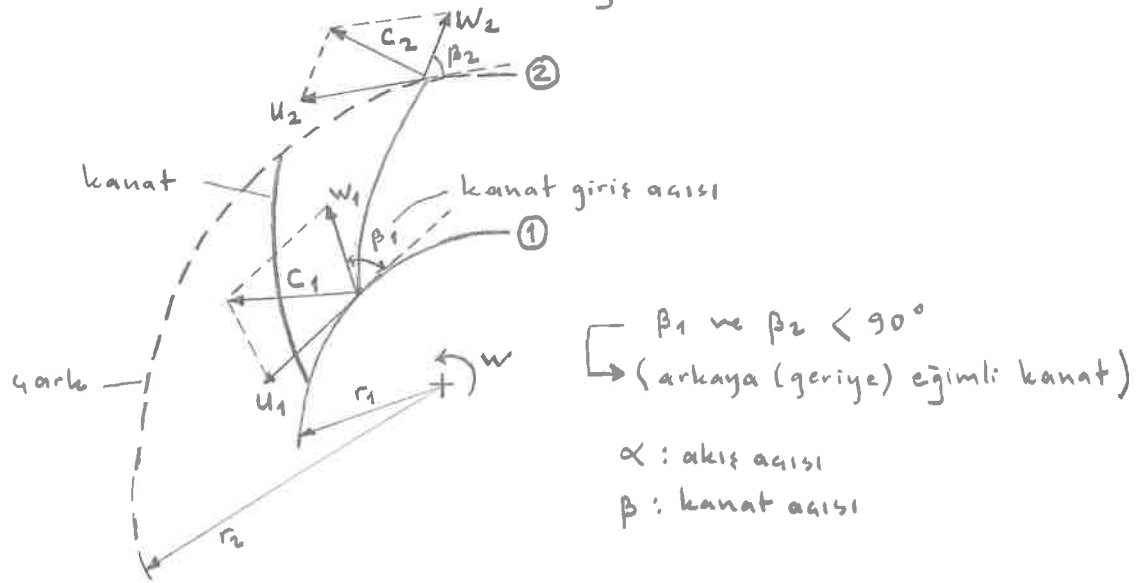


5. ROTADİNAMİK MAKİNA TEORİSİ

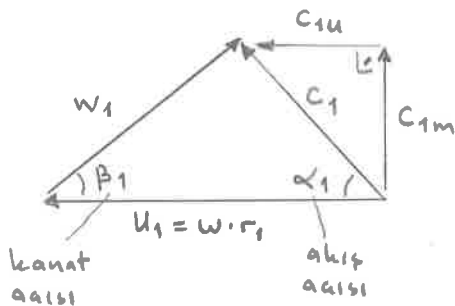
Hidrolik akım makinalarında; türbinlerde hidrolik enerjinin (akışkan enerjisinin) mekanik enerjiye, pompalarda ise mekanik enerjinin hidrolik enerjiye dönüştürülmesi için çark kanatları yardımıyla gerçekleştirildiği hatırlayalım. İlgili makinelerde akış gerçekte üç boyutlu olup, enerji dönüşümünü hesaplayabilmemiz için dönüştürülen kanatların geometrisi ve sayısı, çarkın dönme sayısı, akışkan hızı ve özellikle akışkanın fiziksel büyüklüklerinden yoğunluk ve viskozitenin bilinmesi gerekmektedir.

5.1. Hız Üçgenleri

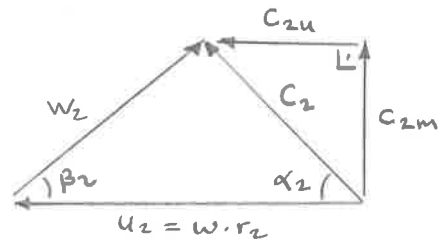
Dönüştürülen çark içinde akışkan kinematiklerini çözmek için genel olarak hız üçgenleri ve çoklukla çark kanat giriş ve çıkış hız üçgenleri kullanılır. Şekilde görülen çarkta akışkan içten dışa doğru hareket etsin. Burada üç hızdan bahsetmek gerekir. Bunlar; C : mutlak hız, U : çevresel hız, W : bağıl hız'dır.



GİRİŞ HIZ ÜÇGENİ



ÇIKIŞ HIZ ÜÇGENİ



Mutlak hız: Çarkın içinde akış halinde hareket etmekte olan bir parçacığın duran bir ortamda bulunan sabit bir kişiye göre sahip olduğu hız.

Çevresel hız: Çarkın dönme hızı

Bağıl hız: Çarkla dönmekte olan bir kısmın bulunduğu noktada gördüğü hız.

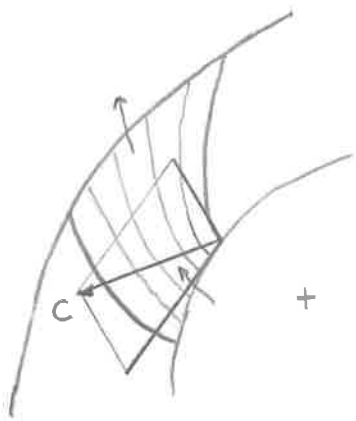
Mutlak hız, çevresel hız ve bağıl hızın vektörel toplamıdır. $\vec{C} = \vec{U} + \vec{W}$

Hidrolik akım makinalarında genel olarak çark girişi 1, çıkışı ise 2 indisi ile gösterilir. Açısal hız ile çevresel hız arasında $U = w \cdot r = \pi \cdot n \cdot D$ ilişkisi geçerlidir. Burada; U = çevresel hız [m/s], r = yarıçap [m], w = açısal hız [rad/s] ve n = dönme sayısı [dönme/s], (pratikte devir/dk = d/d) 'dir.

Dönel çark içindeki bağıl hızın genel olarak kanatlar yönünde (kanat uyumlu akış) hareket eden bir hız olduğu kabul edilir. Bu yaklaşımın temelinde kanat yüzünün hiçbir yerinde akış ayrılmasının olmaması prensibi vardır. Çark içerisinde çevresel hızla, bağıl hız arasındaki açı kanat açısı (β), mutlak hız ile çevresel hız arasındaki açı ise akış açısı (α) olarak tanımlanır. Kanat açısı, çevresel hızla göre çizilen ters teğetselin bağıl hızla yapmış olduğu açı olarak düşünülebilir. Enerji dönüşümünün tanımlanabilmesi için şekilde görüldüğü gibi mutlak hızı bileşenlere ayırmak gerekecektir. Bu bileşenler mutlak hızın çevresel bileşeni (C_u) ve mutlak hızın meridyen bileşeni (C_m) şeklindedir. Çevresel bileşen dönel çarktaki enerji dönüşümünü belirleyen fiziksel büyüklük olup, meridyen bileşen çarktan geçen debiyle ilişkilidir. Buna uygun olarak meridyen bileşen $C_m = Q/A$ şeklinde tanımlanır. Burada, Q = çarka giren toplam debi, A = toplam kanal kesit alanıdır.

Kanat Uyumlu Akış

Akışın kanat yüzüne, kanat giriş kenarına paralel şekilde hareketi ve kanadı kanat akış açısına paralel olarak terk etmesi durumudur. Diğer bir ifadeyle akışın her noktada kanat yüzüne teğet olması durumudur. Bu yaklaşımın temelinde kanat yüzünün hiçbir yerinde akış ayrılmasının olmaması prensibi yatar. Yukarıdaki açıklamalara uygun olarak dönel çark hesaplarına bağlanırken dönel çarkın sonsuz sayıda çok ince kanatlardan oluştuğu varsayılır, sonsuz kanat durumu " k_{∞} " ile temsil edilir.



$$Y_{k_{\infty}} \rightarrow Y_k \rightarrow Y$$

$\uparrow$ $\uparrow$
 kanat sürtünme
 varlığı varlığı

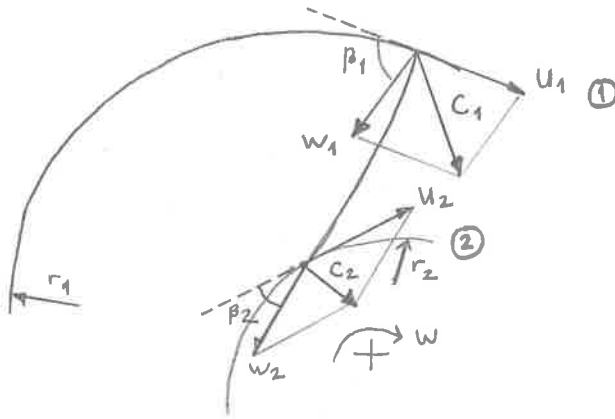
5.2. Hidrolik Akım Makinalarının Ana Denklemi [Euler Eşitliği]

Bir hidrolik akım makinesi dönel qarkında ideal akış kabulüyle enerji dönüşüm denklemi ilk kez 1754 yılında Leonhar Euler tarafından elde edilmiş ve bu eşitlik Euler eşitliği olarak isimlendirilmiştir. Bu eşitliğin eldeğinde yapılan kabuller aşağıda verilmektedir.

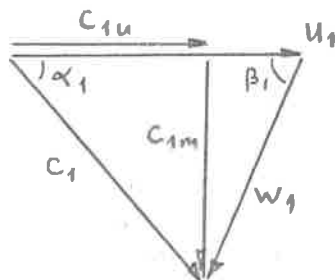
- Akış daimi ve sürtünmesiz
- Akış sıkıştırılmaz [$\rho = \text{sabit}$, gazlarda $\rho \neq \text{sabit}$]
- Akış kanatlarla uyumlu
- Akım çizgileri aynı biçimde
- Akışkan ağırlığının etkisi ihmal edilebilir düzeyde
(Borulandaki akışkanın G 'si ihmal edilebilir düzeyde olduğu için tüm boru akışlarında bu kabul kullanılır.)

Bu kabullerden sonra hem türbinler hem de pompalar için hidrolik akım makinaları ana denklemi sırasıyla aşağıda verilmektedir.

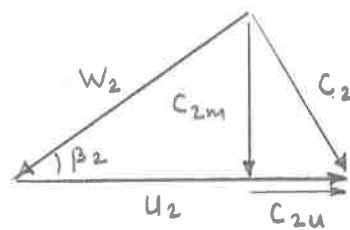
TÜRBİNLER



GİRİŞ HIZ ÜÇGENİ



ÇIKIŞ HIZ ÜÇGENİ



Momentumun momentindeki azalma (hareket miktarı momentindeki azalma), çarkta uygulanan momente eşittir.

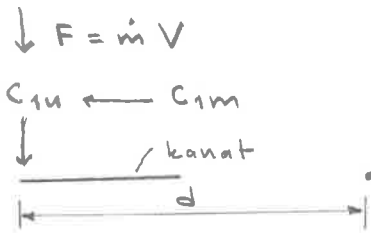
Akıktan sonra dönel çarkta aktarılan döndürme momenti toplamı hareket miktarı teoremi gereği,

$$M = \dot{m} [C_{1u} \cdot r_1 - C_{2u} \cdot r_2] \text{ şeklindedir.}$$

İdeal tasarım şartlarında $C_{2u} = 0$ olarak dikkate alınır.

$\dot{m} C_{1u} \cdot r_1$: girişteki akışkanın sahip olduğu döndürme momenti

$\dot{m} C_{2u} \cdot r_2$: çıkıştaki akışkanın sahip olduğu döndürme momenti



$$M = F \cdot d = \dot{m} V d$$

— döndürme momenti

Çarkta verilen güç ise sonsuz kanat kabulünde $P_{k\infty} = M \cdot \omega$ şeklindedir.
— eksenel hız

Diğer taraftan enerji dönüşümünden elde edilen sonsuz kanat kabulündeki çark gücü ise, $P_{k\infty} = \dot{m} \cdot \gamma_{k\infty}$ formunda ifade edilebilir. Son iki eşitlik birbirine eşitlenerek düzenlenirse;

$$M \cdot \omega = \dot{m} \gamma_{k\infty} \Rightarrow \dot{m} \cdot \omega \underbrace{[C_{1u} \cdot r_1 - C_{2u} \cdot r_2]}_{\substack{u_1 \\ u_2}} = \dot{m} \cdot \gamma_{k\infty}$$

$\Rightarrow \gamma_{k\infty} = C_{1u} \cdot u_1 - C_{2u} \cdot u_2$: Sonsuz kanat kabulündeki özgül enerji eşitliği elde edilmiş olur, ideal akıştan gerçek akışa geçişten dolayı türbin çarkına aktarılan gerçek özgül enerji sonsuz kanatlara sahip türbin çarkı için gereken özgül enerjiden daha büyük olacaktır. Bu durumu matematiksel formda aşağıdaki gibi yazılabilir.

γ_h : gerçek özgül kanat enerjisi

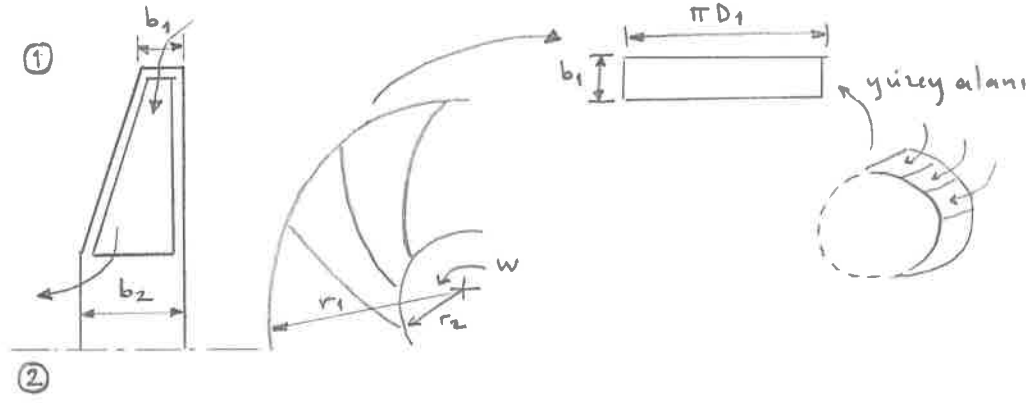
$\gamma_{k\infty}$: sonsuz kanat kabulündeki özgül enerji

P : güç düşüm katsayısı (Pfleiderer sayısı)

$$\gamma_h = \gamma_{k\infty} [1 + p]$$

$$\eta_h = \frac{\gamma_h}{\gamma} = \frac{\gamma - z_h}{\gamma}$$

— hidrolik verim



Meridyen hızlar,

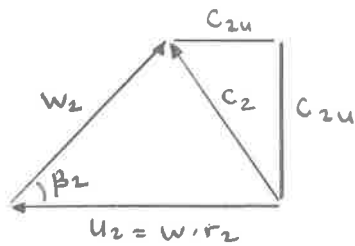
$$C_{1m} = \frac{Q}{\pi D_1 \cdot b_1} \cdot k_1$$

$$C_{2m} = \frac{Q}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2} \cdot k_2$$

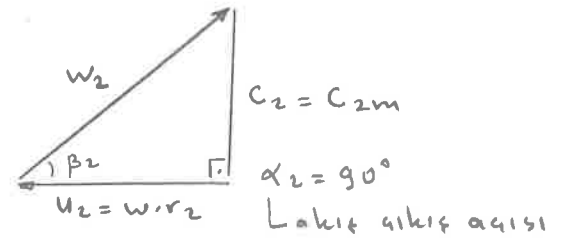
Burada k_1 ve k_2 kanat kalınlığı göz önünde bulundurularak seçilen görgüsel sayılardır, k_1 ve $k_2 > 1$ olmalıdır.

İdeal tasarım noktasında çark çıkışındaki mutlak hızın çevresel bileşeninin (C_{2u}) sıfır olması gerekmektedir. Bu durum dikkate alınarak çıkış hız üçgeni aşağıdaki biçimde düzenlenebilir.

