

BÖLÜM 8.....	2
AÇIK İŞLETMELERDE SU ATIMI VE TULUMBALAR.....	2
8.1 HİDROLİK ENERJİ	2
8.1.1 <i>Potansiyel Enerji</i>	2
8.1.1.a Seviye (Konum) Enerjisi.....	2
8.1.1.b Basınç Enerjisi.....	3
8.1.2 <i>Kinetik Enerji</i>	4
8.1.3 <i>Toplam Enerji</i>	4
8.2 POMPA TİPLERİ.....	5
8.2.1 <i>Hacimsel Pompalar</i>	6
8.2.2 <i>Dinamik Pompalar</i>	6
8.2.3 <i>Santrifüj Pompalar</i>	7
8.2.3.a Santrifüj Pompalarda Kanat Teorisi	7
8.2.3.b Kanat Çizimi;.....	8
8.2.3.c Verim	9
i- Hidrolik Verim.....	9
ii- Kaçak Verimi.....	9
iii- Mekanik Verim	10
8.2.3.d Özgül Hız.....	11
8.2.3.e Pompa Mil Gücü.....	12
8.2.3.f Pompayı Tahrik Eden Motor Gücü	13
8.2.3.g Santrifüj Pompaların Kısımları	13
8.2.3.h Santrifüj Pompalarda Kaviteasyon.....	14
8.2.4 <i>Pistonlu Pompalar</i>	15
8.2.4.a Pistonlu ve Santrifüj Pompaların Karşılaştırılması	15
8.2.5 <i>Nargile Tulumbalar (Dalgıç Pompa)</i>	16
8.2.6 <i>Dalgıç Pompalar</i>	16
8.3 BORULAR	18
8.3.1 h_k <i>Toplam Boru Kayıpları (Yerel + Düz Boru)</i>	19
8.3.1.a Yerel (Lokal) Kayıplar	19
i- Ani Genişleme Kaybı.....	19
ii- Hazne Girişi	19
iii- Ani Daralma Kaybı	19
iv- Hazne Çıkış Kaybı	20
v- Yavaş Genişleme (Iraksak Boru)	20
vi- Dirsek Kayıpları.....	21
vii- Birleşme ve Ayrılma Parçaları	21
viii- Vana Kayıpları.....	22
ix- Dip klapesi ve Süzgeci	22
8.3.1.b Düz Boru Kayıpları	22
8.4 SU ATIMI (POMPA HESABI).....	25
8.5 BELİRLİ BİR POMPA VE TESİSTE ÇALIŞMA NOKTASININ TESPİTİ ;.....	33
8.5.1 <i>Karakteristikleri Aynı İki Pompanın Paralel Bağlanması</i>	34
8.5.2 <i>Karakteristikleri Aynı İki Pompanın Seri Bağlanması</i>	34
8.5.3 <i>Bir Pompanın İki Ayrı Ortama Su Basması</i>	35
8.6 SANTRİFÜJ POMPALARDA KARAKTERİSTİK ARIZALAR.....	36
8.6.1 <i>Pompa Hiç Su Basmamaktadır</i>	36
8.6.2 <i>Pompa Debisi Nominal Değerden Düşüktür</i>	37
8.6.3 <i>Pompanın Bastığı Basma Yüksekliği Yetersiz</i>	39
8.6.4 <i>Pompa Bir Süre Çalıştıktan Sonra Stop Etmektedir</i>	39
8.6.5 <i>Pompa Motoru Normalden Fazla Güç Çekmektedir</i>	39
8.6.6 <i>Salmastralardan Fazla Su Sızmaktadır</i>	40
8.6.7 <i>Salmastralar Çabuk Aşınmaktadır</i>	40
8.6.8 <i>Pompa Titreşim Yapmakta ve Gürültülü Çalışmaktadır</i>	40
8.6.9 <i>Yataklar Çabuk Aşınmaktadır</i>	41
8.6.10 <i>Pompa Fazla Isınmaktadır</i>	41

BÖLÜM 8

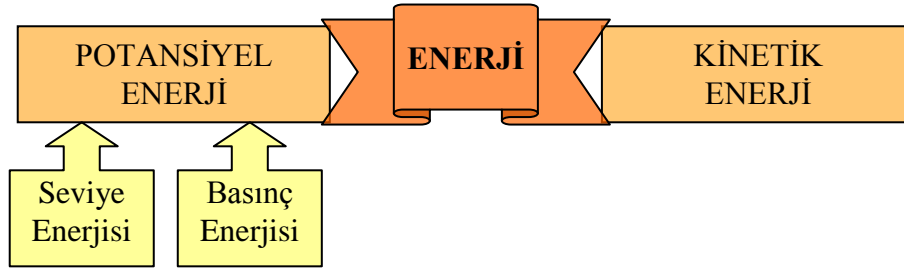
AÇIK İŞLETMELERDE SU ATIMI VE TULUMBALAR

Tulumbalar, mekanik enerjii hidroluk enerjiiye çeviren makinalardır. Sıvıyı sahip olduğu enerjii seviyesinden daha yüksek seviyeye çıkarmak için kullanılırlar.

Tulumbalar (Pompalar) konusuna detaylı olarak girmeden önce Sıvıların enerjii seviyelerine kısaca değinmekte fayda var.

8.1 Hidroluk Enerjii

Hidrolukte, Potansiyel Enerjii ve Kinetik Enerjii olmak üzere iki çeşit enerjii göz önüne alınır.

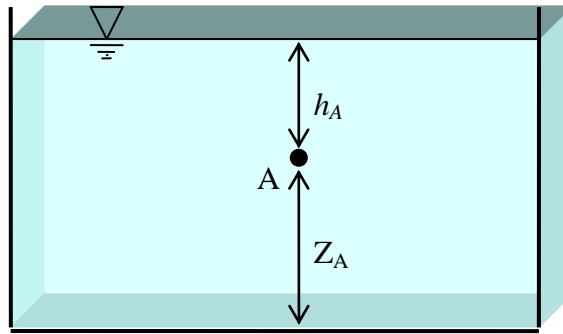


8.1.1 Potansiyel Enerjii

Sıvıların bulunduğu seviye veya durumdan dolayı sahip oldukları enerjiiye denir. Potansiyel enerjiiye de Seviye Enerjisi ve Basınç Enerjisi oluşturmaktadır.

8.1.1.a Seviye (Konum) Enerjisi

Sıvı içerisindeki bir A noktasının, yerçekimi kuvveti etkisi altında, bulunduğu seviye nedeniyle sahip olduğu enerjiiye denir. Kıyas düzlemi olarak sıvının bulunduğu sistemin tabanını kabul edersek, kıyas düzleminde Z_A mesafesi kadar yukarıda bulunan γ ağırlığındaki A noktasının seviye enerjisi aşağıda verilen eşitlik ile gösterilmektedir.



Şekil 8.1 Statik halde bulunan sıvıda potansiyel enerjii gösterilmesi

$$E_s = \gamma \cdot Z_A$$

* Mak.Müh.Uğur ÖZKARA, Yük.Mak.Müh.Kadir ÇELİK,
TTK Maden Makinaları Fabrika İşletme Müdürlüğü

E_s → Seviye enerjisi
 γ → Birim hacimdeki sıvının ağırlığı
 Z_A → A noktası ile kıyas düzlemi olan kabın tabanı arasındaki mesafe. Yukarıdaki eşitliğin birim ağırlık için ;

$$E_s = Z_A \quad (8.1)$$

olduğu açıkça görülmektedir.

8.1.1.b Basınç Enerjisi

Sıvı yüzeyinden A noktasına kadar olan birim hacimdeki h_A sıvı sütununun ağırlığına eşit olan enerjiye basınç enerjisi denir.

$$E_B = \gamma \cdot h_A$$

E_B → Basınç Enerjisi
 γ → Birim hacimdeki sıvının ağırlığı
 h_A → A noktası ile sıvı yüzeyi arasındaki mesafe.

Burada bulunan eşitliğinde birim ağırlık için ;

$$E_B = h_A \quad (8.2)$$

olduğu açıkça görülmektedir.

Potansiyel Enerji denklemini Seviye ve Basınç Enerjisi olarak düzenlersek

$$\begin{aligned}
 E_{Potansiyel} &= E_{Seviye} + E_{Basınç} \\
 &= Z_A + h_A
 \end{aligned} \quad (8.3)$$

elde edilir

h_A , Birim ağırlıktaki A noktasının Basınç Enerjisini, Z_A da Seviye Enerjisini ifade etmektedir.

Şekil 8.1 göz önüne alınarak, A noktası ile Serbest sıvı yüzeyi arasındaki birim hacim ağırlığındaki sıvı sütununun meydana getirdiği basınç farkının denklemi;

$$\int_0^{h_A} dp = \int_0^{h_A} \gamma \cdot dh$$

$$P_A - P_0 = \gamma \cdot h_A$$

P_0 atmosfer basıncı olup mutlak basınç şartlarında 0'a eşittir.

$$h_A = \frac{P_A}{\gamma}$$

Bulunan h_A değerini (8.3) nolu denklemde yerine koyalım;

$$E_P = Z_A + \frac{P_A}{\gamma} \quad (8.4)$$

- Böylece bir sıvı içerisindeki A sıvı zerreciğinin herhangi bir konumu için Potansiyel Enerjisini veren denklemi elde etmiş olunuz.

8.1.2 Kinetik Enerji

- Birim ağırlıktaki Akışkanın hızından dolayı sahip olduğu iç yapabilme yeteneği Kinetik Enerji olarak tanımlanabilir.
- Mekanikte, m kütlesine ve V hızına sahip bir cismin kinetik enerjisi;

$$E_K = \frac{1}{2} \cdot m \cdot V^2 \quad \text{dir.}$$

Bu denklemi Şekil 8.1 deki A sıvı zerreciği için düzenlediğimizde ;

$$E_K = \frac{1}{2} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot V^2$$

$g \rightarrow$ Yer ekim ivmesi ($9,81 \text{ m/sn}^2$)

eşitliği elde edilir. Bu eşitliği, birim ağırlık ($m=\gamma/g$) için tekrar düzenlediğimizde;

$$E_K = \frac{1}{2} \cdot \frac{V^2}{g} \quad (8.5)$$

elde ederiz.

8.1.3 Toplam Enerji

Potansiyel Enerji ve Kinetik Enerji için elde ettiğimiz (8.4) ve (8.5) nolu denklemleri Hidrolik Enerjinin tanımında yerlerine koyarsak;

$$E_{hidrolik} = E_P + E_K$$

$$E_H = Z_A + \frac{P_A}{\gamma} + \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (8.6)$$

Pompalama işlemi, sıvı akışkanın enerji seviyesinin yükseltilmesi olduğuna göre, (8.6) denklemindeki her bir terime karşılık gelen bir pompa Őekli düşünmek mümkündür.

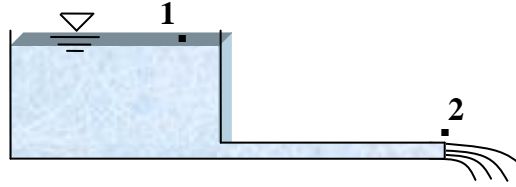
- Madenlerden dışarı su bastığımız tulumbar, (seviye enerjisi) (Z),
- Kalorifer dairelerindeki sirkülasyon pompaları, (basınç enerjisi) (P/γ),
- İtfaiye tulumbarı, (hız enerjisi) ($V^2/2g$),

Üreten tulumbalardır.

Çizelge 8.1 Hidrolikteki Enerji çeşitleri, isimleri, formülleri ve birimleri

ENERJİ ÇEŞİDİ	HİDROLİK İSMİ	FORMÜLÜ	BİRİMİ
Potansiyel Enerji	Seviye Enerjisi	Z_A	m
Potansiyel Enerji	Basınç Enerjisi	P_A/γ	$(Kg/m^2)/(Kg/m^3) = m$
Kinetik Enerji	Kinetik Enerji	$V^2/(2 \cdot g)$	$(m^2/s^2)/(m/s^2) = m$
Toplam Enerji	Toplam Enerji	$Z_A + P_A/\gamma + V^2/(2 \cdot g)$	m

Elde ettiğimiz enerji seviyesi toplamına hidrolikte toplam yük denir ve H sembolü ile gösterilir.



Şekil 8.2 1 ve 2 noktaları arasındaki hidrolik yük

Sürtünmesiz ve sıkışamaz (ideal) akışkan için $H_1 = H_2$ ise de gerçek sıvı için;

$$H_1 = H_2 + h_L$$

eşitliği geçerlidir.

Burada ifade edilen h_L , sürtünme kaybı yani yük kaybıdır. Bu eşitlik Bernoulli denkleminin kısa formundan başka bir şey değildir. Akış halindeki sıkışamaz sıvı için 1 ve 2 noktaları arasında Bernoulli denklemi,

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2 \cdot g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2 \cdot g} + \sum h_L$$

$\sum h_L$ Toplam yük kaybı olup, akışın gerçekleştiği sistem içerisindeki tüm kayıpları ifade eder. BORULAR konusunda bu konuya daha detaylı olarak değinilecek.

8.2 POMPA TIPLERİ

Pompalar iki ayrı guruba ayrılırlar.

Hacimsel pompalar

Dinamik tip pompalar.

Hacimsel pompalar ile sıvı akışkana enerji aktarılmasındaki ana prensip, hacmi değişken bir ortam içerisindeki sıvının, hacim daraltılarak statik basıncının artırılmasıdır.

