmesi

İlk yatırım maliyetlerinde olduğu gibi, burada da doğrudan bağlantılı seçenekleri kontrol etmek önemlidir. Dahili frekans dönüştürücülü pompalar ile ilgili olarak, bileşenlerin çoğu zaten ürünün içerisinde bulunmaktadır. Dolayısıyla, bu tür bir pompanın ilk yatırım maliyeti daha yüksek, ancak montaj ve işletmeye alma masrafları daha düşük olacaktır.

▪ **Enerji Maliyetleri (M_e)**

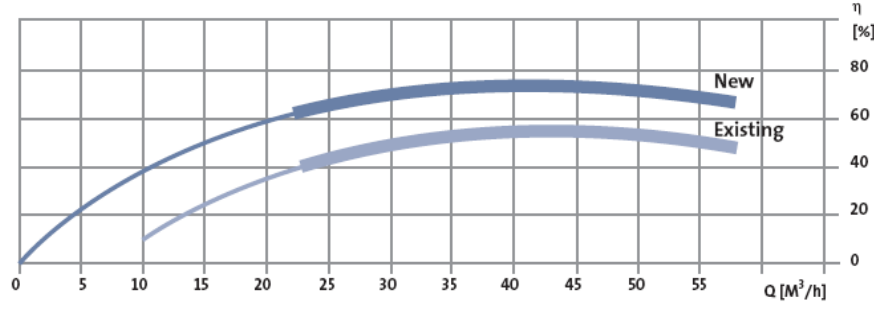
Çoğu durumda, pompa sistemlerinin ömür boyu maliyetleri içerisinde en yüksek masraf, pompaların günde 8 saatten daha fazla çalıştığını da göz önüne alırsak, enerji maliyetleri olmaktadır. Gerçekten, dünyada tüketilen elektrik enerjisinin yaklaşık %20' si pompa sistemleri için kullanılmaktadır. Bakınız Şekil 5.36



Şekil 5.36 Dünya genelinde enerji tüketimi

Aşağıda, bir pompa sisteminin enerji tüketimini etkileyen faktörlerden bazılarının yer aldığı bir liste bulunmaktadır:

- Yük profili
- Pompa verimi (çalışma noktasının hesabı). Bakınız Şekil 5.37
- Motor verimi (yüksek verimli motorların kısmi yükteki motor verimi ile normal verimli motorları arasında oldukça büyük farklar olabilmektedir)
- Pompa ebadı (toleranslar ve yuvarlamalar genellikle gereğinden büyük pompaların seçilmesine yol açar)
- Boru ve vanalar gibi diğer sistem bileşenleri
- Hız kontrollü çözümlerin kullanımı. Endüstride hız kontrollü pompaların kullanımı ile, enerji tüketimini %30' a varan oranlarda düşürmek mümkün olabilmektedir.



Şekil 5.37 Yeni ve mevcut pompaların verimlerinin karşılaştırılması

- **İşletme Maliyeti (M_i)**

İşletme maliyetleri, pompa sistemlerinin çalışması ile ilgili işçilik masraflarını kapsar. Çoğu durumda pompalar ile ilgili işçilik masrafları düşük seviyededir. Günümüzde çeşitli gözetim ekipmanları sayesinde, pompa sistemini bir bilgisayar ağına bağlayarak işletme masrafları düşürülebilmektedir.

- **Çevre Maliyeti ($M_{\text{çev}}$)**

Çevre maliyetleri, parçaların elden çıkarılmasını ve pompalanan sıvıdan kaynaklanan kirlenmeyi kapsar. Çevre maliyetlerinin, endüstride kullanılan bir pompa sisteminin ömür boyu maliyetine katkısı düşük seviyelerdedir.

- **Bakım ve Onarım Masrafları (M_b)**

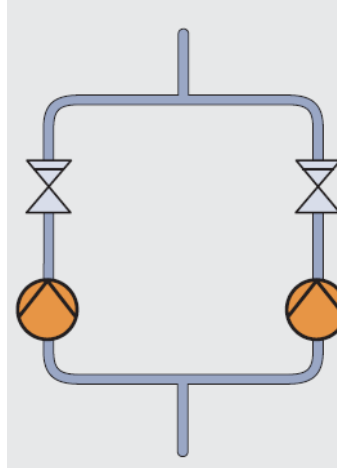
Bakım ve onarım masrafları, isminden de anlaşılacağı gibi, bir pompa sisteminin bakım ve onarımıyla ilgili tüm masrafları kapsar. Örneğin. işçilik masrafları, yedek parçalar, nakil ve temizleme gibi.

Bir pompada optimum çalışma ömrü elde etmenin ve bozulmaları engellemelerin en iyi yolu, önleyici bakımlar yaptırmaktır.

- **Arıza Maliyeti (Üretim Kaybı Maliyeti) (M_a)**

Üretim işlemlerinde kullanılan pompa sistemleri söz konusu olduğunda arıza maliyetleri son derece önemlidir. Sebep basittir: Kısa bir süreliğine de olsa üretimi durdurmak çok fazla masrafa neden olur. İstenen pompa performansını elde etmek için tek bir pompa yeterli olsa

da, pompa sisteminde beklenmedik bir arıza oluşması durumunda devreye girecek ve üretimin devam etmesini sağlayacak bir yedek pompa kullanmak her zaman için iyi bir yaklaşımdır. Bakınız Şekil 5.38



Şekil 5.38 Yedek pompa, pompa arızalandığında üretimin devam etmesini sağlar

- **Yeniden İşletmeye Alma ve Hurdaya Çıkarma Maliyeti**

Pompa üreticisine bağlı olmakla beraber, bir pompa sisteminin yeniden işletmeye alınma ve hurdaya çıkarılma maliyetleri fazla değişiklik göstermez. Dolayısıyla bu maliyet çok nadiren dikkate alınır.

- ✓ **Ömür Boyu Maliyetin Hesaplanması**

Bir pompa sisteminin ömür boyu maliyeti, sistemin ömrü boyunca yukarıda sayılan tüm maliyetlerin toplanmasıyla elde edilir. Tipik olarak bir pompanın ömrü 10 ila 20 yıl arasındadır. Pompa sistemlerinde ömür boyu maliyetleri genellikle birkaç faktörün dikkate alındığı daha basit formüllerle hesaplanır. Bu formül aşağıdaki şekildedir:

$$\text{ÖBM} = M_{\text{iyim}} + M_e + M_b \quad (5.12)$$

5.6.1. ÖBM Hesabına Bir Örnek

Bu bölümde, önceki bahsedilen basitleştirilmiş formülü kullanarak bir örnek yapalım:

Bir işletmenin yeni bir su temini pompasına ihtiyacı vardır ve dikkate alınan iki çözüm bulunmaktadır:

- Sabit hızlı, çok kademeli bir pompa
- Değişken hızlı çok kademeli bir pompa

Hesaplamalar göstermektedir ki; sabit hızlı pompaya kıyasla değişken hızlı pompa %40 daha az enerji tüketmektedir. Ancak, değişken hızlı pompanın ilk yatırım maliyeti (M_{iy}) sabit hızlı pompaninkinin iki katı kadardır.

Sistemde hangi pompanın kullanılması gerektiğini bulmaya, ömür boyu maliyet hesaplamaları yardımcı olacaktır. Uygulama aşağıdaki gibidir:

- Günlük çalışma süresi : 12 saat
- Senelik çalışma süresi : 220 gün
- Ömür : 10 sene (hesaplama dönemi)

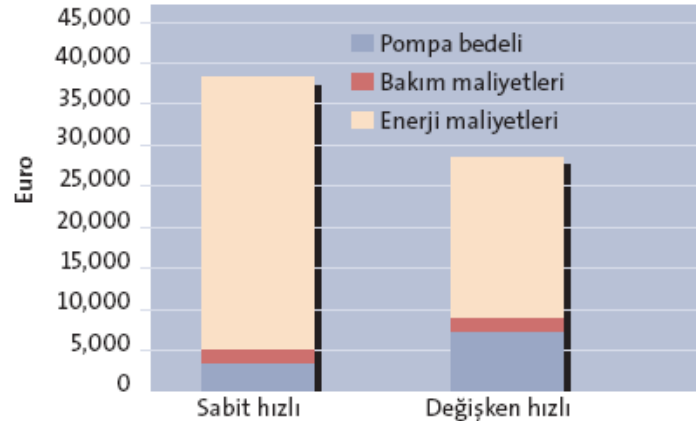
Bu verilere dayanarak iki çözüm için de ömür boyu maliyet hesaplanabilir.

Değişken hızlı pompanın ilk yatırım maliyeti, sabit hızlı pompaya göre iki kat daha fazla olsa da ilk çözümün toplam maliyeti sabit hızlı pompa çözümüne göre %25 daha düşüktür.

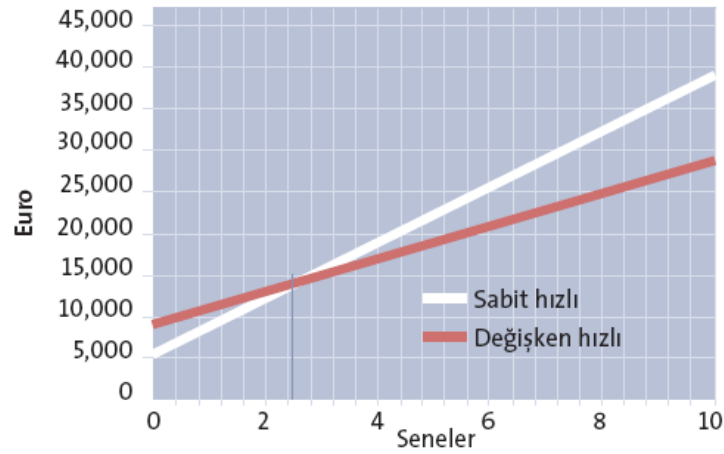
Değişken hızlı pompalar, ömür boyu maliyeti düşürmenin yanısıra, sisteme Bölüm 5.7.4.3-4-5' te de anlatacağı üzere başka faydalarda sağlarlar.

Değişken hızlı pompa çözümünün geri ödeme süresi biraz daha uzundur. Çünkü bu pompalar daha pahalıdır. Şekil 5.40' dan da görüleceği üzere, geri ödeme süresi yaklaşık iki buçuk senedir ve genel endüstriyel uygulamalar için bu süre son derece iyi olarak kabul edilmektedir.

Pompa tipleri		Sabit hızlı	Değişken hızlı
Ortalama güç tüketimi	kW	18.76	11.31
Günlük çalışma saati	Saat	12	12
Yıllık çalışma günü	Gün	220	220
Hesaplama dönemi	Yıl	10	10
Toplam enerji tüketimi	kWh	495,264	298,584
Elektrik gücü bedeli	Euro/kWh	0.07	0.07
Pompa bedei	Euro	3,602	7,204
Bakım maliyetleri	Euro	1,417	1,417
Enerji maliyetleri	Euro	33,284	20,066
Toplam maliyetler	Euro	38,303	28,688



Şekil 5.39 Sabit ve değişken hızlı pompaların ömür boyu maliyeti



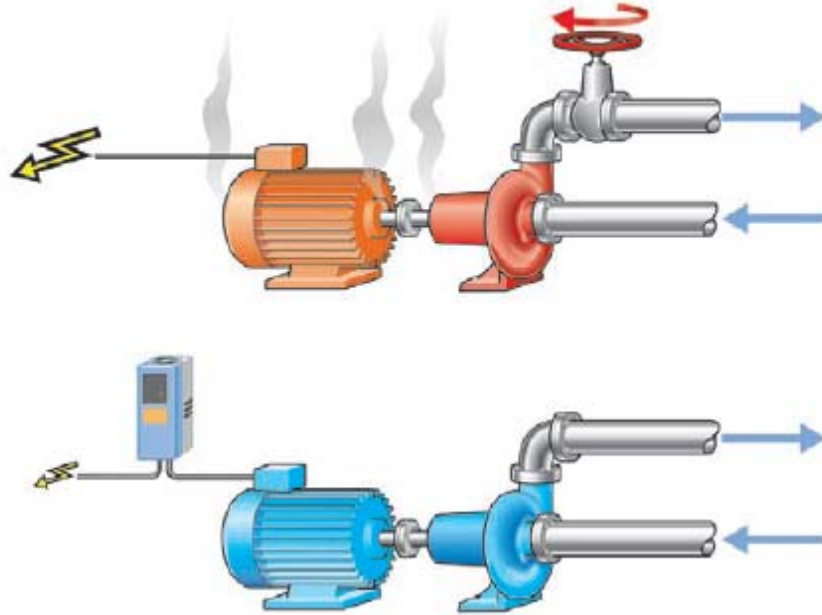
Şekil 5.40 Sabit ve değişken hızlı pompaların geri ödeme süreleri

5.7. Santrifüj Pompalarda Frekans Konvertörü İle Enerji Verimliliği

Sürekli artan enerji fiyatları, enerji ve maliyet tasarrufu yapmak isteyen firmaların ilgisini kayda değer ölçüde artırdı. Bu konudaki görüşmeler genellikle alternatif enerji kaynakları ve yeni enerji tasarruf teknolojileri arasında dönerken, yaygın kullanıldığında büyük tasarruflar sağlayabilecek mevcut teknik çözümlere çok az önem verilmesi şaşırtıcıdır. Kanıtlanmış ve düşük yatırım maliyetli bir çözüm ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme uygulamalarında kullanılan Frekans Konvertörleridir (FK). Bunun gibi diğer teknolojilerin sadece çok azı yapılan yatırımı bir yıldan daha az bir sürede geri kazandırabilmektedir.

Vantilatörler, pompalar ve kompresörler gibi akış üreten cihazlar genellikle hız ayarı olmadan kullanılmaktadırlar. Bunun yerine akış geleneksel metodla regülatörler, valfler ve supaplar yardımı ile kontrol altına alınmaktadır. Akış değişken motor hızıyla kontrol edilmediğinde, motor sürekli tam hızda çalışır. FC ile motor hızının ayarlanması %30' a varan bir enerji tasarrufu imkanı sunmaktadır. (<http://www.drivesmag.com>)

Şekil 5.41 temel prensibi açıklamaktadır:



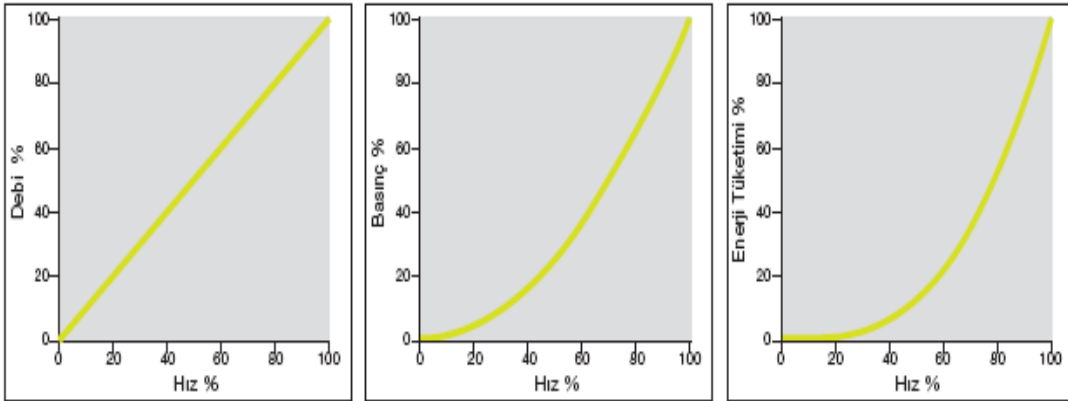
Şekil 5.41 FK Hız ayarı sayesinde enerji tasarrufu prensibi

5.7.1. FC (Frekans Konvertörü) Nedir ?

Pompa sistemlerinde kullanılan elektrik motorlarının çoğu, indüksiyon veya asenkron motor olarak da bilinen kısa devreli motorlardır. Benimsenmiş olmaları, nispeten uygun fiyatlı, az bir bakım masrafı gerektirmeleri ve yüksek oranda güvenilir olmalarına dayanmaktadır. Bu modellerde, motor dönme sayısını kontrol altına almanın tek yolu, giriş akım (alternatif akım) frekansını değiştirmek ile mümkündür: Frekans Konvertörünün devreye girdiği yer burasıdır. Frekans konvertörü; İntertör, Değişken Hızlı Sürücüler (VSD), Değişken Frekanslı Sürücüler (VFD) veya Frekans Dönüştürücüsü gibi birçok isimle bilinmektedir. Tüm bunlar aynı şeyi tanımlar: Elektrik motorlarında kademesiz hız ayarını sağlayan bir elektronik cihaz. Günümüzdeki VFD sistemleri, sistem içerisindeki diğer elemanların kontrolü ve korunması gibi farklı fonksiyonları da yerine getirirler. (Pledger, 2008)

5.7.2. Affinite Kanunlarını Hatırlayalım

Basınç, basma yüksekliği, debi, transmisyon devir sayısı ve güç gibi değişkenlerin kendi aralarındaki ilişki, benzerlik kanunları aracılığı ile ifade edilebilmektedir. Bu kanunlar hem radyal hem aksel fan ve pompalar için kullanılır.



Şekil 5.42 Affinite kanunları dönüş hızı ve diğer büyüklükler (veriler) arasındaki ilişkiyi belirtir.

Bu kanunlardan, debinin hız ile doğru orantılı olarak arttığı ve basıncın da hızın karesi ile orantılı olarak arttığı görülmektedir. Enerji tasarrufu bakımından en önemli nokta, güç tüketiminin hızın kübü ile orantılı olarak artmasıdır. Bunun anlamı, devir sayısının en küçük

seviyede azalmasının dahi elektrik tüketiminde büyük tasarruflara sebep olacaktır. Dolayısıyla, örneğin Şekil 5.42' den de görüldüğü gibi, hızı %75 mertebesine çekmek, debiyi %75' e çekerken harcanan güç, tam hızda çalışan motorun enerjisinin %42' sidir. Debi %50' ye çekildiğinde bu güç tüketimi %12,5 seviyesine iner. (Ertöz, 2001)

5.7.3. Uygulama Prensibi

Pompaların endüstride ve binalarda geniş bir kullanım alanı vardır. Pompa üniteleri prosesin basınç, seviye, ısı veya akış gibi bir değişkenine bağlı olarak devreye girip çıkacak şekilde çalışırlar. Geleneksel kontrol yöntemlerinde pompalar, proses değişkeninin hedef değerini + veya - yönde, geniş bir bant aralığında yakalamaya çalışırlar. Bu yöntemlerde sistemin talebi pompa ünitelerinin kapasitesinin altında ise atıl kapasite ile çalışarak fazladan enerji tüketiminde bulunurlar. VSD ile yapılan uygulamalarda ise sistem değişkeni bir transmitter yardımı ile endüstride kullanılan standart bir analog sinyale (0-10V, 0-20mA, 4-20mA) çevrilerek VSD' ye iletilir, VSD bu sinyale bağlı olarak pompa motorlarının devrini prosesin ihtiyacına göre değiştirerek enerji tasarrufu sağlar.

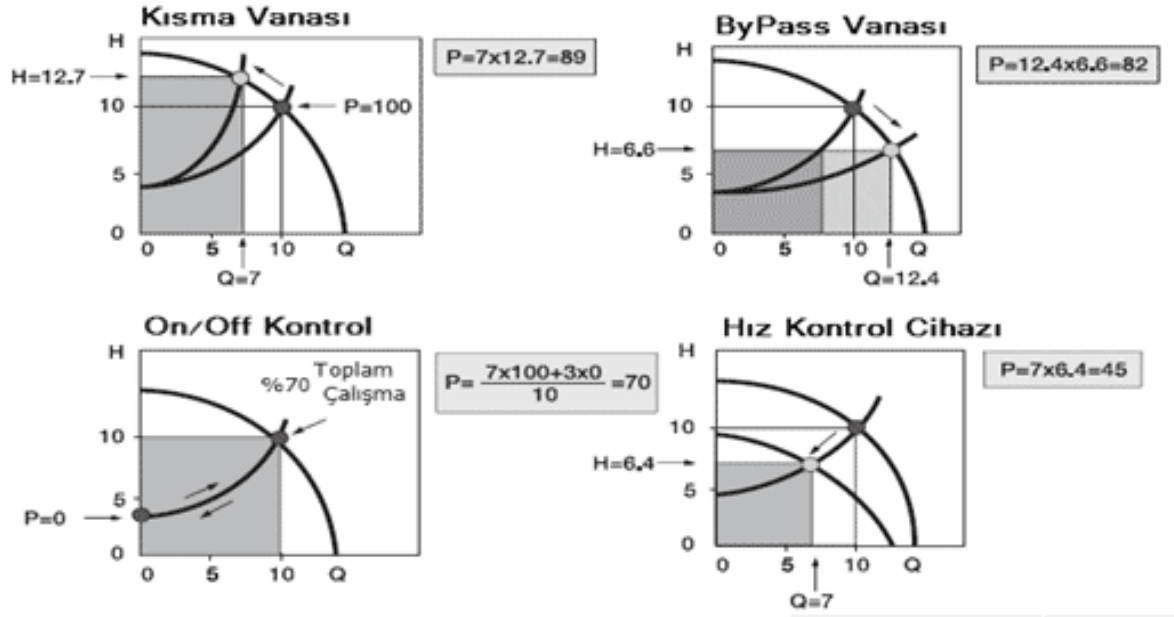
Bu sistem kazandırdığı enerji tasarrufunun yanısıra, proses değişkenini (basınç, akış, ısı, seviye) dar bir bant aralığında tutulmasına imkan tanımakta ve bu sayede çok iyi bir proses değişkeni kontrolü elde edilmesine olanak sağlamaktadır.

VSD' li pompaların bir diğer avantajı sahip olduğu yumuşak kalkış özelliği sayesinde kalkış ve duruşlarda mekanik gerilmeleri ve elektriksel darbeleri azaltmasıdır. Bununla birlikte, eğer değişken hız sürücülerinin sürdüğü pompa motorları limitlerde çalışıyorsa böyle bir çalışma biçimine gerek yoktur. (Ertöz, 2001)

5.7.4. Pompalarda Hız Kontrol Cihazı (VSD) Uygulamanın Faydaları

- Pompa Kontrol Yöntemleri
- Enerji Tasarrufu
- Mekanik faydaları
- Elektriksel faydaları
- Redundancy (Yedeklilik)
- Esnek Haberleşme seçenekleri
- Proses sonuçlarına faydaları
- ÖBM (LCC) Bileşenlerinde İyileşmeler

5.7.4.1. Pompa Çalışma Eğrileri ve Enerji Tasarrufu



Kontrol	Enerji
Kısmi	89
Bypass	82
On/Off	70
Hız Kontrolü	45

Şekil 5.43 Farklı kontrol yöntemleri ile çalışma eğrilerinin değişimi

5.7.4.2. Enerji Tasarrufu

- Genellikle pompa sistemlerinin parametrelerini net olarak belirlemek güç olduğundan maksimum ihtiyacın üzerinde bir pay bırakılarak boyutlandırılırlar.
- Sistemin fazla boyutlandırılmasından kaynaklanan gereksiz enerji tüketimi bazı basit kontrol yöntemlerinde sabit motor devrinde debi ile oynayarak giderilmeye çalışılır.
- Diğer kontrol yöntemleri sistem eğrisi üzerinden kontrol sağlarken, VSD uygulamalarında pompa eğrisi değiştirilerek enerji tasarrufu sağlandığından daha verimli sonuçlar elde edilir.
- VSD takılı olan pompalarda sistem ihtiyacına bağlı olarak sürekli güç değişimi sağlanır.

5.7.4.3. Mekanik Faydalar

- **Mekanik darbeleri azaltır (Hammering Effect)**

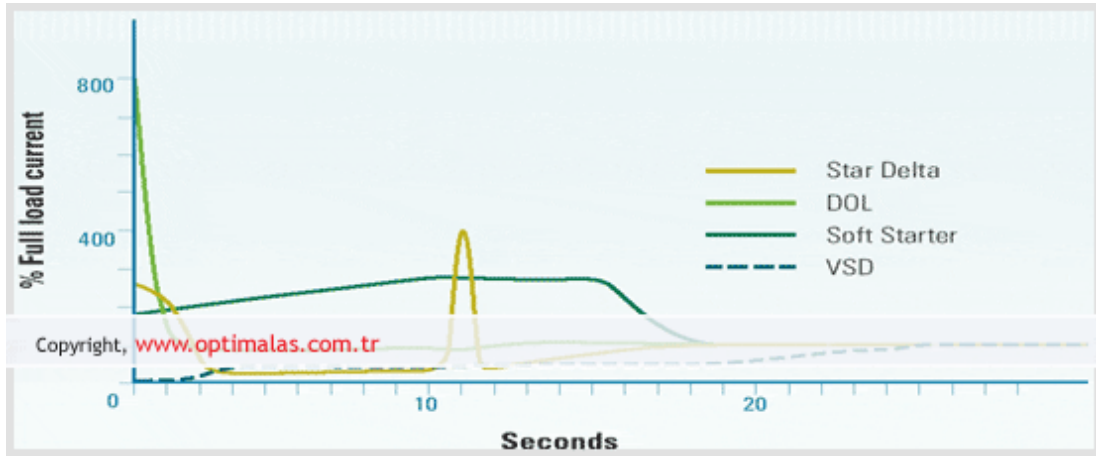
→ Debideki ani değişimleri ani basınç sıçramaları takip eder. Bu ani basınç sıçramaları mekanik aksamalarda sızıntılara sebep olabilecek darbeler yaratır. VSD pompa uygulamalarında hızdaki iniş ve çıkışlar için ayarlanacak güvenli rampa aralıklarıyla bu darbelerin önüne geçilebilir.