ÇIKIŞ HIZ ÜÇGENİ



ideal tasarım
 $C_{2u} = 0$

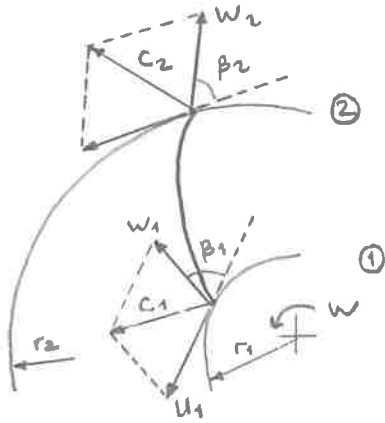


$$\eta_{k\infty} = C_{1u} \cdot U_1 - \cancel{C_{2u} \cdot U_2} \Rightarrow \eta_{k\infty} = C_{1u} \cdot U_1$$

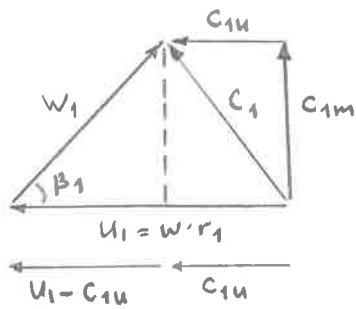
$$C_{1u} = \frac{\eta_{k\infty}}{U_1}$$

$$H_0 \rightarrow \eta \xrightarrow{\eta_h} \eta_k \xrightarrow{p} \eta_{k\infty} \text{ bulunur.}$$

POMPALAR

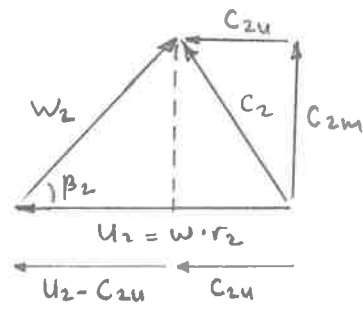


GİRİŞ HIZ ÜĞGENİ



$$\tan \beta_1 = \frac{C_{1m}}{U_1 - C_{1u}}$$

ÇIKIŞ HIZ ÜĞGENİ



$$\tan \beta_2 = \frac{C_{2m}}{U_2 - C_{2u}}$$

kanatlardan akışkan üzerine aktarılan döndürme momenti toplamı

$$M = \dot{m} [C_{2u} \cdot r_2 - C_{1u} \cdot r_1]$$

Çarktan alınan güç $\rightarrow P_{k\infty} = M \cdot \omega$ ve

sonsuz kanat kabulündeki çark gücü $P_{k\infty} = \dot{m} \cdot \gamma_{k\infty}$ eşitlenirse

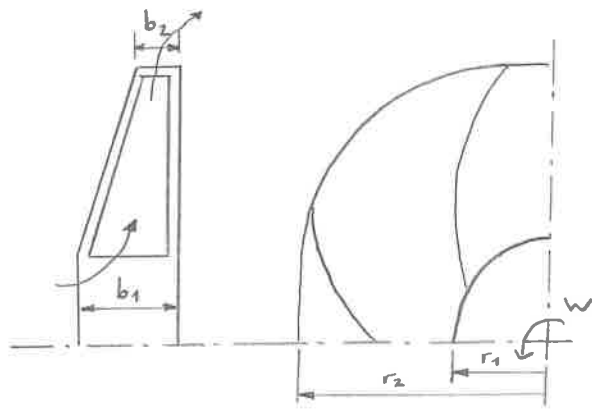
$$M \cdot \omega = \dot{m} \gamma_{k\infty} \Rightarrow \dot{m} \cdot \omega [C_{2u} \cdot r_2 - C_{1u} \cdot r_1] = \dot{m} \gamma_{k\infty}$$

$$\gamma_{k\infty} = C_{2u} \cdot U_2 - C_{1u} \cdot U_1 \text{ elde edilir.}$$

İdeal akıştan gerçek akışa geçişten dolayı pompa çarkından alınacak gerçek örgül enerjisi (γ_k), sonsuz kanatlara sahip pompa çarkından alınacak örgül enerjiden ($\gamma_{k\infty}$) daha küçük olacaktır,

$$\gamma_k = \frac{\gamma_{k\infty}}{1+p}, \quad \eta_h = \frac{\gamma}{\gamma_k} = \frac{\gamma}{\gamma + z_h}$$

Buradaki her bir terim bir önceki bölümde tanımlanmıştır.

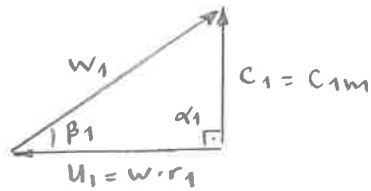


Meridyen hızlar :

$$C_{1m} = \frac{Q}{\pi \cdot D_1 \cdot b_1} \cdot k_1, \quad C_{2m} = \frac{Q}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2} \cdot k_2$$

Ablıkana aktarılan enerjinin maksimum olabilmesi için [ideal tasarım noktasında] çark girişindeki mutlak hızın çevresel bileşeni (C_{1u}) sıfır kabul edilir. Bu durumda giriş hız üçgeni tekrar düzenlenirse aşağıdaki yapı elde edilir.

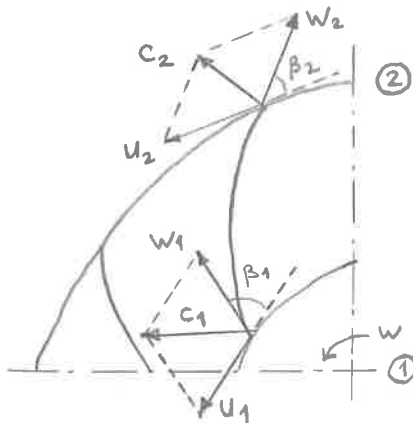
GİRİŞ HIZ ÜĞGENİ



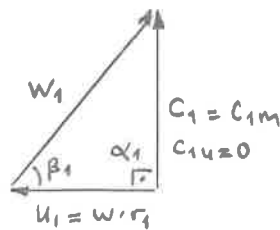
$$Y_{k\infty} = C_{2u} \cdot U_2 - \cancel{C_{1u} \cdot U_1}$$

$$Y_{k\infty} = C_{2u} \cdot U_2$$

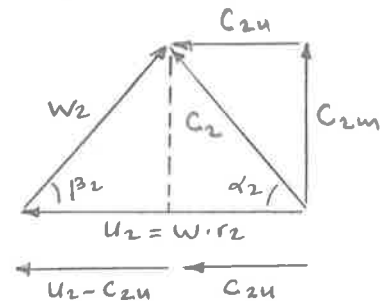
ÖRNEK 5.1. Oda sıcaklığında ve atmosferik basıncadaki sıvı soğutkanı R-134A'yı pompalamak üzere bir merkezkaç pompa tasarlanacaktır. Pompa çarkının giriş ve çıkış yarıçapları sırasıyla $r_1 = 100 \text{ mm}$, $r_2 = 180 \text{ mm}$ olması istenmektedir. Çark giriş ve çıkış kesitlerine ait genişlikler (b) sırasıyla $b_1 = 50 \text{ mm}$ ve $b_2 = 30 \text{ mm}$ olarak verilmektedir. Pompanın 1720 d/d ile dönmesi durumunda pompanın 14.5 m'lik bir net yükte, $0.25 \text{ m}^3/\text{s}$ debideki soğutkanı basması istenmektedir. Bu çalışma şartlarına uygun olarak çark kanat açılarını belirleyiniz ve pompa için gerekli mil gücünü bulunuz. ($k_1 = k_2 = 1$, sonsuz kanat kabulü yapılacaktır.)



GİRİŞ HIZ ÜĞGENİ



ÇIKIŞ HIZ ÜĞGENİ



$$\tan \beta_1 = \frac{C_{1m}}{U_1}, \quad \tan \beta_2 = \frac{C_{2m}}{U_2 - C_{2u}}, \quad 11t = 10^3 \text{ cm}^3$$

$$C_{1m} = \frac{Q}{\pi D_1 b_1} k_1 = \frac{0.25}{\pi [0.2 \text{ m}] [0.05]} * 1 = 7.96 \text{ m/s}$$

$$C_{2m} = \frac{Q}{\pi D_2 b_2} k_2 = \frac{0.25}{\pi [0.36 \text{ m}] [0.03 \text{ m}]} * 1 = 7.37 \text{ m/s}$$

$$U_1 = \omega \cdot r_1 = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot r_1 = \frac{\pi \cdot 1720}{30} (0.1 \text{ m}) = 18.01 \text{ m/s}$$

$$U_2 = \omega \cdot r_2 = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot r_2 = \frac{\pi \cdot 1720}{30} (0.18) = 32.42 \text{ m/s}$$

$$\tan \beta_1 = \frac{C_{1m}}{U_1} = \frac{7.96}{18.01} \Rightarrow \beta_1 = 23.84^\circ$$

$$\tan \beta_2 = \frac{C_{2m}}{U_2 - C_{2u}} = \frac{7.37}{32.42 - C_{2u}} = \frac{7.37}{32.42 - 4.39} \Rightarrow \beta_2 = 14.73^\circ$$

$$\left[Y_{k\infty} = g \cdot H_{m,k\infty} = C_{2u} \cdot U_2 \Rightarrow C_{2u} = \frac{g \cdot H_{m,k\infty}}{U_2} = \frac{9.81 \cdot 14.5}{32.42}, C_{2u} = 4.39 \text{ m/s} \right]$$

Buna göre ön tasarım için kanat giriş ve çıkış açıları sırasıyla; $\beta_1 = 24^\circ$ ve $\beta_2 = 15^\circ$ olan geriye eğimli bir çark kanadı gerekmektedir.

Gerekli mil gücü

$$P_{k\infty} = \dot{m} \cdot Y_{k\infty} = g \cdot Q Y_{k\infty} = g Q (g \cdot H_{m,k\infty}) / 1000 = 43.6 \text{ kW}$$

$$H_0 \rightarrow Y \xrightarrow[\uparrow \eta_h]{\quad} Y_k \xrightarrow[\uparrow p]{\quad} Y_{k\infty}$$

ÖRNEK 5.2. Ticari bir santrifüj pompa için geometrik parametreler ve çalışma karakteristikleri aşağıda verilmiştir. ($k_1 = k_2 = 1$ ve sonsuz kanat kabulü yapılacaktır.)

$$r_1 = 10.16 \text{ cm}$$

$$r_2 = 17.78 \text{ cm}$$

$$\beta_1 = 30^\circ$$

$$\beta_2 = 20^\circ$$

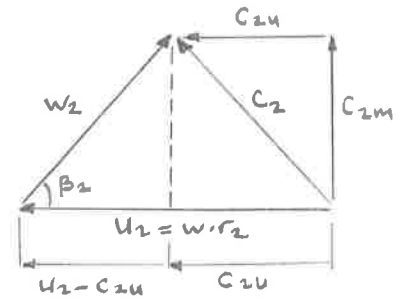
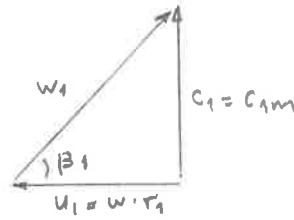
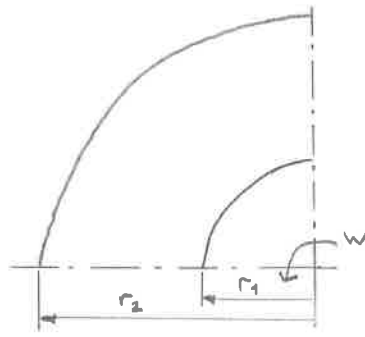
$$n = 1440 \text{ d/d}$$

$$b_1 = 4.44 \text{ cm}$$

a) Tasarım noktası debisini

b) $b_1 = b_2 = 4.44 \text{ cm}$ olması durumunda basma yüksekliğini

c) Hidrolik gücü bulunuz.



$$\tan \beta_1 = \frac{c_{1m}}{u_1}, \quad \tan \beta_2 = \frac{c_{2m}}{u_2 - c_{2u}}$$

$$u_1 = w \cdot r_1 = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot r_1 = \frac{\pi \times 1440}{30} (0.1016) = 15.32 \text{ m/s}$$

$$\tan \beta_1 = \frac{c_{1m}}{u_1} \Rightarrow c_{1m} = u_1 \cdot \tan \beta_1 = 15.32 \times \tan 30 = 8.845 \text{ m/s}$$

$$c_{1m} = \frac{Q}{\pi D_1 b_1} k_1 \Rightarrow 8.845 = \frac{Q}{\pi [2 \times 0.1016] [0.0444]} \Rightarrow Q = 0.2507 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$c_{2m} = \frac{Q}{\pi D_2 b_2} k_2 = 5.054 \text{ m/s}$$

$$u_2 = w r_2 = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot r_2 = 26.81 \text{ m/s}$$

$$\tan \beta_2 = \frac{c_{2m}}{u_2 - c_{2u}} \Rightarrow \tan 20 = \frac{5.054}{26.81 - c_{2u}} \Rightarrow c_{2u} = 12.294 \text{ m/s}$$

$$\gamma_{k\infty} = c_{2u} \cdot u_2 = 12.29 \times 26.81 = 329.6 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

$$H_{m,k\infty} = \frac{\gamma_{k\infty}}{g} = \frac{346.49 \text{ m}^2/\text{s}^2}{9.81 \text{ m/s}^2} = 33.6 \text{ m}$$

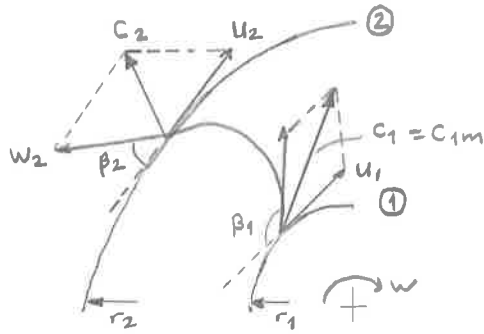
$$P_{k\infty} = \dot{m} \gamma_{k\infty} = \rho \cdot Q \cdot \gamma_{k\infty}$$

$$P_{k\infty} = 1000 \times 0.2507 \times 329.6 / 1000$$

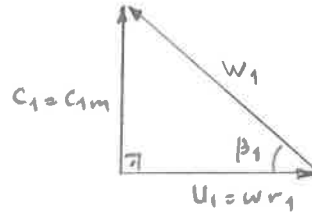
$$P_{k\infty} = 82.63 \text{ kW}$$

[verilmediği sürece $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ olarak alınacaktır.]

