

## **6 Su Makinaları**

Su makinaları değişik amaçlarla suyun enerjisinden faydalanarak iş yapmak veya suya enerji vererek hareketini sağlamak amacıyla kullanılan makinalardır. Doğada akarsuların taşıdığı sular çok büyük boyutlarda enerji içermektedir. Akarsulardan her yıl milyonlarca metreküp su kütlesi yüzlerce metre yükseklikten akarak denize ulaşmaktadır. Akarsuların sahip olduğu bu potansiyel enerjiden yararlanmak amacıyla çeşitli su makinaları kullanılmaktadır. Bu enerjinin yenilenebilir olması konuyu daha da önemli kılmaktadır. Suyun potansiyel enerjisi su çarkları ve su türbinleri ile mekanik enerjiye çevrilmektedir. Bunlar enerji üreten su makinalarıdır. Diğer yandan tarımsal üretimin en önemli girdisi olan suyun tarlaya ve bitkiye kadar ulaştırılması da suya enerji vererek sağlanmaktadır. Her ne kadar bir kısım sulama sistemlerinde barajlardan elde edilen sulama suyu yer çekim kuvveti yoluyla taşınmakta ise de, bir çok yerde suyun bitkiye ulaştırılması için suya enerji vererek, basınç altında iletilmesi gerekmektedir. İstatistiksel verilere göre yurdumuzda 450 000 civarında santrifüj pompa çalıştırılmaktadır. Bunların 135 000 kadarı elektrik motoru ile, 215 000 kadarı da dizel yada benzinli bir motorla çalıştırılmaktadır. Diğer yandan 150 000 adet yağmurlama tesisi olduğu bilinmektedir.

### **6.1 Su Makinalarının Sınıflandırılması**

Su makinalarını enerji alan ve veren makinalar olarak iki ana grupta toplanır (Özgür,1977). *Su Çarkları* ve *Türbinler* suyun potansiyel ve kinetik enerjisini mekanik enerjiye çeviren makinalardır. Bunlar enerji üreten makinalardır. *Pompalar* ise mekanik enerjiyi suya vererek, suyun potansiyel ve kinetik enerji yükünü arttırırken enerji tüketen makinalardır. O halde su makinaları aşağıdaki gibi sınıflandırılabilir:

- 1- Enerji üreten su makinaları;
  - Alternatif hareketli makinalar: Servomotorlar, pistonlu su motoru v.b.
  - Döner hareketli makinalar: Su çarkları, su türbinleri, döner pistonlu türbinler v.b.
- 2- Enerji tüketen su makinaları;
  - Döner hareketli pompalar: Santrifüj pompalar, heliko santrifüj pompalar rejeneratif pompalar.

- Hacimsel pompalar: Dişli pompalar, diyaframlı pompalar, pistonlu pompalar.

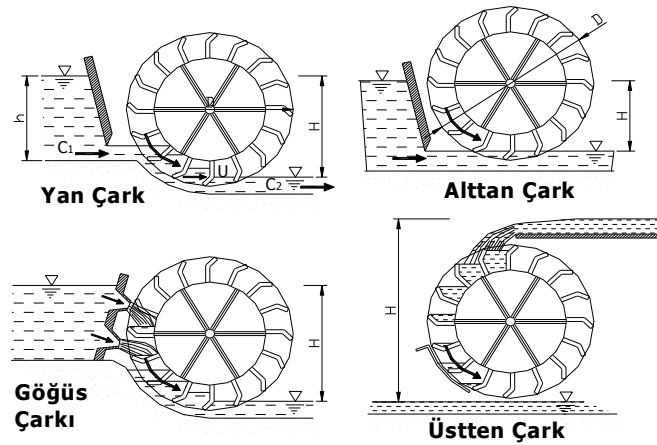
Bu bölümde tarımsal yönden önemli olan santrifüj pompalar incelenecektir. Diğer su makinaları konu kapsamı dışında tutulmuştur.

## 6.2 Su Çarkları ve Türbinler

### 6.2.1 Su çarkları

Su çarkları sudan mekanik enerji elde etmek amacıyla kullanılan en basit su makinalarıdır. Su çarkları aynı zamanda suyun kaynaktan alınıp, çark çapı kadar yükseltilip, konum enerjisi kazandırılması amacıyla da kullanılmaktadır. Bir çok eski sulama sisteminde ve günümüzde halen kullanılmaktadır. Bu kullanımın en yaygın bilinen şekli un değirmenleridir. Su çarklarının bilinen en eski kullanım yeri Çin ve Mısırdır. Buralardan dünyanın her tarafına yayılmış ve yüzyıllarca kullanılmıştır. Bu kullanım sonucu olarak çok çeşitli tipleri geliştirilmiştir.

Su çarkları bir mil etrafına dizilmiş radyal kanatlardan oluşur. Çapları 7 m'ye kadar olabilmektedir. düşü yükseklikleri 1 m'den 15 m'ye kadar çıkmaktadır. Su çarkları suyun hız enerjisinden yararlanmaktadır. Şekil 6.1'de çeşitli su çarkları gösterilmiştir.



Şekil 6.1 Çeşitli su çarkları

Su çarklarının giriş ve çıkışları arasında hareket miktarı kuramı uygulanırsa; çarka etkiyen teğetsel kuvvet (P) ve çarktan elde edilecek

hidrolik güç ( $N_h$ ) eşitlik (6.1)'deki gibi hesaplanabilir. (Özgür,1977;Kutoğlu 1980).

$$P = \rho \cdot Q (C_1 - C_2) \quad [C_2=U]$$

$$N_h = \rho \cdot Q (C_1 - U) U$$

$$\eta_h = \frac{N_h}{N_o} = \frac{\rho \cdot Q \cdot (C_1 - U) U}{\gamma \cdot Q \cdot \frac{C_1^2}{2g}} = \frac{2(C_1 - U) U}{C_1^2} \quad 6.1$$

$$U_{\max} = 0.5C_1 \quad \eta_{h \max} = 0.50$$

Burada;

$\rho$ = suyun özgül kütlesi,  $Q$ = Çarktan geçen debi,  $C$ = su hızı,  $U$ = çark çevresel hızı.  $\eta_h$ =Hidrolik verim,  $N_h$ =Çark çıkışında suya verilen enerji,  $N_o$ = Çark girişinde suyun enerjisidir.

Su çarklarının tipleri aşağıda belirtilmiştir (Özgür,1977):

*Altan Çarklar*: En basit çark tipidir. Bir kanal içinde çalıştırılabildiği gibi doğrudan akarsu üzerine de kurulabilmektedir. Altan çarklarda en büyük verim % 50 ile sınırlıdır. Çeşitli kaçaklar ve mekanik verim yüzünden bu değer çoğunlukla % 30-35 'in üzerine çıkmamaktadır.

*Yan çarklar*: Bu çarklarda su, ilk başta hızı ile çarkı çevirmekte ve çark kanatları arasına dolduktan sonra da ağırlığı etkisiyle çarkı çevirmektedir. Su, ayarlı bir savaktan çarka verilmektedir. Bu çarkların verimleri %50-70 arasındadır.

*Göğüs Çarkları*: Su getirme kanalı üzerindeki bir takım lülelerden su püskürtülerek çark kanatlarına çarptırılmaktadır. Bir sürgü ile lülelerin debisi ayarlanabilmektedir. Verimleri % 65-75 arasındadır.

*Üstten Çarklar*: Bu çarklara su üstten dökülerek kanatlar arasına dolmakta ve ağırlığı ile kanatları çevirmektedir. Verimleri %60-80 arasında değişmektedir. Genel olarak çarkların devirleri düşüktür. Oldukça büyük yapıldırlar. Üretebildikleri güçler sınırlıdır. Çalıştıkları düşü yükseklikleri nispeten küçüktür. Yapıları basittir. İşletilmeleri özel teknik bilgiler gerektirmez.

### 6.2.2 Su Türbinleri

Su türbinleri de su çarkları gibi enerji üreten makinalardır. Geniş bir güç sınırı içinde üretilen ve hali hazırda modern su yapılarında kullanılan su makinalarıdır. Günümüzde 400-500 MW güç düzeylerine kadar üretilmiş türbinler bulunmaktadır. Türbinler enerjisini kullandıkları su kaynağının

özelliklerine bağlı olarak farklı uygulama alanları bulmuşlardır. Su kaynağının iki özeliği burada önem kazanmaktadır. Birincisi düşü yüksekliği ikincisi ise debidir. Bu iki özeliğin yüksek, orta ve düşük oluşuna göre farklı özelliklerde kaynaklar ortaya çıkmaktadır. Türbin tipleri de bu farklı kaynaklarda verimli bir enerji üretimi için çeşitlenmiştir. Türbinler farklı özelliklerine göre bir çok şekilde sınıflandırılmaktadır. Genel sınıflandırma enerji kullanım şekline bağlı olarak yapılmaktadır.

A- *Reaksiyon türbinleri*: Bu tip türbinler esas olarak suyun basınç enerjisinden yararlanmaktadır. Reaksiyon türbinlerinin üç tipi bulunur (Şekil 6.2);

- Francis türbinleri,
- Uskur türbinler,
- Kaplan türbinleri.

B- *Aksiyon türbinleri*: Bu tip türbinler esas olarak suyun kinetik enerjisinden yararlanmaktadır. Aksiyon türbinlerinin de üç tipi bulunur;

- Pelton çarkları,
- Turgo türbinler,
- Banki türbinleri.

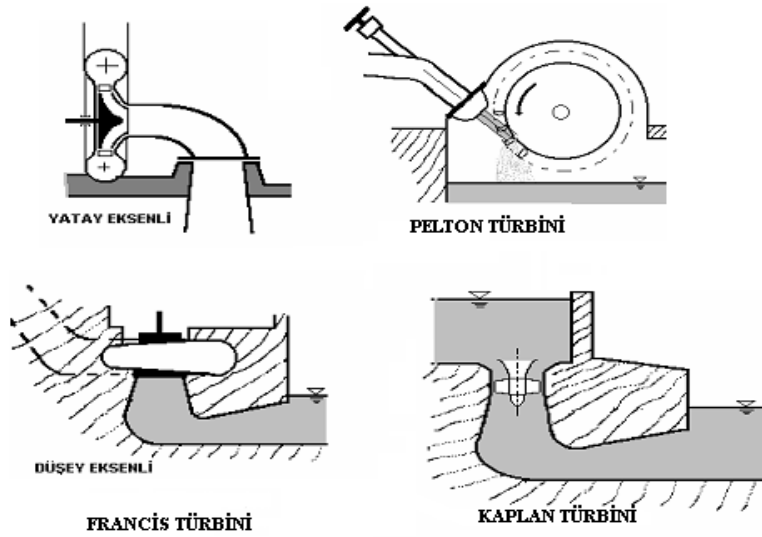
Özgül hıza ( $n_s$ ) göre sınıflandırma yapılacak olursa, yukarıda anılan türbinler için aşağıdaki gibi bir sıralama elde edilir: (Kutoğlu 1980)

| Türbin Tipi             | Özgül Dönme Sayısı ( $\text{min}^{-1}$ ) | Net Düşü (m)             |
|-------------------------|------------------------------------------|--------------------------|
| Tek püskürtüclü Pelton  | $10 \leq n_s \leq 30$                    | $300 \leq H_n \leq 1800$ |
| Çift püskürtüclü Pelton | $30 \leq n_s \leq 60$                    | $300 \leq H_n \leq 1800$ |
| Düşük hızlı Francis     | $60 \leq n_s \leq 125$                   | $150 \leq H_n \leq 350$  |
| Orta hızlı Francis      | $125 \leq n_s \leq 225$                  | $80 \leq H_n \leq 150$   |
| Yüksek hızlı Francis    | $225 \leq n_s \leq 450$                  | $20 \leq H_n \leq 80$    |
| Uskurlu ve Pelton       | $450 \leq n_s \leq 1000$                 | $5 \leq H_n \leq 35$     |

### **Francis Türbini**

Francis türbinleri düşük ve orta debi değerlerinde, orta ve yüksek düşülerde kullanılırlar. Genellikle yatay eksenli bir çark ve etrafını saran salyangozdan oluşur. Salyangozdan giren basınçlı su çarka dağıtıcı kanatlar yardımıyla yönlendirilerek, radyal olarak verilir. Çark basınçlı suyun etkisiyle dönmeye zorlanır ve çark milinden güç elde edilir. Farklı düşülere uyum

sağlamak amacıyla ve devir kontrolü amacıyla dağıtıcı kanatlarının açısı ayarlanabilir olarak yapılmıştır. Verimleri % 94 düzeylerine kadar yükseltilebilmiştir. Günümüzde 800.000 W gücüne ulaşan türbin yapımı gerçekleştirilmiştir.



Şekil 6.2 Su türbinleri

### Uskur ve Kaplan Türbinleri

Bu türbinler tam aksenal türbinlerdir. Suyun giriş ve çıkış yönü değişmez. Su akışı önünde bulunan aksenal kanatlar (palalar) dönmeye zorlanırlar. Su akışını pala girişlerine yönlendiren bir salyangoz ve ön dağıtıcı ve dağıtıcı kanatlar bulunmaktadır. Dağıtıcı kanat açıları da ayarlanabilmektedir. Pala açılarını değiştirebilmek için bir mekanizma kullanılmıştır. Pala açıları sabit olan türbinler *Uskur Türbini* olarak ve kanat açıları ayarlanabilen gelişmiş tipler ise *Kaplan türbini* olarak adlandırılır. Kaplan türbin tipi orta ve yüksek debi değerlerinde, küçük düşü yüksekliklerinde kullanıma uygundur. Diğer yandan 150 000 W gücünde Kaplan türbini yapılmış ve işletmeye alınabilmiştir.

### 6.3 Pompalar

Suyun iki nokta arasında hareketi için gerekli enerjiyi sağlayan makinalardır. Bu enerji suyun boru hatları içinde hareketi sırasında oluşan sürtünme kayıplarının yenilmesinde, suya konum yükü ve hız yükü

kazandırılmasında harcanır. Genellikle pompalar giriş borusunda suyu kaynaktan emerek yükseltirler ve çıkış borusundan basarak iletirler. Emme hatlarının kısa olmasına karşın, basma hatları gerektiğinde çok uzun yapılabilmektedir.

### **6.3.1 Pompa Tipleri**

Pompalar kullanım yerlerine bağlı olarak farklı tiplerde üretilirler. Genel anlamda iki farklı pompa tipi ayırt edilebilir. (Tezer ,1978) Bunlar;

- *Hacimsel (volümetrik, pozitif) pompalar*
- *Rotodinamik (ivme) pompalar.*

Bu iki pompa tipi için aşağıdaki eşitlikler yazılabilir.

Hacimsel pompalarda;

$$\frac{dc}{dt} \neq 0 \qquad \frac{dp}{dt} \neq 0 \qquad 6.2$$

Rotodinamik pompalarda;

$$\frac{dc}{dt} = 0 \qquad \frac{dp}{dt} = 0 \qquad 6.3$$

Burada;  $c$  = Suyun mutlak hızı,  $p$  = Basınç ve  $t$  = Zaman'dır.

Eşitliklerde hızın ve basıncın zamana göre değişimi verilmiştir. Hacimsel pompalarda hız ve basınç zamana göre bir değişim göstermesine karşın, rotodinamik pompalarda değişim olmadığı görülmektedir. Hacimsel pompalar, bir piston veya elastik diyaframın (*gışa*) ileri geri hareketi ile çalışmaktadır. Bu esnada pompa hacmi bir defa dolun yapmakta, yani emme durumunda bulunmakta; bir defa boşalım yapmakta, yani basma durumunda bulunmaktadı. Emme durumunda basınç vakum değerini almaktadır. Bu sırada pompa çıkış borusunda (basma hattı) akış yoktur, hız sıfırdır. Pistonun ileri hareketinde ise, daha önce kapalı hacme emilen su hacmin daralmasıyla zorunlu olarak çıkışa yönelmekte ve basınç artmaktadır. Bu sırada basma hattında hız yükselmektedir. Bu çalışma şeklinden de anlaşılacağı gibi hacimsel pompalar kesikli akış sağlamaktadır. Basınçta değişkenlik göstermektedir. Rotodinamik pompalar da ise suya hız ve basınç kazandıran eleman dönerek çalışmakta ve emme ve basma işlemleri aynı zamanda yapılmaktadır. Bunun sonucu olarak basma hattında sürekli, aynı hız ve basınçta bir akış sağlanmaktadır.

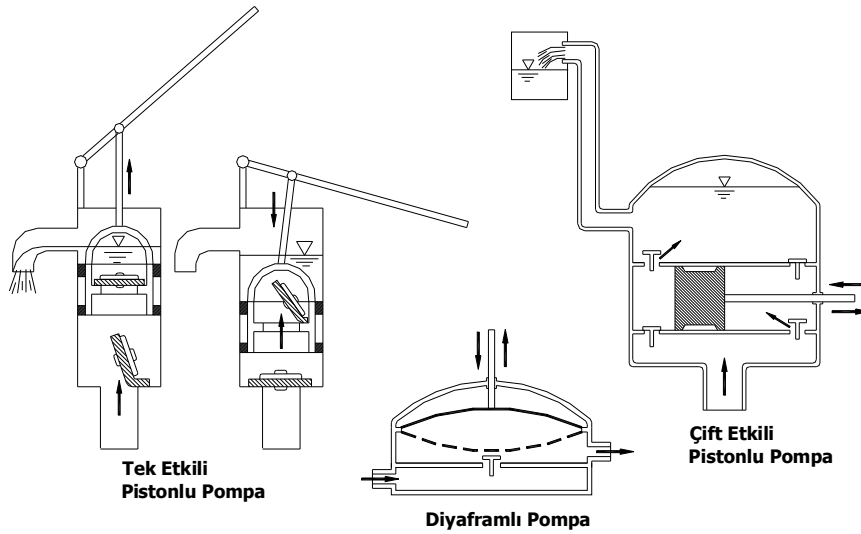
### 6.3.1.1 Hacimsel Pompalar

Kapalı bir ortamda oluşturulan hacmin, azaltılıp çoğaltılmasıyla yaratılan emme ve basma etkileriyle çalışan bir pompa tipidir. Hacmin değiştirilebilmesi amacıyla çeşitli elemanlar kullanılır. Bu eleman tiplerine göre hacimsel pompaları kendi içinde aşağıdaki gibi sınıflandırmak olasıdır:

- Pistonlu pompalar,
- Diyaframlı pompalar,
- Dişli pompalar ve
- Paletli pompalar.