- **Boşluk oluşumu riskini azaltılır (Kavitasyon)**

→ Statik basıncın, akışkanın buharlaşma basıncının altına düştüğü anlarda akışkanda oluşan kabarcıklar pompanın iç çeperlerine çok güçlü bir kuvvetle çarparlar ve mekanik yıpranmalara sebep olurlar. VSD pompa uygulamalarında pompanın önündeki basınç bilgisi de okunabilir böylece kavitasyon riski gözlenerek tedbirler alınabilir.

→ Bu özellikler gözönüne alındığında sistemin mekanik bakım süresi ve maliyetlerini düşürür.

5.7.4.4. Elektriksel Faydalar



Şekil 5.44 Farklı yol verme yöntemleri ve karşılık gelen zaman – akım grafiği

(<http://www.abb.com>)

- VSD uygulamalarda motorlar her zaman yumuşak kalkış ve duruş yaptıkları için direkt yol verme, yıldız üçgen veya soft starter uygulamalarındaki gibi şalt ekipmanlarını yıpratıcı ani akım sıçramaları oluşmaz.
- Kalkışta tork sıçramaları oluşmadığı için mekanik aksamaları da yıpratmazlar.
- Low Harmonics serisi sürücüler seçilerek şebekeye zararlı harmonikler azaltılabilir.
- Böylece, bakım maliyetlerini düşürüp, servis sürelerini uzatarak; LCC Ömür Boyu Maliyet içinde bakım giderlerini de düşürürler. (Cm)

5.7.4.5. Redundancy - Süreklilik

Redundancy: Sisteme ait elemanlardan birisi herhangi bir sebeple devre dışı kaldığında sistemin kesintiye uğramadan devam edebilme yeteneğidir.

- Pompa sistemleri paralel pompalarla boyutlandırıldıklarında VSD' leri kendi aralarında haberleştirilerek %100 redundant sistemler kurulabilir.
- Servis ve bakım dönemlerinde sistemi kesintiye uğratmadan istenilen pompa sorunsuzca devreden çıkarılıp tekrar devreye alınabilir.
- Bazı pompa sistemleri hizmet verilen yerleşim birimlerinden uzakta oldukları için arıza durumunda anında müdahale edilemeyebilir. Bu gibi durumlarda arıza giderilene kadar sistem sınırlı kapasiteyle kesintiye uğramadan çalışmasını sürdürebilir.

5.7.4.6. Esnek Haberleşme

→ Star veya ring networklerle kendi aralarında haberleştirilerek daha güvenilir, esnek ve akıllı uygulamalara izin verirler.

→ Sahadaki fieldbus sistemlerle haberleştirilerek mevcut yapıya entegre edilebilirler.

↳ Modbus

↳ Profibus DP

↳ Device-Net

↳ ControlNet

↳ ModBus/TCP

↳ Ethernet/IP

↳ Interbus - S

↳ Can-Open

- RF veya internetle uzak sistemlerle haberleştirilerek uzaktan gözlemleme ve kontrol seçenekleri sunarlar.

5.7.4.7. Hız Kontrollü Pompa Çözümleri ve Proses Sonuçlarına Faydaları

Daha önceki bölümlerde incelendiği üzere, pompalarda hız kontrolü yapmak pompa performansını sisteme uyarlamak açısından etkili bir yoldur. Bu bölümde hız kontrollü pompaları, PI kontrolörleri ve basınç, basınç farkı ve sıcaklık gibi sistem parametrelerini ölçen sensörlerle birleştirme olasılıklarını tartışacağız. İzleyen sayfalarda farklı seçenekler örneklerle tanıtılmaktadır.

- Sabit Basınç
- Kontrolü Debi Kontrolü
- Seviye Kontrolü

Yukarda belirtilen 3 genel uygulama tipinde de vanalar deadband değerleri yüzünden VSD' lere nazaran geç tepki verirler.

VSD' lerle kontrol kartları üzerinde bulunan analog girişler kullanılarak daha dengeli ve hızlı uygulamalar gerçekleştirilir.

5.7.4.7.1. Sabit Basınç Kontrolü

Pompa, bir dinlendirme tankından aldığı suyu binadaki çeşitli musluklara taşıyacaktır. Musluktan akacak su talebi değişkendir. Dolayısıyla sistem karakteristiği de gereken debiye göre değişmektedir. Konfor ve enerji tasarrufu açısından sabit basınçlı besleme önerilmektedir.

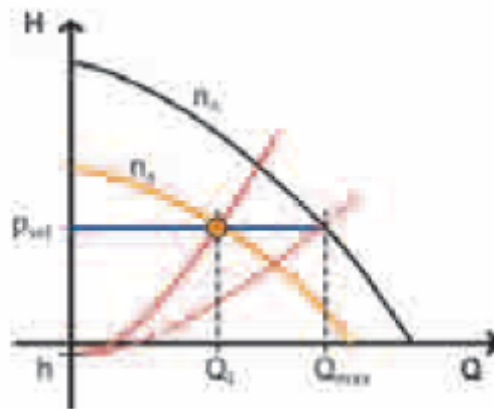
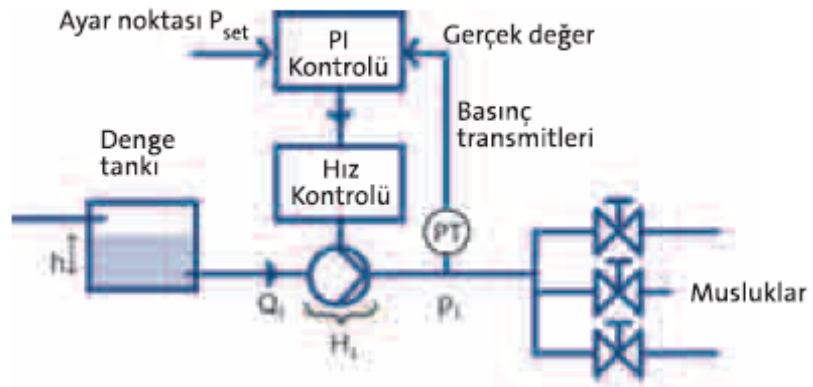
Şekil 5.45' de görülebileceği üzere, çözüm; PI kontrollü bir hız kontrolörlü pompadır. PI kontrolörü, gerekli basınç olan P_{set} i, PT basınç sensörü ile ölçülen gerçek besleme basıncı P_1 ile karşılaştırır.

Eğer, gerçek basınç ayar noktasındaki basınçtan yüksekse, PI kontrolörü, $P_1 = P_{set}$ olana dek hızı ve dolayısıyla pompa performansını düşürür. Şekil 5.45' de debi Q_{max} dan Q_1 e düşürüldüğünde ne olduğu gösterilmektedir.

Kontrolör, gerekli çıkış basıncının, $P_1 = P_{set}$ olmasının sağlanması için pompa hızının n_n den n_x e düşürüldüğünü kontrol eder. Pompa tesisatı, besleme basıncının $0 - Q_{max}$ debi aralığında sabit olmasını sağlar. Besleme basıncı, tanktaki sıvı seviyesinden (h) bağımsızdır. Eğer h

değişirse, PI kontrolörlü pompa hızını P_1 in her zaman için ayar noktasına eşit olmasını sağlayacak şekilde değiştirir.

- Akışkan belli bir kaynak noktasından daha yüksekteki bir depolama noktasına veya doğrudan tüketim noktalarına dağıtılmaya çalışılır.
- Tüketim ihtiyacına bağlı olarak sistemin basınç ihtiyacında anlık değişimler gözlemlenebilir.
- Sistemden alınan basınç bilgisi değişkeni pompa devri değiştirilerek kontrol edilir.
- Kullanım yerleri:
 - ↳ Merkezi ısıtma soğutma
 - ↳ Dağıtım Şebekesi
 - ↳ Sulama Alanları

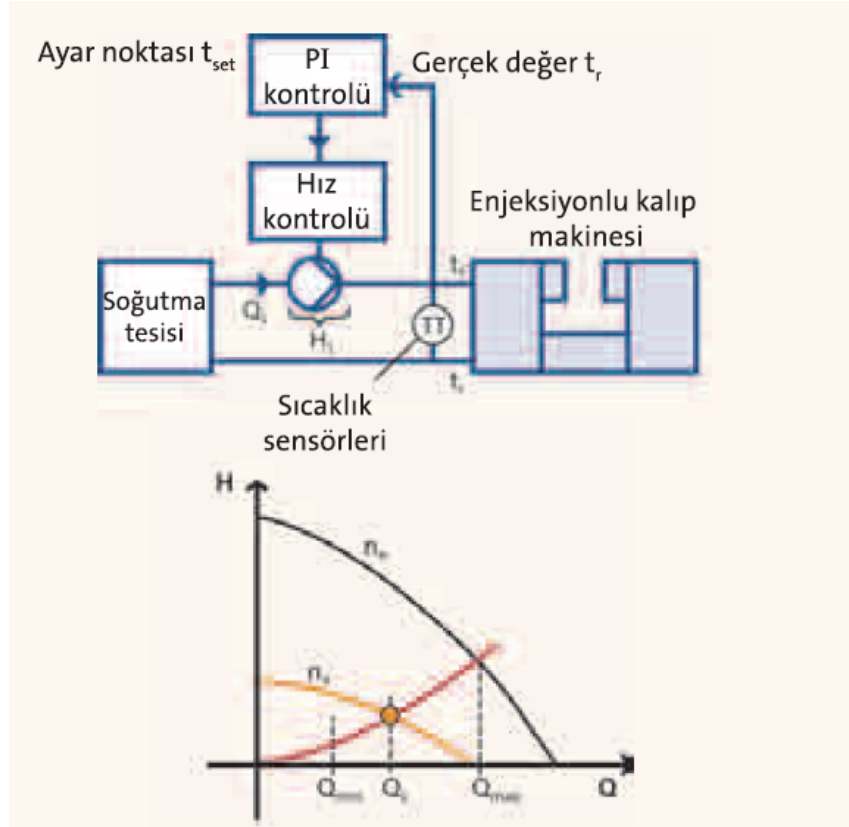


Şekil 5.45 Hız kontrollü pompayla sisteme sabit basıncın sağladığı su temini sistemi

5.7.4.7.2. Sabit Sıcaklık Kontrolü

Hız kontrolü ile performans ayarı, bir takım endüstriyel uygulamalar için uygundur. Şekil 5.46' da, yüksek kaliteli üretim için su soğutmalı olması gereken enjeksiyonlu kalıplama makinesine sahip bir sistem gösterilmektedir.

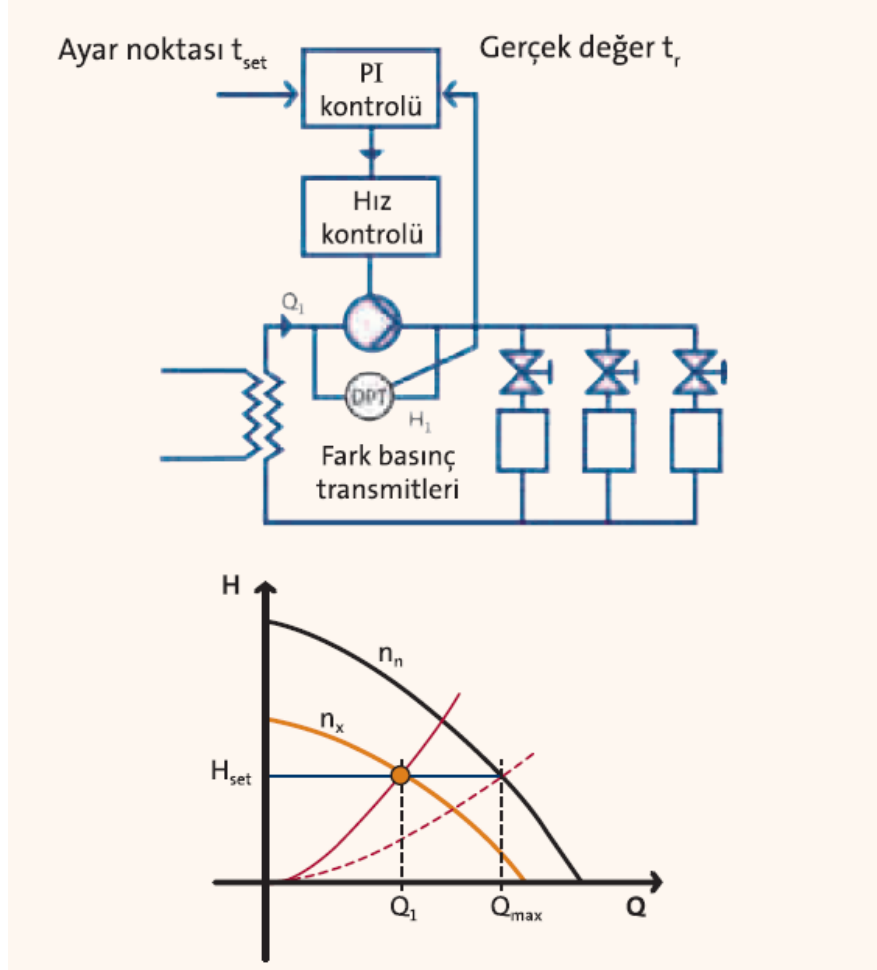
Makine, soğutma ünitesinden gelen $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ deki su ile soğutulmaktadır. Kalıplama makinesinin düzgün çalışmasını ve yeterince soğutulmasını sağlamak için, dönüş borusu sıcaklığı $t_r = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ değerinde sabit tutulmalıdır. Çözüm, PI kontrolöre sahip bir hız kontrollü pompadır. PI kontrolörü gereken t_{set} sıcaklığını, TT sıcaklık iletkeni ile ölçülen dönüş borusundaki t_r gerçek sıcaklık değeriyle karşılaştırır. Bu sistemin sabit bir sistem karakteristiği vardır ve dolayısıyla pompanın çalışma noktası eğri üzerinde Q_{min} ve Q_{max} arasında yer alır. Makinedeki ısı kaybı arttıkça, dönüş borusu sıcaklığının $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ de sabit tutulmasını sağlamak için gerekli soğutma suyu debisi de artar.



Şekil 5.46 Enjeksiyonlu kalıp makinesi ve geri dönüş borusunda sabit sıcaklık sağlayan bir sıcaklık kontrollü sirkülasyon pompasından oluşan sistem

5.7.4.7.3. Bir Sirkülasyon Sisteminde Sabit Basınç Farkı

Sirkülasyon sistemleri (kapalı sistemler), hız kontrollü pompa çözümlerine son derece uyumludur. Değişken sistem karakteristiğine sahip sirkülasyon sistemlerinde basınç farkı kontrollü sirkülasyon pompalarının kullanılması avantaj getirir. Bakınız Şekil 5.47



Şekil 5.47 Sisteme sabit bir basınç farkı sağlayan hız kontrollü bir sirkülasyon pompasının kullandığı ısıtma sistemi

Şekilde sirküle edilen sıvının bir ısı eşanjöründe ısıtıldığı ve buradan da hız kontrollü bir pompayla üç birime; örn. radyatörler, gönderildiği bir sistem gösterilmiştir. Gerekli ısı ihtiyacına göre debiyi kontrol etmek için her birime seri olarak bir kontrol vanası bağlanmıştır.

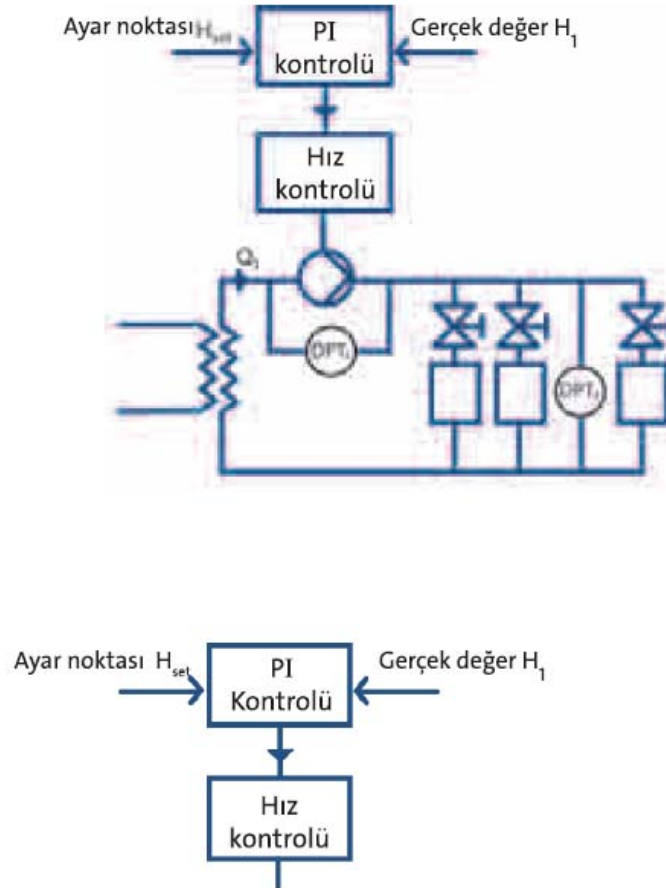
Pompanın kontrolü, pompa karşısında ölçülen sabit basınç farkına göre kontrol edilir. Bu, pompa sisteminin 0 - Q_{max} aralığında sabit basınç farkı sağlaması demektir ve Şekil 5.47' de yatay bir çizgiyle tanımlanmıştır.

5.7.4.7.4. Debiye Bağlı Basınç Farkı Kontrolü

Şekil 5.45' deki pompa sisteminin temel fonksiyonu, radyatörler gibi tüketim birimlerindeki kontrol vanaları etrafında sabit bir basınç farkı sağlamaktır. Bunu elde etmek için pompanın, boru, ısı eşanjörü, bağlantı parçaları vs. deki sürtünme kayıplarının üstesinden gelmesi gereklidir.

Daha önce de bahsedildiği üzere, bir sistemdeki basınç kaybı debinin karesiyle orantılıdır. Aşağıda görüldüğü gibi bir sistemdeki sirkülasyon pompasını kontrol etmenin en iyi yolu, pompanın debi arttıkça artan bir basınç sağlamasını mümkün kılmaktır.

Debi ihtiyacı düşük olduğunda, boru, ısı eşanjörü, bağlantı parçaları vs. deki basınç kayıpları da düşer ve pompa sadece kontrol vanası için gerekli olan basıncı, ($H_{set} - H_f$) temin eder. Debi ihtiyacı arttıkça, basınç kayıpları da karesi oranında artar ve dolayısıyla pompa daha fazla basınç sağlamak durumunda kalır; bu durum Şekil 5.48' de mavi çizgi ile gösterilmiştir.



Şekil 5.48 Sisteme debiye bağlı bir basınç farkı sağlayan hız kontrollü bir sirkülasyon pompasının kullanıldığı ısıtma sistemi

Bu tür bir pompa sistemi iki şekilde tasarlanabilir:

- Pompa karşısına bir basınç iletkeni koyulur ve sistem debiye bağlı basınç farkı kontrolü DPT_1 ile çalışır. Bakınız Şekil 5.48
- Tüketim birimleri yakınına basınç sensörü yerleştirilir ve sistem, Şekil 5.48' de gösterildiği gibi basınç farkı kontrolü DPT_2 ile çalışır.

İlk çözümün avantajı, PI kontrolörü, hız kontrolü ve iletkenin birbiri ardına yerleştirilmesiyle sağlanan kolay bir montajdır. Bu montaj şekli, tüm sistemin tek bir ünite olarak teminini mümkün kılar. Sistemi çalışır konumda tutmak için, pompa eğrisi bilgisi kontrolörde kayıtlı tutulmalıdır. Bu bilgiler debi hesabında ve aynı zamanda pompa performansının Şekil 5.45' de gösterilen mavi eğriyi karşılamasını sağlamak için belli bir debide H_{set} ayar noktası basıncının ne kadar düşürülmesi gerektiğinin hesaplanmasında kullanılır.

Tesisatta basınç sensörünün yer aldığı ikinci çözüm ise sensörün tesisata montajını ve gerekli kablolamadan dolayı daha yüksek montaj masraflarını gerektirir. Bu sistemin performansı aşağı yukarı ilk sisteminki gibidir. Sensör, tüketici birimdeki basınç farkını ölçer ve besleme boruları, vs. deki basınç kayıplarındaki artışın üstesinden gelmek için gerekli basınç artışını otomatik olarak dengeler.

5.7.4.7.5. Debi Kontrolü

- Akışkan kaynak noktasından hedef noktaya istenen debi ile transfer edilmeye çalışılır.
- Pompanın emme şartları veya dağıtım şartlarındaki değişimlere göre (tıkanıklık, filtreleme vs..) debide anlık değişimler gözlemlenebilir.
- Sistemden alınan debi bilgisi değişkeni pompa devri değiştirilerek kontrol edilir.
- Kullanım yerleri:
 - ↳ Yıkama
 - ↳ Spray
 - ↳ Chiller ...

5.7.4.7.6. Seviye Kontrolü

- Akışkanın depolama tanklarına giriş-çıkış miktarı tankı taşırmadan kontrol edilmeye çalışılır.
- Proses ihtiyacına göre birim zamanda tanka giren ve tanktan çıkan akışkan miktarındaki değişimlere göre seviyede anlık değişimler gözlenebilir.
- Sistemden okunan seviye bilgisi değişkeni pompa devri değiştirilerek kontrol edilir.
- Kullanım yerleri:

→ Temiz veya atık su depolama tankları vs.

5.7.4.8. LCC Bileşenlerinde İyileşmeler

$$\text{ÖBM} = M_{\text{iyim}} + M_{\text{m}} + M_{\text{e}} + M_{\text{i}} + M_{\text{çev}} + M_{\text{b}} + M_{\text{a}} + M_{\text{h}}$$

Ömür boyu maliyetler aşağıdaki elemanlardan oluşur:

M_{iyim}	:	İlk yatırım maliyetleri, satınalma fiyatı
M_{m}	:	Montaj ve işletmeye alma maliyeti
M_{e}	:	Enerji maliyeti
M_{i}	:	İşletme maliyeti (işçilik giderleri)
$M_{\text{çev}}$:	Çevre maliyeti
M_{b}	:	Bakım ve onarım maliyeti
M_{a}	:	Arıza maliyeti (üretim kaybı)
M_{h}	:	Yeniden işletmeye alma / hurdaya çıkarma maliyeti

Hız kontrollü çözümler yukarıda bahsedilen faydalarından dolayı ÖBM bileşenlerinde gider azalması ve dolayısıyla da tasarrufa sebep olacaktır.

5.7.5. Inteligent Pump Control - Daha Çok Enerji Tasarrufu İçin Özel Fonksiyonlar

FC sistemleri, normalde direk oranlı frekans-voltaj ilişkisi temeline dayalı bir şekilde çalışmaktadırlar. Bu, motorun frekans/devir sayısının %10 artmasının, voltajı %10 arttırdığı anlamına gelmektedir. Özel tip FC leri “Flux/Akı Optimizasyonu” olarak adlandırılan bir

otomatik fonksiyona sahip olup, bu sayede frekans-voltaj ilişkisini uyarlama vasıtasıyla voltaj kademelerini optimize etmektedir. Bu fonksiyon %5' e kadar olan ek bir enerji tasarrufu sağlamaktadır. Bunun haricinde, ihtiyaç olmadığı durumlarda kendi soğutma vantilatörlerini kapatma imkanına sahiptirler. Bu da düşük bile olsa yeniden bir enerji tasarrufu sağlayarak FC' nün tek hareketli parçasının kullanım ömrünü uzatmaktadır.

→ Enerji verimliliğine dönük genel pompa uygulamalarına özel fonksiyonlar.

↳ Çoklu Pompa Kontrolü (Multi-Pump Control)

↳ Geleneksel Pompa Kontrolü

↳ Multi Pump- Auto Algoritması

↳ Multi Pump- Sync Algoritması

↳ Multi Pump-Referans Sync. Algoritması

↳ Akıllı Seviye Kontrolü (Level Control)

↳ Akıllı Uyku Modu (Sleep Boost)

↳ Pompa önceliği (Pump Priority)

→ Prosesteki flowmetre ve kontrolcü gibi donanımların yerine geçen fonksiyonlar.