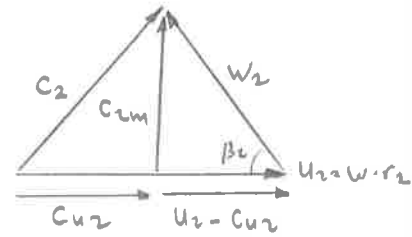
ÖRNEK 5.3. Radyal girişli ($\alpha_1 = 90^\circ$) bir santrifüj pompanın kanat çıkış açısı 27° 'dir. Pompa saniyede 14 litre yağ ($\text{BY} = 0,8$) basmaktadır. Kanat çıkış eni 10mm, mekanik verim 0,92, çark çıkış çapı 220mm ve pompa dönüş hızı 1500 d/dk ise tahrik için gerekli olan gücü hesaplayınız. (Görünüşel katsayılar 1 olarak alınacaktır.)
Not: Radyal girişli $\neq$ Radyal çark



GİRİŞ HIZ ÜÇGENİ



ÇIKIŞ HIZ ÜÇGENİ



$$\text{BY} = \frac{\rho_{\text{yağ}}}{\rho_{\text{H}_2\text{O}}} \Rightarrow 0,8 = \frac{\rho_{\text{yağ}}}{1000} \Rightarrow \rho_{\text{yağ}} = 800 \text{ kg/m}^3$$

$$U_2 = \omega \cdot r_2 = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot r_2 = \frac{n \cdot 1500}{30} \cdot 0,11 = 17,28 \text{ m/s}$$

$$C_{2m} = \frac{Q}{\pi D_2 b_2} \cdot k_2 = \frac{14 \times 10^{-3}}{\pi \times 0,22 \times 0,01} \cdot 1 = 2,03 \text{ m/s}$$

$$\tan \beta_2 = \frac{C_{2m}}{U_2 - C_{2u}} \Rightarrow U_2 - C_{2u} = \frac{C_{2m}}{\tan \beta_2}$$

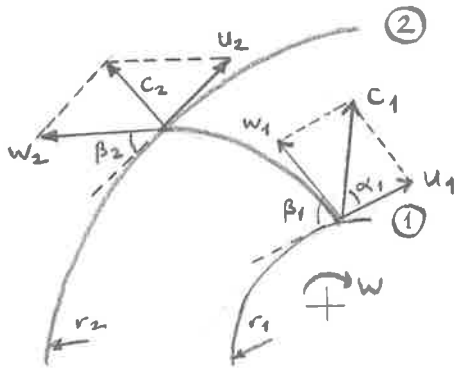
$$C_{2u} = U_2 - \frac{C_{2m}}{\tan \beta_2} = 17,28 - \frac{2,03}{\tan 27} = 13,3 \text{ m/s}$$

$$\gamma_{k\infty} = C_{2u} \cdot U_2 - \cancel{C_{u1} \cdot U_1} = C_{2u} \cdot U_2 = 13,3 \times 17,28 = 229,82 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

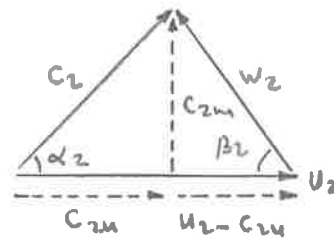
$$P_{k\infty} = \frac{\dot{m} \cdot \gamma_{k\infty}}{\eta_m} = \frac{\rho Q \gamma_{k\infty}}{\eta_m} = \frac{800 \times 14 \times 10^{-3} \times 229,82}{0,92} = 2798 \text{ W}$$

$$P_{k\infty} = 2,798 \text{ kW}$$

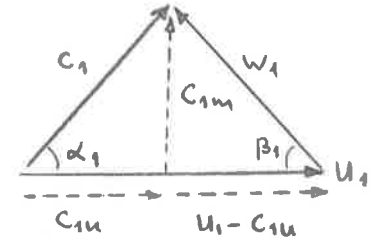
ÖRNEK 5.4. Bir santrifüj pompa 3000 d/dk'da dönerken ulaştığı manometrik yükseklik 14,8m'dir. Hidrolik verim 0,8, Pflöidenzer katsayısı 0,2, akış giriş açısı 70° , kanat giriş açısı 20° , çark giriş çapı 100mm ve çaplar arasındaki oran 0,5 olup çıkıştaki mutlak hız değeri ise 15,708 m/s olarak verilmiştir. Buna göre kanat çıkış açısını ve akış çıkış açısını belirleyiniz.



GİRİŞ HIZ ÜÇGENİ



GİRİŞ HIZ ÜÇGENİ



$$\gamma_{k\infty} = C_{2u} \cdot U_2 - C_{1u} \cdot U_1$$

$$\uparrow$$

$$\gamma_k = \frac{\gamma_{k\infty}}{(1+p)}$$

$$\uparrow$$

$$\gamma = \eta_h \cdot \gamma_k$$

$$\gamma = g \cdot H_m$$

$$\gamma_k = \gamma / \eta_h$$

$$\gamma_{k\infty} = (1+p) \cdot \gamma_k = (1+p) \frac{\gamma}{\eta_h} = \frac{(1+p)(g \cdot H_m)}{\eta_h}$$

$$\gamma_{k\infty} = \frac{(1+0,2)(9,81 \times 14,8)}{0,8} = 217,78 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

$$U_1 = \omega \cdot r_1 = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot r_1 = \frac{\pi \cdot 3000}{30} \cdot 0,05 = 15,71 \text{ m/s}$$

$$\tan \alpha_1 = \frac{C_{1m}}{C_{1u}} \Rightarrow C_{1m} = C_{1u} \cdot \tan \alpha_1$$

$$\tan \beta_1 = \frac{C_{1m}}{U_1 - C_{1u}} \Rightarrow C_{1m} = (U_1 - C_{1u}) \cdot \tan \beta_1$$

} eşitlenirse

$$C_{1u} \cdot \tan \alpha_1 = (U_1 - C_{1u}) \cdot \tan \beta_1 \Rightarrow C_{1u} = 1,836 \text{ m/s}$$

$$U_2 = \omega \cdot r_2 = 31,416 \text{ m/s}$$

$$217,78 = C_{2u} \cdot 31,416 - 1,836 \cdot 15,71 \Rightarrow C_{2u} = 7,85 \text{ m/s}$$

$$\cos \alpha_2 = \frac{C_{2u}}{C_2} = \frac{7,85}{15,708} \Rightarrow \alpha_2 = 60^\circ$$

$$\tan \alpha_2 = \frac{C_{2m}}{C_{2u}} \Rightarrow C_{2m} = C_{2u} \cdot \tan \alpha_2 = 7,85 \cdot \tan 60 \Rightarrow C_{2m} = 13,598 \text{ m/s}$$

$$\tan \beta_2 = \frac{C_{2m}}{U_2 - C_{2u}} = \frac{13,598}{31,416 - 7,85} \Rightarrow \beta_2 = 30^\circ$$

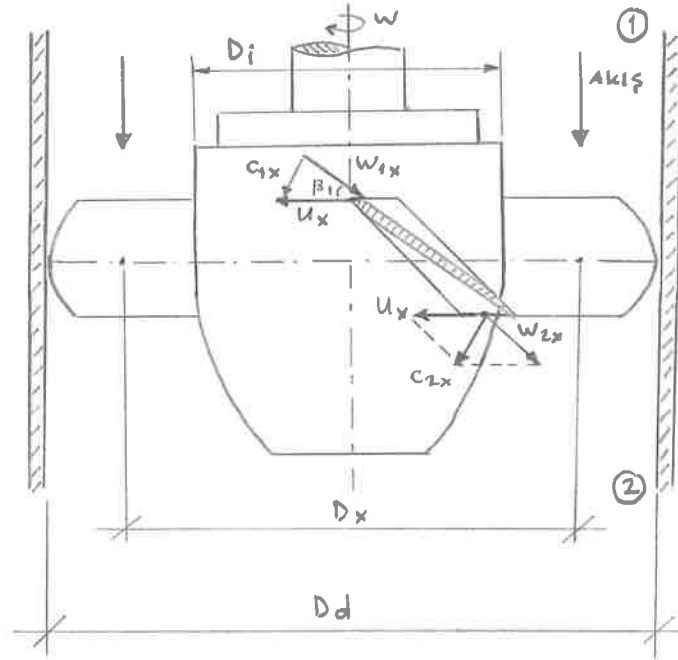
EKSENEL GARKLAR

(Eksenel Giriş - Eksenel Çıkış)

(Fan, pompa, Kaplan tipi türbin)

TÜRBİNLER

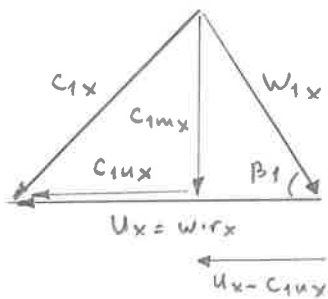
Düsey olarak konumlandırılmış bir Kaplan türbinine ait ağız şeması aşağıda verilmiştir.



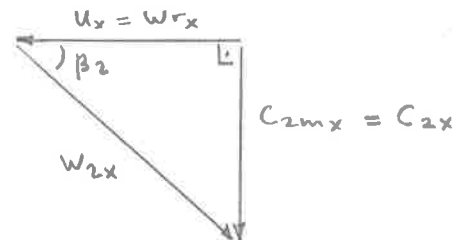
ideal tasarım noktasında

$$C_{2ux} = 0$$

GİRİŞ HIZ ÜÇGENİ



ÇIKIŞ HIZ ÜÇGENİ



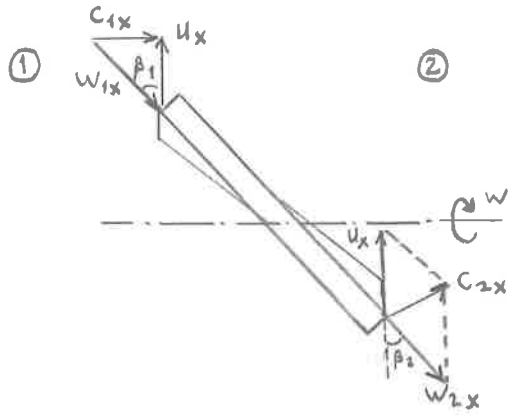
$$\tan \beta_1 = \frac{C_{1mx}}{U_x - C_{1ux}} \quad , \quad \tan \beta_2 = \frac{C_{2mx}}{U_x}$$

Çevresel hızlar kanadın ön ve arka yüzünde aynı yerel istasyon için aynı olmalıdır.
Çevresel hızlar $\rightarrow U_x = W_{1rx}$ şeklindedir.

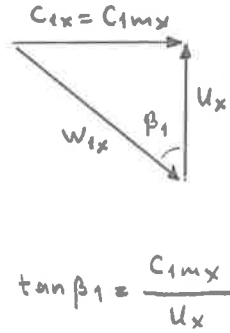
Meridyen hızlar $\rightarrow C_{1mx} = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} [D_d^2 - D_i^2]} \cdot k_1$, $C_{2mx} = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} [D_d^2 - D_i^2]} \cdot k_2$

Eşitlikte yer alan k_1 ve k_2 görgüsel katsayıları, ifade etmektedir.

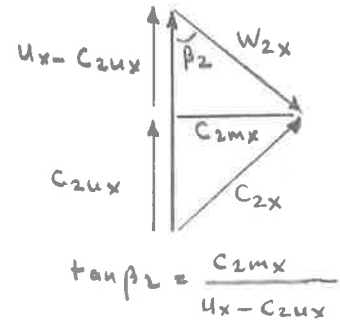
ÖRNEK 5.5. Bir eksenel vantilatörün çalışma verileri ; dış çap, $D_d = 500 \text{ mm}$, iç çap, $D_i = 300 \text{ mm}$, devir sayısı, $n = 50 \text{ d/s}$ ve debi, $Q = 4 \text{ m}^3/\text{s}$ şeklindedir. Sıvı edilen akışkanı sıkıştırılmaz kabul ederek vantilatör çarkına ait iç, dış ve ortalama çaptaki hız üçgenlerini çiziniz. Hesaplamalarda görgüsel katsayılar, $k_1 = k_2 = 1$ olarak dikkate alınacaktır. [$\gamma_{k00} = 1000 \text{ kJ/kg}$]



GİRİŞ HIZ ÜÇGENİ



ÇIKIŞ HIZ ÜÇGENİ



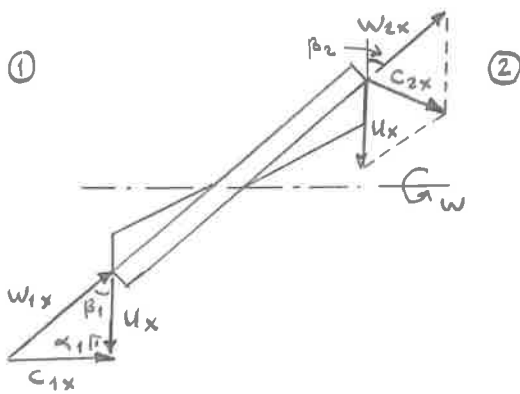
$$\gamma_{k00} = C_{2ux} \cdot U_{2x} - \cancel{C_{1ux} \cdot U_{1x}}$$

GAPLAR	DİŞ	İÇ	ORTALAMA
$D_x [\text{m}]$	0.5	0.3	0.4
$U_x = \pi \cdot n \cdot D_x [\text{m/s}]$	78.54	47.12	62.83
$C_{1mx} = C_{2mx} = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} (D_d^2 - D_i^2)} [\text{m/s}]$	31.83	31.83	31.83
$C_{2ux} = \frac{\gamma_{k00}}{U_x} [\text{m/s}]$	12.73	21.22	15.92
$\beta_1 = \arctan \left(\frac{C_{1mx}}{U_{1x}} \right) [^\circ]$	22.06	34.04	26.87
$\beta_2 = \arctan \left(\frac{C_{2mx}}{U_{2x} - C_{2ux}} \right) [^\circ]$	15.81	50.86	34.16

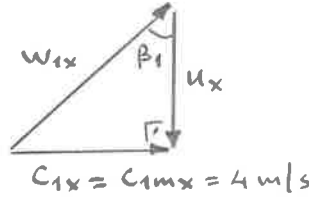
* Tablodaki değerler dikkate alınarak her bir çapa ait hız üçgenleri çizilebilir.

$$[\gamma_{k00} = C_{2u} \cdot U_2 - \cancel{C_{1u} \cdot U_1}] \quad [\gamma_{k00} = g \cdot H_m]$$

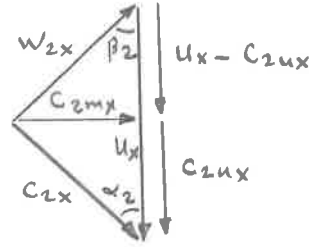
ÖRNEK 5.6. Bir eksenel su pompasında ortalama yarıçap $r_{ort} = 40 \text{ cm}$, devir sayısı $n = 1500 \text{ d/dk}$, $C_1 = 4 \text{ m/s}$, $\alpha_1 = 90^\circ$, $C_2 = 8 \text{ m/s}$ ve $\alpha_2 = 30^\circ$ olarak verilmektedir. Pompanın genel verimi 0.8 ve su debisi 120 lt/s olduğuna göre pompaya ait hız üçgenlerini ve gerekli motor gücünü belirleyiniz.



GİRİŞ HIZ ÜÇGENİ



ÇIKIŞ HIZ ÜÇGENİ



$$Y_{k\infty} = C_{2ux} \cdot U_x - \cancel{C_{1ux} \cdot U_x}$$

$$Y_{k\infty} = C_{2ux} \cdot U_x$$

$$U_x = \omega \cdot r_{ort} = \frac{\pi \cdot n}{30} r_{ort} = \frac{\pi \cdot 1500}{30} \cdot 0.4 = 62.83 \text{ m/s}$$

$$\sin \alpha_2 = \frac{C_{2ux}}{C_{2x}} \rightarrow C_{2ux} = C_{2x} \cdot \sin \alpha_2 = 8 \cdot \sin 30 = 4 \text{ m/s}$$

$$\cos \alpha_2 = \frac{C_{2ux}}{C_{2x}} \rightarrow C_{2ux} = C_{2x} \cdot \cos \alpha_2 = 8 \cdot \cos 30 = 6.928 \text{ m/s}$$

$$Y_{k\infty} = C_{2ux} \cdot U_x = 6.928 \cdot 62.83 = 435.286 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

$$Y_{k\infty} = (1-p) \cdot Y_k$$

↳ verilmediği için "sıfır"

$$Y_k = \frac{Y}{\eta_h}$$

↳ verilmediği için "bir"

$$Y_{k\infty} = Y_k = Y$$

$$P = \frac{\dot{m} \cdot Y}{\eta_g} = \frac{\rho \cdot Q \cdot Y}{\eta_g} = \frac{1000 (120 \times 10^{-3}) \cdot 435.286}{0.8} \cdot \frac{1}{1000} = 65.293 \text{ kW}$$

* Giriş ve çıkış hız üçgenlerinin ölçüklü çizilebilmesi için gerekli büyüklükler, verilerden ve hesaplamalardan elde edilir.