Dinamik tip pompalarda sıvının enerjisindeki artış ise, sıvı hızının ve böylece sıvının kinetik enerjisinin artırılmasıyla olur.

8.2.1 Hacimsel Pompalar

Hacimsel pompalar için ,Pistonlu pompalar, Diyaframlı pompalar, Dişli pompalar, Paletli Pompalar örnek olarak gösterilebilir.

Dinamik tip pompalara ise Santrifüj Pompalar ve Jet Pompalar iyi birer örnektir.

Hacimsel ve dinamik tip pompalar arasındaki en büyük fark çalışma sistemleridir.

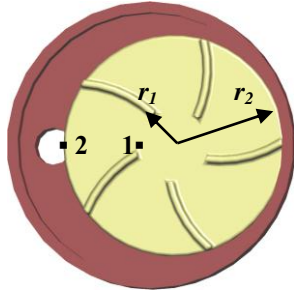
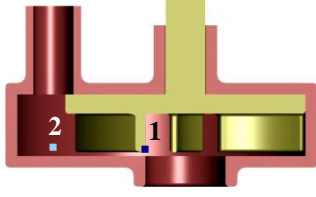
Hacimsel pompalarda, kapalı hacim içerisindeki sıvı sıkıştırılarak, çok yüksek basınç değerlerine ulaşılır ve bu nedenle büyük basma yükseklikleri elde edilir.

Dinamik tip pompalarda ise, sıvının geçiş kanallarının serbest oluşu ve enerji artışının sıvıdaki hız artışı ile orantılı olması belirli basınç ve basma yüksekliklerinden fazlasının sağlanamamasına neden olur.

8.2.2 Dinamik Pompalar

Dinamik pompalarda enerji dönüşümü,sıvının statik basıncının artırılması yerine bir takım pompa aksamı ile sıvı arasında kinematik ve dinamik bakımdan bir bağlantı bulunması ve makina aksamı tarafından sıvıya tatbik edilen kuvvetlerin büyük hız değişiklikleri (bu hıza karşılık gelen kinetik enerji değişikliği) meydana getirmesidir.

8.2.3 Santrifüj Pompalar



Şekildeki gibi silindirik kap içerisinde kanatçıkları olan bir silindirik parçanın ω açısal hızı ile döndürüldüğünü düşünelim. Sistem su ile dolu olsun. Sisteme su giriş ve çıkışı olmasın.. 1 ile 2 noktaları arasında Bernoulli denklemi

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{U_1^2}{2 \cdot g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{U_2^2}{2 \cdot g}$$

dir. Burada U_1 1 noktasındaki, U_2 de 2 noktasındaki ω açısal hızından dolayı oluşan çevre hızlarıdır.

$$U = \omega \cdot r$$

1 ve 2 noktaları kıyas düzleminde bulduklarından $Z_1=Z_2$ dir. Denklemimizi 1 ve 2 noktaları için tekrar düzenlediğimizde bu iki nokta arasında;

$$\frac{P_1 - P_2}{\gamma} = \frac{\omega^2 \cdot (r_2^2 - r_1^2)}{2g}$$

denklemine eşit bir basınç farkı doğar .Sisteme su giriş ve çıkışına izin verdiğimizde ise merkezden dışarı doğru bir su akışı başlar ve bulmuş olduğumuz yukarıdaki denklem geçerliliğini yitirir.

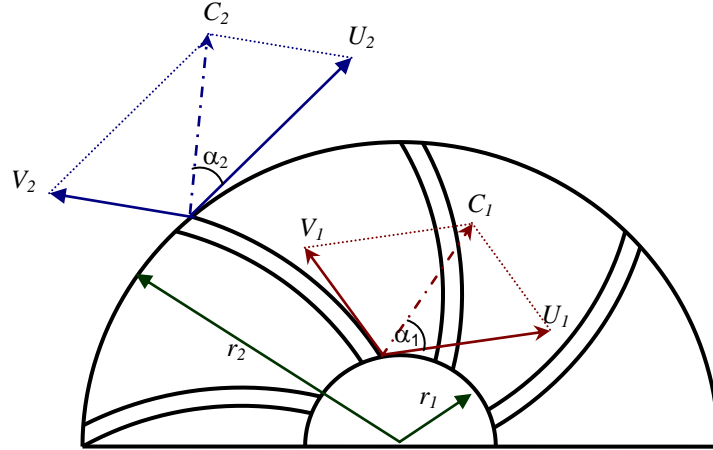
8.2.3.a Santrifüj Pompalarda Kanat Teorisi

1 noktasındaki birim su kütesinin 2 noktasına doğru hareketi sırasında suyun kanatçıklara giriş debisi kanatçıklardan çıkış debisine eşittir. Kanatçıklar arasındaki kanalın kesitinin 2 noktasına gidildikçe genişlemesinden dolayı suyun hızı düşecektir. Yani suyun kanala girişteki hızı V_1 iken çıkıştaki hızı V_2 olur. ($V_1 > V_2$) dir. Bu hız farklılığından dolayı meydana gelen basınç farkı h_1 ise;

$$h_1 = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} \quad (8.7)$$

dir.

8.2.3.b Kanat Çizimi;



Şekil 8.3 Santrifüj pompada giriş ve çıkış hız üçgenleri

U_1 çevre hızı ile kanatçığa giren sıvı, kanatçıktan çıkarken çaptaki farklılıktan dolayı U_2 çevre hızına ulaşır. Bu hız artışına bağlı olarak merkezkaç kuvvet de artar ($U_2 > U_1$). Hız artışından dolayı meydana gelen basınç farkı ise;

$$h_2 = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} \quad \text{dir.} \quad (8.8)$$

Bu iki farklı hızın sebep olduğu mutlak hız vardır ki, gerçek akımı niteleyen bu mutlak hızın büyüklüğü ve yönüdür. Mutlak hız V hızı ile U hızının bileşkesi olup C ile ifade edilir. Mutlak hızın kanatçığa girişteki değeri C_1 ve çıkıştaki değeri de C_2 ise bu değişimden dolayı meydana gelen basınç farkı ;

$$h_3 = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} \quad (8.9)$$

olacaktır.

Sıvının pompa içinde kazanacağı toplam enerjinin değeri;

$$Ht_\infty = h_1 + h_2 + h_3 = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} \quad [\text{mss}] \quad (8.10)$$

[mss] → (metre su sütünü).

olacaktır.

U, V ve C arasındaki trigonometrik bağıntılardan yararlanılarak (8.10) denklemi;

$$Ht_\infty = \frac{1}{g} \cdot [U_2 \cdot C_2 \cdot \cos \alpha_2 - U_1 \cdot C_1 \cdot \cos \alpha_1] \quad [\text{mss}]$$

olarak yazılabilir. α_1 ve α_2 mutlak hızlar ile çevre hızlarının yönleri arasındaki açılardır. Genellikle sıvı kanada dik girer. Bu nedenle $\alpha_1 \approx 90^\circ$ kabul edersek;

$$Ht_{\infty} = \frac{1}{g} \cdot [U_2 \cdot C_2 \cdot \cos \alpha_2] \quad [\text{mss}]$$

şeklini alır. Şekil incelendiğinde $(C_2 \cdot \cos \alpha_2)$, $(-C_2)$ nin U_2 üzerindeki iz düşümüdür. $(C_2 \cdot \cos \alpha_2)$ yi, Cu_2 olarak ifade edersek;

$$Ht_{\infty} = \frac{U_2 \cdot Cu_2}{g} \quad [\text{mss}]$$

yazmak mümkündür.

Bu hesaplama , tek boyutlu akım şartlarında hiç bir kayıp olmadığı ve sonsuz sayıda kanat olduğu kabulü ile yapılmıştır. Gerçekte bu kabuller geçerli olmayıp elde ettiğimiz bağıntıyı;

$$Ht = k \cdot Ht_{\infty}$$

şeklinde düzenlememiz gerekmektedir. Burada k ifadesi , çark çapına , kanat sayısına, kanat kalınlığına ve kanat açlarına bağlı bir katsayıdır. Teorik basma yüksekliği ile manometrik basma yüksekliği arasında ;

$$Hm = \xi \cdot Ht \quad [\text{mss}] \quad (8.11)$$

bağıntısı mevcut olup burada ξ , sürtünme, yön değiştirme vs. gibi bütün kayıpları kapsamaktadır.

8.2.3.c Verim

Santrifüj pompanın genel verimi; pompanın sıvıya devrettiği faydalı enerji ile pompa milindeki enerjinin oranıdır. Bir pompanın kalitesinin tespitinde önemli bir ölçüdür. Genel verim; hidrolik verim, mekanik verim ve kaçak verim gibi üç değişik verimin çarpımından elde edilir.

i- Hidrolik Verim

Pompanın çarkı tarafından sıvıya devredilen hidrolik güç Nh ve pompa çarkının çıkışında elde ettiğimiz faydalı güç N_f' ise;

Pompanın hidrolik verimi ;faydalı gücün hidrolik güce oranı şeklinde olacaktır,

$$\eta_h = \frac{N_f'}{N_h} \quad (8.12)$$

ii- Kaçak Verimi

Pompanın basmakta olduğu debi Q ve çarktan geçmekte olan debi de Q' olsun ($Q' > Q$). Çark içinden geçmekte olan debi aynen basma borusuna geçmez. Bu iki debi arasındaki fark kaçak debisidir. Kaçak debi, pompa çarkı ile sabit kısımlar arasındaki aralıklardan geçerek, çark çıkışı ile girişi arasında devreden sıvı ve pompa salmastralarından sızan sıvıyı karakterize etmektedir.

Aynı zamanda N_f' pompa çarkı çıkışındaki gücü, N_f ise pompa çıkışındaki faydalı gücü karakterize etmektedir. Kaçak verim η_k 'yı şu şekilde tarif edebiliriz;

$$\eta_k = \frac{Q}{Q'} \cdot \frac{N_f}{N_f'} \quad (8.13)$$

Yani pompanın basmakta olduğu debinin, pompa çarkından geçmekte olan debiye oranı veya pompanın vermekte olduğu faydalı gücün, pompa çarkından çıkıştaki faydalı güce oranı olmaktadır.

iii- Mekanik Verim

Pompa miline verilen enerji, yatak ve salmastralardaki mekanik sürtünmeler ile çarkın ön ve arka yüzelerindeki sürtünme yüzünden aynen suya uygulanmaz. Mekanik verim, pompa çarkı tarafından sıvıya iletilen gücün, pompa miline uygulanan tahrik gücüne oranıdır.

$$\eta_m = \frac{N_h}{N_e} \quad (8.14)$$

Bu tariflere göre toplam verim (η_g), hidrolik, kaçak ve mekanik verimlerin çarpımına eşittir ;

$$\eta_g = \eta_h \cdot \eta_k \cdot \eta_m = \frac{N_f'}{N_h} \cdot \frac{N_f}{N_f'} \cdot \frac{N_h}{N_e}$$

$$\eta_g = \frac{N_f}{N_e} \quad (8.15)$$

Sonuç olarak toplam verimin, pompa çıkışındaki gücün pompayı tahrik eden tahrik gücüne oranı olduğunu göstermiş olduk.

8.2.3.d Özgül Hız

Santrifüj pompalar için kullanılmakta olan özgül hızın fiziki anlamı; 1 metre manometrik basma yüksekliğine saniyede 1 m³ su basan pompanın max. verim sağlayabilmesi için dakikada dönmesi gereken devir sayısıdır. Geometrik bakımdan benzer pompaların özgül devir sayıları aynıdır. Metrik sistemde özgül hız;

$$n_s = 3,65 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H_m^{3/4}} \quad [\text{dev/dak}] \quad (8.16)$$

n	→	Pompanın devir sayısı [dev/dak]
Q	→	Pompanın sn'deki debisi [m ³ /sn]
H_m	→	Metre cinsinden manometrik basma yüksekliği [m]
n_s	→	Özgül hız [dev/dak]

Özgül hız ifadesini incelendiğinde şu sonuçlar elde edilir.

Eşit manometrik basma yüksekliği ve eşit debi ile çalışan iki santrifüj pompadan özgül hızı büyük olan pompa daha yüksek devir adedi ile çalışır ve boyutları daha küçüktür.

Eşit debi ve devir sayısı ile çalışan iki pompadan özgül hızı büyük olan pompanın manometrik basma yüksekliği daha küçüktür.

Eşit manometrik basma yüksekliği ve devir adedi ile çalışan iki pompadan özgül hızı büyük olan pompanın basacağı debi diğerinden daha fazladır.

Tam santrifüj pompaların özgül hızları 50 ile 200 [dev/dak] arasındadır. Özgül hız küçüldükçe pompa tam radyal tipe dönüşür ve çark çapı büyür, suyun geçiş kesiti daralır. Bu sebeple pompanın küçük özgül hızlı olması hem konstrüktif ve imalat zorlukları doğurur ve hem de genel verimin düşmesine neden olur. Çok zorunlu kalınmadıkça düşük verimli ve küçük özgül hızlı pompa imalatında kaçınılır ve özgül hızı artırma çareleri aranır.