↳ Debi Hesaplama (Flow Calculation)

↳ Uyarlanabilir Programlama (Adaptive Programming)

→ Atık Su Tesisleri için geliştirilen özellikler.

↳ Sıkışma Önleme (Anti-Jam)

↳ Tank Çeperlerinde tortu oluşumunu engelleme (Prevention of Tank Wall Sedimentation)

↳ Tank tabanı ve boru hattındaki tıkanıklıkları engelleme (Flush Effect)

5.7.6. Küçük FC'lerin Pompa Uygulamalarında Gider Tasarrufları

Aşağıda, direk bağlanmış ve FC kontrolü altında bulunan pompa sistemleri arasındaki yatırım masraflarının kabaca hesaplamalarının karşılaştırılmasını göreceksiniz:

Alternatif 1. Direkt olarak bağlanmış olan pompa (DOL – Direct Online)

Pompa ve Motor (3 kW)	1000 Euro
Kurulum	1000 Euro
DOL toplam maliyeti	2000 Euro
15 yıl üzerinden enerji tüketimi	
DOL ile yapılan tüketim	394.200 kWh
DOL ile enerji masrafı (9 cent/kWh)	35.478 Euro

Alternatif 2. VFD ile olan çözüm

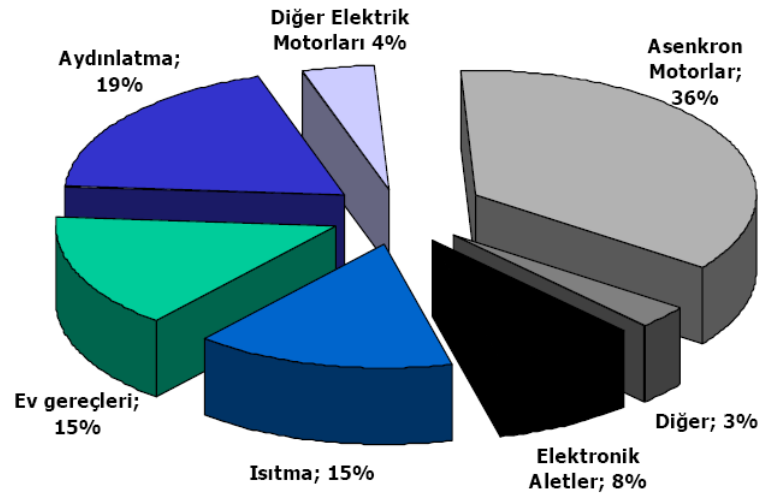
Pompa ve Motor (3 kW)	1000 Euro
VFD	800 Euro
Kurulum	1200 Euro
VFD ile toplam maliyeti	3000 Euro
15 yıl üzerinden enerji tüketimi(%30 oranında tahmin edilen enerji tasarrufu)	
VFD ile yapılan tüketim	275.940 kWh
VFD ile enerji masrafı (9 cent/kWh)	24.834 Euro
15 yıl üzerinden enerji tasarrufu:	118.260 kWh
15 yıl üzerinden enerji masraf tasarrufu:	10.643 Euro
1 yıl için enerji masraf tasarrufu:	709 Euro

5.8. Yüksek Verimli Elektrik Motor Kullanımının Pompa Sistemi Verimi Üzerine Etkileri

Uluslararası Elektrik Üreticileri Birliği (NEMA – National Electric Manufacturers Association), elektrik motorları da dahil olmak üzere pek çok elektrikli ürün için standartlar oluşturur. NEMA asıl olarak Kuzey Amerika’ da kullanılan motorlara yöneliktir. Standartlar, genel endüstri uygulamalarını kapsamakta ve elektrik üreticileri tarafından da desteklenmektedir.

Uluslararası Elektroteknik Komisyonu (IEC - The International Electrotechnical Commission), dünyadaki pek çok ülkede kullanılan elektrik motorları için standartlar oluşturur. IEC 60034 standardı, katılımcı IEC ülkeleri tarafından geliştirilmiş, tavsiye edilen elektrikselse uygulamaları içerir. (<http://www.cemep.org/>)

5.8.1. Talep Tarafında Elektrik Kullanımı

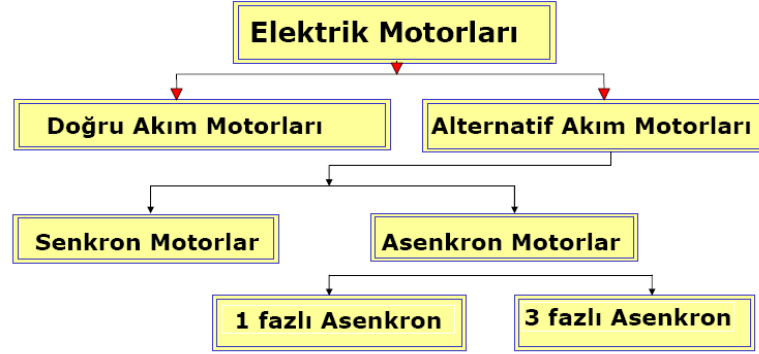


Şekil 5.49 Üretilen elektriğin tüketim alanları

Türkiye’ de toplam net elektrik tüketiminin yaklaşık %36’ sı sanayide ve bu elektrik tüketiminin de yaklaşık %70’ i üç fazlı AC indüksiyon elektrik motor sistemlerinde kullanılıyor.

Enerji Verimliliği’ nin artırılması ile tasarruf edilen enerji en ucuz kaynak ise, elektrik motor sistemlerinde verimliliğin artırılması ile elde edilecek kaynak 2 Keban santrali üretimine eşdeğerdir.

5.8.2. Motorların Sınıflandırılması



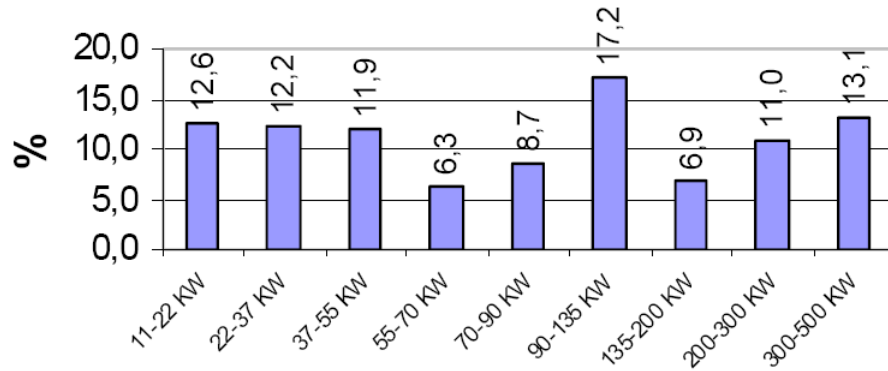
Şekil 5.50 Elektrik motorlarının sınıflandırılması

5.8.3. 3 Fazlı Asenkron Motorlar

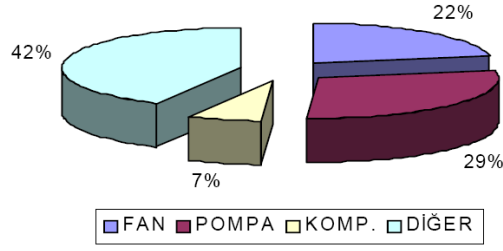
Türkiye’ de elektrik motorlarında kullanılan enerjinin % 90’ ı bu motorlarda harcanıyor. Sanayide en yaygın kullanılan motorlardır.

Avantajları :

- Tasarımları basittir
- Ucuzdur
- Güç/Ağırlık oranları yüksektir
- Bakımları kolaydır
- AC Güç kaynağına doğrudan bağlanırlar



Şekil 5.51 Sanayide kullanılan elektrik motorlarının güç dağılımları



Şekil 5.52 Sanayide kullanılan elektrik motorlarının kullanım yerleri

5.8.4. Motor Verimi

Genel olarak söylemek gerekirse elektrik motorları son derece verimlidirler. Motor ebadına bağlı olarak bazı motorların mile aktarılan güç verimleri %80 – 93 arasında iken, daha büyük motorlarda bu oran daha da yüksektir. Elektrik motorlarındaki enerji kaybı iki şekilde gerçekleşir: Yüke bağlı kayıplar ve yükten bağımsız kayıplar. (<http://www.nema.org/>)

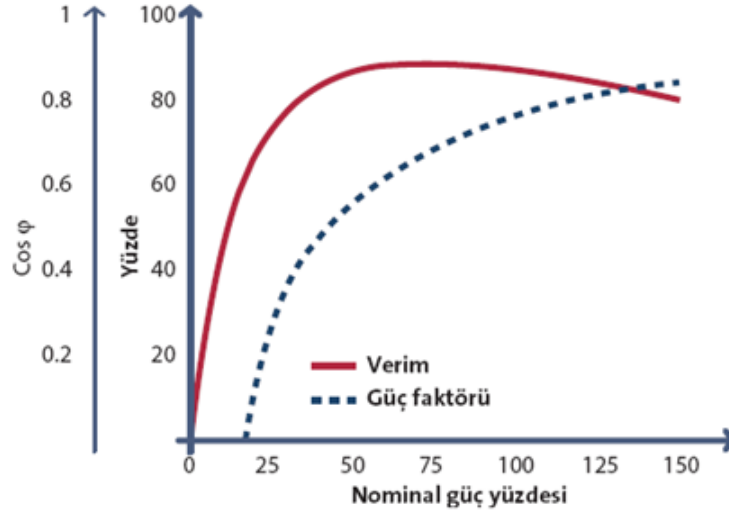
Yüke bağlı kayıplar akımın karesi ile orantılıdır ve:

- Stator sargılarındaki kayıpları (bakır kayıpları)
- Rotor kayıplarını (kayma kayıpları)
- Dağılma kayıplarını (motorun farklı bölgelerinde) kapsar.

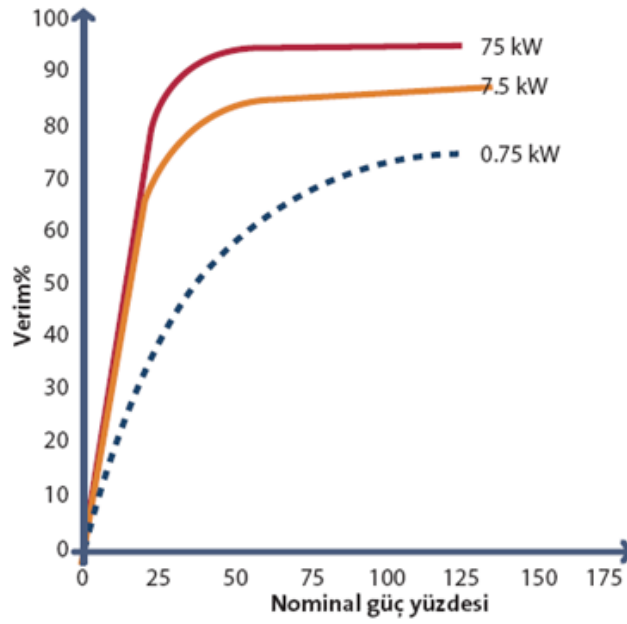
Motordaki yükten bağımsız kayıplar ise:

- Demir kayıplarını (çekirdek kayıpları)
- Mekanik kayıpları (sürtünme kayıpları) ifade eder.

Verimlerine göre motorlar farklı kategorilerde sınıflandırılmıştır.



Şekil 5.53 Verime karşı yük, güç faktörüne karşı yük (şematik çizim)



Şekil 5.54 Farklı motor ebatları için verim ve nominal yük arasındaki ilişki (şematik çizim)

Uzun süre aşırı yükte çalıştırıldığında motorlar arızalanabildiği için çoğu motor kasıtlı olarak büyük seçilir ve tam yük kapasitelerinin sadece %75 ila %80' inde çalışır. Bu seviyedeki yükte, motor verimi ve güç faktörü oldukça yüksek kalır. Ancak eğer motor %25' den daha az yükte yüklenirse, verim ve güç faktörü düşer.

Motor verimi, nominal yükün belli bir yüzdesinin altında hızla azalmaya başlar. Dolayısıyla motorun nominal kapasitesinden çok düşük seviyelerde çalıştırılmasından kaynaklanacak

kayıpların en aza indirilebilmesi için motorun ebatlarını iyi belirlemek önemlidir. Genel uygulama, pompanın güç ihtiyacını karşılayacak bir motor seçmektir.

5.8.5. Yüksek Verimli Motorlar

Üretilen toplam elektriğin yaklaşık yarısı, sanayi sektöründe kullanılan elektriğin ise yaklaşık üçte ikisi motorlar tarafından tüketilmektedir. Bu da sanayide yüksek verimli motor kullanımının enerji maliyetinin düşürülmesinde ne kadar önemli olduğunu gösterir. Yüksek verimli motorların kullanımı aynı zamanda sera gazları salınımında ciddi azalmalara sebep olmakta, ve enerjide dışa bağımlılığın azaltılmasına katkı yapmaktadır.

Tipik bir motorun satın alma maliyeti, o motorun toplam maliyetinin %2' sinden bile azdır. Enerji maliyeti ise toplam maliyetin %98' i olabilmektedir. Yani tipik bir motor ortalama 20 yıl olan çalışma ömrü boyunca satın alma maliyetinin 50 katından fazlasını tükettiği enerjinin maliyeti olarak ödetir. Başka bir deyişle, bir motorun bir kaç ayda tükettiği enerjinin maliyeti, o motorun satın alma maliyetine eşdeğerdir. Ortalama bir motor, satınalma maliyetine eşdeğer enerjiyi 2 ayda tüketmektedir. Hatta 5000 TL' ye satın alınan bir motorun çalışma ömrü boyunca tükettiği enerjinin maliyeti 500,000 TL' yi geçebilir. Ancak fabrika yöneticilerinin büyük çoğunluğu bunun farkında değildir ve motor alırken standart ve yüksek verimli motorların ilk maliyetindeki az bir farka (genellikle %10 – %25 arası) tamah edip ileride bunun kat kat fazlasını ilave enerji maliyeti olarak ödemektedirler. Bozulan eski motorları da ucuz olduğu için tekrar tekrar sardırırmaktadırlar. Halbuki tekrar sardırılan eski motorların zaten düşük olan verimleri daha da düşebilmekte (her tamirde %0.5 kadar), ve tamirle sağlanan maliyet tasarrufu artan enerji tüketimi ile kısa sürede yok olabilmektedir. Eskisinin yerine alınacak olan yüksek verimli yeni bir motor ise ilave maliyetini tasarruf ettiği enerjiden kısa sürede ödeyecek, çalışma ömrü boyunca da enerji ve maliyet tasarrufu sağlamaya devam edecektir.

Tüm dünyada olduğu gibi Türkiye' de de sanayide motorların bakımı, tamiri, ve yenilerinin satın alımından sorumlu kişilerin motor verimliliği ve motorların tükettiği enerjinin maliyetinin boyutu ile ilgili bilinç düzeyleri son derece düşüktür. İlgili personelin motor verimliliği ile ilgili bilinç düzeyi acilen yükseltilmeli, ve verimliliğin karar mekanizmasında önemli bir kriter konumuna yükseltilmesi sağlanmalıdır.

Verimlilik konusunda ön plana çıkmayan standart motorlar EEF3 sınıfında, verimlilikleri arttırılmış olanlar EFF2 sınıfında, ve verimlilik açısından birinci sınıf olan en yüksek verimli motorlar ise EFF1 sınıfında yer almaktadırlar. Bazı çok uluslu firmaların karar vericileri bu

gerçeği tüm netliğiyle anlamışlar ve arızalanan standart motorları en yüksek verimli olanları ile (EFF1 sınıfı) değiştirme kararı alıp bu kararı uygulamaya koymuşlardır. Sanayideki enerji fiyatlarının düşüklüğüne rağmen, yüksek verimli motorların ilave maliyeti kendisini genellikle 12 ay içinde amorti etmektedir. Enerji bilinci yüksek olan bu firmalar, yeni kurulan sistemlerde de yüksek verimli motorların kullanılmış olmasına dikkat etmektedirler.

Bir örnek vermek gerekirse, 15 kW gücündeki standart bir motorun verimi %88 civarındadır. Ama aynı güçteki yüksek verimli bir motorun verimi %91'e çıkmakta, ve en yüksek verimli motorlarda bu değer %93'e ulaşmaktadır. Yani standart motorlar tükettikleri elektrik enerjisinin %12'sini ısıya dönüştürüp atık ısı olarak çevreye yayarken, en yüksek (premium) verimli motorlar bu %12'lik dilimin %5'lik kısmını kullanılabilir mekanik güce çevirip sadece %7'lik kısmı atık ısıya dönüştürmektedir. Düşük atık ısı oranı motorun daha serin çalışmasını sağlayıp ömrünü uzatmakta ve motorun aşırı yüklenme ve anormal işletme şartlarına daha iyi direnç gösterip elektrik akımı ve voltajındaki kalitesizliklere daha toleranslı olmasını sağlamaktadır.

Ortalama %75 yük faktörü ile yılda 6000 saat çalışan 20, 15 kW'lık bir motorun %88.3 verimli standart olanı yerine verimi %93.0 olan yüksek verimli olanının seçilmesi yılda 4102 kWh elektrik enerjisinin tasarrufunu netice verecektir. Türkiye'de her kWh elektrik üretiminde ortalama 0.60 kg CO salındığı dikkate alınır, yüksek verimli motor yılda yaklaşık 2.5 ton sera gazının atmosfere girmesini önleyecektir. Enerji tasarrufu ve çevre katkısına ek olarak yüksek verimli motorlar daha yüksek güvenilirlikleri (ve dolayısıyla daha az arızalanıp üretim kaybına daha az sebep olmaları) ve daha düşük bakım masrafları ile de işletme maliyetlerini düşürürler. Verimsiz motorların arızalandıklarında tamir edilerek ve sargılarının yenilenerek ömürlerinin süresiz olarak uzatılması yerine yüksek verimli yenileri ile değiştirilmesi pratiğinin artık yerleşmesi gerekmektedir. Bunun başarılması, sanayide davranış değişikliğinde bir devrim niteliğinde olacaktır.

Motorların büyük kısmı çalıştıracakları aletler ile beraber paketlenmekte ve müşteriler yeni aldıkları bir üründe nasıl bir motor kullanıldığını pek sorgulamamaktadır. Bu da motorlarda rekabetçi ortam içinde doğal olarak verimlilik yerine motorun ilk maliyetinin ön plana çıkmasına ve fiyatı genellikle %10 ila %25 arası daha ucuz olan standart motorların tercih edilmesine sebep olmaktadır. Bu alışılmış uygulamaya artık bir son verilmeli ve yeni motor alımında veya motor tahrikli yeni sistemlerin üretiminde sadece yüksek verimli motorlar dikkate alınmalıdır. Arızalanan standart verimli bir motor tamir edileceği veya tekrar sarılacağı zaman da yüksek verimli motorlar göz önünde bulundurulmalıdır. Hala iş gören

eski ama düşük verimli motorlar yenileri ile değiştirileceği durumlar da yüksek verimli motorları hatırlanması gereken zamanlardır. Eğer mevcut motor daha evvel tekrar sarılmışsa veya aşırı büyük ise ve dolayısıyla düşük yükte kullanılıyorsa bu daha da böyledir. (<http://www.nema.org/>)

Çizelge 5.1 Avrupa Elektrik Makinaları ve Güç Elektroniği İmalatçıları Komitesi (CEMEP)'e göre motor verim sınıfları

Çıkış Gücü (kW)	2 Kutuplu Motorlar (%)			4 Kutuplu Motorlar (%)		
	EFF1	EFF2	EFF3	EFF1	EFF2	EFF3
1,1	>= 82,8	>= 76,2	< 76,2	>= 83,8	>= 76,2	< 76,2
1,5	>= 84,1	>= 78,5	< 78,5	>= 85,0	>= 78,5	< 78,5
2,2	>= 85,6	>= 81,0	< 81,0	>= 86,4	>= 81,0	< 81,0
3	>= 86,7	>= 82,6	< 82,6	>= 87,4	>= 82,6	< 82,6
4	>= 87,6	>= 84,2	< 84,2	>= 88,3	>= 84,2	< 84,2
5,5	>= 88,6	>= 85,7	< 85,7	>= 89,2	>= 85,7	< 85,7
7,5	>= 89,5	>= 87,0	< 87,0	>= 90,1	>= 87,0	< 87,0
11	>= 90,5	>= 88,4	< 88,4	>= 91,0	>= 88,4	< 88,4
15	>= 91,3	>= 89,4	< 89,4	>= 91,8	>= 89,4	< 89,4
18,5	>= 91,8	>= 90,0	< 90,0	>= 92,2	>= 90,0	< 90,0
22	>= 92,2	>= 90,5	< 90,5	>= 92,6	>= 90,5	< 90,5
30	>= 92,9	>= 91,4	< 91,4	>= 93,2	>= 91,4	< 91,4
37	>= 93,3	>= 92,0	< 92,0	>= 93,6	>= 92,0	< 92,0
45	>= 93,7	>= 92,5	< 92,5	>= 93,9	>= 92,5	< 92,5
55	>= 94,0	>= 93,0	< 93,0	>= 94,2	>= 93,0	< 93,0
75	>= 94,6	>= 93,6	< 93,6	>= 94,7	>= 93,6	< 93,6
90	>= 95,0	>= 93,9	< 93,9	>= 95,0	>= 93,9	< 93,9

Çizelge 5.2 CEMEP ile gönüllü anlaşma yapan ve yapmayan AB ülkelerinde ve Türk sanayisinde verim sınıflarına göre motor kullanımları

	CEMEP	CEMEP DIŞI	TÜRKİYE
EFF1	%7	%6	%7
EFF2	%85	%66	%28
EFF3	%8	%28	%65

Çizelge 5.3 Yeni verim sınıfı isimlendirmelerinin karşılıkları

IEC 60034-30		50 Hz	60 Hz
IE1	Standart	Yeni test prosedürlerinde EFF2 ile uyumlu	Güney Amerika standartlarıyla uyumlu
IE2	Yüksek Verimli	Yeni test prosedürlerinde EFF1 ile uyumlu	NEMA Energy Efficiency/EPACT
IE3	Premium	IE2'den %10-15 daha düşük kayıp	NEMA PREMIUM Efficiency
IE4	Super- Premium	IE3'den %10 daha düşük kayıp	IE4/50 Hz ile uyumlu

Örnek 5.1

75 kW' lık 1500 dev/dak' da çalışan eski bir motor, yine aynı devirde çalışan yeni bir yükseltilmiş verimli (EFF2) standart motor ile veya yüksek verimli (EFF1) motor ile değiştirilecektir. Mevcut motor %75 yük faktörü ile yılda 6000 saat çalışmaktadır. Standart motorun verimi %93.6, yüksek verimli motorun verimi is %94.8' tir. Eğer standart ve yüksek verimli motorların KDV dahil fiyatları sırasıyla 4210 ve 5240 TL ve elektriğin birim maliyeti 0.12 TL/kWh ise, yüksek verimli motorun sağlayacağı yıllık enerji ve maliyet tasarrufunu ve ilave maliyetin basit geri ödeme süresini hesaplayalım.

Bu ve benzeri hesaplar aşağıdaki formülleri kullanarak kolayca yapılabilir:

$$\begin{aligned} \text{Enerji Tasarrufu} &= kW \times \text{Yük faktörü} \times \text{işletme saati} \times (1/\text{std} - 1/\text{ver}) & (5.13) \\ &= 75 \times 0.75 \times 6000 \times (1/0.936 - 1/0.948) = \mathbf{4564 \text{ kWh/yıl}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Maliyet Tasarrufu} &= \text{Enerji tasarrufu} \times \text{Enerji fiyat} & (5.14) \\ &= (4564 \text{ kWh/yıl})(0.12 \text{ TL/kWh}) = \mathbf{548 \text{ TL/yıl}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Geri Ödeme Süresi} &= (\text{Yatırım maliyeti})/(\text{Enerji maliyet tasarrufu}) & (5.15) \\ &= (5240 - 4210)/548 = 1.9 \text{ yıl} = \mathbf{23 \text{ ay}} \end{aligned}$$

Yani verim farkı sadece %1.2 olan yüksek verimli motor 1030 TL' lik maliyet farkını ilk iki yılda tasarruf ettiği enerjiden ödeyecek, ve sonra da işletmeye her yıl 548 TL tasarruf ettirmeye devam edecektir. Enerji fiyatları arttıkça da yıllık tasarruf edilen miktar artacaktır.

Ayrıca, yüksek verimli motor yılda 2740 kg CO' nun atmosfere salımını engelleyerek sera etkisini azaltıcı etki yapacaktır.

