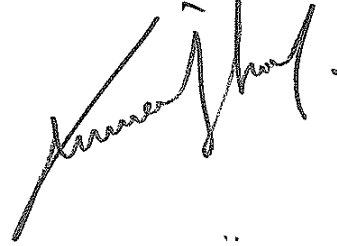


Santri fuj Karisim (Famur veya Pulp)

POMPA Tasarimi [L32].

-I-

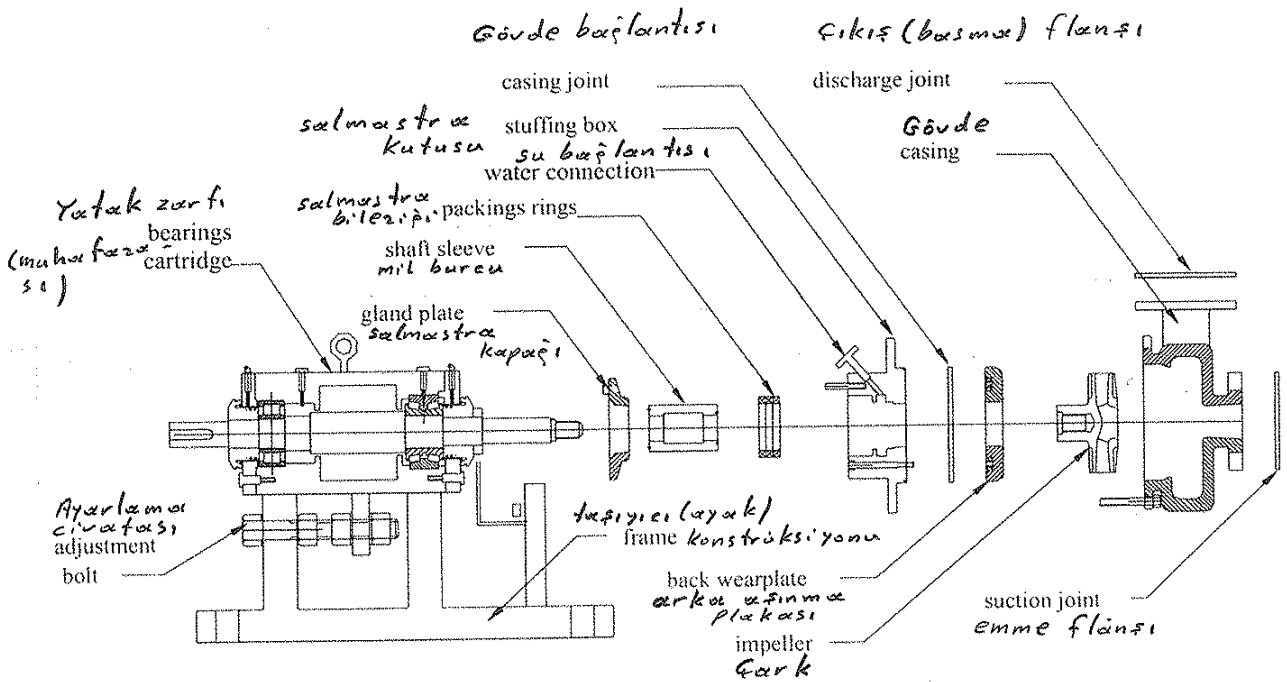


Tuncer ÖZKAN
Mak. Y. Müh.

Santrifüj karışım (çamur veya pülp)

pompası tasarımı. [L32] :

Astarsız, sert-metal pompa elemanları Şekil 1 de
Lüstik astarlı çamur pompası elemanları ise Şekil 2
de verilmiştir.

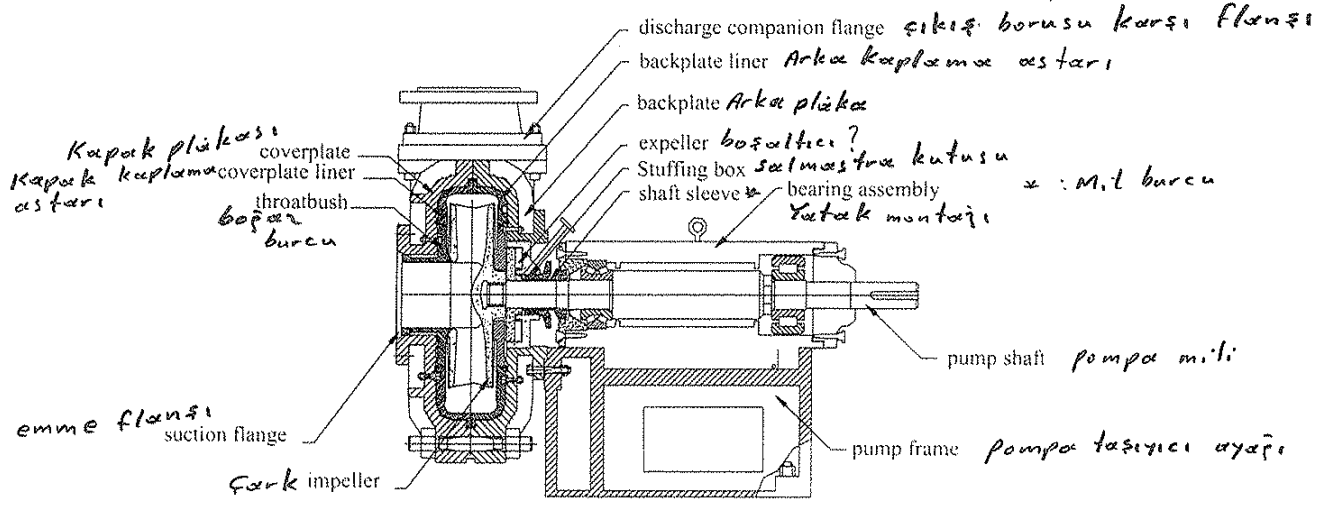


Şekil 1- Astarsız, sert-metal pompa elemanları [L32].

Bir santrifüj pompanın hesabı ve projesinin hazırlanması için genellikle üç karakteristik büyüklüğün bilinmesi yeterlidir :

- 1- H_m ; manometrik basma yüksekliği [mss] ,
- 2- Q ; debi [m^3/s] ,
- 3- n ; devir sayısı [d/d]

Ayrıca, pompanın çalışma özelliğine veya konstrüksiyonun şekline bağlı ek koşullarda ileri sürülebilir. Örneğin;

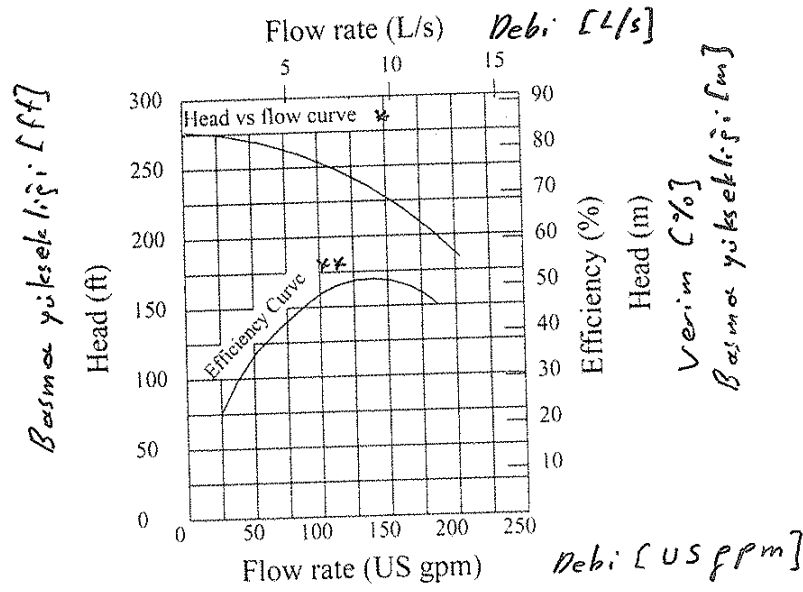


Şekil 2. Lastik astarlı çamur pompası elemanları [L32]

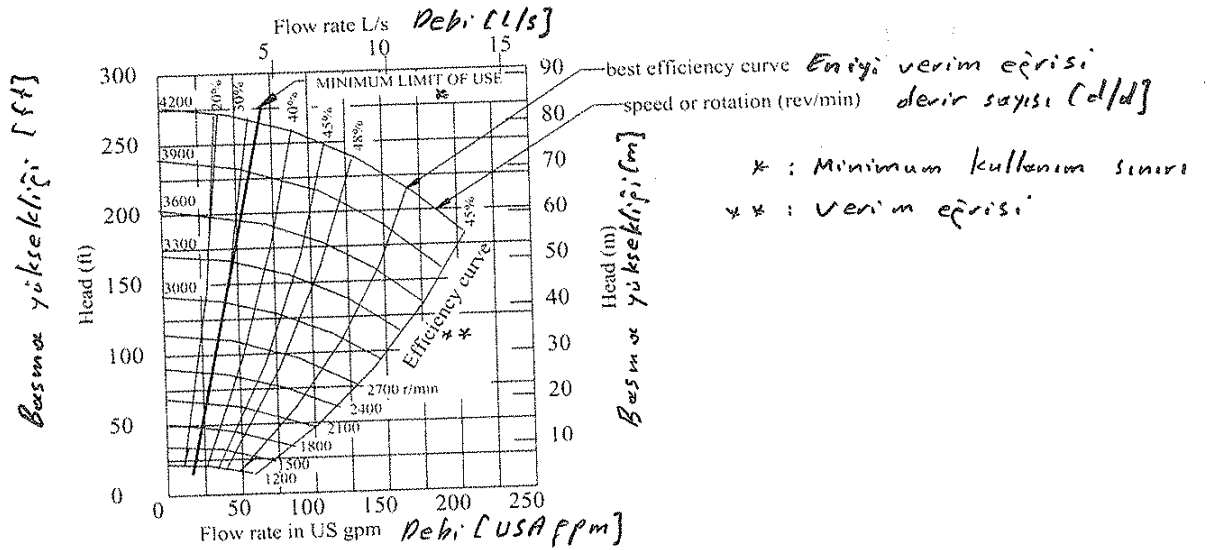
maksimum emme derinliği (statik, dinamik derinlikler veya emmedeki net pozitif yük EMPP veya NPSH), basılacak sıvının fiziksel veya kimyasal özellikleri, sızdırmazlık koşulu, mekanik salmastralı oluşu, pompa elemanlarının malzeme veya konstrüktif özellikleri gibi.

Santrifüj pompa karakteristiklerinden bilindiği gibi, sabit devir sayısı için pompanın sağlayacağı, $H_m = f(Q)$ eğrisi üzerinde kalmak koşuluyla, büyük debi ve manometrik yükseklik değeri vardır. Proje için söz öne alınacak olan karakteristik büyüklükler, pompanın en iyi verimde çalışma koşullarına uymalı ve hesaplar bu önemli noktadan hareketle yürütülmelidir [L29].

Pompa performans (Basma yüksekliği - debi, verim - debi) eğrileri veya pompa işletme karakteristikleri Şekil 3 ve 4 te gösterilmiştir.

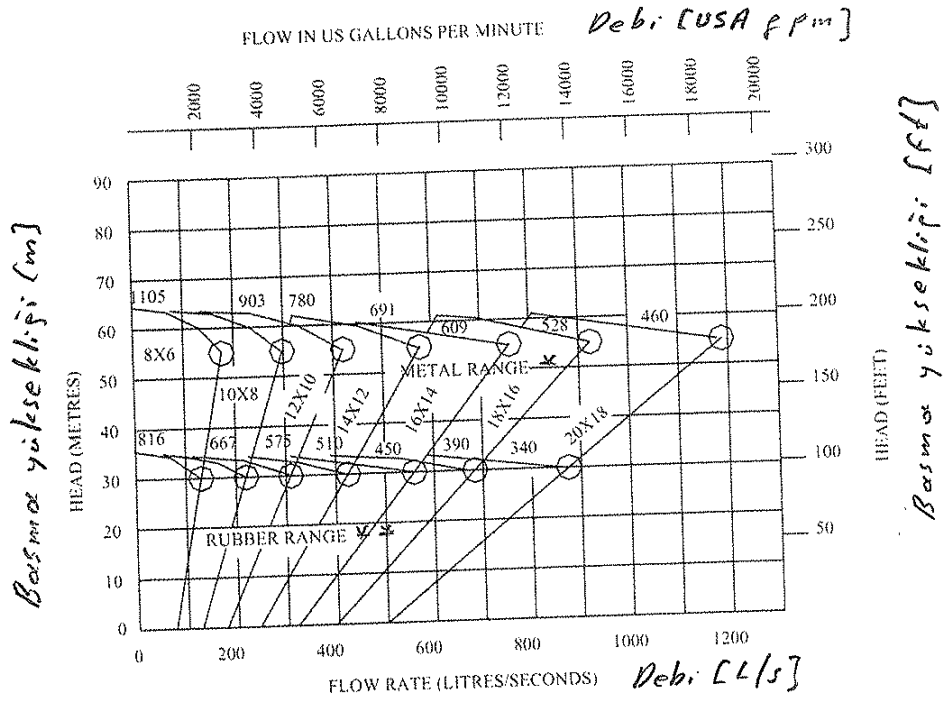


Şekil 3 - Pompa performans eğrileri, sabit devirde [L32].
* Basma yüksekliği - debi eğrisi
** Verim eğrisi



Şekil 4 - Fesitli devir sayılarında pompa karakteristik (performans) eğrileri [L32].
(Basma yüksekliği - debi ve verim - debi).

Çamur pompaları genellikle tek kademeli olup, -4-
 Lüstik kaplamalı (astarlı) alanlarda, fark hızı 28 m/s ve
 max. basma yüksekliği de 30 m dir. Beyaz dikme demir
 malzemeli (Ni-hard çibi) alanlarda ise, fark hızı
 38 m/s ve basma yüksekliği de 55 m ye kadar çıkabil-
 mektedir (Şekil 5).



Şekil 5 - Lüstik kaplamalı (astarlı) ve metal
 malzemeli (madeni) çamur pompalarında,
 pompa büyüklüklerine göre debi ve basma
 yüksekliği sınırı [L 32].
 * : Metal malzemede sınır.
 ** : Lüstik kaplamada (astarlı) sınır.

Vorteks akış veya çerri hareketi :

Vorteks akış veya çerri hareketi aşağıdaki
 denklemle elde edilir.

$$\omega = C \cdot R_{20}^m \quad (1)$$

Burada,

ω - Açısal hız (Akışkanın dönme yönünde)

C - Sabit

R_{v0} - Vorteksin yerel yarıçapı

m - Üs (üst sayısı)

Stepanoff (1943) 'e göre; serbest vorteks hareketi için ω ile R_{v0}^2 , zorlanmış vorteks hareketi için ise ω ile R_{v0} ters orantılıdır (Tablo 1) Yine Stepanoff'a göre, vorteks hareketinde basıncın yerel dağılımı,

$$\left(\frac{P}{\rho} \right) = \frac{C^2 R_{v0}^{2(m+1)}}{2(m+1) \cdot f} + z \quad (2)$$

denklemleri ile verilmiştir.

P - Basınç

ρ - Yoğunluk

C - Sabit

m - üs

f - Yarıçapı ivmesi

z - Sıvı yüksekliği (Esas alınan-referans-seviye üzerindeki)

Sürtünme kayıpları göz ardı edilirse, zorlanmış vorteks hareketi için açısal hız ω sabittir. Sıvı bünyesi içerisindeki basınç dağılımı da, dönme eksenine göre belirlenen yarıçapın fonksiyonu olarak paraboliktir (Şekil 6)

| Afisol hız dağılımı | Gevre hızı dağılımı | Basınç dağılımı | Vorteks tipi | Afisolamalar |
|---|--|---|---|--|
| Durum: $\omega = C_1 \cdot R_{\infty 0}^m$ | $V \cdot R_{\infty 0}^n = C$ | $dp = \int (5\omega^2/g) r dr$ | $\omega = 0$, hareketsiz | ω vorteksin merkezine doğru daha yüksektir. |
| 1 $\omega = C_1 \cdot R_{\infty 0}^{-\infty}$ | $V \cdot R_{\infty 0}^{\infty} = C_1$ | $P/\rho = C_1^2 + z_1$ | $z_1 + (P/\rho) + (v^2/(2 \cdot f)) = \text{Sabit}$, serbest vorteks | $\omega = \text{sabit}$ |
| 2 $\omega = C_2 \cdot R_{\infty 0}^{-5/2}$ | $V \cdot R_{\infty 0}^{3/2} = C_2$ | $P/\rho = -C_2^2 / (3 \cdot f \cdot R_{\infty 0}^3) + z_2$ | $v^2 / R_{\infty 0} = \text{sabit}$ | ω vorteksin merkezine doğru daha yüksektir. |
| 3 $\omega = C_3 \cdot R_{\infty 0}^{-2}$ | $V \cdot R_{\infty 0} = C_3$ | $P/\rho = -C_3^2 / (2 \cdot f \cdot R_{\infty 0}) + z_3$ | $v = \text{sabit}$ | $\omega = \text{sabit}$ |
| 4 $\omega = C_4 \cdot R_{\infty 0}^{-3/2}$ | $V \cdot R_{\infty 0}^{1/2} = C_4$ | $P/\rho = -C_4^2 / (f \cdot r) + z_4$ | $v^2 / R_{\infty 0} = \text{sabit}$ | ω vorteksin merkezine doğru daha yüksektir. |
| 5 $\omega = C_5 \cdot R_{\infty 0}^{-1}$ | $V \cdot R_{\infty 0} = C_5$ | $P/\rho = [C_5^2 / f] \cdot \log R_{\infty 0} + z_5$ | $v^2 / R_{\infty 0} = \text{sabit}$ | $\omega = \text{sabit}$ |
| 6 $\omega = C_6 \cdot R_{\infty 0}^{-1/2}$ | $V \cdot R_{\infty 0}^{-1/2} = C_6$ | $P/\rho = C_6^2 \cdot R_{\infty 0}^{-2} + z_6$ | $v^2 / R_{\infty 0} = \text{sabit}$ | $\omega = \text{sabit}$ |
| 7 $\omega = C_7 \cdot R_{\infty 0}^0$ | $V \cdot R_{\infty 0}^{-1} = C_7$ | $P/\rho = C_7^2 \cdot R_{\infty 0}^2 / (2 \cdot f) + z_7$ | $\omega = \text{sabit}$, zorlanmış vorteks | ω vorteksin merkezine doğru daha yüksektir. |
| 8 $\omega = C_8 \cdot R_{\infty 0}^{1/2}$ | $V \cdot R_{\infty 0}^{-3/2} = C_8$ | $P/\rho = C_8^2 \cdot R_{\infty 0}^3 / (3 \cdot f) + z_8$ | Yüksek zorlamalı vorteks | ω vorteksin merkezine doğru daha yüksektir. |
| 9 $\omega = C_9 \cdot R_{\infty 0}$ | $V \cdot R_{\infty 0}^{-2} = C_9$ | $P/\rho = C_9^2 \cdot R_{\infty 0}^4 / (4 \cdot f) + z_9$ | Yüksek zorlamalı vorteks | ω vorteksin merkezine doğru daha yüksektir. |
| 10 $\omega = C_{10} \cdot R_{\infty 0}^m$ | $V \cdot R_{\infty 0}^{-(m+1)} = C_{10}$ | $P/\rho = [C_{10}^2 \cdot R_{\infty 0}^{2(m+1)}] / [2(m+1) \cdot f] + z_{10}$ | Yüksek zorlamalı vorteksin penel fekl. | ω vorteksin merkezine doğru daha yüksektir. |

Tablo 1- Vorteks akış örnekleri [L32]

Tablo 1 'a' inceliyelim (R_{∞} yerine r kullanılmıştır);

Basınç dağılımı,

$$dP = \int (\rho \omega^2 / \rho) r dr$$

ve

$$\omega = C r^m$$

olduğuna göre,

$$\frac{dP}{\rho} = \int \frac{(C \cdot r^m)^2}{\rho} \cdot r dr = \int \frac{C^2 r^{2m}}{\rho} \cdot r dr = \int \frac{C^2 \cdot r^{2m+1}}{\rho} dr$$

$$\| \frac{P}{\rho} = \frac{C^2 r^{2m+2}}{(2m+2) \cdot \rho} + z = \frac{C^2 \cdot r^{2(m+1)}}{2(m+1) \cdot \rho} + z$$

Eşitlik 2 elde edilir ve Logaritmik olmayan P/ρ değerleri kolayca bu denklemden bulunabilir.

1- $m = -\infty$ için;

$$\| \frac{P}{\rho} = C_1^2 + z_1$$

2- $m = -5/2$ için; $2(-5/2+1)$

$$\frac{P}{\rho} = \frac{C_2^2 r^{-3}}{2(-5/2+1) \cdot \rho} + z_2 = \frac{C_2^2 r^{-3}}{-3 \cdot \rho} + z_2$$

$$\| \frac{P}{\rho} = -C_2^2 / (3 \cdot \rho \cdot r^3) + z_2$$

3- $m = -2$ için; $2(-2+1)$

$$\frac{P}{\rho} = \frac{C_3^2 r^{-2}}{2(-2+1) \cdot \rho} + z_3 = \frac{C_3^2 \cdot r^{-2}}{-2 \cdot \rho} + z_3$$

$$\| \frac{P}{\rho} = -C_3^2 / (2 \cdot \rho \cdot r^2) + z_3$$

4- $m = -3/2$ için;

$$\frac{P}{\rho} = \frac{C_4^2 r^{2(-\frac{3}{2}+1)}}{2(-\frac{3}{2}+1) \cdot f} + z_4 = \frac{C_4^2 r^{-1}}{-f} + z_4$$

$$\underline{\underline{\frac{P}{\rho} = -C_4^2 / (f \cdot r) + z_4}}$$

5- $m = -1$ için;

Eşitlik 2 de payda sıfır olmakta dolayısıyla bu eşitlik yerine tablo 1 deki basınç dağılımı denklemini kullanmalıyız.

$$dP = \int (\rho \omega^2 / \rho) r dr$$

$$\omega = C_5 \cdot r^{-1}$$

$$\frac{P}{\rho} = \int \frac{C_5^2 r^{-2}}{f} \cdot r dr = \int \frac{C_5^2}{f} \cdot \frac{1}{r} dr$$

$$\underline{\underline{\frac{P}{\rho} = (C_5^2 / f) \ln r + z_5}}$$

6- $m = -\frac{1}{2}$ için;

$$\frac{P}{\rho} = \frac{C_6^2 r^{2(-\frac{1}{2}+1)}}{2(-\frac{1}{2}+1) \cdot f} + z_6 = \frac{C_6^2 \cdot r}{f} + z_6$$

$$\underline{\underline{\frac{P}{\rho} = C_6^2 \cdot r / f + z_6}}$$

7- $m = 0$ için;

$$\frac{P}{\rho} = \frac{C_7^2 \cdot r^2}{2 \cdot f} + z_7$$

$$\| \frac{P}{\rho} = C_7^2 \cdot r^2 / (2 \cdot f) + z_7$$

$$8. \quad m = \frac{1}{2} \quad \text{ifin,}$$

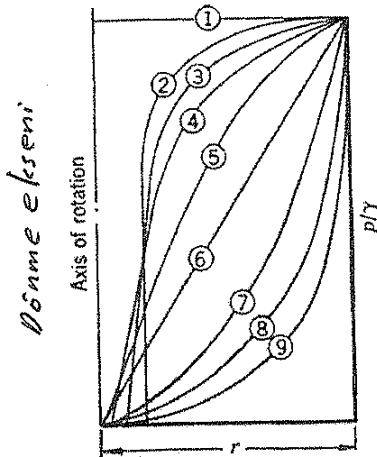
$$\frac{P}{\rho} = \frac{C_8^2 \cdot r^{2(\frac{1}{2}+1)}}{2(\frac{1}{2}+1) \cdot f} + z_8 = \frac{C_8^2 \cdot r^3}{3 \cdot f} + z_8$$

$$\| \frac{P}{\rho} = C_8^2 \cdot r^3 / (3 \cdot f) + z_8$$

$$9. \quad m = 1 \quad \text{ifin,}$$

$$\frac{P}{\rho} = \frac{C_9^2 \cdot r^{2(1+1)}}{2(1+1) \cdot f} + z_9 = \frac{C_9^2 \cdot r^4}{4 \cdot f} + z_9$$

$$\| \frac{P}{\rho} = C_9^2 \cdot r^4 / (4 \cdot f) + z_9$$



Şekil 6 - Akışın olup olmaması hali için pompa farkında, fark yarıçapına bağlı olarak basınç dağılımı [L32].

Ayrıca basınç dağılımı ile ilgili [L42] den alınan bilgiler için Sayfa : 10... 13 'e bakınız .

558

[L42]

rak, sıvı bünyesinde konuma bağlı basınç, $p = p(x,y,z)$ fonksiyonunu belirleyebiliriz.

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\rho \cdot a_x \Rightarrow p = -\rho \cdot x \cdot a_x + C(y,z) \Rightarrow \frac{\partial p}{\partial y} = \frac{\partial C}{\partial y} = -\rho \cdot a_y \Rightarrow C(y,z) = -y \cdot \rho \cdot a_y + C_0(z) \Rightarrow$$

$$p = -\rho \cdot x \cdot a_x - y \cdot \rho \cdot a_y + C_0(z) \Rightarrow \frac{\partial p}{\partial z} = \frac{dC_0(z)}{dz} = -\rho \cdot (a_z + g) \Rightarrow C_0 = -\rho \cdot (a_z + g) \cdot z + \text{Sabit} \Rightarrow$$

$p = -\rho \cdot x \cdot a_x - y \cdot \rho \cdot a_y - \rho \cdot (a_z + g) \cdot z + \text{Sabit}$ halinde fonksiyon belirlenir.