ÖRNEK 5.7. $H_0 = 9.5$ m düşüde $n = 75$ d/dk ile dönen milinden $P_{\text{ekin}} = 14900$ kW güç elde edilen bir Kaplan tipi su türbininin çark çapı $D = 5633$ mm, göbeğin çapı $D_g = 2816$ mm, kauçuk verimi $\eta_v = 0.98$, hidrolik verimi $\eta_h = 0.92$ ve mekanik verimi $\eta_m = 0.99$ olarak verilmiştir. Dönel çarktaki meridyen hızı ve sudan alınan enerji radyal doğrultuda değişmemekte ve her yarıçap üzerinde 90° olduğu kabul edilmektedir. Kanat profiline kalınlığından dolayı meydana gelen kesit daralması ihmal edilebilecek kadar küçüktür. Buna göre;

a) Türbin debisini hesaplayınız.

b) Bir kanadın göbeğe birleştiği yerdeki kanat profili ve dış çap üzerindeki kanat profiline ait β_1 ve β_2 açılarını bulunuz.

$$a) P = \dot{m} \cdot Y \cdot \eta = \rho \cdot Q \cdot (g \cdot H_0) \cdot \eta$$

Genel verim, η

$$\eta = \eta_{\text{hid}} = \eta_{\text{mekanik}} = (\eta_h \cdot \eta_v) \cdot \eta_m = 0.92 \cdot 0.98 \cdot 0.99 = 0.893$$

$$14900 \cdot 10^3 = 1000 \cdot Q \cdot (9.81 \cdot 9.5) \cdot 0.893 \Rightarrow Q_{\text{top}} = 179 \text{ m}^3/\text{s}$$

$\uparrow$ düşü düşü $\leftarrow$ Kaplan $\rightarrow$ yukarı debi

Türbinin kanat kanallarından geçen toplam debi (türbin debisi) kauçuk debi dikkate alınarak belirlenir.

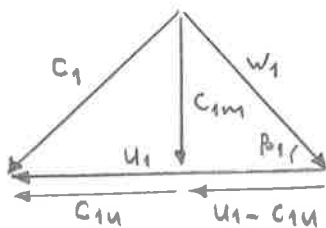
$$\eta_v = \frac{\text{Türbin debisi}}{Q_{\text{toplam}} - Q_{\text{aralık}}} = 0.98$$

$$Q_{\text{toplam}} - Q_{\text{aralık}} = 0.98 \cdot Q_{\text{toplam}} \rightarrow Q_{\text{türbin}} = 0.98 \cdot 179$$

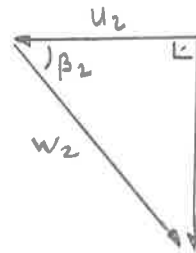
$$Q_{\text{türbin}} = 175.42 \text{ m}^3/\text{s}$$

$\downarrow$
 bu debi yararı için elde etmek için kullanılır.

b) GİRİŞ HIZ ÜÇGENİ



ÇIKIŞ HIZ ÜÇGENİ



$\eta_{k\infty}$
Radyal doğrultudan alınan enerji değişmiyor,
 $c_{2m} = c_2$

$$\textcircled{Y} \rightarrow Y_k \rightarrow Y_{k\infty}$$

$$Y_k = Y_{k\infty} (1 + p) \rightarrow Y_k = Y_{k\infty}$$

$p = 0$ alınabilir.

$$\eta_h = \frac{Y_h}{Y} \rightarrow Y_h = Y \cdot \eta_h$$

$$Y_{h\infty} = \eta_h \cdot Y$$

$$Y_{h\infty} = C_{1u} \cdot U_1 - C_{2u} \cdot U_2 \Rightarrow Y_{h\infty} = C_{1u} \cdot U_1$$

$$C_{1u} = \frac{Y_{h\infty}}{U_1} = \frac{\eta_h \cdot Y}{U_1} = \frac{\eta \cdot g \cdot H_0}{U_1}$$

→ İu aap (göbek aap) üzerinde çalışırsak;

$$U_{1,i} = \omega \cdot r_i = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot r_i = \frac{\pi \cdot 75}{30} \left(\frac{2,816}{2} \right) = 11,058 \text{ m/s}$$

$$C_{1u,i} = \frac{0,92 \times 9,81 \times 9,5}{11,058} = 7,753 \text{ m/s}$$

→ Dış aap üzerinde çalışırsak;

$$U_{1,d} = \omega \cdot r_d = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot r_d = \frac{\pi \cdot 75}{30} \left(\frac{5,633}{2} \right) = 22,12 \text{ m/s}$$

$$C_{1u,d} = \frac{0,92 \times 9,81 \times 9,5}{22,12} = 3,870 \text{ m/s}$$

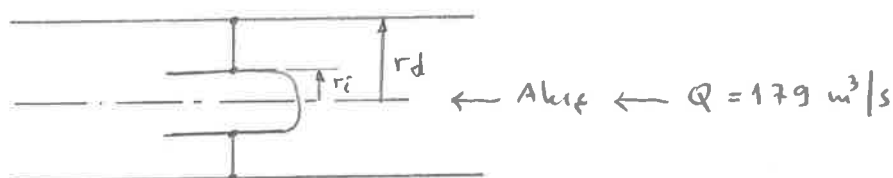
$$C_{1m} = C_{2m} = \frac{Q_{\text{türbin}}}{\frac{\pi}{4} (D_d^2 - D_i^2)} = \frac{175,42}{\frac{\pi}{4} (5,633^2 - 2,816^2)} = 9,384 \text{ m/s}$$

$$\tan \beta_{1,i} = \frac{C_{1m}}{U_{1,i} - C_{1u,i}} = \frac{9,384}{11,058 - 7,753} \Rightarrow \beta_{1,i} = 70,6^\circ$$

$$\tan \beta_{1,d} = \frac{C_{1m}}{U_{1,d} - C_{1u,d}} = \frac{9,384}{22,12 - 3,870} \Rightarrow \beta_{1,d} = 27,21^\circ$$

$$\tan \beta_{2,i} = \frac{C_{2m}}{U_{2,i} (= U_{1,i})} = \frac{9,384}{11,058} \Rightarrow \beta_{2,i} = 40,318^\circ$$

$$\tan \beta_{2,d} = \frac{C_{2m}}{U_{2,d} (= U_{1,d})} = \frac{9,384}{22,12} \Rightarrow \beta_{2,d} = 22,3^\circ$$

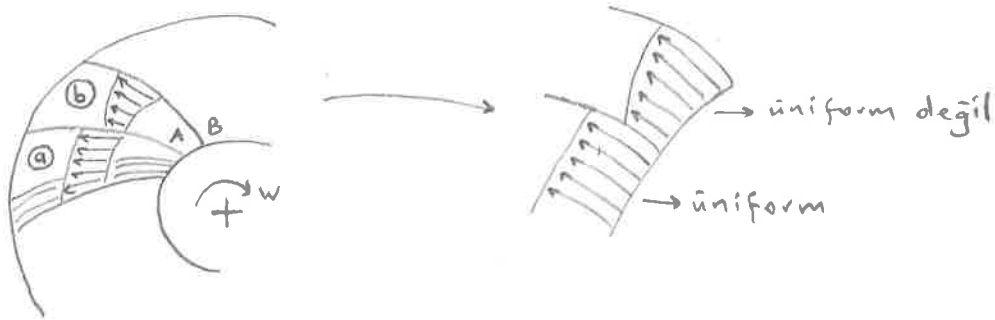


* Volümetrik verim varsa meridyen hızlarda kullanılan debi türbin yada pompa debisidir.

5.2.1. Pompalarda Güç Düşümü Hesabı, Kanat Sayısı Tayini ve Tanım Eğrileri

5.2.1.1. Pompalarda Güç Düşümü Hesabı

Bir pompa dönel çarkında kanat kanallarında bağıl hız değişimi şematik olarak aşağıda verilmektedir,

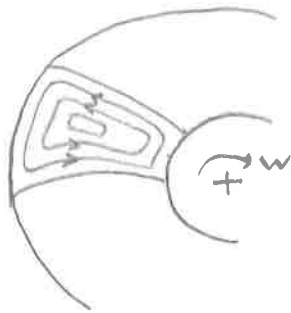


Kanat kanalları içindeki bağıl hız dağılımı (w)

(a) Sonsuz kanat kabulü

(b) Sonlu kanat kabulü

(a) durumunda sonsuz kanat sayısı kabulünden dolayı kanat içindeki bağıl hız dağılımı eşlenik (uniform) bir yapıya sahiptir. Sonlu kanat durumunda ise (b) kanat sayısından dolayı kanat sırtındaki (A) bağıl hız düşük, kanat arkasındaki (B) bağıl hız ise yüksektir. Bu hız farkından dolayı kanat boyunca hareket eden akışkanın çark dönmeye yönünün tersine kanat kanalı içerisinde bir sirkülasyonu başlayacaktır. Bu sirkülasyon aşağıdaki şekilde verilmektedir,



Çark kanalı içerisinde meydana gelen sirkülasyon

Çark kanatları bir taraftan basıncı kazandırdığı suyu basma tarafına sevk ederken diğer taraftan da çark kanat yapısından dolayı yukarıda şematik resmi verilen sirkülasyona neden olmaktadır. Bu olay ilk kez 1924 yılında Pfleiderer tarafından tanımlanmış ve güç düşümü olarak isimlendirilmiştir. Pfleiderer yöntemine göre sonsuz kanat kabulü ile sonlu kanat kabulü arasındaki özgül enerjilerde

$$Y_{k\infty} = Y_k (1+p)$$

ilişkisi geçerlidir,

$$\left[\begin{array}{l} Y_k = Y_{k\infty} (1+p) \leftarrow \text{Türbin} \\ Y_k = Y_{k\infty} / (1+p) \leftarrow \text{Pompa} \end{array} \right]$$

Burada "p" g u düşüm katsayısı olup  ık formu;

$$p = \psi' \cdot \frac{r_2^2}{z \cdot s}$$

 itiliđi ile temsil edilir. Burada;

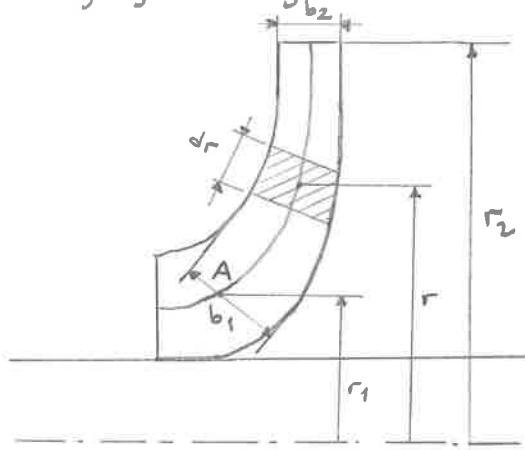
r_2 :  ark basma tarafı yarıçapı ( ark d ş yarıçapı)

z : Kanat sayısı

s :  ark giriş-çıkış arasındaki orta akış çizgisinin statik moment 

$$s = \int_{r_1}^{r_2} r dr$$

ψ' : Çarkın kanat b iğimi ve çarktan sonraki yöneltici çarka bağlı bir görgüsel sayı



Pompa  arkının meridyen kesiti

$$\gamma_{k\infty} = \gamma_k (1 + p)$$

↑ g u düşüm katsayısı

$$p = \psi' \cdot \frac{r_2^2}{z \cdot s}$$

Yapılan deneyssel çalışmalar sonucu,

→ Yöneltici  ark bulunan radyal dönel çarklarda

$$\psi' = 0.6 \left[1 + \frac{\beta_2}{60^\circ} \right]$$

→ sadece salyangoz gövdeli çarklarda

$$\psi' = [0.65 \div 0.85] \left[1 + \frac{\beta_2}{60^\circ} \right]$$

→ sadece yöneltici halkası bulunan dönel çarklarda

$$\psi' = [0.85 \div 1] \left[1 + \frac{\beta_2}{60^\circ} \right]$$

→ Eksenel çarklarda

$$\Psi' = \left[1 \div 1,2 \right] \left[1 + \frac{\beta_2}{60^\circ} \right]$$

ifadeleri elde edilmiştir. Burada β_2 kanat çıkış açısını ifade etmekte olup, birimi derece $[^\circ]$ 'dır.

Radyal çarklar için $s = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2}$ olduğundan

$$p = 2 \cdot \frac{\Psi'}{z} \cdot \frac{1}{1 - \left[\frac{r_1}{r_2} \right]^2}$$

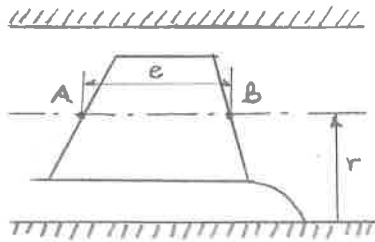
yazılabilir. Genellikle radyal çarklarda $\left[\frac{r_1}{r_2} \right] \approx 0,5$ olarak dikkate alınır.

Bu durumda $p = \frac{8 \cdot \Psi'}{3 \cdot z}$ halini alır. Bu eşitlik $\frac{r_1}{r_2} \leq 1,2$ durumunda bütün

radyal çarklar için kullanılabilir.

Eksenel tipli çarklarda ise $s = r \cdot e$ olduğundan

$$p = \frac{\Psi' \cdot r}{z \cdot e} \text{ eşitliği geçerlidir.}$$



5.2.1.2. Pompalarda Kanat Sayısı Tayini

Çarklarda optimum kanat sayısının tayini, daha önce yapılan çok sayıdaki deneysel çalışma sonuçlarına dayanılarak yapılır. Pompalar konusunda en önemli araştırmacıların başında gelen Pfleiderer, şekilde verilen çark kesitini ele alarak kanat sayısı tayini için

kanat sayısı

$$z = 2 \cdot k \cdot \frac{r_m}{e} \cdot \sin \beta_m$$

esitliğini önermiştir. Bu eşitlikte,

e : Orta akım çizgisinin uzunluğunu

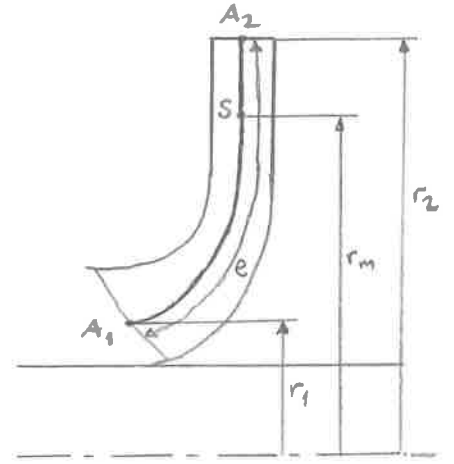
r_m : Orta akım çizgisinin S ağırlık

noktasının yarıçapını

β_m : Ortalama açı değerini, $\beta_m = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$

ve

k : Akım çizgisinin boyu ve kanat kanallarının pürüzlülüğüne bağlı olarak seçilen görgüsel bir sayısı ifade etmektedir. Yapılan çalışmalar dikkate alınarak k için değer aralığı $5 \leq k \leq 8$ olarak tanımlanmıştır.