#### Pistonlu ve Diyaframlı Pompalar

Piston ve elastik diyafram kullanılan pompaların diğer önemli elemanı ise sübaplardır. Birbirine göre ters yönde çalışan iki sübap yardımıyla emme ve basma sırasında pompa hacmi içine alınan ve basılan sıvının yönlendirilmesi sağlanmaktadır. Pompa veya diyaframın ileri geri hareketiyle pompa hacmi içine sübaplar yardımıyla sıvı alınmakta ve basılmaktadır. Bu tip hacimsel pompalar tek etkili pompalar ve çift etkili pompalar olarak iki ayrı gruba ayrılır. Tek etkili pompalarda piston veya elastik diyaframın bir hareketinde emme, diğer hareketinde basma işlemi yapılmaktadır. Çift etkili pompalar,

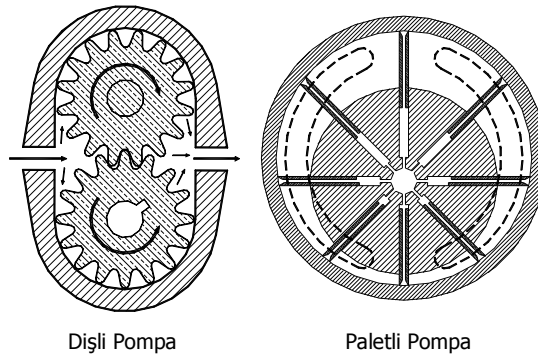


Şekil 6.3 Pistonlu ve diyaframlı pompalar

genellikle pistonlu pompalardır. Bu pompalarda pistonun her iki ucu da emme ve basmada etkili olarak çalıştığı için bunlara emme-basma pompalar da denilmektedir. Bu pompalarda pistonun bir hareketinde, bir yüzü emme yaparken, diğer yüzü basma yapmaktadır. Bu sırada oluşan sıvı hareketi dört adet sübap ile düzenlenmektedir. Çift etkili hacimsel pompaların basma hatlarında basınç olup sıvıya konum yükü kazandırabilmektedirler. Pistonlu ve diyaframlı pompalara ilişkin bir kaç örnek pompa Şekil 6.3'de verilmiştir. Günümüzde pistonlu pompalar yüksek basınç pompaları olarak sulama suyu temininde kullanılmamaktadır. Genellikle hidrolik yağ kullanılan sistemlerde ve pülverizasyon yapılan sistemlerde kullanılmaktadır. Bu pompalara tarımsal savaş amacıyla kullanılan pülverizatörlerde tercih edilmektedir.

#### **Dişli ve Paletli Pompalar**

Dişli ve paletli pompalar dönerik çalışan pompalar olmalarına karşın hacimsel esaslı çalışan pompalardır. Dişli ve paletli pompalara ilişkin iki örnek Şekil 6.4'de verilmiştir. Dişli pompalar, oval şekilli bir gövde içinde birbirini kavramış olarak dönen iki dişli çarktan oluşmaktadır. Çarklar dönerken dış boşluklarına dolan sıvıyı gövde ile temas ederek sıvıyı taşımaktadır. Bu tip pompalar endüstriyel hidrolikte ve otomotiv endüstrisinde yaygın kullanılmaktadır. Hidrolik yağının yüksek basınçlar altında iletilmesi amacıyla kullanılmaktadır. Debileri düşüktür.



Dişli Pompa

Paletli Pompa

Şekil 6.4 Dişli ve paletli pompalar

Paletli pompalarda ise dairesel bir gövde içinde gövde merkezinden kaçık (eksantrik) olarak yerleştirilmiş bir rotor ve rotora oynak bağlı paletlerden oluşur. Rotorun dönüşü sırasında paletler büyük eksen tarafında



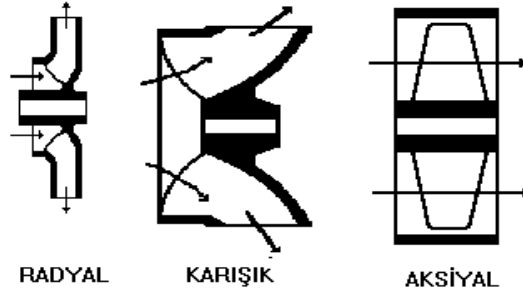
dışa doğru ve küçük ekseni tarafında içe doğru hareket eder. Bu sayede hacimsel bir genişleme ve daralma oluşur. Hacmin arttığı sırada sıvı emilir ve daralma sırasında da basılır. Emme ve basmanın gerçekleşebilmesi için gövdenin yan tarafında fasulye biçimli iki açıklık vardır. Bu açıklıklar sayesinde sıvı pompa içine emilir ve basılır. Bu tip pompalar günümüzde yüksek basınçlı pompa sistemlerinde ve bu sistemlerin besleme pompası şeklinde yaygın olarak kullanılmaktadır.

### **6.3.1.2 Rotodinamik Pompalar**

Rotodinamik pompalar döneren çalışan pompalardır. Salyangoz kabuğu açınımlı bir gövde ve spiral, evolvent veya benzeri açınımlı radyal kanatları bulunan bir rotordan oluşur. Bu rotora pompa çarkı adı verilmektedir. Genel yapısı yukarıda tanımlandığı gibi olmasına karşın suyun çarka girişine bağlı olarak çeşitli tiplerde yapılabilmektedir. Pompa çarkının dönmesiyle kanatlar sıvıyı kendisi ile birlikte dönmeye zorlamaktadır. Bu şekilde döner harekete zorlanan sıvı üzerine merkezkaç kuvvetleri etki etmektedir. Bu kuvvetlerin etkisiyle sıvı radyal yönde dışa doğru hareket etmektedir. Sıvının dışa doğru hareket etmesiyle çark merkezinde vakum oluşmakta ve sıvıyı bu noktaya emmektedir. Dışa doğru hareket ederek ivmelenen sıvı ise salyangoz açınımlı gövde içine dolarak basınç oluşturmaktadır. Çarkın hareketinin sürekli olması durumunda kesintisiz bir akış sağlanarak sıvı emilmekte ve basılmaktadır. Bu tip pompalara sıvının dışa doğru merkezkaç bir kuvvetle hareket ettirilmesi nedeniyle yaygın olarak *Santrifüj Pompa* adı verilmektedir. Bu pompalar hacimsel pompalara göre düşük basınçlıdır. Buna karşın debileri yüksektir. Tarımsal amaçlı olarak yaygın şekilde sulama sistemlerinde kullanılmaktadırlar.

### **6.4 Santrifüj Pompalar**

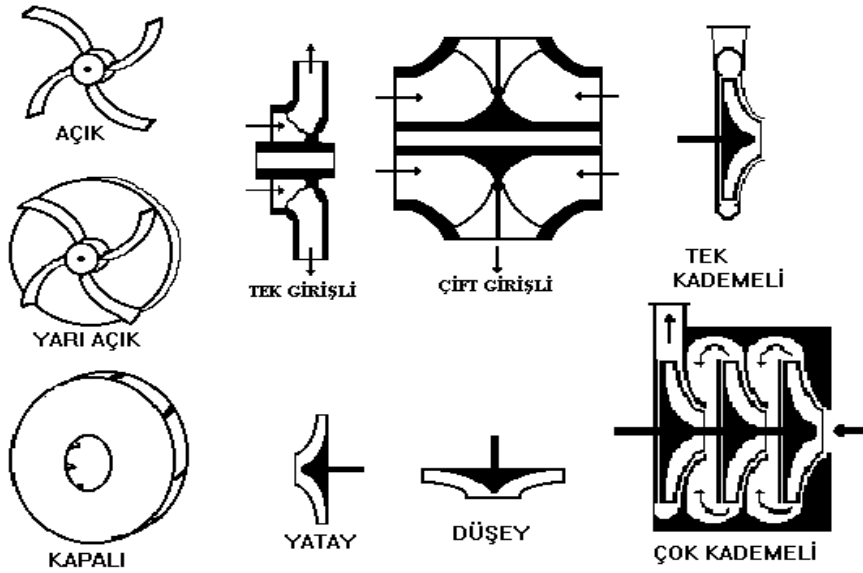
Santrifüj pompalar mekanik enerjiyi hidrolik enerjiye çeviren rotodinamik su makinalarıdır. Santrifüj pompalar yaygın kullanılan iş makinaları olmaları nedeniyle değişik uygulamalar için bir çok tipi geliştirilmiştir. Santrifüj pompalar suyun çark içindeki hareketi, salyangoz tipi, çark tipi, çark milinin konumu ve kademe sayısı gibi kriterler göz önüne alınarak farklı biçimlerde sınıflandırılır. Şekil 6.5 ve Şekil 6.6'da çark tiplerine ilişkin örnekler verilmiştir.



Şekil 6.5 Santrifüj pompa çark tipleri

Santrifüj pompalar suyun çark içindeki hareketine göre aşağıdaki gibi sınıflandırılır;

- *Radyal Pompa*: Suyun çark eksenine paralel olarak (aksiyal) girip tam dik konumda, radyal olarak çıktığı pompa tipidir.
- *Aksiyal Pompa*: Suyun çarka girişi ve çıkışı çark eksenine paralel olarak gerçekleşir. Su hareketi sırasında yön değiştirmez.
- *Karişik Akışlı Pompa*: Su, çarka aksiyal olarak girer ancak çıkışı tam dik yani radyal değildir. Çıkış açısı aksiyal ile radyal konum arasında gerçekleşir.



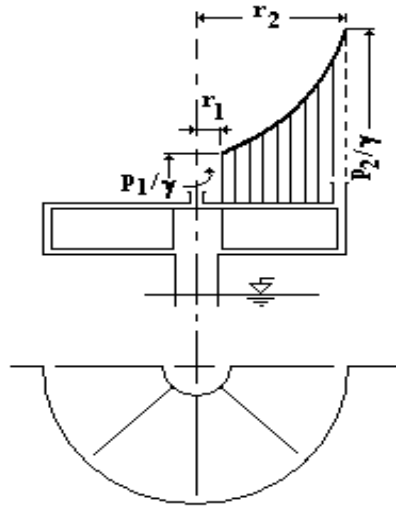
Şekil 6.6 Santrifüj pompalarda çark tipleri

Santrifüj pompaların diğer sınıflandırma kriterleri aşağıda belirtilmiştir:

- Çarkın yapım biçimine göre; *Açık Çarklı, Kapalı Çarklı: ve Yarı Açık Çarklı,*
- Suyun çarka giriş yönüne göre; *Tek Girişli ve Çift Girişli Çarklı,*
- Çark milinin konumuna göre; *Yatay Milli ve Düşey Milli,*
- Kademe sayısına göre; *Tek Kademeli, Çok Kademeli,*
- Basınç- debi ilişkilerine göre; *Yüksek, Alçak, Orta Basıncılı* pompalar mevcuttur.

#### 6.4.1 Santrifüj Pompanın Çalışma Prensibi

Santrifüj pompalar diğer bir deyişle merkezkaç pompalar, suyun radyal kanatlar yardımıyla ivmelendirilmesi esasına göre çalışır. Radyal kanatları bulunan bir çark su dolu silindirik bir kap içine batırıp çevrildiğinde suyun çarkla beraber döndüğünü görürüz. Bu dönüş sırasında aynı zamanda su merkezde azalır, düzeyi düşerken, çevrede artar ve düzeyi yükselir. Bu hareket *Zorlamalı Vorteks* hareketi olarak tanımlanır. Şekil 6.7'de görüleceği gibi su merkezden çevreye doğru hareket etmeye zorlanmış ve çevredeki basınç yükü artarken, merkezdeki basınç yükü azalmıştır. Bu değişim çarkın ( $\omega$ ) açısal hızına ve çarkın çapına bağlıdır.



Şekil 6.7 Suyun vorteks hareketi ve basınç değişimi (Tezer,1978)

Eşitlik 6.4'de vorteks hareketi sonucu suya kazandırılan basınç yükü değeri görülmektedir:

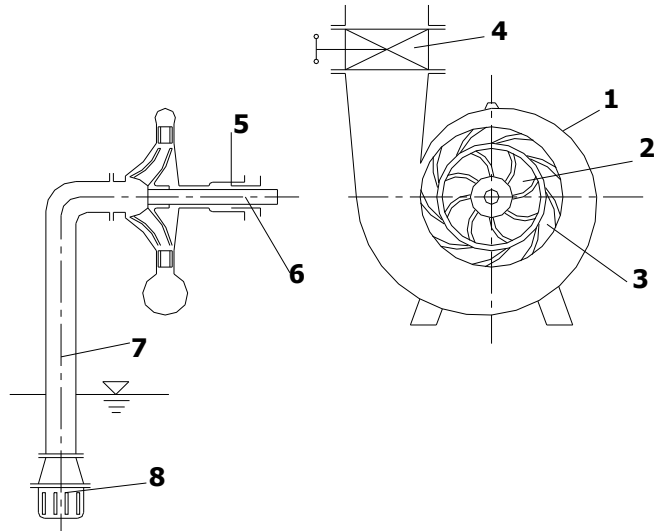
$$\frac{p_2 - p_1}{\gamma} = \frac{\omega^2 r_2^2}{2g} - \frac{\omega^2 r_1^2}{2g} \quad 6.4$$

Eşitlikteki  $(p_2 - p_1/\gamma)$  terimi çarka verilen mekanik enerjinin hidrolik enerjiye dönüşümünü ifade etmektedir. Silindirin çevresinde bir yere bir delik delinecek olursa, su bu delikten belirli bir basınç altında kabı terk edecektir. Diğer yandan kap merkezine delinen bir deliği de su dolu bir başka kaba bir hortum yardımıyla bağlayacak olursak merkezdeki düşük basınç nedeniyle atmosfer basıncı etkisindeki su boru içinde yükselerek çark merkezine ulaşacaktır. Bu şekilde çark döndüğü sürece sürekli bir akış sağlanması olasıdır. Burada, akışın sürekliliği dikkate değer bir noktadır. Hacimsel pompalardakinin aksine akış hızında ve debide değişim yoktur. Diğer önemli bir nokta da suyun emme borusu içindeki hareketidir. Bu borunun bağlı olduğu nokta çarkın merkezidir. Çark merkezinde atmosfer basıncı altında (vakum) bir basınç oluşmuştur. Su dolu diğer kaptan (depo, havuz, kuyu, nehir v.b.) su üzerine atmosfer basıncı etki etmektedir. Çark merkezindeki basınç ile atmosfer basıncı farkı suyun depodan boruya girmesine ve boruda yükselmesine neden olmuştur. Bu belirleme ışığında pompa emme hatlarında suyun yükselebileceği en fazla yükseklik atmosfer basınç yüküne eşit olduğu söylenebilir. Bu değer kuramsal olarak 10.33 mSS'dir

#### 6.4.2 Santrifüj Pompanın Parçaları

Pompanın en önemli parçası çarktır. Çark, üzerinde sikloid, spiral v.b. açınımlı kanatları bulunan bir diskdir. Kanatlar merkeze kadar uzanmazlar. Merkezde bıraktıkları boşluk giriş ağızı olarak adlandırılır. Çark çıkışı, girişine göre biraz daha dardır. Çarklar, çapa bağlı olarak 4-12 arasında sayıda kanat içerir. Çarklar döküm yoluyla imal edilirler. Malzeme olarak pik döküm, piring döküm ve plastikler yaygın olarak kullanılır. Metaller döküm sonrasında tornalanır ve büyük çarklarda balans alınır. Salyangoz, çarktan çıkan suyun hız enerjisinin basınç enerjisine çevrildiği sabit parçadır (Şekil 6.8). İşlev olarak bir yandan da pompanın taşıyıcı gövdesi olarak kullanılması nedeniyle önemli yükleri karşılarlar. Gövde spiral açınımlıdır. Bu nedenle de *Salyangoz* adı verilir. Salyangoz dış kısmı, genellikle dairesel kesitli bir kanaldan oluşur.

Bu kanal çarktan çıkan suyun toplanıp basma hattına iletiildiği kanaldır. Kanal kesiti gittikçe artarak en sonunda çıkışı basma borusu çapına ulaşır. Emme ve basma boruları salyangoza bağlanırlar. Pompa milini taşıyan yataklarda salyangoz gövde üzerindedir. Salyangoz genellikle pik dökümden yapılır. *Yayıcı (difüzör)*, salyangoza takılan sabit bir parçadır. Bütün pompalarda bulunmaz, çoğunlukla büyük çaplı pompalarda kullanılır. Çarktan çıkan suyun yönlendirilmesini sağlayan kanatları vardır. Bu kanatlar çarkı terk eden suyun hızını bir miktar azaltarak, hız enerjisinin basınç enerjisine dönüştürülmesini sağlar. Ayrıca çarkı terk eden suyun yön düzeltmesini de yaparak, salyangoza daha düzgün bir geçiş sağlar ve verimi artırmada etkili olur. Genellikle pik dökümden yapılır. Santrifüj pompanın çark ve salyangozdan oluşan temel parçaları yanında pompanın çalışabilmesi ve kayıplarının olabildiğince düşürülebilmesi için bir çok yardımcı parçaya gereksinim vardır. Öncelikle pompa *Giriş (emme)* ve *Çıkış (basma)* Boruları'na gereksinim vardır. Bunlar pompaya suyun ulaşması ve basılması için gereklidir. Emme borularında sızdırmazlık çok önemlidir. Emme borusunda oluşacak küçük delikler vakum altındaki bu boruda vakum kaybına neden olur. Buda yeterli emme yüksekliğinin sağlanmasına engel olur. Diğer yandan basma hatlarındaki sızdırmazlıkta kayıpların önlenmesi açısından önemlidir. Emme ve basma borularının çaplarının seçilmesi çok önemli bir konudur.



Şekil 6.8 Santrifüj pompanın parçaları (Kutoğlu, 1980)

(1) salyangoz gövde, (2) çark, (3) yayıcı (difizör), (4) vana ve basma hattı, (5) salmastra (sızdırmazlık), (6) pompa mili, (7) emme borusu, (8) dip klapesi

Santrifüj pompalarda kayıpların azaltılması önemlidir. Bu amaçla çeşitli sızdırmazlık elemanları kullanılır. Bunlardan birincisi pompa milinin salyangoza girdiği yerde kullanılmaktadır. *Salmastra* adı verilen bu sızdırmazlık elemanı dönmekte olan mil etrafından su kaçaklarını önler. Diğer sızdırmazlık elemanı çark ile salyangoz gövde arasında kullanılan iki adet *Aşınma bileziği*'dir. Çarkın girişinde düşük basınç, çıkışında ise yüksek basınç vardır. Çarkın gövde içinde dönmesi nedeniyle bu iki eleman arasında bir boşluk olması doğaldır. Bu boşluktan, basınç farkı etkisi ile su, çarkın çıkış ucundan giriş ucuna kısa devre yaparak kayıplara neden olur. Bu kayıpları önlemek amacıyla bilezik şeklinde iki eleman çarkın giriş ağzı etrafına, arka yüzüne yerleştirilir.