Oz ekseninin sıvı serbest yüzeyini kestiği nokta $M_0(0,0,H_0)$ olup, haznedeki sıvı serbest yüzeyi serbest atmosferle temas halinde olsun. Bu koşullarda entegral sabitini bulabiliriz.

$$p_{at} = -\rho \cdot H_0 \cdot (a_z + g) + \text{Sabit} \Rightarrow p = p_{at} - \frac{\gamma}{g} \cdot (x \cdot a_x + y \cdot a_y + z \cdot a_z) + \gamma \cdot (H_0 - z) + \frac{\gamma \cdot H_0}{g} \cdot a_z$$

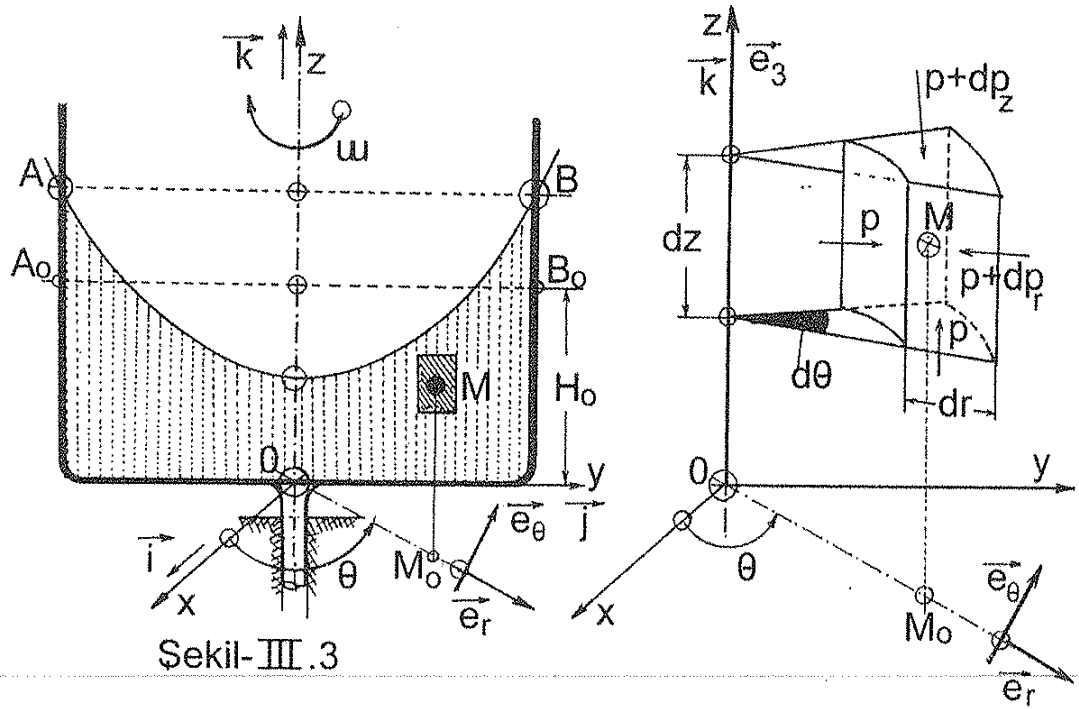
III-2. Sıvıların bir eksen etrafında sabit açısal hızla döndürülmesi. Cebri vortex hareketi.

İçerisinde viskoz olmayan sıvı bulunan bir hazne, düşey bir eksen etrafında sabit açısal hızla döndürülsün. Sıvı serbest yüzeyinin paraboloid şeklini aldığı, sıvının bu yüzey altında hazne ile bütünleşerek onunla tek bir cisim gibi dönme yaptığı görülür. Yani sıvı, bu hareket sırasında hazneye göre denge halinde kalır. Bu başlık altında, dönme sırasında sıvı bünyesi içerisinde basınç dağılımı ile sıvının serbest yüzey denklemini inceleyeceğiz. Bu maksatla yarı-kutupsal koordinatları kullanacağız. Şekil-III.3

Sabit referans sistemin Oz eksenini yer küre merkezinden geçmekte olsun ve haznenin dönme eksenini bu eksenle üst üste bulunsun. Sıvı bünyesi içerisinde $M(r, \theta, z)$ noktasında yer alan bir maddesel taneciğe etki eden basınç ve yerçekim kuvvetlerini yazalım:

\vec{dP} : bileşke basınç kuvveti. $\vec{dP} = dP_r \cdot \vec{e}_r + dP_\theta \cdot \vec{e}_\theta + dP_z \cdot \vec{k}$ bileşenleriyle ifade edilebilir.

$\vec{dF} = dm \cdot \vec{g}$: taneciğe etki eden yerçekim kuvveti olur.



Şekil-III.3

B:
katı c
→
U
→
a =
a_r =
G
bünye
mesal
Hazne
hız ω
taşıya
U_r =
ketinc
a_r =
saded
N
leveli
→
dP+c
→
e_r : c
→
e_θ : c
→
dP+c
∂p / ∂r · e_r

Bir taneciğin t anında $M(r, \theta, z)$ noktasından geçerken sahip olacağı hız ve ivme vektörleri, katı cisimler mekaniğinde maddesel nokta için elde edilen aşağıdaki denklemlerle verilir.

$$\vec{U} = \frac{dr}{dt} \cdot \vec{e}_r + r \cdot \frac{d\theta}{dt} \cdot \vec{e}_\theta + \frac{dz}{dt} \cdot \vec{k} : U_r = \frac{dr}{dt} : \text{radyal}, U_\theta = r \cdot \frac{d\theta}{dt} : \text{çevresel}, U_z = \frac{dz}{dt} : \text{eksenel hızlar.}$$

$$\vec{a} = (r'' - r \cdot \theta'^2) \cdot \vec{e}_r + \frac{1}{r} \cdot (r^2 \cdot \theta')' \cdot \vec{e}_\theta + z'' \cdot \vec{k} : \text{yarı kutupsal koordinant sisteminde ivme vektörü.}$$

$$a_r = r'' - r \cdot \theta'^2 : \text{radyal ivme} \quad a_\theta = \frac{1}{r} \cdot (r^2 \cdot \theta')' : \text{çevresel ivme} \quad a_z = z'' : \text{eksenel ivme denilir.}$$

Genel olarak Oxyz sabit referans sisteme göre, bir hazne ile beraber dönmekte olan sıvı bünyesinde, bir M damlasını göz önüne alalım. Hazne dönerken tanecik Oz eksenine daima r mesafede dairesel yörünge üzerinde kalır. Her damlacık dairesel yörüngeler üzerinde dolaşır. Haznenin Oz eksenini etrafında sabit açısal hız ile dönmesi istendiğinden, her damlacık için, açısal hız $\omega = \theta' = \text{sabit}$ ve $r = \text{sabit}$ $z = \text{sabit}$ olacak demektir. Bunları yukarıda verilen denklemlere taşıyarak, göz önüne alınan bir damlacık için hız ve ivme vektörlerini yazalım.

$$U_r = \frac{dr}{dt} = 0 \quad U_z = \frac{dz}{dt} = 0 \quad U_\theta = r \cdot \frac{d\theta}{dt} \Rightarrow \vec{U} = r \cdot \frac{d\theta}{dt} \cdot \vec{e}_\theta : \text{sabit açısal hızlı dairesel dönme hareketinde bir taneciğin hız vektörü, sadece çevresel hız vektöründen ibaret kalır.}$$

$$a_r = -r \cdot \theta'^2 \quad a_\theta = r \cdot \theta'' = 0 \quad a_z = z'' = 0 \Rightarrow \vec{a} = -r \cdot \theta'^2 \cdot \vec{e}_r : \text{verilen koşullarda ivme vektörü, sadece radyal ivme vektöründen ibaret kalır.}$$

Newton hareket yasasına uygun olarak bir damlacığın hareketini belirlenen koşullarda inceleyelim. Sıvı viskoz olmayıp taneciklere sadece basınç ve yerçekim kuvvetleri etki ederler.

$$\vec{dP} + d\vec{F} = dm \cdot \vec{a} \Rightarrow dP_r \cdot \vec{e}_r + dP_\theta \cdot \vec{e}_\theta + dP_z \cdot \vec{k} + dm \cdot \vec{g} = dm \cdot \vec{a} \quad p = p(r, \theta, z)$$

$$\vec{e}_r : dP_r = p \cdot dz \cdot r \cdot d\theta - (p + dp_r) \cdot dz \cdot r \cdot d\theta = -r \cdot dz \cdot d\theta \cdot dp_r \quad dp_r = \frac{\partial p}{\partial r} \cdot dr \Rightarrow$$

$$dP_r = -r \cdot dz \cdot d\theta \cdot dp_r = -r \cdot d\theta \cdot dz \cdot \frac{\partial p}{\partial r} \cdot dr = -dV \cdot \frac{\partial p}{\partial r} \quad \text{halinde sadeleşir.}$$

$$\vec{e}_\theta : dP_\theta = p \cdot dz \cdot dr - (p + dp_\theta) \cdot dz \cdot dr = -dz \cdot dr \cdot dp_\theta \quad dp_\theta = \frac{\partial p}{\partial \theta} \cdot r \cdot d\theta \Rightarrow dP_\theta = -dz \cdot dr \cdot \frac{\partial p}{\partial \theta} \cdot r \cdot d\theta \Rightarrow$$

$$dP_\theta = -dV \cdot \frac{\partial p}{\partial \theta} \quad \text{bulunur.}$$

$$\vec{e}_z : dP_z = p \cdot r \cdot dr \cdot d\theta - (p + dp_z) \cdot r \cdot dr \cdot d\theta = -dp_z \cdot r \cdot dr \cdot d\theta \quad dp_z = \frac{\partial p}{\partial z} \cdot dz \Rightarrow dP_z = -r \cdot dr \cdot d\theta \cdot dz \cdot \frac{\partial p}{\partial z}$$

$$dP_z = -dV \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \quad \text{olur. Bu elemanter basınç kuvvetlerini Newton hareket yasasına taşıyalım:}$$

$$\vec{dP} + d\vec{F} = -dV \left(\frac{\partial p}{\partial r} \cdot \vec{e}_r + \frac{\partial p}{\partial \theta} \cdot \vec{e}_\theta + \frac{\partial p}{\partial z} \cdot \vec{e}_z \right) - dm \cdot \vec{g} \cdot \vec{e}_3 = dm \cdot \vec{a} \quad dm = \rho \cdot dV \quad \vec{a} = -r \cdot \theta'^2 \cdot \vec{e}_r$$

$$\frac{\partial p}{\partial r} \cdot \vec{e}_r + \frac{\partial p}{\partial \theta} \cdot \vec{e}_\theta + \left(\frac{\partial p}{\partial z} + \rho \cdot g \right) \cdot \vec{e}_3 = \rho \cdot r \cdot \theta'^2 \cdot \vec{e}_r \quad \Rightarrow \frac{\partial p}{\partial r} = \rho \cdot r \cdot \omega^2 \quad \frac{\partial p}{\partial \theta} = 0 \quad \frac{\partial p}{\partial z} = -\gamma$$

Elde ettiğimiz bu üç diferansiyel denklem yardımıyla sıvı bünyesinde basıncın nasıl dağıldığını, sıvının atmosferle temas eden yüzeyinin denklemini de ifade edebiliriz.

$$\frac{\partial p}{\partial z} = -\gamma \Rightarrow p = -\gamma.z + C(r, \theta) \Rightarrow \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\partial C}{\partial r} = \rho.r.\omega^2 \Rightarrow C = \frac{1}{2}.r^2.\omega^2.\rho + C_0(\theta) \Rightarrow$$

$$p = -\gamma.z + \frac{1}{2}.\rho.r^2.\omega^2 + C_0(\theta) \rightarrow \frac{\partial p}{\partial \theta} = \frac{dC_0}{d\theta} = 0$$

$$p = -\gamma.z + \frac{\gamma.r^2.\omega^2}{2.g} + C_0 \quad (\text{III-4})$$

İ r d e l e m e :

1°) Bir düşey eksen etrafında, sabit açısal hız ile dönen bir hazne içerisindeki sıvı bünyesinde basınç (r, z) değişkenlerine bağlı değişir. θ : dönme açısından bağımsız kalır. Bunun sonucu (r, z) aynı olan bir çemberin her noktasında basınç sabit kalır.

2°) Oz dönme ekseninde yer alan noktalarda $r = 0$ olduğundan basınç sadece denge halinde olduğu gibi, z yüksekliğine bağlı değişir.

$$p = -\gamma.z + C_0 \Rightarrow p^x = p + \gamma.z = C_0 \text{ yazılır.}$$

3°) Sıvı bünyesi içerisinde basınç, dönme eksenine göre belirlenen radyal uzaklık r ile parabolik olarak değişir.

Oxy düzlemine paralel herhangi bir $z = \text{sabit}$ düzlemini göz önüne alalım. $M_1(r_1)$, $M(r)$, $M_2(r_2)$ noktalarında basınçları yazalım:

$$M_1: p_1 = -\gamma.z + \frac{\gamma.\omega^2.r_1^2}{2.g} + C_0 \quad M: p = -\gamma.z + \frac{\gamma.\omega^2.r^2}{2.g} + C_0$$

$$M_2: p_2 = -\gamma.z + \frac{\gamma.\omega^2.r_2^2}{2.g} + C_0 \Rightarrow p_2 - p_1 = \frac{\gamma.\omega^2}{2.g} . (r_2^2 - r_1^2)$$

$r_2 > r_1$ iken $p_2 > p_1$ olacağı anlaşılır.

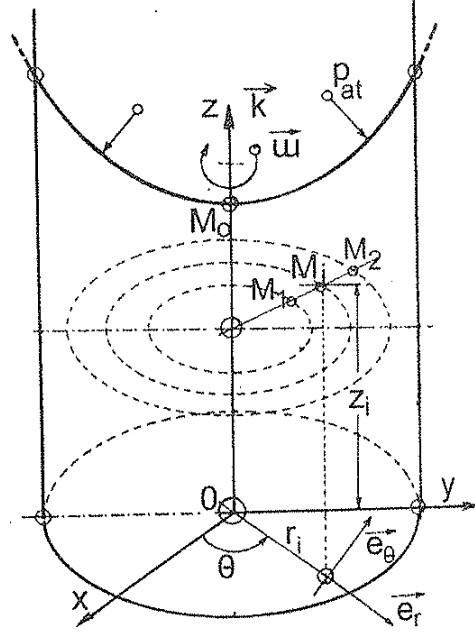
4°) Sıvı bünyesi içertisinde herhangi iki nokta düşünelim. $M_1(r_1, z_1)$, $M_2(r_2, z_2)$ noktalarında basınçları yazalım:

$$p_1 = -\gamma.z_1 + \frac{\gamma.\omega^2.r_1^2}{2.g} + C_0 \quad p_2 = -\gamma.z_2 + \frac{\gamma.\omega^2.r_2^2}{2.g} + C_0$$

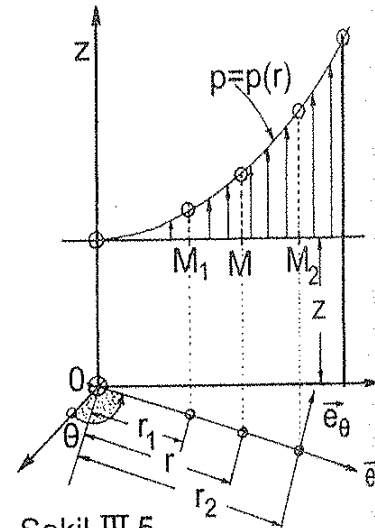
$$p_1^x = p_1 + \gamma.z_1 = \frac{\gamma.\omega^2.r_1^2}{2.g} + C_0$$

$$p_2^x = p_2 + \gamma.z_2 = \frac{\gamma.\omega^2.r_2^2}{2.g} + C_0, \quad U = \omega.r : \text{ bir noktada hız.}$$

$$p_2^x - p_1^x = \frac{\gamma.\omega^2}{2.g} . (r_2^2 - r_1^2) \Rightarrow U_1 = \omega.r_1 \quad U_2 = \omega.r_2 \Rightarrow p_2^x - p_1^x = \frac{\gamma}{2.g} (U_2^2 - U_1^2) \quad (\text{III-5})$$



Şekil-III.4



Şekil-III.5

denk
sıncı
deng

$p_2 +$

Öze
olac
sabi

bulu
altır
de b

$p = -$

$dz,$

Sıvı
Yüz

denklemini elde edilir. Bu denklemde p^x ile gösterilen basınçlar, bir noktadaki piezometrik basınçlardır. Sıvı sabit mukayese sistemine göre dengede iken $p_1^x = p_2^x$ olur; bu sonucu sıvıların denge denklemini incelerken bulmuştuk. Bu denklemi açık şekilde yazalım:

$$p_2 + \gamma \cdot z_2 - \frac{\gamma \cdot U_2^2}{2 \cdot g} = p_1 + \gamma \cdot z_1 - \frac{\gamma \cdot U_1^2}{2 \cdot g} \Rightarrow \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{U_2^2}{2 \cdot g} = \frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{U_1^2}{2 \cdot g} \quad (\text{III-5.1})$$

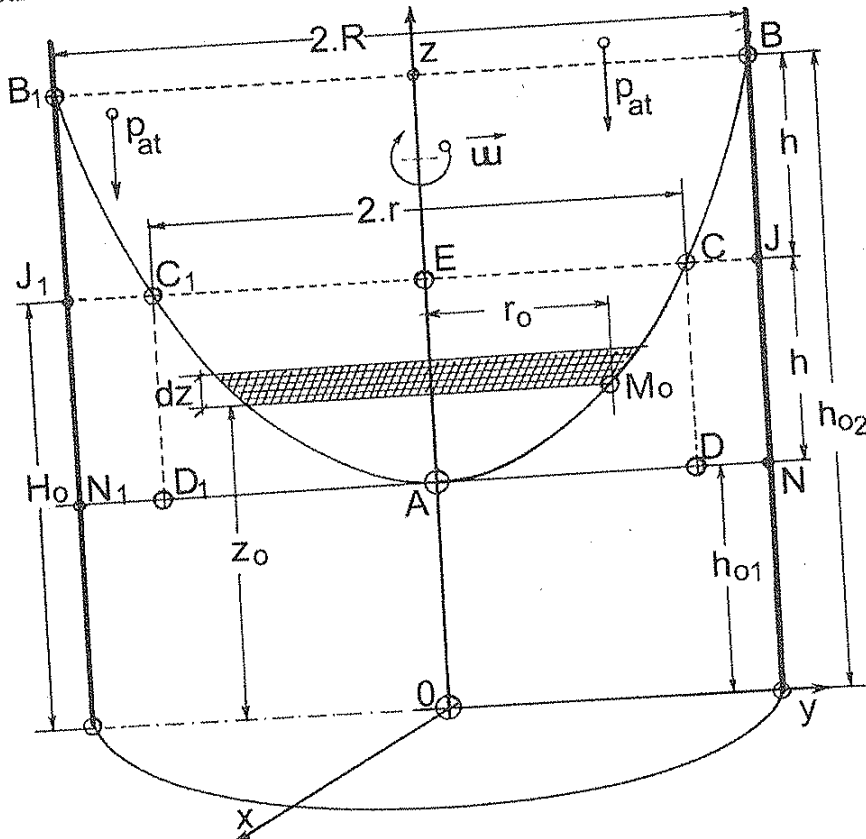
Özel olarak $r = \text{sabit}$ yani herhangi bir daire üzerinde yer alan noktaları düşünelim; $U = \omega r$ sabit olacağından $p_1^x = p_2^x = p^x = \text{sabit}$, seçilen daire üzerinde bulunan noktalarda, yani r parametrik sabit olmak üzere, piezometrik basınç aynı kalır.

5°) Hazne düşey konumlu eksenini etrafında sabit açısal hız ile dönerken, serbest yüzeyi üzerinde bulunan sıvı tanecikleri serbest atmosferle temas halinde olup, atmosfer basıncının etkisi altındadır. Serbest yüzeyin hareket sırasında aldığı geometrik şekli belirlemek üzere yüzey üzerinde bir $Mo(r_0, z_0)$ noktası için basınç denklemini ele alalım:

$$p = -\gamma \cdot z + \frac{\gamma \cdot \omega^2 \cdot r^2}{2 \cdot g} + C_0 \Rightarrow Mo(r_0, z_0) : p_0 = p_{at} = -\gamma \cdot z_0 + \frac{\gamma \cdot \omega^2 \cdot r_0^2}{2 \cdot g} + C_0 \Rightarrow \gamma \neq 0$$

$$dz_0 = \frac{\omega^2}{g} \cdot r_0 \cdot dr_0 \Rightarrow z_0 = \frac{\omega^2 \cdot r_0^2}{2 \cdot g} + C \quad (\text{III-5.2})$$

Sıvı serbest yüzeyinin yarı-kutupsal koordinantlarla sabit referans sisteme göre denklemini olur. Yüzeyin paraboloid şeklinde olacağı anlaşılr.



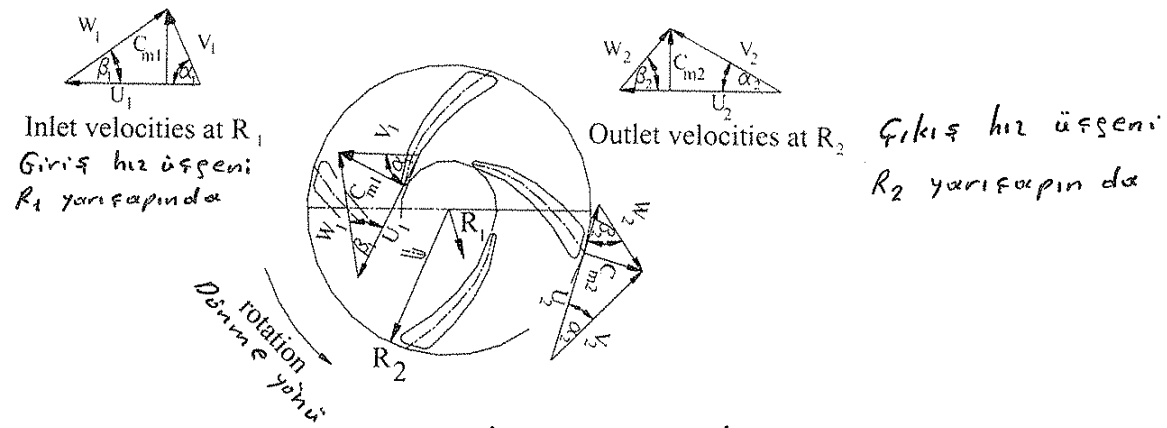
Şekil-III.6

ideal Euler denklemi :

Radyal pompa farkında R_1 ve R_2 yarıçapları -
rına karşılık gelen çevresel (Tejetsel) hızlar, dönme
yönündeki açısal hız ω olmak üzere,

$$\left. \begin{aligned} U_1 &= R_1 \cdot \omega \\ U_2 &= R_2 \cdot \omega \end{aligned} \right\} \text{--- (3)}$$

dır (Şekil 7).



Şekil 7 - Pompa farkında ideal

- hız profilleri [L 32]
- U - Tejetsel hız (çevresel hız, sürüklenme hızı)
- C_m - Meridyen hızı
- W - izafi hız
- β - Kanat açısı
- α - U ve V hızları arasındaki açı

Euler'in teorik toplam manometrik basınç yüksekliği de, (R_1 ve R_2 yarıçapları arasında),

$$H_E = \frac{(V_2^2 - V_1^2) - (U_2^2 - U_1^2) + (W_2^2 - W_1^2)}{2 \cdot g} \text{--- (4)}$$

şeklinde yazılabilir.

Burada;

- $(V_2^2 - V_1^2)$ - Mutlak kinetik enerji değişimi
- $(W_2^2 - W_1^2)$ - izafi kinetik enerji değişimi

$(U_2^2 - U_1^2) + (W_2^2 - W_1^2) =$ Farklı statik enerji değişimi -15-

$$W = C_m \cdot \cot \beta$$

eşitliği kullanılırsa ([L29]'a bakınız),

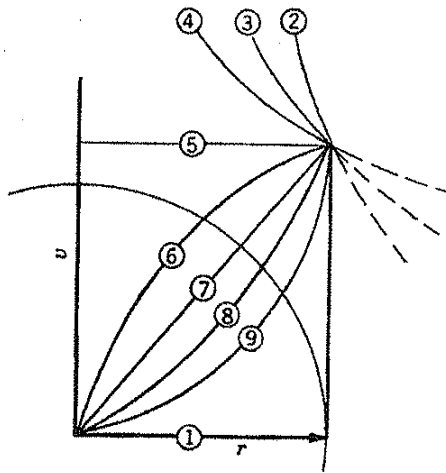
Statik basma yüksekliği,

$$f \cdot H_s = (U_2^2 - U_1^2) + (C_{m2} \cdot \cot \beta_2)^2 - (C_{m1} \cdot \cot \beta_1)^2 \quad (5)$$

yanılabılır. Stepanoff (1993) ise teorik basma yüksekliğini aşağıdaki denklemlerle vermiştir;

$$H_f = \left(\frac{U_2^2}{f} \right) - \frac{U_2 C_{m2}}{f \cdot \cot \beta_2} \left[1 + \frac{(U_2 - U_1)^2}{12 \cdot C_m^2} \right] \quad (6)$$

Ayrıca Stepanoff (1993), Tablo I'e göre basınç ve hız dağılımını Şekil 8 de göstermiştir.