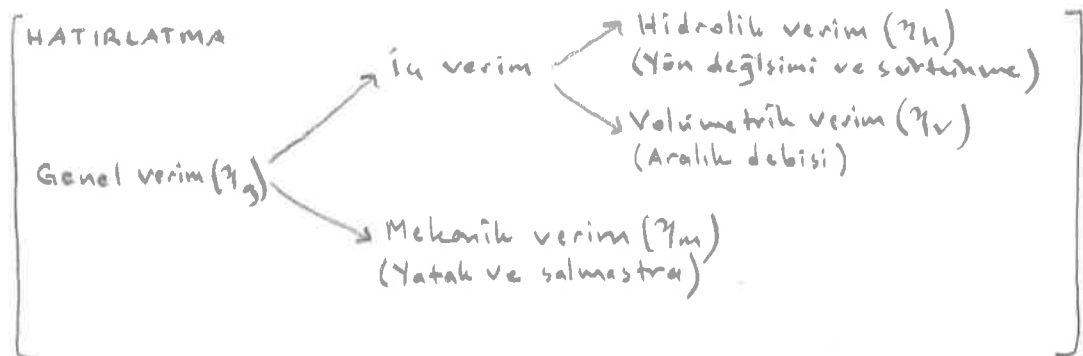
Genel olarak radyal çarklarda $r_m = (r_1 + r_2)/2$ ve $e = (r_2 - r_1)$ olduğunda kanat sayısı eşitliği

$$z = k \cdot \frac{r_2 + r_1}{r_2 - r_1} \cdot \sin \beta_m$$

veya

$$z = k \cdot \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \cdot \sin \left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \right)$$

olarak tanımlanır. Uygulamada genellikle aksi verilmedikçe k görgüsel sayısı 6,5 kabul edilerek hesaplar yapılır.



ÖRNEK 5.8. Radyal girişli bir pompanın saniyede 56 lt su basarken çektiği güç 12 kW olarak tespit edilmiştir. Pompa genel verimi 0,66, $p = 0,35$, hidrolik verim, $\eta_h = 0,8$, çark çıkış açısı, $d_2 = 200$ mm, çark çıkış eni, $b_2 = 26$ mm, kaçak debi, $\eta_v = 0,92$ ve çıkıştaki bağıl hız 8,24 m/s olduğuna göre pompanın dönmüş hızını (devir sayısını) hesaplayınız.

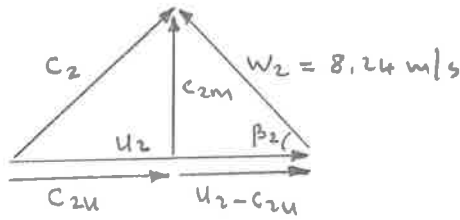
$$n = ? \leftarrow U_2 \leftarrow \begin{array}{c} \leftarrow \gamma_{k\infty} \\ \uparrow C_{2u} \end{array} \leftarrow \begin{array}{c} \leftarrow \gamma_k \\ \uparrow p \end{array} \leftarrow \begin{array}{c} \leftarrow \gamma \\ \uparrow \eta_h \end{array} \leftarrow P$$

$$P = \frac{\dot{m} \gamma}{\eta} = \frac{\rho \cdot Q \cdot \gamma}{\eta} \Rightarrow 12 \times 10^3 = \frac{1000 (56 \times 10^{-3}) \cdot \gamma}{0,66} \Rightarrow \gamma = 141,46 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

$$\eta_h = \frac{\gamma}{\gamma_k} \Rightarrow \gamma_k = \frac{\gamma}{\eta_h} = \frac{141,46}{0,8} = 176,83 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

$$\gamma_{k\infty} = (1+p) \gamma_k = (1+0,35) \cdot 176,83 = 238,72 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

çıkış HIZ ÜÇGENİ



$$\gamma_{k\infty} = C_{2u} \cdot U_2 \rightarrow C_{2u} \cdot U_2 = 238,72 \quad (1)$$

Debi belli olduğundan C_{2m} bulunur.

$$C_{2m} = \frac{Q_{top}}{\pi \cdot D \cdot b_2} \cdot 1 = \frac{60,87 \times 10^{-3}}{\pi \times 0,2 \times 0,026} \cdot 1$$

$$C_{2m} = 3,726 \text{ m/s}$$

$$Q_{top} = Q_{basma} + Q_{aralık}$$

$$\eta_v = \frac{Q_{b.h.}}{Q_{top.}} \rightarrow Q_{top.} = \frac{Q_{b.h.}}{\eta_v} = \frac{56}{0,92} = 60,87 \text{ lt/s}$$

$$\sin \beta_2 = \frac{C_{2m}}{W_2} \Rightarrow \beta_2 = \arcsin \left(\frac{3,726}{8,24} \right) = 26,88^\circ$$

$$\cos \beta_2 = \frac{U_2 - C_{2u}}{W_2} \Rightarrow U_2 - C_{2u} = W_2 \cdot \cos \beta_2 = 8,24 \cdot \cos 26,88^\circ$$

$$U_2 - C_{2u} = 7,35 \text{ m/s} \quad (2)$$

(1)'denkleminde $C_{2u} = \frac{238,72}{U_2}$, (2) denkleminde yerine yazılırsa;

$$U_2 - \frac{238,72}{U_2} = 7,35 \Rightarrow U_2^2 - 7,35 U_2 - 238,72 = 0$$

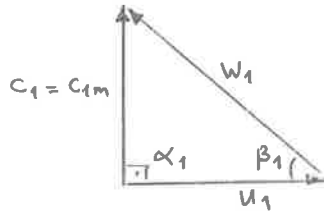
$$\Delta = \sqrt{b^2 - 4ac}, \quad X_{1,2} = \frac{-b \pm \sqrt{\Delta}}{2a} = \frac{-7,35 \pm \sqrt{1008,9}}{2} \Rightarrow U_2 = 19,56 \text{ m/s}$$

$$\Delta = 1008,9$$

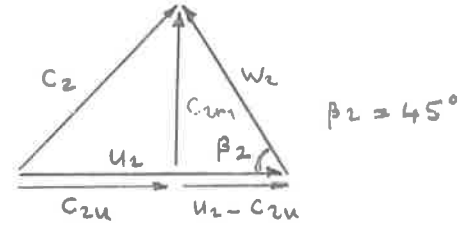
$$\rightarrow U_2 = W_2 \cdot r_2 = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot r_2 \rightarrow n = 1867,84 \text{ d/dk}$$

ÖRNEK 5.9, Çark çıkış çapı $d_2 = 250 \text{ mm}$ ve çark giriş çapı $d_1 = 150 \text{ mm}$ olan bir santrifüj pompa ele alınsın. Çark giriş eni $b_1 = 25 \text{ mm}$, çark çıkış eni $b_2 = 15 \text{ mm}$, kanat çıkış açısı 45° olup çarka giriş radyaldır. Pompa dakikada $2,7 \text{ m}^3$ su akışını gerçekleştirilmektedir. Pompa dönüş hızı (devir sayısı) 1450 d/dk ve kaçak verimi $0,96$ olduğuna göre kanat giriş açısını, kanat sayısını ve sonsuz kanat durumu için basma yüksekliğini bulunuz.

GİRİŞ HIZ ÜÇGENİ



ÇIKIŞ HIZ ÜÇGENİ



$$U_1 = W_1 \cdot r = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot r_1 = \frac{\pi \times 1450}{30} \times 0,075 = 11,39 \text{ m/s}$$

$$C_{1m} = \frac{Q_{top}}{\pi d_1 \cdot b_1} \cdot k_1 = \frac{\frac{Q}{\eta_v}}{\pi d_1 \cdot b_1} \cdot k_1 = \frac{(2,7/60)}{0,96} \cdot \frac{1}{\pi \times 0,150 \times 0,025} \cdot 1 = 3,97 \text{ m/s}$$

$$\tan \beta_1 = \frac{C_{1m}}{U_1} = \frac{3,97}{11,39} \rightarrow \beta_1 = 19,22^\circ$$

$$U_2 = W_2 \cdot r_2 = 18,98 \text{ m/s}$$

$$C_{2m} = \frac{Q_{top}}{\pi d_2 \cdot b_2} \cdot k_2 = 3,98 \text{ m/s}$$

$$\tan \beta_2 = \frac{C_{2m}}{U_2 - C_{2u}} \rightarrow \tan 45^\circ = \frac{3,98}{18,98 - C_{2u}} \rightarrow C_{2u} = 15 \text{ m/s}$$

kanat sayısı (z)

$$z = k \cdot \frac{d_2 + d_1}{d_2 - d_1} \cdot \sin \left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \right) = 6,5 \cdot \frac{250 + 150}{250 - 150} \cdot \sin \left(\frac{19,22 + 45}{2} \right)$$

$$z = 13,82 \rightarrow 14 \text{ adet kanat kullanılmalıdır,}$$

$$H_{m,k\infty} = \frac{\gamma k_{\infty}}{g} = \frac{C_{2u} \cdot U_2}{g} = \frac{15 \times 18,98}{9,81} = 29,02 \text{ m}$$

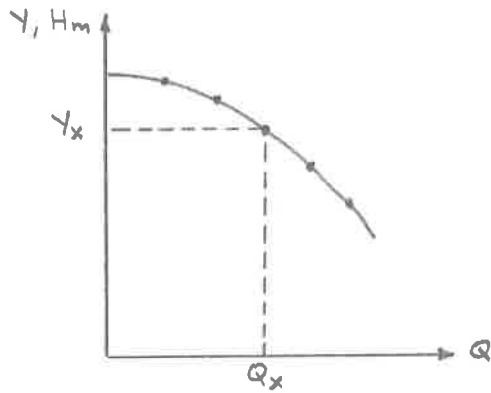
ÖDEV: Bir santrifüj pompa $n = 3000$ d/dk'da dönerken ulaşılan basma yüksekliği 14.8 m'dir, $z_h = 0.8$, $p = 0.2$, $\alpha_1 = 70^\circ$, $\beta_1 = 20^\circ$, $d_1 = 60$ mm ve kaplar arasındaki oran 0.5 'dir, çıkış mutlak hız değeri 15.708 m/s olduğuna göre, kanat çıkış açısını ve çıkıştaki akış açısını hesaplayınız. (Cevap: $\alpha_2 = 39.61^\circ$, $\beta_2 = 56.06^\circ$)

5.2.1.3, Pompaların Tanım Eğrileri ve Çalışma Noktasının Tespiti

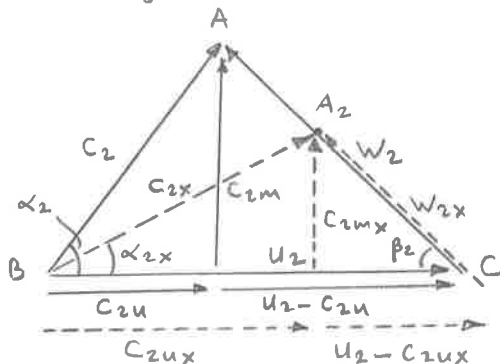
Hidrolik akım makinalarında ister pompalar ister su türbinleri olsun ana karakteristik büyüklükler olan basma yüksekliği veya düşü, dönme sayısı veya debi verilerek işleme başlanır. Uygulamalarda pompalar çoklukla ve türbinler daha az kullanıldığından ders kapsamında sadece pompa tanım eğrileri incelenecektir.

5.2.1.3.1, Sonsuz Sayıda Kanat Kabulündeki Kısmi Eğrisi

Pompalarda en önemli tanım eğrisi kısma eğrisidir, kısma eğrisi sabit dönme sayısında ($n = \text{sabit}$) Q_x debisine karşılık gelen η_x örgül enerjisiyle oluşturulmuş eğridir. Bir deney düzeneği kullanılarak sabit dönme sayısında bir pompanın basma tarafına konulacak bir vana yardımıyla kısma ve açma yaparak değişen debi miktarına bağlı olarak örgül enerji değişimi belirlenir, kısaca $n = \text{sabit}$ için $\eta_x = f(Q_x)$ kısma eğrisi elde edilir.



Tek kademeli bir pompada sonsuz kanat kabulü varsayımı altında kısma eğrisi denklemini bulalım. Hidrolik akım makinaları ana denklemini elde ederken girilen hız üçgenlerinde genel olarak pompa çark kanatlarına giriş hızları radyal olarak kabul edilmiştir ($\alpha_1 = 90^\circ$). Buna bağlı olarak $C_{1u} = 0$ olmakta ve sonsuz kanat durumu için örgül enerji $\eta_{k\infty} = C_{2u} \cdot U_2$ denklemi ile bulunmaktaydı. Sabit dönme sayısı için farklı akışkan debilerinde bu eşitlik $\eta_{k\infty, x} = U_2 \cdot C_{2ux}$ formunda yazılabilir. Şekilde normal Q debisi ve Q_x kısmi debisine ait akış hız üçgenleri verilmektedir.



—— normal Q debisi
 ---- kısmi Q_x debisi

→ β_2 kanat çıkış açısı sabit kalır.
 → Pompa kısılırsa U_2 değişmez.

Kanat uyumlu akış halinde normal ve kısmi yüklende bir pompa çarkına ait hız üçgeni

Debi ifadesinden yararlanılarak $C_{2m} = \frac{Q}{\pi \cdot d_2 \cdot b_2} \cdot k_2$, $C_{2mx} = \frac{Q_x}{\pi \cdot d_2 \cdot b_2} \cdot k_2$

yazılabilir. Bu iki ifade birbirine oranlanacak olursa C_{2m} ve C_{2mx} arasında

$$C_{2mx} = C_{2m} \cdot \frac{Q_x}{Q} \text{ ilişkisi yazılabilir.}$$

Hız ügünlerinden yararlanılarak $\cot \beta_2 = \frac{U_2 - C_{2ux}}{C_{2mx}} \rightarrow C_{2ux} = U_2 - C_{2mx} \cdot \cot \beta_2$

esitliği yazılabilir. Bu eşitlik özgül enerji denkleminde tatınarak düzenlenirse sonsuz kanat kabulündeki kısma eğrisi eşitliği

$$Y_{k\infty x} = C_{2ux} \cdot U_2 = U_2 \cdot (U_2 - C_{2mx} \cdot \cot \beta_2) = U_2 \left(U_2 - \frac{Q_x}{Q} \cdot C_{2m} \cdot \cot \beta_2 \right)$$

şeklini alır. Burada Q_x/Q ; doluluk oranı olarak tanımlanır.

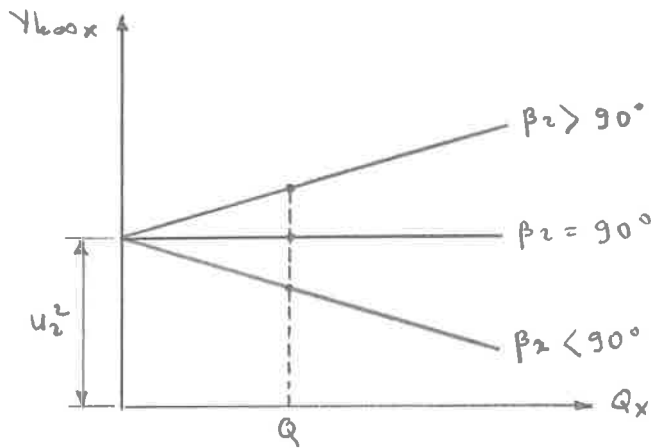
Eşitlikten görüldüğü gibi Q_x debisi dışındaki tüm terimler sabit devir sayısı için sabittir. Böylece $Y_{k\infty x}$ sadece Q_x debisinin aldığı değere göre değişim gösterecektir. Bu eşitlikte β_2 açısının olacağı değerler;

$\beta_2 < 90^\circ$ geriye eğimli kanat

$\beta_2 = 90^\circ$ radyal kanat

$\beta_2 > 90^\circ$ öne eğimli kanat

şeklinde dir. Bu değerlere göre elde edilecek kısma eğrisi;



Dönel pompa çark kanatları genel olarak geriye eğimli olurlar. Bunun en önemli nedeni artan debiye karşılık gücün belli sınırlar altında kalması için manometrik yüksekliğin düşmesi gerekliliğidir. Bu durum ancak geriye eğimli kanat profili ile sağlanır.