Pompaların diğer bir önemli parçası ise *Pompa (çark) mili*'dir. Pompa mili güç kaynağından alınan hareketi çarka ileten elemandır. Rulmanlı yataklarla yataklanırlar. Malzeme olarak Ç1030, C45, C60 ve Ç3130 gibi çelikler tercih edilir. Gıda makinalarında kullanılan pompalar ise paslanmaz çeliklerden yapılırlar.

Pompanın güç kaynağı olarak çoğunlukla elektrik motoru kullanılır. Çok küçük pompalar dışında elektrik motoru olarak trifaze elektrik motorları kullanılır. Küçük pompalarda 2800 - 3000 min<sup>-1</sup> devirli motorlar kullanılırken, büyük çaplı motorlarda 1200 - 1500 min<sup>-1</sup> devirli motorlar kullanılır. Elektrik motoru dışında tarımsal amaçlı kullanımlarda traktör kuyruk milinden hareketli, V-kayış kasnaklarla devri yükseltilmiş sulama pompalarının da kullanımı çok yaygındır. Elektrik motoru ile pompa milinin bağlantısında kauçuk elemanlı elastik *kaplin* kullanılır. Bu tür kaplinler hem motor pompa bağlantısında kalkış ve çalışmada oluşan titreşimleri emer, hem de pompa ve motor mili eksen hatalarının mil ve yataklara vereceği zararı önlerler.

*Emiş klapesi (sübab)* doğrudan pompa üzerinde bulunan bir parça olmamakla beraber pompanın çalışması için gerekli olan bir elemandır. Santrifüj pompaların çalışmaya başlayabilmesi için çark ve salyangozun (gövde) su ile dolu olması gereklidir. Gövdenin devamlı suyla dolu tutulmasını sağlamak amacıyla emiş hattı üzerinde bir klape bulunur. Bazı pompalarda

klape emme borusu ucunda olabildiği gibi kendinden emişli pompa olarak adlandırılan pompalarda bir su cebi ve klape pompanın gövdesi üzerindedir. Dip klapesi veya emiş klapesi adı da verilen bu eleman, üzerindeki suyun oluşturduğu yük ile kapanarak gövdedeki suyun kendiliğinden boşalmasını önler. Pompanın çalışmaya başlamasıyla açılarak suyun geçişine olanak verir.

### **6.4.3 Santrifüj Pompanın Teorik Esasları**

#### **6.4.3.1 Santrifüj Pompada Hız Üçgeni**

Bir santrifüj pompada enerji değişimi suya kazandırılan ivme ile sağlanmaktadır. Bu enerji değişimi, suyun çarka girişteki ve çıkıştaki hızları incelenerek anlaşılabilir. Giriş ve çıkışta suyun kazandığı hızlar üç grupta toplanır. Aynı noktaya etkiyen bu hız vektörleri bir üçgen oluştururlar (Şekil 6.9). Bu hız üçgenlerinden yararlanarak hareket eşitlikleri elde edilir. Çarkın kanatları arasında hareket eden suyun kazandığı hızlar;

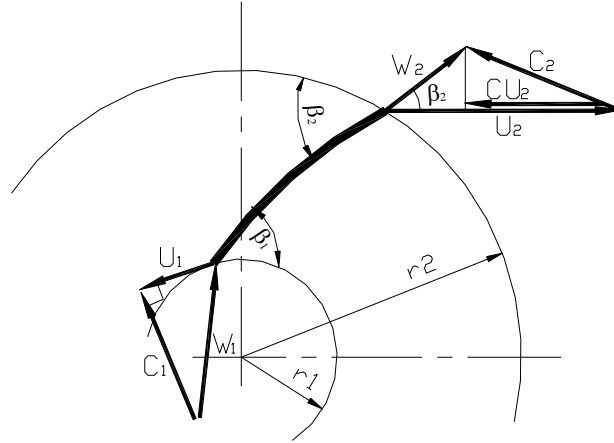
a) *Çevresel Hız (U)*: Çarkın dönmesi sırasında incelenen noktanın çevresel hızıdır. Çevresel hız çarkın dönü sayısına ve incelenen noktanın merkeze uzaklığına bağlı olarak değişir. Buradan da anlaşılacağı gibi merkezden çevreye doğru yarı çapa bağlı olarak çevresel hız artmaktadır.

b) *Bağıl Hız (W)*: Suyun çarka göre hızıdır. Su çarkla beraber dönerken ayrıca çarkın içinden dışa doğru bir harekette yapmaktadır. Bu hareketin çarka göre aldığı değer bağıl bir hız değeridir.

c) *Mutlak Hız (C)*: Çark içinde hareket eden suyun sabit olan gövdeye göre hızıdır. Mutlak hız çevresel hız ile bağıl hızın vektörel toplamıdır.

Aynı noktaya etki eden bu üç hız vektörü çizildiğinde bir hız üçgeni oluştururlar. Hız üçgenleri çarkın herhangi bir noktası için çizilebilir. Ancak incelemelerde sadece giriş ve çıkış hız üçgenleri çizilir. Hız üçgenlerinde (1) indisi giriş koşulları ve (2) indisi çıkış koşulları için kullanılmaktadır. Mutlak hızla çevresel hız arasındaki açı ( $\alpha$ ) ile ve bağıl hızla çevresel hız arasındaki açı ( $\beta$ ) ile göstermiştir. Hız üçgeninde verilen ( $\beta$ ) açısı suyun çarka giriş açısı ve suyun çarkı terk ediş açısı olarak değerlendirilir. Gerçekleşen değeri  $90^\circ$ 'den küçüktür. Şekilden de görüldüğü gibi, hız üçgeninden hızların teğetsel ve düşey bileşenleri de elde edilebilmektedir. Mutlak hızın teğetsel bileşeni ( $C_u$ ) ve bağıl hızın teğetsel bileşeni ( $W_u$ )'dur. Düşey bileşenler ise ( $C_m$ )'dir. Düşey bileşen ( $C_m$ ) radyal pompalarda, radyal aksiyal pompalarda ise aksiyal

doğrultudadır.



Şekil 6.9 Santrifüj pompa çalışma esası ve hız üçgenleri

Hız üçgenleri için aşağıdaki eşitlikler (6.5) yazılabilir.

$$\begin{aligned}
 C^2 &= c_m^2 + c_u^2 \\
 W^2 &= U^2 + C^2 - 2.U.C.\cos\alpha \\
 W^2 &= U^2 + C^2 - 2.U.C_u
 \end{aligned}
 \tag{6.5}$$

#### 6.4.3.2 Teorik Yükseklik, Güç ve Verim Eşitlikleri

Teorik olarak sürtünmesi bulunmayan ve sonsuz sayıda kanadı bulunan ve kanat kalınlığı sonsuz küçük olan bir çarkın giriş yarı çapı ( $r_1$ ) ve çıkış yarı çapı ( $r_2$ ) olsun. Böyle bir çark içinde hareket eden suya pompanın verdiği enerji açısal momentum eşitliği (6.6) ile ifade edilebilir. Bu eşitlik yardımıyla pompanın sağlayacağı ( $H_m$ ) yüksekliği hesaplanabilir. Bu yükseklik değeri sonsuz kanatlı bir çarka aittir. Doğal olarak teorik bir yüksekliktir. Bu yüksekliği sınırlayan etmenler; a) çarkta sonlu sayıda kanat olması, b) kanatların genişliği nedeniyle giriş ve çıkış açıklıklarının kesit daralması, c) iç sürtünmeler, bağıl olarak oluşan ters akımlar ve d) diğer sürtünme ve kaçak kayıplarıdır.

Çarkın akışkanın girdiği ve akışkanın terk ettiği noktaları iki dönel yüzey oluşturduğu varsayılarak, bir akım iplikçığının bu iki yüzey arasında kalan kısmının hareket miktarı momentum eşitliğini yazılır. Momentum eşitliği ( $d_q$ ) debisine sahip bir akım iplikçığının ( $dt$ ) zaman aralığında (1) noktasından



(2) noktasına hareketi sırasında hareket miktarını gösteren eşitliktir.

$$M = \frac{dm}{dt} (r_2 \cdot C_2 \cdot \cos \alpha_2 - r_1 \cdot C_1 \cdot \cos \alpha_1) \quad 6.6$$

Yukarıda (6.6) eşitliğindeki (dm/dt) ifadesi çarkın tüm kanatları arasından birim zamanda akan su kütleini verir. Bu değer (Q) debidir. Debiyi ( $\gamma$ ) ve (g) ile ifade edersek (6.7) eşitliğini yazabiliriz.

$$\frac{dm}{dt} = \frac{V \cdot \rho}{t} = \frac{V \cdot \gamma}{t \cdot g} = \frac{Q \cdot \gamma}{g} \quad 6.7$$

Yukarıdaki (6.7) eşitliğinin tüm terimlerini ( $\omega$ ) açısal hız ile çarpılırsa güç (6.8) eşitliğine ulaşılır.

$$M \cdot \omega = \frac{Q \cdot \gamma}{g} \cdot \omega \cdot (r_2 \cdot C_2 \cdot \cos \alpha_2 - r_1 \cdot C_1 \cdot \cos \alpha_1) \quad 6.8$$

Bu eşitlikteki bazı terimlerin eşitleri aşağıdaki gibi verilebilir. Bu eşitler (6.8) eşitliğinde yerine konarak (6.10) güç eşitliği elde edilir.

$$\begin{aligned} r_2 \cdot \omega &= U_2 & C_2 \cdot \cos \alpha_2 &= C_{U2} \\ r_1 \cdot \omega &= U_1 & C_1 \cdot \cos \alpha_1 &= C_{U1} \end{aligned} \quad 6.9$$

$$P = \frac{Q \cdot \gamma}{g} (U_2 \cdot C_{U2} - U_1 \cdot C_{U1}) \quad 6.10$$

Bu son eşitlik teorik gücü belirtmektedir. Pompanın oluşturduğu teorik basınç enerjisi sonsuz kanat sayılı çark için ( $H_{te0-\infty}$ ) olarak gösterilebilir. Güç ifadesi basınç enerjisi dikkate alınarak (6.11) eşitliğindeki gibi düzenlenebilir.

$$P = Q \cdot \gamma \cdot H_{te0-\infty} \quad 6.11$$

gerekli düzeltmeler yapılarak (6.12) eşitliğine ulaşılabilir.

$$H_{te0-\infty} = \frac{U_2 \cdot C_{U2} - U_1 \cdot C_{U1}}{g} \quad 6.12$$

Santrifüj pompalarda suyun çarka girişinde ( $\alpha_1=90^\circ$ ) ve ( $C_{U1}=0$ ) değerlerinde gerçekleşmektedir. Bu değerler göz önüne alındığında teorik basınç yüksekliği eşitliği (6.13)'deki gibi olacaktır.

$$H_{Teo.\infty} = \frac{U_2 C_{U2}}{g} \quad 6.13$$

Bu eşitlik (6.13) santrifüj pompalarda "Temel Eşitlik" olarak veya "Euler Eşitliği" olarak adlandırılır. Eşitlikten de anlaşılacağı gibi çarkın geliştirebileceği basınç, çarkın dönü sayısına ve çevresel hız ile mutlak hıza ve onların bileşkesinin büyüklüğüne bağlıdır. Çap değeri çevresel hız ve mutlak hızın oluşumunda birincil etmen olması nedeniyle basıncın çarkın dönü sayısı ve çapına bağlı olduğunu söyleyebiliriz. (Tezer,1978)

Santrifüj pompa çarklarında kanatlar bulunmaktadır. Kanat sayısının yüksek olması mekanik enerjinin hidrolik enerjiye çevrilmesinde etkilidir. ( $H_{teo.\infty}$ ) ile gösterilen basınç değeri sonsuz sayıda kanat için elde edilmiş bir değerdir. Gerçek pompalarda sınırlı sayıda kanat vardır. Çarka giren su bu kanatlar arasından geçer. Kanatlar arasında yeterli akım alanı oluşur. Bu alan girişte çıkışa göre daha dardır. Çark kanatları arasındaki alan çark üzerinde genişleyen bir kesite sahiptir. Bu genişleyen kanalda su parçacıkları arasında göreceli olarak farklı hızlar oluşur. Çark kanatları arasında bu farklı hız oluşumu sonucu suyun bir sirkülasyon hareketi oluşur. Çark çıkışında hız azalır. Bunun sonucu olarak ( $\beta_2$ ) açısı küçülür, ( $\alpha_2$ ) açısı ise büyür. Bu açısal değişim sonucu ( $C_{U2}$ ) hızının değeri azalır. Eşitlik (6.12)'den de görüleceği gibi ( $C_{U2}$ ) hızının azalması ( $H_{teo.\infty}$ ) değerini küçültür. Sonuç olarak çarkın sınırlı sayıda kanattan oluşması zorunluluğu bir kayba neden olur. Bu kayıp değerine ( $\eta_K$ ) denirse, sınırlı sayıda kanatlı bir pompa çarkının oluşturacağı basınç (6.14) eşitliğindeki gibi hesaplanabilir.

$$H_{teo} = \eta_K H_{teo.\infty} = \eta_K (U_2 \cdot C_{U2}) / g \quad 6.14$$

Çarkın geliştireceği basınç üzerinde doğrudan etkili olan ( $C_{U2}$ ) değeri çıkış hız üçgeninden (6.15) hesaplanabilir.

$$C_{U2} = U_2 - W_{U2} = U_2 - \frac{C_{m2}}{tg\beta_2} \quad 6.15$$

Eşitlik (6.15)'deki değerler temel eşitlikte (6.13) yerine konularak düzenlendiğinde (6.16) eşitliği elde edilir.

$$H_{teo.\infty} = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 \cdot C_{m2}}{g \cdot tg\beta_2} \quad 6.16$$

Çark kanatları arasındaki çıkış kanal genişliği ( $b_2$ ) ve çark dış çapı ( $D_2$ ) ile gösterilirse çıkış debisi ( $Q$ ) için (6.16) eşitliği yazılabilir.

$$Q = C_{m2} \cdot \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \quad 6.17$$

Eşitlik (6.17)'dan ( $C_{m2}$ )'nin değeri bulunarak (6.16) numaralı eşitlik yeniden düzenlendiğinde (H-Q) debi - basınç terimlerini içeren (6.18) eşitliği bulunur.

$$H_{teo-\infty} = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 \cdot Q}{\pi \cdot d_2 \cdot b_2 \cdot g \cdot \text{tg} \beta_2} \quad 6.18$$

Bu eşitlikten görüldüğü gibi (H-Q) ilişkisi doğrusaldır. Doğrusal ilişkinin azalan mı, çoğalan mı olduğunu belirleyen terim ( $\text{tg} \beta_2$ )'dir. ( $\beta_2 > 90^\circ$ ) koşullarında bu ilişki artan doğrusal bir ilişkidir. ( $\beta_2 < 90^\circ$ ) koşullarında ise azalan doğrusal bir ilişkiyi karakterize eder. Gerçek koşullarda ( $\beta_2 < 90^\circ$ )'dir. Debi ( $Q$ ) arttırıldıkça basınç ( $H$ ) azalmaktadır. Debinin sıfır olduğu durumda teorik basınç yüksekliği en büyük değerini alacaktır. Basıncın en büyük değeri de ( $U_2^2 / g$ ) değerine eşittir. Ancak debinin artmasıyla birlikte pompa içinde ve emme ve basma borularında suyun hareketiyle oluşan sürtünmeler nedeniyle basınç değeri düşecektir. Sürtünme kayıpları bilindiği gibi ( $V^2$ ) ile değişmektedir. Bu nedenle gerçek koşullarda (H-Q) eğrisi daha önce söylendiği gibi doğrusal azalan bir ilişki yerine ikinci dereceden azalan bir ilişki göstermektedir. Gerçek pompalarda burada sayılanlardan başka kayıplarda meydana gelmektedir. Bu nedenle (H-Q) ilişkisi gerçek koşullarda kayıplara bağlı olarak değişmektedir.

Yukarıdaki (6.18) eşitliğinde ( $Q=0$ ) değeri için düzenleme yapıldığında (6.19) eşitliği elde edilir. (Tezer,1978)

$$H_{teo-\infty} = \frac{U_2^2}{g} \quad 6.19$$

Pompalarda güç eşitliği ise suyun özgül ağırlığı ( $\gamma$ ), manometrik yükseklik ( $H_m$ ) ve debi ( $Q$ ) yardımıyla (6.20) eşitliğinden hesaplanabilir. Pompanın genel verimi de ( $\eta_{top}$ ) burada dikkate alınmalıdır.

$$N = \frac{H_m \cdot Q \cdot \gamma}{75 \cdot \eta_{top}} \quad 6.20$$

Burada; N: Pompanın motordan çektiği güç (BG),  $H_m$ : Manometrik yükseklik (mSS), Q: Debi (m<sup>3</sup>/s),  $\gamma$ : Suyun özgül ağırlığı (1000 kg/ m<sup>3</sup>),  $\eta_{top}$ : Pompanın toplam verimi.

#### **6.4.3.3 Santrifüj Pompalarda Kayıplar ve Verimler**

Pompalarda suyun kazandığı enerji çarkın dönmesiyle sağlanır. Pompanın suya enerji kazandıran başka bir parçası yoktur. Pompanın diğer parçaları hareketsiz parçalardır. Bu parçalar sebep oldukları sürtünmeler nedeniyle basınç enerjisini azaltan etkilere sahiptirler. Bir pompada oluşan kayıplar şunlardır. (Tezer,1978)

- *Sızma Kayıpları*: Pompanın hareketli ve hareketsiz elemanları arasındaki boşluklardan kaynaklanan sızmalar pompada kayıplara neden olurlar.
- *Çark Sürtünme Kayıpları*: Pompa çarkı ile gövde arasında kalan su ile çark arasında önemli bir sürtünme vardır. Bu sürtünme de güç kaybına neden olur.
- *Hidrolik Sürtünme Kayıpları*: Suyun pompa içindeki hareketi sırasında ortaya çıkan diğer sürtünmelerden oluşan kayıplar ve türbülans kayıpları hidrolik sürtünme kayıpları olarak adlandırılır.
- *Mekanik Sürtünme Kayıpları*: Pompanın hareketli ve hareketsiz parçaları arasındaki mekanik sürtünmelerden oluşan kayıplardır.