Şekil 8 - Tablo I'e göre basınç ve hız dağılımı (Stepanoff 'tan 1993) [L32].

$\left[1 + \frac{(U_2 - U_1)^2}{12 \cdot C_m^2} \right]$ terimini daha çok geniş farklı maddeleri

çökte kullanılan çamur (Pulp) pompalarında karşımlar çıkar.

Çamur pompaları için;

$$\beta_1 = 14^\circ \dots 30^\circ$$

$$\beta_2 = 25^\circ \dots 35^\circ$$

Burada, farklı kanat sayısının sonsuz olma -17-
 sı halinde V_2 hızının bileşeni ile, farklı kanat
 sayısının sonlu olması halinde V_2' hızının bileşeni ara-
 sindaki ΔV_U farkına "Kayma" denir. Bu farkı
 hesaplamak amacıyla eşitli "Kayma faktörü" tanımı
 yapılmış ve hesap metotları önerilmiştir.

Kayma faktörü (veya sapma katsayısı), perçak
 mutlak hız teorik Euler mutlak hızına oranı
 μ olarak tanımlenirse,

$$\mu = V_2' / V_1 \quad \text{--- (7)}$$

eşitliği yazılabilir.

Stodola, kayma faktörü,

$$\mu = 1 - \left(\frac{\bar{\lambda} \cdot \sin \beta_2}{z} \right) \quad \text{--- (8)}$$

z- Farkın kanat sayısı

Pfeiderer kayma faktörü,

$$\mu = 1 / \left[1 + \frac{\alpha}{z} \left(1 + \frac{\beta_2}{60} \right) \frac{R_2^2}{S} \right] \quad \text{--- (9)}$$

burada,

S- Farkın meridyen kesitinde kanat orta ipçisi
 için fark eksenine göre hesaplanmış statik
 moment

$$S = \int_{R_1}^{R_2} R dR = \frac{1}{2} (R_2^2 - R_1^2) \quad \text{--- (10)}$$

yukarıda yerine konursa,

$$\mu = 1 / \left[1 + \frac{\alpha}{z} \left(1 + \frac{\beta_2}{60} \right) \frac{z}{1 - (R_1^2/R_2^2)} \right] \quad \text{--- (11)}$$

D_1 - Çark giriş ortalama çapı

D_2 - Çark çıkış çapı

β_2 - Kanat çıkış açısı (Gerçek)

Özel durumlarda R_1/R_2 oranı 0,5 ten daha küçük ise, kayma artık artmıyor dolayısıyla R_1/R_2 oranı 0,5 alınabilir.

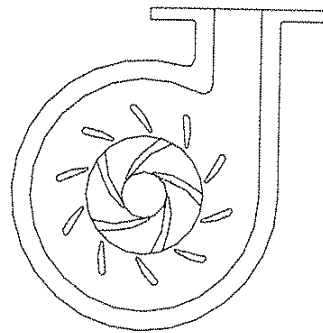
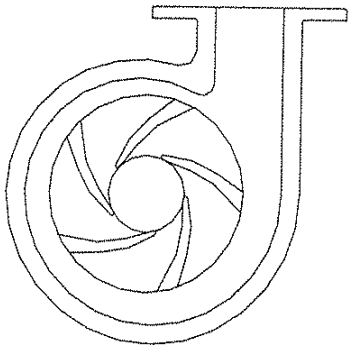
α - DeneySEL katsayı (Kanat açısına, özgül hız, difüzör bulunup bulunmadığına gibi tasarıma bağlı bir sayıdır)

Salyangozlu pompalarda ---- : $\alpha = 0,65 \dots 0,85$

Kanatlı difüzör varsa ---- : $\alpha = 0,60$

Kanatlız difüzör varsa ---- : $\alpha = 0,85 \dots 1,0$

değerleri kullanılabilir (Şekil 11'e bakınız.)



Salyangoz gövdesi

Kanatlı difüzör gövdesi

Şekil 11 - Salyangoz ve kanatlı difüzör [L 32]

Özgül hız tanımı :

En iyi verim noktasında çalışma karakteristikleri H, Q, n olan bir pompanın, $H_m = 1m$ ve $Q = 1m^3/s$ değerlerini sağlayan devir sayısına pompanın

özgül hız denir ve Amerika Birleşik Devletlerinde,

$$N_{us} = \frac{N \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (12)$$

şeklinde tanımlanır.

N - Devir sayısı [d/dak.]

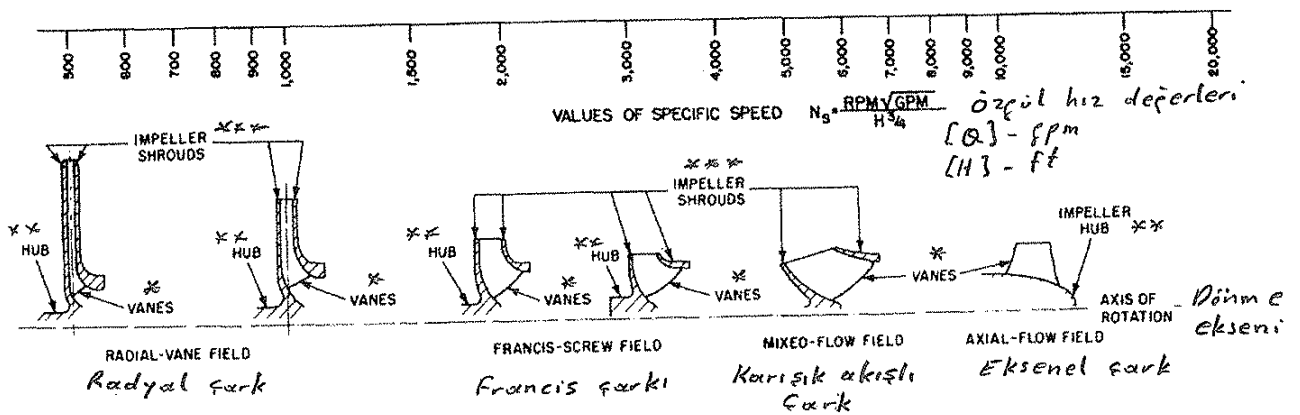
Q - En iyi verim noktasında, hacimsel debi [m^3/s]

H - En iyi verim noktasında, basma yüksekliği [m]

(Not: $n_s = 3,65 \cdot n \cdot \frac{Q^{1/2}}{H_m^{3/4}}$ ifadesi n_{sq} şeklinde verilir)

$n_s = 3,65 n_{sq}$ olduğu unutulmamalıdır

Özgül hız göre pompa (çark) tipleri Şekil 12 de verilmiştir.



Şekil 12 - Özgül hız göre çark tipleri [L32].

USCS (United States Customary System olarak bilinen İngiliz sistemi) birim sistemine göre.

- * : Çark kanalları
- ** : Çark şebeği
- *** : Çark kapakları

Net pozitif emme yükü (NPSH) ve kaviteasyon :

Pompaların kaviteasyon olayına karşı duyarlılığı

Santri fuj Karifim (Famur veya Pulp)

POMPA Tasarımı [L32].

-II-

Kamran Jhal

mercut ve gerekli ENPY (NPSH) değeri için,

$$(ENPY)_{mercut} = H_a - H_{s_{max}} - H_v - H_{ke} \quad (15)$$

bağıntısı bulunur (Şekil 13)

Tesisata ait mercut THOMA faktörü;

$$\sigma_p = \frac{H_a - H_v - H_{s_{max}} - H_{ke}}{H_m} \quad (16)$$

biliniyorsa,

$$(ENPY)_{mercut} = \sigma_p \cdot H_m \quad (17)$$

şeklinde belirlenebilir.

Kaviteasyon olayının zararlı etkilerinden kaçınmak için, tesisata ait σ_p faktörünün, pompaya ait σ_{kr} (kritik THOMA faktörü) değerinden büyük olması gereklidir.

Bir başka sözle $(ENPY)_{pompa} = \sigma_{kr} \cdot H_m$ olarak tanımlanırsa,

$$(ENPY)_{mercut} > (ENPY)_{pompa} \quad (18)$$

olmalıdır. $(ENPY)_{pompa}$ değerine emmedeki gerekli

net pozitif yük denir.

Kritik kaviteasyon faktörü (Pompaya ait),

C.V. Widdern'e göre :

$$\sigma_{kr} \approx 2,14 \cdot 10^{-4} \cdot n_s^{4/3} \quad (19)$$

Wislicenus'a göre :

$$\sigma_{kr} \approx 1,84 \cdot 10^{-4} \cdot n_s^{4/3}$$

dir.

n_s özgül hız olup,

$$n_s = 3,65 \cdot n \frac{Q^{1/2}}{H_m^{3/4}} \quad (\text{Sayfa: 19})$$

denklemin den hesaplanabilir.

Tasarım için faydalı olur düşüncesiyle, karışım pompalarına ait bazı karakteristik büyüklükler Tablo 2 ve 3 te verilmiştir.

Büyükük
Emme borusu / Basma borusu
Çapları

| Size suction to discharge, inch (mm/mm) | Debi: Flow | | Yüksekliği Head | | Verim Efficiency % | hız | | Basma borusundaki hız | |
|--|---------------------------|--------|--------------------|------|--------------------------|----------------------|------|------------------------|------|
| | L/s | US gpm | m | ft | | Suction speed m/s | ft/s | Discharge speed m/s | ft/s |
| | inç: 8 x 6 mm: 200/150 | 130 | 2061 | 30 | 98.5 | 70 | 4.2 | 13.7 | 7.2 |
| 10 x 8 250 x 200 | 220 | 3487 | 30 | 98.5 | 74 | 4.5 | 14.8 | 6.7 | 22.1 |
| 12 x 10 300 x 250 | 310 | 4915 | 30 | 98.5 | 76 | 4.4 | 14.4 | 6.12 | 20.1 |
| 14 x 12 350/300 | 425 | 6737 | 30 | 98.5 | 79 | 4.4 | 14.5 | 5.86 | 19.2 |
| 16 x 14 400 x 300 | 560 | 8877 | 30 | 98.5 | 81 | 4.3 | 14.1 | 5.64 | 18.5 |
| 18 x 16 450 x 400 | 685 | 10859 | 30 | 98.5 | 83 | 4.3 | 14.1 | 5.45 | 17.9 |
| 20 x 18 500/450 | 875 | 13870 | 30 | 98.5 | 84 | 4.3 | 14.2 | 5.33 | 17.5 |

Tablo 2 - Tasarım için önerilen, Lüstik (Kauçuk)

astarlı karışım pompa büyüklükleri [L32].

$$* 1 \text{ US gpm} = 3,785 \text{ dm}^3/\text{dak} = 6,3 \cdot 10^{-2} \text{ L/s}$$

$$1 \text{ L/s} = 15,85 \text{ US gpm}$$

Ayrıca, en iyi verim noktası η_{BEP} değerine karşılık gelen debi Q_N , basma yüksekliği H_N olmak üzere Tablo 2 ve 3 ten faydalanarak Q/Q_N , η/η_{BEP} oranları Tablo 4 ve 5 te, işletme karakteristik eğrileri ise Şekil 14 te gösterilmiştir.

Büyüklik
Emme borusu/Basma borusu
çapları

Emme borusundaki

| inç. mm. | Size suction to discharge, inch (mm/mm) | Debi Flow | | Basma Yüksekliği Head | | Verim Efficiency % | hız | | Basma borusundaki hız | |
|-------------|--|--------------|---------|-----------------------------|-----|--------------------------|---------------|------|-----------------------|------|
| | | L/s | US gpm* | m | ft | | Suction speed | | Discharge speed | |
| | | | | | | | m/s | ft/s | m/s | ft/s |
| | 8 × 6 | 176 | 2797 | 55 | 180 | 70 | 5.7 | 18.6 | 9.7 | 32 |
| | 200/150 | | | | | | | | | |
| | 10 × 8 | 298 | 4732 | 55 | 180 | 74 | 6.1 | 20 | 9.1 | 30 |
| | 250 × 200 | | | | | | | | | |
| | 12 × 10 | 421 | 6670 | 55 | 180 | 76 | 6 | 19.5 | 8.3 | 27 |
| | 300/250 | | | | | | | | | |
| | 14 × 12 | 577 | 9143 | 55 | 180 | 79 | 6 | 19.7 | 8 | 27.3 |
| | 350/300 | | | | | | | | | |
| | 16 × 14 | 760 | 12047 | 55 | 180 | 81 | 5.8 | 19.3 | 8 | 25.1 |
| | 400/300 | | | | | | | | | |
| | 18 × 16 | 924 | 14647 | 55 | 180 | 83 | 5.8 | 19.3 | 7.4 | 24.1 |
| | 450/400 | | | | | | | | | |
| | 20 × 18 | 1188 | 18823 | 55 | 180 | 84 | 5.8 | 19.3 | 7.2 | 23.8 |
| | 500/450 | | | | | | | | | |

Tablo 3 - Tasarım için önerilen, metal astarlı
veya sert metal imalatlı karışım
pompa büyüklükleri [L32]
* 1 L/s = 15,85 US gpm

Pompa büyüklükleri (Emme/Basma boru çapları)

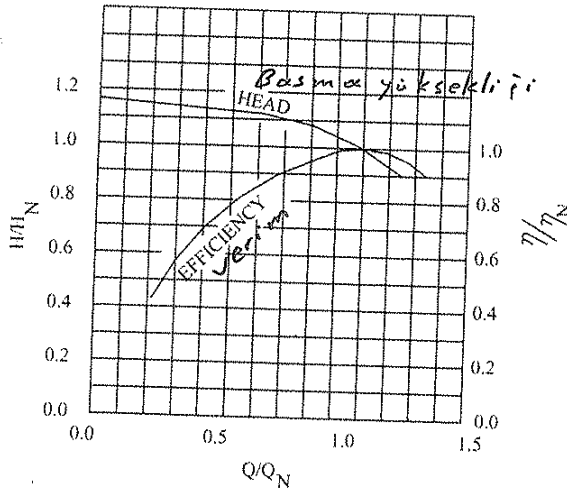
| Debi Oranları | Verim Oranları | Pump Size (suction/discharge) | | | | | | | |
|--|---|-------------------------------|------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|--|
| | | 8 × 6 in 200 × 150 mm | 10 × 8 in 250 × 200 mm | 12 × 10 in 300 × 250 mm | 14 × 12 in 350 × 300 mm | 16 × 14 in 400 × 350 mm | 18 × 16 in 450 × 400 mm | 20 × 18 in 500 × 450 mm | |
| Ratio of flows, Q/Q _N | Ratio of efficiency, η/η _{NEP} | Flow in L/s Debi [L/s] | | | | | | | |
| 0.25 | 0.5 | 32.5 | 55 | 77.5 | 106 | 140 | 171 | 219 | |
| 0.5 | 0.8 | 65 | 110 | 155 | 213 | 280 | 342 | 438 | |
| 0.75 | 0.95 | 97.5 | 165 | 232.5 | 319 | 420 | 523 | 656 | |
| 1.00 | 1.0 | 130 | 220 | 310 | 425 | 560 | 684 | 875 | |
| 1.15 | 0.97 | 150 | 253 | 356.5 | 489 | 644 | 787 | 1006 | |

Tablo 4 - Lâstik (Kauçuk) astarlı karışım pompaları
için Debi - Verim değerleri [L32]

Pompa büyüklükleri (Emme/Basma boru çapları)

| Debi: Verim | | Pump Size (suction/discharge) | | | | | | |
|-------------------------|--|--------------------------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| Oranları | Oranları | 8 × 6 in | 10 × 8 in | 12 × 10 in | 14 × 12 in | 16 × 14 in | 18 × 16 in | 20 × 18 in |
| Ratio of flows, Q/Q_N | Ratio of efficiency, η/η_{BER} | 200 × 150 mm | 250 × 200 mm | 300 × 250 mm | 350 × 300 mm | 400 × 350 mm | 450 × 400 mm | 500 × 450 mm |
| | | Flow in L/s <i>Debi: [L/s]</i> | | | | | | |
| 0.25 | 0.5 | 44 | 74.5 | 105 | 144 | 190 | 231 | 297 |
| 0.5 | 0.8 | 88 | 149 | 210 | 288.5 | 280 | 462 | 594 |
| 0.75 | 0.95 | 132 | 223.5 | 316 | 315.8 | 420 | 693 | 891 |
| 1.00 | 1.0 | 176 | 298 | 421 | 577 | 760 | 924 | 1188 |
| 1.15 | 0.97 | 202 | 342.7 | 484 | 664 | 874 | 1063 | 1366 |

Tablo 5 - Metal astarlı veya sert metal imalatlı karışım pompaları için Debi - Verim değerleri [L32].



Şekil 14 - Karışım pompası için işletme karakteristikleri [L32]

Şimdi, EMFY (NPSH) ile ilgili konunun daha iyi anlaşılabilmesi için bazı örnekler verelim.

Örnek [L27]:

φ229 mm çark çapına sahip santrifüj (merkezkaç) pompa, su yüzeyi pompa girişinin merkezinden 1,22 m yukarıda bulunan bir depodan 25°C sıcaklığındaki suyu pompalamak için kullanılmaktadır (Şekil 15). Depodan pompaya kadar olan 3,20 m boyundaki boru bama sistemi,

101,6 mm iç çapına ve 0,51 mm ortalama iç pürüzlülük yüksekliğine sahip dökme demir borudan oluşmaktadır. Tesisatta bazı yerel kayıp elemanları bulunmaktadır. Bunlar;

$$\text{Hazne (Depo) çıkışı} : K_K = 0,5$$

$$\text{Flanşlı pürüzsüz } 90^\circ \text{ lük dirsek} : K_K = 0,3 \quad (3 \text{ Ad.})$$

$$\text{Flanşlı tam açık küresel vana} : K_K = 6,0 \quad (1 \text{ Ad.})$$

dir. Ayrıca; $T = 25^\circ\text{C}$ deki su için,

$$\rho = 997,0 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{Yoğunluk})$$

$$\mu = 8,91 \cdot 10^{-4} \text{ kg/(m.s)} \quad (\text{Dinamik viskozite})$$

$$P_v = 3,169 \text{ kPa} \quad (\text{Buharlaştırma basıncı})$$

değerleri ile $Q = 25,23 \text{ L/s}$ 'lik bir debide sürtünme faktörü f , Moody diyagramından (veya Colebrook denkleminden) hesaplanmış ve $f = 0,0306$ olarak bulunmuştur. Yani,

$Q = 25,23 \text{ L/s}$ 'lik bir debide borudaki ortalama

$$\text{su hızı} \quad v = \frac{Q}{A} = \frac{4 \cdot Q}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot (0,02523 \text{ m}^3/\text{s})}{\pi \cdot (0,1016 \text{ m})^2}$$

$$\| v = 3,112 \text{ m/s}$$

olup bu değere karşılık gelen Reynolds sayısı,

$$Re = \rho v D / \mu = (997,0 \text{ kg/m}^3) \cdot (3,112 \text{ m/s}) \cdot (0,1016 \text{ m}) / (8,91 \cdot 10^{-4} \text{ kg/(m.s)})$$

$$\| Re = 3,538 \cdot 10^5$$

Colebrook denklemi f 'ye göre kapalı bir

fonksiyondur. f 'nin yaklaşık değeri için - 26.
 tisi 1983'te S.E. Hazland tarafından aşağıdaki
 gibi verilmiştir.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} \approx -1,8 \log \left[\frac{6,9}{Re} + \left(\frac{\epsilon/D}{3,7} \right)^{1,11} \right] \quad (20)$$

$$\frac{\epsilon}{D} = \frac{0,51 \text{ mm}}{101,6 \text{ mm}} = 0,005$$

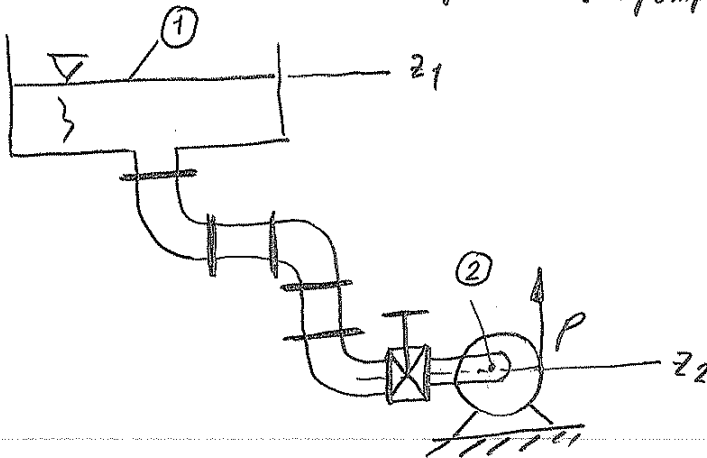
$$\frac{1}{\sqrt{f}} \approx -1,8 \log \left[\frac{6,9}{3,538 \cdot 10^5} + \left(\frac{0,005}{3,7} \right)^{1,11} \right]$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} \approx 5,71$$

$$\| f = 0,0306$$

Net pozitif emme yükü (NPEY) yani, pompa
 girişindeki durma basıncı yükü ile buhar basıncı
 yükü arasındaki fark olarak tanımlanan bir akış
 parametresini hesaplayalım.

$$NPEY = \left(\frac{P}{\rho \cdot g} + \frac{V^2}{2 \cdot g} \right)_{\text{pompa girişi}} - \frac{P_v}{\rho \cdot g} \quad (21)$$



Şekil 15 - Pompa tesisi [L27].

Depo yüzeyindeki 1 noktasından pompa girişindeki 2 noktasına uzanan bir akım çizgisi boyunca Bernoulli teoremi uygulanırsa

$$\frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{V_1^2}{2 \cdot g} + z_1 = \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{V_2^2}{2 \cdot g} + z_2 + h_{K, \text{toplam}}$$

Depo yüzeyindeki su hızı ihmal edilirse ($V_1 \approx 0$) pompa girişindeki basınç yükü,

$$\frac{P_2}{\rho \cdot g} = \frac{P_{\text{atm}}}{\rho \cdot g} + (z_1 - z_2) - \frac{V_2^2}{2 \cdot g} - h_{K, \text{toplam}}$$

elde edilir.

$$\frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{V_2^2}{2 \cdot g} = \frac{P_{\text{atm}}}{\rho \cdot g} + (z_1 - z_2) - h_{K, \text{toplam}}$$

$$\underbrace{\frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{V_2^2}{2 \cdot g}}_{\text{NPEY}} + \frac{P_v}{\rho \cdot g} \quad (\text{Eşitlik 21})$$

$$\| \text{NPEY} = \frac{P_{\text{atm}} - P_v}{\rho \cdot g} + (z_1 - z_2) - h_{K, \text{toplam}} \quad (22)$$

olur.

$h_{K, \text{toplam}}$, emme borusundaki toplam kayıpları göstermek üzere,

$$h_{K, \text{toplam}} = \left(f \frac{L}{D} + \sum K_K \right) \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (23)$$

dir.

K_K - Tüm yerel kayıp katsayılarının toplamı

$$\sum K_K = 0,5 + 3 \cdot 0,3 + 6,0 = 7,4$$

$$h_{K, \text{toplam}} = \left(0,0306 \cdot \frac{3,20 \text{ m}}{0,1016 \text{ m}} + 7,4 \right) \frac{(3,112 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2}$$

$$\| \underline{h_{K, \text{top.}} = 4,128 \text{ m.}}$$

$$NPEY = \frac{(101300 - 3169) \text{ N/m}^2}{(997 \text{ kg/m}^3) \cdot (9,81 \text{ m/s}^2)} + 1,22 \text{ m} - 4,128 \text{ m}$$

$$\| \underline{NPEY = 7,125 \text{ m}}$$

Birimler ile de ilgili kısa bir bilgi vereyim;

$$1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2$$

$$1 \text{ atm} = 101,325 \text{ kPa} = 1,01325 \text{ bar} = 1,03323 \text{ kgf/cm}^2$$

NPEY ile daha geniş bilgi için: "Karışım Pompası ile ilgili bir inceleme. Tuncer ÖZKAN. Sayfa: 88--101 bakınız."

Pompaya ait NPSH değeri ise aşağıdaki şekilde ifade edilebilir (Turton, 1994);

$$(NPSH)_{\text{pompa}} = (NPSH)_{\text{gerekli}} = \frac{0,9 C_m^2 + 0,115 U_1^2}{9,81} \quad (24)$$

| NPSH | C_m | U_1 |
|------|-------|-------|
| m | m/s | m/s |

Burada,

C_m - Giriş meridyen hızı (Farklı radyal kesit düzleminde)

U_1 - Giriş teğetsel (çevresel) hızı

dir.

Örnek [L32]:

Debisi 65 L/s ve devir sayısı 500 d/d olan bir pompanın emme borusu çapı 200 mm olduğuna göre $(NPSH)_{\text{gerekli}}$ değerini hesaplayınız.

$$(NPSH)_{\text{gerekli}} = \frac{0,9 C_m^2 + 0,115 U_1^2}{9,81} \quad (\text{Eşitlik 24})$$

Çevresel hız,

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_0 \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,2 \text{ m} \cdot 500 \text{ d/d}}{60}$$

Not. Çarkın giriş çapı D_0 olmak üzere, $u_0 = \pi D_0 n / 60$ dir.

$$\| U_1 = 5,24 \text{ m/s}$$

Meridyen hız,

$$C_m = \frac{Q}{\pi D^2 / 4} = \frac{0,065 \text{ m}^3/\text{s}}{\pi \cdot (0,2 \text{ m})^2 / 4}$$

(Çarkın girişteki mutlak C_1 hızı $= C_m$)

$$\| C_m = 2,07 \text{ m/s}$$

$$(NPSH)_{\text{gerekli}} = \frac{0,9 \cdot (2,07)^2 + 0,115 \cdot (5,24)^2}{9,81}$$

$$\| (NPSH)_{\text{gerekli}} = 0,715 \text{ m}$$

olarak bulunur.