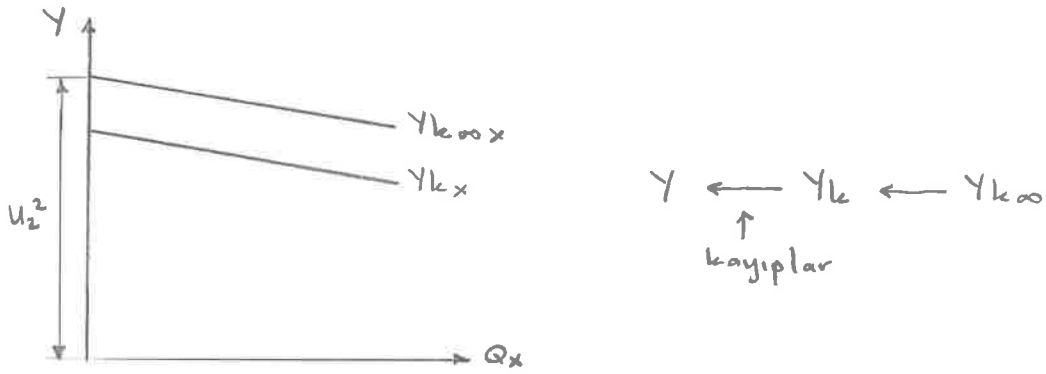
5.2.1.3.2. Sonlu Kanat Sayısı Kabulündeki Kısmi Eğrisi

Daha önce belirtildiği gibi sonsuz sayıdaki kanattan sonlu sayıdaki kanada geçişte çark kanat kanalları içinde akış yönünün tersine bir sirkülasyon olayının başlayacağı ve bunun bir güç durumuna neden olduğu ifade edilmişti. Sonlu ve sonsuz kanat kabulündeki örgül enerjiler arasında;

$$Y_{k\infty x} = (1+p) \cdot Y_{kx} \longrightarrow Y_{kx} = \frac{Y_{k\infty x}}{1+p}$$

↑
 Q_x

ilişkisi vardır. Bu ilişki grafiksel formda aşağıdaki gibi gösterilebilir.



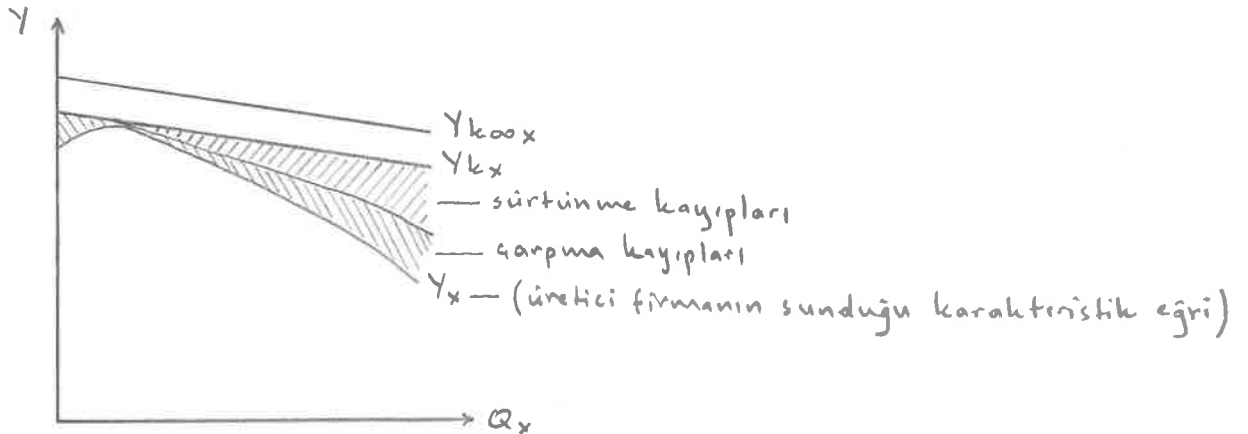
5.2.1.3.3. Kısmi Eğrisi Ön Tespiti

Sonlu kanat durumu için elde edilen kısmi eğrisinden aşağıda tanımlanan kayıplar çıkarılarak gerçek kısmi eğrisi elde edilir.

→ Sürtünme kayıpları

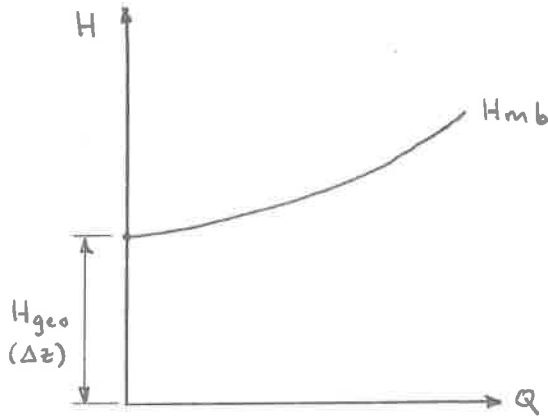
→ Dönel çark ve yöneltici çark girişindeki çarpma kayıpları

Bu çıkarma işlemi grafiksel formda aşağıda verilmiştir.



5.2.1.3.4. Boru Karakteristiği Eğrisi

Pompalar emme borusundan aldıkları suyu basılacak konuma kadar borular ve diğer elemanlar yardımıyla sevk ederler. Pompa seçiminde tesiste yer alan boru, bağlantı elemanları vb. elemanların oluşturduğu sürtünme kayıplarının doğru belirlenmesi önemli bir adımdır. Basılacak geometrik yükseklik ve bu kayıpların toplamı boru karakteristiği eğrisiyle temsil edilir. Bu eğrinin parabolik bir yapıya sahip olduğu dersin önceki bölümlerinde ifade edilmişti.



$$H_{mb} = \underbrace{\Delta z}_{H_{geo}} + h_k(1-2)$$

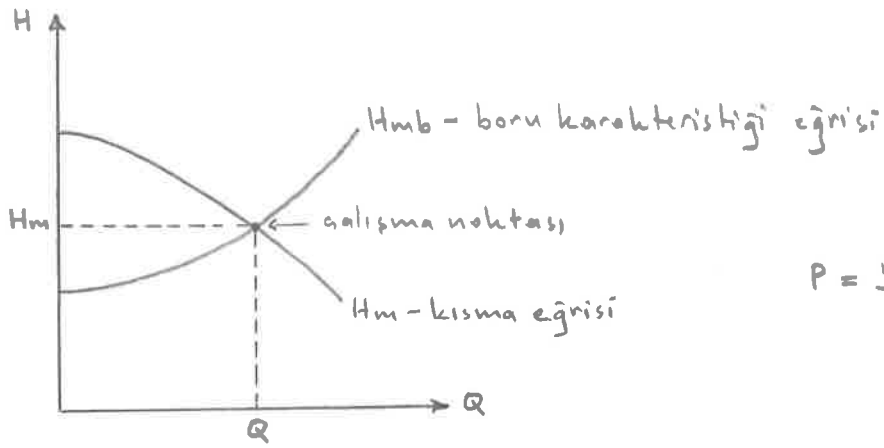
$$H_{mb} = \Delta z + \sum \lambda \frac{L}{D} \frac{C^2}{2g} + \sum k \frac{C^2}{2g}$$

$$H_{mb} = \Delta z + \left[\sum \lambda \frac{L}{D} \frac{1}{2g} + \sum k \frac{1}{2g} \right] C^2$$

$$H_{mb} = \Delta z + \left[\frac{4}{\pi D^5} \right]^2 \cdot \frac{1}{2g} \left[\sum \lambda \frac{L}{D} + \sum k \right] \cdot Q^2$$

$$H_{mb} = \Delta z + A \cdot Q^2$$

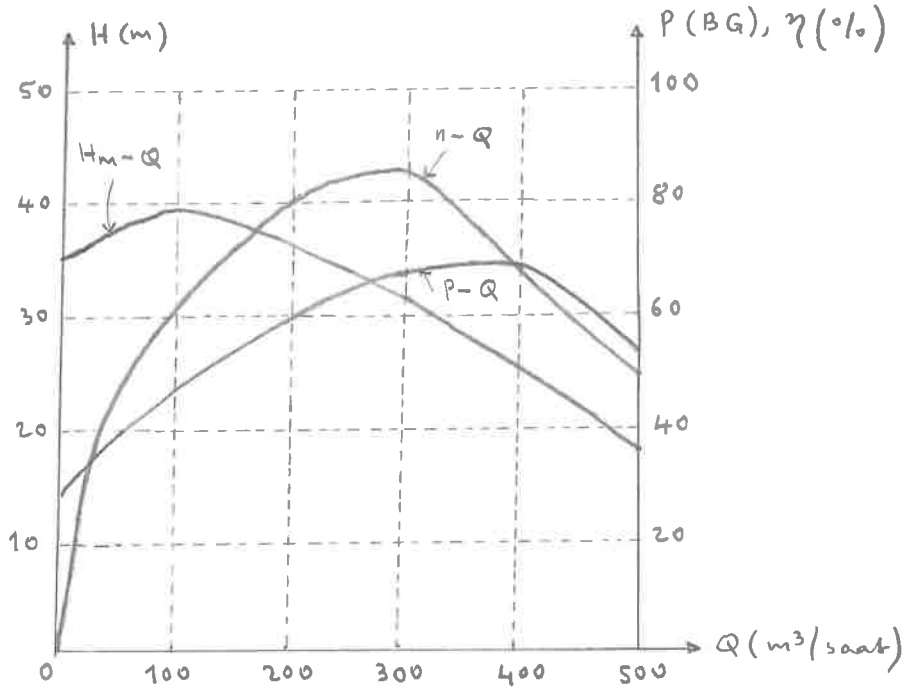
Emme haznesinden basma haznesine kadar oluşan kayıplar belirlendikten sonra çalışma noktasının tespiti yapılır. Çalışma noktası kısma eğrisiyle boru karakteristiği eğrisinin kesişim noktasına verilen isimdir. Bu noktanın pompanın en iyi verimle çalıştığı alanlara gelmesi tercih edilir. Aşağıda çalışma noktasının tespitine yönelikematik resim verilmektedir.



$$P = \frac{\dot{m} \cdot \gamma}{\eta} \rightarrow P = \frac{\rho \cdot Q \cdot g \cdot H_m}{\eta}$$

belirleyici faktör

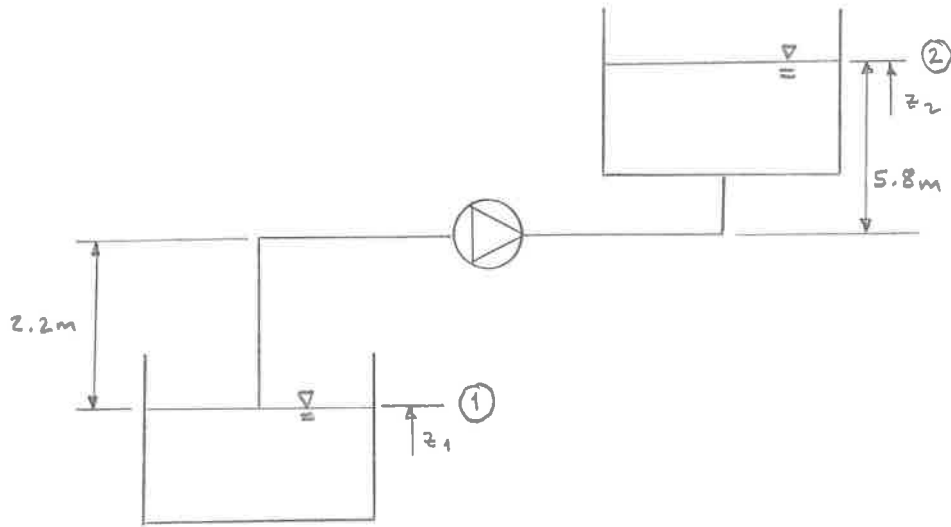
Pompaya ait karakteristik eğriler verim-debi, manometrik yükseklik-debi (kısma) ve güç-debi eğrileridir. Bu eğriler pompa üreticisi tarafından pompa eşliğinde ayrıık veya bütünlük olarak sunulur. Aşağıda tek kademeli bir pompaya ait karakteristik eğriler bütünlük formunda verilmektedir.



Tek kademeli bir pompaya ait kısma, verim ve güç eğrileri

ÖRNEK 5.10, Aşağıda karakteristik değerleri verilen bir pompa ile bir depoya su basılacaktır. Devrede yer alan boru çapı 15 cm, boru boyu 675 m ve sürekli yük kaybı katsayısı $\lambda = 0.016$ olduğuna göre çalışma noktasına ait debi, basma yüksekliği ve güç değerlerini belirleyiniz. Bağlantı elemanları ve diğer devre elemanlarına ait eşdeğer boru boyu 125 m olarak dikkate alınacaktır.

Q [lt/dk]	0	385	770	1155	1540	1925
H_m [m]	17.1	15.9	13.4	10.6	6.6	2.0
η [%]	0	49.6	60.9	64.0	52.8	9.8



Boru karakteristiği eğrisinin belirlenmesi;

① ve ② nolu istasyonlar arasında enerjinin korunumu prensibi uygulanırsa,

$$H_{mb} = \Delta z + \sum h_{k(1-2)}$$

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{C_1^2}{2g} + z_1 + H_{mb} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{C_2^2}{2g} + z_2 + h_{k(1-2)}$$

$$H_{mb} = (z_2 - z_1) + \underbrace{\lambda \frac{L}{D} \frac{C^2}{2g} + \sum k \frac{C^2}{2g}}_{\lambda \frac{[L+L_{esd}]}{D} \cdot \frac{C^2}{2g}} \quad \left. \begin{array}{l} \text{Yerel kayıpları sürekli kayıplara} \\ \text{dönüştürdük.} \end{array} \right\}$$

$$H_{mb} = (z_2 - z_1) + \lambda \frac{(L+L_{esd})}{D} \frac{C^2}{2g} = (z_2 - z_1) + \lambda \frac{(L+L_{esd})}{D} \frac{1}{2g} \left(\frac{4}{\pi D^2} \right)^2 \cdot Q^2$$

$$H_{mb} = 8 + 0.016 \cdot \frac{(675+125)}{0.15} \cdot \frac{1}{2 \times 9.81} \cdot \left(\frac{4}{\pi \cdot 0.15^2} \right)^2 \cdot Q^2 \times \left(\frac{10^{-3}}{60} \right)^2$$

$$H_{mb} = 8 + 3.869 \times 10^{-6} \cdot \underset{\substack{\text{(lt/dk)} \\ \text{formülü elde edilmiştir}}}{Q^2} \text{ [m]} \quad \left[\begin{array}{l} \text{(m}^3/\text{s)} \text{ 'yi (lt/dk) 'ya çevirmek} \\ \text{ için } \times \left(\frac{10^{-3}}{60} \right)^2 \text{ ifadesini ekledik.} \end{array} \right]$$

Bulunan bu karakteristik denkleme debi değerleri atanarak boru karakteristik eğrisine ait veriler oluşturulur,

H_{mb}	8	8.573	10.294	13.161	17.176	22.337
----------	---	-------	--------	--------	--------	--------

Hesaplanan değerler ve pompa karakteristikleri grafiğe taşınarak çalışma noktasına ait veriler;

$$Q = 1000 \text{ lt/dk}$$

$$\eta = \% 64$$

$$H_m = 11.75 \text{ m}$$

olarak grafikten okunur. Bu değerler dikkate alınarak pompalama için gerekli güç;