Pompa miline uygulanan gücün bir kısmı böylece kaybolur. Bu nedenle kayıplar da güç kaybı olarak belirtilirler. Pompa miline verilen güç ile suya verilen güç arasında kayıplar nedeniyle bir fark oluşur. Gücün bir kısmı sürtünmelere harcanır ve kalanı suya verilir. Pompalarda tanımlanan verimler ise şunlardır. (Tezer,1978)

- *Hacimsel (volümetrik) Verim* ( $\eta_v$ ): Pompa çarkından geçen sıvının tamamı çıkışa ulaşmamaktadır. Bir kısmı gövde ile çark arasından girişe yönelmekte, bir kısmı salmastradan dışarı çıkmaktadır. Bu şekilde oluşan kayıplar hacimsel verimi belirlemektedir.
- *Hidrolik Verim* ( $\eta_h$ ): Hidrolik verim pompanın gerçekleştirebildiği manometrik yükseklik ( $H_m$ ) ile teorik yükseklik ( $H_{teo}$ ) oranını belirler.
- *Mekanik Verim* ( $\eta_m$ ): Pompa elemanları arasında çeşitli yerlerde mekanik sürtünme olur. Pompa mili ile salmastra arasında, aşınma bileziklerinde sürtünmeler vardır. Ayrıca çark ile su arasındaki sürtünmede bu kapsamda dikkate alındığında pompa miline verilen gücün bir kısmının sürtünmelerle kaybolduğu görülür. Buna göre verilen gücün alınan güce oranıyla mekanik verim hesaplanabilir.

- *Toplam Verim* ( $\eta_T$ ) Toplam verim pompaya verilen enerjinin çıkış borusunda suyun içerdiği enerjiye oranı şeklinde değerlendirilmelidir. Pompa miline verilen gücün bir kısmı çeşitli kayıplar nedeni ile suya verilememektedir. Buna göre toplam verim;

$$\eta_T = \frac{hBG}{fBG} \times 100$$

$$\eta_T = \frac{fBG - (sBG + dBG + h_k BG + mBG)}{fBG} \times 100 \quad 6.21$$

$$\eta_T = \eta_V \cdot \eta_h \cdot \eta_m$$

#### 6.4.3.4 Santrifüj Pompalarda Karşılaştırma Değerleri

Bilindiği gibi pompalar çok çeşitli tip ve yapıda üretilmektedir. Pompaya ilişkin tanımlayıcı büyüklükler olarak debi, basınç, güç v.b. birçok özellik vardır. Bir pompayı tanımlarken bütün bu büyüklükleri vermek gerekir. Ancak tanımlayıcı büyüklüklerin sınırları çok geniştir. Bu nedenle pompaları birbirleri ile karşılaştırabilmek için tanımlayıcı değerleri kullanmak kolay ve çabuk anlaşılır bir karşılaştırma yolu değildir. Bu amaçla pompanın tüm tanımlayıcı büyüklüklerini bir arada değerlendirilmesine yardımcı olan karşılaştırma değerleri hesaplanmakta ve bu değerler yardımıyla pompalar karşılaştırılmaktadır. Özgül hız ( $n_s$ ), rotodinamik su makinalarının karşılaştırılmasında en çok kullanılan karşılaştırma değeridir. Bu karşılaştırma değerinde pompa veya türbinin boyutları dikkate alınmaz. Su makinesinin debi ve devir değerlerinden yararlanılır. Özgül hız karşılaştırması Newton'un *Dinamik Benzerlik* kuralı ile açıklanmaktadır. Dinamik benzerlik kuralına göre "Birbirine geometrik olarak benzeyen pompaların, işletme değerleri de benzerdir". Buna göre bir santrifüj pompanın özgül hızı, bu santrifüj pompaya hidrolik ve geometrik olarak benzeyen ve optimum çalışma durumunda 1 mSS manometrik yüksekliği, 1 m<sup>3</sup>/s debi ile ileten model pompanın dakikadaki devir sayısıdır. (Tezer,1978. Baysal,1975)

Türbinler için özgül hız eşitliği aşağıdaki (6.22) gibidir. Bu eşitlik suyun özgül ağırlığına göre düzenlendiğinde (6.23) eşitliği elde edilir. Pompalar için ( $n_q$ ) ile ifade edilen özgül hız değeri karşılaştırma amacıyla kullanılır. Pompalar için kullanılan özgül hız ( $n_q$ ) ise (6.24) eşitliği hesaplanabilir.

$$n_s = \frac{n \sqrt{N}}{H_m^{5/4}} \quad 6.22$$

$$n_s = 3,65 \frac{n \sqrt{Q}}{H_m^{3/4}} \quad 6.23$$

$$n_q = \frac{n \sqrt{Q}}{H_m^{3/4}} \quad 6.24$$

Burada;

Q = Debi (m<sup>3</sup>/s), H<sub>m</sub>= Manometrik yükseklik (mSS), n = Dönü sayısı (min<sup>-1</sup>)

N = Güç (BG),

Eşitliklerden de görüleceği gibi iki özgül hız arasında (n<sub>s</sub> = 3,65 n<sub>q</sub>) ilişkisi vardır. Bu yeni durumda özgül hızı pompalar için şöyle tanımlayabiliriz.

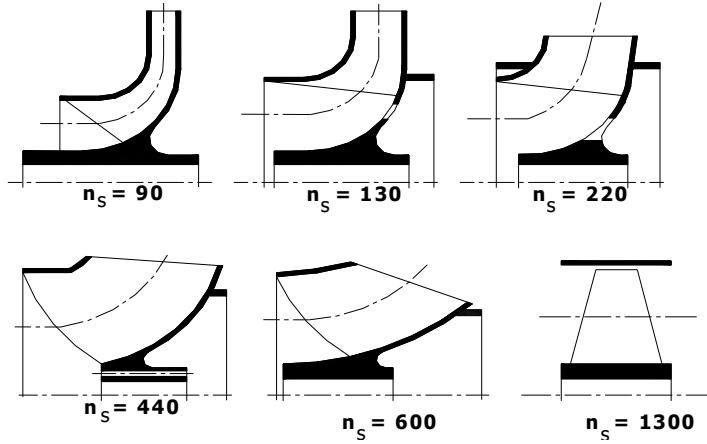
Bir santrifüj pompanın özgül hızı, bu santrifüj pompaya hidrolik ve geometrik olarak benzeyen ve optimum çalışma durumunda 1 mSS manometrik yüksekliğe, 1m<sup>3</sup>/s debi ile su ileten model pompanın dakikadaki devir sayısıdır.

Santrifüj pompalarda en doğru sınıflandırma özgül hız ile yapılır. Özgül hız pompa verimi ile de yakından ilişkilidir. Pompalarda yüksek debi düşük manometrik basınç koşullarında çalışıldığında daha küçük çark çapı ve daha düşük çark çıkış hızları gerçekleşecektir. Bu da çark sürtünmesi, hidrolik sürtünme ve mekanik sürtünme kayıplarının oransal olarak azalmasına buna bağlı olarak verimin artmasına neden olur. Diğer yandan düşük debi, yüksek manometrik basınç işletme koşullarında çalıştırılan pompalarda ise benzeri nedenlerle verim düşüktür. Şekil 6.10'da çeşitli özgül hızlardaki çark tipleri verilmiştir. Pompalar özgül hız n<sub>s</sub> veya n<sub>q</sub> 'ya bağlı olarak aşağıdaki gibi gruplandırılır:

|                                    |                             |
|------------------------------------|-----------------------------|
| Tam santrifüj pompalar             | n <sub>s</sub> = 60 - 150   |
| Yarı santrifüj ve heliko santrifüj | n <sub>s</sub> = 150 - 400  |
| Yarı eksenel                       | n <sub>s</sub> = 400 - 700  |
| Eksenel                            | n <sub>s</sub> = 700 - 1000 |

Yukarıdaki listeden de görüldüğü gibi suyun pompa çarkını terk ediş açısı dik konumdan yatay konuma doğru yer değiştirdikçe (n<sub>s</sub>) değeri de büyümektedir. Özgül hız değeri küçük olan pompalar tam radyal akışlı pompalardır. Karışık akışlı pompalarda özgül hız değeri çok geniş

sınırlardadır. Görüldüğü gibi  $n_s = 150 - 700$  arasındaki değerler karışık akışlı pompaları temsil etmektedir. Karışık akışlı pompalardan özgül hızı kısmen daha az olan tipleri *Heliko Santrifüj Pompa* olarak adlandırılır. Karışık akışlı pompalardan özgül hızı kısmen daha yüksek olanları eksenel akışa daha yakındır. Bunlar *Yarı Eksenel Pompalar* olarak adlandırılır.

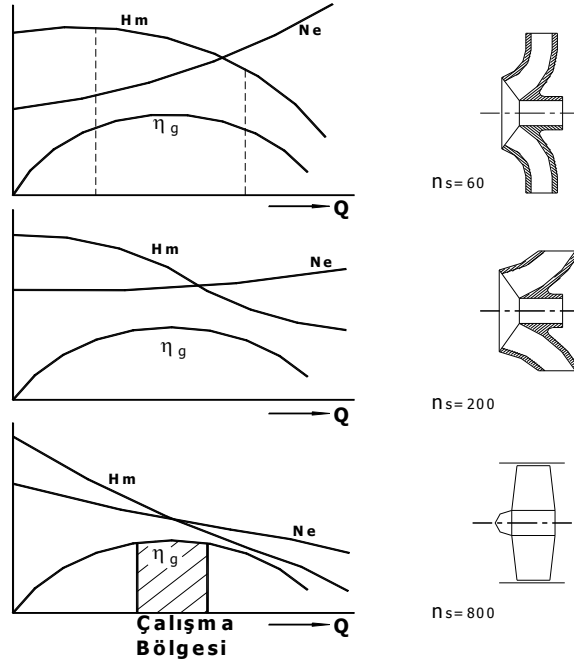


Şekil 6.10 Santrifüj pompalarda çark tipleri( Özgür,1977)

#### 6.4.4 Santrifüj Pompalarda Karakteristik Eğriler

Santrifüj pompalar belli bir geometrik yapıda, belli bir hız değerinde ve emme basma koşullarında maksimum debi değerini sağlarlar. Pompa sıfır debi ile bu maksimum debi arasında her değerde çalıştırılabilir. Santrifüj pompalar bu çalışma genişliği içinde sağlayabildiği her manometrik yükseklik değerine karşın bir debi değeri gerçekleştirir. Pompanın geliştirdiği manometrik yükseklik azaldıkça daha yüksek debi üretmeye başlar. Debinin sıfır noktasında maksimum manometrik yüksekliği verir. Yani pompa çıkışı kapatıldığında pompa çıkış borusunda ölçülen basınç pompanın sağlayacağı en yüksek manometrik değerdir. Pompa çıkışı tam açık ve basma hattı manometrik yüksekliği sıfır olan koşullarda sağladığı debi ise en yüksek debi değeridir. Bu iki sınır çalışma koşulu arasında kademesiz olarak değiştirtebilen bir çok çalışma noktası vardır. Bu noktaları birleştiren eğri pompanın ( $H_m - Q$ ) (Basınç-Debi) eğrisi olarak bilinir Karakteristik eğriler pompa tiplerinde birbirinden ayrı özellikler gösterirler. Şekil 6.11'de üç farklı pompa tipine ait karakteristik eğriler verilmiştir. Birincisi ( $n_s=60$ ) tam santrifüj pompa, ikincinin ( $n_s=200$ ) karışık akışlı pompa ve üçüncüsü

( $n_s=800$ ) eksenel tipte pompadır. Her üç pompa tipinde de ( $H_m-Q$ ) eğrisi incelendiğinde görülecektir ki, ( $H_m$ ) değerinin artmasıyla ( $Q$ ) değeri azalmaktadır.



Şekil 6.11 Pompa karakteristik eğrileri (Özgür,1977)

Bu ilişki santrifüj pompaların genel karakteristiğidir. Ancak, her üç pompa tipinde de ( $H_m-Q$ ) ilişkisi farklı bir karakteristik özellik göstermektedir. Diğer yandan verim ( $\eta-Q$ ) ilişkileri içinde her üç pompa benzer ilişkilerden hareket ederek genel bir kaniya varılabilir. Verim debinin sıfır olduğu yerde sıfırdır. Debi arttıkça verimde yükselmekte ve bir noktada verim en yüksek değerine ulaşmaktadır. Bu en yüksek verim noktasından sonra debinin artmasıyla verimde azalmaktadır. Pompaların bu verim karakteristikleri, onların her koşulda verimli olmadığını göstermektedir. Santrifüj pompalar ancak belirli sınırlar içinde çalıştırıldığında verimleri kabul edilebilir seviyelere çıkmaktadır. Verimin en yüksek değerinin ( $\pm\%5$ ) sınırları içinde kalan ( $Q$ ) değerlerinde çalışılması gerekir. Bu sınırlar arasında kalan bölgeye *Çalışma Bölgesi* denilmektedir. Pompaların bu bölge içindeki çalışmaları birim hacimdeki suyun maliyeti açısından da önemlidir. Genel olarak heliko santrifüj ve eksenel pompalarda özgül hız arttıkça verimde artmaktadır. Pompaların



özellikleri açısından önemli bir diğer göstergede ( $f_{BG}$ - $Q$ ) ilişkisini gösteren eğridir. Bu eğriler incelendiğinde tam santrifüj pompalarla aksenal pompalar arasında birbirine zıt bir ilişki gözlenmektedir. Tam santrifüj pompalarda debinin sıfır noktasında, güç en düşük değerini almaktadır. Debi arttıkça güç tüketimi de artmaktadır. Bu ilişkiden şu sonucu da çıkarmak olasıdır. Tam santrifüj pompalara yol verirken pompa çıkış vanası kapatılmalı ve pompayı çeviren güç kaynağına bu koşulda yol verilmelidir. Güç kaynağı devrini aldıktan sonra yavaş yavaş çıkış vanası açılmalı ve güç kaynağına yük bindirilmelidir. Aksenal pompalarda ise debinin sıfır olduğu noktada en büyük güç tüketimi olduğu görülmektedir. Bu tip pompalarda çıkış vanası açıldıkça diğer bir deyişle debi artırıldıkça güç tüketimi azalmaktadır. Bu durumda aksenal pompalara yol verirken santrifüj pompalarda olduğunun aksine, çıkış vanası tam açık olmalıdır. Çoğunlukla bu tip pompaların çıkışına vana bağlanmamaktadır. Karışık akışlı pompalarda ise ( $f_{BG}$ - $Q$ ) ilişkisi diğer iki tipin arasında yer almaktadır. Bu pompalardan özgül hızı ( $n_s=200$ ) değerinden küçük olanlar da debi artışıyla güç tüketimi artma eğilimine girmekte ve tam santrifüj pompa özelliklerine benzemeye başlamaktadır. Özgül hızı ( $n_s=200$ ) değerinden daha büyük olan pompalarda ise debi arttıkça güç tüketimi azalma eğilimine girmekte ve daha çok aksenal pompa karakteristiklerine benzeyen ilişkiler göstermektedir.

Pompalarda işletme karakteristikleri olan ( $n$ ;  $Q$ ;  $H_m$  ve  $f_{BG}$ ) değerlerinin pompanın farklı hızlarda çalıştırılması halinde göstereceği değişim birbirinden farklıdır. Pompa ( $n_1$ ) devrinde ( $Q_1$ ,  $H_{m1}$  ve  $f_{BG1}$ ) değerlerini üretiyorsa ( $n_2$ ) devrinde çalıştırıldığında ( $Q_2$ ,  $H_{m2}$  ve  $f_{BG2}$ ) değerlerini üretecektir. Bu değişimin oranları ise aşağıdaki eşitlikte verilmiştir.

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{Q_1}{Q_2} = \sqrt{\frac{H_{m1}}{H_{m2}}} = \sqrt[3]{\frac{f_{BG1}}{f_{BG2}}} \quad 6.25$$

#### 6.4.5 Santrifüj Pompalarda Çalışma Yükseklikleri ve Kavitasyon

Santrifüj pompalar kurulu oldukları yere bağlı olarak bir emme yükü ve birde basma yükü altında olan iki boru hattının arasında yer alırlar. Emme hattı pompanın emme girişine ve basma hattı da pompanın basma çıkışına bağlıdır. Bu iki hattın birbirinden ayrımı için pompa çarkının ekseni sınır

olarak kabul edilmektedir. Çark eksenini altındaki bölüm vakum altındadır. Çark eksenini üzerindeki bölüm ise basınç altındadır. Pompalar emme hattında depo serbest su yüzeyinden çark eksenine kadar suyu emerek yükseltmektedir. Bu yükseklik geometrik olarak ölçülebilen bir yüksekliktir. Bu hat içinde ayrıca sürtünmelerden oluşan bir yük daha vardır. Basma hattında da pompanın suyu yükselttiği ve geometrik olarak ölçülebilen bir yükseklikten oluşan yük yanında bu hattaki sürtünmelerden oluşan bir yük daha vardır. Pompa, emme ve basma hatlarında gözlenen bu ölçülebilir geometrik yükleri karşılamanın yanında sürtünmeleri de yenmek durumundadır. Pompanın toplam yükü geometrik yükler yanında sürtünme yüklerinden de oluşmaktadır. Bu toplam yük "dinamik yük" olarak adlandırılmaktadır. Pompanın çalışma yükseklikleri Şekil 6.12'de verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi bu yükler;

$h_{se}$ : Statik emme yüksekliği. Pompa eksenini ile depo serbest su yüzeyi arasındaki yükseklik.

$h_{sb}$ : Statik basma yüksekliği. Pompa eksenini ile basma su düzeyi arasındaki yükseklik.

$h_{ke}$ : Emme hattı sürtünme kayıp yükleri.

$h_{de}$ : Dinamik emme yüksekliği. Emme hattındaki statik yükseklik ile sürtünme yüksekliklerinin toplamıdır.

$$h_{de} = h_{se} + h_{ke}$$

$h_{kb}$ : Basma hattı sürtünme kayıp yükleri

$h_{db}$ : Dinamik basma yüksekliği. Basma hattındaki statik yükseklik ile sürtünme yüksekliklerinin toplamıdır.

$$h_{db} = h_{sb} + h_{kb}$$

$H_g$ : Geometrik yükseklik. Emme ve basma hatlarının statik yüksekliklerinin toplamıdır. Geometrik olarak ölçülebilen bir yüksekliktir.

$$H_g = h_{se} + h_{sb}$$

$H_m$ : Manometrik yükseklik. Emme ve basma hatlarında dinamik yüksekliklerinin toplamıdır. Bu yükseklik ancak emme ve basma hatlarına yerleştirilen vakum metre ve manometrelerle ölçülebilir.