Standart motorun 20 yıllık ömrü boyunca tüketeceği enerjinin toplam maliyeti ise :

$$\begin{aligned} \text{Toplam Enerji Maliyeti} &= (\text{kW} \times \text{Yük faktörü} \times \text{işletme saati/ std}) \times \text{Enerji fiyatı} \quad (5.16) \\ &= (75 \times 0.75 \times 6000/0.936) \times 0.12 = \mathbf{43,270 \text{ TL/yıl}} \end{aligned}$$

Görüldüğü gibi fiyatı 4210 TL olan bu motor, yılda alış maliyetininin 10 katından fazla enerji kullanmaktadır. 75 kW güç gurubundaki bir motorun ortalama ömrü 25 yıl civarındadır ve bu motorun çalışma ömrü boyuca tükettiği enerjinin maliyeti bir milyon TL' nin üzerinde olacaktır.

Motor verimindeki küçük farklar bile ciddi enerji ve maliyet tasarrufuna sebep olabilir, ve yatırımın hızla geri dönmesini sağlayabilir. Eğer çalışmaya devam eden eski motorun verimi %90 ise ve yılda sadece 3000 saat çalışıyor ise, benzer bir hesapla kolayca gösterilebilir ki bu motor yüksek verimli motor ile değiştirilmesi durumunda 5240 TL 'lik maliyetini 11 ayda tasarruf ettiği enerjiden geri ödeyecektir.

Motor verimi için verilen nümerik değerler standart (EFF3 grubu) motorlar için en yüksek, yüksek verimli (EFF1 grubu) motorlar için de en düşük değerlerdir. Spesifik verim değerleri firmadan firmaya değişir.

Kabuller: Yük faktörü 1.0; yıllık kullanım süresi 6000 saat; elektrik birim fiyatı 0.12 TL/kWh

5.8.6. Motorlarda Enerji Tasarrufunu Daha da Arttırmak İçin Neler Yapmalı?

- İşletmedeki tüm motorların envanteri çıkartılmalı ve her bir motorun kullanım ve etiket bilgilerini (anma gücü, devir, verim, vs) ve yıllık çalışma saatlerini içeren bir liste hazırlanmalıdır. İlgi, gücü 18,5 kW' dan büyük olan ve yılda 2000 saatten fazla kullanılan standart verimli motorlar üzerine yoğunlaşmalıdır. Servisteki motorların voltaj ve amperi ölçülmelidir.
- Ekonomik ve enerji verimliliğini arttırıcı sonuçlara ulaşmak için bir motor tamir/değişim politikası hazırlanmalıdır ve motorlar en uygun uygulama için etiketlenmelidir. Mesela, derhal veya arızalanınca yüksek verimli bir motor ile değiştirin, arızalanınca şu spesifikasyonlarla sarıma gönderin gibi.
- Motorlar yüke uyumlu olarak seçilmeli ve aşırı ihtiyatlı davranıp gereğinden büyük motor seçme alışkanlığından vazgeçilmelidir. Böylelikle motorların etiketlerinde

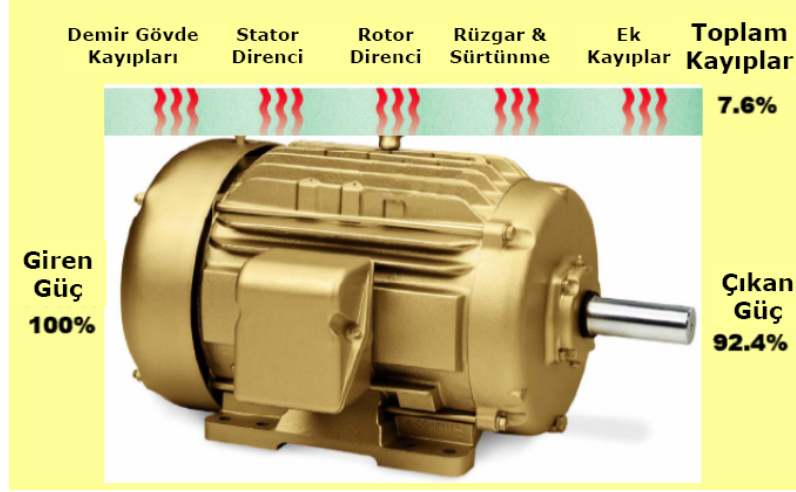
yazılı anma güçlerine göre düşük güçte ve dolayısı ile düşük verimde çalışmaları önlenmelidir. Motorlarda yük arttıkça verimi de artar ve genellikle %75 yükte motor verimi azami seviyeye ulaşır. Düşük yüklerde tüketilen elektrik enerjisi mekanik güç yerine artan oranda ısıya çevrilir ve motorlarda aşırı ısınmadan doğan arıza riskini arttırıp motorun ömrünü kısaltır.

- Değişken hızlı sürücü (DHS) sistemleri – invertörlü veya değişken frekanslı sürücü sistemleri olarak da bilinir alternatif akımın frekansını ve dolayısı ile motorun dönüş hızını değiştirerek motorun gereğinden fazla yük çekmesini önler. Bu da aynı işin çok daha az enerji kullanarak yapılmasını mümkün kılar. Motorlara DHS sistemi ilavesi ile %50' ye varan enerji tasarrufu sağlanabilir. Yani aynı iş için motorun tükettiği elektrik enerjisi yarı yarıya azaltılabilir. DHS sistemi ile techiz edilmiş motorların maliyeti elbette daha yüksektir. Ancak doğru seçilmiş uygulamalarda – pompa ve kompresörler gibi – DHS sistemleri maliyetlerini genellikle iki yıl veya daha az bir süre içinde tasarruf ettikleri enerjiden öderler. Bazı analizlere göre motor sistemlerinde enerji tasarruf potansiyelinin sadece %10 kadarlık kısmı verim artışıyla sağlanabilir. Geriye kalan %90' lık kısım ancak motorların DHS sistemleriyle techiz edilmesiyle gerçekleştirilebilir.
- Motor gücünün direk bağlantı yerine indirekt olarak düz kayış veya standart V-kayışları ile iletildiği sistemlerde kayış kayması ve sürtünmeden dolayı %2 ile %8 arasında kayıplar oluşur. Bu kayıplar ve ortaya çıkan kayış ısınması standart kayışların tırtıllı yüksek verimli V-kayışları ile değiştirilmesiyle önlenabilir.

5.8.7. Yüksek Verimli Motorların Tasarımları

- Sargıda %20 –60 daha fazla bakır
- Gövdede %35 daha fazla çelik-Daha ince çelik laminentler
- Yüksek kalitede elektriksel çelik
- Daha verimli rotor tasarımı
- Düşürülmüş sargı ve sürtünme kayıplarına ek kayıplar
- Daha uzun gövdeden dolayı düşürülmüş direnç (I2R) kayıpları
- Rotor ve stator arasında optimum hava boşluğu
- Daha az mekanik tolerans

5.8.8. Motor Verimini Etkileyen Faktörler



Şekil 5.55 Elektrik motorlarında oluşan kayıplar (<http://www.nema.org/>)

5.8.9. Elektrik Motor Sistemlerinde Enerji Verimliliği Odakları

- Motor kontrol sistemleri (Değişken Hız Sürücüleri)
- Güçkalitesi
- Motor seçimi
- Güç iletim sistemleri
- Ekipmanlar (Fanlar, pompalar, kompresörler, vs)
- Sistem ve tasarım
- Proses tipi
- Bakım

5.8.9.1. Güç Kalitesi (Gerilim Dengesizliği)

Gerilim dengesizliği motor verimliliğini kötü etkilediği gibi vibrasyon ve mekanik vuruntular yaratacağı için motor ömrünü de kısaltır.

Çizelge 5.4 Gerilim dengesizliğinin motor verimine etkileri (<http://www.nema.org/>)

Motor Yüğü (%)	Gerilim Dengesizliği		
	Nominal	%1	%2,5
100	%94,4	%94,4	%93,0
75	%95,2	%95,1	%93,9
50	%96,1	%95,5	%94,1

5.8.9.2. Güç Kalitesi (Gerilim Dalgalanmaları)

Motorlar, işaret plakasındaki gerilimin %10' undan daha farklı bir gerilimde çalıştırılmamalıdır. Yüksek gerilimler motor sıcaklığını, hızı ve titreşimi olumsuz yönde etkiler. Düşük gerilimler ise, yol verme sırasında motorun aşırı yüklenmesine sebep olabilir.

Çizelge 5.5 Gerilim dalgalanmalarının motor verimine etkileri

Çalışma Karakteristiği	Gerilim Değişiminin Etkisi		
	%90 Gerilimde	%110 Gerilimde	%120 Gerilimde
Standart motor verimi			
Tam yükte	%0,5-1 artar	%1-4 azalır	%7-10 azalır
¾ yükte	%1-2 azalır	%2-5 azalır	%6-12 azalır
½ yükte	%2-4 artar	%4-7 azalır	%14-18 azalır

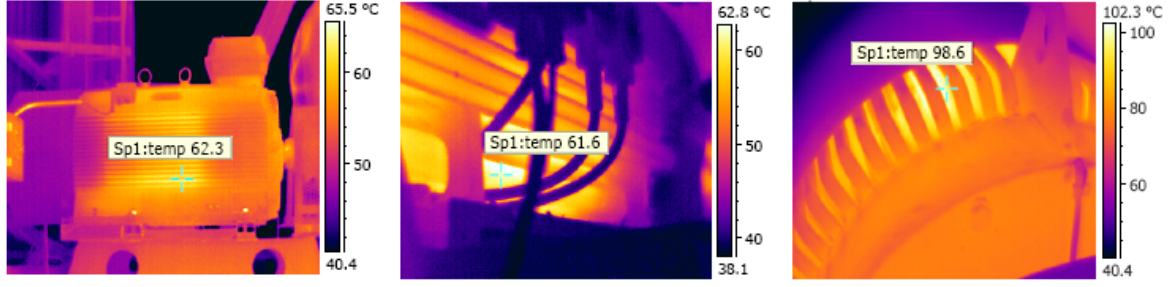
5.8.9.3. Motor Seçimi

Motorlar yüke uyumlu olarak seçilmeli ve aşırı ihtiyatlı davranıp gereğinden büyük motor seçme alışkanlığından vazgeçilmelidir. Böylelikle motorların plakalarında yazılı anma güçlerine göre düşük güçte ve dolayısı ile düşük verimde çalışmaları önlenmelidir.

Motorlarda genellikle %75 yükte motor verimi azami seviyeye ulaşır.

Düşük yüklerde tüketilen elektrik enerjisi mekanik güç yerine artan oranda ısıya çevrilir ve motorlarda aşırı ısınmadan doğan arıza riskini arttırıp motorun ömrünü kısaltır.

5.8.9.4. Motorlarda Isınma



Baca Fanı Motoru (Yüksek Verimli Motor – EFF1)
P = 360 kW
n = 743 d/dk (479 d/dk)

Kömür Değirmeni Filtre Fan Motoru (Verimi İyileştirilmiş Motor – EFF2)
P = 380 kW – EFF2)

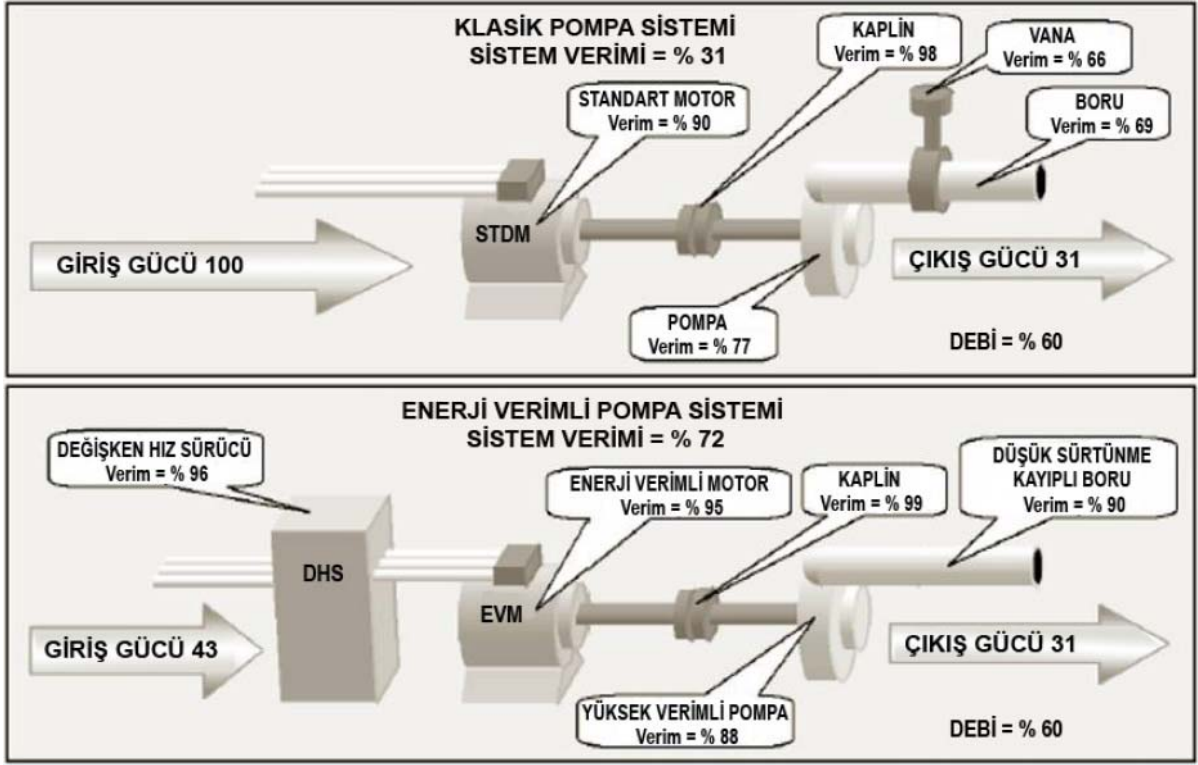
Baca Fanı (2) Motoru (Düşük Verimli Motor – EFF3)
P = 300 kW
n = 592 d/dk

Şekil 5.56 Farklı verim sınıflarındaki motorlarda ısınma farklılıkları

Güçleri biri birine yakın motorlar seçilmeye çalışılmıştır. EFF3'ün bariz sıcaklık farkı vardır.

5.8.9.5. Güç İletim Sistemleri

Motor gücünün direkt bağlantı yerine indirekt olarak düz kayış veya standart V-kayışları ile iletildiği sistemlerde kayış kayması ve sürtünmeden dolayı %2 ila %8 arasında kayıplar oluşur. Bu kayıplar ve ortaya çıkan kayış ısınması standart kayışların tırtıllı yüksek verimli V-kayışları ile değiştirilmesiyle önlenabilir.



Şekil 5.57 Klasik pompa sistemi ile enerji verimli pompa sistemi arasındaki farklılıklar

5.8.9.6. Motor Bakımı

Ekonomik ve enerji verimliliğini arttırıcı sonuçlara ulaşmak için bir motor bakım politikası hazırlanmalıdır. Motorlar, “derhal veya arızalanınca yüksek verimli bir motor ile değiştirin, arızalanınca şu özelliklerde sarıma gönderin vb” şeklinde etiketlenmelidir. Motorların bakımı için ehli kişilere yaptırılmalıdır. Unutulmamalıdır ki yeniden sarılan bir motorun verimi her yeni sarımda % 0.05 azalacaktır.

5.8.9.7. Motor İhtiyacımızı Nasıl Belirlemeliyiz?

Motor ihtiyaçlarımızı uygun belirlersek, hem enerji tasarrufu sağlar hem de arıza riskini azaltırız.

Motor ihtiyacının belirlenmesinde dikkat edilecek hususlar:

- Yük momentinin sabit, değişken, şok ve şok değişken olma durumları
- Aşırı yüklenme durumlarına göre uygun emniyet (servis) faktörü
- Motorun yapısına bağlı olarak uygun yol verici düzeneği

- Çalışma süresinin sürekliliği
- Mekanik yükün tip ve özelliklerini tespit edin.
- Tespit edilen mekanik yük tip ve özelliklerine göre motor şaft gücünü belirleyin.
- Motor sınıfının ve karakteristiğinin seçimini yapın.
- Üretici kataloglarından ihtiyacınızı karşılayacak uygun motoru seçin.
- Seçilen motorun ekonomik analizini yapın.
 - Motor gücünün küçük seçilmesi halinde, aşırı ısınma, kaymanın artması, devrin düşmesi ile işin kapasitesi ve iş verimi düşer.
 - Motor gücünün yüksek seçilmesi halinde, kuruluş ve işletme masrafları artar, motor verimi ve güç kat sayısı düşeceğinden enerji giderleri gereksiz yere artar.
 - Motor koruma türünün uygun seçilmemesi halinde, tozlu ortamlarda sargılarda ve biyeler üzerinde biriken toz, sulu ortamlarda ise rulmanların paslanması ve sargıların yalıtım özelliğini yitirmesi motorun yanmasına sebep olur.
 - Soğutma türünün uygun seçilmemesi halinde, yeterli derecede soğutulmayan motor kısa sürede yanar.

5.8.9.8. Motorlarımızı Ne Zaman ve Nasıl Onarmalıyız ?

“Değiştir ” veya “Tamir Et” nasıl karar vermeliyiz?



Şekil 5.58 Motor gücü ve yıllık çalışma saatine bağlı olarak motorun değiştirilmesi veya tamir edilmesine karar verilmesi

Enerji Verimli Motor satın alınması veya standart motorun tamir edilmesinde karar aşamaları:

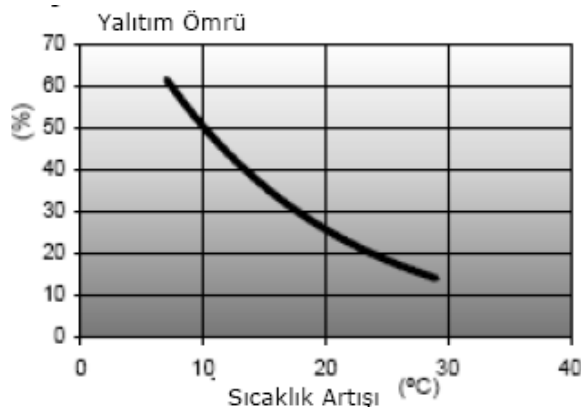
Verimlilik artışını hesaplayın,

Yeni motor ortalama maliyetini belirleyin,

Ortalama onarım maliyetini tespit edin. Yıllık tasarruf miktarını hesaplayın,

Geri ödeme süresini hesaplayın.

Motorda iyi soğutma yapılamadığı takdirde veya çalışma sıcaklığının kullanılan malzeme için kabul edilebilir sıcaklık seviyesinin üstüne çıkması halinde motor sargılarının yalıtımlarının ömrünün ve dolayısıyla motor ömrünün kısaldığı anlaşılır. Bkz. Şekil 5.59



Şekil 5.59 Sıcaklık artışına göre motor yalıtım ömrünün değişimi (<http://www.abb.com>)

5.9. Viskoz Sıvıların Pompalanmasının Santrifüj Pompa Verimine Etkileri

Viskoz sıvılar, yani sudan daha yüksek viskoziteye sahip sıvılar, santrifüj pompa performansını çeşitli şekilde etkilerler:

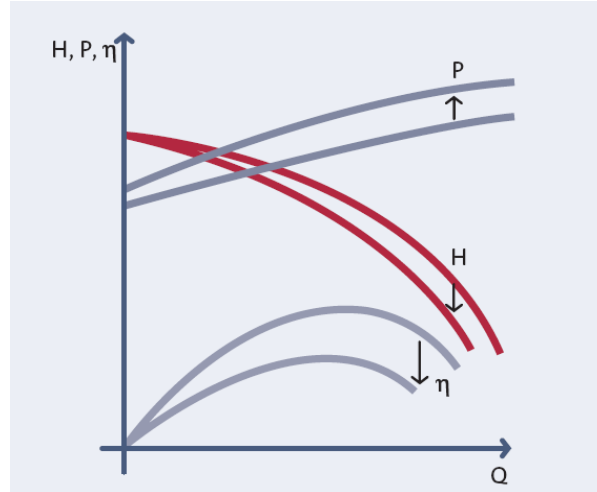
- Güç tüketimi artar, dolayısıyla aynı işlevi görebilmesi için daha büyük bir motor gerekebilir.
- Basma yüksekliği, debi ve pompa verimi düşer.

Şimdi bu konu ile ilgili bir örneğe göz atalım:

Bir soğutma sisteminde 0 °C nin altındaki bir sıvıyı pompalamak için bir pompa kullanılmaktadır. Sıvının donmasını önlemek için suya, propilen glikol gibi bir antifriz katkısı eklenmiştir. Pompalanan sıvıya glikol veya benzeri bir antifriz madde eklendiğinde bu sıvı sudan daha farklı özellikler kazanır. Sıvı aşağıdaki özelliklere sahip olacaktır:

- Daha düşük donma noktası, t_f [$^{\circ}\text{C}$]
- Daha düşük özgül ısı, c_p [$\text{kJ} / \text{kg.K}$]
- Daha düşük ısı iletkenliği, λ [$\text{W} / \text{m.K}$]
- Daha yüksek kaynama noktası, t_b [$^{\circ}\text{C}$]
- Daha yüksek genleşme katsayısı, β [$\text{m} / ^{\circ}\text{C}$]
- Daha yüksek yoğunluk, ρ [kg / m^3]
- Daha yüksek kinematik viskozite, ν [cSt]

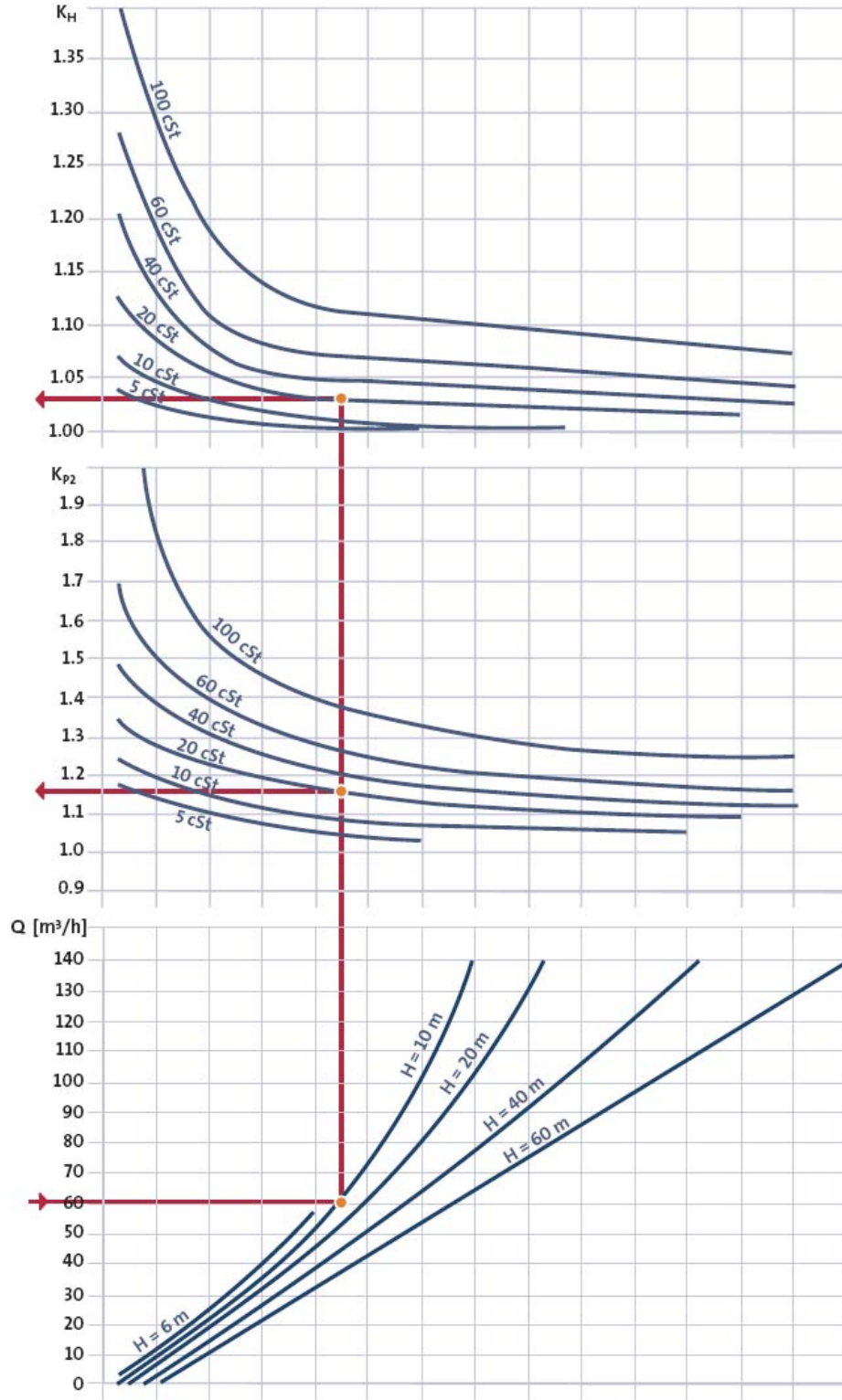
Bir pompa sistemi tasarlanırken ve pompa seçimi yapılırken bu değişiklikler mutlaka dikkate alınmalıdır. Daha önce belirtildiği gibi, yoğunluğun artması, daha büyük motor gücünü gerektirir ve viskozite arttıkça pompanın basma yüksekliği, debisi ve verimi düşerek daha büyük motor ihtiyacı doğurur. Bakınız Şekil 5.60



Şekil 5.61 Yüksek viskoziteli sıvıda basma yüksekliği, verim ve güç değişimi

5.9.1. Yüksek Viskoziteli Sıvılar Taşıyan Pompa İçin Pompa Eğrisi Düzeltmeleri

Pompalanan sıvının gerekli çalışma noktası, Q_s , H_s ve kinematik viskozite değerine dayanarak H ve P_2 için düzeltme faktörleri bulunabilir. Bakınız Şekil 5.62



Şekil 5.62 Farklı debi, basma yüksekliği ve viskozite değerlerinde basma yüksekliği ve güç tüketimi için düzeltme faktörünü tespit etmek mümkündür.