Benzer şekilde, yüksek özgül hızlı pompaların, özellikle çarklarının dönük kanatlı imal edilme zorunluluğu ve konstrüktif güçlükler sebebiyle pahalı olmaları, çok zaman aynı işi görecektir ve daha ucuz olan pompa tipine kaymayı zorunlu kılar. Bu durumda da özgül hızı düşürme çareleri aranır. Tam santrifüj pompaların kademeli yapılmasına karar vermek için devir sayısı ve sınır özgül hız değerleri göz önüne alınır.

Çizelge 8.2 Pompa devrine göre özgül hız alt limitleri

Pompa Devir sayısı n [dev/dak]	Sınır özgül hız n_s [dev/dak]
1500	33
3000	80
4000	120

Hesaplanan özgül hız değeri verilen sınır özgül hız değerinden küçük çıkmışsa pompanın kademeli seçilmesi uygun olur.

Özgül hız yukarıda verilen tablodaki değerlerden düşük olursa verim anormal şekilde düşer. Bu nedenle pompayı çok kademeli seçme yoluna gidilir ve böylece tek bir kademeye düşen özgül hız değeri

büyütülmüş olur. Tek kademeye düşen manometrik yükseklik, çok kademeli pompalarda 15m-30m metre arasında seçilir. Pompanın hareketini yüksek devirli bir tahrik elamanından alması durumunda bu değer 60m'ye kadar yükseltilebilir.

Artırılan kademe sayısına göre yeni özgül hız;

$$n_s = n_{s1} \cdot i^{3/4} \quad (8.17)$$

i → kademe sayısı

formülü ile hesaplanır. Bulunan yeni özgül hız müsaade edilen sınırlar içinde değilse kademe sayısı artırılır ve kademe başına düşen özgül hız değeri yeniden hesaplanır. Bu işlem müsaade edilen sınırlar içerisindeki özgül hız değeri bulunana kadar tekrarlanır.

H_m	Max. Özgül Hız
10	240 [dev/dak]
20	120 [dev/dak]
30	100 [dev/dak]
60	80 [dev/dak]
100	50 [dev/dak]

Çizelge 8.3 Farklı manometrik yükseklikler için normal tesislerde tavsiye edilen max. özgül hız değerleri verilmiştir.

Herhangi bir manometrik yükseklik değeri için özgül hız kavitasyon tehlikesi yüzünden sınırlanmıştır.

8.2.3.e Pompa Mil Gücü

Pompanın bastığı sıvının, özgül ağırlığı γ [N/m³], basılan debi Q [m³/sn], manometrik yükseklik H_m [m] ve genel verim değeri η_g , pompa miline verilmesi gereken gücü bulmamız için yeterlidir.

$$N_e = \frac{\gamma \cdot H_m \cdot Q}{\eta_g \text{ (Boyutsuz)}} \quad [KW] \quad (8.18)$$

$$N_e = \frac{N}{m^3} \cdot m \cdot \frac{m^3}{sn} = \frac{N \cdot m}{sn} = [watt] = 10^{-3} \cdot [KW]$$

formülünü kullanarak bulunur. Pompa mil gücü [BG] cinsinden istenirse;

$$[KW] \cong 1,3593 \cdot [BG]$$

eşitliğinden yararlanılır.

Pompanın bir çevirici makinaya bağlantısında genellikle elastik kavrama kullanılır. Kavramanın bağlantısında herhangi bir kasıntıya asla müsaade edilmemelidir. Özel ölçü aletleri ile kontrol edilerek, pompa ve çevirici makina millerinin aynı ekseninde olması muhakkak sağlanmalıdır. Aksi halde, mekanik verim, dolayısı ile genel verim düşer. Pompa hesaplanandan fazla güç çeker.

Ayrıca hem çevirici makina ve hem de pompanın yatakları zorlanır. Aşırı ısınma ve zamansız aşınmalar ortaya çıkar .

8.2.3.f *Pompayı Tahrik Eden Motor Gücü*

Pompayı çeviren makina genellikle elektrik motoru, benzin veya dizel motoru, buhar türbini veya su türbini olur.

En tehlikeli durum, Pompanın elektrik motoru ile tahrik edilmesi durumlarında görülür. Motor gücü uygun seçilmezse elektrik motoru yanabilir. Diğer tahrik edici makinalarda güç yeterli değilse, pompanın devir sayısı düşer. Bu durumda tahrik edici makina hasar görmemesine rağmen, istenilen basma yüksekliği ve debi sağlanamaz.

Motor gücü, pompanın hesaplanan mil gücü değerinin bir α emniyet katsayısı çarpımı ile bulunur.

$$N_{mot} = \alpha \cdot \frac{\gamma \cdot H_m \cdot Q}{1000 \cdot \eta_g} \quad [KW] \quad (8.19)$$

Çizelge 8.4 Pompa mil gücüne bağlı emniyet katsayıları

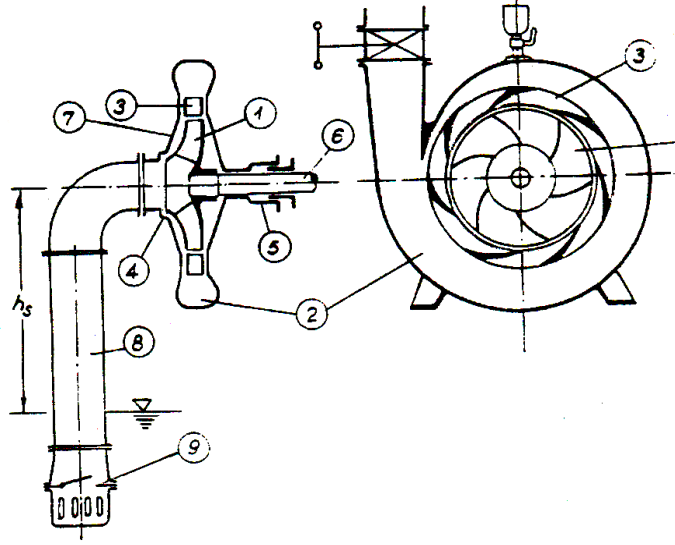
$Ne < 5$ BG için	$\alpha = 1,2 - 1,3$
$5 < Ne < 25$ BG için	$\alpha = 1,1 - 1,2$
$Ne > 25$ BG için	$\alpha = 1,05 - 1,1$

Emniyet katsayısı, mil gücünün büyüklüğüne bağlı olarak *Çizelge 8.4* den seçilebilir.

8.2.3.g *Santrifüj Pompaların Kısımları*

Bir santrifüj pompa aşağıdaki kısımlardan meydana gelmiştir. Şekilde örnek olarak tek girişli, tek kademeli bir santrifüj pompa ele alınmıştır.

- 1- Çark:** Üzerinde kanatları olan ve pompa milinden aldığı mekanik enerjinin hidrolik enerjiye dönüşümünü gerçekleştiren parça.
- 2- Salyangoz:** Çarktan çıkan suyu toplayıp basma borusuna aktaran parça.
- 3- Difüzör:** Üzerindeki kanatları sayesinde suya yön verir. En önemli görevlerinden biri de çarktan çıkan suyun hızını azaltarak, suyun sahip olduğu kinetik enerjisinin bir kısmını basınç enerjisine dönüştürür.
- 4- Yıpranma halkası ve hidrolik conta:** Pompa gövdesi ile çark arasındaki kaçak kayıplarını azaltmak için kullanılır.
- 5- Salmastra kutusu:** Mil ile gövde arasındaki su kaçaklarını önler.
- 6- Mil:** Tahrik elemanından aldığı mekanik enerjiyi pompa çarkına iletir.
- 7- Gövde:** Pompanın tüm parçalarını üzerine toplayan parça.
- 8- Emme borusu:** Suyun pompa içine alındığı kısım
- 9- Süzgeç ve klape:** Süzgeç, pompanın içerisine girmesi sakıncalı büyüklükteki parçaların girmesini önler. Klape ise pompanın çalışmadığı durumlarda suyun geri akışını önler.



Şekil 8.4 Santrifüj pompaların kısımları

8.2.3.h Santrifüj Pompalarda Kavitezyon

Kavitezyon kelimesi Latince olup (Cavus) boşluk anlamındadır.

Pompa içinde emme tarafında herhangi bir noktadaki su basıncının, doymuş buhar basıncından daha düşük basınç değerine inmesinden dolayı sudaki erimiş gazların ayrılması ve su buharı ile dolu küçük zerreciklerin oluşmasıyla başlar. Bu zerrecikler, içinde bulunduğu su ile birlikte sürüklenerek basıncın buharlaşma basıncından daha yüksek olduğu bir ortama kadar ilerler ve orada yoğunlaşır. Bu yoğunlaşma hızı çok yüksek olup saniyenin binde 2-3'ü kadardır. Bu ani yoğunlaşma sonucu yoğunlaşma noktasındaki basınç 300 atmosfer basınca kadar yükselir ve saniyede 25000 (max.) frekans seviyesine kadar tekrarlanır. Oluşan bu basınç dalgaları temas halinde oldukları pompa yüzeylerini basınç bombardımanına maruz bırakır. Bu tesirler altında cidarlardaki malzeme içinde titreşim başlar. Titreşim malzemenin iç bünyesinde deformasyona ve kavitezyon tahribatı denilen malzemenin sünger şeklini alarak çürütmesine yol açar.

Malzemede meydana gelen kavitezyon tahribatı, erozyon ve korozyon tahribatı ile karıştırılmamalıdır. Korozyon; sadece kimyasal bir etkinin sonucudur, erozyon ise suyun birlikte sürüklediği katı cisimlerin (kum gibi) cidarlara sürtünmesi sonucu veya bazı noktalarda su hızının çok yüksek değerlere çıkması ile meydana gelen aşınma olayıdır.

Kavitezyon tahribatına genellikle, fan kanatlarında, fan profilinde ve özellikle pompa girişinde rastlanır. Pompanın normal kapasitesi üzerinde çalışmasının sonucu olarak, fan kanatlarının sırt taraflarında, fan çıkışında ve salyangoz kanatlarında da görülmektedir.

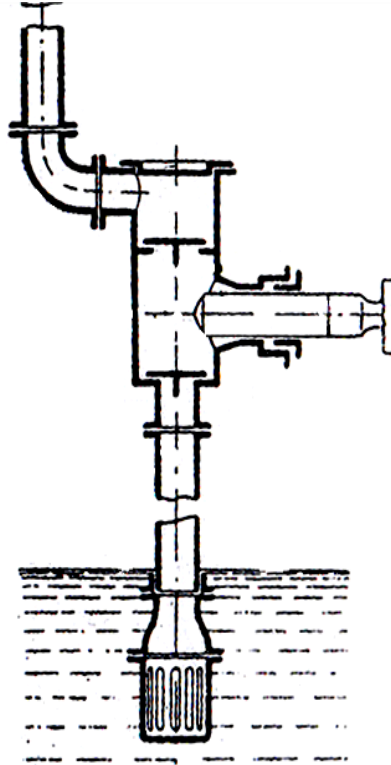
Pompa çalışırken içerisinde çakıl taşı çarpmalarını andıran sesler ve titreşimler meydana gelmesi.

Manometrik basma yüksekliği ile debi ($H-Q$) eğrisinin ani olarak düşmesi, pompanın kavitezyonlu çalıştığının belirtileridir.

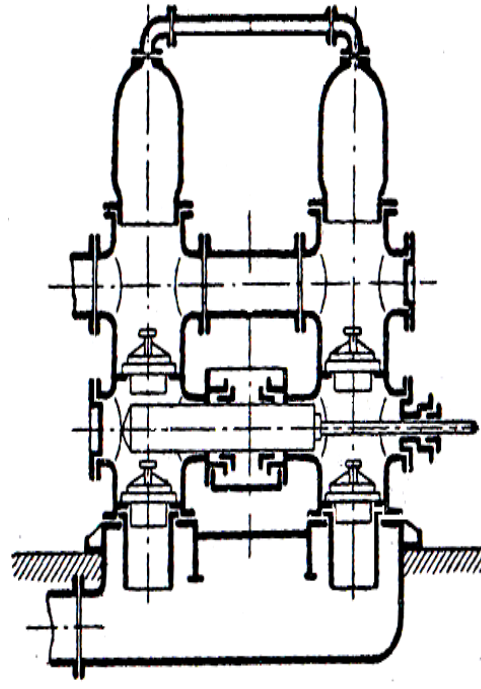
8.2.4 Pistonlu Pompalar

Pistonlu pompalarda, suyun taşınması bir silindir içerisinde ileri geri giden bir pistonun yardımı ile yapıldığından su ancak kesik kesik taşınabilir. Bunun için emme ve basma donanımlarını açıp kapayan klapeleri vardır. Suyun borularda yapacağı kesik hareketin önüne geçmek için, su tesis borularına verilmeden önce bir basma hava kazanına (Hidrofordaki gibi) verilir. Buradaki basınç farklılığı çok düşük olduğundan yaklaşık olarak aynı basınçta borulara verilir.

Pistonlu pompalar tek veya çift tesirli olmak üzere 2 ye ayrılır.



Şekil 8.5 Tek tesirli pistonlu pompa



Şekil 8.6 Çift tesirli pistonlu pompa

8.2.4.a Pistonlu ve Santrifüj Pompaların Karşılaştırılması

Pistonlu pompaların verimleri daha yüksektir (%84-90). Bu yüzden yaklaşık olarak tahrik güçleri hesaplandığında pistonlu pompalar daha az enerjiye ihtiyaç göstereceklerdir.