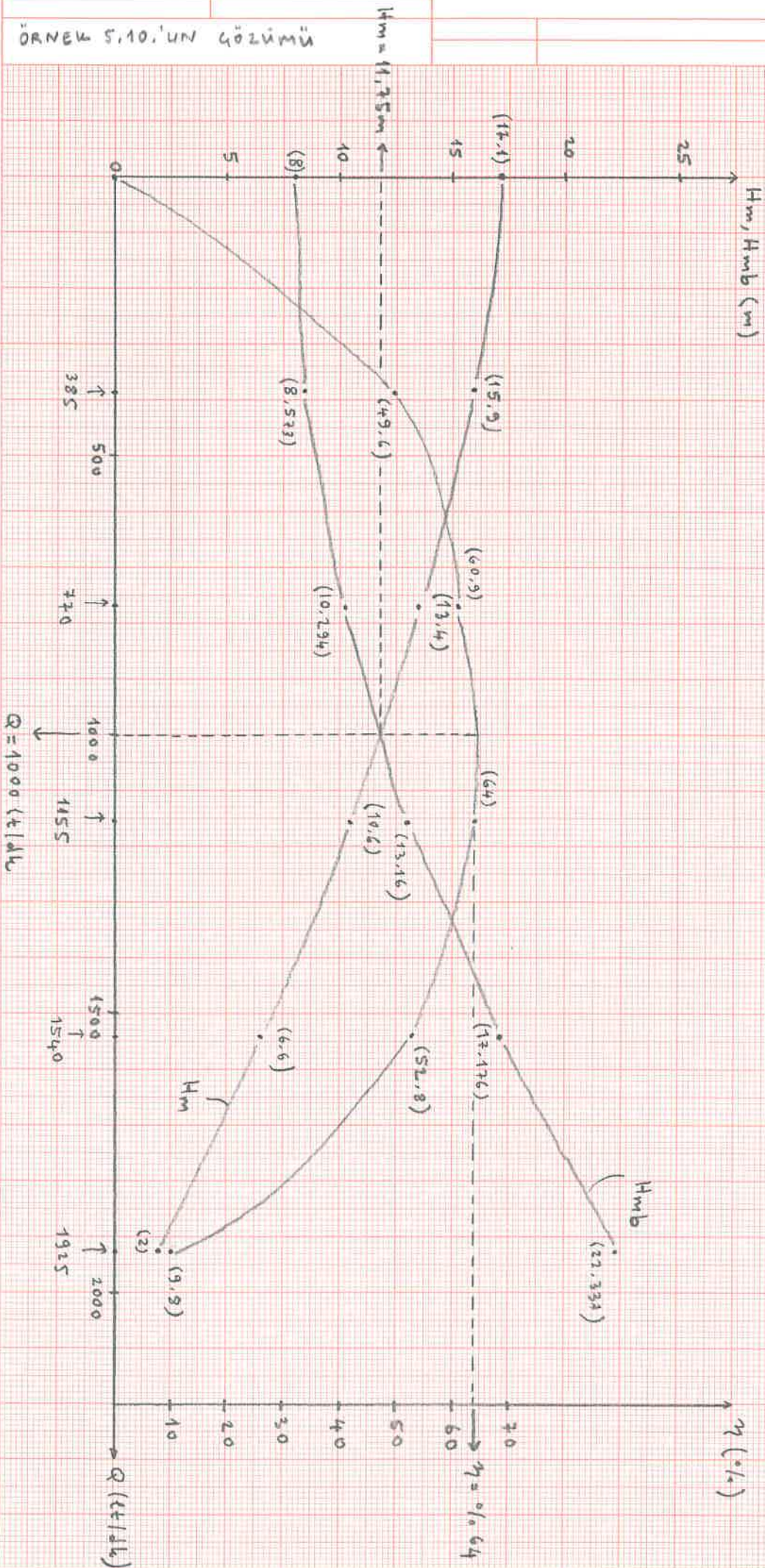
$$P = \frac{\dot{m} \cdot Y}{\eta} = \frac{\rho Q g H_m}{\eta} = \frac{1000 \cdot (1000 \times 10^3 / 60) \times 9.81 \times 11.75}{0.64}$$

$$P = 3.001 \text{ kW}$$

$$P = 1.359 \cdot 3.001$$

$$P = 4.079 \text{ BG}$$

ÖRNEK 5.10.'UN ÇÖZÜMÜ



ÖRNEK 5.11. Aşağıda karakteristik değerleri verilen bir pompa ile bir depoya su basılacaktır. Seçilen referansa göre deponun kot farkı 20 m, boru boyu 30 m, boru çapı 250 mm ve boru kayıp katsayısı 0.02'dir. Tesisatta 3 adet dirsek ($k_d = 0.8$) ve 2 adet vana ($k_v = 1.25$) bulunmaktadır. Hazne giriş ve çıkış katsayıları ise sırasıyla 0.5 ve 1 olarak verilmektedir. Pompa verimini 0.7 olarak pompanın çekeceği güçü bulunuz.

Q (lt/s)	0	200	300	400	500	600	700	800
H_m (m)	30	28.5	27.5	26.5	25	23.5	22	20

Tesisat için boru karakteristiği eğrisi;

$$H_{mb} = \Delta z + \sum h_{k(1-2)} = \Delta z + \left[\lambda \frac{L}{D} \frac{C^2}{2g} + (k_{hg} + 3k_d + 2k_v + k_{hc}) \cdot \frac{C^2}{2g} \right]$$

$$H_{mb} = 20 + (186.141 \times Q^2) \times 10^{-6}$$

İlgili debi değerleri bu karakteristik denkleme taşınarak;

$$Q = 100 \text{ lt/s}$$

H_{mb} (m)	20	21.86	27.44	36.75	49.78	66.53	87.01	111.21	139.13
--------------	----	-------	-------	-------	-------	-------	-------	--------	--------

Çalışma noktasına ait veriler,

$$Q = 215 \text{ lt/s}$$

$$H_m = 28.3 \text{ m}$$

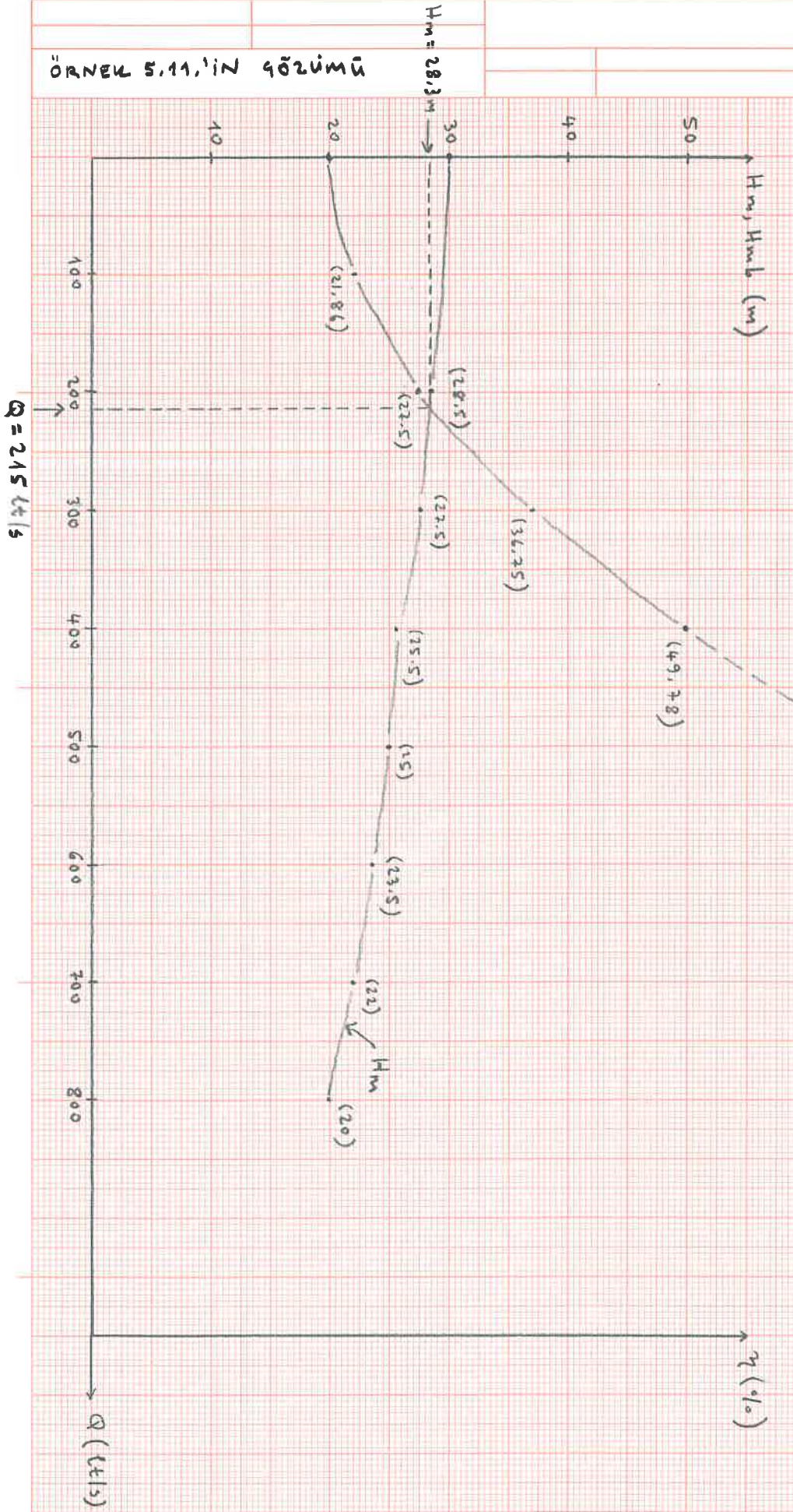
olarak bulunur,

Pompayı çalıştırmak için gerekli güç;

$$P = \frac{\rho \cdot Q \cdot g \cdot H_m}{\eta} = \frac{1000 \times 215 \times 10^{-3} \times 9.81 \times 28.3}{0.7} = 85.27 \text{ kW}$$

$$P = 85.27 \times 1.359 = 116 \text{ BG}$$

ÖRNEK 5.11,İN ÇÖZÜMÜ

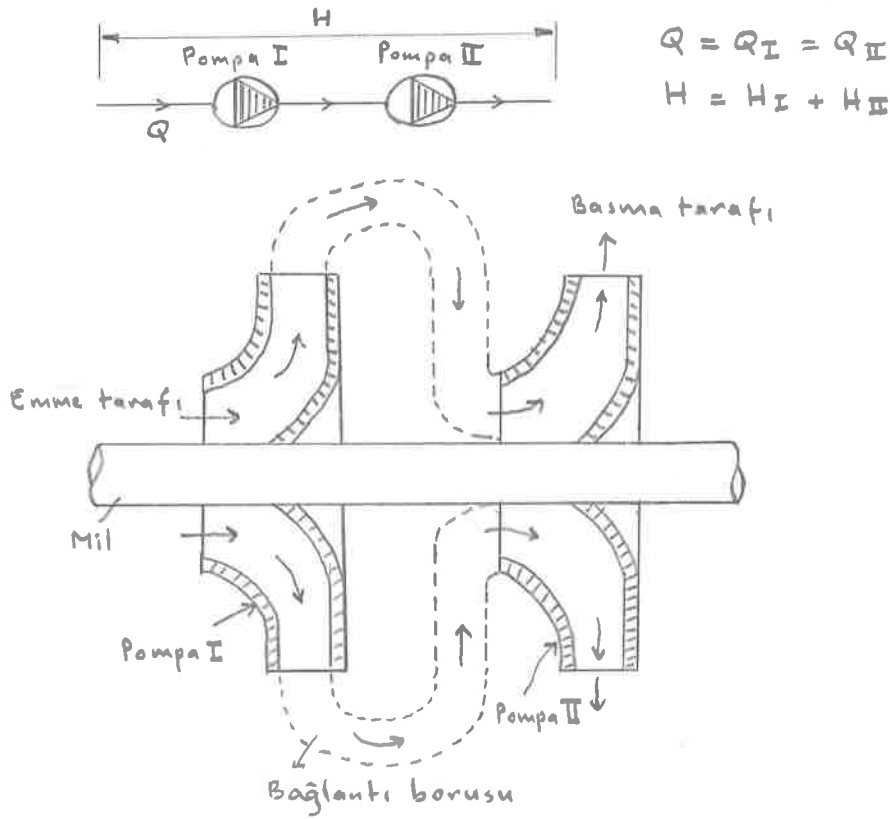


5.2.1.3.6. Pompaların Paralel ve Seri Bağlanmaları

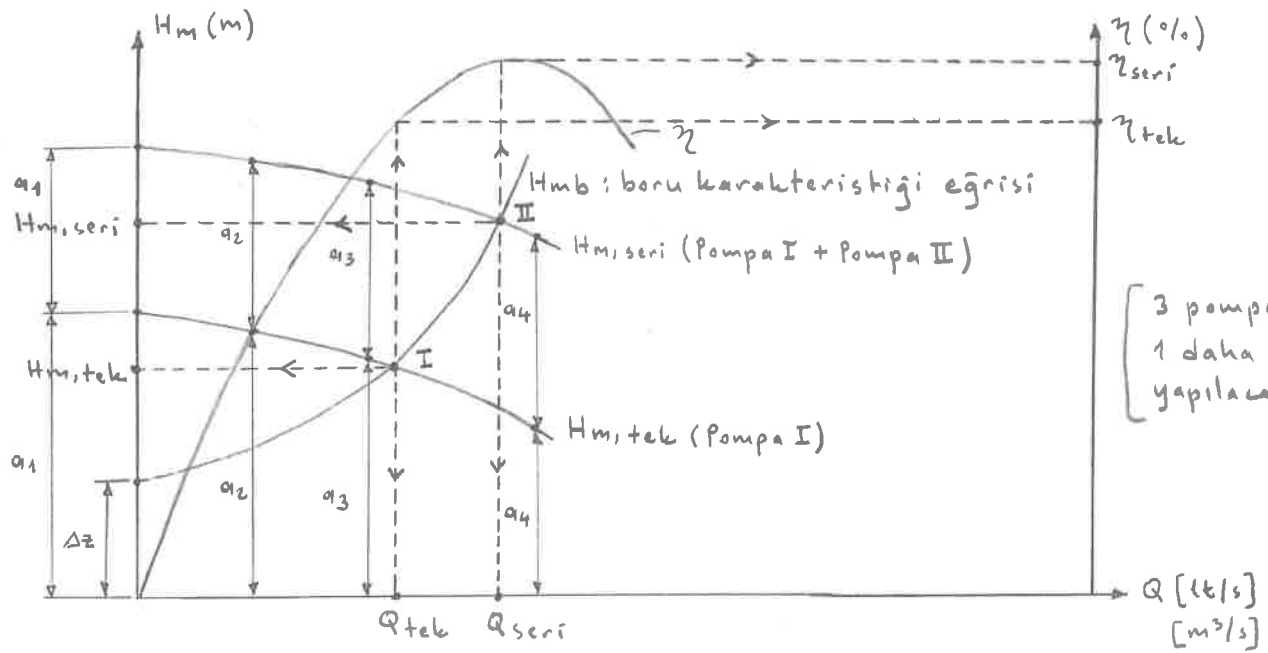
Pompaların kullanılacağı yere göre daha fazla debi veya manometrik yükseklik ihtiyacı söz konusu olduğunda en pratik yol pompaların paralel veya seri bağlanmalarıdır. Paralel bağlanmaya örnek olarak çift girişli pompa, seri bağlanmaya örnek olarak ise kademeli pompalar verilebilir, seri bağlantılar uygulamada genellikle tercih edilmezler,

Seri Bağlama

Seri bağlamaya ait debi ve manometrik yükseklik değerleri aşağıdaki gibi sematik gösterilmektedir,



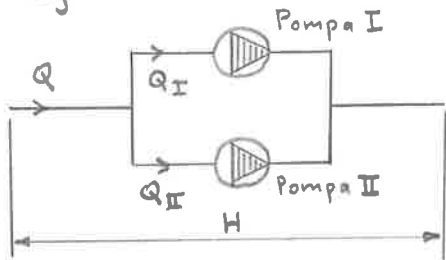
Özdeş olan iki pompanın seri bağlanması durumunda manometrik yükseklik-debi değişimi aşağıdaki gibidir.