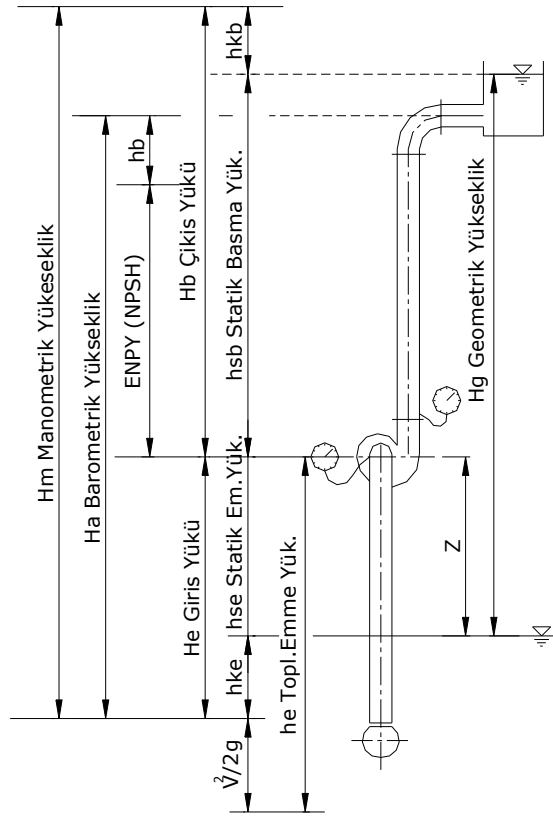
Pompanın emme girişindeki toplam yükleri göstermek üzere ( $H_e$ ) terimi kullanılır. Bu terim aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanabilir.

$$H_e = h_{se} + h_{ke} + V_e^2/2g \quad 6.26$$

Burada;  $V_e$  : Emme borusundaki hız yüküdür.

Yukarıdaki eşitlik dinamik emme yüksekliği ve hız yükünün toplamı olarak ta ifade edilebilir. Bu terim pompa girişinde suyun taşıdığı toplam yükü ifade etmektedir. Girişteki dinamik emme yükü çark eksenine altında yer aldığı için bir vakum değeridir. Bu değer vakum metreden okunabilir. Girişteki bu yük atmosfer basıncı altında bir basıncı ifade etmektedir. Bu nedenle de eşitlikte (-) eksi işaretli olarak gösterilmelidir. Bu durumda eşitlik aşağıdaki şekli alır.

$$H_e = -(P_e / \gamma) + (V_e^2 / 2g) = -(h_{de}) + (V_e^2 / 2g) \quad 6.27$$



Şekil 6.12 Pompa çalışma yükseklikleri (Tezer,1978)

Pompanın emme girişindeki bu basınç mutlak basınç olarak ifade edildiğinde en büyük değerinin atmosfer basıncına eşit olabileceği görülür. Bu basıncı sınırlayan etmenler, emme statik yükü ( $H_e$ ), emme hattındaki sürtünme kayıpları, pompanın kurulu olduğu yerin atmosfer basıncı ( $H_A$ ) ve suyun iç buhar basıncıdır ( $H_{b,uh}$ ). Pompa girişinde oluşan mutlak basınç öncelikle statik emme yüksekliğine bağlıdır. Bu yükseklik arttıkça pompa girişindeki mutlak

basınç da düşmektedir. Diğer bir deyişle vakum artmaktadır. Bu vakum değeri ayrıca boru ve armatür sürtünmeleri ile de yükselmektedir. Bu koşullarda pompa girişinde -ki mutlak basınç teorik olarak 10.33 mSS değerine- yükselebilmemesine karşın, pompa kurulu yerlerde hiç bir zaman bu değere ulaşamaz. Buna karşın oluşabilen pratik değerler 6-7 mSS ile sınırlıdır. Pompa girişinde oluşacak mutlak basınç değeri pompaya emilen suyun iç buhar basıncı değerine ve altına indiğinde suda ani buhar kabarcıkları oluşmaya başlamaktadır. Bu kabarcıkların özellikle çark girişinde ve kanatçıkların yüzeylerinde oluştuğu belirlenmiştir. Bu buhar kabarcıkları çark içinde ve çark kanatları üzerinde çekiç darbelerine benzer darbeler oluşturmaktadır. Zaman zaman metal parçaları kopmasına ve çark yüzeylerine oyuklar açılmasına neden olabilen bu etki, çark kırılmaları yanında tüm gövde de sallantılar oluşturmakta ve bağlantıları zorlamaktadır. İstenmeyen durumlara neden olan bu etki *Kavitasyon* olarak adlandırılmaktadır. Kavitasyon oluşumunda; pompa girişinde oluşan toplam emme yükünün, atmosfer basıncından suyun buhar basıncının çıkarılması ile elde edilen yükten daha küçük olması istenir. Pompa girişindeki yükün buharlaşma basıncından ne kadar yüksek olduğunu gösteren yüke *Emmedeki Net Pozitif Yük; ENPY* (Net Positive Suction Head; NPSH) ile gösterilir. ENPY değerinin bilinmesi ile pompanın kavitasyon kontrolü yapılabilir.(Tezer,1978. Baysal,1975)

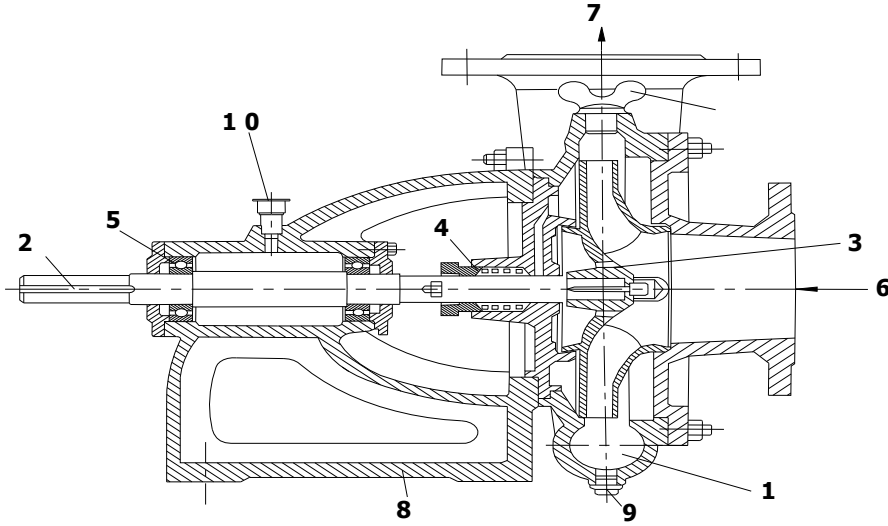
$$ENPY = H_A - (H_e + h_{buh}) \quad 6.28$$

### **6.5 Pompa Tipleri**

Sulamada ve şehir su şebekelerinde kullanılan pompalar genellikle santrifüj pompalardır. Bu pompalar debi ve basınç gereksinimlerine bakılarak çeşitli santrifüj pompa tipleri içinden seçilirler. Bu amaçla çok sayıda genel ve özel amaçlı pompa geliştirilmiştir. Bunlar içerisinden sulama amaçlı olarak yaygın kullanılan birkaç pompa tipi aşağıda tanıtılmıştır.

#### **6.5.1 Yatay Eksenli Kademesiz Pompalar**

Bu pompa tipinde pompa mili yatay olarak durmaktadır. Bu tip pompalar da genel olarak radyal veya karışık akışlı çarklar kullanılır. Pompa bir adet ve çark onu içine alan salyangoz gövdeden oluşmaktadır. Şekil 6.13'de böyle bir pompanın kesit resmi verilmiştir.

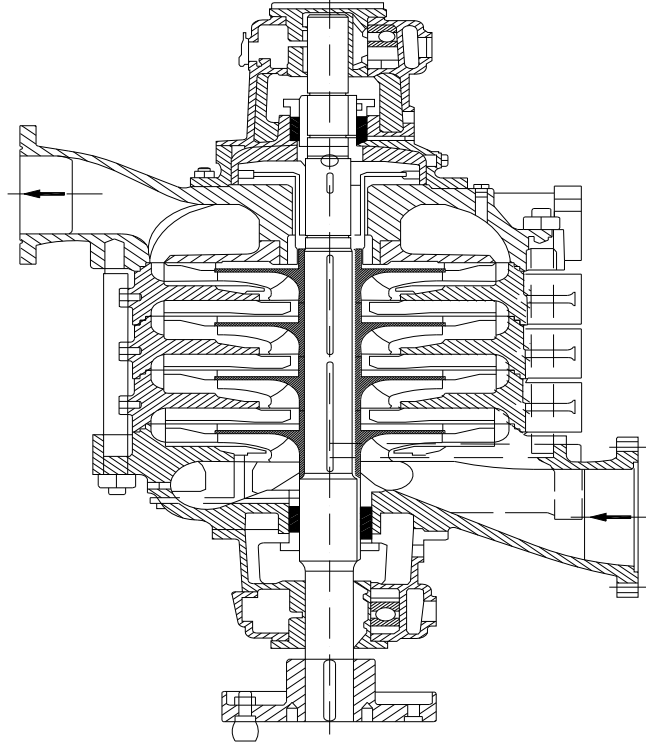


Şekil 6.13 Tek kademeli yatay milli santrifüj pompa kesiti (1-Salyangoz gövde, 2- Çark mili, 3- Çark, 4- Salmastra,5- Yataklar, 6- Emme borusu, 7- Basma borusu, 8- Taşıyıcı gövde, 9- Doldurma boşaltma tapası, 10- Yağlama)(Baysal,1975)

### 6.5.2 Çok Kademeli Pompalar

Pompaj tesislerinde çoğu zaman oldukça yüksek manometrik basınç ( $H_m$ ) değerlerine gereksinim duyulur. Bu yüksekliklerin tek kademeli bir pompa ile sağlanması çoğu zaman olanaksızdır. Bu durumlarda birden çok çarkın aynı mile bağlandığı ve birlikte döndürüldüğü çok kademeli pompalar kullanılır (Şekil 6.14). Sıklıkla 20-30 kademeli pompaların çok derin kuyulardan su temini amacıyla kullanıldığı görülmektedir. Birinci çarktan gövdeye giren su kayba uğramadan diğer çarklardan da geçerek çıkışa ulaşmaktadır. Bu arada her çarktan geçişte basınç yükü artmaktadır. Bu tip pompalarda her çark bir gövde içinde olmakla beraber birbirini takip eden gövdeler de birinin çıkışı, diğerinin girişi olacak şekilde ardı ardına dizilidir ve toplu bir yapı oluşturmaktadır. Gövde içindeki özel yapı kanalları sayesinde gövdeler birbirine suyu iletmektedir. Kademeli pompalar tek girişlidir ve çoğunlukla radyal veya karışık akışlı çarklar kullanılarak üretilirler. Bu tip pompaların diğer bir özelliği de yayıcı kullanılmasıdır. Her bir gövdeden diğerine geçişte ara kısımda bir yayıcı bulunmaktadır. Çok kademeli pompalar

yatay milli olarak yapılabildiği gibi düşey milli olarak ta yapılabilmektedir.

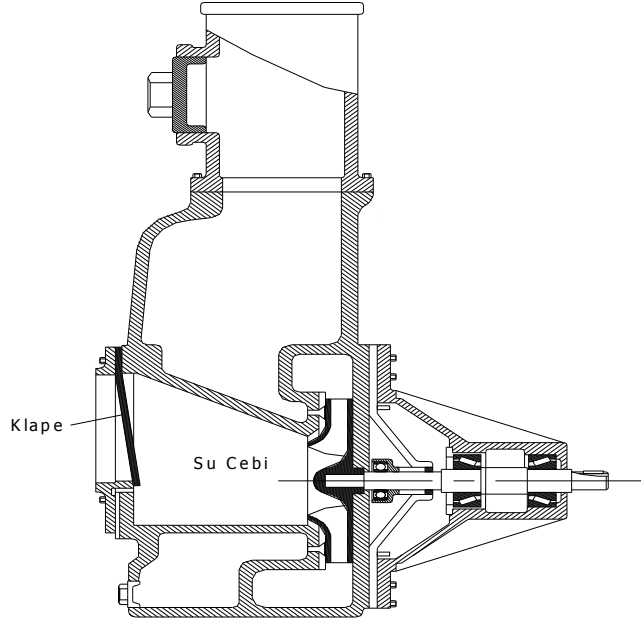


Şekil 6.14 Çok kademeli yatay milli pompa kesiti(Baysal,1975)

### **6.5.3 Kendinden Emişli Pompalar**

Bilindiği gibi santrifüj pompaların çalışabilmesi için gövdelerinin su ile dolu olması gerekir. Santrifüj pompalar hava emmediği için gövdesi yeterince su ile dolu olmayan pompalar çalıştırıldıklarında emişe geçemezler. Normal pompalarda bu amaçla emme borularının alt kısımlarında klape kullanılmaktadır. Zaman zaman klapelelerin su kaçırmaları veya gezici olarak kullanılan pompalarda her defasında gövdenin su ile doldurulması sorun yaratmakta ve zaman kaybına neden olmaktadır. Bu amaçla kendinden emişli pompalar geliştirilmiştir (Şekil 6.15). Bu pompaların gövde yapıları diğer salyangoz yapılı gövdelerden farklı olarak bir su cebi içermektedir. Gövde su cebi emme burusu bağlantısında bir klape bulunmaktadır. Emme borusu girişi ise çark ekseninden yukarıdadır. Böylece gövde içindeki su çarkı sürekli olarak su ile dolu tutulmaktadır. Gövde içindeki hava ayırma haznesinde emme borusundan gelen hava sudan ayrılmakta ve çark su içinde çalışmasına

devam ederek emme borusundaki havayı tamamen emerek basma borusuna iletmektedir. Böylece emme borusunda klape kullanmadan sadece gövdeye su doldurarak pompa emiše geçirilebilmektedir.



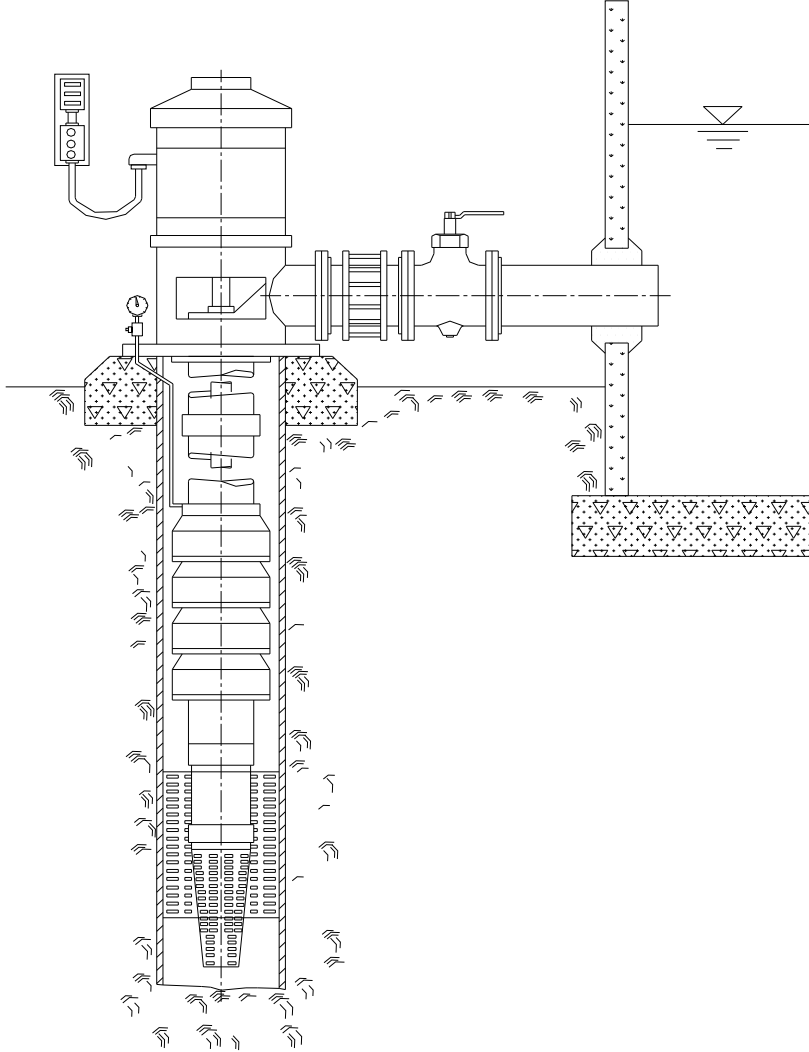
Şekil 6.15 Kendinden emişli pompalar(Tezer,1978)

#### **6.5.4 Düşey Milli Kademeli Pompalar**

Sulama amaçlı olarak kullanılan en yaygın tipteki pompalardır. Bu tip pompalar derin kuyulardan suyun çıkarılması amacıyla yaygın olarak kullanılmaktadır. Bunlar içinde yaygın olarak bilinenleri *Derin Kuyu Pompaları* ve *Dalgıç Pompalar*'dır. Derin kuyu pompalarında çok kademeli bir pompa sondaj yöntemiyle açılmış olan kuyuya indirilir (Şekil 6.16). Pompa su içinde çalışmaktadır. Böylece emme girişinde pozitif basınç sağlanarak tüm güç basmada kullanılır. Pompa kuyu dışındaki bir elektrik motoru veya dizel motor ile çalıştırılır. Motor mili başlık adı verilen bir parça yardımı ile basma borusu içine girer ve basma borusu içinde yataklanarak pompaya kadar ulaşır. Dalgıç pompada ise elektrik motoru pompa ile birlikte kuyuya indirilir. Motor pompanın alt tarafında su içindedir. Burada su içinde çalışabilecek özel bir elektrik motoru kullanılır. Motora elektrik özel bir kablo ile ulaştırılır

### 6.6 Pompaj Tesisleri

Pompaj tesisi; sulama suyu, kullanım suyu, atık su v.b amaçlarla kurulur. Suyun bir yerden alınıp taşınması ve boru sistemleri ile dağıtılması amacıyla oluşturulan pompa, boru ve armatürlerden kurulu bir tesistir.



Şekil 6.16 Derin kuyu pompaları (Tezer,1978)

Bu tesisin kurulması ve işletilmesinde yer seçimi, pompa seçimi, boru tipi ve çapının seçimi ve kuvvet kaynağının seçimi, ekonomik etmenler ve teknik etmenler dikkate alınarak yapılmaktadır. Amaç, her zaman birim maliyetlerin en aza indirilmesi olduğu için yapım maliyetleri ve işletim maliyetleri bir arada



değerlendirilmelidir. Çoğu zaman bir pompaj tesisinin yapım maliyetlerinden daha çok işletim maliyetlerini göz önüne almak gerekir. Tesisin ömrü süresince harcayacağı enerji miktarı ve bunun maliyeti, yapım maliyetlerinden onlarca hatta yüzlerce kez fazla olabilmektedir. Enerji tasarrufu sağlayan daha pahalı bir yatırımın bu nedenlerle daha ucuz, ancak daha az tasarruf sağlayan bir sisteme tercih edilmesi gerekir. Bu noktada özellikle pompa verimleri dikkate alınması gerekli en önemli etmendir. Aynı koşullar için verimi daha yüksek bir pompa kullanılması daha küçük bir güç kaynağı dolayısıyla daha az enerji tüketimi demektir. Diğer yandan boru tipi ve çapının seçimi de sürtünmeleri etkileyeceğinden enerji tüketimi açısından önemlidir. Ekonomik boru çapının seçilmesi işletmede aynı önemde bir konudur. Pompaj tesislerinin kurulumun da tesisin ilk maliyeti, yıllık sabit masrafları ve değişken masrafları dikkate alınmalıdır.