Bir pistonlu pompa tesisinin tahrik gücü ;

$$N = 0,2 \cdot Q \cdot H \quad [KW]$$

Santrifüj pompa tahrik gücünü ise;

$$N = 0,25 \cdot Q \cdot H \quad [KW]$$

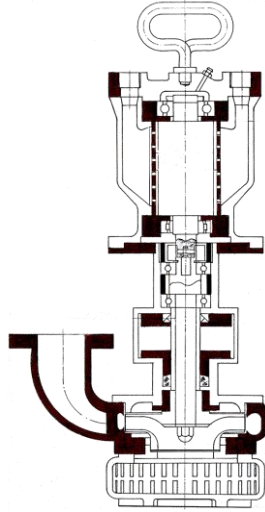
Olarak kabaca hesap etmek mümkündür.

Ancak maden ocaklarında pompalar günün belirli saatlerinde çalışırlar ve bundan dolayı verimlerinin düşük oluşu (sarf edilecek enerji bakımından) önemli değildir. Buna karşılık pistonlu pompaların ilk yatırım maliyeti yüksektir. Pistonlu pompaların yapıları da büyüktür ve büyük pompa daireleri gerektirir.

Pistonlu pompaların çalışma emniyetleri daha yüksek arızaları daha azdır. Bu da bakım masraflarının daha az olması demektir. Daha az yağlamaya ihtiyaç gösterirler.

Santrifüj pompaların diğer bir avantajları da sevk ettikleri su miktarları bir vana ayarlanabilmesidir, bu imkan pistonlu pompada yoktur. Bütün bu avantajlardan dolayı santrifüj pompaların madenlerde kullanılmasının önemli yeri vardır.

8.2.5 Nargile Tulumbalar (*Dalgıç Pompa*)



Nargile pompalar su içinde çalıştıkları için dalma veya dalgıç pompa diye de anlandırılır.

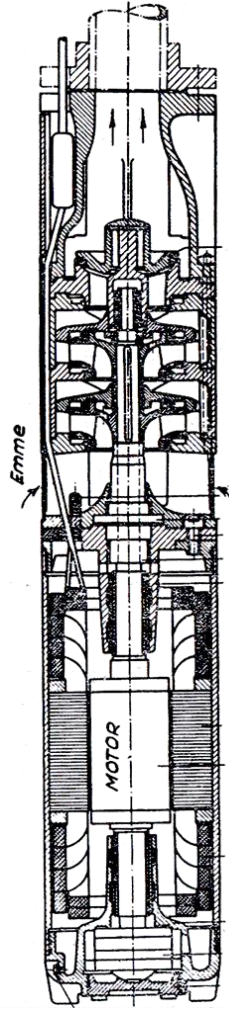
Nargile pompalar, hava motoruyla tahrik edilirler. Hava motoru eksantrik bir silindir, gömlek ve kanatlı rotordan oluşmaktadır.

Pompayı tahrik eden rotor üzerindeki kanallara yerleştirilmiş NEOTEX kanatlar, silindir çeperine doğru savrulmak suretiyle açılırlar ve içeriye giren basınçlı havanın kanat yüzeyine tesiriyle çalışır.

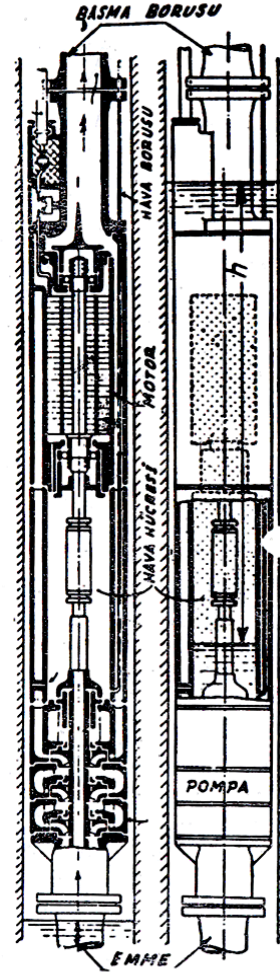
Şekil 8.7 Nargile pompa

8.2.6 Dalgıç Pompalar

Dalgıç pompalarda motor ile tulumba blok haldedir. Pompa ile motor her ikisi birden kısmen yada tamamen suya gömülü olarak çalışır. Kuyu dışına elektrik kablosu ve basma borusu çıkarılır. Basma borusu aynı zamanda pompayı taşımaya yarar



Şekil 8.8 Yaş tip Dalgıç Pompa



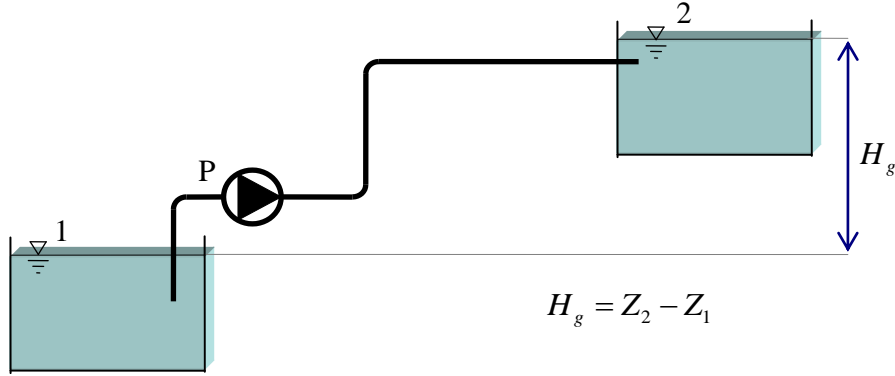
Şekil 8.9 Kuru tip Dalgıç Pompa

Dalgıç pompalarda iki tip vardır.

1. **Yaş tip;** Motor alt kısımdadır ve tamamen su içinde çalışır. Emiş motor ile pompa arasındaki çevrelenmiş bir hücreden yapılır. Daha çok rastlanan tip bu tiptir.

2. **Kuru tip;** Pompa alt kısımda motor üst kısımdadır. Altan emilen su pompayı geçtikten sonra motorun etrafında bulunan su sızdırmaz ortamdan geçerek basma borusuna gider. Motor ile tulumba arasında bir hava hücresi vardır. Rotor hava ortamında döner.

8.3 BORULAR



Şekil 8.10 Örnek Tesisat

Şekil 8.10 da görüldüğü gibi bir tesisimiz olsun ve bu tesisin 1 ile 2 noktaları arası için bernoulli denklemini yazalım. 1 noktasını kıyas düzlemi olarak kabul edersek;

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + h_L = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + \sum h_K$$

Z_1 → Basılması istenilen sıvı yüzeyinin kıyas düzleminde olan düşey mesafesi. (Kıyas düzlemi olarak eğer bu sıvı yüzeyini kabul edersek $Z_1 = 0$ dır)

γ → Basılacak sıvının özgül ağırlığı [N/m^3]

P_1 → 1 noktasındaki mutlak basınç (kıyas düzleminde değeri 0 dır.)

V_1 → 1 noktasındaki sıvının azalma hızı.

h_L → Pompanın [*metre*] cinsinden sıvıya vermesi gereken basınç yükü

Z_2 → 2 noktasından kıyas düzlemine olan düşey mesafe.

V_2 → 2 noktasındaki sıvının artış hızı.

P_2 → 2 noktasındaki mutlak basınç.

$\sum h_K$ → Toplam düz ve yerel boru kayıpları.

1 ve 2 noktaları atmosfere açık olduğundan P_1 ve P_2 mutlak basınçları 0 dır. Aynı zamanda 1 ve 2 noktalarında, işlem kolaylığı ve pratik olması bakımından (V hızları birbirine eşit veya ∞ küçük) 0 olacak şekilde seçeriz. Bu kabullerden sonra denkleminizi tekrar düzenlediğimizde;

$$h_L = (Z_2 - Z_1) + \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + \sum h_K$$

$$h_L = H_m = H_g + \sum h_K \quad (8.20)$$

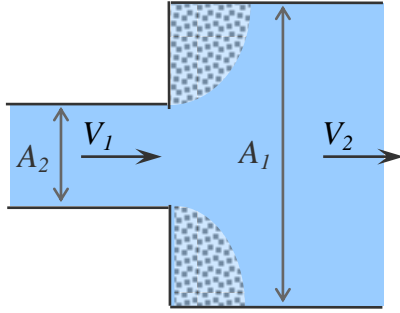
h_L Pompanın manometrik basma yüksekliğini verir. ($H_m = h_L$)

Mevcut bir tesisin pompa seçiminin yapılabilmesi için, pompanın basması gereken Q debisi, H_g yüksekliği ve tesisin kayıplarının da bilinmesi gerekmektedir.

8.3.1 Σh_k Toplam Boru Kayıpları (Yerel + Düz Boru)

8.3.1.a Yerel (Lokal) Kayıplar

i- Ani Genişleme Kaybı



Ortalama hız V_1 değerinden V_2 değerine ani geçişle düşürülürse birim ağırlıktaki sıvı için yerel kayıp;

$$\xi = K \cdot \frac{V_2^2}{2g} \quad (8.21)$$

dir. Burada K yerel kayıp katsayısı olup;

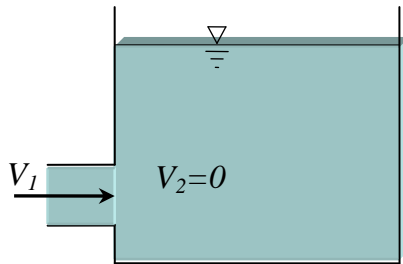
Şekil 8.11 Ani Genişleme Kaybı

$$K = \left(\frac{1}{m} - 1 \right)^2$$

$$m = \frac{V_2}{V_1} = \frac{A_1}{A_2} \quad A \rightarrow \text{Boru kesiti}$$

şeklinde verilmiştir.

ii- Hazne Girişi



İçindeki akışkanın ortalama hızı V_1 olan bir boru yeter derecede geniş bir hazneye bağlanırsa, hazne içerisindeki su hızının boru içindeki su hızına göre ihmal edilebilecek derecede küçük olmasından dolayı, meydana gelen kaybın çok büyük yaklaşımla;

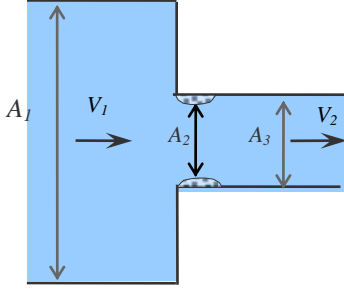
Şekil 8.12 Hazne Giriş Kaybı

$$\xi = K \cdot \frac{V_1^2}{2g} \quad (8.22)$$

şeklindeki ifadesi doğrudur.

iii- Ani Daralma Kaybı

A_1 kesitli boru ani geçiş ile A_2 kesitli boruya bağlanmış ise buradaki kayıp;



$$\xi = \left(\frac{1}{\beta} - 1 \right) \cdot \frac{V_2^2}{2g} \quad (8.24)$$

şeklinde verilmiştir. Bu denklemdeki β katsayısı A_3/A_1 olup aşağıdaki tablo dairesel kesitli borularda Weisbach'a göre, boru kesit alanlarının oranı cinsinden β değerlerini vermektedir.

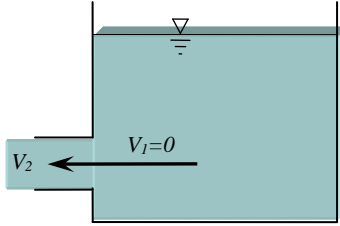
Şekil 8.13 Hazne Giriş Kaybı

Çizelge 8.5 β Değerleri

A_3/A_1	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
β	0,61	0,62	0,63	0,65	0,68	0,71	0,75	0,81	0,88

iv- Hazne Çıkış Kaybı

Yeter derecede geniş bir hazneden bir boruya ani çıkış halinde, ortalama bir hesapla;



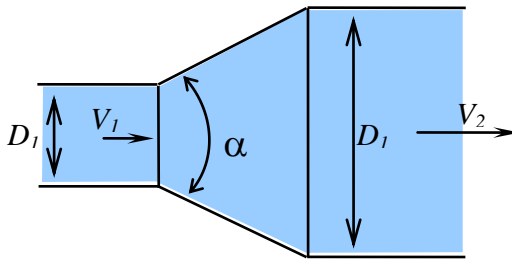
$$\xi = 0,5 \cdot \frac{V_2^2}{2g} \quad (8.25)$$

alınabilir. V boru içerisindeki ortalama hızdır.

Şekil 8.14 Hazne Çıkış Kaybı

v- Yavaş Genişleme (İraksak Boru)

D_1 çaplı boru ile D_2 çaplı boru arasında Tepe açısı α olan bir konik boru yerleştirildiğinde kayıp;



$$\xi = K \cdot \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g} \quad (8.26)$$

şeklindedir.

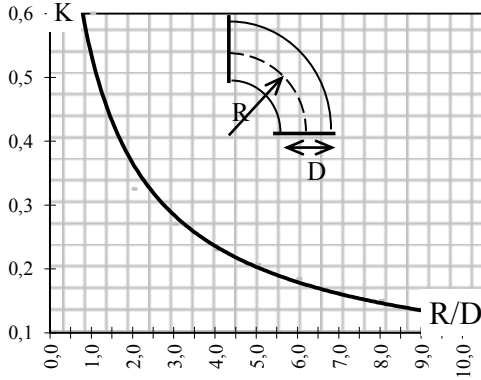
Şekil 8.15 Yavaş Genişleme İraksak

Boru

Çizelge 8.6 İki çap oranı için K katsayısı değerleri.