Pompanın kaviteasyon parametresi σ ise,

$$\sigma = \frac{(NPSH)_{\text{pompa}}}{TDH} \quad (25)$$

şeklinde tanımlanır. Burada,

TDH - Pompanın en iyi verim noktasına karşılık gelen toplam dinamik basma yüksekliğidir.

Ayrıca, karışım ve tarak pompaları için kavitezyon faktörü (veya parametresi) ile ilgili bazı bilgiler, tasarımda faydalı olur düşüncesiyle Tablo 6 ve 7 de verilmiştir.

| Model | Vane d_2 inch | d_2/d_s tip/suction | Devir sayısı d/d rpm | Debi US gpm Flow US gpm | Verim Efficiency, % | Basma yükseklği ft Head, ft | Özgül hız Specific speed | Yük faktörü ψ_{us} Head factor, ψ_{us} | Sigma cavitation factor | σ kavitezyon faktörü |
|------------|--------------------|--------------------------|------------------------------|----------------------------------|---------------------------|---|-----------------------------------|--|-------------------------------|--------------------------------|
| 8 x 6 in | 20.87 | 3.48 | 816 | 2061 | 70 | 98.5 | 1186 | 0.14 | 0.14 | |
| 10 x 8 in | 26.77 | 3.35 | 667 | 3487 | 74 | 98.5 | 1261 | 0.13 | 0.16 | |
| 12 x 10 in | 31.10 | 3.11 | 575 | 4915 | 76 | 98.5 | 1290 | 0.13 | 0.16 | |
| 14 x 12 in | 35.04 | 3.92 | 510 | 6763 | 79 | 98.5 | 1340 | 0.13 | 0.17 | |
| 16 x 14 in | 39.37 | 2.81 | 450 | 8877 | 81 | 98.5 | 1357 | 0.133 | 0.15 | |
| 18 x 16 in | 45.28 | 2.8 | 390 | 10859 | 83 | 98.5 | 1300 | 0.133 | 0.16 | |
| 20 x 18 in | 55.12 | 2.76 | 340 | 13870 | 84 | 98.5 | 1281 | 0.119 | 0.16 | |

Tablo 6 - Lüstik (Kaşuk) astarlı karışım pompaları için önerilen, fark eapı, devir sayısı, özgül hız ve kavitezyon faktörü ile ilgili U.S. birim sistemine göre pompa büyüklükleri [L 32].
 d_2 - Fark çıkış eapı (Fark kanadı dış eapı)
 d_s - Fark giriş ortalama eapı

| Model | Vane d_2 inch | d_2/d_s tip/suction | Devir sayısı d/d rpm | Debi US gpm Flow US gpm | Verim Efficiency, % | Basma yükseklği ft Head, ft | Özgül hız Specific speed | Yük faktörü ψ_{us} Head factor, ψ_{us} | Sigma cavitation factor | σ kavitezyon faktörü |
|------------|--------------------|--------------------------|------------------------------|----------------------------------|---------------------------|---|-----------------------------------|--|-------------------------------|--------------------------------|
| 8 x 6 in | 20.87 | 3.48 | 1005 | 2790 | 70 | 180 | 1186 | 0.173 | 0.14 | |
| 10 x 8 in | 26.77 | 3.35 | 903 | 4721 | 74 | 180 | 1261 | 0.13 | 0.16 | |
| 12 x 10 in | 31.10 | 3.11 | 779 | 6654 | 76 | 180 | 1290 | 0.13 | 0.16 | |
| 14 x 12 in | 35.04 | 3.92 | 691 | 9121 | 79 | 180 | 1340 | 0.102 | 0.17 | |
| 16 x 14 in | 39.37 | 2.81 | 609 | 12018 | 81 | 180 | 1357 | 0.132 | 0.15 | |
| 18 x 16 in | 45.28 | 2.8 | 528 | 14701 | 83 | 180 | 1300 | 0.133 | 0.16 | |
| 20 x 18 in | 55.12 | 2.76 | 460 | 18779 | 84 | 180 | 1281 | 0.12 | 0.16 | |

Tablo 7 - Metal astarlı veya sert metal imalâtli karışım pompaları için önerilen, fark eapı, devir sayısı, özgül hız ve kavitezyon faktörü ile ilgili U.S. birim sistemine göre pompa büyüklükleri [L 32].
 d_2 - Fark çıkış eapı (Fark kanadı dış eapı)
 d_s - Fark giriş ortalama eapı

Tablo 6 ve 7 de verilen özgül hız değerleri ile ilgili bir açıklama yapalım.

U.S birim sisteminde özgül hız,

$$N_{US} = N \cdot Q^{1/2} / H^{3/4} \quad (25)$$

şeklinde tanımlanır. Burada

N - Devir sayısı [d/d]

Q - Debi [U.S. fpm]

H - En iyi verim kapasitesinde basma yüksekliği [ft]

dir. Tablo 6 dan bir örnek yapalım,

$$N = 816 \text{ d/d}$$

$$Q = 2061 \text{ U.S. fpm}$$

$$H = 98,5 \text{ ft}$$

$$N_{US} = 816 \cdot (2061)^{1/2} / (98,5)^{3/4}$$

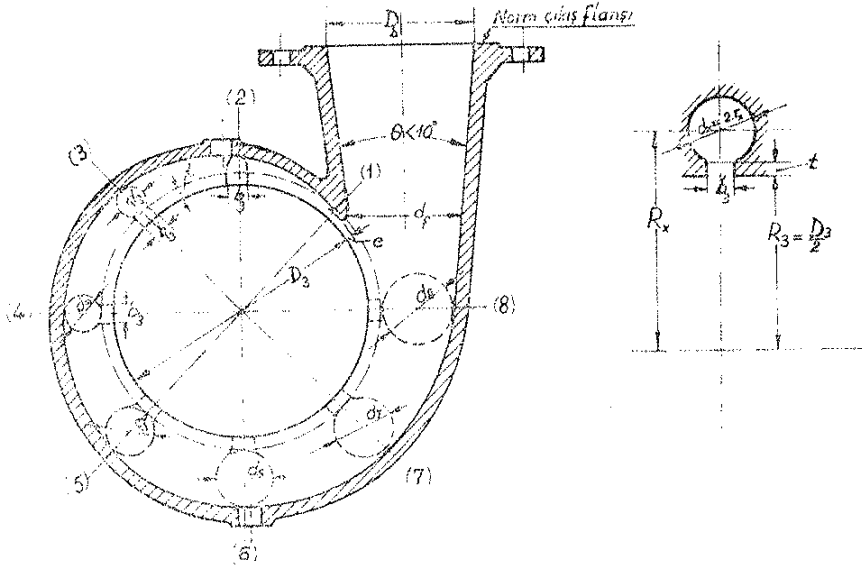
$$\parallel N_{US} \approx 1185 \text{ d/d} \quad (\text{Tablodaki } 1186 \text{ d/d olarak verilmiştir})$$

Pompa Gövdesi [L32] :

Karışım (Çamur) pompaları için gövde şekli genelde L ile salyangoz olup, aşınmaya en çok çalıştırılan kısımlar lastik (kauçuk) veya metal levhalarla astarlanır.

Salyangoz hesabı ve eizimi [L29] :

Çok sevdiğim ve saydığım rahmetli Kaya BAYSAL hocamdan bilgilenmek için aynen alınmıştır.



Şekil 28. Salyangoz radyal kesidi

Salyangoz içindeki akışın, serbest vorteks kanununa uyduğu kabul edilerek hesaplar aşağıdaki şekilde yürütülür:

Önce, salyangoz eşit dilimlere bölünür ve Q debisinin çevre boyunca eşit miktarlarda salyangoza girdiği kabul edilir. Örnek olarak 8 keside bölünürse 8 ci kesitten debinin tamamının geçtiği göz önünde tutulur. D_2 salyangoz giriş çapı, çark çarpından 2-4 mm büyük alınır. Çıkış borusunun konikliği en fazla $7^\circ - 10^\circ$ seçilir. Başlangıç ağzının çapı ise pratikte $d_1 < (0,2 \sim 0,3) \cdot D_2$ seçilmelidir. Salyangoz dilinin D_2 çaplı daireye uzaklığı $e = D_2/60$ alınabilir.

Herhangi bir kesitteki debi:

| | |
|-------------|-------------------------------|
| | $\frac{Q_1}{8}$ |
| 1 kesidinde | $\frac{Q}{8}$ |
| 2 » | $\frac{2Q}{8} = \frac{Q}{4}$ |
| 3 » | $\frac{3Q}{8}$ |
| 4 » | $\frac{4Q}{8} = \frac{Q}{2}$ |
| 5 » | $\frac{5Q}{8}$ |
| 6 » | $\frac{6Q}{8} = \frac{3Q}{4}$ |
| 7 » | $\frac{7Q}{8}$ |
| 8 » | $\frac{8Q}{8} = Q$ |

1 ci yol: Herhangi bir kesitteki teğetsel hız bileşeni C_{u1} ve kesit merkezinin tulumba ekseninden uzaklığı R_1 ise çark çıkışındaki $C_{u2} \cdot r_2$ değeri hesaplanabileceğinden

$$C_{u1} \cdot R_1 = C_{u2} \cdot \left(\frac{D_2}{2} \right) = A \quad (\text{Sabit}) \quad (1)$$

Salyangoz kesitleri dairesel olarak alınır, $R_x = R_3 + t + r_x$ dir. t : boğaz yüksekliği konstrüksiyona göre 6-10 mm. seçilebilir. Süreklilik denkleminde r_x : Salyangoza ait x ci kesitteki yarıçap olmak üzere,

$$C_{ux} \cdot \pi \cdot r_x^2 = Q_x$$

bağıntısı yardımıyla C_{ux} bulunur ve (1) eşitliğine taşınırsa,

$$(R_3 + t + r_x) \cdot \frac{Q_x}{\pi \cdot r_x^2} = A$$

$$A \cdot \pi \cdot r_x^2 - Q_x \cdot r_x = Q_x \cdot (R_3 + t)$$

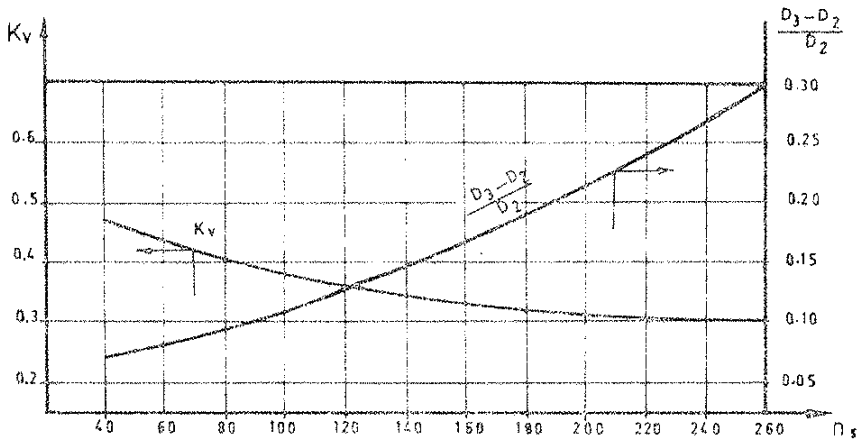
temel denklem bulunur.

Burada bilinmeyen r_x dir. Herhangi bir kesit için salyangozun iç çapı hesaplanmak istenirse, bu kesite ait Q_x debisi denklemde yerine ko-

nulur. Diğer sabiteler bellidir. Denklem çözülür veya tatonmanla (r_x) ler saptanır. Bulunan $d_x = 2 \cdot r_x$ çaplı daireler $R_3 + t + r_x = R_x$ yarıçapları üzerine ve salyangoz çevresine yerleştirilir. Teğet ağrı çizilerek salyangoz formu bulunur. Gerekli et payı ve ölçüler verilerek salyangoz çizimi tamamlanır (Şekil 28).

II. ci yol: Salyangoz içindeki ortalama hız, özgül hıza göre hız katsayısı seçilerek (Şekil 29), hesaplanır.

$$V = K_v \cdot \sqrt{2g \cdot H_m}$$



Şekil 29. Salyangoz içindeki ortalama hıza ait hız katsayısının ve çap oranlarının n_s ile değişimi

Ortalama hız belli olduktan sonra kesitler (dolayısı ile, kesitler dairesel ise, çaplar) kolaylıkla bulunur. Örneğin x inci kesitte debi Q_x ise kesit:

$$\Omega_x = \frac{Q_x}{V}$$

şeklinde hesaplanır.

D_3 , t , d_f v.b. büyüklükler I ci yolda izah edildiği şekilde bulunur. İkinci yol ile salyangoz hesabında bulunan kesitlerin bir veya bir kaç için, I ci yolda söz konusu edilen serbest vorteks kanununun sağlanıp sağlanmadığı kontrol edilmelidir.

(Flaydır)

III. cü yol: PFLEIDERER metodu:

Pratik ve kolay olması nedeniyle Broer'in deneysel sonuçlarına dayanan, difüzyörsüz pompalarda dairesel formdaki salyangoz kesitlerine ait yarıçapları doğrudan doğruya veren aşağıdaki PFLEIDERER metodundan da söz etmekte fayda vardır.

Salyangoz içindeki akışın serbest vorteks kanununa uyduğu göz önüne alınarak, $K=R_3 \cdot C_{u3}$ katsayısı tanımı ile, salyangoz dilinden itibaren her φ açısına tekabül eden dairesel formdaki salyangoz kesitleri hesaplanabilir. (Şekil 30)

$$r = \frac{\varphi^2}{C} + \sqrt{2\pi \cdot (R_3 + t) \cdot \frac{\varphi^2}{C}}$$

bağıntısı ile kesitlere ait yarıçaplar bulunur. Burada C katsayısı

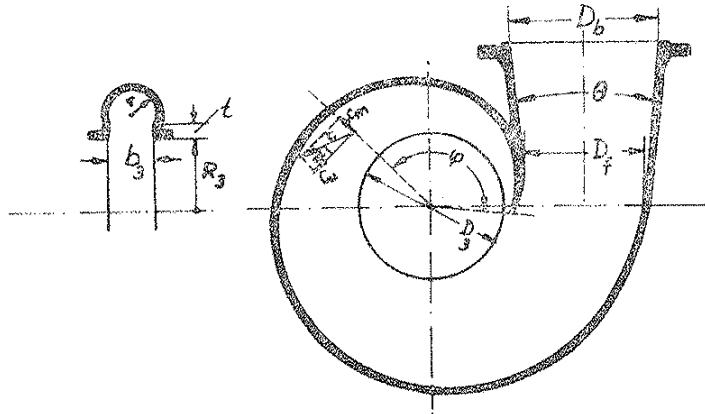
$$C = \frac{720 \cdot \pi \cdot K}{Q}$$

süreklilik denklemi ve K katsayısı tanımı ile

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot R_3 \cdot b_3 \cdot C_{m3} \quad K = R_3 \cdot C_{u3}$$

$$C = \frac{360 \cdot C_{u3}}{b_3 \cdot C_{m3}} = \frac{360}{b_3 \cdot \operatorname{tg} \alpha_3}$$

bulunur.

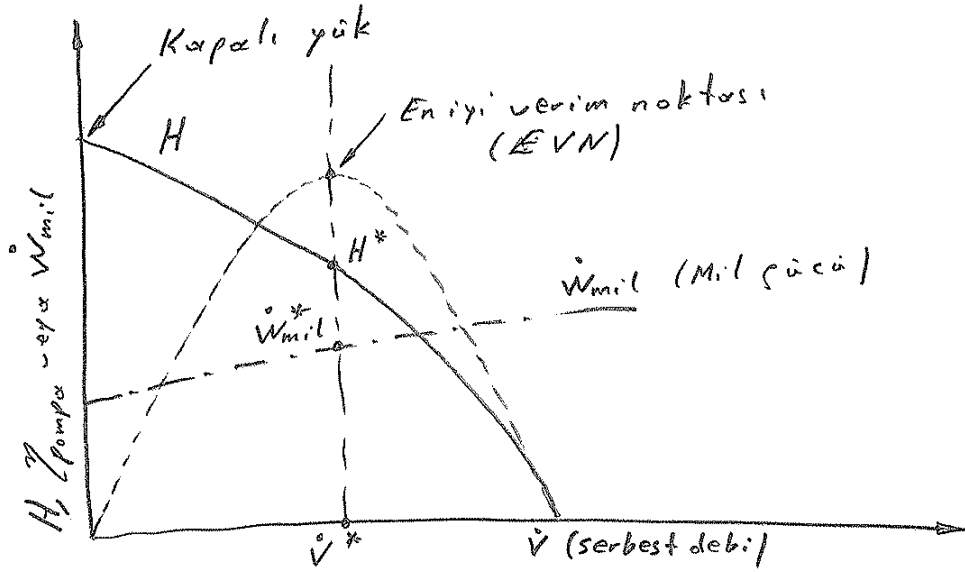


Şekil 30. Dairesel kesitli salyangoz

Buradaki R_3 salyangoz giriş yarıçapı, t salyangoz kanal yüksekliği, b_3 salyangoz giriş genişliği salyangoz çizimi için verilen 1. ci metotta (Şekil 28), gösterildiği gibi saptanabilir.

Bu metotta salyangoz çizimine, önce dilin yerini tespit ederek başlanır. Dil, fazla uzun olmamalı ve D_2 çaplı daire ile e kadar aralık kalmasına dikkat etmelidir. Dil başlangıcından itibaren örneğin $\Delta\varphi=60^\circ$ lik açılarla, salyangoza ait dairesel kesitlerin r yarıçapları formülde verildiği gibi kolayca bulunur. Çıkış fişinin norm çap olması ve çıkış boynundaki θ koniklik açısının 10° den küçük tutulması zorunludur.

Kapalı yük tarifini yapmak için önce Şekil 16'yı inceleyelim.



Şekil 16- Santrifüj pompanın tipik performans eğrileri [L27].
(Yıldızlı simgeler EVN'la karşılık gelen değerlerdir)

Kapalı yük, hacimsel debinin $\dot{V}=0$ olması halinde görülen net basma yüküdür. Bu durum pompa çıkış ağrının tamamen kapatılmasıyla elde edilir. Bu koşullarda H büyük ancak \dot{V} sıfırdır.

Toplam kapalı yük H_{sv} :

$$H_{sv} = H_{imp\,sv} + H_{vol\,sv} \quad (26)$$

şeklinde yazılabilir. Burada,

$H_{imp\,sv}$ - Farktan dolayı kapalı yük

$$H_{imp\,sv} = \frac{R_2^2 \omega^2}{2 \cdot f} \left[1 - (R_5/R_2)^2 \right] \quad (27)$$

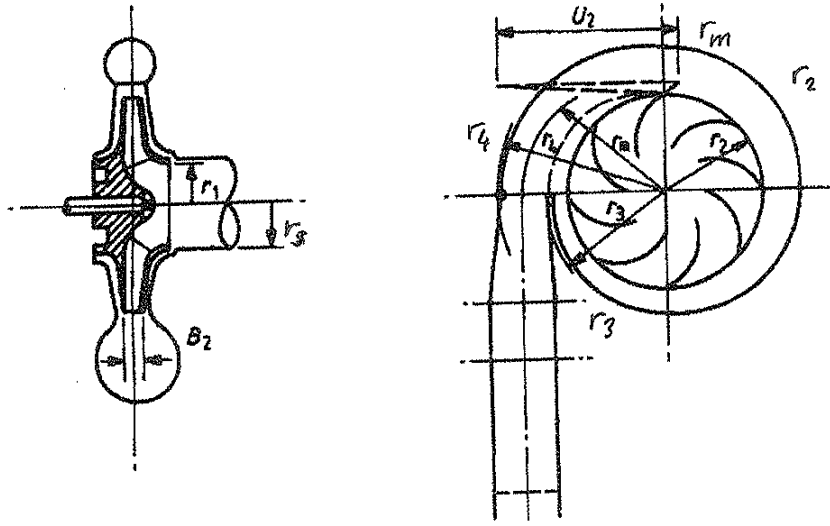
(Yukarıdaki denklem ile ilgili; [L27] Sayfa: 758'e bakınız.)

H_{volsv} - Salyangozdan dolayı kapalı yük

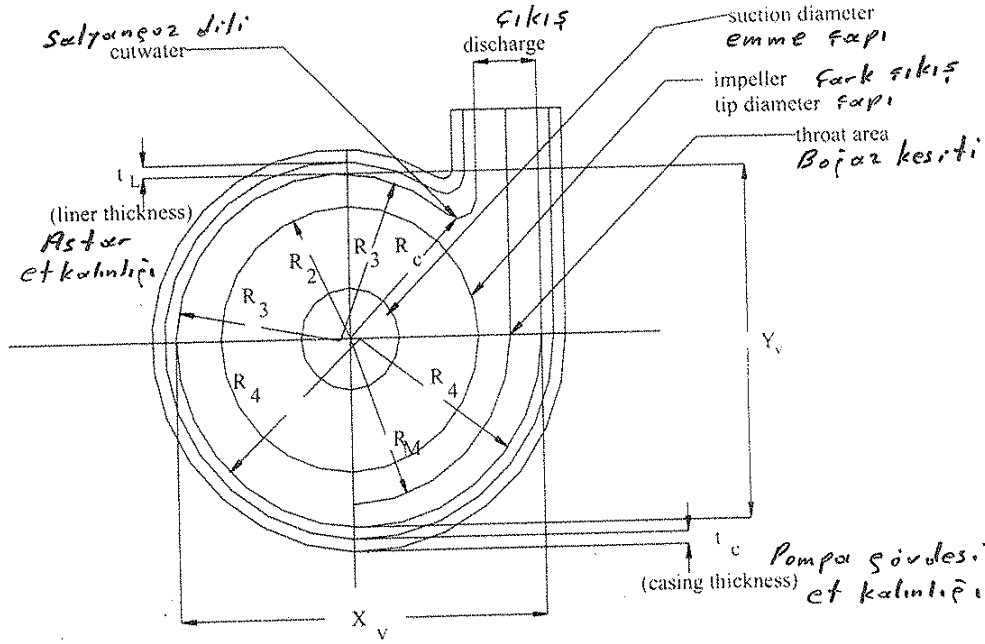
$$H_{volsv} = \left(\frac{R_2 \omega}{R_{MD} - R_2} \right)^2 \left\{ R_{MD}^2 \ln(R_4/R_2) - 2R_{MD}(R_4 - R_2) + \frac{R_4^2 - R_2^2}{2} \right\} / \rho \quad (28)$$

bağıntısı ile ifade edilir. Semboller Şekil 17 ve 18 de gösterilmiş olup ayrıca aşağıda da tanımlenmiştir.

- ω - Açısal hız
- R_2 - Çark giriş yarıçapı veya çark kanadı dış yarıçapı
- R_3 - Mil yarıçapı veya mil burcunun dış yarıçapı
- R_{MD} - Meridyen yarıçapı veya salyangoz boğazındaki meridyen yarıçapı
- R_4 - Salyangoz dairelerinden daha küçük olanın yarıçapı
- R_5 - Salyangoz dairelerinden daha büyük olanın yarıçapı
- R_1 - Çark giriş ağız yarıçapı veya çark kanadı giriş ağız yarıçapı
- R_C - Salyangoz dili yarıçapı
- t_L - Astar veya kaplama et kalınlığı
- t_C - Pompa gövdesi et kalınlığı
- X_V - X eksenindeki salyangoz penişliği
- Y_V - Y eksenindeki salyangoz penişliği
- B_2 - Salyangoz giriş penişliği veya çark dış çapındaki salyangoz gövde penişliği



Şekil 17 - Su pompasında, kapalı yükün hesaplanması için eşitlik 27 de kullanılan parametreler [L32]



Şekil 18 - Karışım (Çamur) pompasının sert metal veya astarlanmış salyanşoz gövdesi [L32]

Tasarımda,

d_t - Astar veya kaplama ϵ apı

K_x - X_V belirleme katsayısı

K_y - Y_V belirleme katsayısı

olmak üzere,

$$X_V = K_x \cdot d_t \quad 1,3 < K_x < 1,4 \quad \text{--- (29)}$$

$$Y_V = K_y \cdot d_t \quad 1,2 < K_y < 1,3 \quad \text{--- (30)}$$

esitlikleri kullanılabilir.

Ayrıca, salyangoz gövdesinin eşdeğer ϵ apı D ise,

$$D = X_V + 2t_L \quad (\text{Şekil 18}) \quad \text{--- (31)}$$

dir.