Pompaj Tesisi Seçiminde *Pompa Seçimi* ve *Ekonomik Boru Çapı* Seçimi olmak üzere iki önemli etmen vardır.

Pompa seçiminde dikkate alınacak etmenler aşağıdaki gibi sıralanabilir (Tezer,1978) .

- a) İletilecek suyun özellikleri: Pompa ile iletilecek suyun sıcaklığı bilinmelidir. Diğer yandan tuzluluk, yabancı madde içeriği gibi bilgiler ve bunlara bağlı olarak özgül ağırlığı bilinmelidir.
- b) İletilecek debi: Pompaj tesisinin ileticeği debi bilinmelidir. Bu değer sulama suyu için toprak, bitki ve atmosfer koşullarına bağlı olarak değişmektedir.
- c) İşletme yükseklikleri. Tesisin kurulu olduğu yer ile suyun iletileceği yer arasındaki yükseklik farkı ve uzaklık yanında topoğrafik yapıda iyice incelenmelidir. Diğer yandan tesiste kullanılacak boru tipi ve uzunlukları, armatürlerin tipi ve sayısı bilinerek toplam sürtünmeler tahmin edilmelidir. Tüm bunlardan tesisin manometrik yüksekliği hesaplanmalıdır.
- d) Kavite kontrolü: Emme koşulları da tesis için önemlidir. Tesisin bulunduğu yerdeki atmosfer basıncı ve emmedeki statik yükseklikler belirlenmeli ve bunlara bağlı olarak kavite koşulları kontrol edilmelidir. Diğer yandan derin kuyularda kuyu su seviyesinin değişimi incelenerek kuyu karakteristikleri çıkarılmalıdır.
- f) Çalışma karakteristiği: Tesisin yıllık çalışma özellikleri çıkarılarak bir veya

daha fazla pompanın gerekip gerekmediği ve bu pompaların paralel bağlantı koşullarındaki işletme noktaları incelenmelidir. Diğer yandan bazı koşullarda birden fazla noktaya su iletimi gerekebilmektedir. Bu durumda seri bağlı pompalar kullanılması ve bu kullanımın özellikleri de incelenmelidir.

g) Pompa tipi : Tesisin durumu ve su kaynağının özelliklerine göre yatay veya düşey milli bir pompa gereksinimi ortaya çıkabilir. Derin kuyulardan su temininde düşey milli pompa dışında bir seçenek yoktur.

h) Tesis yeri: Pompaj tesisinin yeri detaylı bir şekilde incelenmelidir. Bu yer bir nehir veya göl yanında ise yıllık su düzeyi değişimleri incelenmelidir. Diğer yandan tesisin kurulumu sırasında ortaya çıkacak malzeme taşınması işlemleri için yol koşulları da dikkate alınmalıdır.

i) Kuvvet kaynağının seçimi: Tesiste kullanılacak motorların seçiminde öncelikle elektrik enerjisinin temin olanakları araştırılmalıdır. Gerektiğinde hat tesisi için yapılacak masraflar göze alınarak elektrik enerjisi temin edilmeli ve elektrik motoru ile pompaların çalıştırılması yoluna gidilmelidir. Koşulların uygun olmaması halinde dizel ya da benzinli bir motor ile de pompalar çalıştırılabilir. Ancak yakıtın taşınması için yapılacak masraflar, taşıma için gerekli araç ve uygun bir yol gereksinimi dikkate alınmalıdır.

Yukarıda sözü edilen bu etmenler ışığında pompaya ilişkin büyüklükler ortaya konulduğunda, pompanın yeniden yapımı veya hazır olanlar arasından seçimi gerekir. Yeniden bir pompanın projelenecek yapımının gerçekleştirilmesi pahalı bir yoldur. Ancak bazı koşullarda yeni pompa yapımı da olasıdır. Çoğu zaman daha ucuz ve güvenilir bir yol olarak imalatçıların ürettiği pompalar içinden seçim yapmak daha doğrudur. Bazen imalattaki pompaların gereksinimlere cevap vermemesi durumunda bu pompalar üzerinde çark genişliğinin artırılması veya azaltılması, çark çapının dar sınırlarda da olsa değiştirilmesi ve çark hızının değiştirilmesi yollarına gidilebilir. Diğer yandan çalışma koşullarında da değişiklikler yapmak çözüme yardımcı olabilir.

Bu pompaların karakteristik eğrileri üzerinden koşullarımıza en uygun ve en yüksek verimli pompayı seçmeye özen göstermeliyiz. Bunun yanında malzeme kalitesi, işçilik, servis ve yedek parça temin olanakları da dikkate alınmalıdır.

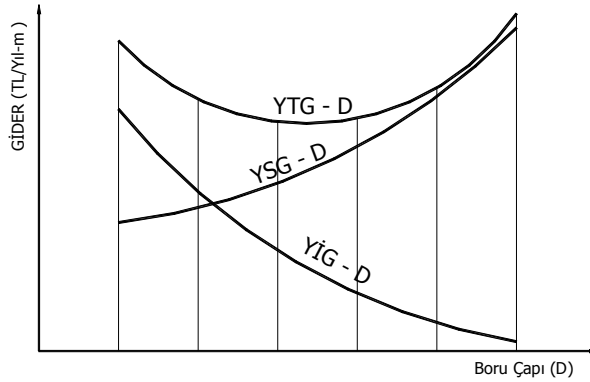
### **6.7 Ekonomik Boru Çapının Belirlenmesi**

Pompaj tesislerinde karar verilmesi en güç konulardan biride boru

çapının belirlenmesidir. Boru çapı sadece teknik veriler dikkate alınarak seçilemez. Bu seçimde teknik veriler yanında ekonomik değerlendirmeler de bir o kadar önemlidir. Bir pompaj tesisinde harcanan enerjinin önemli bir kısmı boru ve armatürlerde oluşan sürtünme kayıplarının karşılanması içindir. Boru çapları büyüdükçe su hızının azalması, sürtünme kayıplarını da azaltmaktadır. Büyük çaplı boru kullanmak enerji giderlerini azaltacaktır.

Pompaj tesisinin kurulmasında en büyük masraf ise boruların satın alma bedelidir. Ayrıca boru hattının döşenmesi de bir diğer önemli masraftır. Ancak sadece boru satın alma giderleri kullanılarak hesap yapmak karar vermede yeterli olamamaktadır. Şekil 6.17'den de görüldüğü gibi boru çapı küçüldükçe sürtünme kayıplarının artması nedeniyle *Yıllık İşletme Giderleri* (YİG) artmaktadır. Buna karşın *Yıllık Sabit Giderler* (YSG) azalmaktadır. (Tezer,1975)

Boru çapı özellikle de yakıt tüketimini etkileyen sürtünme giderlerinin artışında doğrudan etkilidir. Buna karşın küçük çaplı borunun satın alma bedelinin de küçük olması nedeniyle sabit giderler azalmaktadır. Boru çapı büyüdükçe sürtünmenin azalması nedeniyle, işletme giderleri azalmakta, sabit giderler artmaktadır. Ekonomik boru çapı seçiminde işletmenin yıllık sabit giderleri ile yıllık işletme giderleri toplamının en düşük olduğu boru çapının belirlenmesi yolu izlenmektedir.



Şekil 6.17 Ekonomik boru çapı seçimi (Tezer,1975)

*Yıllık Sabit Gider*, boru satın alma bedelinin tesis kullanım ömrü dikkate alınarak bir yıla düşen payıdır. Farklı boru tiplerinin seçiminde satın alma bedeli yanında kullanım ömürleri de dikkate alınmalıdır. Bilindiği gibi plastik

borular çok dayanıklı borulardır. Bu borular için yaklaşık 40 yıl, çimento, çelik ve dökme demir borular için 20 yıl kullanım ömrü öngörülmektedir. Bu da boru tipinin yıllık sabit giderini etkilemektedir. Kullanım ömrü yüksek boruların fiyatı da yüksektir. Ancak fiyat kullanım ömrü ile birlikte değerlendirilmelidir. Pompaj tesisinin yıllık sabit gideri aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanabilir (TEZER,1975)

$$YSG = SAB * SGK \quad 6.29$$

Burada; YSG: Yıllık Sabit Gider (TL/yıl-m), SAB: Satın Alma Bedeli (TL/m), SGK: Sabit Gider Katsayısı ( 1/ yıl).

Sabit gider katsayısı, yıllık faiz ve amortisman değerlerinin hesaplanması için kullanılan bir değerdir.

$$SGK = \frac{i}{1 - \frac{1}{(1+i)^n}} \quad 6.30$$

Burada; i : yıllık faiz oranı, n : Boru hattının kullanma ömrü ( yıl).

Yıllık faiz oranı yatırım projeleri için % 9 (0.09) olarak alınabilmektedir. Ancak enflasyon koşullarına göre bu değer her defasında yeniden belirlenmesi gereklidir.

Yıllık işletme giderleri pompaj tesisinin yük kayıplarını yenmek için harcadığı enerjinin bedeli ile hesaplanmaktadır. Pompaj tesislerinde düz boru uzunlukları çok fazla buna karşın armatürler ise az sayıdadır. Bu nedenle kayıplar sadece düz borular için hesaplanmaktadır. Ancak eşdeğer boru boyu yardımıyla armatürlerde bu hesaba katılabilir (Tezer,1975).

Yıllık işletme gideri aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanabilir.

$$YİG = ykB G \cdot T \cdot P \quad 6.31$$

Burada; YİG: Yıllık İşletme Gideri (TL/yıl-m), ykB G: Yük kayıpları için gerekli güç (BG/m), T: Yıllık çalışma süresi (saat /yıl), P: Enerji bedeli ( TL/BG-saat).

Bir boru hattında birim düz boru boyunda meydana gelen yükseklik kayıplarını yenmek için gerekli güç (y kB G) aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanabilir. (TEZER,1975)

$$y kB G = \frac{q \cdot i \cdot \gamma}{75 \cdot \eta} \quad (\text{BG/m}) \quad y kW = \frac{q \cdot i \cdot \gamma}{102 \cdot \eta} \quad (\text{kW/m}) \quad 6.32$$

Burada; q : Debi (L/s),(m<sup>3</sup>/s), i : Boru hattının hidrolik gardienti (mSS /m),

$\gamma$  : Suyun özgül ağırlığı (1 kg/dm<sup>3</sup>), (1000 kg/m<sup>3</sup>),  $\eta$  : Pompa verimi (%).

Yıllık toplam gider sabit gider ve işletme giderinin toplamıdır.

$$YTG = YSG + YİG \quad 6.33$$

Yıllık toplam gider pompaj hattında kullanılacak farklı boru çapları ve farklı boru tipleri için bir tablo halinde hesaplanarak en düşük yıllık toplam gideri veren boru tipi ve çapı seçilir. Bu çapa uygun boru ve armatür seçimi yapılır. Sürtünme hesapları bu çapa göre tekrarlanır ve pompa seçiminde de bu değerler esas alınır. (TEZER,1975)

### **6.8 Pompaj Tesislerinde Pompa ve Boru Düzenlemeleri**

Pompaj tesislerinde suyun iletileceği yerin özelliklerine ve iletilecek suyun miktarına bağlı olarak pompa ve boru hatlarında düzenlemelere gidilir. Suyun yükseltilmesi gereken geometrik yükseklik ( $H_g$ ) çok fazladır veya boru hattının uzunluğu nedeniyle sürtünmeler çok fazladır veya her ikisi de olabilir. Bu koşullarda pompadan istenen ( $H_m$ ) manometrik yükseklik fazla olacaktır. Bazı durumlarda ise suya olan talep fazladır, ancak bu talep birden çok noktada tüketilmek durumunda olabilir. Bu koşulda da farklı çıkış noktaları bulunan bir boru hattı veya birden çok kolu bulunan bir boru hattına gereksinim duyulur. Pompaların ve boruların böyle karmaşık düzenlenmesi koşullarında pompaj sisteminin ( $H_m$ -Q) eğrisinin ve boru sisteminin ( $H_k$ -Q) eğrisinin elde edilmesi gerekir. Sisteme ait eğri tek bir pompa eğrisinden ve basit bir yatay boru hattı eğrisinden farklıdır. (TEZER,1978)

#### **6.8.1 Çoklu Pompa Düzenlemeleri**

Pompaj tesislerinde ( $H_m$ -Q) gereksinimlerinin boyutları büyüdükçe pompa seçimi de zorlaşır. Sistemin yüksek ( $H_m$ ) gereksinimleri olması durumunda bir pompa ile bunun karşılanması olasıdır. Ancak yüksek manometrik değerler üreten bir pompanın özgül hızının küçük olacağı ve veriminin de düşük olacağı bilinmektedir. Diğer yandan çok büyük çaplı çark üretilmesi de teknik zorluklar yanında ekonomik olmamaktadır. Bu durumda çözüm birden çok çarkın birlikte çalıştırılmasında aranmalıdır. Birden çok çark ardı ardına bağlandığında birinin basma hattı, diğerinin emme hattına bağlanacak ve böylece çarkların manometrik yükseklikleri birbirine eklenecektir. Bu tür bir pompa düzenlemesine seri düzenleme adı verilir. Seri

düzenlenmiş pompalarda birinci çarkın sağladığı debi sırayla diğer çarklardan da akmaktadır. Çark sayısı debiyi etkilememektedir. Ancak her bir çark başına düşen manometrik yüksekliğin azalması ile özgül hızları daha büyük çarklar kullanılabilmekte ve verim de yükselmektedir. Diğer yandan çark çapı büyütülerek elde edilmesi güç olan büyük basma yüksekliklerine çok sayıda çarkı seri bağlayarak ulaşmak olasıdır. Bu tür düzenlemede, farklı manometrik yüksekliklerde ancak eşit debide pompalar veya çarklar birlikte kullanılabilir.

Pompaj tesisinin su gereksinimleri yılın farklı zamanlarında değişiklik gösterir. Bu değişime uyabilmek için birden çok pompa birlikte kullanılabilir. Emme hatları ayrı olan bu pompalar aynı basma hattına bağlanırlar. Böylece birden çok pompanın debisi birleştirilmiş olur. Pompaların biri veya birkaçı bir arada çalıştırıldığında artan gereksinimlere uygun debiyi elde etmek kolaylaşır. Bu tür pompa düzenlemelerine ise paralel düzenleme denmektedir. Paralel düzenlenmiş pompalarda debiler toplanmasına karşın, pompalar aynı hatta su bastıkları için elde edilen manometrik yükseklik bir pompaninkine eşittir. Bu tür düzenlemede farklı debili, ancak eşit manometrik yüksekliğe sahip pompalar birlikte kullanılır. Tercih edilen yol tamamen aynı özellikte pompaların bir tesis içinde kullanılmasıdır. Özellikle sulama pompaj tesislerinde bu tür düzenlemeye sıkça rastlanmaktadır.

Çarkların birden fazla sayıda seri veya paralel bağlanmasında dört farklı uygulama şekli görülmektedir. Bunlar;

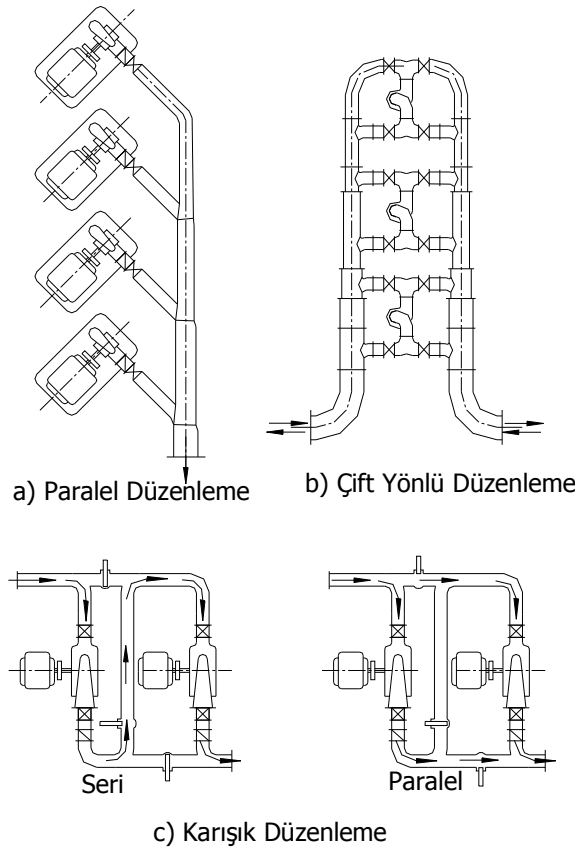
**1-Kademeli Pompalar:** Bu tür bağlama daha çok seri bağlanmış çark düzenlemesinde uygulanmaktadır. Bu bağlama şeklinde birden çok çark bir gövde içine yerleştirilmiştir. Bir giriş ve çıkış borusu ile boru hattına bağlanır. Çarklar aynı mil üzerine dizilirdirler ve bir adet motor ile çalıştırılmaktadırlar. Genelde her çark başına 10 ile 15 mSS manometrik yükseklik düşmektedir. Derin kuyu ve dalgıç pompalarda çok sayıda kademe ile bir kaç yüz metrelik manometrik basınçlara ulaşılabilir.

**2-Ayrı Motorlu Düzenleme:** Bu bağlama şekli seri veya paralel pompa tiplerinde görülmektedir. Her bir pompa ayrı bir motora bağlıdır. Dolayısıyla motorlar aynı bina içinde olabildiği gibi, farklı binalar içinde de kurulmuş olabilirler. Çoklukla paralel bağlı pompalarda görülmektedir. Aynı boru hattının farklı noktalarına bağlanmış seri pompalarda da bu yola gidilebilir.

**3-Tek Motorlu Düzenleme:** Bir veya daha çok pompanın bir motor tarafından çalıştırıldığı bir uygulamadır.

**4-Çoklu Pompaj Tesisi:** Bu tip tesislerde bir boru hattı üzerinde belirli noktalarda birden çok pompa seri olarak bağlanır.