α	7°	10°	20°	45°	60°	90°	120°	180°
$D_2/D_1 = 3$	0,15	0,17	0,40	0,86	1,02	1,06	1,04	1,00
$D_2/D_1 = 2$	0,15	0,17	0,40	1,06	1,21	1,14	1,07	1,00

vi- Dirsek Kayıpları



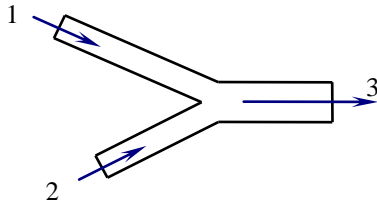
90° lik köşeli dirsekler için $K=1.3$ alınabilir.

Tesisat işlerinde kullanılan dirsekler için K değerleri Şekil 8.17 deki grafikte verilmiştir.

$$\xi = K \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (8.27)$$

Şekil 8.16 Dirsek kayıpları için K Değerleri

vii- Birleşme ve Ayrılma Parçaları

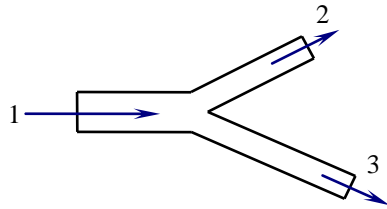


Birleşme Y parçalarında ki kayıp katsayısı;

$$\xi_L = \frac{H_1 \cdot Q_1 + H_2 \cdot Q_2}{Q_3} - H_3$$

denklemini oluşturularak hesaplanır.

Ayrılma Y parçalarında ise;



$$\xi_L = H_1 - \frac{H_2 \cdot Q_2 + H_3 \cdot Q_3}{Q_1}$$

denklemini oluşturulur .

Bu denklemlere göre toplam yük kaybı katsayısı K_L tanımlanacak olursa;

$$\xi_L = K_L \cdot \frac{V_1^2}{2g}$$

Ayrıca (1) den (2)'ye geçişte K_{12} ve (1) den (3)'e geçişte K_{13} katsayıları tanımlanabilir.

$$\xi_{12} = K_{12} \cdot \frac{V_1^2}{2g} = H_1 - H_2$$

$$\xi_{13} = K_{13} \cdot \frac{V_1^2}{2g} = H_1 - H_3$$

Bu kayıp katsayıları arasında ;

$$K_L = K_{12} \cdot \frac{Q_2}{Q_1} + K_{13} \cdot \frac{Q_3}{Q_1} \quad (8.28)$$

bağıntısı vardır.

viii- Vana Kayıpları

Sürgülü vanalar için Tablonun a sütunu, Kelebek vanalar için ise tablonun b sütunu kullanılacaktır.

Ayrıca santrifüj pompalarda kullanılan süzgeçli dip klapelerinde $K=4-8$ alınması tavsiye edilir.

Çizelge 8.7 \varnothing Açısı Kelebek vananın kelebeğinin açısı olup 0° kelebeğin akış eksenine tam paralel konumudur. Açının 0'dan farklı olması kelebeğin akışa karşı oluşturduğu kapanma açısıdır.

a) Sürgülü Vana		b) Kelebek Vana	
X/D	K	\varnothing	K
0	0,12	0	0,4
0,1	0,16	10	0,7
0,2	0,22	20	1,5
0,3	0,4	30	4
0,4	0,8	40	12
0,5	2	50	40
0,6	5,5	60	140
0,7	15	70	400

ix- Dip klapesi ve Süzgeci

Çeşitli tesisat elemanları tiplerine, konstrüksiyonlarına ve imalattaki itinaya bağlı olarak çok değişik kayıp katsayıları gösterir. Genellikle tüm bu yersel kayıp elemanlarının kayıp için tavsiye edilen değerler bir el kitabından diğerine göre farklılık göstermektedir. Dip klapesi ve süzgecin her ikisi bir arada bizim tavsiyemiz

$K=3 \dots 15$ arasında bir değer olacaktır.

8.3.1.b Düz Boru Kayıpları

Boru içerisinde belirli bir hızla akmakta olan akışkanın boru cidarına sürtünmesinden dolayı enerji kaybına uğraması, yani toplam yükünün bir kısmını kaybetmesi, borularda yük kaybı problemini ortaya çıkarır.

1883 yılında İngiliz fizik mühendisi OSBORNE REYNOLDS borulardaki yük kaybını yaptığı deneylerle kanunlaştırdı.

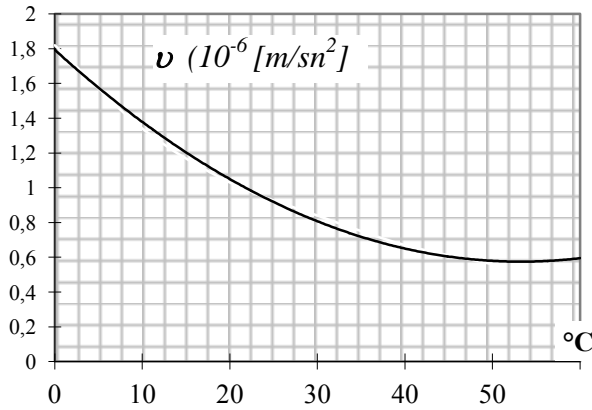
Reynolds, bir cam boru içerisinde geçen su akımına renkli akışkan enjekte etti ve iki ayrı rejimde akış olabileceğini ispatladı. Alçak hızlarda, renkli akışkanın çıktığı noktadan geçen suyun oldukça net, düzgün olduğunu ve akım çizgilerinin muntazam olduğunu görerek bu tip akıma LAMİNER akım adını verdi.

Yüksek hızlarda ise, renkli akışkanın suya karışarak türbülanslı girdapları meydana getirdiğini gördü ve bu tip akıma TÜRBÜLANSLI akım adını verdi.

Sonuç olarak, bir borudaki akımın türbülanslı olup olmadığını, boru içinden geçen akışkanın yoğunluğuna, boru çapına ortalama hızına ve viskozitesine bağlı olarak Reynolds sayısı ile ifade etti.

$$Re = \frac{v \cdot D \cdot \rho}{\mu} = \frac{v \cdot D}{\nu} \quad (8.29)$$

- v → Ortalama hız [m/sn]
- D → Boru çapı [m]
- μ → Dinamik viskozite [kg/(m·sn)]
- ρ → Yoğunluk [kg/m³]
- ν → Kinematik viskozite [m²/sn]
- Re → Reynolds sayısı [boyutsuz]



Şekil 8.17 Su için sıcaklığa bağlı olarak ν Kinematik viskozite değerleri

(8.30)

$$\text{ortalama hız} = \frac{\text{Debi}}{\text{Boru kesitalanı}} \Rightarrow v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2}$$

Reynolds, Reynolds Sayısının $Re < 2320$ değerinde laminar akım,

$Re > 2320$ değerinde ise türbülanslı akım sonucunu elde etmiştir.

Darcy-Weisbach laboratuvar şartlarında, D çapında ve L boyunda dairesel kesitli bir boru içindeki, v ortalama hızından dolayı meydana gelen kayıp için, aşağıdaki denklemi elde etmişlerdir..

$$\xi_{DB} = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (8.31)$$

- f → Sürtünme katsayısı

Akım türbülanslı ise f sürtünme katsayısı ; ($Re < 2320$)

$$f = \left[\frac{1}{1,14 - 2 \cdot \log \left(\frac{e}{D} + \frac{21,25}{Re^{0,9}} \right)} \right]^2 \quad (8.32)$$

olarak tanımlanmıştır

$e \rightarrow$ Ortalama boru pürüz yüksekliği olup *çizelge 8.7*de değerleri verilmiştir.

Çizelge 8.8 Ortalama boru pürüz yüksekliği

Boru Cinsi	Ortalama pürüz yüksekliği [mm]
Dökme demir (Kaplamasız)	0,24
Dökme demir (Asfalt kaplamalı)	0,12
Dökme demir (Çimento kaplamalı)	0,0024
Dökme demir (Bitüm kaplamalı)	0,0024
Dökme demir (Santrifüj Döküm)	0,003
Galvanizli Çelik	0,15
Kaynaklı Çelik	0,061

Akım Laminer ise; ($Re < 2320$)

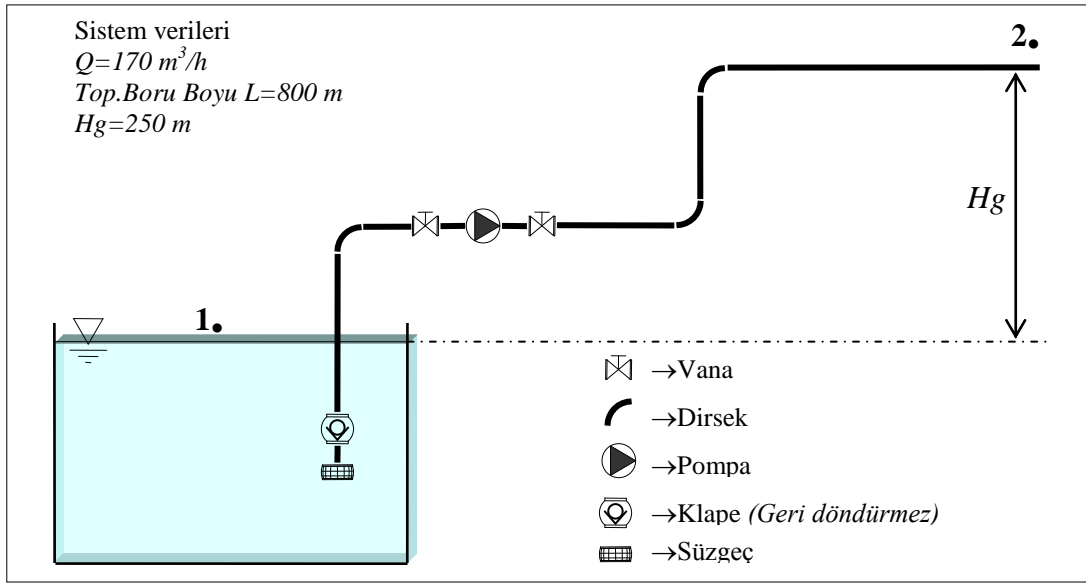
$$f = \frac{64}{Re} \quad (8.33)$$

8.4 Su Atımı (Pompa Hesabı)

Seçimi yapılan pompanın, şebekedeki tüm kayıplara rağmen, en ekonomik yatırım ve işletme maliyetleri ile çalışması istenir.

Seçimi yapacak kişinin, şebeke debisi (Q), toplam dik kot farkı (H_g) ve toplam boru boyunu (L) bilmesi gerekir.

Bu kriterleri göz önünde bulundurarak, hayali bir şebeke için boru çapı ve pompa seçimi yapmaya çalışalım. Hayali sistemimizin verileri aşağıdaki gibi olsun.



Şekil 8.18 Su atımı hayali sistemi

170 m³/saat suyun, 250 m dik kot farkı olan ve 800 metre hesaplanan boru şebekesi ile tahliyesine ihtiyacımız olsun. Bizden bu şebeke için pompa, boru çapları ve motor seçimi istensin.

Problemimizi çözmeye, pompanın manometrik basma yüksekliği H_m değerini hesaplayarak başlamalıyız. (Denklem [8.20])

$$h_L = H_m = H_g + \sum h_K$$

H_g değeri belli ve bu değeri sistemimizde ölçerek buluyoruz. Bizim $\sum h_K$ Toplam kayıpları bulmamız gerekiyor. Toplam kayıplarımız yersel ve düz boru kayıplarının toplamı olup;

$$\sum h_K = \sum h_{K(\text{YERSEL})} + \sum h_{K(\text{DÜZ BORU})}$$

eşitliği ile buluruz. İlk olarak düz boru kayıplarını inceleyelim.

(8.31) Denklemimizi pompanın emme ve basma tarafındaki düz boru kayıpları için düzenlersek;

$$\sum h_{K(DÜZ BORU)} = f_e \cdot \frac{L_e}{D_e} \cdot \frac{V_e^2}{2g} + f_b \cdot \frac{L_b}{D_b} \cdot \frac{V_b^2}{2g} \quad (8.34)$$

eşitliğini elde ederiz.

Boru çapını dolayısıyla akışkanın hızını seçmemiz gerekiyor. Çünkü yersel ve düz boru kayıpları $\sum h_{K(DÜZ BORU)} = F(f, V)$, akışkanın hızının ve akışkanın geçtiği ortamda maruz kaldığı dirençlerin bir fonksiyonudur.

Öncelikle emme borusundaki çapı seçelim. Emme borusu çapının seçiminde emme borusundaki akışkanın hızı önemli bir kriterdir. Bu hız değerini sınırlayan en önemli faktör kaviteasyondur.

Çizelge 8.9 Emme ve basma boruları için tavsiye edilen su hızları

Emme Borusu	$V_e = 0,5 \dots 2$	m/sn
Basma Borusu	$V_b = 1,5 \dots 4$	m/sn

Hızların büyük değerleri, basınç düşmelerine ve dolayısıyla kaviteasyona sebep olacağından emme borusunun çapının büyük seçilmesi uygun olur. Emme borusu, basma borusuna göre genellikle belirli boyda ve kısadır. Bu sebeple, emme borusunun maliyeti yönünden çapın büyük seçilmesi çok büyük rol oynamaz. Buna rağmen işletme kolaylığı sağlanmış olur.