Şekil 5.62 şu şekilde okunur:

Şekilde k_H ve k_{P2} bulunduktan sonra, temiz su için karşılık gelen H_W ve düzeltilmiş gerçek mil gücü P_{2S} aşağıdaki formülle hesaplanabilir:

$$H_W = k_H \times H_s \quad (5.17)$$

$$P_{2S} = k_{P2} \times P_{2W} \times \left(\frac{\rho_s}{\rho_w} \right) \quad (5.18)$$

Formülde;

H_W : Pompalanan sıvının temiz su olması durumunda pompanın sağlayacağı basma yüksekliği

P_{2W} : Pompalanan sıvının su olduğu durumdaki çalışma noktasındaki (Q_s , H_W) mil gücü.

H_s : Pompalanan sıvı (katkılı) için istenen basma yüksekliği.

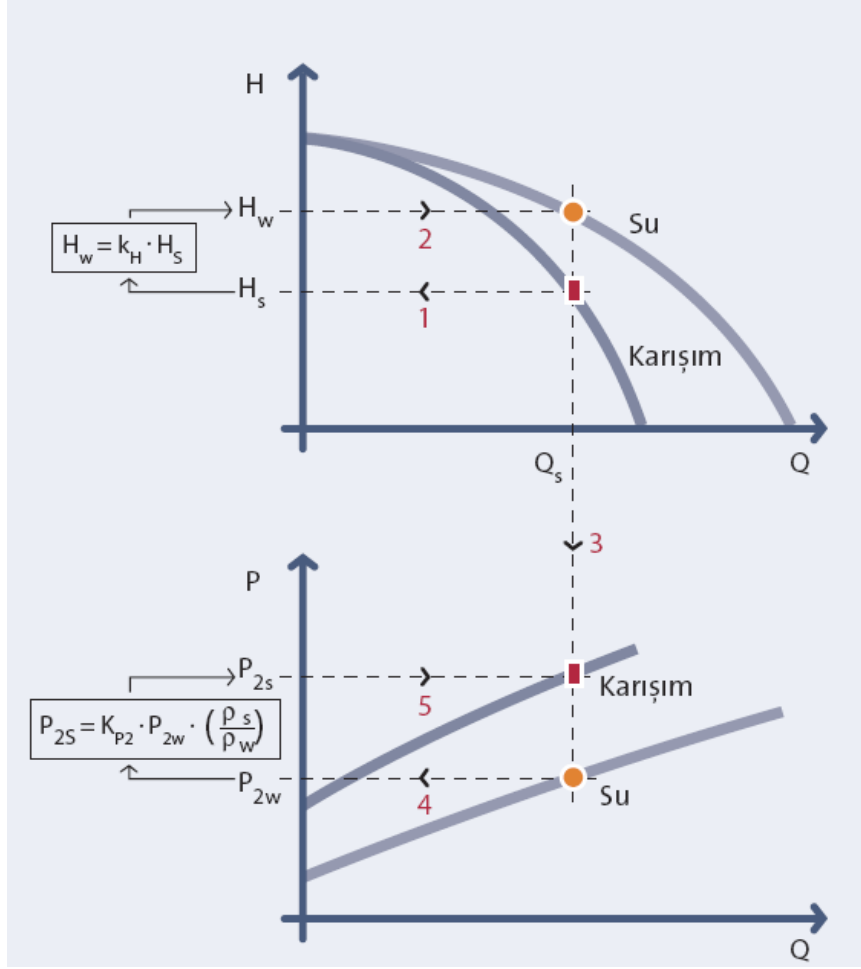
P_{2S} : Pompalanan sıvının su (katkılı) olduğu durumdaki çalışma noktasındaki (Q_s , H_s) mil gücü.

ρ_s : Pompalanan sıvının yoğunluğu

ρ_w : Suyun yoğunluğu 998 [kg/m³]

Pompa seçimi, su için gerekli olan normal teknik dökümanlara/eğrilere dayanır. Pompa, çalışma noktasının $Q, H = Q_s, H_W$ olduğu durumu kapsamlı ve motor da mil üstündeki P_{2S} gücünü karşılayacak kadar güçlü olmalıdır.

Şekil 5.63 pompa seçerken ve motorun izin verilen güç aralığında olup olmadığını test ederken nasıl ilerlemek gerektiği hakkında bilgi vermektedir. (Şen, 2003)



Şekil 5.63 Sistem için doğru pompayı seçerken pompa eğrisindeki düzeltme (Şen, 2003)

Pompa ve motor seçme prosedürü şu aşamaları kapsar :

- Düzeltilmiş basma yüksekliğinin hesaplanması H_w (H_s ve k_H ' a bağlı olarak) Bkz. Şekil 5.63 1-2
- Düzeltilmiş çalışma noktasında (Q_s, H_w) performans gösterebilecek bir pompanın seçilmesi
- Çalışma noktasında (Q_s, H_w) çekilen gücün okunması, Bkz. Şeki 5.63 3-4
- P_{2w} , k_{p2} , ρ_w ve ρ_s bağlı olarak gereken yeni mil gücünün (P_{2s}) hesaplanması, Bkz. Şekil 5.63 4-5
- Motorda $P_{2s} < P_{2max}$ durumunun varlığının kontrolü. Eğer bu şekildeyse motor kullanılabilir. Aksi takdirde daha güçlü bir motor seçilmelidir.

5.9.2. Hesaplama Örneği

Soğutma sistemindeki bir sirkülasyon pompası, $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklıkta ağırlıkça % 40 propilen glikol içeren bir sıvıyı pompalayacaktır. $Q_S = 60\text{ m}^3/\text{h}$, ve istenen basma yüksekliği de $H_S = 12\text{ metre}$ 'dir. İstenen çalışma noktası bilindiğine göre, çalışma noktasını kapsayacak şekilde su için QH karakteristiğini bulmak ve pompayı seçmek mümkündür. Gereken pompa tipini ve ebatını tespit ettikten sonra, pompanın bu pompa yükünü karşılayacak motora sahip olup olmadığını kontrol edebiliriz.

Sıvının kinematik viskozitesi 20 cSt ve yoğunluğu 1049 kg/m^3 tür. Şekil 5.64' de $Q_S = 60\text{ m}^3/\text{h}$, $H_S = 12\text{ m}$. ve $\nu = 20\text{ cSt}$ için geçerli olan düzeltme faktörleri gösterilmiştir.

$$k_H = 1.03$$

$$k_{P2} = 1.15$$

$$H_W = k_H \cdot H_S = 1.03 \times 12 = 12.4\text{ m.}$$

$$Q_S = 60\text{ m}^3/\text{h}$$

Pompa, $Q, H = 60\text{ m}^3/\text{h}$, 12.4 m . değerindeki çalışma noktasını karşılamalıdır. Gerekli pompa ebadı belirlendikten sonra, çalışma noktası için P_2 değeri bulunur, ki bu örnekte $P_{2W} = 2.9\text{ kW}$ Artık propilen glikol karışımı için gerekli motor gücünü hesaplamak mümkündür.

$$P_{2S} = k_{P2} \cdot P_{2W} \cdot \frac{\rho_s}{\rho_w} \quad (5.19)$$

$$P_{2S} = 1.15 \times 2.9 \times \frac{1049}{998} = 3.5\text{ kW}$$

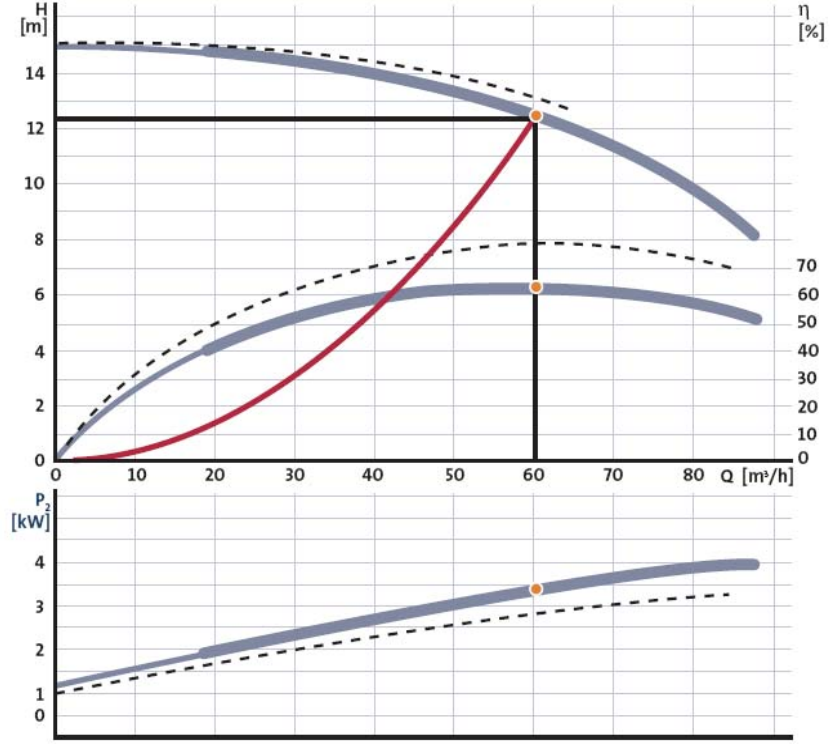
Hesaplama sonucunda, pompanın 4 kW 'lık bir motora, yani hesaplanan $P_{2S} = 3.5\text{ kW}$ 'ı karşılayacak mümkün olan en küçük ebada sahip olması gerektiği görülmektedir.

5.9.3. Yoğun ve Viskoz Sıvılar İçin Bilgisayar Destekli Pompa Seçimi

Bazı bilgisayar destekli pompa seçim araçları, sıvı yoğunluğu ve viskozitesi girişine bağlı olarak pompa performans eğrilerini düzenleyen bir özellik içermektedir. Şekil 5.64' de az önce incelenen örnekten alınan performans eğrileri gösterilmiştir.

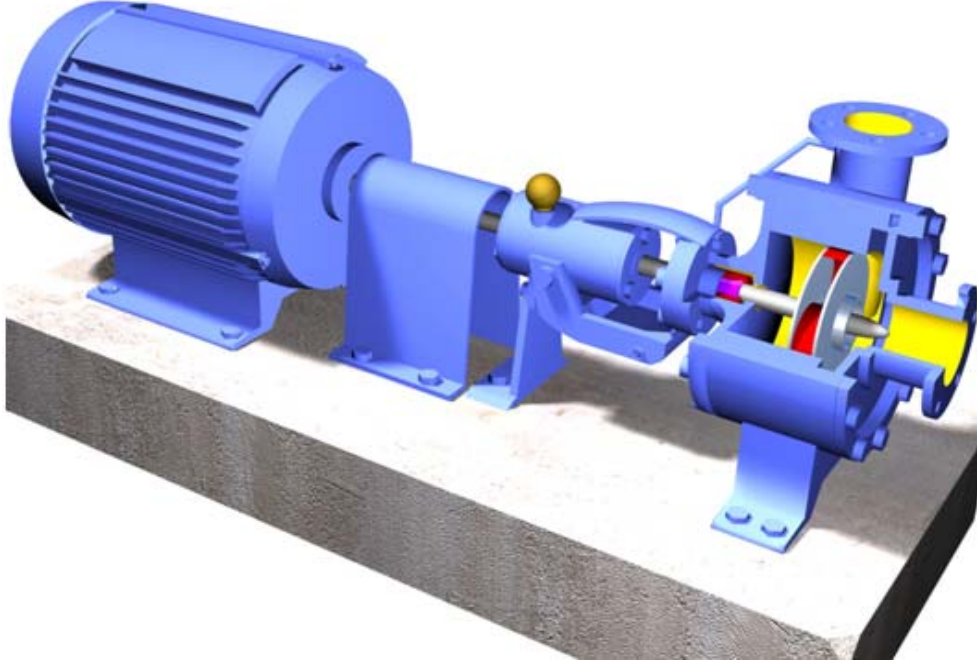
Şekil, hem pompa viskoz sıvıları taşıırken olan performans eğrilerini (koyu renkli çizgiler) hem de su taşıırken olan performans eğrilerini (kesikli çizgiler) göstermektedir. Görüldüğü gibi, basma yüksekliği, debi ve verim azalmış, güç tüketimi ise artmıştır. (Şen, 2003)

P_2 değeri 3.4 kW dır, ki bu, Bölüm 5.9.2' de yaptığımız hesaplama örneğinde bulduğumuz sonuca karşılık gelmektedir.



Şekil 5.64 Pompa performans eğrileri

5.10. Santrifüj Pompaların Verimli İşletilmesi



Şekil 5.65 Kaidesi üzerine oturtulmuş kaplin bağlantılı santrifüj pompa – motor sistemi

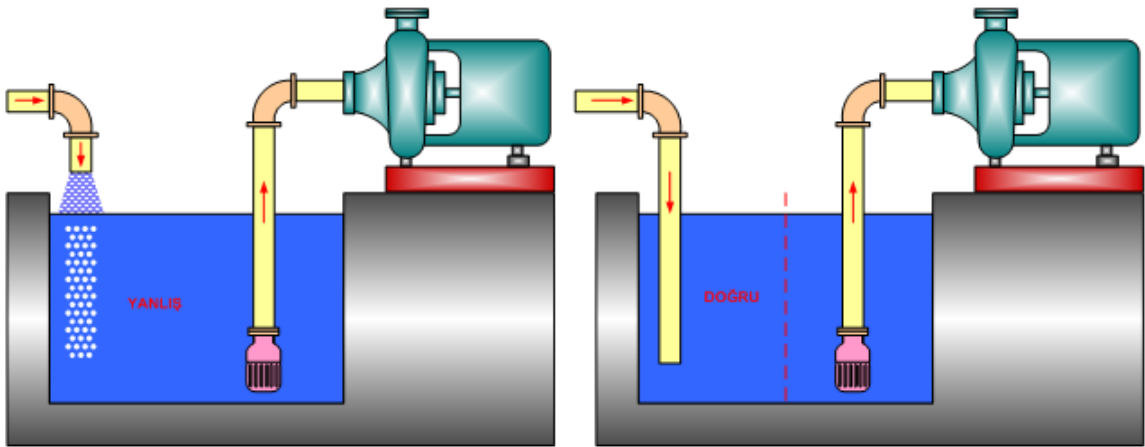
Santrifüj pompaların emme yetenekleri zayıf olduğundan bazı yöntemlerle bu yetenek artırılmaya, dolayısıyla da bu pompaların kullanıldığı sistemlerde emme sorunlarının çözülmesine çalışılır.

Emme yeteneklerinin artırılması veya korunması hatta santrifüj pompaların daha verimli işletilebilmeleri için emme ve basma devrelerinde yapılan ve yapılması gereken işlemlerden bazıları aşağıda anlatılmaktadır:

1. Pompa alıcı devre boruları uygun yerlerden desteklenmelidir, böylece devre titreşimlerinin azaltılması mümkün olur.
2. Pompaların alıcı devrelerinin çapı, pompa emme flanş ölçüsünden bir veya iki kademe büyük yapılmalıdır. Örneğin emme flanş çapı DN 100 (4") ise alıcı boruların çapı DN 125 (5") veya DN 150 (6") olmalıdır.
3. Pompa alıcı borusunun çapı hiç bir koşulda basma borusundan küçük olmamalıdır. Alıcı borunun çapı basma boru çapına eşit veya bir kademe büyük

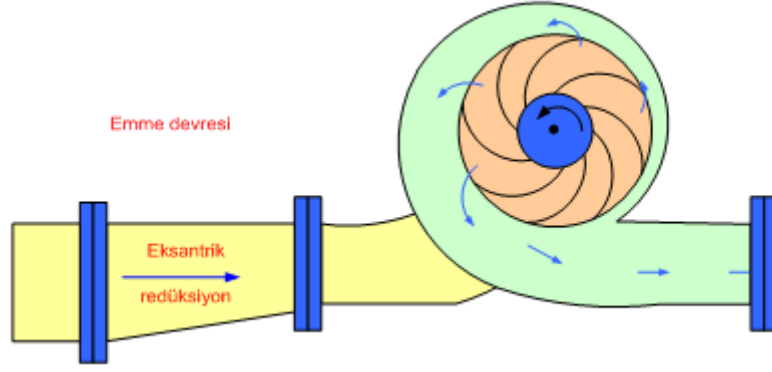
olmalıdır. Örneğin pompa basma borusu DN 100 (4") ise alıcı boru da DN 100 (4") veya DN 125 (5") olmalıdır.

4. Alıcı devrelerin sızdırmazlığı sağlanmalıdır.
5. Pompa ve alıcı devrelerdeki valf boğazlarından kaçak olmamasına özen gösterilmelidir.
6. Akışkan içine hava veya gazların girmesine engel olunmalıdır.
7. Pompa alıcı devrelerinde dirsek, valf, filtre gibi elemanların kullanılmasında özen gösterilmeli, kayıpları artıracak gereksiz dirseklerden kaçınılmalı ve sade borularla sonuca gidilmelidir. Emme yapılacak tank ile pompa arasındaki devre mümkün olduğunca kısa ve sade tutulmalıdır.
8. Alıcı borunun, emme tankındaki sıvı seviyesinin altında olması sağlanmalı ve uygulamalarda da buna dikkat edilmelidir.
9. Pompa için yeterli net emme yüksekliği sağlanmalıdır.
10. Akışkan sıcaklığına ve akışkanın buharlaşma basıncına dikkat edilmelidir.
11. Gerektiğinde alıcı devrelerde ejektör kullanılmalıdır.
12. Eğer pompanın emiş yaptığı tanka basınçla sıvı girişi (doldurma) varsa bu durumda pompanın hava yapmasını önlemek amacıyla sıvı girişi sağlayan boru, tanktaki sıvı içine daldırılmalı ve emme ile doldurma devreleri arasında delikli saç veya ızgara kullanılmalıdır. Böyle bir çalışma durumu Şekil 5.66' da gösterilmektedir.



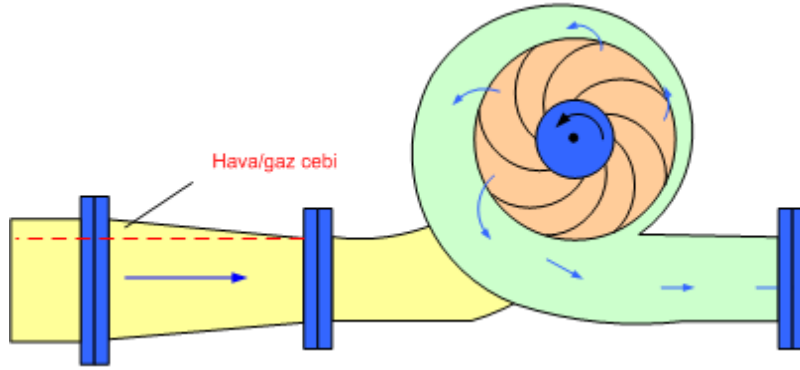
Şekil 5.66 Emme tankının doldurulması ve ızgara kullanımı

13. Boru devrelerinin montajı esnasında alıcı devrelerde ve tankta çapak, talaş vb. yabancı maddeler kalabileceğinden alıcı devreler ve tank yıkanarak temizlenmelidir.
14. Alıcı devrenin herhangi bir kolektöre bağlanması gerekiyorsa bağlantı dik değil, eğimli yapılmalıdır.
15. Alıcı devre herhangi bir kolektörden emiş yapıyorsa pompa ile kolektör arasına valf, filtre ve konsantrik redüksiyon konulmalıdır.
16. Pompa serbest yüzeyli bir tanktan emiş yapıyorsa tankın hacmi yeterince büyük olmalıdır. Böyle bir durumda tankın hacmi (m^3) en azından pompa debisinin (m^3/h) $1/30$ 'una eşit veya daha büyük olmalıdır.
17. Emme sorunlarının yaşanmaması için pompaların tanklardaki alıcı borularının ağzlarında dip valfi veya dip klapesi kullanılmalıdır.
18. Kendinden emişli pompa veya vakum pompası kullanılması durumunda dip klapesi veya valfi kullanmak gereksizdir.
19. Pompa alıcı devresinde geri döndürmez valf kullanılmamalıdır. Valf kullanılmasının zorunluluğu olduğu yerlerde ise sülüs valf gibi sürtünme kaybı düşük olan valfler kullanılmalıdır. Ayrıca hava cebi oluşmasını önlemek amacıyla valfler, spindili yatay veya el tekeri aşağıda olacak şekilde bağlanmalıdır.
20. Pompanın tanktaki alıcı borusunun ağzı tank dibine yakın olduğunda pislikleri, sıvı yüzeyine yakın olduğunda ise anafor etkisiyle hava emilmesine neden olacağından alıcı borunun ağzı çan ağzı şeklinde yapılmalı ve ağız girişinde sıvı hızı $1 m/s$ 'yi aşmamalıdır.
21. Şekil 5.67' de görüldüğü gibi santrifüj pompaların emme taraflarının eksantrik redüksiyon (dış merkezli düşürücü) ile donatılmasıyla hidrolik kayıplar azaltılmaktadır. Redüksiyonun düz kısmı yatay olacak biçimde bağlanmalıdır.



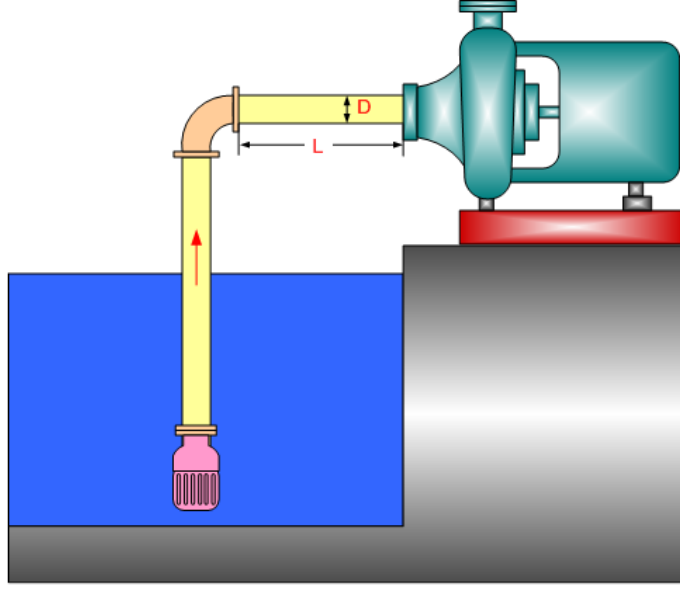
Şekil 5.67 Santrifüj pompaların girişinde eksantrik redüksiyon

Şekil 5.68’ de görüldüğü gibi santrifüj pompaların emme taraflarında konsantrik redüksiyon kullanılmamalıdır. Konsantrik redüksiyon kullanılması durumunda üst kısımda gaz/hava cebi oluşacağından pompa performansı düşer. Redüksiyon ekseninin dikey olması durumunda ise konsantrik redüksiyon kullanılabilir.