Pompaj tesislerinde pompaların birbirine bağlandığı pompa binası içinde bu bağlantıyı yapmak üzere kullanılan borular çeşitli şekillerde düzenlenirler. Pompaların amaca uygun olarak düzenlenebilmesi ancak değişik boru bağlantıları ile mümkündür. Bu bağlantılar çok sayıda vana içerirler. Bu boru hatlarının değişik şekillerde düzenlenmesiyle, pompalar bir çok farklı duruma uygun olarak çalıştırılabilirler. Aşağıda örnek olarak üç farklı boru düzenlemesi verilmiştir (Şekil 6.18):



Şekil 6.18 Çeşitli boru bağlantı şekilleri(TEZER,1978)

a) Paralel düzenleme: Bu düzenleme de pompaların emme hatları bağımsızdır. Basma hatları birleştirilmiştir. Birleştirmede gittikçe çapı

büyüyen bir basma borusu kullanılmıştır. Her pompa çıkışına konulan birer vana yardımıyla çalıştırılmayan pompaların basma hattı ile ilişkileri kesilmektedir. Her pompa üzerinde ayrıca birer adet geri tepme klapesi takılmıştır.

b) Çift yönlü düzenleme: Bu düzenleme paralel pompaların emme ve basma hatlarını birleştiren bir boru düzenlemesine sahiptir. Borular ve pompa giriş çıkışlarına bağlanan vana düzenlemeleri ile (A) hattı basma (B) hattı emme durumunda olacağı gibi bir başka vana düzenlemesi ile (A) hattı emme (B) hattı basma durumuna getirilebilmektedir.

c) Karışık düzenleme: Bu düzenlemede pompalar vanalar ve ara boru hattı yardımıyla istendiğinde paralel istendiğinde seri olarak bağlanabilmektedir.

## **6.8.2 Pompa Karakteristik Eğrilerinin Çizilmesi**

### **6.8.2.1 Paralel bağlı pompalar**

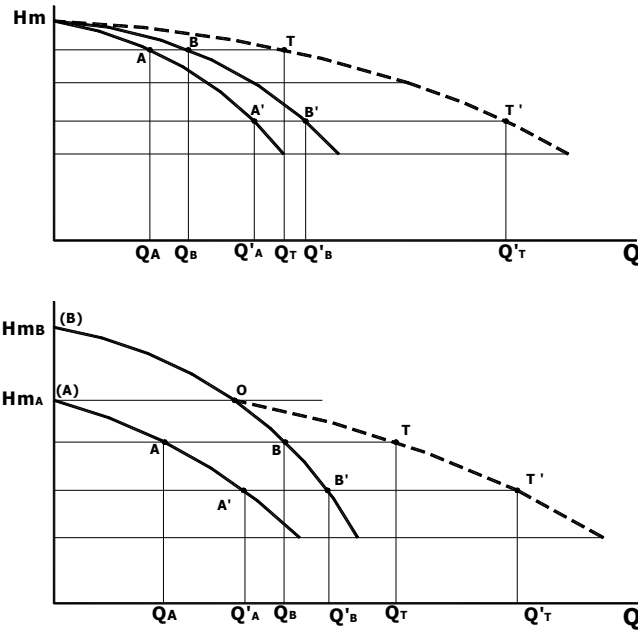
Paralel bağlı pompalarda birleşik ( $H_m-Q$ ) eğrisinin bulunması için izlenecek grafik yöntemde öncelikle her bir pompanın ( $H_m-Q$ ) eğrisi aynı grafik üzerine ayrı ayrı işlenir. Grafik üzerinde de görüldüğü gibi pompaların maksimum manometrik yükseklikleri aynıdır. Pompaların manometrik yükseklikleri farklı da olabilir. Bu durumda grafikte sadece bir pompanın eğrisinin çizilmesi yeterlidir. Birleşik eğrinin elde edilebilmesi için şu yaklaşım kullanılmaktadır.

Pompalar aynı hatta su bastıklarında geliştirdikleri manometrik yükseklikleri eşittir. Bu ( $H_m$ ) değerinde farklı ( $Q$ ) debiler geliştirmekte ve bu debiler toplanarak aynı ( $H_m$ ) değeri için birleşik debiyi vermektedir. Bu yaklaşımı grafik üzerinde uygularken seçilmiş bir ( $H_m$ ) değerinden yatay bir çizgi çizilip, bu çizginin ( $H_m-Q$ ) eğrisini kestiği noktalardan X-eksenine dikler inerek her pompanın debileri ( $Q_A$  ,  $Q_B$ ) bulunur (Şekil 6.19). Bu debiler toplanarak ( $Q_A + Q_B = Q_T$ ) toplam debi hesaplanır. Yatay çizgiyi bu toplam debi değerinden çıkılan dik çizginin kestiği yer paralel pompaların birleşik eğrisi üzerinde bir noktadır. Bu şekilde ( $H_m$ ) değerinin çeşitli kademeleri için elde edilen noktalar birleştirilerek paralel pompaların birleşik ( $H_m-Q$ ) eğrisi elde edilir.

Pompalar farklı ( $H_m$ ) değerlerine sahip ise birleşik eğrinin elde



edilişinde, bu eğrinin nerede başlayacağını belirlemesine dikkat edilmelidir. Küçük ( $H_m$ ) manometrik yükseklikli pompa diğer pompanın manometrik yüksekliği ile eşitlendiği debi koşullarında çalıştırıldığında, sisteme su basabilecektir. Bu koşullarda birleşik eğri küçük pompanın manometrik yüksekliği hizasında büyük pompa eğrisinden ayrılarak kendini gösterecektir. Debinin artmasıyla büyük pompanın manometrik yüksekliği azalacak ve küçük pompa da sisteme gittikçe artan miktarda su verebilecektir. Birleşik grafik aynı yöntemle elde edilebilir. Tamamen aynı özellikteki pompalarda ise bir pompaya ait grafikten elde edilen ( $Q_A$ ) değeri pompa sayısı ile çarpılarak ( $Q_T$ ) toplam debi elde edilir.

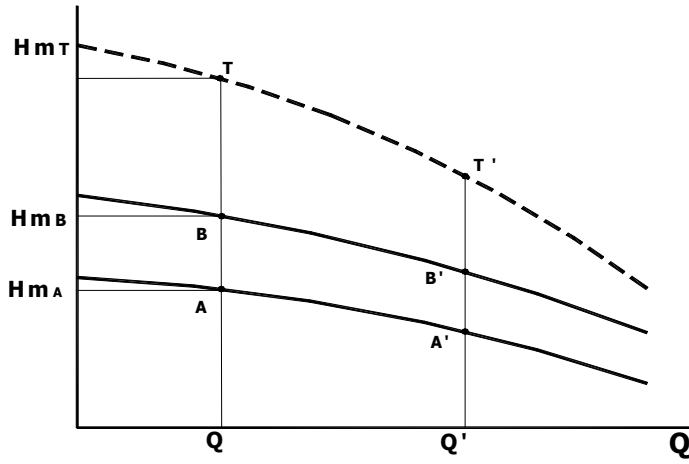


Şekil 6.19 Paralel bağlı pompalarda karakteristik eğriler (TEZER, 1978)

### 6.8.2.2 Seri Pompalar

Seri pompalarda birleşik eğrinin elde edilmişinde pompaların eşit debili olma özelliği göz önüne alınır. Seri pompalar farklı özelliklerde olsalar da birinci çarktan geçen debi sistemin debisini belirlemektedir. Bu koşulda aynı debi için pompaların vereceği manometrik yükseklikler ( $H_{mA}$ ,  $H_{mB}$ ) toplanarak birleşik manometrik yükseklik ( $H_{mA} + H_{mB} = H_{mT}$ ) hesaplanır (Şekil 6.20). Grafik

üzerinde pompalara ait ( $H_m$ - $Q$ ) grafikleri çizilir. X-ekseninden, seçilmiş ( $Q$ ) değerlerinde dikler çıkılarak eğriler kestirilir. Her eğrinin kesim noktasından Y-eksenine çizilen yataylar yardımıyla pompaların manometrik yükseklikleri okunur. Bu değerler toplanarak birleşik eğrinin ( $H_m$ - $Q$ ) eğrisine ait noktalar elde edilir. Bu noktalar birleştirilerek birleşik ( $H_m$ - $Q$ ) eğrisi çizilir. Kademeli pompalarda çarklar aynı özellikte olduğundan bir çarka ait eğri kademe sayısı kadar üst ( $H_m$ ) değerine taşınarak birleşik eğri elde edilebilir.



Şekil 6.20 Farklı ( $H_m$ ) basma yüksekliklerine sahip pompaların seri bağlanması (TEZER, 1978)

### 6.8.3 Boru Hatlarında Yük Kayıp Eğrileri

Boru hatlarında suyun hareketiyle ortaya çıkan sürtünmeler pompalar tarafından suya verilen enerji ile karşılanmaktadır. Pompaların suya verdiği enerjinin bir kısmı suyun geometrik olarak yükseltilmesine, bir kısmı hız kazanmasına bir kısmı da sürtünmelerin karşılanmasına harcanır. Bazı durumlarda bu enerjinin çok büyük bir kısmı tamamen sürtünmelerin karşılanmasına harcanmaktadır. Borularda sürtünme, boru cinsine bağlı olmanın yanında daha çok su hızına bağlıdır. Darcy eşitliğinden de bilindiği gibi su hızı sürtünmeleri üstel bir ilişki içinde etkilemektedir. Bu etkinin hızın karesiyle orantılı olduğu bilinmektedir. Hız boru çapı ve debinin bir fonksiyonudur. Bu yaklaşım içinde sürtünme kayıplarını ( $H_k$ ) debinin ( $Q$ ) bir fonksiyonu olarak da tanımlanabilir. Bilinen Darcy eşitliği debiye göre

yeniden düzenlenirse aşağıdaki eşitlik elde edilir. (TEZER,1978)

$$H_k = f(Q_n)$$

$$H_k = f(L/D) (V^2/2g), \quad [ V = Q/A ; A = \pi D^2/4 ]$$

$$H_K = \frac{8 \cdot f \cdot Q^2 (L + L_0)}{\pi^2 \cdot g \cdot D^5} \quad 6.34$$

$$H_K = 0.0827 \frac{f(L+L_0)Q^2}{D^5} \quad 6.35$$

$$k = 0.0827 \frac{f(L+L_0)}{D^5}$$

$$H_K = k \cdot Q^2 \quad 6.36$$

Eşitlikte sürtünme kayıpları debinin bir fonksiyonu olarak görülmektedir. Pompaj sistemi için seçilen boru tipi ve ekonomik boru çapı sabit bir değerdir. Boru ve armatürlerin eşdeğer boru boyuda sisteme sabit değerler olarak girer. Sürtünme kayıpları, pompanın sağlayacağı değişik debi koşullarında debiye bağlı olarak artacaktır. Sonuçta borudaki sürtünmeler için bir sürtünme-debi ( $H_k$ - $Q$ ) eğrisi çizmek olasıdır. Bu eğri boru sürtünme karakteristiği olarak adlandırılır.

Boru hattında paralel ve seri düzenlemeler yapılabilmektedir. İki farklı noktaya su iletmek gerektiğinde kurulacak boru hatları aynı pompadan beslenirlerse bunlar *Paralel* hat olarak adlandırılırlar. Paralel hatlar aynı veya farklı çaplarda ve tiplerde borulardan kurulabilir. Aynı hat üzerinde farklı çap veya tipte boru kullanılırsa bu boru düzenlemesi *Seri* borular olarak adlandırılır.

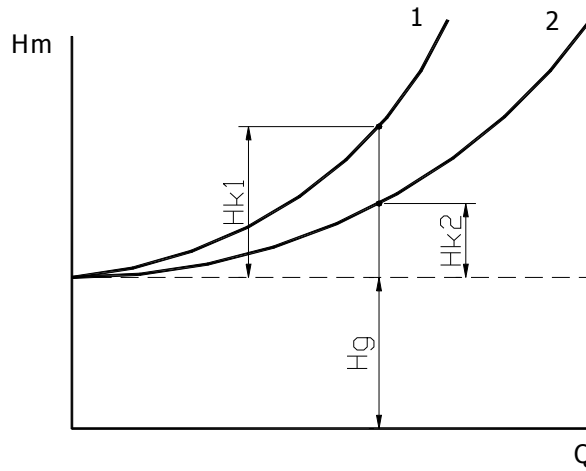
Bir tesisin sürtünme eğrisi debiye bağlı olduğu için sıfır debide sıfır sürtünme ile başlar. Ancak tesisin geometrik yüksekliği kadar bir basınç eşiğinden itibaren sürtünme grafiği başlatılır (Şekil 6.21). Pompa boruda suyun akmasını sağlayabilmek için önce suya ( $H_g$ ) kadar bir yükseklik kazandırmalıdır. Bu değerden sonra suya verilen enerji hıza dönüşecek ve suyu boru içinde hareket ettirecektir. Bu noktadan başlayarak sürtünme oluşacaktır. Grafik üzerinde de sürtünme eğrisini ( $H_g$ ) kadar yukarıda başlatarak bu koşul ifade edilir.

Bir boruya ait sürtünme eğrisini çizerken borunun karakteristik özellikleri çizelgelerden elde edilir. Çap ve uzunluk değerleriyle diğer sabitler çarpılarak bir katsayı elde edilir. Bu değer debinin seçilmiş kademelerindeki değerleriyle çarpıldığında debiye bağlı olarak bir seri sürtünme değeri elde edilir. Bu değerler, debi ve sürtünme kayıpları, bir grafiğe eşleştirilerek işlendiğinde elde edilen noktalar boru karakteristik eğrisini verir. Tesiste bulunan vanalar debi değiştirici özellikleri nedeniyle özel bir armatürdür. Vana kısmen kapatıldığında sürtünmeyi artırır. Vanada oluşan bu ek sürtünme boru karakteristik eğrisini dikleştirir.

$$H_m = H_g + H_k$$

$$H_m = H_g + k Q^2$$

6.37



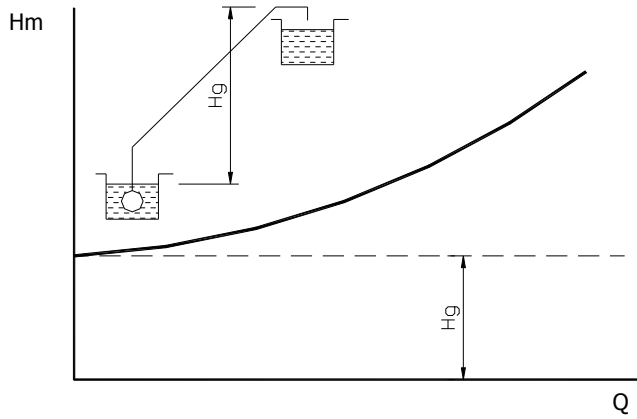
Şekil 6.21 Ayar vanasının etkisi (TEZER, 1978)

Pompaj tesislerinde kurulu boru hatlarının karakteristik eğrileri hattın özelliklerine göre daha karmaşık şekiller almaktadır. Tesis sürtünme karakteristiği, tesisi oluşturan boru hattı kısımlarına ait sürtünme eğrilerinden elde edilebilir. Aşağıda çeşitli pompaj tesislerin de boru karakteristik eğrileri verilmiştir.

### 6.8.3.1 Basit Boru Hattında Yük Kayıpları

Bu hat bir pompa ve ( $H_g$ ) yüksekliğindeki depoya su ileten sabit çaplı bir borudan oluşmaktadır. Pompanın öncelikle geometrik yüksekliği karşılaması gerekmektedir. Bundan sonra su borudan depoya akacaktır.

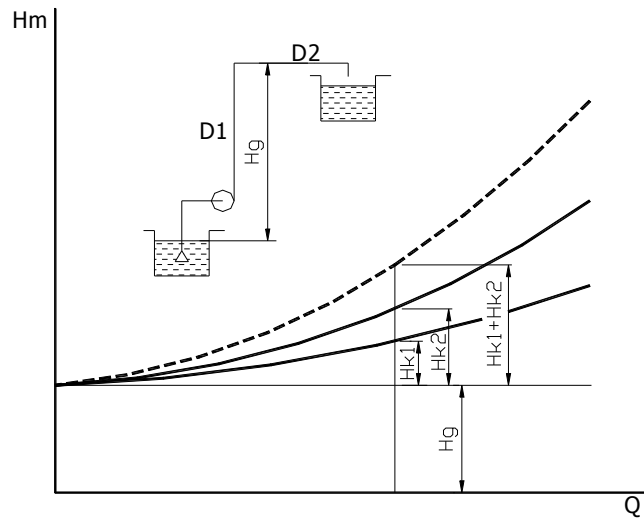
Suyun farklı debilerde akmasıyla artan bir sürtünme oluşacaktır. Sürtünme az ise, örneğin sistem plastik borudan kurulu ise, sürtünme eğrisi de oldukça yatay olacaktır. Eğer sürtünme özellikleri yüksek bir boru kullanılmış ise, örneğin döküm boru, sürtünme eğrisi de daha dik olacaktır (Şekil 6.22).



Şekil 6.22 Basit bir boru hattında sürtünme karakteristiği (TEZER, 1978)

### 6.8.3.2 Seri Boru Hattında Yük Kayıpları

Bu hattın özelliği farklı iki çapta ( $D_1$ ,  $D_2$ ) iki borunun birleştirilmesidir. Şekil 6.23'de görüldüğü gibi, hattı oluşturan iki borunun da ayrı ayrı çizilmiş sürtünme eğrilerinden sistem sürtünme eğrisi bulunmuştur.

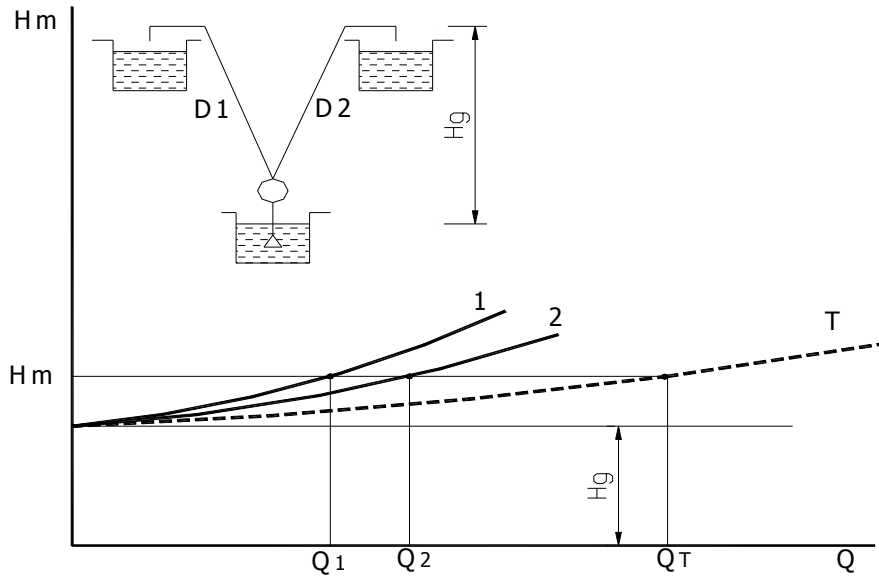


Şekil 6.23 Seri boru hattında yük kayıpları eğrisi (TEZER, 1978)

Borular seri bağlı olduğu için seçilmiş bir debide oluşturdukları sürtünmeler ( $H_{k1} + H_{k2} = H_{kT}$ ) toplanarak boru sisteminin o debideki sürtünmesi hesaplanmıştır. Borular farklı çapta olduğundan aynı debide farklı su hızları oluşmuş ve sürtünme eğrileri de farklı eğimlerde gerçekleşmiştir. Bu nedenle çapı küçük borunun sürtünme eğrisi daha diktir.