Madenlerde basılacak su şlam ve çamurlu ise, yoğun ve aşındırıcı olduğundan, emme borusu su hızı max.1 m/sn , basma borusu su hızı da 1,5 m/sn yi geçmemesi tavsiye edilir.

Emme borusundan geçen akışkanın debisi;

$$Q = A \cdot V \quad (8.35)$$

A → (Boru kesit alanı)

V → (Borudan geçen akışkanın hızı) [m/sn]

Çizelge 8.9 dan emme borusu su hızını $V_e = 1,7$ m/sn olarak seçelim

$$Q = A \cdot V \quad \Rightarrow \quad Q = \frac{\pi \cdot D_e^2}{4} \cdot V_e$$

D_e → Emme Borusu çapı

V_e → Emme Borusundaki akışkan hızı

denklemden D_e yi çekersek

$$D_e = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V_e}} \quad D_e = \left[\sqrt{\frac{m^3 / sn}{m / sn}} \right] = [m] \quad (8.36)$$

elde edilir ve V_e için Q -n diyagramından okuduğumuz değeri yerine koyarak

$$D_e = \sqrt{\frac{4 \cdot (170/3600)}{\pi \cdot 1,7}} = 0,188 \quad [m]$$

olarak bulunur.

Emme borusunun çapı standart boru çapı değerlerinin arasında bir değer çıktığından bir üst boru çapı değerine yükseltmeyi tercih ettik.

Boru çapı standartlarından $D_e=0,200$ m seçildi. Gerçek V_e değeri seçilen boru çapı D_e (8.35) denkleminde yerine konarak su hızı;

$$V_e = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_e^2}$$

$$V_e = 1,5 \quad [m/sn] \text{ olarak bulunur.}$$

Emme tarafındaki düz boru kayıplarını bulmak için f sürtünme katsayısını bilmemiz gerekiyor. f Sürtünme katsayısı için, (8.32) denklemini incelendiğinde, Re (*Reynold*) sayısı gerekli.

Reynold sayısını bulmak için (8.29) denklemini kullanacağız ama, önce ν (*kinematik viskozite*) değerini suyun işletme anında olası en düşük sıcaklığı için **Şekil 18**.den seçmemiz gerekiyor.

Bizim hayali işletmemiz için en düşük su sıcaklığı 10 °C olsun. Kinematik viskozite değeri **Şekil 18**.den 10 °C için $\nu = 1,36 \cdot 10^{-6}$ olarak okuruz ve (8.29) denkleminde, okuduğumuz kinematik viskozite değerini, V_e hızını ve D_e çapını yerine koyduğumuzda Re değerini ;

$$Re = \frac{V_e \cdot D_e}{\nu} = 221048,53$$

olarak buluruz.

$Re > 2320$ olduğundan akış türbülanslıdır. f Sürtünme katsayısı için türbülanslı akımlar için (8.32) denklemini kullanacağız. Bu denklemde bize gerekli olan boru pürüzlülük değeri e yi **Çizelge 8.7** den kaynaklı çelik borular için $0,061$ mm olarak seçtik. Tüm verileri denklem (8.32) de yerine koyarsak f sürtünme katsayısı için;

$$f = \left[\frac{1}{1,14 - 2 \cdot \log \left(\frac{e}{D} + \frac{21,25}{Re^{0,9}} \right)} \right]^2$$

$$f = 0,017610$$

değerini buluruz. (Denklemdaki verilerin birimlerine dikkat edilmeli).

Emme borusu boyunu $L_e=10$ m olarak kabul edersek emme tarafındaki toplam düz boru kayıplarını denklem (8.34) ü kullanarak;

$$\sum h_{K(EMME BORUSU)} = f_e \cdot \frac{L_e}{D_e} \cdot \frac{V_e^2}{2g}$$

$$\sum h_{K(EMME BORUSU)} = 0,01761 \cdot \frac{10}{0,2} \cdot \frac{1,5^2}{2 \cdot 9,81} = 0,10 \quad [mss]$$

Emme tarafında düz boru kayıplarından başka, 1 adet vana, 1 adet dirsek, 1 adet Dip klapesi ve süzgeç kayıpları var. Lokal kayıpları bulmak için kullanacağımız genel denklem ;

$$\xi = K \cdot \frac{V^2}{2g}$$

dir. Denklemdaki ξ , genel olarak herhangi bir lokal kaybı ifade eden semboldü. Sistemimizdeki lokal kayıpları tam olarak ifade edebilmek için denklemi,

$$h_{K(ELEMAN)} = K_{ELEMAN} \cdot \frac{V^2}{2g}$$

biçiminde kullanacağız.

Emme tarafındaki kayıp katsayıları belirleyip kayıpları ;

$$V_e = 1,5 \text{ m/sn}$$

$K_{DIRSEK} = 0,3$ (R/D oranı 2 kabul edildi ve Şekil 8.17 deki grafikten 0,35 olarak okundu)

$K_{VANA} = 0,12$ (Vananın işletme anında tam açık olduğu kabulü ile çizelge 8.7 den alındı.

$K_{SüzKlepe} = 5$ (Klepe ve süzgecin temiz ve tam açık konumu için kabul ettiğimiz değeri. 3 ... 15 arasında bir değer seçebilirdik)

$$h_{K(DIRSEK)} = 0,3 \cdot \frac{1,5^2}{2 \cdot 9,81} = 0,0344$$

$$h_{K(VANA)} = 0,12 \cdot \frac{1,5^2}{2 \cdot 9,81} = 0,0138$$

$$h_{K(SüzKlepe)} = 5 \cdot \frac{1,5^2}{2 \cdot 9,81} = 0,5734$$

buluruz. Emme tarafı toplam lokal kayıp toplamı;

$$\sum h_{K(YERSEL)} = h_{K(DIRSEK)} + h_{K(VANA)} + h_{K(SüzKlepe)}$$

$$\sum h_{K(YERSEL)} = 0,6216 \quad [mss]$$

Emme tarafındaki toplam kaybımız ise;

$$\sum h_K = \sum h_{K(YERSEL)} + \sum h_{K(DÜZ BORU)}$$

$$\sum h_K = 0,6216 + 0,1 = 0,7216 \text{ [mss]}$$

olarak buluruz.

Basma borusunun hesabı için ise başlangıç değeri için $V_b = 3$ m/sn olarak seçelim.

Seçilen bu hız değeri için;

D_b çapını denklem (8.36) ile,

$$D_b = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V_b}} = 0,141 \text{ [m]}$$

olarak buluruz. Standart boru çapını katalogdan, $D_b = 0,150$ [m] olarak seçeriz

Seçimi yapılan boru çapı için yeni hız değeri,

$$V_b = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_b^2} = 2,67 \text{ [m/sn]}$$

olarak bulunur. Bu aşamadan sonra sırasıyla Re, f ve $H_{Kb(DB)}$ değerlerini;

$$R_e = \frac{V_b \cdot D_b}{\nu} = 294731,38$$

$$f = \left[\frac{1}{1,14 - 2 \cdot \log \left(\frac{e}{D} + \frac{21,25}{R_e^{0,9}} \right)} \right]^2 = 0,017778$$

L_b basma burusu boyu 800 m için;

$$\sum h_{K(BASMA BORUSU)} = f_b \cdot \frac{L_b}{D_b} \cdot \frac{V_b^2}{2g} = 34,51 \text{ [mss]}$$

olarak buluruz. Basma tarafı Yersel Kayıp elemanları olarak 1 adet vana ve 2 adet dirseğimiz var. Emme tarafı için seçtiğimiz K değerleri Basma tarafında da geçerli olmak üzere Yersel Kayıplar;

$$h_{K(DIRSEK)} = DirsekSayısı \cdot K_{DIRSEK} \cdot \frac{V_{BASMA}^2}{2g} = 2 \cdot 0,3 \cdot \frac{2,67^2}{2 \cdot 9,81} = 0,2180$$

$$h_{K(VANA)} = 0,12 \cdot \frac{2,67^2}{2 \cdot 9,81} = 0,0436$$

buluruz. Basma tarafı toplam lokal kayıp;

$$\sum h_{K(YERSEL)} = 0,2616 \text{ [mss]}$$

Basma tarafındaki toplam kaybımız ise;

$$\sum h_K = 0,2616 + 34,51 = 34,7716 \text{ [mss]}$$

olarak buluruz.

Şebekenin toplam kaybı ise, emme ve basma tarafındaki kayıpların tamamıdır.

$$\sum h_{K(\text{ŞEBEKE})} = \sum h_{K(\text{EMME})} + \sum h_{K(\text{BASMA})}$$

$$\sum h_{K(\text{ŞEBEKE})} = 0,7216 + 34,7716$$

$$\sum h_{K(\text{ŞEBEKE})} = 35,49 \text{ [mss]}$$

olarak buluruz.artık Artık pompamızın H_m değerini bulabiliriz.Seçeceğimiz pompanın H_m değerini *Denklem [8.20]* ile hesaplarız.

$$h_L = H_m = H_g + \sum h_K$$

$$H_m = 250 + 35,49$$

$$H_m = 285,49 \text{ [mss]}$$

olarak buluruz.

Seçeceğimiz pompanın basma yüksekliği, şebekenin H_m değerini karşılamalıdır. Şebekemiz için gerekli olan pompa ve pompayı tahrik edecek olan motor gücünü sırasıyla *Denklem [8.18]* ve *Denklem [8.19]* ile buluruz.

Pompa mil gücü;

$$N_e = \frac{\gamma_{su} \cdot H_m \cdot Q}{\eta_g \text{ (Boyutsuz)}}$$

$$N_e = \frac{N}{m^3} \cdot m \cdot \frac{m^3}{sn} = \frac{N \cdot m}{sn} = [\text{watt}] = 10^{-3} \cdot [KW]$$

$$\gamma_{su} = 9,81 [m/sn^2] \cdot 1000 [kg/m^3] = 9810 [N/m^3]$$

$$Q = 170/3600 [m^3/sn]$$

(Verim η_g Santrifüj pompalarda 0,70 – 0,85 aralığındadır.Bizim seçtiğimiz pompa için ortalama değer 0,78 seçildi)

$$N_e = \frac{9810 \cdot 285,49 \cdot (170/3600)}{0,78}$$

$$N_e = 169555,4391 \text{ [Watt]} = 169,56 \text{ [KW]}$$

Pompayı tahrik edecek olan motor gücü ise;

$$N_{mot} = \alpha \cdot \frac{\gamma \cdot H_m \cdot Q}{1000 \cdot \eta_g} \text{ [KW]}$$

$$N_{mot} = \alpha \cdot N_e \quad \text{Emniyet katsayısı } \alpha = 1,1 \text{ . Çizelge 8.4}$$

$$N_{mot} = 1,1 \cdot 169,56 = 186,52 \text{ [KW]}$$

bulunur. Motor gücü standart tablo değerlerinden 200 [KW] olarak seçilir.

Sonuç olarak, ilk yatırım maliyeti ile birlikte işletme giderlerinin çok iyi analizi yapılarak işletme için en karlı seçim yapılmalıdır.

Konu hakkında daha iyi fikir vermesi açısından, aynı pompa ve değişik boru çapları için motor gücü tekrar hesaplandı ve **Çizelge 8.10** oluşturuldu.

Çizelge 8.10 Farklı boru çapları için kıyas tablosu

D [mm]	V [m/sn]	Re	f	H _{KAYIP}	ΣH _{KAYIP}	N _e pompa [KW]	N _m motor [KW]
50	24,05	884194,1 3	0,02098 9	9900,2 1	10008,97	6092,90	6702,19
65	14,23	680149,3 3	0,01988 8	2526,5 8	2569,16	1674,33	1841,76
80	9,39	552621,3 3	0,01915 7	861,74	878,38	670,16	737,17
100	6,01	442097,0 6	0,01851 7	272,95	279,45	314,45	345,89
125	3,85	353677,6 5	0,01804 0	87,13	90,08	201,98	222,17
150	2,67	294731,3 8	0,01777 8	34,51	35,50	169,56	186,51
200	1,50	221048,5 3	0,01761 0	8,11	8,48	153,52	168,87
250	0,96	176838,8 3	0,01768 7	2,67	2,84	150,16	165,18
300	0,67	147365,6 9	0,01788 1	1,08	1,17	149,17	164,09
350	0,49	126313,4 5	0,01813 0	0,51	0,56	148,81	163,69
400	0,38	110524,2 7	0,01840 6	0,26	0,29	148,65	163,51
500	0,24	88419,41	0,01898 2	0,09	0,10	148,54	163,39
600	0,17	73682,84	0,01955 0	0,04	0,04	148,50	163,35
700	0,12	63156,72	0,02009 4	0,02	0,02	148,49	163,34
800	0,09	55262,13	0,02061 0	0,01	0,01	148,48	163,33

Çizelgedeki veriler incelendiğinde, Boru çapı D nin 150 mm seçilmesi ile 200 mm seçilmesi arasında ;

$$N_{m150} - N_{m200} = 186,52 - 168,87$$

$$N_{m\text{ FARK}} = 17,64 \text{ [KW]}$$

işletme esnasında saatte tüketilecek enerji farkı vardır. 1 [KW] elektrik enerjisinin 20 YKrş olduğu kabul edilirse;

1 saatte 3,53 YTL

10 saatte 35,3 YTL

günde 12 saat işletme şartlarında

1 ayda 1270,8 YTL

1 yılda 15249,6 YTL

enerji tasarrufu sağlanabilecektir. Buna karşılık ta ilk yatırım olarak 800 m ϕ 150 lik boru yerine, ϕ 200 lük boru farkını ödememiz gerekecektir.