Burada II noktası seri bağlantı düzenine ait çalışma noktasını temsil etmektedir. İlgili noktadan debi eksenine çizilen düşey çizgi yardımıyla ilgili noktaya ait çalışma debisi ve verim değeri belirlenir. Benzer şekilde çalışma noktasından basma noktasına çizilen yatay doğru yardımıyla ilgili noktaya ait manometrik yükseklik belirlenir.

Seri bağlantı düzeninde eğri ötelemesinin düşey eksen üzerinde yapıldığı not edilmelidir. Ayrıca debi ve manometrik yükseklik için tekil bağlantı düzenine kıyasla sırayla sabit ve iki katına çıkmadığı grafikte açıkça görülmektedir.

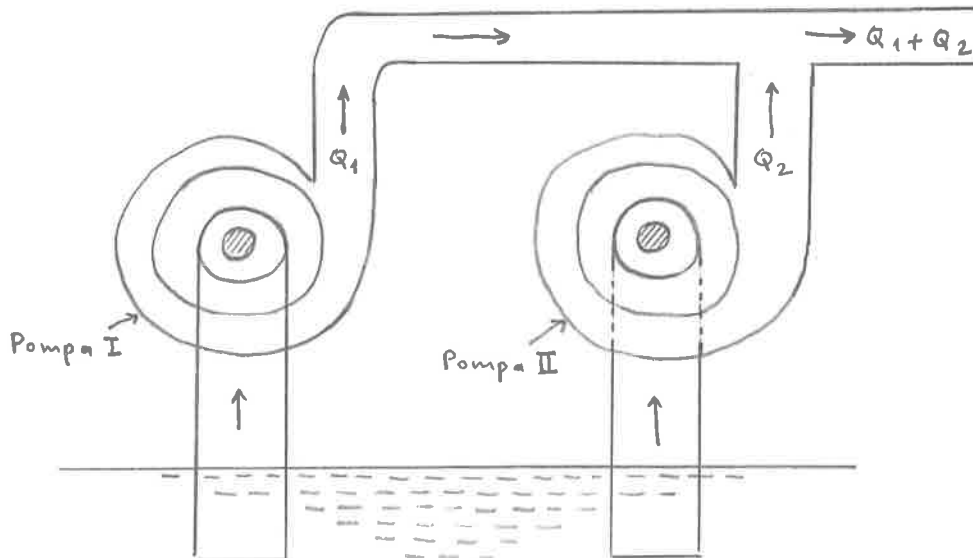
Paralel Bağlama



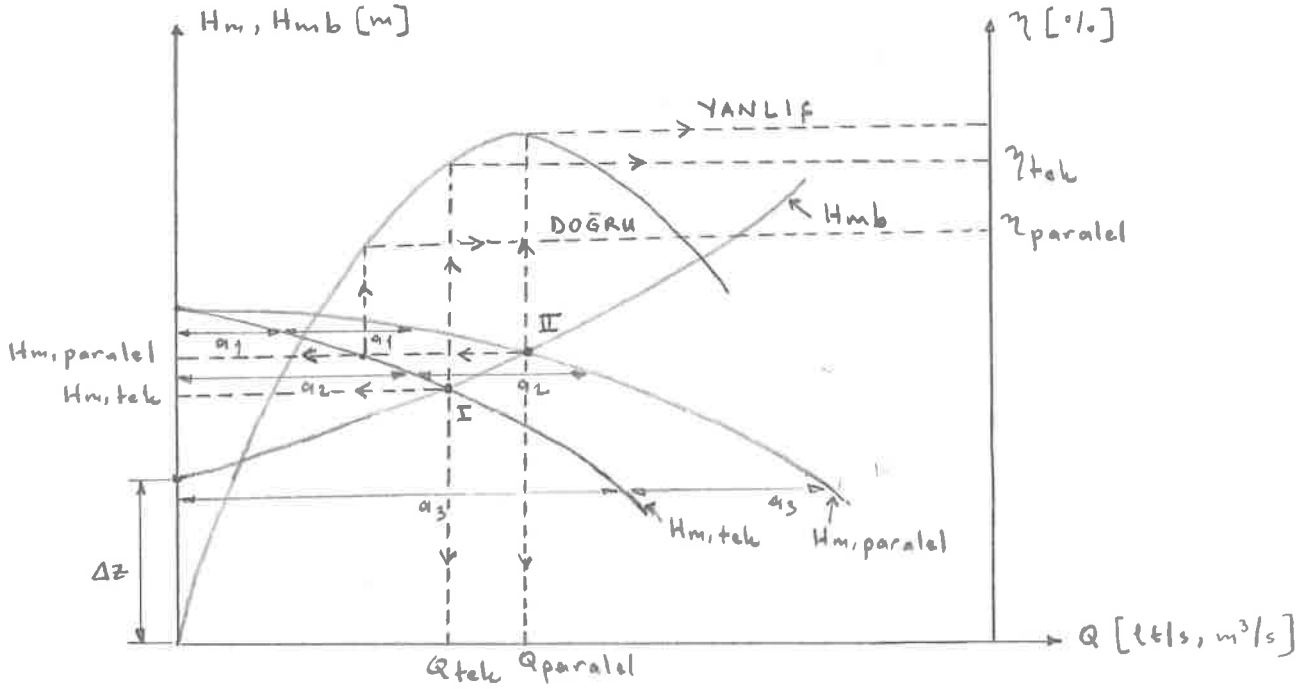
$$Q = Q_1 + Q_2$$

$$H = H_1 = H_2$$

Paralel bağlantı düzenine ait şematik gösterim



Özdeş iki pompa kullanılması durumunda paralel bağlantı düzenine ait manometrik yüksek-debi değişimi aşağıda verilmektedir.



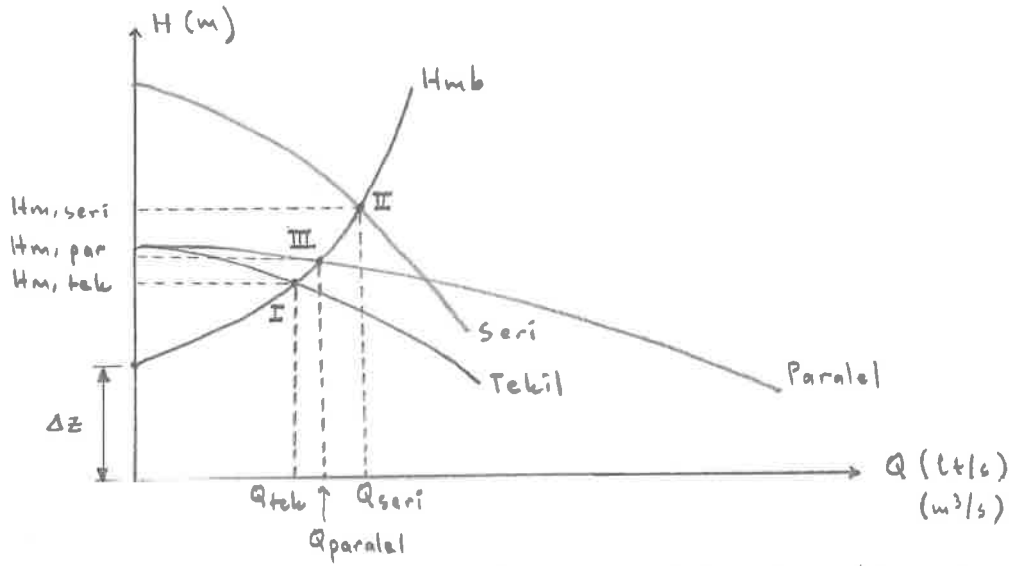
Burada II noktası paralel bağlantı düzenine ait çalışma noktasını temsil etmektedir. Çalışma noktasına ait debi değeri çalışma noktasından debi eksenine çizilen dikey çizgi yardımıyla belirlenirken, basma yüksekliği ise manometrik yükseklik eksenine çizilen yatay doğru yardımıyla belirlenir.

Burada paralel bağlantı düzeninin verim noktasının tespitinde II noktasından tekil bağlantı düzenine ait kısım eğrisine yatay düzlemde gidilip kesişim noktasından dikey ekseninde verim eğrisine çizilen doğru yardımıyla verim değeri tespit edilir.

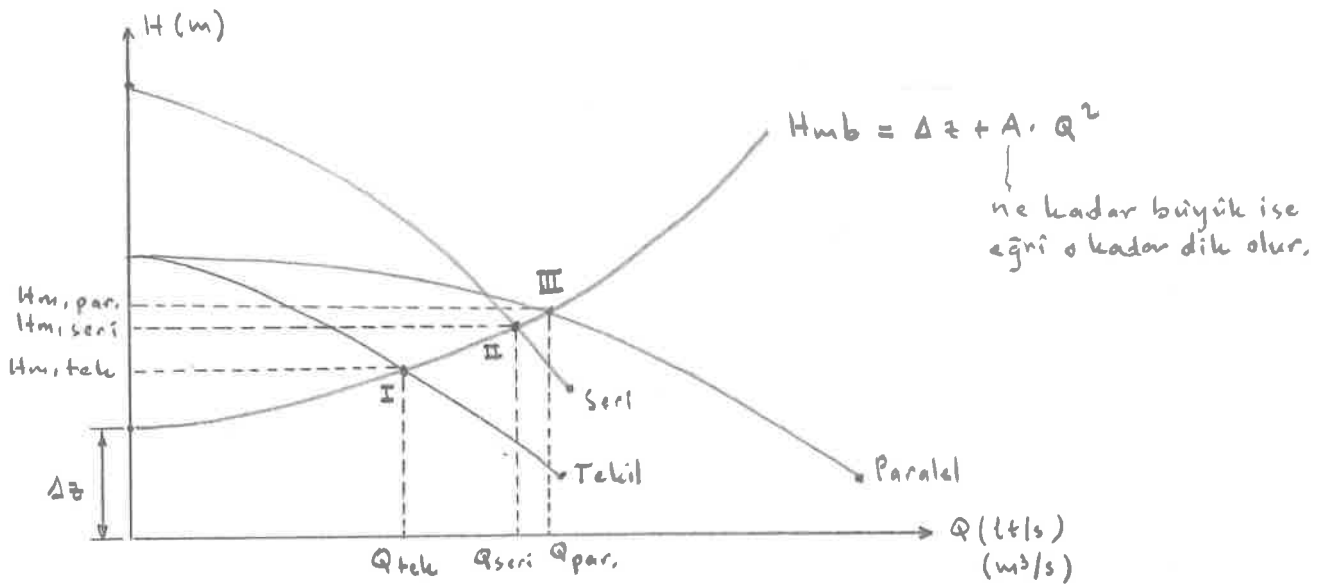
Seri bağlantı düzenine benzer olarak paralel bağlantı düzeninde de sırasıyla debinin iki katına çıkmadığı ve manometrik yüksekliğin sabit olmadığı grafikte açıkça görülmektedir.

Pompaların paralel olarak çalıştırılması debinin artırılması gereken durumlarda seri olarak çalıştırılması ise basma yüksekliğinin artırılması gereken durumlarda önerilmektedir. Fakat yukarıdaki grafiklerde açıkça görüldüğü gibi çalışma noktasına ait bu değerlerin tespitinde boru karakteristiği eğrisinin belirleyici olduğu net edilmelidir.

Kısacası boru karakteristiği eğrisinin davranışı pompa seçiminde büyük rolü oynamaktadır. Aşağıda dikey ve yatay forma sahip boru karakteristiği eğrisinin sistemin çalışma noktası üzerindeki etkisi verilmektedir.



Dik forma sahip boru karakteristiği eğrisi (kayıplar fazla) $A \nearrow$



Yatay forma sahip boru karakteristiği eğrisi (kayıplar az) $A \searrow$

Yukarıdaki şekillenden görüldüğü üzere dik forma sahip boru karakteristiği eğrisi olan sistemin debisini artırmamanın en iyi yolu seri çalıştırmak; yatay forma sahip boru karakteristiği eğrisi olan sistemlerde debiyi artırmamanın en iyi yolu pompaları paralel çalıştırmaktır.

Santrifüj pompaların paralel olarak çalıştırılması genelde tercih edilen bir yöntem olmasına karşın, pompaların seri çalıştırılmasında kademeli santrifüj pompalar tercih edilir.

ÖRNEK 5.12. Bir santrifüj pompanın sabit devirde yapılan deneylerinden aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir. Başıl yoğunluğu 0.92 olan zeytinyağının statik düşüğü 9 m olan bir istasyona iletilmesi istenmektedir. Borulama sisteminin toplam direncine karşılık gelen düşü $1.6 \times 10^{-6} Q^2$ olarak verilmektedir. Buna göre tek pompa, ördet iki paralel pompa, ördet iki seri pompa kullanılması durumunda çalışma noktasına ait karakteristikleri, gerekli gücü belirleyiniz. Q (lt/dk) olarak dikkate alınacaktır.

Q (lt/dk)	0	250	500	750	1000	1250	1500
H_m (mYağ)	15	14.2	13.2	11.8	9.9	7.4	4.8
η (%)	0	55	69	59	46	35	22

Boru karakteristiği eğrisi H_{mb} ;

$$H_m = \Delta z + \sum h_k(1-2)$$

$$H_m = 9 + 1.6 \times 10^{-6} \cdot \underset{\substack{\uparrow \\ (lt/dk)}}{Q^2} \text{ mYağ}$$

olarak belirlenir. Sistemin veya pompanın çalışma verileri bu denkleme taşınırsa boru karakteristiğine ait veriler;

H_{mb} (mYağ)	9	9.1	9.4	9.9	10.6	11.5	12.6
-----------------	---	-----	-----	-----	------	------	------

elde edilir.

	Q [lt/dk]	H_m [m]	η [%]	$P = (\dot{m} \cdot Y) / \eta = (\rho \cdot Q \cdot g \cdot H_m) / \eta$ [kW]
Tek pompa	940	10.4	50.43	$[920 \times (940 \times 10^3 / 60) \times 9.81 \times 10.4] / 0.5043 = 2.916$
Seri pompa	1380	12.0	28.14	$[920 \times (1380 \times 10^3 / 60) \times 9.81 \times 12.0] / 0.2814 = 8.852$
Paralel pompa	1390	12.1	64.35	$[920 \times (1390 \times 10^3 / 60) \times 9.81 \times 12.1] / 0.6435 = 3.931$

Günde 5 saat çalıştığı varsayılırsa yıllık pompalanan miktar, $V = 365 \times 5 \times Q$ (lt/sk) $\times 10^3 \times 6$

$$V_{tek} = 365 \times 5 \times 940 \times 10^3 \times 60 = 102930 \text{ m}^3$$

$$V_{seri} = 365 \times 5 \times 1380 \times 10^3 \times 60 = 151110 \text{ m}^3$$

$$V_{paralel} = 365 \times 5 \times 1390 \times 10^3 \times 60 = 152205 \text{ m}^3$$

1 m³ yağın basılması için harcanan miktar (1 kWh = 0.4117 TL)

$$\rightarrow \text{Tek} : 365 \times 5 \times 2.916 \times 0.4117 = 2190.94 \text{ TL}$$

$$\rightarrow \text{Seri} : 365 \times 5 \times 8.852 \times 0.4117 = 6650.97 \text{ TL}$$

$$\rightarrow \text{Paralel} : 365 \times 5 \times 3.931 \times 0.4117 = 2953.56 \text{ TL}$$

$$\frac{\text{Tek}}{2190.94} = 0.021 \text{ TL/m}^3$$

$$\frac{\text{Seri}}{6650.97} = 0.044 \text{ TL/m}^3$$

$$\frac{\text{Paralel}}{2953.56} = 0.019 \text{ TL/m}^3$$

$$H_{m, par} = 12.4 \text{ m}$$