Tek kademeli kaburgalı gövdeye sahip pompa tasarımı
mında 1035 kPa ($=150 \text{ psi}$) çalışma basıncı için gövde
 t_c kalınlığı,

$$t_c \approx D/41 \quad \text{--- (32)}$$

alınabilir ($1 \text{ psi} = 6,894757 \text{ kPa}$, $1 \text{ kPa} = 0,14504 \text{ psi}$)

Bu konuda, tek kademeli karışım (ϵ amur) pompaları
nın ait bazı karakteristik büyüklükler Tablo 8 de
verilmiştir.

| 1- Size (mm) | 200 × 150 | 250 × 200 | 300 × 250 | 350 × 300 | 400 × 350 | 450 × 400 | 500 × 450 |
|---|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| 2- Impeller d_2 | 530 | 680 | 790 | 890 | 1000 | 1150 | 1400 |
| 3- Shroud diameter d_1 | 560 | 720 | 830 | 930 | 1050 | 1200 | 1500 |
| 4- Cutwater diameter d_C | 657 | 843 | 980 | 1104 | 1240 | 1426 | 1775 |
| 5- Cutwater gap ($d_C - d_1$)/2 | 49 | 62 | 75 | 87 | 95 | 113 | 138 |
| $X_V = 1.3 d_1$ | 728 | 936 | 1073 | 1209 | 1352 | 1560 | 1950 |
| $Y_V = 1.25 d_1$ | 700 | 900 | 1031 | 1163 | 1300 | 1500 | 1875 |
| 6- Liner thickness t_L | 34 | 38 | 41 | 45 | 48 | 51 | 55 |
| $D = X_V + 2 \cdot t_L$ | 796 | 1012 | 1155 | 1299 | 1448 | 1662 | 2060 |
| 7- Pressure area A_p (m ²)* | 0.503 | 0.82 | 1.064 | 1.363 | 1.70 | 2.24 | 3.87 |
| 8- Working pressure kPa | 1035 | 1035 | 1035 | 1035 | 1035 | 1035 | 1035 |
| 9- Design pressure kPa | 1380 | 1380 | 1380 | 1380 | 1380 | 1380 | 1380 |
| $F = A_p \cdot P_{design}$ (kN) | 694 | 1132 | 1468 | 1881 | 2348 | 3105 | 5341 |
| D/t | 40 | 40.7 | 41.17 | 40.42 | 41 | 41.07 | 41.2 |
| 10- Casing thickness t_c (with ribs) | 20 | 24 | 28 | 31 | 34 | 39 | 50 |
| 11- Number of bolts | 12 | 12 | 12 | 12 | 12 | 12 | 12 |
| 12- Load/bolt kN | 58 | 94 | 122 | 157 | 196 | 259 | 445 |
| 13- Bolt area mm ² ** | 347 | 563 | 731 | 940 | 1174 | 1551 | 2662 |
| 14- Bolt diameter mm | 21 | 27 | 31 | 35 | 39 | 45 | 58 |
| 15- Bolt | M24 | M30 | M36 | M40 | M46 | M50 | M62 |

Tablo 8- Tasarıma için önerilen, tek kademeli, karışım (çamur) pompası büyüklükleri [L32]

$$* A_p = 0,9 [X_V + t_L] [Y_V + t_L] \cdot 10^{-6}$$

** Civatalarda müsaade edilen gerilme (emniyet gerilmesi) değeri 166 MPa'dır.

Not: Hesaplamalar ilk yaklaşım değerleri olup, sonuçta eleman yöntemi ile doğrulanmalıdır. Tek kademeli pompası çivdesi çekme mukavemeti ~138 MPa olan kır dökme demirdir.

1- Büyüklük [mm]

2- Fark çıkış çapı

3- Astar veya kaplama çapı

4- Salıngöz dili çapı

5- Dil boşluğu (aralığı)

6- Astar veya kaplama et kalınlığı

7- Basınç alanı veya basınç çalıştırılan alan

8- Çalışma basıncı

9- Tasarım basıncı

- 10 - Pompa gövdesi (karbürçali) et kalınlığı
- 11 - Civata sayısı
- 12 - Yük/civata
- 13 - Civata kesit alanı
- 14 - Civata eği
- 15 - Kullanılan civata

Tablo 8 de 200 x 150 mm büyüklüğündeki pompayı ele alalım ve bazı hesapları yapalım.

- $(d_c - d_t) / 2 = (657 - 560) / 2 = 48,5 \text{ mm} \rightarrow 49 \text{ mm}$

- $X_v = 1,3 \cdot d_t = 1,3 \cdot 560 = 728 \text{ mm}$

- $Y_v = 1,25 \cdot d_t = 1,25 \cdot 560 = 700 \text{ mm}$

- $D = X_v + 2 \cdot t_L = 728 + 2 \cdot 34 = 796 \text{ mm}$

- $A_p = 0,9 [X_v + t_L] [Y_v + t_L] \cdot 10^{-6}$

- $A_p = 0,9 [728 + 34] [700 + 34] \cdot 10^{-6} = 0,503 \text{ m}^2$

- $F = A_p \cdot P_{tasarim} = 0,503 \cdot 1380 = 694 \text{ kN}$

- $D/t_c = 40$ (Sayfa: 38 de ~ 41 dir)

- $t_c = 796 / 40 = 19,9 \text{ mm} \approx 20 \text{ mm}$

- $\text{Yük/civata} = 694 / 12 \approx 58 \text{ kN}$

- $\text{Civata kesit alanı} = \frac{\pi \cdot 21^2}{4} \approx 347 \text{ mm}^2$

Görüldüğü gibi tablo değerleri bulunmuş oldu.

Santrifüj Karışım (Çamur veya Pulp)

POMPA Tasarımı [L32]

- III -

Kennedy

Tasarım basıncı P_D , genellikle max. çalışma basıncının 1,25 katı alınabilir. Cıvataların sayısı ve büyüklükleri ise cıvata malzemesinin akma sınırı ile belirlenir. -41-

Tablo 8'e tekrar dönelim.

Tasarım basıncından dolayı şübede cıvatalar üzerine gelen toplam kuvvet,

$$F_p = 694 \text{ kN} \approx 69400 \text{ kpf}$$

Cıvata malzemesi akma sınırı, $166 \text{ MPa} = 1660 \text{ kpf/cm}^2$ olarak seçilirse, cıvataların toplam çalışma kesit alanı,

$$\frac{69400 \text{ kpf}}{1660 \text{ kpf/cm}^2} = 41,8 \text{ cm}^2 = 4180 \text{ mm}^2$$

Çapı $\phi 21 \text{ mm}$ olan cıvatanın kesit alanı 347 mm^2 olduğuna göre cıvata sayısı da,

$$\parallel \frac{4180 \text{ mm}^2}{347 \text{ mm}^2} = 12$$

olarak bulunur.

Örnek [L 32]:

Debisi 1514 L/s ve toplam dinamik yükü 43 m olan bir şamur pompasına ihtiyaç vardır. Basılacak karışımın özgül yoğunluğu $1,5$ olduğuna göre tek kademeli pompanın hesabı ve projelendirilmesi istenilmektedir. Yükseklik oranı $0,9$, tasarım basıncı $1,4 \text{ MPa}$ kabul edilecektir.

Çözüm :

Eşdeğer suyun manometrik basma yüksekliği (ortalam dinamik yük), 0,90 düzeltme faktörüyle

$$HR = \frac{H_{m \text{ kavışım}}}{H_{m \text{ eşdeğer su}}} \quad (\text{Kavışım pompası ile ilgili bir inceleme Sayfa: 33-34})$$

$$0,9 = \frac{43 \text{ m}}{H_{m \text{ eş. su}}}$$

$$\| H_{m \text{ eş. su}} = \frac{43 \text{ m}}{0,9} = 47,8 \text{ m}$$

(Düzeltilme faktörü, yükseklik veya yük oranıdır)

Pompayı tüm olarak metal den imal edelim ve Tablo 3 'ü göz önüne alalım. Burada, akışkan hızları ortalama,

$$\text{Emme borusunda } V_s = 6 \text{ m/s}$$

$$\text{Basma borusunda } V_d = 9 \text{ m/s}$$

olup, pompanın basma yüksekliğinde $H_m = 55 \text{ m}$ dir.

Rateau teoremini (Fan kanunları) hatırlayalım;

Verimler aynı değerde kalmak üzere:

Manometrik yükseklik;

$$H_m' = \left(\frac{n'}{n} \right)^2 \cdot H_m \quad \text{--- --- --- (33)}$$

Debi;

$$Q' = \left(\frac{n'}{n} \right) \cdot Q \quad \text{--- --- --- (34)}$$

Mil gücü;

$$N_e' = \left(\frac{n'}{n} \right)^3 \cdot N_e \quad \text{--- --- --- (35)}$$

eşitlikleri yazılabilir.

$H_m = 55 \text{ m}$ olan pompayı seçerse yeni hızlar ne olur?

Eff.lik 33'e göre devir sayıları dolayısıyla hızlar -

$$\left(\frac{47,8 \text{ m}}{55 \text{ m}} \right)^{1/2} = 0,932$$

Fan için hızlar azalacaktır. Yeni akışkan hızları

$$V_s = 6 \text{ m/s} \cdot 0,932 = 5,59 \text{ m/s}$$

$$V_d = 9 \text{ m/s} \cdot 0,932 = 8,4 \text{ m/s}$$

olarak bulunur.

Emme borusu kesit alanı,

$$A_s = Q / V_s = (1,514 \text{ m}^3/\text{s}) / (5,59 \text{ m/s})$$

$$\| \underline{A_s = 0,271 \text{ m}^2}$$

Emme borusu iç çapı,

$$A_s = \frac{\pi}{4} D_s^2 \rightarrow 0,271 = \frac{\pi}{4} D_s^2$$

$$\| \underline{D_s = 0,587 \text{ m} = 23,11 \text{ ''}} \left\{ \begin{array}{l} 1 \text{ m} = 39,37 \text{ in} \\ 1 \text{ ft} = 12 \text{ in} \\ g = 9,81 \text{ m/s}^2 \approx 32,2 \text{ ft/s}^2 \end{array} \right\}$$

Basma borusu kesit alanı,

$$A_d = Q / V_d = (1,514 \text{ m}^3/\text{s}) / (8,4 \text{ m/s})$$

$$\| \underline{A_d = 0,18 \text{ m}^2}$$

Basma borusu iç çapı,

$$A_d = \frac{\pi}{4} D_d^2 \rightarrow 0,18 = \frac{\pi}{4} \cdot D_d^2$$

$$\| \underline{D_d = 0,478 \text{ m} = 18,8 \text{ ''}}$$

Metal imalatlı pompa seçtiğimize göre,
 fark çevre hızı veya teğetsel hız, max. 38 m/s
 ve basma yüksekliği, max. 55 m dir (Sayfa: 4)
 Hız 0,932 farkını ile azalacağından, çıkış teğetsel (çevresel) hızı

$$U = 0,932 \cdot 38 \text{ m/s}$$

$$\| \underline{U} \approx 35,42 \text{ m/s}$$

olur.

Şekil 2'yi inceleyelim, fark giriş çapı d_s , emme borusu çapı D_s olarak düşünülürse,

$$\frac{d_2}{d_s} = 2,76 \quad (\text{Tablo 7, } 20'' \times 18'' \text{ pompa için})$$

Hesapladığımız pompa: 23,11'' x 18,8'' dolayısıyla bu pompa için,

$$\frac{d_2}{d_s} = 2,75 \quad (\text{Pompa büyüklüğü arttıkça } d_2/d_s \text{ oranı küçülüyor. Tablo 7)}$$

kabul edilirse,

Fark çıkış çapı,

$$d_2 = d_s \cdot 2,75 = 0,587 \text{ m} \cdot 2,75$$

$$\| \underline{d_2} = 1,615 \text{ m}$$

olarak hesaplanır.

Pompa devir sayısı,

$$U = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n}{60}$$

$$35,42 \text{ m/s} = \frac{\pi \cdot 1,615 \text{ m} \cdot n}{60}$$

$n = 419 \text{ d/d}$

Özgül hız

$$N_g = \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (\text{Eşitlik 12})$$

$$N_g = \frac{419 \sqrt{1514 \cdot 10^{-3}}}{(47,8)^{3/4}}$$

$N_g = 28,4 \text{ d/d}$

Tablo 8 incelenirse, yaklaşık olarak

$$\frac{d_1}{d_2} \approx 1,05 \dots 1,07$$

div. $d_1/d_2 = 1,06$ kabulü ile,

Astar veya kaplama eğri

$$d_1 = 1,06 \cdot 1,615 \text{ m}$$

$d_1 = 1,712 \text{ m}$

bulunur.

$$K_x = 1,35 \quad (\text{Eşitlik 29})$$

X- eksenindeki salyangoz genişliği,

$$X_v = K_x \cdot d_1 \quad (\text{Eşitlik 29})$$

$X_v = 1,35 \cdot 1,712 = 2,31 \text{ m.}$

$$K_y = 1,25 \quad (\text{Eşitlik 30})$$

y- eksenini üzerindeki salyangoz genişliği,

-46-

$$Y_V = K_y \cdot d_f \quad (\text{Eşitlik 30})$$

$$\parallel Y_V = 1,25 \cdot 1,712 = 2,14 \text{ m}$$

Tablo 8 incelenirse, yaklaşık olarak

$$\frac{t_L}{d_f} \approx 0,06 \dots 0,04$$

dir. $t_L/d_f = 0,04$ kabulü ile, astar veya

kaplama et kalınlığı,

$$t_L = 0,04 \cdot 1,712 \text{ m}$$

$$\parallel t_L = 0,0685 \text{ m} \approx 0,069 \text{ m}$$

bulunur.

Salyangoz gövdesinin eşdeğer R_{e}^{g} ,

$$D = X_V + 2 \cdot t_L \quad (\text{Eşitlik 31})$$

$$D = 2,31 \text{ m} + 2 \cdot 0,069 \text{ m}$$

$$\parallel D = 2,45 \text{ m}$$

Gövde et kalınlığı,

$$t_c = D/40 \quad (\text{Eşitlik 32})$$

$$t_c = 2450 \text{ mm} / 40$$

$$\parallel t_c = 61,25 \text{ mm} \approx 62 \text{ mm}$$

Emme borusu dış çapı,

$$D_{sd} = D_s + 2(t_L + t_c)$$

$$D_{sd} = 587 \text{ mm} + 2(69 \text{ mm} + 62 \text{ mm})$$

$$\| \underline{D_{sd} = 849 \text{ mm} \approx 33,5''}$$

dolayısıyla SI birim sistemine göre, $\phi 900$ mm lik emme flansı seçilebilir.

Basma (çıkış) borusu dış çapı

$$D_{dd} = D_d + 2(t_L + t_c)$$

$$D_{dd} = 478 \text{ mm} + 2(69 \text{ mm} + 62 \text{ mm})$$

$$\| \underline{D_{dd} = 740 \text{ mm}}$$

Basma veya çıkış flansı da $\phi 750$ mm olarak seçilebilir.

Eşdeğer basınç alanı,

$$A_p = 0,9 [X_v + t_L] [Y_v + t_L] \cdot 10^{-6} \quad (\text{Tablo 8})$$

$$A_p = 0,9 [2,31 + 0,069] [2,14 + 0,069]$$

$$\| \underline{A_p = 4,72 \text{ m}^2}$$

Civatalara gelen toplam çekme kuvveti;

$$F_p = A_p \cdot P_{tasarim} \quad (\text{Tablo 8})$$

$$P_{tasarim} = 1,4 \text{ MPa} \text{ verildiğine göre}$$

$$F_p = 4,72 \text{ m}^2 \cdot 1,4 \text{ MN/m}^2$$

$$\| \underline{F_p = 6,6 \text{ MN}}$$

Oldukça geniş bir pompa gövdesi, tasarım mühendisi 24 ad. civataya karar verirse, bir civataya karşılik gelen çekme mukavemeti;

$$\frac{6,6 \text{ MN}}{24} = 0,275 \text{ MN} = 275 \text{ kN}$$

Civataların çekme emniyet gerilmesi 166 MPa (Tablo 8) dolayısıyla, bir civatanın kesit alanı,

$$\frac{0,275 \text{ MN}}{166 \text{ MN/m}^2} = 1,66 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

ve civata çapı

$$1,66 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 = \frac{\pi \cdot d_{\text{civata}}^2}{4}$$

$$\| \underline{d_{\text{civata}} = 4,6 \cdot 10^{-2} \text{ m} = 46 \text{ mm}}$$

\| M48 civata seçilir.

Pompaya ait NPSH değeri,

$$(NPSH)_{\text{pompa}} = (NPSH)_{\text{gerekli}} = \frac{0,9 \cdot C_m^2 + 0,115 U_1^2}{9,81} \quad (\text{Eşitlik 24})$$

C_m - Meridyen hız

$$C_m = \frac{Q}{\pi \cdot D_s^2 / 4} \quad (\text{Çark giriş çapı } d_s, \text{ emme borusu çapı } D_s \text{ olarak düşünülmüştür})$$

$$C_m = \frac{1,514 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{\pi}{4} \cdot (0,587 \text{ m})^2}$$

$\parallel C_m = 5,59 \text{ m/s} \quad (V_s = 5,59 \text{ m/s} \text{ Sayfa: } 43)$

U_1 - Ferre hızı

$$U_1 = \frac{\pi \cdot d_s \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,587 \text{ m} \cdot 419 \text{ d/d}}{60}$$

$\parallel U_1 = 12,88 \text{ m/s}$

$$(NPSH)_{pompa} = (NPSH)_{serekli} = \frac{0,9 (5,59 \text{ m/s})^2 + 0,115 (12,88 \text{ m/s})^2}{9,81}$$

$\parallel (NPSH)_{pompa} = (NPSH)_{serekli} = 4,81 \text{ m}$

Pompanın kavitezyon faktörü,

$$\sigma = \frac{(NPSH)_{pompa}}{TDH} \quad (\text{Eşitlik 25})$$

$$\sigma = \frac{4,81 \text{ m}}{47,8 \text{ m}}$$

$\parallel \sigma = 0,1$

bulunur.

Kavitezyondan kaçınmak için, tesisatta ait $(NPSH)_{mevcut}$,

$$(NPSH)_{mevcut} > (NPSH)_{pompa} \quad (\text{Eşitlik 18})$$

olmalıdır.

Pompa farkı, arka fark (EXPPELLER) ve

Dinamik Sızdırmazlık [L32] :

Konu ile ilgili çok geniş bilgi [L43] te vardır. Biz burada, WARMAN Santrifüj Famen pompasının ait sızdırmazlığı da içeren bir kesit resmi (Şekil 19) yine WARMAN' dan Salmastra kutusu sızdırmazlığı (Şekil 20) ve radyal farklı bir EXPPELLER'in geometrisi (Şekil 21) verilmiştir.

Ayrıca [L43] ten alınan, " Arka fanlı (expeller) soğutmalı sızdırmazlık sistemi" de, aşağıda kısa olarak olarak anlatılmıştır .


Arka Fanlı Soğutmalı Sızdırmazlık Sistemi [L43] :

Aşındırıcı maddeyi salmastra bölgesinden uzak tutmanın bir yöntemi de arka fan (expeller) kullanmaktır. Arka fanlı soğutma sisteminde sızdırmazlık bölgesindeki ısınmayı azaltmak için basınçlı temiz su yerine, arka fan kullanılmaktadır. Arka fan, asıl basma işlemini yapan büyük fanın arkasında sızdırmazlık elemanlarına yakın kısımda kullanılan küçük fanlardır. Arka fan kullanımı yöntemiyle temiz su baskısı ihtiyacı ortadan kalkar. Arka fan, büyük fanla eş zamanlı dönerek bir hava akımı sağlayıp o bölgede soğutma ve vakumlu tabaka oluşturmaktadır. Oluşturduğu vakumla da bölgeye mal girişini engeller. Burada temel sorun pompa gövdesinde arka fana uygun yer ihtiyacıdır. Bu tip sistemlerde pompa gövde astarında arka fan için boşluk olması gerekir. Arka fan, bu boşlukta çalışmalıdır. Yer kısıtlaması olan küçük pompalarda arka fan kullanımı güçtür. Mevcut pompaları bu sisteme geçirmek için yeni astarlar, yeni kalıplar ve yeni pompa tasarımı gerekmektedir. Fitilli salmastra ve yağ keçeli çalışmaya uygun olan bu sistemde dışarıdan gelecek temiz suya ihtiyaç yoktur. Dolayısıyla temiz suyu sağlayacak basınca da ihtiyaç yoktur.

Sistem elemanları ; Arka fan ile soğutmalı sızdırmazlık sisteminde (Şekil 22) kullanılan başlıca elemanlar şöyledir :

| ITEM | QTY | DESCRIPTION | PART NO |
|------|-----|-------------------------------|--------------|
| 1 | 1 | SHAFT | EAM073ME05 |
| 2 | 1 | SHAFT KEY | E070ME05 |
| 3 | 1 | LABYRINTH LOCKNUT | E061E62 |
| 4 | 2 | LABYRINTH | E062-10E65 |
| 5 | 2 | END COVER | E024-10E62 |
| 6 | 2 | GREASE NIPPLE | UF4L72-Z |
| 7 | 2 | GREASE NIPPLE | WP4L72-Z |
| 8 | 4 | GREASE NIPPLE CAP | A365P30 |
| 9 | 4 | CLAMP BOLT | E012ME62 |
| 10 | 4 | CLAMP WASHER | E011E62 |
| 11 | 1 | BEARING HOUSING | E004MD21 |
| 12 | 2 | GREASE RETAINER | E046E62 |
| 13 | 2 | BEARING | E009 |
| 14 | 2 | SHAFT SLEEVE O-RING | E109S10 |
| 15 | 1 | GLAND GUARD TOP | SE452-2E62 |
| 16 | 2 | GLAND GUARD SETSCREW | M8H2-16SW |
| 17 | 2 | GLAND CLAMP BOLT | E126MC22 |
| 18 | 1 | GREASE CUP | WP4L84-L |
| 19 | 1 | GREASE CUP ADAPTOR | D138E62 |
| 20 | 1 | LANTERN RING | E063HS1P05 |
| 21 | 4 | WASHER | EAM6080E62 |
| 22 | 1 | EXPELLER RING | EAM029HS1A05 |
| 23 | 4 | FRAME PLATE LINER INSERT STUD | M12Z3-130ZS |
| 24 | 1 | FRAME PLATE LINER INSERT | F6041HS1A05 |
| 25 | 1 | DISCHARGE JOINT | F6132LS01 |
| 26 | 1 | VOLUTE | F6110A05 |
| 27 | 2 | COTTER | F6085E02 |
| 28 | 1 | INTAKE JOINT | F6060S01 |
| 29 | 1 | THROATBUSH | F6083WRT1A05 |
| 30 | 1 | IMPELLER O-RING | F109S10 |
| 31 | 1 | IMPELLER | F6145WRT1A05 |
| 32 | 6 | COVER PLATE BOLT - 2 NUTS | F6015ME65 |
| 33 | 12 | WASHER | M36-11-Z |
| 34 | 1 | COVER PLATE | F6013D21 |
| 35 | 3 | KEEPER PLATE | F6081E62 |
| 36 | 1 | FRAME PLATE | EAM6032D21 |
| 37 | 2 | VOLUTE SEAL | F8124S01 |
| 38 | 1 | EXPELLER RING SEAL | 50T416N |
| 39 | 1 | EXPELLER | EAM020HS1A05 |
| 40 | 2 | PACKING | E111Q21 |
| 41 | 2 | GLAND BOLT | E045MC23 |
| 42 | 1 | GLAND (PAIR) | E044C23 |
| 43 | 1 | SHAFT SLEEVE | E075J04 |
| 44 | 1 | GLAND GUARD BOTTOM | SE452-1E62 |
| 45 | 2 | GLAND GUARD BASE BOLT | M12H2-35SW |
| 46 | 3 | FRAME PLATE BOLT | E034ME62 |
| 47 | 1 | BASE | E003MD21 |
| 48 | 1 | NAMEPLATE | NP |
| 49 | 4 | NAMEPLATE RIVET | |
| 50 | 1 | ADJUSTING SCREW | E001XLME62 |
| 51 | 1 | SHIM SET | E025P30 |
| 52 | 16 | END COVER SET SCREW | D027ME62 |
| 53 | 4 | PISTON RING | E108G02 |
| 54 | 2 | BEARING SEAL | E089-10S10 |

CONTRACT REF: 200582 / 001

| | | | |
|--|--|---|--|
| PRODUCT : WARMAN® ENVIROTECH® Centrifugal Slurry Pumps <small>How technology from 1993 WARMAN slurry pumps from New Minerals are sold as ENVIROTECH pumps in Africa.</small> | | TITLE : COMPONENTS DIAGRAM 8/6 E-AH PUMP METAL LINED CENTRIFUGAL HI-SEAL. | |
| DESIGN CENTRE OF ORIGIN : TODMORDEN, UK. | |  | DRAWING No. AH86E-CCC-WA2 SHEET 1 |
| | | REV. | 0 |

Resim No.