Bu nedenle seçimi yapacak olan kişi tüm bu faktörleri göz önünde bulundurarak en doğru seçimi yapmak durumundadır.

8.5 . Belirli Bir Pompa Ve Tesiste Çalışma Noktasının Tespiti ;

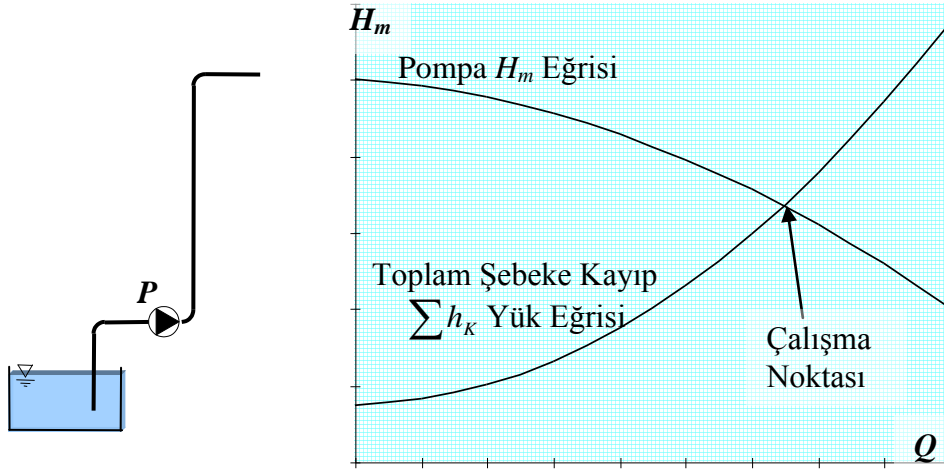
Santrifüj pompalar, pompa içerisinde oluşan yük kayıplarını ve gerekli H_m manometrik yüksekliği sağlayacak enerjiyi sıvıya kazandırır.

Pompa için, (2) indisi pompa çıkışını, (1) indisi pompa girişini temsil etmek üzere, H_m manometrik ifadesi;

$$H_m = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + Z_2 - Z_1$$

hatırlanacak olursa, yukarıdaki denklem manometrik basma yüksekliğinin bir tanımıdır.

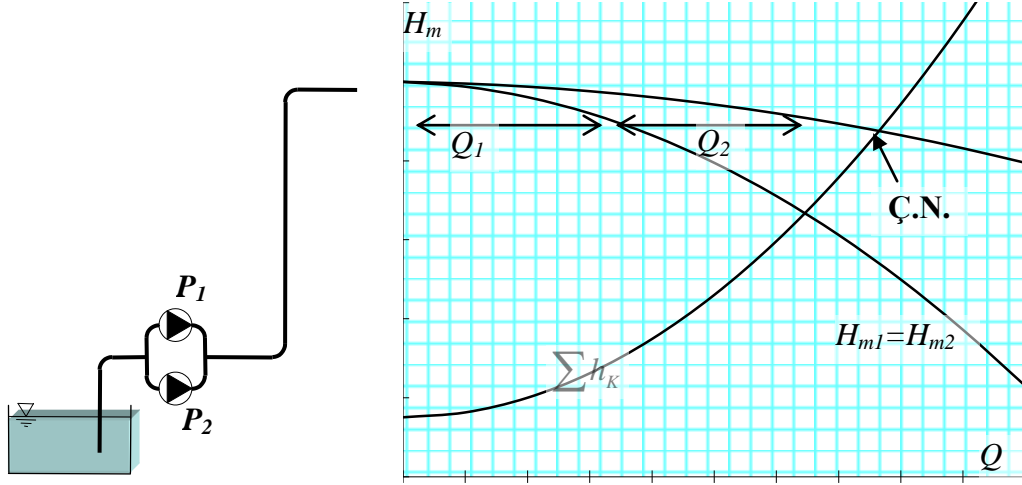
Pompa debisinin artması, şebeke yük kayıplarının artmasına ve artan yük kayıplarından dolayı pompanın H_m manometrik basma yüksekliğinin azalmasına yol açar. Böylece pompanın sağladığı basınç ile şebekenin ihtiyacı olan basınç değerleri birbirine yaklaşır ve her iki değer birbirine eşit olduğu zaman pompanın çalışması rejim haline girer.



Şekil 8.19 Pompa ve şebeke karakteristik eğrisi

Debiye göre azalan pompa karakteristik eğrisi (H_m) ile artan şebeke yük kaybı karakteristik eğrisinin ($\sum h_k$) kesişme noktası çalışma noktasını vermektedir. Bu iki eğri ne kadar birbirini dik doğrultuda yakın keserse pompa o kadar çabuk rejim haline ulaşacaktır. Buradaki tüm bilgiler pompa devir sayısının sabit olduğu durumlarda geçerlidir. Pompa devir sayısındaki değişme, yeni bir çalışma noktasının oluşmasına neden olur.

8.5.1 Karakteristikleri Aynı İki Pompanın Paralel Bağlanması



Şekil 8.20 Karakteristikleri aynı iki pompanın paralel bağlanması

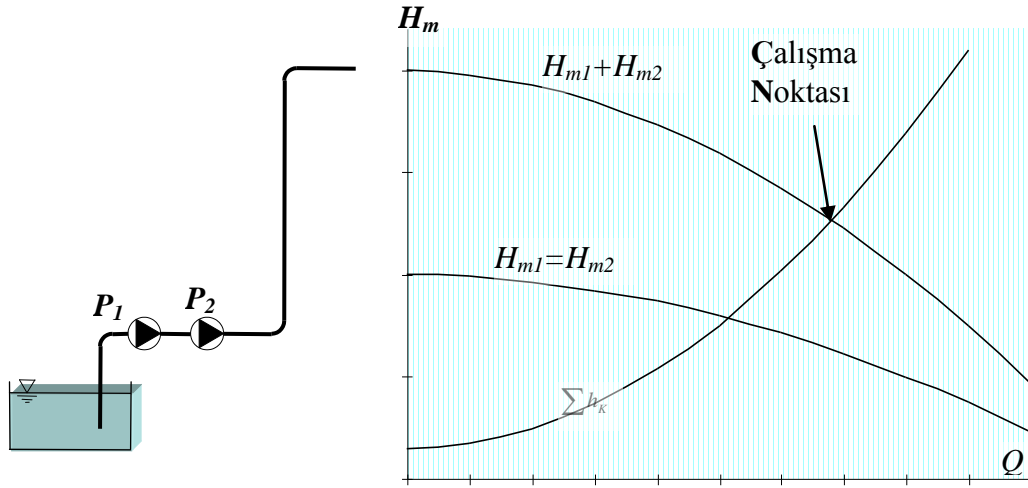
Bir işletmede birden fazla pompanın paralel çalıştırılmasına, özellikle debiyi artırmak gerektiğinde ihtiyaç duyulmaktadır. Paralel kullanılacak pompaların karakteristik özellikleri aynı olabileceği gibi farklı da olabilir.

Karakteristikleri aynı paralel bağlı iki pompanın aynı boru hattına su bastıklarını varsayalım. Her bir pompanın bastığı debi Q ise, sisteme basılan debi $2Q$ olacaktır. Karakteristikleri farklı pompalar için bu değer, pompa debilerinin toplamı ($Q_1 + Q_2$) olacaktır. Paralel çalışan pompaların manometrik yükseklikleri daima birbirlerine eşit olacaktır.

Paralel sistemin karakteristiği olan $H_m = f(Q)$ eğrisini çizmek için, her H_m değeri için Q_1 ve Q_2 debilerini toplamak yeterlidir. Böylece sistemin ortak eğrisi olan ΣH_m eğrisi çizilir. ΣH_m eğrisinin Σh_K eğrisini kestiği nokta sistemin aranan çalışma noktasıdır.

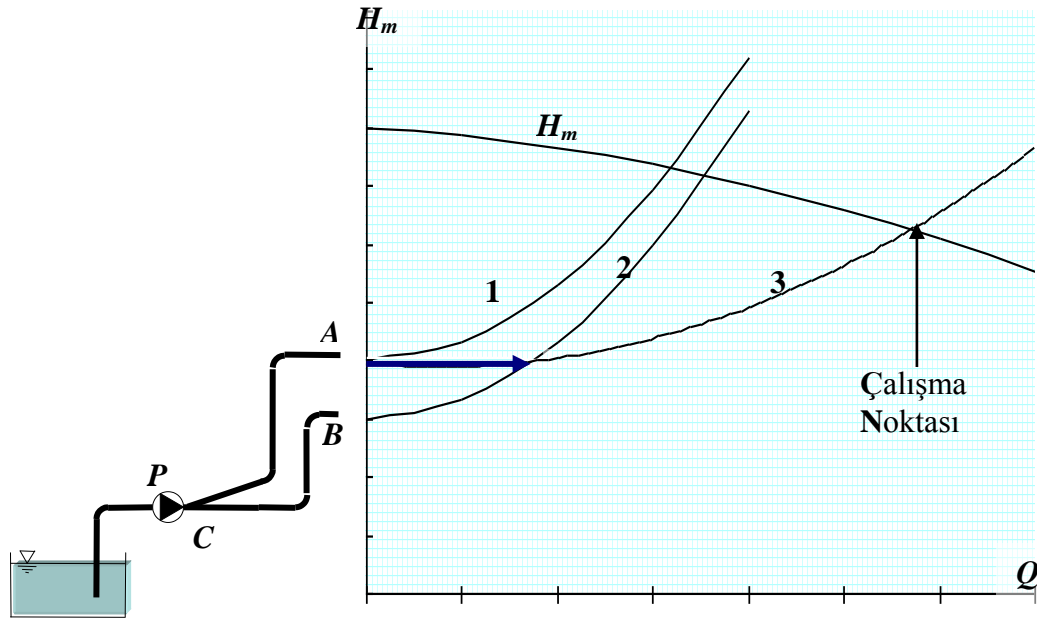
8.5.2 Karakteristikleri Aynı İki Pompanın Seri Bağlanması

İki santrifüj pompa bir şebekeye seri bağlandıklarında, debileri kesinlikle birbirlerine eşittir fakat, sistemin manometrik yüksekliği bu iki pompanın manometrik yüksekliklerinin toplamıdır. Sistemin ortak H_m eğrisini Şekil 8.21 de görüldüğü gibi herhangi bir Q değeri için, pompaların H_m lerini toplayarak elde ederiz. Şebekenin toplam karakteristik eğrisi (Σh_K) ile Pompa Karakteristik eğrisi ($H_{m1} + H_{m2}$) nin kesiştiği nokta bize sistemin çalışma noktasını verir.



Şekil 8.21 Karakteristikleri aynı iki pompanın seri bağlanması

8.5.3 Bir Pompanın İki Ayrı Ortama Su Basması



Şekil 8.22 Bir pompanın iki ayrı boru ile iki ayrı ortama su basması

Farklı 2 konuma su basan bir pompanız olsun. Her bir konuma ayrı boru hattı gideceğinden, bu borulara ait iki ayrı boru karakteristiği olacaktır. Pompanın her iki ortama da su basabilmesi için pompanın H_m değeri, kot farkı en yüksek olan A noktasının, H_{mA} değerini karşılaması gerekmektedir. Pompanın bastığı debi ise, her iki hattan geçen debilerin toplamıdır.

$$Q = Q_A + Q_B$$

O halde pompanın manometrik yüksekliği, H_m gibi bir değerde iken Q_A ve Q_B değerlerini bulup toplarsak $H_m = f(Q)$ ortak karakteristik eğrisi elde edilecektir.

Şekil 8.22 de 1 nolu eğri [CA] hattının, 2 nolu eğri [CB] hattının ve 3 nolu eğri müşterek boru karakteristik eğrisidir. Pompa karakteristik eğrisi H_m ile 3 nolu müşterek boru karakteristik eğrisinin kesiştiği nokta sistemin çalışma noktasıdır.

8.6 Santrifüj Pompalarda Karakteristik Arızalar

Bir santrifüj pompadaki işletme esnasında karşılaşılabilecek, belli başlı arızaları aşağıdaki şekilde sıralamak mümkündür.

8.6.1 Pompa Hiç Su Basmamaktadır

1. Pompa çalıştırılmadan önce su ile doldurulmamış veya eksik doldurulmuştur.

Sebep: Bu arıza pompalarda en fazla karşılaşılan arızadır. Genellikle boru tesisatı tamamen boşaldığında meydana gelir.

Önlem : Pompanın bütün hava boşaltma vanaları açılır. Devamlı ve kesiksiz bir su akışı gerçekleşene kadar sistemin havası alınır.

2. Emme yüksekliği fazladır .

Sebep : Emme tarafındaki bir tıkanıklığın emme yüksekliğini artırma olasılığı vardır.

Önlem : Emme boruları ve süzgeçte bir tıkanıklık olup olmadığı kontrol edilmeli, statik emme yüksekliğini azaltmak için emme tarafındaki su seviyesi yükseltilmeli veya emme borusu ağzı daha derine indirilmelidir.