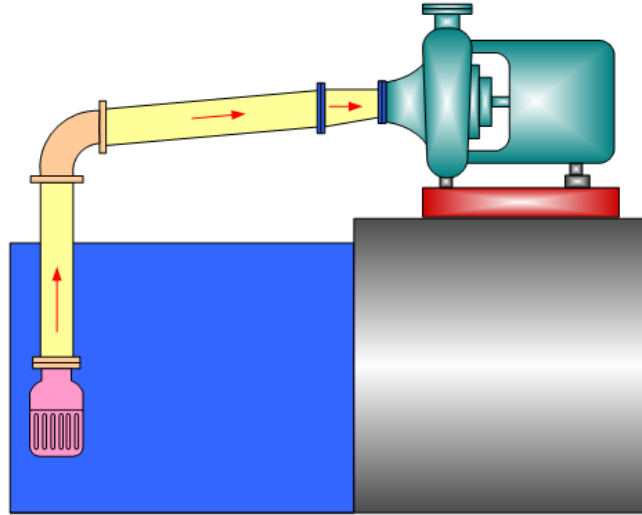
Şekil 5.68 Santrifüj pompaların girişinde konsantrik redüksiyon

22. Yatay pompalarda akışın düzenli olması bakımından pompa emme flanşine direkt olarak dirsek bağlanmamalıdır. Dirsek ile pompa arasında boru çapının en az iki katı uzunluğunda düz ve yatay boru olmalıdır.



Şekil 5.69 Pompa ile dirsek arasında boru kullanımı

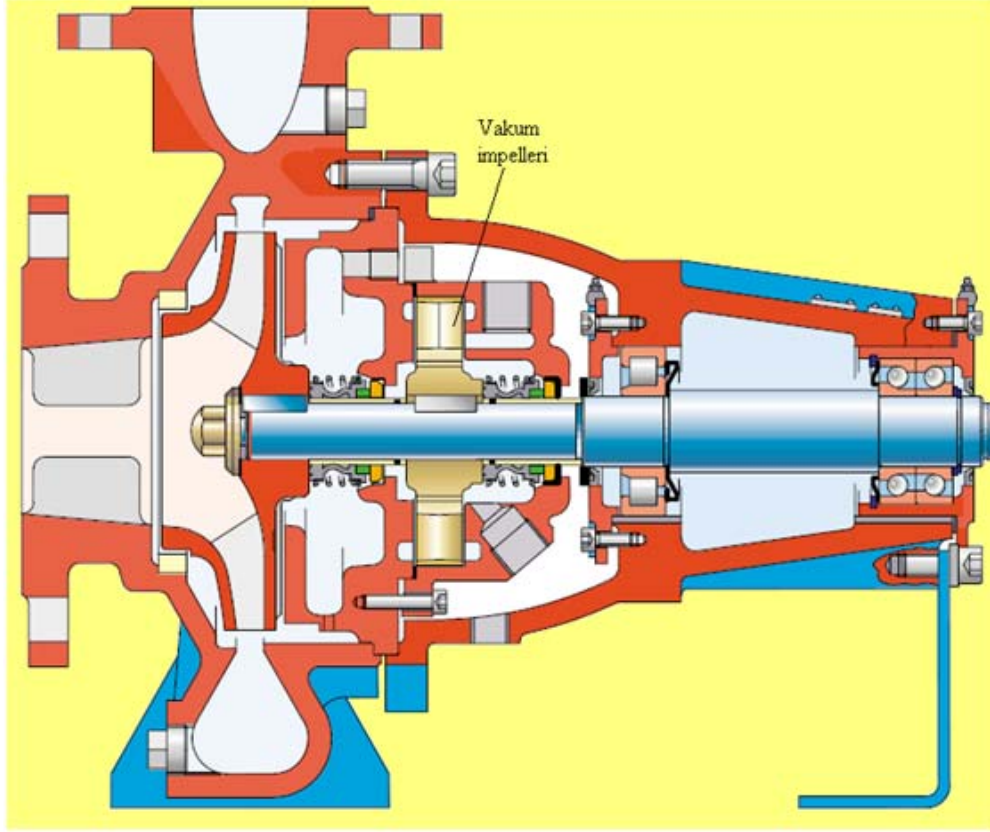
23. Pompa alıcı borusunda hava veya gaz ceplerinin oluşmasını önlemek amacıyla alıcı borunun yatay kısmı pompaya doğru yükselecek biçimde hafif eğimli olmalıdır. Eğim miktarı bir metre boru için 2 cm olacak şekilde dizayn edilmelidir.



Şekil 5.70 Pompa alıcı devresindeki eğim

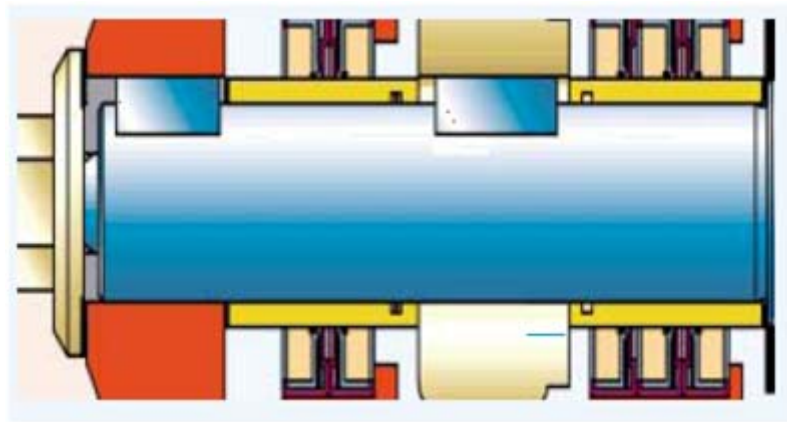
24. Debi ayarı ve bazı durumlarda elektrik motorunu aşırı yükten korumak için pompa çıkış devresine valf konulmalıdır.

25. Basma devresinde boru genişlemesi, ani genişleme ile değil eksantrik konik elemanlar ile yapılmalıdır.
26. Basma devresinin kısa ve düz olmasına özen gösterilmelidir.
27. Emme devresinde olduğu gibi basma devresinde de gereksiz dirsek ve fittinglerden kaçınılmalıdır. Kullanılacak dirseklerin eğrilik yarıçapı büyük olmalıdır.
28. Su darbesini ve pompanın durması halinde sıvının geri akışını önlemek amacıyla pompa çıkış devresine geri döndürmez valf konulmalıdır.
29. Pompa çıkış devresine titreşim ve gürültüyü önlemek amacıyla kompensatör konulmalıdır.
30. Pompa çıkış borusu, pompa giriş borusundan büyük olmamak ve borudaki akış hızı 3 m/s' yi aşmamak şartıyla pompa çıkış flanşından bir veya iki kademe büyük yapılmalıdır.
31. Pompa çıkış boruları da alıcı borular gibi uygun şekilde mesnetlerle emniyete alınmalıdır.
32. Pompa giriş ve çıkış kesitlerinde basınçları okuyabilmek amacıyla basınç veya vakum gauge' leri kullanılmalıdır.
33. Kendinden emiş özelliği kazandırmak amacıyla bazı santrifüj pompalar vakum pompalı olarak yapılmaktadır. Bunun için pompa içine Şekil 5.71' de görüldüğü gibi bir vakum çarkı ve pompa dışına da küçük bir tank yerleştirilir. Vakum çarklı santrifüj pompada pompa çarkı ve vakum çarkı aynı şafttan hareket almakla birlikte bağımsız çalışır ve farklı amaçlara hizmet ederler.



Şekil 5.71 Vakum çarklı santrifüj pompa

Bu tip pompaların sızdırmazlık sistemleri Şekil 5.72' de olduğu gibi shaft burcu üzerine monte edilen iki ayrı mekanik salmastra veya Şekil 5.72' de görüldüğü gibi örneğin 5 adet boğaz keçesi ile sağlanmaktadır.



Şekil 5.72 Vakum çarklı santrifüj pompada keçe ile sızdırmazlık sağlanması

Vakum pompalı santrifüj pompalarda tankların kullanımı Şekil 5.73' de görüldüğü gibi hem dikey, hem de yatay pompalara uygulanmaktadır.



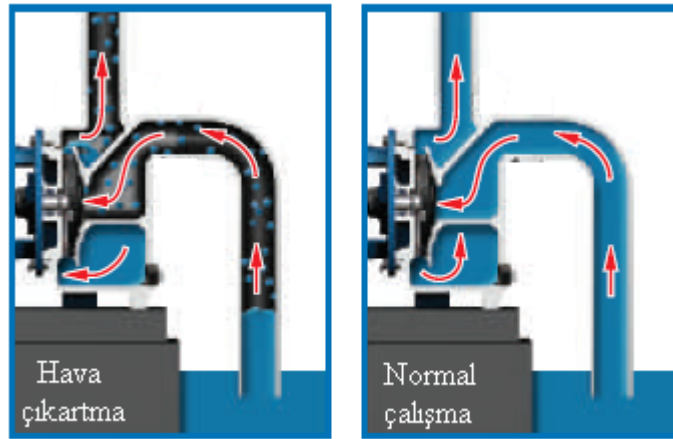
Şekil 5.73 Yatay ve dikey pompalarda vakum tankı

34. Bazı durumlarda da emme sorunlarını yaşamamak için kendinden emişli santrifüj pompalar kullanılmaktadır. Şekil 5.74' de de görüldüğü gibi bu pompaların giriş taraflarına dip valfi veya dip klapesine benzemekte olan geri döndürmez özellikte bir valf monte edilmiştir. Böylelikle ilk çalıştırmada alıcı devresi sıvı ile doldurulan pompa, sonraki uygulamalarda havası çıkarılmadan direkt olarak kullanılabilir.



Şekil 5.74 Kendinden emişli santrifüj pompa

Pompanın alt tarafında ayrılan küçük bir bölme, pompanın çalışması esnasında sürekli olarak basılan sıvı ile doldurulmaktadır. Bu nedenle pompa girişindeki bu bölme, pompanın stop edilmesi durumunda bile dolu olarak kalmaktadır. Kendinden emişli santrifüj pompalar tekrar devreye alındıklarında giriş bölmelerinde tuttıkları sıvı ile emmeye başlayarak girişlerinde vakum oluşturmakta ve oluşan vakum ile de havayı dışarı atarak tanktaki sıvıyı emmektedirler.



Şekil 5.75 Kendinden emişli bir pompanın havayı atması ve normal çalışma konumu

6. ENERJİ TASARRUFUNA YÖNELİK UYGULAMA ÇALIŞMASI

Firma : ENDÜSTRİYEL İPLİK VE KORD BEZİ ÜRETEN BİR FİRMA

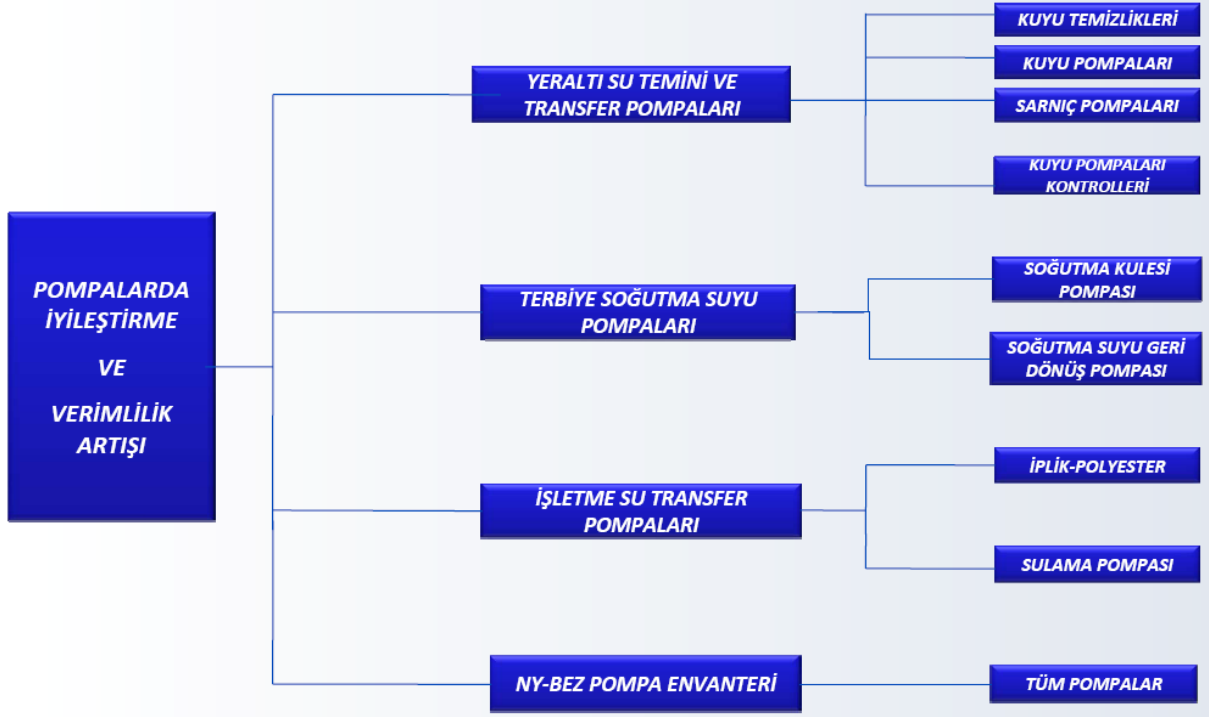
Mevcut Durum : Bu zamana kadar NY-Bez bölgesinde çalışan pompalar üzerinde enerji verimlilik, iyileştirme ve envanter bilgisi çıkartma çalışması yapılmamıştır. Enerji sarfiyatının olması gerekenden çok daha fazla olduğu düşünülmektedir. Bu nedenle bu tez çalışmasının uygulamadaki olumlu sonuçlarının da gözlemlenmesi amacı ile bir uygulama yapılmıştır.

Hedefler :

- Ny-Bez bölgesinde bulunan tüm pompa bilgi envanterini çıkarmak
- Pompaları mevcut durumuna göre daha verimli çalıştırmak
- Bakım maliyetlerini düşürmek, pompa ömürlerini uzatmak
- Gerekli bölgelerde otomasyonu sağlamak ve iş yükünü azaltmak
- Mevcut durumdaki pompalarda enerji tasarrufu sağlamak

Eksiklikler ve Üzerinde Çalışılacak Gruplar :

- Tesis pompa envanteri eksikliği
- Terbiye soğutma suyu pompalarında vana kısıklığı
- Kuyu pompalarının çalışma şartları
- Sarnıç transfer pompaları
- İşletme su transfer pompaları
- Sıcak su pompaları
- Formaldehit ve kostik transfer pompaları
- Klima nemlendirme pompaları
- Direkt Büküm panel soğutma pompaları



Etkinlik Analizi :

No	İyileştirme Önerisi/Alanları	Uygulama Kolaylığı A	Uygulama Süresi B	Yatırım Miktarı C	Kazanç D	Beklenen Etki (A+B+C+D)	Öncelik
1	POMPA ENVANTERİNİN ÇIKARILMASI	2	2	2	2	8	1
2	KUYU TEMİZLİKLERİ	0	0	1	0	1	5
3	KUYU POMPALARINDA İYİLEŞTİRME	0	0	1	0	1	6
4	SARNIÇ POMPALARI	1	2	2	2	7	2
5	SOĞUTMA SUYU GERİ DÖNÜŞ POMPASİ	1	1	2	2	6	3
6	İŞLETME SUYU POMPASİ OTOMASYON	0	1	1	2	4	4
7	KUYU POMPALARI UCUZ SAAT OTOMASYON	2	2	2	2	8	7

ETKEN	0	1	2
A-UYGULAMA KOLAYLIĞI	ZOR	NORMAL	KOLAY
B-UYGULAMA SÜRESİ	UZUN	NORMAL	KISA
C-YATIRIM MİKTARI	FAZLA	NORMAL	AZ
D-KAZANÇ	YOK	ETKİLİ	ÇOK ETKİLİ

İş Planı :

YAPILACAK İŞLER	ŞUBAT	MART	NISAN	MAYIS	HAZİRAN	TEMMUZ	AĞUSTOS	EYLUL	EKİM	KASIM	ARALIK
6.KUYU TEMİZLİKLERİ				MK, EA, HK, EE							
5.KUYU POMPALARI				MK, EA, HK, EE, İŞ							
2.SARNIÇ POMPALARI	MK, EA, HK, EE, NG										
3.SOĞUTMA SUYU GERİ DÖNÜŞ POMPASI	MK, EA, HK, EE, NG										
4.İŞLETME SU TRANSFER POMPALARI							MK, EE				
1.POMPA ENVANTERİNİN ÇIKARILMASI	MK, EE										

Yapılan Çalışmalar:**6.1. NY-Bez tesisi pompa envanterinin oluşturulması****Pompa Envanteri:**

- Pompa Bilgileri
 - Bulunduğu bölge
 - Model
 - Adet
 - Görev
- Pompa Etiketi
 - Basma yüksekliği(H)
 - Debi(Q)
 - Çark çapı
 - Pompa verimi

- Motor etiketi
 - Güç(kW)
 - Verimlilik sınıfı
 - Çalışma frekansı
- Fiili Çalışma Bilgileri
 - Vana kısıklık oranı
 - Çektiği akım oranı
 - Çıkış basınç oranı
 - Yük oranı

POMPA BİLGİLERİ				POMPA ETİKETİ				MOTOR ETİKETİ				Fiili				
Bölge	Pompa Markası	Görev	ADET	Hm(m.s.s)	Q (m³/s)	Ø(mm)	%n	dev/dak	Kw	Eff	l/s	HERTZ	Vana kısıklık oranı	P (BAR)	YÜK ORANI	
15SARNIÇ	60-160-KSB	HAM SU TANKINA BASIYOR.	2	26	80	152	serisi	2900	5,5	serisi	21	50	0	11	1,3	52,4
25SU İŞLETMESİ	CR-32-3-GRUNDFOS	İŞLETMEYE HAM SU BASIYOR.	2	11,1	30		88%	2900	5,5	1	10,8	60	FREK.			0,0
35SU İŞLETMESİ	WILO-MVI 3203-3	İPLİK TARAFINA HAM SU BASIYOR.	1?		55,3		?	2900	5,5	serisi	10,5	50	50%	8,4		80,0
4YUMUŞAK SU TANKI	CR-16-GRDFOS	BANYO DAİRESİ,KLİMALARA SU SAĞLIYOR	2	46,1	16		?	2900	4	1			FREK.			#
5KAZAN DAİRESİ	65-200-KSB	1 SOĞUTMA KULESİ	3	50	80	198	?	2900	18,5	?	34	50	0	28,2	4	82,9
6KAZAN DAİRESİ	65-200-KSB	2 SOĞUTMA KULESİ	2	50	80	200	?	2900	18,5	?	34	50	0	22	5,7	64,7
7K2-CHİLLER	65-200-KSB	BANYOYA SOĞUTMA SUYU SAĞLIYOR	2	53	82,4	200	?	2900	5,5	?	40,5	50	0	40	5	98,8
8TERBİYE 2 ÇUKUR NO-1	50-160-KSB	VALSLERDEN GELEN SU SOĞ. KULESİNE	1	26	40	147	?	2900	7,5	?	11,3	50	90%	6,5	5	57,5
9TERBİYE 2 ÇUKUR NO-2	50-160-KSB	VALSLERDEN GELEN SU SOĞ. KULESİNE	1	26	60	157	?	2900	7,5	?	16	50	90%	12,5	1	78,1
10KORDSA 2	GAMAK-ALARKO-6M160M	KLİMA POMPALARI-NEMLENDİRME	1	41	20		?	2900	15	3	29,8	50				0,0
11KORDSA 2	EMTAŞ	KLİMA POMPASI	1?	?	?		?	2900	11	3						#
12KORDSA 2	65-160-KSB	KLİMA POMPASI	1?		81,1?		?	2900	4	?						#
13KORDSA 1	40-160-KSB	CHİLLER SİRKÜLASYON	2	26	30	161	?	2900	4	?	8,3	50	0	6,8	1,7	81,9
14KORDSA3	40-160-KSB	CHİLLER SİRKÜLASYON	2	28	30	161	?	2900	13	?	7,8	50	0	6		76,9
15KUYU -SAHA	5P-30-15-GRDFOS	KUYUDAN SARNIÇA-10"ÇAP	3	116	30		?	2900	3	?			30%			#
16YEMEKHANE	MAS		2	30	6		?	2900		?			0			#
17SU İŞLETMESİ	CRE-20 GRUNDFOS	YUMUŞAK SUYU POLYESTERE BASIYOR	1	41	21		?	2900	7,5	1	10	60		2,2	7	
18SU İŞLETMESİ	60-200 KSB	YUMUŞAK SUYU POLYESTERE BASIYOR	1	50	20		?	2900	7,5	?			FREK			#
19KAZAN DAİRESİ	32-200 WILO	KONDENS SUYU ENERJİSAYA	2	41	19,5	195	?	2900	5,5	?	11,3	50	0	9,6	2,8	85,0
20TERBİYE ÇUKUR	60-160 KSB	SOĞUTMA SUYU GERİ DÖNÜŞ	1	26	60	157	?	2900	7,5	?	14,6	50	90%	9?		61,6
21TERBİYE ÇUKUR	50-160 KSB	SOĞUTMA SUYU GERİ DÖNÜŞ	1	26	40	147	?	2900	5,5	?	11,3	50	90%	6,5?		57,5
22ATIK SU TANKI	ALORKO ALPO	BAHÇE SULAMA-MANUEL	2		50			2900	30	3						
23ARITMA	KSB 50-250	OTOMASYON POMPASI	4	10	2,2			2900	2,2							
24ARITMA	NETZSCH	ÇAMUR POMPASI	2						1,1							
25ARITMA	DOSEURO	KATYONİK POMPASI	1						0,5							

Sarnıç Pompalarında Yapılan Çalışmalar-1

- 2 adet paralel çalışan pompanın ne miktarda su transferi yaptığını görmek için sisteme sayaç takıldı. Pompaların çalışma şartları ve teknik dataları incelendi.
- Çektikleri akım ve transfer ettikleri su miktarından pompaların verim eğrisinde çalışmadığı saptandı.



Sarnıç Pompalarında Yapılan Çalışmalar-2

- Sistemdeki hatlar ve sistem üstündeki parçalar kontrol edildi. Sorunlu görünen vana ve çek valfler değiştirildi.
- 1 adet pompanın çark çapı büyütüldü. (Verim eğrisine göre ihtiyacı karşılayacak daha büyük çaptaki bir çark takıldı) Debideki değişimler kontrol edildi.



Sarnıç Pompalarında Yapılan Çalışmalar-3

- Yapılan değişikliklerde sonuç alınamayınca su emiş bölgesinde tıkanıklık olduğu düşünüldü, paralel çalışma hattını kullanarak, su, emiş bölgesine basıldı ve emiş bölgesindeki tıkanıklık geçici olarak giderildi.
- Su debisi yapılan çark değişikliği ile 44 m³ ten 84 m³ e çıkarıldı.
- Yapılan iyileştirmeye pompa debisinde %89 artış sağlandı ve 2 pompa için 1751 USD/yıl tasarruf sağlandı.

1.Durum			
Sarniç pompalarının 2 si de çalışıyor			
1.pompa	2.pompa	1+ 2 pompa	
Akım 8,3A	Akım 11,3A		
Debi 4 m ³ /h	Debi 39 m ³	Debi	43,9 m ³
Basınç 1,1 bar	Basınç 1,1 bar		
2.Durum			
Sarniç pompalarından 1. pompa bakıma alındı,çark çapı 169 a yükseltildi.			
1.pompa	2.pompa	1+ 2 pompa	
Akım 13 A	Akım 13,8A		
Debi 32 m ³	Debi 50m ³		
Basınç 1,5-1,9 bar	Basınç 1,2 bar	83m ³	

	1.Durum	2.Durum	
Toplam akım	19,6	26,8	a
Toplam debi	43,9	83	q
Enj.Maliyeti	2,548	1,84652	usd*h
Yıllık Çalışma Saati		2496	
Tasarruf Miktarı =		1751	Usd

Sarniç Pompalarında Alınacak Önlemler

- Pompaların verimli çalışabilmesi için öncelikle 400 m³ lük sarniç deposunun boşaltılması kuyulardan gelen kum, çamur, partiküllerden, pompa emiş bölgelerinin yapılacak ilk duruşta temizlenmesi gerekmektedir. Bu kapsamda saha sahiplerine bilgi verildi ve uygulama listesine alındı.
- Depo temizlendiği takdirde pompalar daha fazla su emişi sağlayabilecek transfer ettikleri su miktarı 84 m³ ‘ ten 120 m³’ e çıkacak ve daha verimli çalışabilecektir.



6.3. Terbiye Sirkülasyon Pompalarında Yapılan İyileştirmeler

Görev:

- Pompa terbiye bölgesinde valslerden gelen ve 7 m³ lük depolama tankında toplanan suyu soğutma kulesine aktarma işini yapmaktadır.
- Kritik bir bölgede çalışmaktadır, düzgün çalışmaması durumunda depolama tankında veya soğutma kulesinde taşkınlar meydana gelmektedir. Pompalar su altında kalmaktadır.