Parça ismi

- 1 - - - - - Pompa mili
- 2 - - - - - Mil kavma yuvası
- 3 - - - - - Labyrinth emniyet somunu
- 4 - - - - - Labyrinth (Sızdırmazlık halkası)
- 5 - - - - - Arka kapak
- 6 - - - - - Gresör lük
- 7 - - - - - Gresör lük
- 8 - - - - - Gresör lük kapağı
- 9 - - - - - Sıkma (siktirma) saplaması
- 10 - - - - - Sıkma pulu
- 11 - - - - - Yatacak şubesi
- 12 - - - - - Gres tutucu
- 13 - - - - - Yatacak
- 14 - - - - - Mil kavma "O" halkası (O-Ring)
- 15 - - - - - Salmastra koruyucu
- 16 - - - - - Salmastra koruyucu ayar vidası
- 17 - - - - - Salmastra sıkma saplaması
- 18 - - - - - Gres kutusu
- 19 - - - - - Gres kutusu adaptörü
- 20 - - - - - Fener halkası
- 21 - - - - - Rondela
- 22 - - - - - Ekspeller (Arka fark) bileziği
- 23 - - - - - iç kaplama (astar) yataklama plâkası için saplama
- 24 - - - - - iç kaplama (astar) yataklama plâkası
- 25 - - - - - Çıkış bağlantısı
- 26 - - - - - Salyangoz
- 27 - - - - - Sıkılma kamasi (Fapraz kama)
- 28 - - - - - Giriş bağlantısı
- 29 - - - - - Boşar kavma

- 30 - - - - - Fark O-halkası
- 31 - - - - - Fark
- 32 - - - - - Gövde kapak saplaması - 2 Somun
- 33 - - - - - Rondela
- 34 - - - - - Gövde kapağı
- 35 - - - - - Sabitleme plakası
- 36 - - - - - Gövde arka kapağı (Yataklama kapağı)
- 37 - - - - - Salyangoz sızdırmazlık elemanı
- 38 - - - - - Ekspeller (arka fark) sızdırmazlık bileziği
- 39 - - - - - Ekspeller (arka fark)
- 40 - - - - - Salmastra
- 41 - - - - - Glen (salmastra kapağı) saplaması
- 42 - - - - - Glen (salmastra kapağı veya baskısı)
- 43 - - - - - Mil kovanı
- 44 - - - - - Glen koruyucu tabanı
- 45 - - - - - Glen koruyucu saplaması
- 46 - - - - - Yataklama kapak saplaması
- 47 - - - - - Şasi (Ayak)
- 48 - - - - - isim plakası
- 49 - - - - - isim plakası perçini
- 50 - - - - - Ayar vidası
- 51 - - - - - Sim (ince ayar şasi) takımı
- 52 - - - - - Arka kapak civatası
- 53 - - - - - Sepman
- 54 - - - - - Yatak keşesi

Salmastra Kutusu Sızdırmazlığı

WARMAN WGR Pompası için aşağıdaki salmastra seçenekleri mevcuttur:

Uzaktan Ayarlanabilir D Tipi Salmastra Kutusu Tertibatı

Eşsiz WARMAN WGR Pompası, tek noktadan ayarlanabilen patentli bir D salmastra kutusunun kullanılmasıyla muhafazanın dışından LINATEX kauçuk contaya karşı gelen silikon karbür yüzün paralel şekilde ayarlanmasını sağlar.



Mekanik Salmastra

Özel çamur uygulamalarına yönelik kartuş tipi tek ve çift mekanik salmastra çeşitleri mevcuttur.



Santrifüj Tip Ekspeller

Pompa, giriş basıncı ve uygulama şartlarına bağlı olarak çalışırken salmastra yıkama suyuna ihtiyaç duymayan shaft sızdırmazlığı oluşturulmak için patentli bir ekspeller kullanılmaktadır.

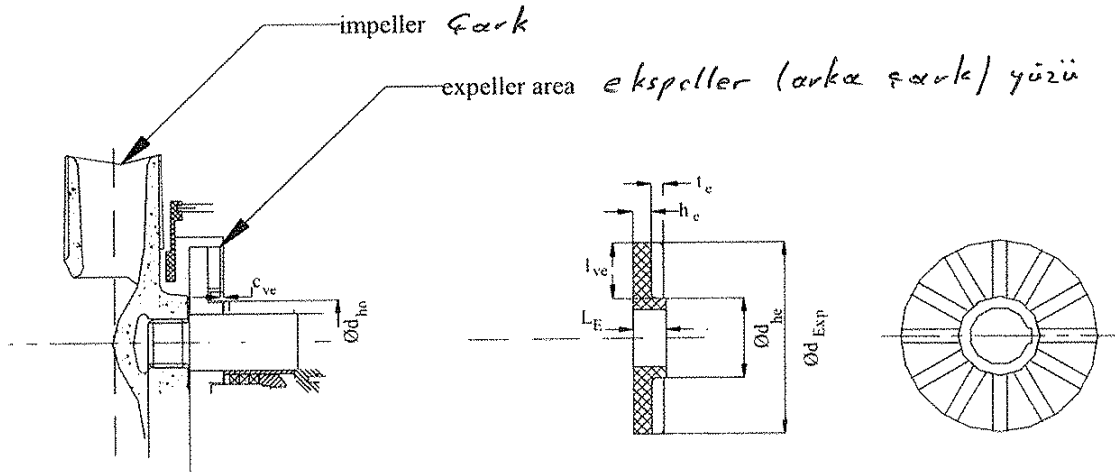


Yıkamalı Tip Salmastra Bileziği

Geleneksel bir çok halkadan oluşan salmastra kutusu da mevcuttur.



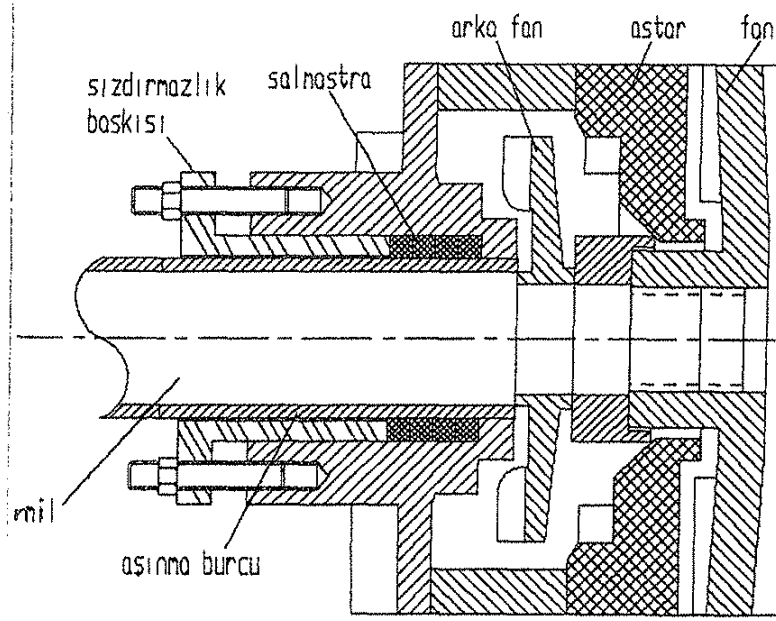
Şekil 20 - WARMAN'dan salmastra kutusu sızdırmazlığı.



Şekil 21 - Radyal farklı bir EKSPELLER (in):
(arka fark) geometrisi [L32]

- Fitilli salmastra veya yağ keçesi
- Sızdırmazlık baskısı
- Aşınma burcu
- Arka fan

Arka fan büyük fanın arkasına aşınma burcunun önüne monte edilir. Salmastra veya yağ keçesi ise arka fanın arkasına aşınma burcunun üzerine yerleştirilir. Bu şekilde mal ile ilk karşılaşan arka fan olacaktır. Bu yüzden arka fan aşınmaya dayanıklı, sertleştirilmiş dökümden imal edilir. Döküm malzemesi olarak Ni Hard döküm veya yüksek krom içeren karışımlar tercih edilir. Arka fan da astar ve büyük fan gibi pompanın değiştirilebilir yedek parçasıdır.



Şekil 22 - Arka fan ile soğutmalı sızdırmazlık sistemi [L 43].

Tahrik sisteminin tasarımı [L 32]:

Bütün pompa parçaları, aşınmadan dolayı değiştirilebilmeli; bunun için de standart imalat gerçekleştirilmelidir.

Pompa miline tesir eden kuvvetler;

- Radyal kuvvet (Salyangoz da, basınç dağılımından dolayı),
- Eksenel kuvvet (Pompa kanat çıkışı ve expeller veya dış fan dan dolayı),
- Çark ve expeller'in ağırlık kuvveti,
- Döndürme momenti (Devir sayısı ve kullanılan püskürtün dolayı)
- Radyal kuvvet (Tahrik tarafındaki kasnaktan dolayı. Karış-kasnak ile tahrik mekanizması için)

Radyal itme kuvveti (Toplam dinamik yük ten⁻⁵⁸⁻ dolayı) F_R ;

Pompa gövdesinde, düzensiz basınç dağılımı nedeniyle,

$$F_R = K \cdot S \cdot f \cdot H \cdot d_2 \cdot B_2 \quad (36)$$

olarak ifade edilir.

K - Yük oranı için düzeltme faktörü

d_2 - Çark eksen çapı (Çark kanatlarının uç veya dış eksen)

B_2 - Pompa gövdesinin genişliği (Çark dış eksenindeki veya çark uç eksenindeki pompa gövdesinin genişliği)

Şekil 23 de gösterildiği gibi,

$$B_2 = b_2 + X_f + X_b \quad (37)$$

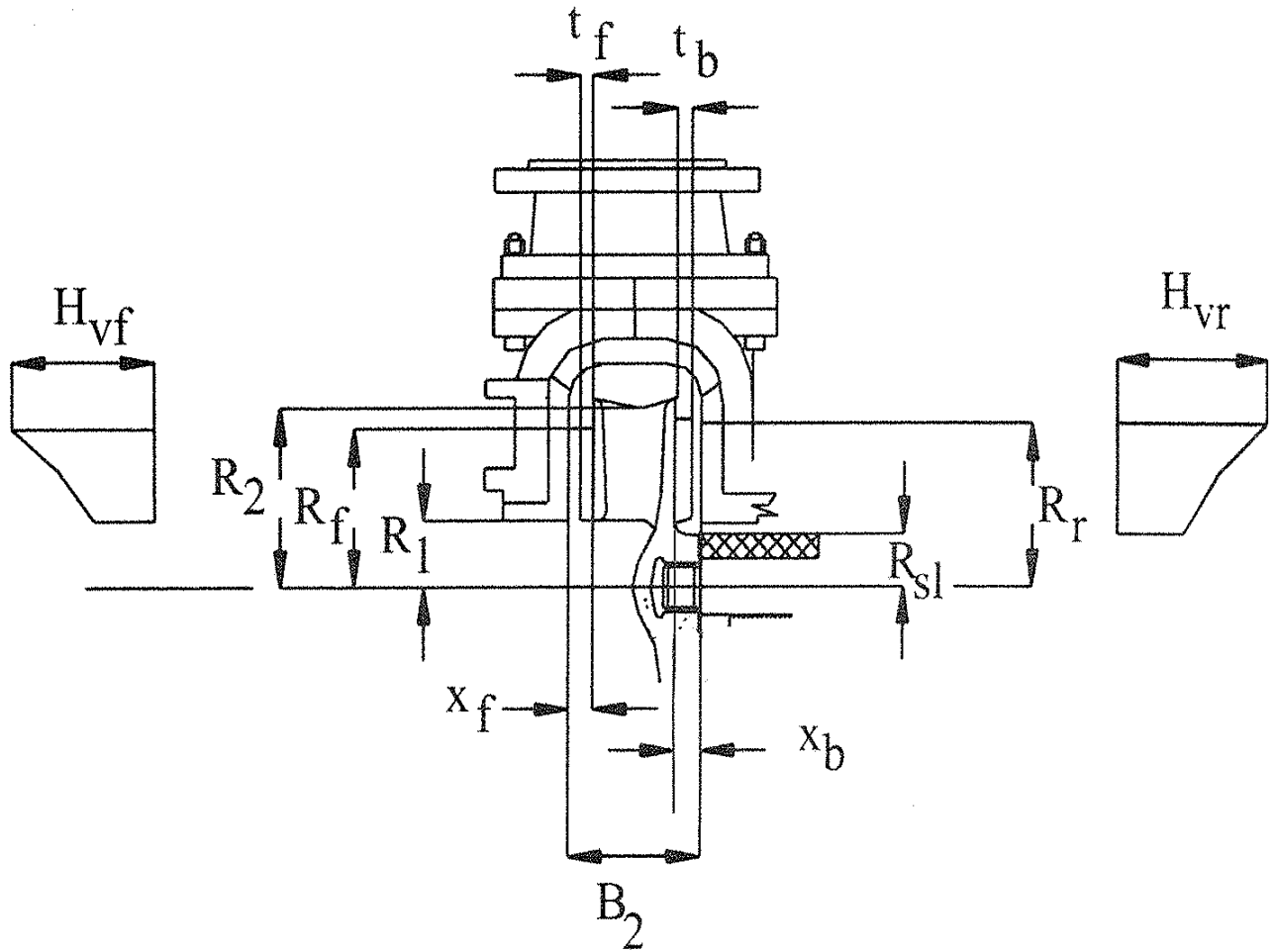
b_2 - Çark eksen genişliği

Her üretici radyal yük ve yatak ömrü için K değerini önermişlerdir.

Radyal yükün debiye göre değişimi de Şekil 24 ten izlenebilir.

Eksenel itme (Basınçtan dolayı) ;

Genellikle, çarkın ön ve arka yüzleri arasındaki basınç farkından doğan eksenel itme kuvveti çarkı ve ona bağlı mil v.b. organları düşük basınçlı bölgeye doğru iter. Pompa çarklarında da emme ağız tarafındaki basınç düşüklüğü ve arka yüzündeki basınç yükseltisi nedeniyle itme kuvveti doğan ve pompa çarkı emme tarafına doğru itilir.

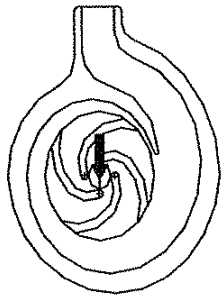


Şekil 23 - Bir çamur pompası çarkının ön ve arka kanat çıkış yarıçapları [L32].

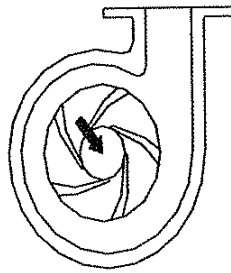
- R_1 - Çark kanadı giriş kenarı yarıçapı
- R_2 - Çark kanadı çıkış kenarı yarıçapı
- R_r - Pompa kanat çıkışı dış yarıçapı
- R_{sl} - Mil burcu dış yarıçapı
- H_v - Buharlaşma yükü

Şekil 25 incelenecek olursa,

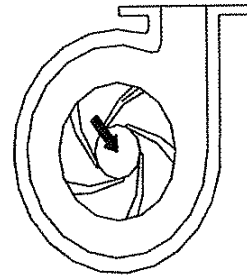
- P_s - Emme ağız tarafındaki basınç
- d_1 - Emme ağız çapı
- P_A - Atmosferik basınç
- d_{sl} - Mil burcu çapı
- P_1 - Çarkın arka tarafındaki basınç



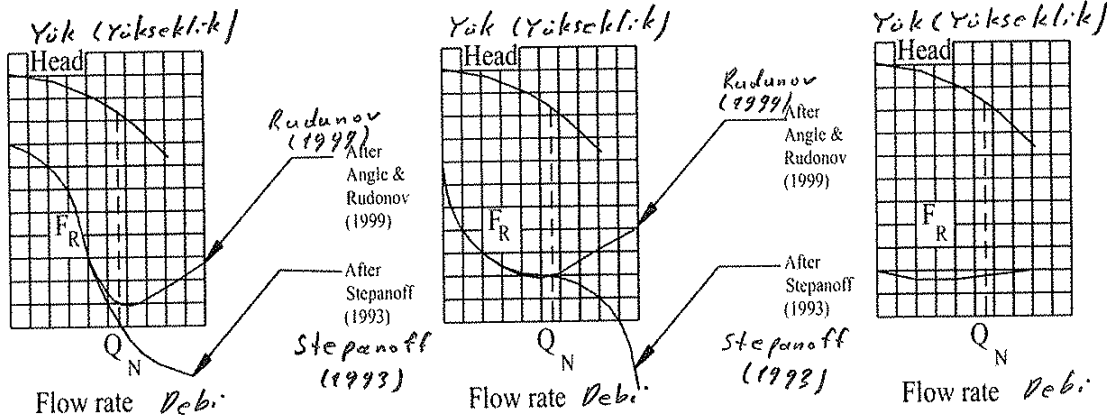
(a) true volute
Gerçek (tam) salyangoz



(b) two semi-circle casing
iki yarım daire gövde



(b) circular casing
Dairesel gövde



Şekil 24 - Çeşitli gövde şekillerine karşılık gelen radyal yükün debiye göre değişimi [L32].

Mil burcuna tesir eden itme kuvveti,

$$T_{SL} = 0,25 \pi \cdot d_{sl}^2 \cdot P_A \quad (38)$$

Çarkın ön tarafına tesir eden itme kuvveti,

$$T_S = 0,25 \cdot \pi \cdot d_1^2 \cdot P_S \quad (39)$$

Akışkanın çarkın giriş ve çıkışındaki hareket miktarı değişiminden doğan hidrolik kuvvetide hesaba katılır. Suck (ki gerektir) bu kuvvet, basınç farkından doğan itme kuvvetinin ters yönünde olduğu için, toplam itme kuvvetini küçültecek yönde etki yapar.

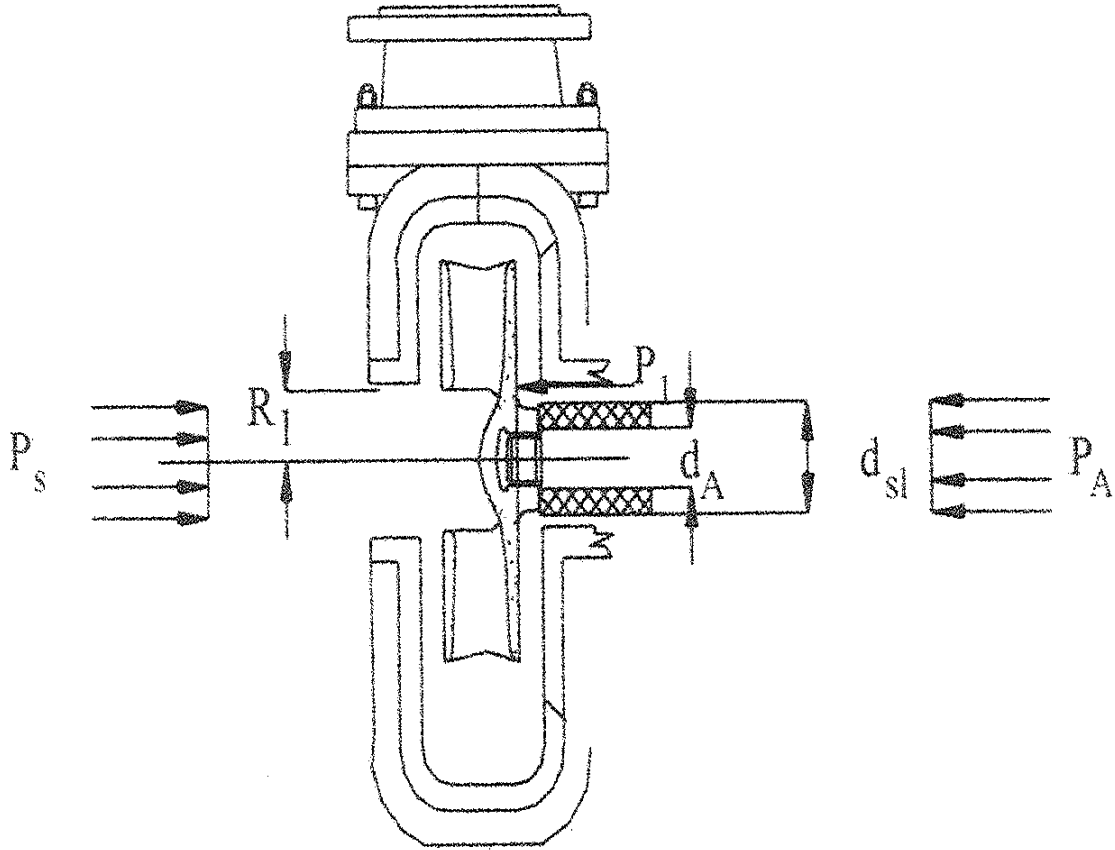
Toplam itme kuvveti veya net itme kuvveti veya hidrolik itme kuvvetide düşünülerek pompa miline tesir eden eksenel itme kuvveti ;

Santrifüj Karışım (Çamur veya Pulpa)

POMPA Tasarımı [L32]

- IV -

[Handwritten Signature]



Sekil 25 - Çark 'a tesir eden aksenal kuvvetler [L32].

$$F_A = 0,25\pi [P_1 (d_1^2 - d_{sL}^2) + P_A d_{sL}^2 - P_S d_1^2] \quad (40)$$

olur. Pompaada kademe sayısı M olmak üzere,

$$P_S = (M-1) \rho \cdot g (TDH_{st}) + P_A \quad (41)$$

yarılabilir.

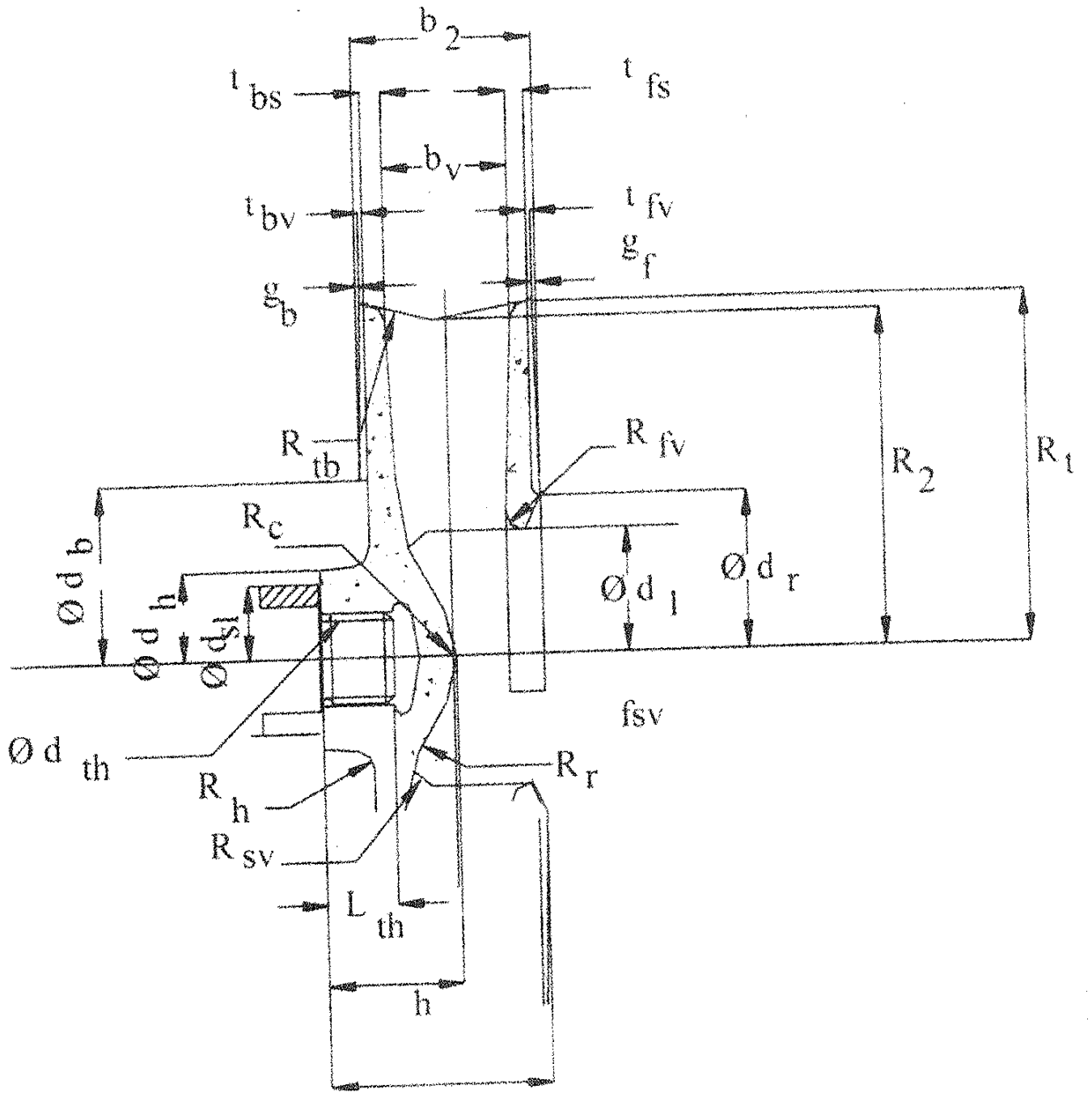
TDH_{st} - Kademe basına toplam dinamik yük.

Sekil 26 daki sembollerden faydalanarak eğer, pompa çıkış kanatları ilâve olarak varsa

$$P_b = P_2 - 0,125 \cdot \rho \cdot \omega_{imp}^2 \left\{ [R_2^2 - R_b^2] - \left[(1 + t_b/x_b)^2 \cdot (R_2^2 - R_b^2) \right] \right\} \quad (42)$$

yarılabilir. Burada,

R_b - Pompa çıkış kanatlarının yarıçapı



Şekil 26 - Farklı enine kesitinde ki eşitli geometrik büyüklükler [L32].

P_b - Pompa çıkış kanatları taban basıncı (Pompa çıkış kanatları tabanındaki basınç)

$$P_2 = 0,75 \cdot \rho \cdot g \cdot (TDH) + P_s \quad - (43)$$

TDM - Toplam dinamik yük.

t_b, x_b - Şekil 23

ω_{imp} - Çark veya expellerin dönme hızı

Çarkin arka tarafındaki ortalama itme kuvveti,

$$T_{2b} = 0,5 (P_2 + P_b) \pi (R_2^2 - R_b^2) \quad (44)$$

dir. Şekil 24'ten faydalanarak expeller (arka fan) bileziği üzerindeki basınç,

$$P_{he} = P_b - 0,125 \rho \cdot \omega_{imp}^2 \left\{ [R_{exp}^2 - R_{he}^2] - \left[\left(1 + t_e / (t_e + c_{ve}) \right)^2 \cdot (R_{exp}^2 - R_{he}^2) \right] \right\} \quad (45)$$

ve expellerin arka tarafındaki ortalama itme kuvveti,

$$T_{be} = 0,5 (P_{he} + P_b) \pi (R_{exp}^2 - R_{he}^2) \quad (46)$$

Eğer, expellerin göbek çapı mil burcundan daha büyük ise, eksenel kuvvetin bileşeni,

$$T_{sl} = 0,5 (P_{he} + P_A) \pi (R_{he}^2 - R_{sl}^2) \quad (47)$$

R_{sl} - Mil burcu yarıçapı (Şekil 23, 25)

şeklinde yazılabilir.