3. Pompanın çarkı yabancı maddeler ile tıkanmıştır .

Sebep : Pompa çarkının tıkanması hiç su basılmaması veya anormal çalışması şeklinde kendini gösterebilir. Özellikle yeni tesislerde emme borusu içinde unutulmuş yabancı cisimler pompa çarkının girişinde birikerek suyun geçmesine engel olurlar.

Önlem : Pompa çarkı sökülerek temizlenmelidir.

4. Dönme yönü terstir.

Sebep : Salyangoz üzerindeki ok işaretine bakarak pompanın dönme yönü belirlenir.

Önlem : Elektrik motorunun, elektrik bağlantıları kontrol edilmelidir.

5. Emme borusu ağzı yeteri kadar sıvı içine dalmamıştır.

Önlem: Emilen su seviyesi yükseltilerek veya emme borusu uzatılarak pompaya hava girmesi önlenmelidir.

6. Devir sayısı düşüktür.

Sebep : Devir sayısı ölçülerek, pompanın nominal devir sayısı ile karşılaştırılır. Düşük devir sayısı, pompanın basma yüksekliğinin azalmasına neden olmaktadır.

Önlem : Elektrik motoru ile çalışmada, elektrik tesisatı voltajı kontrol edilmelidir.

7. Emme tarafındaki bağlantılardan hava sızmaktadır.

SebeP: Emme borularındaki hava sızıntıları pompanın hava yapmasına neden olur. Hava sızıntısı, emme borusu bağlantılarının gevşek olması veya salmastralardan ileri gelebilir.

Önlem : Emme borusu bağlantıları sıkıştırılmalı ve salmastralardan bir miktar sıvının akmasına müsaade edilmelidir.

8. Şebekenin toplam kayıpları (ΣH_m), pompanın basma yüksekliğinden (H_g) fazladır.

SebeP: Pompanın hatalı seçilmesi, gereksiz aşınma ve işletme masraflarına yol açar.

Boru şebekesinde, zamanla meydana gelebilecek korozyonlar veya tortulaşmaya bağlı kesit daralmaları, şebekenin sürtünme kayıplarını arttırabilir.

Emme havuzunda su alçalabilir ve neticede pompanın basma yüksekliği ihtiyacı karşılayamaz duruma gelir.

Pompa içinde kaçak debi miktarı çok fazla olabilir.

Önlem: Önemli tesislerde imalatçıların tecrübelerinden yararlanılması gerekir.

8.6.2 Pompa Debisi Nominal Değerden Düşüktür.

1. Pompanın emme tarafında hava kalmıştır.

Önlem : Pompa durdurularak yeniden su ile doldurulmalıdır. Emme kısmında hava birikmesine neden olan kısımlar olup olmadığı kontrol edilmelidir.

2. Emme yüksekliği fazladır .

Önlem : Emme yüksekliği düşürülmelidir.

3. Suyun emme basıncı ile buharlaşma basıncı birbirine yakındır.

Önlem : Emme yüksekliği düşürülmelidir.

4. Emme boruları bağlantılarından içeriye hava sızmaktadır.

Önlem: Bağlantı civataları sıkılır ve basınç altındaki su sızdırmazlığı kontrol edilir.

5. Salmastralardan fazla su sızmaktadır.

Önlem : Salmastra değiştirmeli ve basınçlı suya dayanıklı salmastra kullanılmalıdır

6. Pompa çarkı eskimiş veya pislik ile tıkanmıştır.

Önem : Çark sökülerek kontrol edilmeli , kanat aralarını tıkayan yabancı cisimlerin bulunup bulunmadığı kontrol edilmelidir.

7. Tesisatın sürtünme kayıpları hesaplanan değerden fazladır .

Sebep : Zamanla, boru kayıpları korozyon ve tortulaşmaya bağlı artmış olabilir. Yada , şebekeye yapılan ilavelerle hesaplanan değerde artış olabilir .

Önem : Tesisat hesabı gözden geçirilerek, pompanın değiştirilmesi veya yardımcı pompaya ihtiyaç olup olmadığı araştırılmalıdır.

8. Dip süzgeci ve klapesi hatalıdır.

Sebep : Dip klapesinin yeterli derecede su içine daldırılmaması emme borusunun içine hava girmesine neden olur. Ayrıca dip klapesi hasar görmüş veya süzgeç tıkanmış olabilir.

Dip klapesinin çok dar oluşu büyük kayıplara neden olacağından pompanın emme yüksekliğini arttırır.

Suyun dip klapesine giriş durumu da önemlidir. Alt hazne cidarları ile süzgeç arasında yeteri mesafenin bulunmaması, hazne içersinde istenmeyen girdap hareketlerine oluşmasına neden olur.

Önem : Dip klapesi değiştirilmeli ve hazne içinde klape ile hazne cidarları arasında yeteri mesafe bırakılmalıdır .

9. Paralel çalışan iki veya daha fazla pompa bulunması halinde pompaların bu durumda paralel çalışması uygun değildir.

Sebep : İki veya daha fazla pompanın paralel çalışması halinde bu pompaların ortaklaşa basacakları toplam su miktarı ile bir pompanın tek başına basabileceği su miktarı arasında az bir fark bulunması olasılığı yüksektir .

Önem : Tesisat ve pompa karakteristik eğrileri oluşturularak her bir pompanın çalışma noktası tespit edilmeli ve uygun olmayan pompa değiştirilmelidir

10. Pompa devir sayısı veya basılan sıvının viskozitesi ilk hesaplanandan farklıdır

Sebep: Düşük bir devir sayısı veya daha yüksek bir viskozite, basılan sıvının debisinde azalmaya neden olur.

Önem: Motorun gerekli devir sayısını sağlayıp sağlamadığı kontrol edilir. Sorun devir sayısından kaynaklanmıyorsa, basılan sıvının viskozitesinin pompa hesaplarında kabul edilmiş değeri ile karşılaştırılmalıdır.

11. Pompada fazla kaçak mevcutsa

Sebep: Kaçaklar salmastradan pompa dışına olabileceği gibi, fazla aşınmadan dolayı pompa içerisinde basma tarafından emme tarafına doğru da olabilir.

Önem: Pompanın içindeki aşınmalar pompa açılarak kontrol edilir. Eğer aşınma varsa aşınan parçalar değiştirilir.

8.6.3 Pompanın Bastığı Basma Yüksekliği Yetersiz.

Sebep: Pompa basma yüksekliğinin yetersiz oluşu, basılmakta olan su miktarının az veya hiç olmaması şeklinde kendini belli eder. Sorunun çözümü, debiyi artırma çareleri ile olacaktır. Bu nedenle pompanın basma yüksekliğinin düşme nedenlerini incelemek gerekmektedir. Bunlar;

- a.) Basılmakta olan sıvının içerisine dip klapesinden veya emme borusundan hava sızıyor olabilir.
- b.) Pompanın devir sayısı düşüktür.
- c.) Pompa çarkı ters yöne dönüyor olabilir.
- d.) Sıvı viskozitesi artmıştır.
- e.) Tesisatın gerektirdiği toplam basma yüksekliği eksik hesaplanmıştır.
- f.) Paralel çalışan pompalar mevcut ise bu tesisat için paralel çalışmaya elverişli değildir.
- g.) Pompa çarkı yıpranmıştır.
- h.) Pompa çarkı tıkanmıştır.
- i.) Pompa içinde fazla kaçak vardır.

8.6.4 Pompa Bir Süre Çalıştıktan Sonra Stop Etmektedir.

1. Pompa çalışmaya başlamadan önce tamamen su ile doldurulmamış, bazı kısımlarda hava kalmıştır.

Önlem : Pompa yeniden doldurularak çalıştırılmalıdır.

2. Emme tarafından hava kaçağı vardır.

Önlem : Salmastra ve emme tarafındaki bağlantılar kontrol edilmelidir.

3. Pompanın emme tarafındaki su seviyesi, pompa çalıştığında, alçalmakta ve su ile birlikte hava emilmektedir.

8.6.5 Pompa Motoru Normalden Fazla Güç Çekmektedir.

1. Seçilen motor devri, pompanın çalışması gerektiği devir sayısından düşüktür.

2. Devir yönü terstir.

3. Şebekenin basma yüksekliği (H_m), seçilen pompanın nominal basma yüksekliğinden eksik veya fazladır.

4. Sıvının viskozite ve özgül ağırlığı pompa hesaplarından farklıdır.

5. Çark içinde bir tıkanıklık mevcuttur.

6. Çark mili eğrilmiş veya döner kısımlarda sürtünmeler mevcuttur.

7. *Aşınma bilezikleri fazla aşınmış ve değiştirilmesi gerekmektedir.*
8. *Salmastra fazla sıkıştırılmış ve mil üzerinde fazla baskı yapmaktadır.*

8.6.6 Salmastralardan Fazla Su Sızmaktadır.

1. *Salmastra kutusu iyi bağlanmamış, salmastra malzemesi iyi yerleştirilmemiş olabilir.*
2. *Kavrama hatalı veya pompa ve motor millerinin eksenleri kaçıktır.*
3. *Yataklar fazla aşınmış ,yatakların arasına aşınmaya sebebiyet veren sert cisimler girmiş olabilir.*

8.6.7 Salmastralar Çabuk Aşınmaktadır.

1. *Salmastra kutusunun montajı hatalı, salmastra malzemesi kullanışsız veya fazla sıkıştırılmıştır*
2. *Pompa mili eğilmiş veya motor mili ile eksenler kaçık montaj edilmiştir.*
3. *Salmastralara basınç altında su sevk eden borularda bir tıkanıklık vardır.*
4. *Yataklarda veya milde fazla aşınma mevcuttur.*
5. *Su ile soğutulan soğutma gömleklerinin soğutması yeterli değildir.*

8.6.8 Pompa Titreşim Yapmakta ve Gürültülü Çalışmaktadır

1. *Pompa ve borularda hava cepleri kalmıştır. Yeniden tam olarak su ile doldurularak çalıştırılmalıdır.*
2. *Pompa kavitasyonlu çalışıyordur.*
3. *Dip klapesi dar ve yetersiz veya kısmen tıkanmış olduğundan, emme tarafındaki yük kaybı fazladır.*
4. *Emme ağzı yeteri kadar su içine dalmamıştır .*
5. *Pompa normal debisinin çok altında çalışmaktadır.*
6. *Çark kanatları arasına yabancı cisimler sıkışmıştır .*
7. *Pompa mili motor ekseninden kaçık veya eğrilmiştir.*
8. *Yataklar fazla aşınmış , iyi yağlanmamakta veya fazla ısınmaktadır.*
9. *Çark iyi dengelenmemiş veya hasara uğramıştır*

10. Döner kısımlar ile sabit kısımlar arasında sürtünmeler mevcuttur veya aksenal dengeleme tertibatı çalışmamaktadır .

11. Pompa temelleri yeteri kadar rijit değildir.

8.6.9 Yataklar Çabuk Aşınmaktadır.

1. Pompa ve motor mil eksenleri kaçık veya pompa mili eğilmiştir

2. Yatakların montajı esnasında kaçıklık mevcuttur .

3. Çarklarda balans vardır.

4. Aksenal dengeleme tertibatı bozulduğundan, döner kısımları ile sabit aksamlar arasında mekanik sürtünmeler vardır.

5. Yataklarda yağlama düzenli değildir.

6. Yatak ve mil arasında aşınma vardır.

7. Yataklarda oksitlenme mevcuttur ve yağın kalitesi uygun değildir.

8. Yataklar az veya fazla soğutulmaktadır.

8.6.10 Pompa Fazla Isınmaktadır

1. Pompanın bastığı debi normal debinin çok altındadır veya hiç su basmamaktadır .

2. İki pompa paralel bağlı ise, pompalar beraber çalışmaya uygun değildir

3. Pompa içinde sürtünmeler mevcuttur.

4. Pompanın yataklarında sıklık var veya mili salgılıdır.

5. Aksenal itme dengelenememekte ve sürtünmeye neden olmaktadır.

KAYNAKÇA

- (1) DAĞLI Fahri, Ders notları,Karaelmas Üniversitesi,Zonguldak
- (2)ERGİN Aziz, Su Makinaları Ders Notları, İTÜ Makina Fak Ofset Atölyesi,İSTANBUL,1979
- (3) ÖZGÜR Cahit, Su Makinaları Dersleri,Çağlayan Basımevi,İstanbul,1972
- (4) ÖZGÜR Cahit ,Pratik Hidrolik Problemleri,Teknik Kitaplar Yayınevi,İstanbul,1987
- (5) ALPAY Saip, Pistonlu pompalar, Üçler Yayınevi, 1946
- (5) BAYSAL Kaya ,Tam Santrifüj Pompalar,İTÜ Matbaası,İstanbul,,1979
- (6) ESKİKAYA Şinasi,Madenlerde su atımı,Ders notları
- 6) ÖZKAN Tuncer, Bir Dalgıç Elektro-Pompanın Hesabı ve Projelendirilmesi,Zonguldak,1997
- (8)AYYILDIZ Mustafa,Ankara Üniversitesi yayınevi,Ankara,1989
- (9) AKTAN Yaşar ,Maden Makinaları,İlk Adım Matbaası,Zonguldak,1988

Hazırlayanlar.

Makina Müh.Uğur ÖZKARA

Yük.Mak.Müh. Kadir ÇELİK