Mevcut Durum:

- Pompaların çıkış vanaları %80-90 kapalı şekilde, motorların zorlanarak, titreşimli ve verim eğrisi dışında çalıştığı tespit edilmiştir.



Terbiye Sirkülasyon Pompalarında Yapılan Çalışmalar

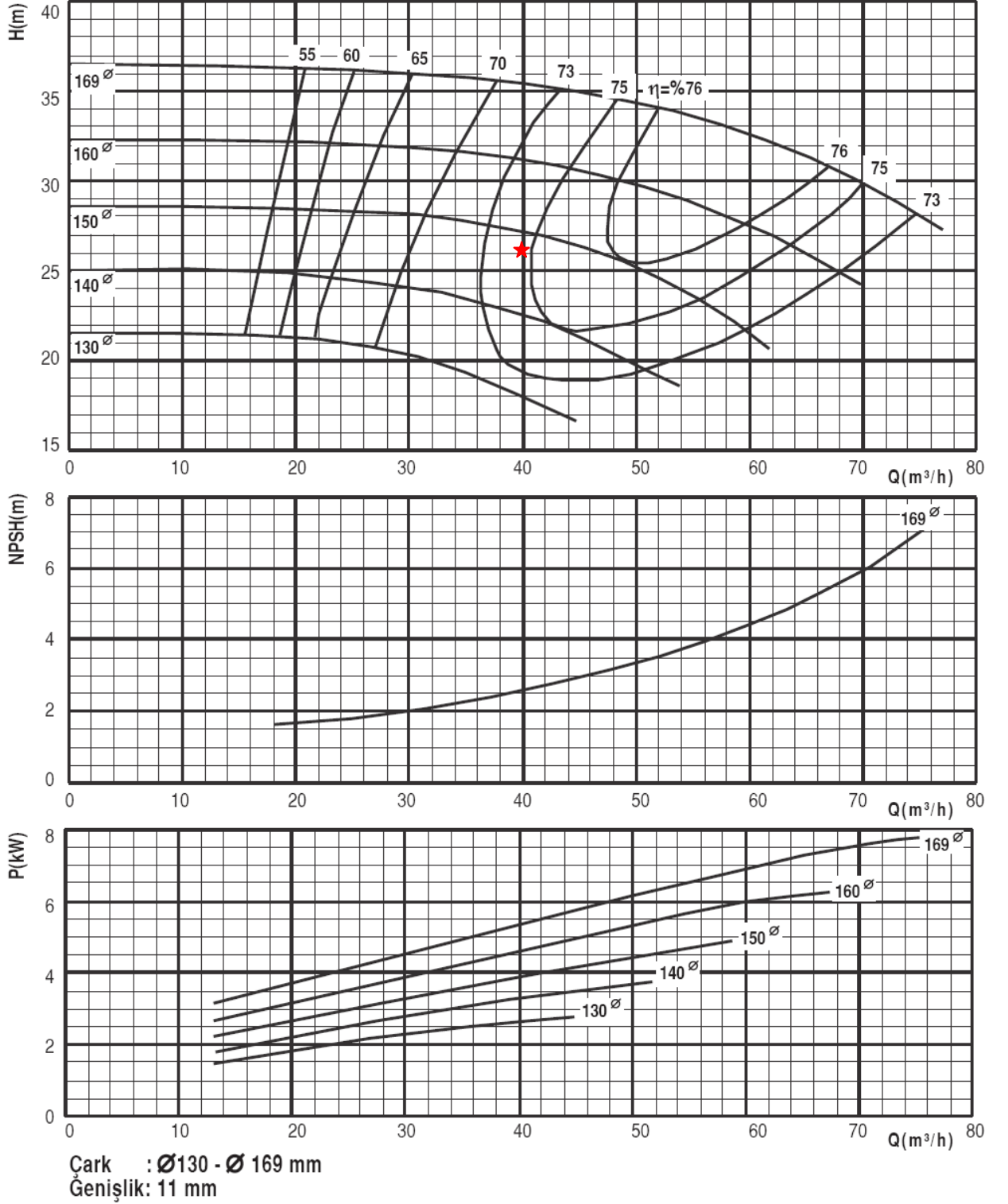
- Pompaların tüm verilerini ölçmek için bozuk debimetre yerine sayaç takıldı ve debi verileri 3 aylık dönem boyunca takip edildi.



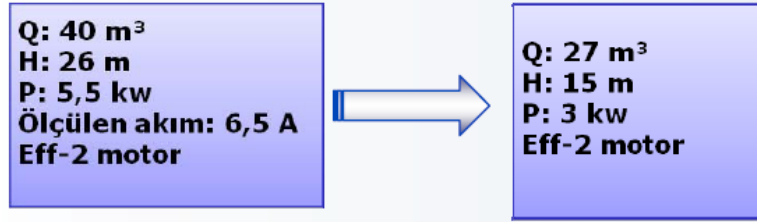
- Pompada ölçülen değerler pompa verim, güç, basınç eğrisinde incelendi.

Beta 50-160

2900 d/dak



- Pompanın çalışma koşulları hattaki değişimler ve sürtünme kayıpları baz alınarak belirlendi.



- Yapılan ölçüm ve incelemelerden sonra pompanın sistem için büyük olduğu ve yeni pompa seçimi yapılması kararı alındı.
- Pompanın çalışacağı en verimli şartlar hesaplandı ve buna göre KSB Betabloc 40-125 tip pompa kullanılmasına karar verildi.

Poz	Tanımlama	Adet	Birim fiyat	Toplam fiyat
1 1.1	Blok Tip Santrifüj Pompa Pompa : Betabloc 40-125 Debi : 26,9 m ³ /h Basma Yüksekliği : 20,4 m Salmastra : Mekanik Salmastra Hız : 2890 d/dak Voltaj : 400 V / 50 Hz Motor : 3 kW Teslimat Kapsamı : Fig 3 : Pompa + Motor	1 1	473,45	473,45
Alt Toplam:				473,45
			Toplam net fiyat	473,45 Euro

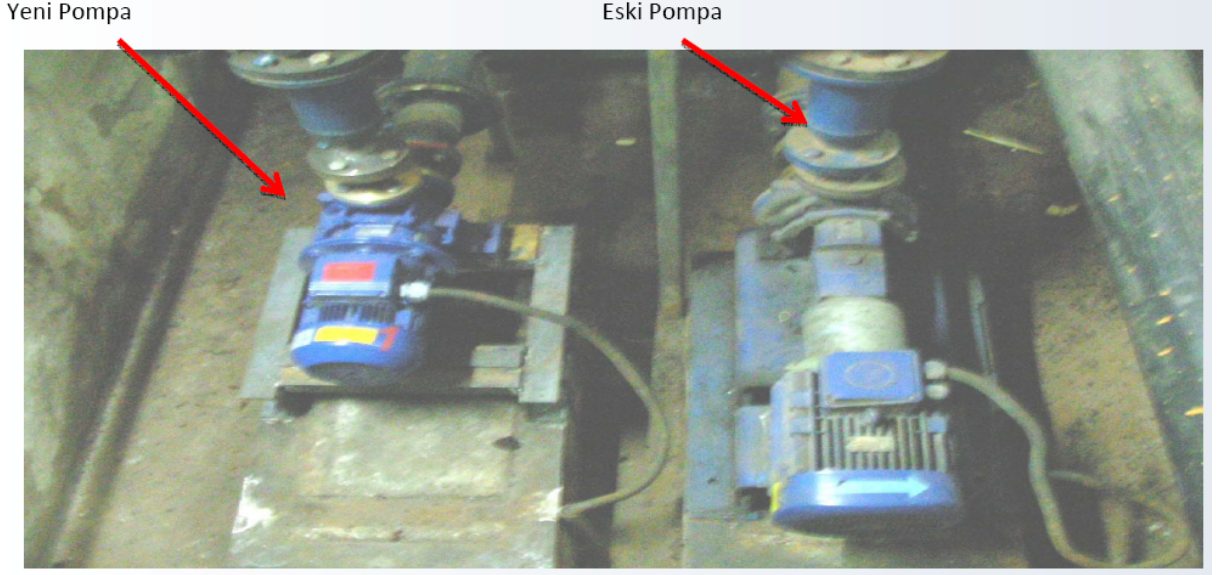
- Pompamız monte edildi ve çalışma koşulları incelenerek enerji maliyetindeki tasarruf hesaplandı.

Kazanç-Geri dönüş		Pompa gücü(kw)	Elektrik birim fiyatı(cent)	Çalışma saati(h)	Yük oranı(kw)	Elektrik tüketimi	
Eski pompa	→	5,5	0,11	8736	3,2	5259,072	\$
Yeni pompa	→	3	0,11	8736	2,6	2498,496	\$

Kazanç	2778	\$/y
Pompa maliyeti	745	\$/y
Geri dönüş süresi	3,2	Ay

Toplam kazanç
5556 usd/yıl

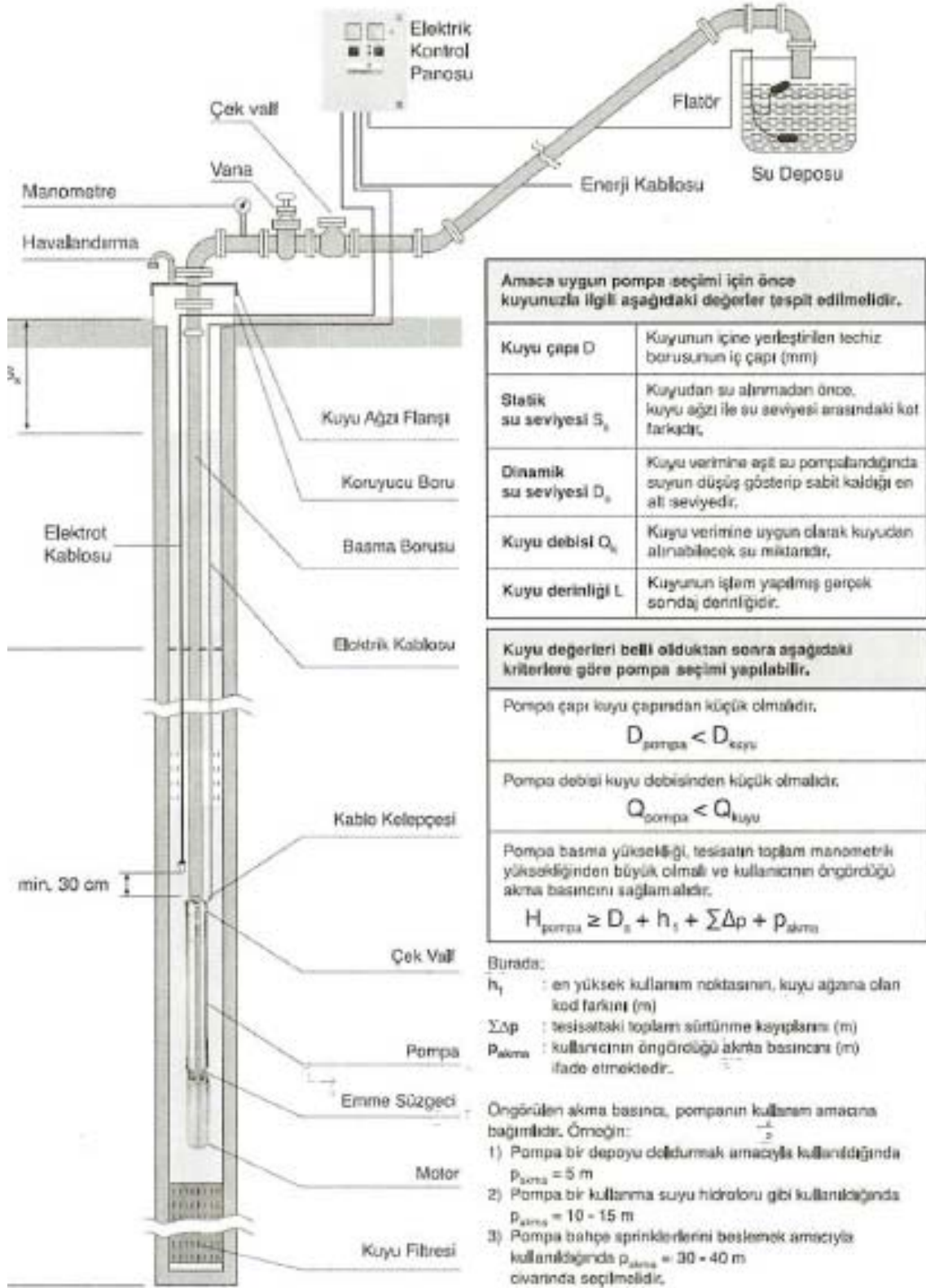
- Yapılan değişlikle senelik 5556 USD/yıl (T1-T2) tasarruf elde edilecek.
- Pompaların bakım masraflarında azalma olacak.(salmastra, kaplin)
- Pompalarımız zorlanmadan daha verimli çalışacaktır.
- Yeni takılan sayala transfer edilen su miktarı ayarlanabilecektir.



6.4. Kuyu Pompalarında Yapılan İyileştirmeler

Görev:

- Kuyu pompaları fabrikanın yeraltı su temini yapan pompalardır.





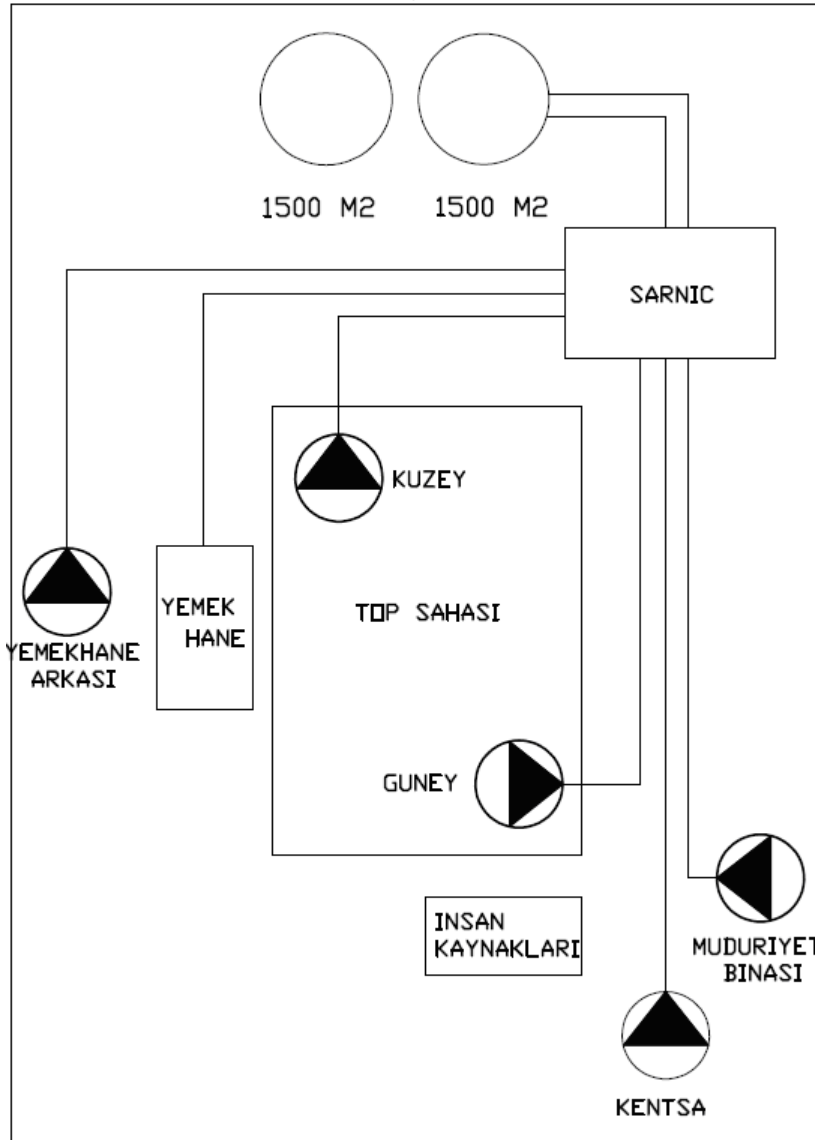
- Zorlu ve değişken şartlarda çalıştıkları için devamlı kontrol altında tutulmaları ve çalışma değerlerinin ölçülmesi gerekmektedir.

Mevcut durum:

- Pompalardan alınan ilk ölçümlerde yeni alınan pompaların vanasının çıkış basıncı yaklaşık 10-15 bar olacak şekilde çalıştığı tespit edilmiştir.
- Pompaların çalışma şartları;
 - Çalışma derinliği
 - Kuyu derinliği
 - Pompa teknik verileri hakkında detaylı bilgi bulunamamıştır.



- İlk olarak tüm kuyuların çalışma verileri toplandı.
- 5 adet pompanın 3' ü yeni olmak üzere verim eğrisi dışında çalıştığı tespit edildi.
- Vanaların kısılma sebebi araştırıldı ve kuyulardan yoğun miktarda kum geldiği için ve pompaya zarar verdiği için bu uygulamanın yapıldığı bilgisi alındı.
- İlk aksiyon olarak kuyuların temizliğinin yapılması, temizlik sırasında ise çalışma verileri sorunlu gözükken pompaların bakıma gönderilmesi kararlaştırıldı.
- Kuyu pompalarının bulunduğu yerler şekilde görüldüğü gibidir.



Şoför mahali pompası

- Çalışmalarımız sırasında pompanın devamlı trip ettiği bildirildi ve pompa kapatıldı.
- Pompa kuyudan çıkartıldı, pompa emiş bölgesinde tıkanıklık ve hidrolikte aşınma tespit edildi.





- Kuyu temizlenmeden önce kuyunun teknik verileri kontrol edildi.
 - Kuyuyu açan firmadan kuyu bilgilerini içeren kuyu kütüğü istendi.
 - Daha sonra bu kütükte bulunan.
 - Kuyu derinliği
 - Kuyu statik ve dinamik seviyesi ile ilgili yanlış bilgiler güncellendi.

KUYU TEKNİK BİLGİ
*Kuyu derinliği=180 mt
*Kuyu statik seviye =23 mt
*Kuyu dinamik seviye =62 mt
*Kuyu debisi =20 m ³ /h(Kumsuz)
*Kuyu debisi =30 m ³ /h(Kumlu)



KUYU TEKNİK BİLGİ
*Kuyu derinliği=140 mt
*Kuyu statik seviye =16 mt
*Kuyu dinamik seviye =26 mt
*Kuyu debisi =20 m ³ /h(Kumsuz)
*Kuyu debisi =30 m ³ /h(Kumlu)

- Kuyu temizliği firmanın kendi iş gücü ile yapılmaktadır. Bu nedenle dışarıdan ekstra ücretli iş gücü kullanılmamıştır.
- Hava hattının kuyu temizlik hattına bağlanması ve basınçlı havayla kuyu içerisinde kum ve partiküllerin dışarı atılmasıyla temizlik işlemi yapılmaktadır.
- İşlem 4 çalışanla 4 günde bitirilmektedir. Dış firmaya yaptırma maliyeti 2500 TL dir.
- Kuyu temizlenmediği takdirde pompaların hidrolik kısmında kumlama etkisi yapmakta ve tüm parçalarda aşınma yapmaktadır.





BÖLGE	SORUN	ALINAN AKSİYON	TEKNİK BİLGİ KUYU	TEKNİK BİLGİ POMPA	DURUM
1- SÖFÖR MAHALİ	SP-30-15-13 kw pompa arızalandı.	*Pompanın emişinde tıkanıklık+hidrolikte aşımaya gözlemlendi. *Kuyu 1 hafta süresince temizlendi. *Hidroliği tamir ettirmek yerine daha iyi çalışma koşullarına sahip daha küçük kademeli pompa alındı. Tamir parasından 400 € daha ucuza halledildi. *Pompa yerine konuldu ve bir daha hidroliğin zarar görmemesi için debi 20³ e sabitlendi.	*Kuyu derinliği=140 mt *Kuyu statik seviye =16 mt *Kuyu dinamik seviye =26 mt *Kuyu debisi =20 m³/h(Kumsuz) *Kuyu debisi =30 m³/h(Kumlu)	* 13 kw sp-30-11 grundfos. * H:85mt , Q:30m³ *not:Pompa normalde sp-30-15 modeliydi bu modelin motorunda sorun olmadığı için daha küçük hidrolik alındı.(30-11)	Pompa saatte 20 m³ su verecek şekilde ayarlandı.Sorunsuz ve istediğimiz şartlarda çalışıyor. -Debi=20³ -Akım= 19.2 A -20.5 -Basınç= 5 bar
2-KENTSA KUYU	Kuyusan' a tamir için gönderilen pompa devreye alınmadı.	*Pompa kuyudan çıkartıldı. *Yeni pompa kuyuya daldırıldı. İlk denemede pompanın fazla akım çektiği tespit edildi. Pompa bir daha çalışmadı. *Pompanın önceki çalışma şartları kontrol edildi. *Burdan su temin etmek için en ucuz yöntemin kuyuya yeni bir pompa alınması kararı alındı. *Kuyu çalışma şartları tekrar ele alındı ve pompayı 54 mt derinlikten 74 mt ye indirme kararı alındı ve buna göre en iyi verimde çalışacak pompa seçildi. *Pompa seçimi yapılırken detaylı araştırma yapılarak aynı teknik özelliklere sahip olmasına rağmen KSB Pompa 500 Euro daha ucuza firmaya temin edildi alındı.	*Kuyu derinliği= 200 mt *Kuyu statik seviye=13 mt *Kuyu dinamik seviye=? *Kuyu debisi=25 m³(kumsuz)	*11 kw tw1 6-3013 wilo *H=105 mt , Q=26 m³ *not:Pompa 105 mt de çalıştırılmayacak ama depoya gelene kadar 600 mt boru ve 20 adet dirsek kaybı mevcut bunun karşılığı 30 mt olarak hesaplandı.75 + 30=105	Pompa saatte 15 m³ su verecek şekilde ayarlandı.Sorunsuz ve istediğimiz şartlarda çalışıyor. -Debi=15³ -Akım= 19.2 A -20.5 -Basınç= 5 bar
3-YEMEKHANE ARKASI	SP-30-15-13 kw pompa arızalandı.	*Pompa kuyudan çıkartıldı. *Yapılan ölçümlerde pompa motorunun yandığı tespit edildi. *Pompa garanti kapsamında incelenmesi için yetkili firmaya gönderildi. *Firma kuyunun temiz olmadığını ve garanti kapsamı dışında olduğunu belirtti. *KORDSA' da bulunan yedek pompa arızalı pompa yerine konuldu.	*Kuyu derinliği= 180 mt *Kuyu statik seviye=11 mt *Kuyu dinamik seviye=? *Kuyu debisi=?(kumsuz)	* 13 kw sp-30-11 grundfos. * H:120mt , Q:30m³	Pompa saatte ? m³ su vermektedir. Debi: Akım:26-28 A Basınç: 10 bar

4-TOP SAHASI KUZAY	SP-30-15-13 kw pompa verimsiz çalışıyor.	*Pompa kuyudan çıkartılacak. *Çalışma derinliği 54 metreden 70 metreye indirilecek. *Aynı debiyi verecek daha küçük pompa alınacak.	*Kuyu derinliği= 180 mt *Kuyu statik seviye=11 mt *Kuyu dinamik seviye=? *Kuyu debisi=?(kumsuz)	* 13 kw sp-30-15 grundfos. * H:120mt , Q:30m³	*verimsiz ve zorlanarak çalışma
5-MÜDÜRLÜK ÖNÜ	Pompa servise gönderilecek.	*Pompa bakımdan geldikten sonra verimsiz çalıştı. *Firmaya tekrar gönderilecek.	*Pompa çıkartıldıktan sonra çalışma yapılacak.	alarko?	*Pompa kademe açmış. *Verimsiz çalışma

➤ **Kuyu Pompalarında Ana Problemler**

- Kuyular açıldıktan sonra kuyular için seçilen pompaların çok büyük olması. (13 Kw-15 kademe)
- 120 mt derinlikte 30 m³/h lik pompa seçilmesine karşın 55,74,87 mt derinlikte çalıştırılması
- Bu durum;
 - Çıkış vanasının kapatılmasıyla
 - Motorun zorlanması
 - Pompa+motorun verim eğrisinin dışında çalışması,
 - Debinin az olmasına karşın motorun yüksek akım çekmesi
 - Kuyulardan fazla miktarda su çekildiğinde ise yoğun miktarda kum gelmesi
 - Pompa hidroliğinin zarar görmesi
 - Motorun yanması gibi sonuçlar doğurmaktadır.