Burç ve milin arkasında bulunan basınç esas olarak atmosferik basınç olup buradaki itme kuvveti,

$$T_{sl} = P_A \pi \cdot R_{sl}^2 \quad (48)$$

olur.

Çarkin ön tarafında ki basınç, pompa kanat çıkışı yarıçapı R_r olmak üzere Şekil 23, 25 ve 26'dan faydalanarak,

$$P_r = P_2 - 0,125 \rho \cdot \omega_{imp}^2 \left\{ [R_2^2 - R_r^2] - \left[\left(1 + t_f / x_f \right)^2 \cdot (R_2^2 - R_r^2) \right] \right\} \quad (49)$$

dir.

Farkın ön tarafında R_2 ve R_r arasındaki - 64-
ortalama itme kuvveti;

$$T_{2r} = 0,5 (P_2 + P_r) \pi (R_2^2 - R_r^2) \quad (50)$$

şeklinde yazılabilir.

Eğer, ön taraftaki şöbek çapı d_r , emme çapı d_s ten daha büyük ise, aksenal kuvvetin bileşeni;

$$T_{rs} = 0,5 (P_r + P_s) \pi (R_r^2 - R_s^2) \quad (51)$$

ve emme basıncından dolayı itme kuvveti;

$$T_s = P_s \pi R_s^2 \quad (52)$$

dir.

Toplam aksenal itme, farkın arka tarafındaki toplam itme ile farkın emme tarafındaki toplam itme kuvvetlerinin farkına eşit olup,

$$F_A = [T_{2b} + T_{be} + T_{sl}] - [T_s + T_{rs} + T_{2r}] \quad (53)$$

şeklinde ifade edilebilir.

Yatak kuvvetleri [L32]:

Tek kademeli salyangozlu pompalarda milin bir ucunda fark, diğer ucunda kavrama (bazen kasnak) bağlıdır. Genellikle yataklama Şekil 27 de görüldüğü gibi iki rulmanlı yatak ile yapılır ve mil konsol şeklinde çalışır.

Simdi, Sekil 27 deki konstruksiyona göre -65-
çalışan bir yağmur pompasında, yataklara etkiyen
kuvetleri hesaplıyalım.

Kullanılan semboller;

F_R - Radyal itme kuvveti

W_{imp} - Fark ağırlığı ($= W_{fark}$)

F_A - Mil üzerindeki eksenel itme kuvveti (Hidrolik
kuvvetlerden dolayı)

R_W - Reaksiyon yatak kuvveti (Fark tarafındaki
yatakta)

R_D - Reaksiyon yatak kuvveti (Tahrik tarafındaki
yatakta)

F_P - Pompanın kayış- kasnak mekanizması ile tahri-
kinde kayıştan dolayı oluşan kayış kuvveti.

$W_P (= W_{kasnak})$ - Kasnak ağırlığı (Kayış- kasnaklı
tahrikte)

$$F_1 = F_R + W_{fark} \quad \text{---} \quad (54)$$

$$F_2 = F_A \quad \text{---} \quad (55)$$

$$F_3 = F_P - W_{kasnak} \quad \text{---} \quad (56)$$

olarak gösterilirse, denge ve moment denklemleri ile
yataklara gelen kuvvetleri bulabiliriz.

$$F_1 + R_D - R_W - F_3 = 0$$

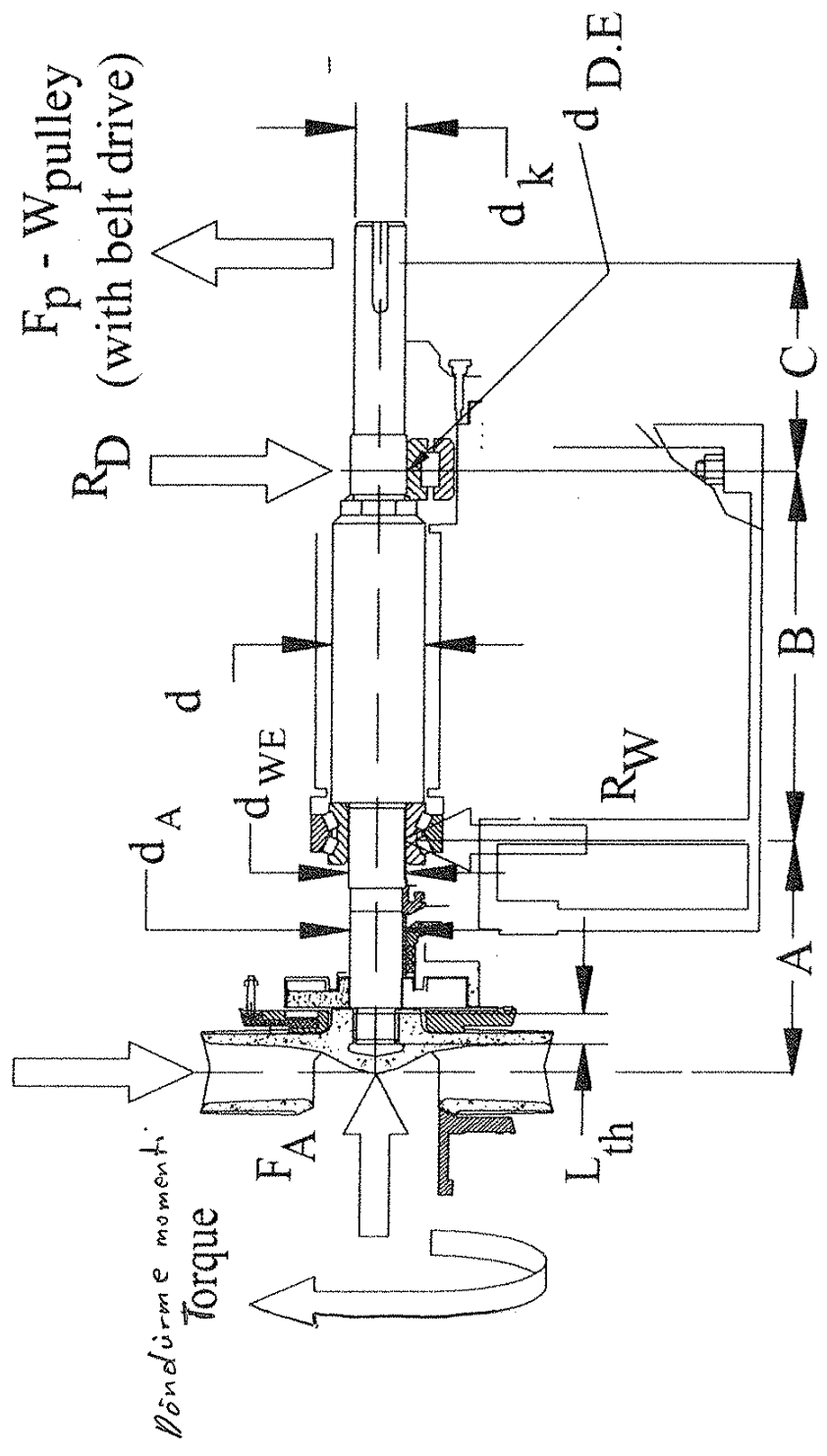
$$F_1 \cdot A - R_D \cdot B + F_3 (B+C) = 0$$

$$F_1 = F_R + W_{\text{çark}}$$

$$F_R + W_{\text{imp}}$$

$$F_3 = F_p - W_{\text{kasnak}}$$

(Kayış- kasnaklı tahrik)



Şekil 27 - Yatay Çamur Pompasında, pompa miline fesir eden kuvvetler [L32].

$$\| R_D = \frac{F_3 (B+C)}{B} + \frac{F_1 \cdot A}{B} \quad (57)$$

$$R_w = F_1 + \frac{F_3 (B+C)}{B} + \frac{F_1 \cdot A}{B} - F_3$$

$$R_w = F_1 \left(1 + \frac{A}{B} \right) + F_3 \left(\frac{B+C}{B} - 1 \right)$$

$$\| R_w = \frac{F_1 (A+B)}{B} + \frac{F_3 \cdot C}{B} \quad (58)$$

Gamur pompaları konstrüksiyon örnekleri [L32]:

Örnekler; Şekil 28, 29, 30, 31 ve 32 de gösterilmiştir.

Pompalarda performans analizi [L27]:

Bir pompanın performans analizini yapmak için bir takım temel parametreler kullanılır:

\dot{m} - Pompadan geçen akışkanın kütleli debisi;

\dot{V} - Sıkıştırılmamış akış için hacimsel debi;

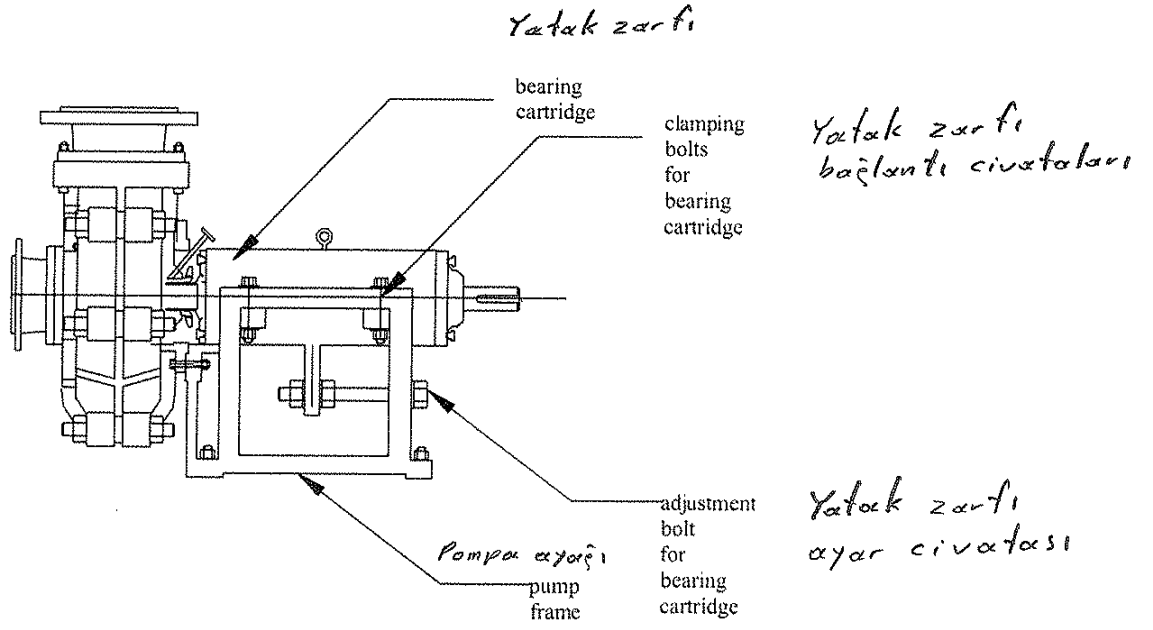
belirli, pompa performans parametreleridir.

Hacimsel debi (kapasite); basit olarak,

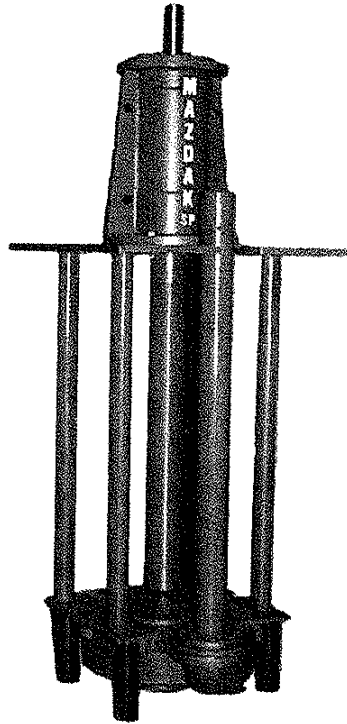
$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (59)$$

şeklinde elde edilir.

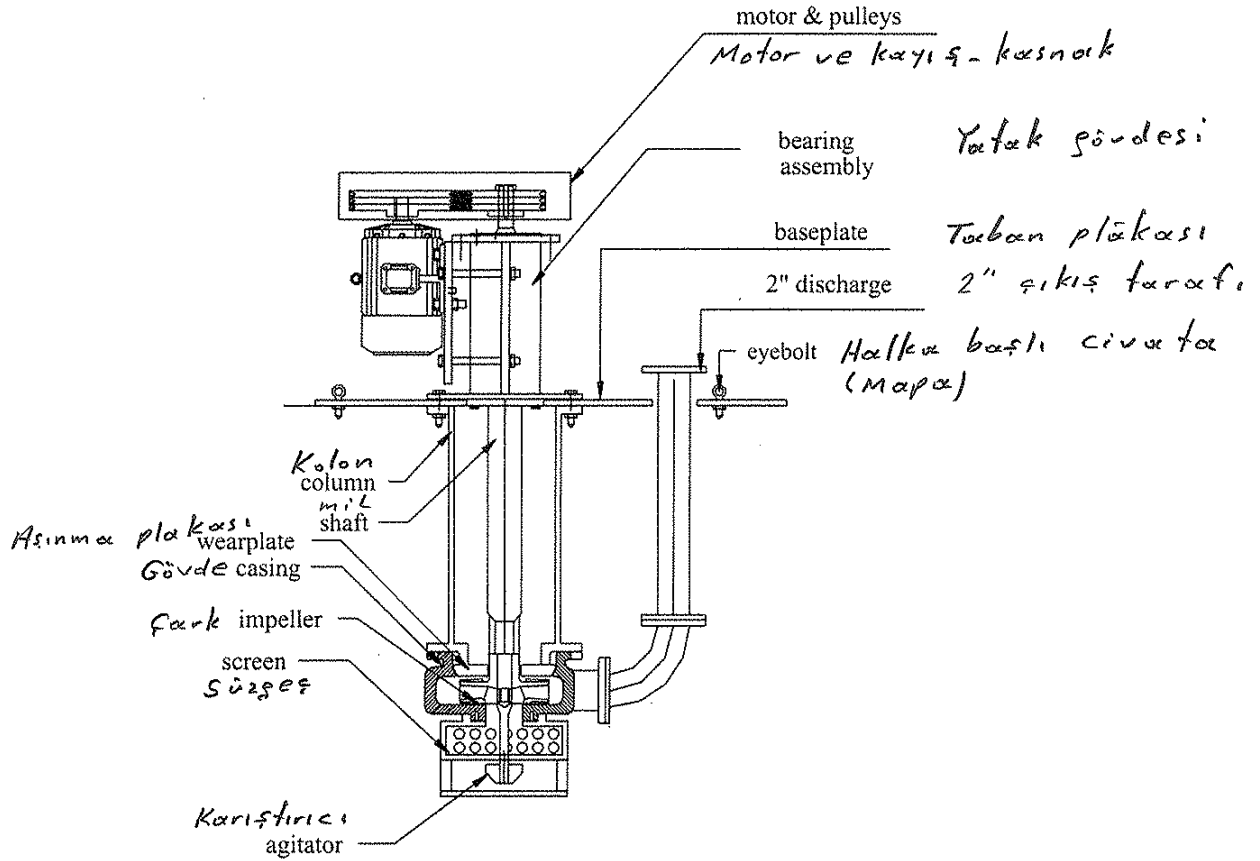
ρ - Akışkan yoğunluğu



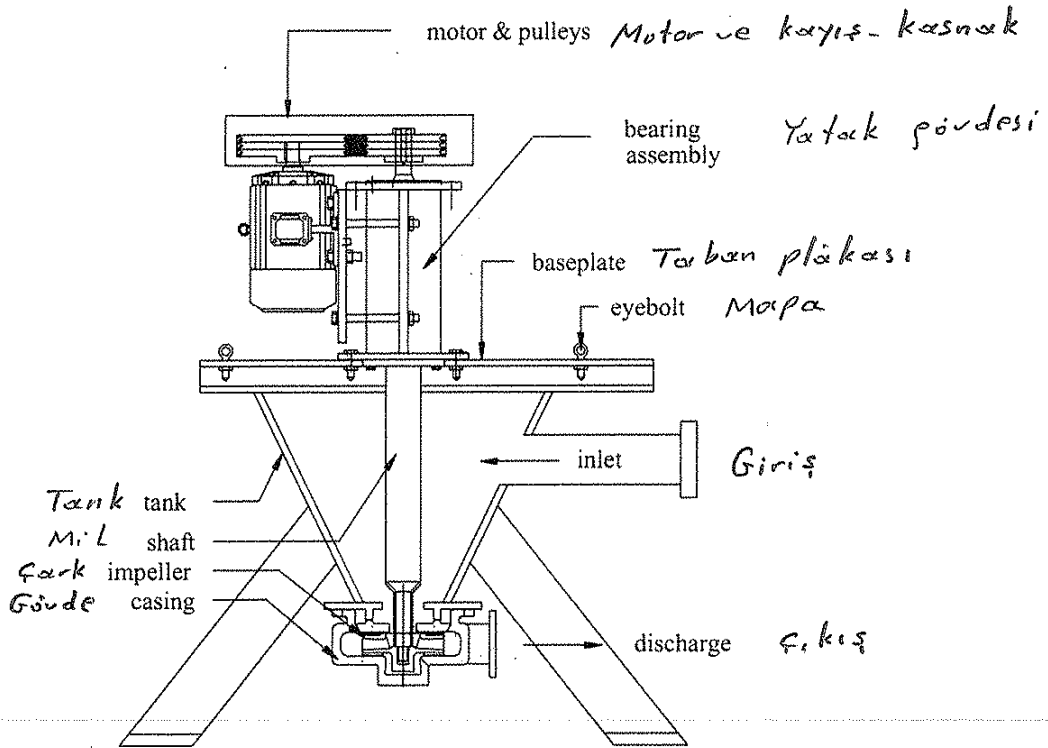
Şekil 28 - Yataklar zarfı ve ayak arasındaki özel civata ile, pompa çerçevesinin ayarlanması [L 32]



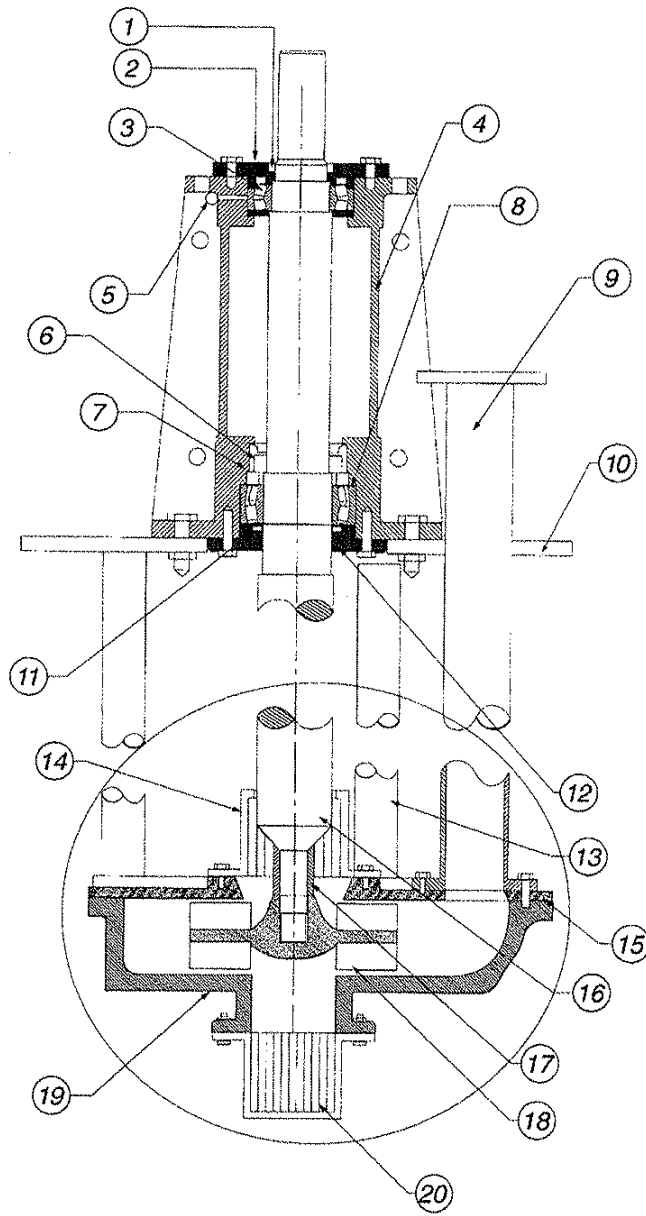
Şekil 29 - Gitt emme çarklı şeker pompası [L 32]



Şekil 30 - Tek emme çarklı şukur pompası [L32]
(Çökme katı taneciklerin karıştırılarak ufalması halinde dışarı atılması)



Şekil 31 - Kapaktan emme çarklı tank şukur pompası [L32].



Şekil 32 - Düşey çamur pompası ve pompa elemanları [L 32].

- 1- Mil keşesi, 2- Üst yataklar kapağı,
- 3- Üst yataklar, 4- Yataklar gövdesi,
- 5- Gres nipel, 6- Yataklar emniyet somunu,
- 7- Yataklar pulu, 8- Alt yataklar - oynak makaralı yataklar - Ağır yükler için.
- 9- Çıkış borusu, 10- Taban plakası,
- 11- Mil keşesi, 12- Alt şebek, 13- Altlık (Kaide),
- 14- Üst emme süzgeci, 15- Aşınma plakası,
- 16- Mil, 17- Mil kovanı, 18- Çift emişli çark (minimum eksenel yük için)
- 19- Pompa gövdesi, 20- Alt emme süzgeci.

Buna ilâve olarak bir pompanın performansı, giriş ve çıkış arasındaki Bernoulli yükünde meydana gelen değişim olarak tanımlanan pompa net yükü H ile karakterize edilir.

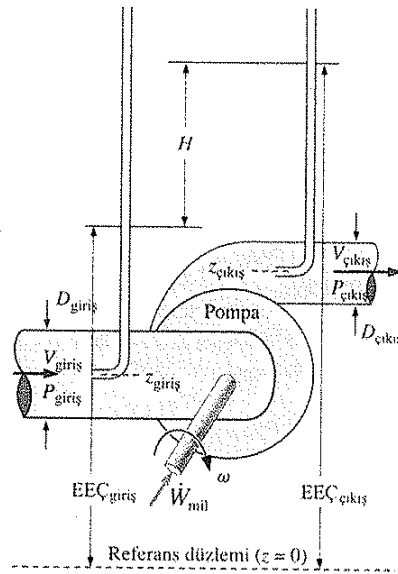
Net yük,

$$H = \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_{\text{çıkış}} - \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_{\text{giriş}} \quad (60)$$

veya Şekil 33 de gösterildiği gibi, giriş ve çıkışa yerleştirilen Pitot tüplerinden elde edilen enerji eğim çizgilerine göre,

$$H = EEC_{\text{çıkış}} - EEC_{\text{giriş}} \quad (61)$$

dir.



Şekil 33 - Bir pompanın net yükü H [127]

\dot{W}_{mil} - Pompa mil gücü

EEÇ - Enerji eğim çizgisi

Net yük, şerhkte akışkanca verilen faydalı güç ile orantılıdır dolayısıyla hidrolik güç,

$$\dot{W}_{\text{hidrolik güç}} = \dot{m} g H = \rho \cdot f \cdot v \cdot H \quad (62)$$

olarak tanımlanır.

Ayrıca, pompaya verilen harici güç (mil gücü) veya dönen bir mil tarafından iletilen güç,

$$\dot{W}_{\text{mil}} = \omega \cdot T_{\text{mil}} \quad (63)$$

olup burada

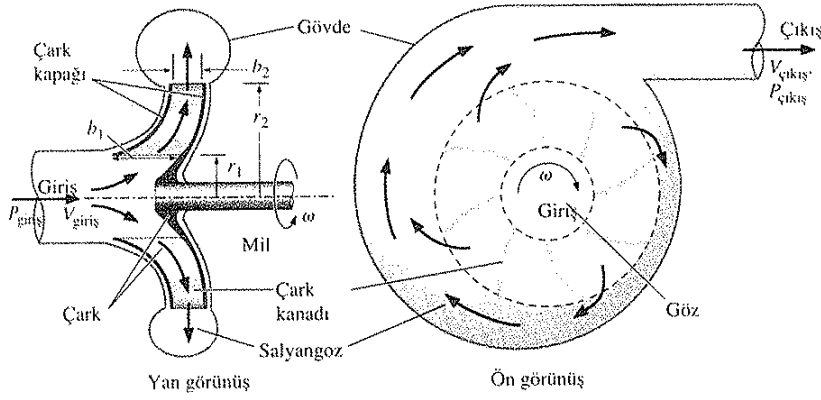
ω - Milin açısal hızı

T_{mil} - Mite verilen döndürme momenti

dir. Pompa verimi η_{pompa} ise faydalı gücün verilen güce oranı olarak tanımlanır.

$$\eta_{\text{pompa}} = \frac{\dot{W}_{\text{hidrolik güç}}}{\dot{W}_{\text{mil}}} = \frac{\rho \cdot f \cdot v \cdot H}{\omega \cdot T_{\text{mil}}} \quad (64)$$

Şimdi santrifüj (merkezkaç) bir pompayı ele alalım (Şekil 34). Akışkan pompanın ortasından (füz) aksenal olarak girer, dñnel kanatlar tarafından (çark) dışca doğru savrulur, genişleyen yayıcıda (salıyıcı) yayılır ve pompa dışına verilir. r_1 ve r_2 sırasıyla çark kanadının giriş ve çıkışının radyal konumu olarak; b_1 ve b_2 ise çark kanadının giriş ve çıkışındaki aksenal kanat genişlikleri olarak tanımlanmıştır.