### 6.8.3.3 Paralel Boru Hattında Yük Kayıpları

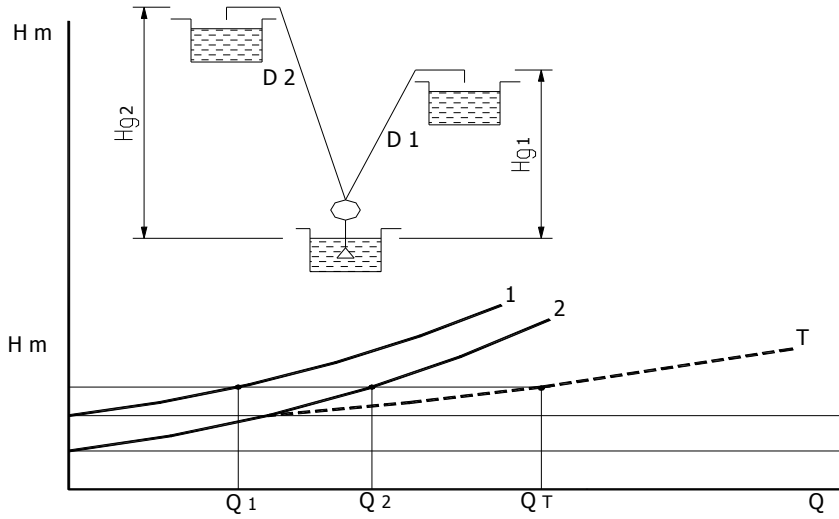
Bu boru sistemi iki ayrı boru hattından oluşmuştur. Pompa çıkışından itibaren (B) ve (C) depolarına su ileten iki hat vardır. Burada paralel boru hatlarının çapları farklı seçilmiştir. Depolar aynı yüksekliktedirler (Şekil 6.24). Her iki boru hattının da manometrik basınç değerleri eşit olmak zorundadır. Grafikten de görüldüğü gibi iki hattın aynı manometrik yükseklikte taşıdıkları su miktarı farklıdır. Birinde basıncın daha fazla bir kısmı sürtünmeye ayrılırken, diğerinde bu fark suya hız enerjisi olarak verilmekte ve daha fazla su iletilebilmektedir.



Şekil 6.24 Paralel bağlı boru hatlarında yük kayıpları eğrisi (depolar eşit yükseklikte) (TEZER,1978)

Paralel boru hatlarına bir diğer örnekte (B) ve (C) depolarının farklı yüksekliklerde kurulu olduğu pompaj tesisidir. Burada boru sürtünme eğrileri

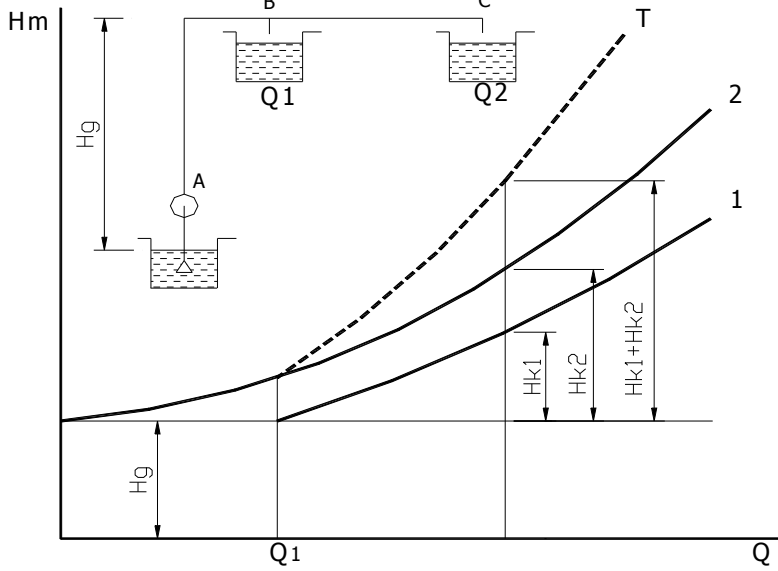
farklı ( $H_g$ ) yüksekliklerinden başlamaktadır. Yüksek depoya suyun ulaşması ancak alçak depoya su ileten boru hattında sürtünmelerin ve geometrik yüksekliğin toplamı ( $H_{k1} + H_{g1}$ ) yüksek deponun geometrik yüksekliğine ( $H_{g2}$ ) eşitlendikten sonra başlar. Bu durumda alçak depo daha fazla su alacaktır. Ancak bu deponun boru çapı küçük tutularak sürtünmeleri artırılırsa veya vana ile kısılrsa, iki depoya da eşit miktarda su iletilebilir (Şekil 6.25).



Şekil 6.25 Farklı yüksekliğe su ileten paralel boru hattı (TEZER, 1978)

#### 6.8.3.4 Kollara Ayrılan Seri Boru Hattında Yük Kayıpları

Seri borular için verilen örnekte aynı yükseklikte ve boruların bağlantı noktasında bir su alma ağızı oluşturulduğunda boru hattı kollara ayrılmış olur (Şekil 6.26). Kollara ayrılan borular örneğinde (B) noktasından ( $Q_1$ ) kadar su alınmaktadır. Bu durumda pompa debisi (B) noktasından alınan debiye ( $Q_1$ ) ulaşana kadar (C) noktasından su alınamaz. Grafik üzerinde de bu durum ikinci hattın sürtünme eğrisini ( $Q_1$ ) debisinden başlatarak gösterilmiştir. Pompa debisi ( $Q_1$ ) debisini aşınca (C) noktasından da su akmaya başlar ve bu hatta da sürtünmeler oluşmaya başlar. Sistem sürtünme eğrisi ( $Q_1$ ) debisine kadar birinci boru hattı eğrisince devam eder ve bu noktadan sonra iki hattın sürtünmelerinin toplamı olarak ayrı bir eğri şeklinde grafikte görülür.



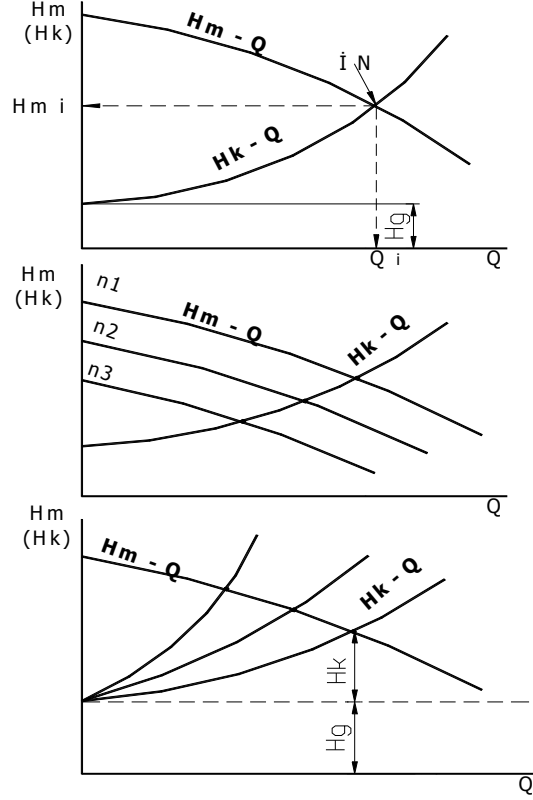
Şekil 6.26 Aynı yüksekliklere su ileten seri boru hattı (TEZER,1978)

### 6.9 Pompaj Tesislerinde İşletme Noktasının Bulunması

Pompaj tesislerinde pompalar bağlı oldukları boru hattının sürtünmelerini yenecek ve geometrik yüksekliği karşılayacak kadar manometrik yükseklik geliştirirler. Debi ise pompanın bu basınçta hatta verdiği debidir. İşte bu basınç ve debi karşılığı olan çalışma değerleri *İşletme Noktası*'dır. Pompalar çalıştırılmadan önce veya tesis kurulmadan önce seçilecek pompanın boru hattında sağlayacağı işletme noktası grafikler üzerinden bulunabilir. Bir pompaj tesisinde ( $H_m-Q$ ) pompa eğrisi ile ( $H_k-Q$ ) tesis sürtünme eğrisinin kesiştiği yer işletme noktasıdır. Şekil 6.27' deki örnekte bir pompaj tesisinin sürtünme eğrisi ( $H_k-Q$ ) seçilen uygun bir pompanın manometrik basınç debi ( $H_m-Q$ ) eğrisiyle aynı grafiğe işlenmiş ve bu iki eğrinin kesim noktası olan işletme noktası elde edilmiştir.

Bu nokta pompa seçiminde önemlidir. Sürtünme eğrisi belli olan bir tesise seçilecek pompaların bu koşullarda sağlayacağı basınç debinin önceden bilinmesini sağlar. Bilindiği gibi pompalar maksimum basınç sıfır debi koşullarından minimum basınç maksimum debi koşullarına kadar tüm aralıkta çalışabilir. Bu aralıkta hangi değerlerin gerçekleşeceği sistemin sürtünme eğrisi ile belirlenir. Pompanın çalışma koşulları değiştirilerek farklı işletme noktalarının elde edilmesi olanaklıdır. Bunun için iki yol izlenebilir.





Şekil 6.27 İşletme noktasının bulunması (TEZER, 1978)

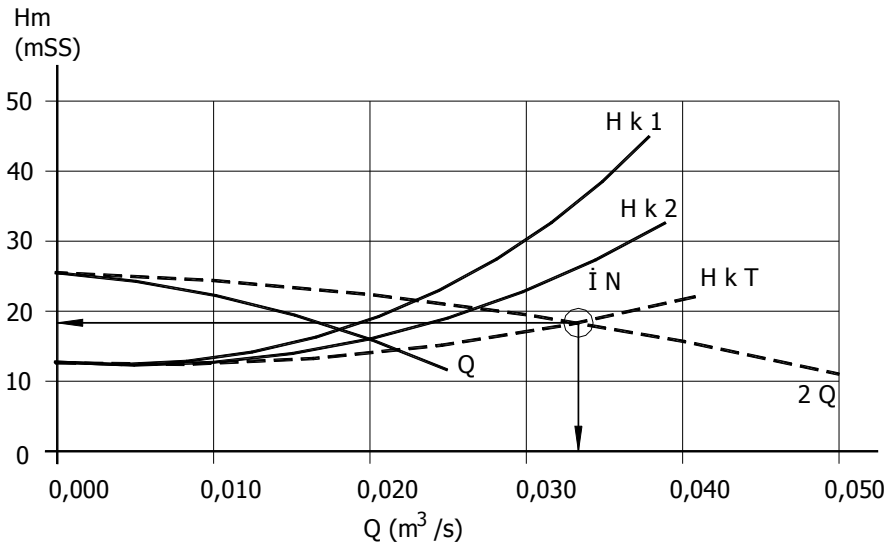
Birincisi pompa çalışma devrinin değiştirilmesidir. Şekilde aynı pompanın farklı devirlerde elde edilmiş karakteristik ( $H_m - Q$ ) eğrileri ile sistemin sürtünme eğrisinin kesiştiği işletme noktaları gösterilmiştir. Bu noktalardan koşulları gereksinimlere uygun olanı seçilerek pompanın çalışma devri seçilebilir. İkinci yol ise vana ayarları ile istenen işletme noktasına ulaşmaktır. Sistemdeki vana kısıldıkça sistem sürtünme eğrisi dikleşmekte ve her vana açıklığında pompa karakteristik eğrisi ile farklı bir noktada kesişerek yeni işletme noktaları oluşmaktadır. Burada vananın etkisi sisteme ek sürtünme getirerek pompanın yükünü artırmak ve bu yükteki debinin oluşmasını sağlamaktır.

Pompalar yükü arttıkça daha düşük debi ürettikleri bir noktada çalışmaktadırlar. Bu durum aynı pompa sisteminin farklı sürtünme karakteristiğine sahip borulardan kurulması halinde hangi işletme noktalarının

oluşacağını da göstermektedir. Boru sürtünmesi azaldıkça pompa daha yüksek debiyle çalışabilmektedir. Örneğin, boru olarak kaba beton, spiral kaynaklı çelik ve plastik boru kullanılması durumunda kaba beton boruda sürtünme fazla olduğu için küçük bir debiyle çalışılacakken, plastik boruda çok küçük bir sürtünme olduğundan aynı pompa ile çok daha yüksek bir debi elde etmek olanaklıdır. (TEZER,1978)

### 6.9.1 Paralel Bağlı Pompalar İle Paralel Bağlı Borulardan Kurulu Bir Pompaj Hattında İşletme Noktasının Tahmini

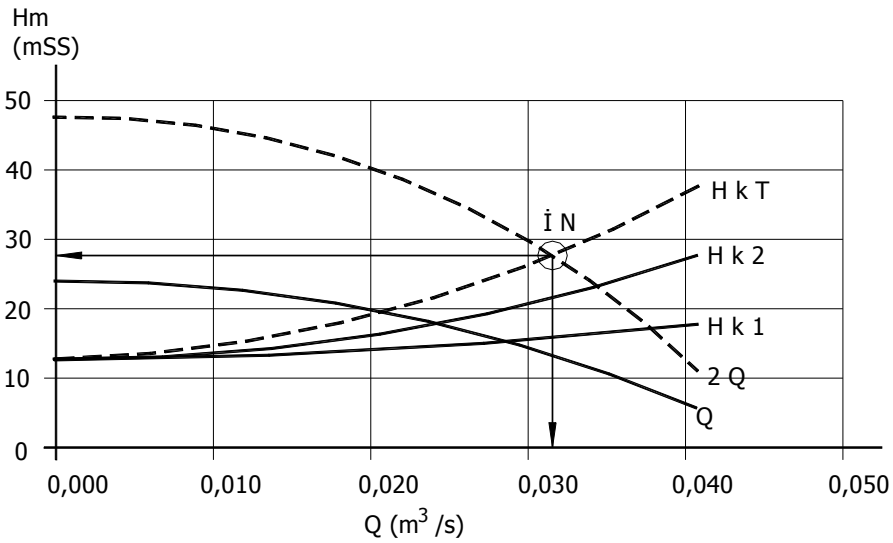
Paralel bağlı pompalar ile paralel bağlı borulardan kurulu bir pompaj hattında işletme noktasının tahmini için Şekil 6.28' de görülen grafikten yararlanılabilir. Bu grafiğin çizimine önce paralel bağlı pompaların  $H_m-Q$  eğrisini çizerek başlanır. Bu eğri daha önce de anlatıldığı gibi aynı  $H_m$  değerinde pompaların debileri toplanarak ( $Q_1+Q_2$ ) elde edilen yeni  $Q_T$  değerini kullanarak çizilir. İkinci aşamada paralel boruların  $H_k-Q$  eğrisi çizilir. Bilindiği gibi bu eğri de aynı  $H_k$  değerinde iki farklı borunun  $Q$  değerlerinin toplanmasıyla elde edilen değerlerle çizilir. Paralel pompaların  $H_m-Q$  eğrisi ile paralel boruların  $H_k-Q$  eğrisinin kesim yeri bu pompaj sisteminde gerçekleşmesi olası işletme noktasını verecektir.



Şekil 6.28 Paralel bağlı pompalar ile paralel bağlı borulardan kurulu pompaj hattında işletme noktası (TEZER,1978)

### 6.9.2 Seri Bağlı Pompalar İle Seri Bağlı Borulardan Kurulu Bir Pompaj Hattında İşletme Noktasının Tahmini

Seri bağlı pompalar ile seri bağlı borulardan kurulu bir pompaj hattında işletme noktasının tahmini için şekil 6.29 da görülen grafikten yararlanılabilir. Bu grafiğin çizimine önce seri bağlı pompaların  $H_m$ - $Q$  eğrisini çizerek başlanır. Bu eğri daha önce de anlatıldığı gibi aynı debi ( $Q$ ) değerinde pompaların basma yüksekliği ( $H_{m1} + H_{m2}$ ) değerleri toplanarak elde edilen yeni ( $H_{mT}$ ) değerini kullanarak çizilir. İkinci aşamada seri boruların  $H_k$ - $Q$  eğrisi çizilir. Bilindiği gibi bu eğri de aynı  $Q$  değerinde iki farklı borunun  $H_k$  değerlerinin toplanmasıyla elde edilen ( $H_{kT}$ ) değerlerle çizilir. Seri pompaların  $H_m$ - $Q$  eğrisi ile seri boruların  $H_k$ - $Q$  eğrisinin kesim yeri bu pompaj sisteminde gerçekleşmesi olası işletme noktasını verecektir. Bu yol kullanılarak paralel pompa-seri boru ve seri pompa- paralel boru sistemleri içinde olası işletme noktası grafikler yardımıyla tahmin edilebilir.(Tezer.1978)



Şekil 6.29 Seri bağlı pompalar ile seri bağlı borulardan kurulu pompaj hattında işletme noktası (TEZER, 1978)

**Kaynaklar**

Kurtoğlu, H,Y,, 1980, Uygulamalı Hidrolik ve Hidroloji, Mesleki Teknik Öğretim, Temel Ders Kitapları Serisi No: 37, Milli Eğitim Basım Evi, No: 6509, 278 S, Ankara,

Özgür, C,, 1977, Su Makinaları Dersleri, İstanbul Teknik Üniversitesi Kütüphanesi, Sayı: 1081, 350 S, İstanbul,

Tezer, E., 1975. Çeşitli Pompaj Boru Hatlarında Ekonomik Boru Çapının Saptanması Üzerinde Bir Araştırma. Çukurova Üniversitesi Ziraat Fakültesi Yayınları No: 107. 53 S.Adana.

Tezer, E,, 1978, Sulamada Pompaj Tesisleri-I.Temel Bilgiler. Köy İşleri ve Kooperatifler Bakanlığı, Topraksu Genel Müdürlüğü Yayınları, 222-59-106 S, Ankara,

Tezer, E,, 1978, Sulamada Pompaj Tesisleri-II Çizelgeler, Köy İşleri ve Kooperatifler Bakanlığı, Topraksu Genel Müdürlüğü Yayınları, 222-59-106 S, Ankara,

Tezer, E,, 1978, Sulamada Pompaj Tesisleri-III Yapraklar, Köy İşleri ve Kooperatifler Bakanlığı, Topraksu Genel Müdürlüğü Yayınları, 222-59-106 S, Ankara,

Baysal, B.K,, 1975, Tam Santrifüj Pompalar, İstanbul Teknik Üniversitesi Kütüphanesi Sayı:1038,155 S, İstanbul.