➤ **Bu sorunun çözümü için yapılanlar ise;**

- Kuyuların daha sık period içinde (6 ay) temizlik planı yapıldı. (Tüm Kuyular)
- Sorun tespit edilen hidrolikler motorun aynı kalması şartıyla daha küçüğüyle değiştirildi. (Top sahası - güney)
- Çalışmaz durumdaki pompalar için daha küçük ve verimli pompa seçimi yapıldı. (Kentsa)
- Az derinliğe sahip pompalar daha verimli çalıştırılması için daha derine gömüldü. (Kentsa + Top sahası - kuzey)
- Yeni alınan pompaların problem kayıtları için panolarıyla haberleşme sağlayan cihaz alındı.
- Kuyuyu açan firmayla kuyu kütükleri gözden geçirildi. Yanlış bilgiler düzeltildi.
- Temizlik yapılan kuyuların statik, dinamik su seviyeleri ve çalışma debileri saptandı ve temizlik yapıldıkça mevsim değişikliklerinde bu kontrollerin yapılmasına devam edilecek.

Kuyu pompalarında yapılan ve yapılacak tasarruflar

Kuyu Pompaları	Mevcut Durum					İyileştirme Sonrası		
	Kw	Çektiği Akım	Fiili kw	SÜRE(h)	Debi(m³)	Kw	Çektiği Akım	Debi
Top Sahası Kuzey	13	20	10,5	1	9	7,5	12	20
Top Sahası Güney	13	24	12	1	12,5	7,5	14	20
Yemekhane Arkası	13	27	13,5	1	14	7,5	14	20
Kentsa	11	21	10,5	1	11	11	21	20
Müdüriyet Önü	11	20	10	1	9	5,5	10	15

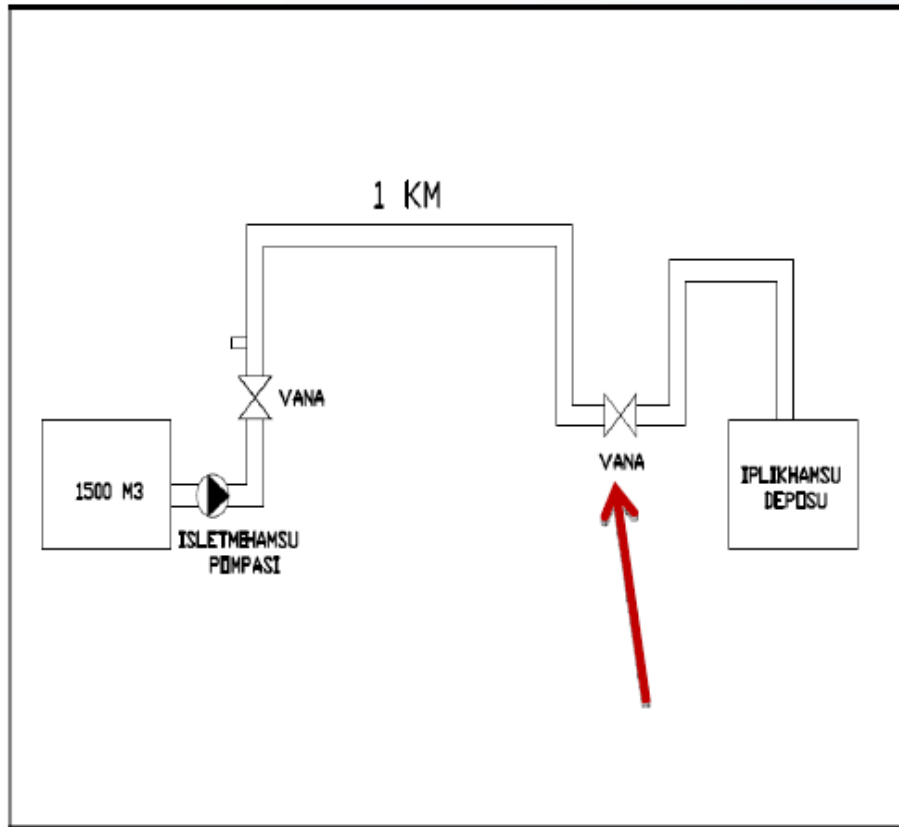
Kuyu Pompaları	Tasarruf(usd/yıl)	Pompa Maliyetleri	Geri Ödeme Süresi(Ay)
	Mevcut-iyileştirme		
Top Sahası Kuzey	2628	2133	9,7
Top Sahası Güney	2943	2133	9
Yemekhane Arkası	2681	2133	9,6
Kentsa	1656	2400	17,4
Müdüriyet Önü	2453	1867	9

Toplam Tasarruf	12361 usd/yıl	Toplam Maliyet	6399 usd
------------------------	----------------------	-----------------------	-----------------

İşletme pompasında iyileştirme çalışmaları

Mevcut Durum:

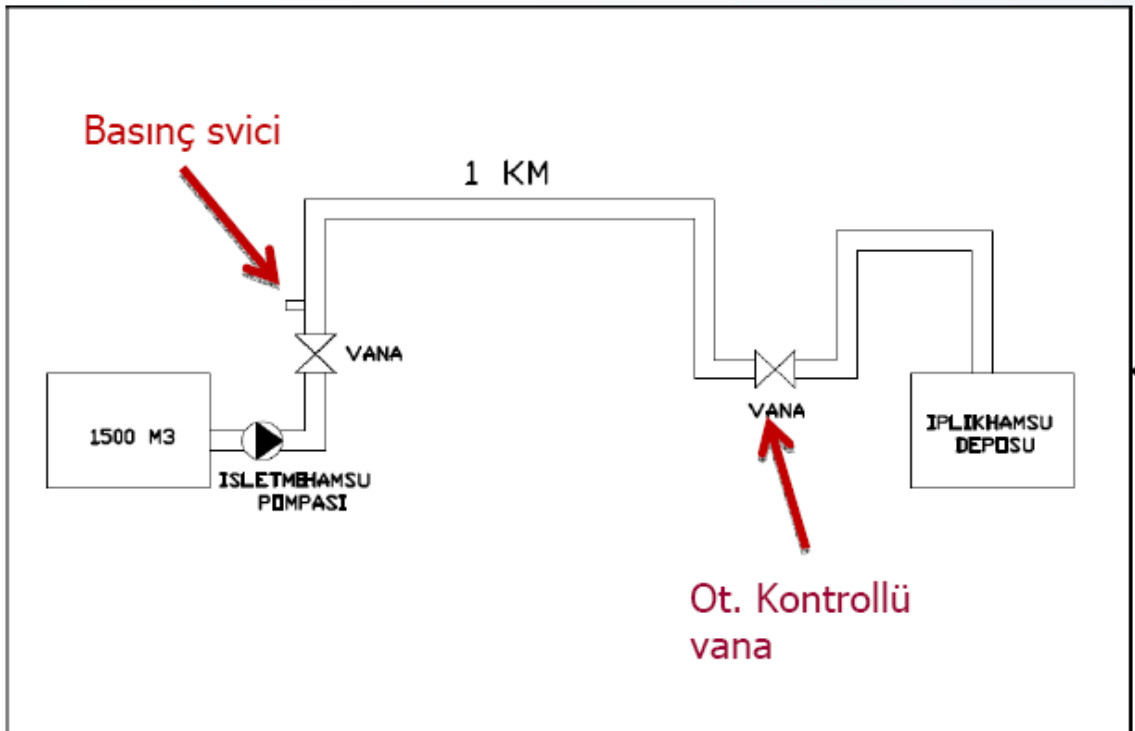
- İplik tarafında su ihtiyacı olmadığı zamanlarda su hattı vanasının kapanmasıyla pompa su transferi sağlamıyor olsa da çalışmaya devam ediyor.
- Hattaki basınç 6 bar'a çıkıp, pompa verim eğrisi dışında ve motorunu zorlayarak çalışmaya devam ediyor.



- İlk olarak pompanın çalışma verileri takip edildi.
- Pompa su transfer etmese de çalıştığı tespit edildi.
- Daha sonra farklı çözüm önerileri değerlendirildi.
 - Paralel çalışma sistemi daha küçük pompa alınması,
 - İplik tarafına kablo çekilerek depoya flatör yerleştirilmesi

Basınç svici ve kontrollü vana kullanımı

- Pompa çıkışında bulunan vanadan sonra basınç svici koyarak iplik tarafında su ihtiyacı olmadığı zaman vana kısıldığında hattaki basınç artacak ve basınç 5,5 bar'ı geçtiğinde svicin göndereceği sinyal doğrultusunda pano motoru durduracak.
- İplik tarafında sorumlu olan işçilerin durumu devamlı sürede su seviyesini takip ederek vanayı kısıp açmalarını önlemek için ise, iplik tarafındaki vana otomatik kontrollü vanayla değiştirilip bu vana depodaki su seviyesini ölçen flatörle açılıp kapanacak.
- Sonuç olarak pompa sadece su ihtiyacı olduğunda çalışacak ve bu durum verim, enerji tasarrufu, işçilik yönünden iyileştirme sağlayacaktır.



Durum	Çıkış Basıncı(bar)	Çektiği Akım(a)	Harcanan Güç(kw/h)
Vana kapalı	6,3	6,8	3,4
Vana açık	4,7	10,5	5,25

Çalışma saati(h)		Elektrik Birim Fiyat(usd)
Vana açık	Vana kapalı	0,12
5	19	

Elektrik Tasarrufu(usd/yıl)	Basınç sivici(usd)	Ot. kontrollü vana(usd)	Geri dönüş süresi
2829	150	200	2,5 ay

KAZANÇLARIMIZ		
	Kazanç(USD)	Maliyet(USD)
Sarnıç Pompaları	1.751	0
Terbiye Çukur Pompaları	5.556	1490
Kuyu Pompaları	12.361	6399
İşletme Pompası	2.829	350
Kuyu Temizlikleri	5.000	0

TOPLAM KAZANÇ 42.497 USD/yıl

NET KAZANÇ 33.858 USD/yıl

7. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Enerji tasarrufunun temelde üç önemli faydası bulunmaktadır. En kısa vadede şahıs veya firmalar için görünen faydası maliyetlerin azaltılması şeklinde ortaya çıkmaktadır. Özellikle ülkemizin ciddi şekilde ekonomik darboğaz yaşadığı bu günlerde her konuda tasarruf ülke menfaatlerine yaramakta, dışa bağımlılığımızı azaltmaktadır. Ayrıca, enerji tasarrufu ile çevreyi koruyarak doğaya daha az zarar vermiş oluruz. Bu tez çalışmasında elektrik enerjisinin yoğun olarak kullanıldığı pompa tahrikinde enerji tasarrufunun nasıl yapılacağı konusu aydınlatılmaya çalışılmıştır.

Sonuç olarak elektrik enerjisinin tükenen kaynaklardan sağlanması, elde etme güçlüklerinin artması ve ekolojik dengeyi bozma tehlikesi karşısında elektrik enerjisini tasarruflu kullanmak zorunda olduğumuz ortaya çıkmaktadır. Tasarruflu kullanımda amaç; aynı işleri daha az güçle yani daha az kayıpla yaparak sanayi kuruluşlarına önemli parasal tasarruflar sağlamak ayrıca ülke ekonomisine ve çevre korunmasına katkıda bulunmaktır. İnsanlığın elektrik enerjisi tüketimi, birincil enerji tüketiminden daha hızlı artmaktadır ki bu artış ülkemizde daha fazladır çünkü ülkemiz henüz gelişmekte olan bir ülke olduğu için enerji ihtiyacı Avrupa ve Amerika ülkelerine oranla daha fazladır. Örneğin, gelişmiş bir Avrupa ülkesinde elektrik enerjisi ihtiyacı 10 yılda iki katına çıkarken bu süre Türkiye’de 7 hatta 5 yıla kadar düşebilmektedir. Bu açıklamalardan da görüleceği üzere ülkemizde elektrik enerjisi tasarrufuna fazlasıyla önem vermeli bu konuda sanayi kuruluşlarını ve bireye kadar tüm tüketicileri bilinçlendirmemiz gerekmektedir.

Tez çalışmasının içerisinde de ifade edildiği üzere toplam elektrik tüketiminin yaklaşık %20’si pompalarda gerçekleşmektedir ve bir pompa sisteminde pompalar yapım maliyetinin %8’ini fakat işletme maliyetinin %60’ını oluşturmaktadır. İyi bir sistem dizaynı ve uygun pompaların seçimiyle pompalarda tüketilen enerjinin %30’unun tasarruf edilebileceği açıklanmıştır. Pompa seçiminde ve yüksek verimli sistem dizaynına bizlerin göstereceği özen sayesinde enerji verimliliği artacaktır. Tesisatta sıkça karşılaştığımız kontrol vanaları, basınç düşürücülerin yerine enerjiyi yok etmeden aynı işlevi yapacak başka çözümlere yönelinmelidir. Kontrol vanaları yerine istenen basıncı sağlayan değişken devirli pompalar kullanılabilir. Dizayn ettiğimiz sistemlerde işletme maliyetini de gözönüne alacak çözümler üretmeliyiz.

Yeni yapılacak sistemlerde fizibilite mevcut ekonomik şartlara uygun olarak yapılmalıdır. Enerji tasarrufu sağlayacak değişken devirli pompa sistemlerinde debi frekans kontrollü pompalarla kolayca değiştirildiği halde düşük devirli çalışmada problem yaşamamak için

sistemin dengesine dikkat edilmelidir. Devir sayısı azaltılınca sistem dengesizliklerinin belirgin hale geldiği unutulmamalıdır. Kısık vana ile çalışmada para harcayarak yarattığımız hidrolik enerjiyi yok ediyoruz. Pompa ve pompaj sistemlerinde enerji masrafları işletmelerin ekonomilerinde önemli bir gider kalemidir. Bir tesiste senelerdir problemsiz olarak çalışan 22 kW'lık bir pompa fazladan bir mühendis maaşı kadar enerji harcıyor olabilir. Ülkemizde elektrik motorlarının verimlerinin de artırılması gerekmektedir. Devamlı çalışacak orta güçteki elektrik motorlarının yüksek verimli olması en az %3 tasarruf sağlayacaktır. Yanan elektrik motorlarının sarımı veya yüksek verimli bir motorla yenilenmesi alternatifi düşünülmelidir. Amerika ve Avrupa'daki pek çok işletmede pompaj sistemlerinin optimizasyonu ile ortalama %30 enerji tasarrufu sağlanabileceği Hidrolik Enstitü ve Europump tarafından bildirilmektedir. Verilen örneklerden de görüleceği üzere tasarruf çalışmaları pompa sistemlerinde %15-40 arasında enerji tasarruf etmemizi sağlayabilmektedir. Ömür Boyu Maliyet analizinde ortaya çıkarıldığı üzere bir pompa sisteminin ilk yatırım maliyeti işletme ve enerji maliyetlerinin yanında çok küçük kalmaktadır. Bu durum işletmelere açıklanıp, mevcut verimsiz sistemlerini verimli sistemler ile değiştirmeleri veya iyileştirmeleri hususunda etkileyici bir unsur olarak kullanılmalıdır.

2008 yılı EİEİ raporlarına göre ülkemizin toplam kurulu gücü 41.817,20 MW'tır. Toplam elektrik üretimi 205.4 milyar kWh/yıl, elektrik enerjisi tüketimi ise 204 milyar kWh/yıl olarak gerçekleşmiştir. Tüketilen bu enerjinin %20'sinin pompalarda tüketildiğini hesaplarsak bu değer 40.8 milyar kWh, enerji maliyeti ise yıllık 7.2 milyar TL olacaktır. Bahsedilen yöntemler ile pompalarda tüketilen enerjinin %30'unun tasarruf edilmesi durumunda ise yıllık tasarruf miktarı yıllık 2.16 milyar TL olur. Bu değer az az gittiğinde fark edemediğimiz ama hesabını yaptığımızda ise bizleri şok edecek kadar yüksek bir meblağdır.

Daha mutlu, daha sağlıklı bir nesil ve daha varlıklı, ekonomik olarak daha kendine yeten bir ülke için enerjinin verimli kullanılmasının önemi anlaşılmalı, bireyden başlayarak sanayi kuruluşlarına kadar ulusal düzeyde önlemler alınmalı ve bilinçlendirme faaliyetlerine girilmelidir.

KAYNAKLAR

A. Foust., L.A. Wenzel., C.W. Clump., L. Maus., L.B. Anderson., John Wiley & Sons (1960), Principles of Unit Operations, , New York.

ABB Energy Savings of a Pump Drive (<http://www.abb.com>).

Adams, D., (2001) Variable Speed Pump-Energy Saving?

Adjustable Frequency Drives and Saving Energy, Part One, The Basics, The Affinity Laws and Pump Applications –(<http://www.drivesmag.com>).

Basic Motor Formulas and Calculations, Reliance Electric, Rockwell International Corporation, (<http://www.reliance.com/mtr/flaclcmn.htm>).

Bearing and Housing Seals - Multimedia Handbook for Engineering Design, University of Bristol, (<http://www.dig.bris.ac.uk>).

Bearings in Centrifugal Pumps, 2008, SKF Application Handbook.

Burgmann Mekanik Salmastralar Dizayn El Kitabı, 2006, Germany

Cameron Hydraulic Data, Edited by C.C.Heald, 18th Edition – 3rd Printing, Ingersoll Dresser Pumps, Liberty Corner, NJ 07938.

Val S. Lobanoff., Robert R Ross., “Centrifugal Pumps”, Design & Application – 2nd Edition; – Published by Gulf Publishing Company.

Ertöz A. Ö., (1996), Yeraltı Suları Pompaj Ekonomisi ve Pompa Seçimine Etki Eden Faktörler, 2. Pompa Kongresi ve Sergisi.

Ertöz A. Ö., (2001), Balçova Jeotermal Pompaları Enerji Analizi Çalışmaları

Ertöz A. Ö., (2001), Değişken Devirli Pompaların Seçimi. 4. Pompa kongresi.

Ertöz A. Ö., (2003), Pompalarda enerji verimliliği 5. Pompa Kongresi İstanbul.

Ertöz A. Ö., (2005), Jeotermal Pompa Performansının Gözlemlenmesi, Değerlendirilmesi ve Optimizasyonu, Teskon Jeotermal Semineri

Ertöz A. Ö., Duymuş E., (2001), “Değişken Devirli Pompaların Seçimi” 4. Pompa Kongresi İstanbul.

Esso Product Information, Lubricants and Specialties, 1990.

European Commission ”Study on Improving the energy efficiency of Pumps”

Europump and Hydraulic Institute, Pump Life Cycle Costs, 2001

Europump - HI "LCC manual"

Fluid Mechanics with Engineering Applications, R.L. Daugherty & J.B. Franzini, 7th edition, McGraw-Hill Book Company, New York, NY.

Goulds Pump Manual, Seneca Falls, New York, 1972.

Halam, J.L. (1982), Centrifugal Pumps – Which Suction Specific Speeds are acceptable? - Hydrocarbon Processing

Hamilton J.D., McCallum J., (1961). Fluid-power circuit design proceeding of the conference on oil hydraulic power transmission and control, Paper20.

Hammitt, F.G., (1980), " Cavitation and Multiphase Flow Phenomena" Mc Graw- Hill International Book Company

Henshaw, T., (2000), Predicting NPSH for Centrifugal Pumps – [http://www.pump-zone.com/Archive Articles](http://www.pump-zone.com/Archive%20Articles)

Holzenberger, Kurt., (1990), "Centrifugal Pump", KSB Aktiengesellschaft, Frankenthal Germany

How Progressive Cavity Pumps Work, Bornemann Pumps, [http:// www.bornemannpumps.com/index.htm](http://www.bornemannpumps.com/index.htm).

Hydraulic Institute, (1990), " Engineering Data Book", Second Edt., Ohio

Igor J. Karassik., Joseph P. Messina., Paul Cooper., Charles C. Heald., (2001), McGraw-Hill, New York

http://www.eren.gov/femp/greenfed/3.0/3_3_motors_and_drives.htm

<http://re.jrc.ec.europa.eu/energyefficiency/index.htm>

<http://www.cemep.org/>

<http://www.eere.energy.gov/>

<http://www.eie.gov.tr/>

http://en.wikipedia.org/wiki/Centrifugal_pump

<http://www.enerji.gov.tr/>

<http://www.flender.com/>

<http://www.ksb.com/>

<http://www.nema.org/>

Hydraulic Institute Engineering Data Book & Standards Book, (1979), Cleveland, Ohio.

Inpro Seals – Bearing Isolators – <http://www.inpro-seal.com/index.phtml>.

ISO-5199 Standard Addresses Today's Reliability Requirements For Chemical Process Pumps, by Pierre H. Fabek, Product Manager, Durco Europe,

İTO "Sanayide Elektrik Enerjisi Nasıl Tasarruf Edilir?" Yayın No: 2000 – 36

Kartal İ., "Pompalarda Akışkan Hız Kontrolü İle Enerji Tasarrufu" tez çalışması ELE UZ 406 KAR İTÜ

Kato, H., (1975), “ A Consideration on Scaling Laws of Cavitation Erosion”, International Shipbuilding Progress, Vol. 22, pp 305- 327

Knapp, Daily and Hammitt., (1970), “ Cavitation” Mc Graw- Hill Book Company.

Koutny, A., “ Cavitation Erosion Resistance of Materials in Laboratory and Operating Conditions”, Proceedings of the 5th Conference on Fluid.

L.F. Moody., Houille Blanche., (1950), Some Pipe Characteristics of Engineering Interest.

Laprayj. F., (1986) “Pump and system optimisation” Chairman of Europump group

Learn about Suction Energy http://www.pumps.org/public/pump_resources/discussion/NPSH_Standard/suction_energy.htm.

Magnetic Seal Bearing Isolators – AST Seals <http://www.astseals.com/AST40.htm>.

McCloy, D., Martin, H.R., (1980), Control of fluid power: analysis and design. John and Wiley & Sons, S.205.

Moniz, O., "Practical Centrifugal Pumps – Optimising Performance", IDC Technologies.

Özgür, Niyazi., (2008), “Enerji Verimliliği ve Suyun Verimli Kullanılması”, Ankara

Pledger J., (2001), Improving Pump Performance & Efficiency with composite wear components –Greene, Tweed and Co. Fluid handling Group; World Pumps, Number 420.

POMSAD Yayınları No: 12, Pompalarda Ömür Boyu Maliyet: Pompalı Tesisler İçin ÖMB Analiz Rehberi 2008

Positive Displacement Pumps – Pumps School – Sponsored by Viking Pump, Inc. <http://www.pumpschool.com>.

Pump Controls – A dollars and sense approach by Kevin Tory, Manager, applications and training, Cutler-Hammer, Eaton Corporation, Milwaukee, Wisconsin- FHS (Fluid Handling Systems) – March 1999.

RA Mueller Inc – Pump Handbook – <http://www.ramueller.com/handbook.html>.

Recirculation in Centrifugal Pumps – By: W. H. Fraser Paper presented at the Winter Annual Meeting of ASME, Washington D.C- Nov 15-20, 1981.

Reno C. King, (1973), The Piping Handbook, edit, 5th Edition, McGraw Hill, New York.

Robert L. Sanks, 1998, “Pumping Station Design”, Butterworth

Shanley Pump and Equipment – Alweiller Pumps – www.shanleypump.com

Stan, T., (1988), Shiels 5th International Pump Users Symposium Pump,. Centrifugal Pump Specification and Selection – A System’s Approach.

Stepanoff A.J., (1957), Centrifugal and Axial Flow pumps, 2nd edition, New York.

Study On Improving The Energy Efficiency Of Pumps, ETSU, AEAT PLC, (United Kingdom) CETIM (France), David T. Reeves (United Kingdom), NESA (Denmark), Technical University Darmstadt (Germany), (European Commission), February 2001

Şen, Mete., 2003, “Santrifüj Pompalar ve Pompa Tesisatları”, Mas Pompa Yayınları, İstanbul

Igor J. Karassik., William C. Krutzsch., Warren H. Fraser and Joseph P. Messina., (2003), “The Pump Handbook”, 2nd Edition, McGraw-Hill, New York.

Understanding Pump Cavitation – By: W.E. Nelson, P.E. Published in: Chemical Processing, Feb 1997.

Yalçın, Kirkor., (1998), “Hacimsel ve Santrifüj Pompalar”, Çağlayan Kitapevi, İstanbul

Westaway C.R., & Loomis A.W., Cameron Hydraulic Data, 16th Edition, Ingersoll-Rand, Woodcliff, New Jersey, NJ 07675.

William V., Adams, Richard H., Robinson, James S., Budrow., (1993), Enhanced Mechanical Seal Performance Through Proper Selection and Application of Enlarged-Bore Seal Chambers, 10th International Pump Users Symposium; page 15.

World Pumps, (2009).

ÖZGEÇMİŞ**Abdülkadir SARIGÜL**

Doğum Tarihi	23.09.1986	
Doğum Yeri	Mardin	
Lise	1997 – 2004	Mardin Anadolu Lisesi
Lisans	2004 – 2008	Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	2008 – 2010	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Enerji Programı

Çalıştığı Kurumlar

2008 – Devam ediyor KSB Pompa Armatür Sanayi ve Tic. A.Ş.