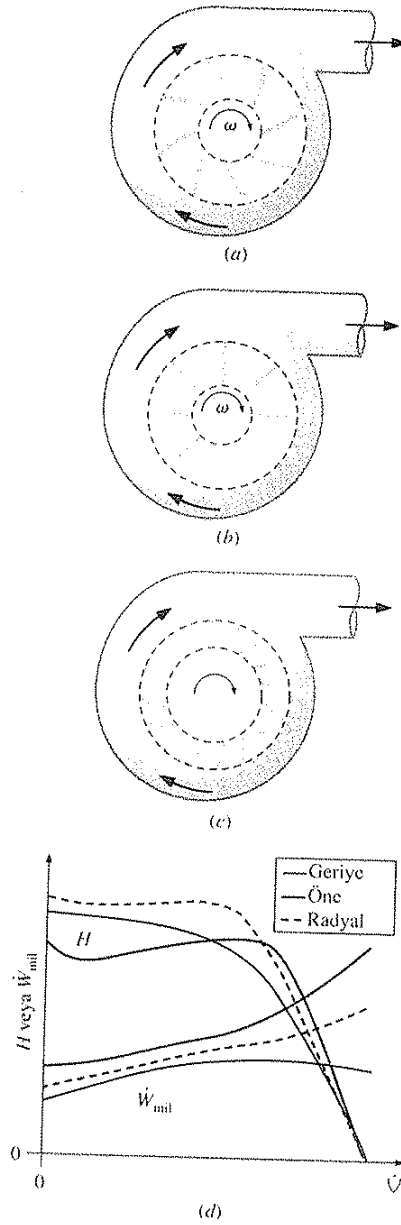
Şekil 34 - Tipik bir santrifüj (merkezkaç) pompanın yan ve ön görünüşleri [L27].

Çark kanadı geometrisine göre, Şekil 35 te çizildiği gibi üzerinde tartışılması gereken üç tip santrifüj (merkezkaç) pompa vardır:

- Geriye eğimli kanatlı santrifüj pompalar en yaygın olanları ve en yüksek verimi bu pompalar verir.
- Radyal kanatlı (ayrıca düz kanatlar olarak isimlendiriliyor) santrifüj pompalar en basit geometrik yapıya sahip olup üzü arasında geniş bir hacimsel debi aralığında en yüksek basınç artışı sağlar.
- Öne eğimli kanatlı santrifüj pompalar, geniş bir hacimsel debi aralığında hemen hemen sabit bir basınç artışı sağlar.

Basitleştirilmiş bir santrifüj pompanın

yakından bir yan görünüşü Şekil 36 da çizilmiştir. Burada, V_{1n} ve V_{2n} sırasıyla, r_1 ve r_2 yarıçaplarındaki ortalama normal hız bileşenleri olarak tanımlanmıştır.



Şekil 35 - Üç tip temel santrifüj (merkezkaç)

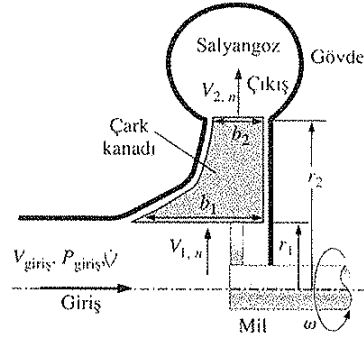
pompa [L27] :

a) Geriye eğimli kanatlı,

b) Radyal kanatlı,

c) Öne eğimli kanatlı

d) Üç pompa tipinin net yüklerinin ve fren beygir güçlerinin karşılaştırılması.



Şekil 36- Hız vektörlerinin analizi için kullanılan basitleştirilmiş santrifüj pompanın yakın yan görünüşü [L27].

Hücumsel debi :

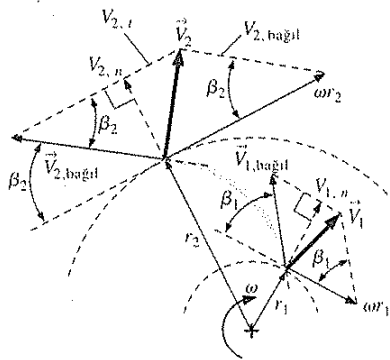
$$\dot{V} = 2\pi r_1 b_1 V_{1n} = 2\pi r_2 b_2 V_{2n} \quad (65)$$

yaazılabilir ve,

$$V_{2n} = V_{1n} \frac{r_1 \cdot b_1}{r_2 \cdot b_2} \quad (66)$$

elde edilir.

Şekil 37 de ise, bir çark kanadının yakından ön görünüşü ile radyal ve teğetsel hız bileşenleri gösterilmiştir. Kanadın girişini (r_1 yarıçapında) ωr_1 ,



Şekil 37- Hız vektörlerinin analizi için kullanılan basitleştirilmiş santrifüj pompanın yakından ön görünüşü [L27]
 \vec{V}_1, \vec{V}_2 - Akışkanın mutlak hız vektörleri

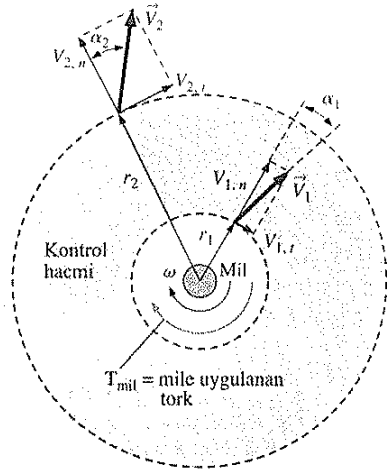
kanadın çıkışı da (r_2 yarıçapında) ωr_2 teğetsel hızıyla hareket eder.

β_1 - Giriş kenarı açısı

β_2 - Çıkış kenarı açısı

olarak tanımlayalım ve akışın her noktada kanat yüzeyine teğet olduğunu kabul edelim. \vec{V}_1 bağıl ve \vec{V}_2 bağıl hız vektörleri, basitleştirici kabule uygun olarak Şekil 37 de kanat yüzeyine paralel olarak çizilmiştir.

Dönen mil üzerindeki döndürme momentini belirlemek için, çark kanatlarını r_1 yarıçapından r_2 yarıçapına kadar çevreleyen bir kontrol hacmi seçelim (Şekil 38).



Şekil 38- Kontrol hacmi ve mutlak hız vektörleri. V_{1t} , V_{2t} mutlak teğetsel hız bileşenleridir [L27].

Hareket miktarı teoremi düşünülürse, çarkın karışım üzerindeki T momenti (veya T_{mil})

$$T_{mil} = \rho \dot{V} (r_2 V_{2t} - r_1 V_{1t}) \quad (67)$$

olup bu momente Euler momenti de denir.

α_1 ve α_2 sapma açıları ve mutlak hız vektörlerinin büyüklükleri cinsinden,

$$T_{mil} = \rho \dot{V} (r_2 V_2 \sin \alpha_2 - r_1 V_1 \sin \alpha_1) \quad (68)$$

yazılabilir.

Burada basitleştirilmiş analizde tersinmez kayıplar söz konusu değildir. Bu yüzden pompa verimi

$\eta_{pompa} = 1$ olup hidrolik güç ile mil gücü aynıdır. Eşitlik 63 ve 62 yi kullanarak,

$$\dot{W}_{mil} = \omega \cdot T_{mil} = \rho \omega \dot{V} (r_2 V_{2t} - r_1 V_{1t}) \quad (69)$$

$$\dot{W}_{mil} = \dot{W}_{hidrolik\ güç} = \rho g \dot{V} H \quad (70)$$

yazılıp net yük H şekilirse,

Net yük,

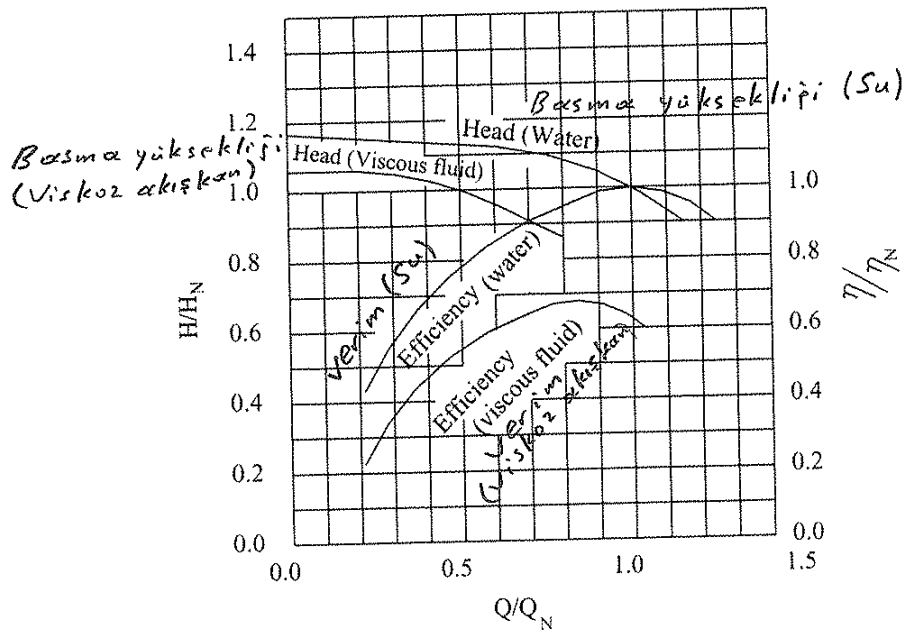
$$H = \frac{1}{g} (\omega r_2 V_{2t} - \omega r_1 V_{1t}) \quad (71)$$

olarak elde edilir.

Viskozite ve kayma [L32] :

Viskoz karışımların (Famur veya Pulp) pompalanmasında viskozitenin performans üzerindeki etkisi Şekil 39'da görülebilir. Burada, en iyi verim noktası

η_{BEP} değerine karşılık gelen debisi Q_N , basma yüksekliği H_N olup su ile viskoz akışkan :



Şekil 39 - Santrifüj pompa performansına viskozitenin etkisi [L32]

karşılaştırılması yapılmıştır.

Akışkan kütlelerinin kayarak (slip) aktığı durumda, cidardaki $v=0$ koşulu geçerli değildir. Genellikle bu gibi durumlarda cidardaki sınır koşulu olarak kayma seriliminin hızla orantılı olduğu kabulü yapılarak kayma katsayısı veya kayma faktörü tarifine gidilir (Sayfa: 17 ve 18'e bakınız).

Bu konuda K.K. Sheth (1987), viskozite ve yoğunlukların (karışım ve taşıyıcı sıvı) etkisini de göz önüne alarak kayma faktörü ile ilgili aşağıdaki denklemi vermiştir.

$$\sigma_s \left(\frac{\mu}{\rho_L \cdot N \cdot D^2} \right)^{0,12} = 0,0989 - 0,00157 \frac{\rho_m}{\rho_L} \left(\frac{ND^2}{Q} \right)^{0,5} \quad (72)$$

Burada ;

σ_s - Kayma faktörü

μ - Taşıyıcı sıvının dinamik viskozitesi [Pa.s]

D_{imp} - Fark çapı [m]

N - Farkın devir (dönme) sayısı [d/s]

ρ_m - Karışımın (çamur veya pulp) yoğunluğu [kg/m^3]

ρ_L - Taşıyıcı sıvının yoğunluğu [kg/m^3]

Q - Debi [m^3/s]

Örnek [L32]:

Tasarlanmış bir karışım (çamur veya pulp) pompası aşağıdaki verilere sahiptir:

- Girişte max. hız : 4 m/s
- Debi : 120 L/s (= 0,120 m³/s)
- Yük (Basma yüksekliği) : 40 m
- Karışımın yoğunluğu : 1470 kg/m³
(Özgül yoğunluk $SG_m = 1,47$)
- Taşıyıcı sıvı : Su
- Karışımın viskozitesi : 100 mPa.s
- Katı parçacığın (partikül) max. büyüklüğü : 25 mm.

Sheeth formülünü kullanarak fark geometrisini belirlemeye çalışalım.

Çözüm :

Emme borusu çapı D_e

Emme borusundaki hız,

$v_e = 3 \text{ m/s}$ için,

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

$$0,120 \text{ m}^3/\text{s} = \frac{\pi}{4} D_e^2 \cdot 3 \text{ m/s}$$

$$\| (D_e)_{3\text{m/s}} = \phi 0,225 \text{ m}$$

$v_e = 4 \text{ m/s}$ için,

$$0,120 = \frac{\pi}{4} D_e^2 \cdot 4$$

$$\| \underline{(De)_{4m/s}} = \phi 0,195 \text{ m}$$

$\alpha = N \cdot D^2$ dönüşümü ile Sheth formülü,

$$\sigma_s \left(\frac{\mu}{\rho_L \cdot \alpha} \right)^{0,12} = 0,0989 - 0,00157 \frac{f_m}{\rho_L} \left(\frac{\alpha}{\alpha} \right)^{0,5}$$

$$\sigma_s \left(\frac{100 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}}{1000 \text{ kg/m}^3 \cdot \alpha} \right)^{0,12} = 0,0989 - 0,00157 \frac{1470}{1000} \left(\frac{\alpha}{0,120 \text{ m}^3/\text{s}} \right)^{0,5}$$

$$\sigma_s \cdot \frac{0,331}{\alpha^{0,12}} = 0,0989 - 0,0067 \cdot \alpha^{0,5}$$

$$\| \underline{\sigma_s} = 0,298 \cdot \alpha^{0,12} - 0,020 \cdot \alpha^{0,62}$$

olar.

$$\alpha = 30 \text{ için } \rightarrow \sigma_s = 0,28$$

$$\alpha = 40 \text{ .. } \rightarrow \sigma_s = 0,267$$

$$\alpha = 20 \text{ .. } \rightarrow \sigma_s = 0,298$$

$$\alpha = 15 \text{ .. } \rightarrow \sigma_s = 0,305$$

$$\alpha = 10 \text{ .. } \rightarrow \sigma_s = 0,31$$

$\alpha = 10$ kabul edelim.

$$10 = N \cdot D^2$$

Kırtı parçacığının (partikülün) max. büyüklüğü 25 mm olarak verildiğine göre fark çıkış genişliği ni $b_2 = 30$ mm seçelim.

Bu konuda Kaya Baysal hocamdan [L29] bir alıntı yapalım.

Santrifüj Karışım (Famur veya Pulp)

POMPA Tasarımı [L 32]

-V-

[Handwritten signature]

b_2 fark çıkış genişliği :

Süreklilik denklemi fark çıkışı için uygulanırsa

$$Q_T = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot d_2 \cdot C_{m2} \quad (73)$$

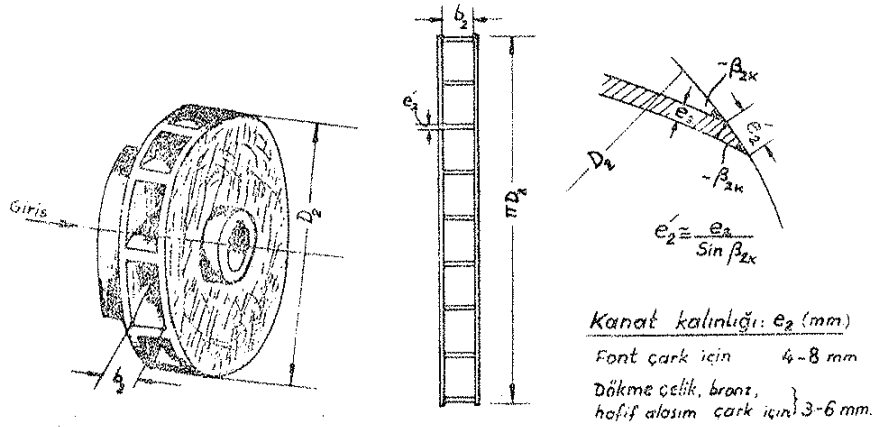
bağıntısı elde edilir :

Burada d_2 fark çıkışında kanat kalınlığından dolayı çıkış kesitinin daralmasını karakterize eden ve daralma katsayısı adını alır.

Farkın silindirik ağılını göz önüne alınırsa, daralma katsayısı tanımından faydalanılarak, çıkış daralma katsayısı d_2 ,

$$d_2 = \frac{\text{Net çıkış kesiti}}{\text{Kanatlı çıkış kesiti}}$$

Şekil 40 da görüldüğü gibi $e_2' = e_2 / \sin \beta_{2x}$



Şekil 40. Fark silindirik ağılı ve d_2 daralma katsayısı [L29].

alınabilir için,

$$d_2 = \frac{\pi D_2 b_2 - z \cdot e_2' \cdot b_2}{\pi D_2 b_2}$$

$$d_2 = 1 - \frac{z \cdot e_2 / \sin \beta_{2k}}{\pi D_2} \quad (74)$$

olarak bulunur.

e_2 - Kanat kalınlığı

β_{2k} - Kanat eğik açısı (Teorik)

β_2 - Kanat eğik açısı (Gerçek)

z - Kanat sayısı

Akışkanın farkı β_2 eğik açısı ile terk etmesini istiyorsak, sapma da poz önüne alınarak, β_{2k} kanat eğik açısının β_2 den daha büyük seçmek zorundayız.

Tekrar [L 32] ye dönelim.

Basınç katsayısı tanımına göre,

$$\Psi = 2 \cdot f \cdot H / U_2^2 \quad (75)$$

veya,

$$\Psi = 2 \mu_H \cdot G_s \left[1 - (C_{m2} / U_2) \cot \beta_2 \right] \quad (76)$$

dir.

U_2 - Eğik teğetsel hız } (Şekil 7)

C_{m2} - Eğik meridyen hız

Eğik kesit alanı,

$$A = \pi D_2 b_2 d_2 C_{m2} \quad (\text{Eşitlik 73})$$

$$A_{\text{eğik}} = \pi D_2 b_2 d_2$$

$$A_{\text{eğik}} = \pi D_2 b_2 \left(1 - \frac{z \cdot e_2 / \sin \beta_2}{\pi D_2} \right)$$

[L32] bu ifadesi,

$$A_{\text{çıkış}} = \pi D_2 b_2 \left(1 - \frac{z \cdot t}{\sin \beta_2}\right) \quad (77)$$

şeklinde vermiştir.

t - Kanat kalınlığı.

$$D_2 = \phi 400 \text{ mm}$$

$$z = 4$$

$$t = 30 \text{ mm}$$

$$\beta_2 = 15^\circ$$

alınırsa,

$$A_{\text{çıkış}} = \pi \cdot 0,4 \cdot 0,03 \left(1 - \frac{4 \cdot 0,03}{\sin 15^\circ}\right)$$

$$\parallel \underline{A_{\text{çıkış}} = 0,02 \text{ m}^2}$$

$$C_{m2} = U / A_{\text{çıkış}}$$

$$C_{m2} = 0,120 / 0,02$$

$$\parallel \underline{C_{m2} = 6 \text{ m/s}}$$

$$10 = N \cdot D_2^2 \quad (\text{Kabul etmiştik})$$

$$10 = N \cdot (0,4)^2$$

$$\parallel \underline{N = 62,5 \text{ d/s}} \quad (\text{Çarkın devir sayısı})$$

$$U_2 = \pi D_2 N \quad \frac{U_2 \text{ (m/s)} \cdot D_2 \text{ (m)}}{\text{m/s}} \cdot N \text{ (d/s)}$$

$$U_2 = \pi \cdot 0,4 \text{ m} \cdot 62,5 \text{ 1/s}$$

$$\| \underline{U_2 = 78,5 \text{ m/s}}$$

$$\Psi = 2 \cdot g \cdot H / U_2^2 \quad (\text{Eşitlik 75})$$

$$\Psi = 2 \cdot 9,81 \cdot 40 / (78,5)^2$$

$$\| \underline{\Psi = 0,127}$$

$$\Psi = 2 \mu_H \sigma_5 \left[1 - \left(c_{m2} / U_2 \right) \cot \beta_2 \right] \quad (\text{Eşitlik 76})$$

$$0,127 = 2 \cdot \mu_H \cdot 0,31 \left[1 - \left(\frac{6}{78,5} \right) \cdot \cot 75^\circ \right]$$

$$0,127 = 0,94 \mu_H$$

$$\| \underline{\mu_H = 0,289}$$

μ_H - Verimlilik faktörü

diye tanımlarsak, pompanın çok iyi verimli bir pompa olmadığı görülür.

Pompanın tükettiği güç veya gerekli pompa gücü,

$$P_{\text{gerekli}} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H / \mu_H \quad (78)$$

$$P_{\text{gerekli}} = 1470 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 0,120 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 40 \text{ m} / 0,289$$

$$P_{\text{gerekli}} = 239513 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} = 239513 \frac{\text{Nm}}{\text{s}}$$

$$P_{\text{gerekli}} = 239513 \text{ W.}$$

$$\| \underline{P_{gerekli}} \approx 240 \text{ kW}$$

-85.

Önerilen (sesilen) motor gücü,

$$P_{gerekli} = 240 \cdot 1,36 = 326 \text{ hp}$$

$$\| \underline{P_{motor}} \approx 400 \text{ hp}$$

Karışımın pompalanmasında, yükseklik ve verimlilik oranları [L32]:

Karışımın (çamur veya pulp) pompalanmasında pompa performansında etki eden iki faktör tanımlanabilir;

H_R - Yükseklik oranı

$$H_R = H_m / H_w \quad (\text{sayfa: 42})$$

H_m - Karışım basma yüksekliği

H_w - Su basma yüksekliği

E_R - Verimlilik oranı

$$E_R = E_m / E_w \quad (\text{sayfa: 42})$$

E_m - Karışım verimliliği

E_w - Su verimliliği

Stepanoff (1969), en iyi verimlilikte

$$H_R = E_R$$

(29)

olduğunu belirtmiştir.

McElvain (1974), tanımlanan bu iki faktör için, düzeltme faktörleri tanımını getirmiştir; -86-

R_H - Yükseklik düzeltme faktörü

$$R_H = 1 - H_R \quad (80)$$

R_η - Verimlilik düzeltme faktörü

$$R_\eta = 1 - E_R \quad (81)$$

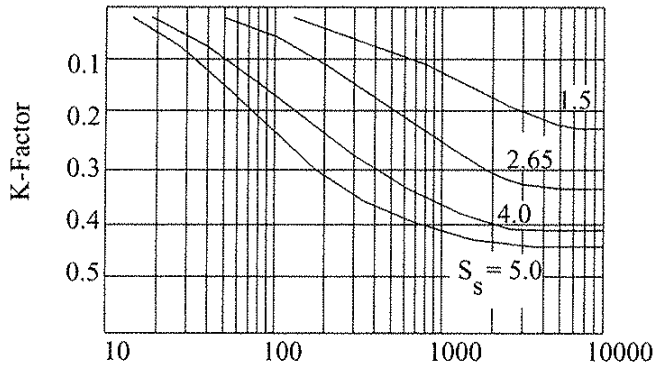
ve bu iki faktör arasında da,

$$R_H = R_\eta = 5 \cdot K \cdot C_V \quad (82)$$

eşitliği vardır. Burada;

K - Yükseklik oranı düzeltme faktörü (Şekil 41)

C_V - Karışımın hacimce katı oranı



Partikül (tane) büyüklüğü d_{50} [μm]

Şekil 41 - Katının özgül yoğunluğu S_s ve tane (partikül) büyüklüğü d_{50} ye göre, santrifüj pompalarda K faktörü değerleri [432].

$R_H = R_\gamma$ varsayımı, karışımın hacimsel konsantrasyonunun (C_v) %20 den daha küçük olması hali içindir.

Örnek [L32] :

Hacimsel konsantrasyon $C_v = \%18$, katının özgül yoğunluğu $S_s = 5,0$ ve partikül (tane) büyüklüğü $d_{50} = 400\mu m$ olan bir karışım 35 m ye pompalanacaktır. Tükseklik oranı ve eşdeğer su yüksekliğinin hesaplanması istenmektedir.

Çözüm :

McElvain denklemini kullanabiliriz çünkü

$C_v = \%18$ (%20 den küçük)

$R_H = R_\gamma = 5 \cdot K \cdot C_v$ (Eşitlik 82)

$S_s = 5,0$
 $d_{50} = 400\mu m$ } $K = 0,38$ (Şekil 41)

$R_H = R_\gamma = 5 \cdot 0,38 \cdot 0,18$

$R_H = R_\gamma = 0,342$

$H_R = 1 - R_H$ (Eşitlik 80)

$H_R = 1 - 0,342$

$H_R = 0,658$

$H_w = H_m / H_R$ (Sayfa: 85)

$$H_w = 35 \text{ m} / 0,658$$

$$\parallel H_w = 53,2 \text{ m}$$

eşdeğer su yüksekliği olarak bulunur.

Mühendis, 53,2 m ye su basacak en uygun pompa için, pompa karakteristik eğrisini ve pompa devir sayısını göz önüne almalıdır.

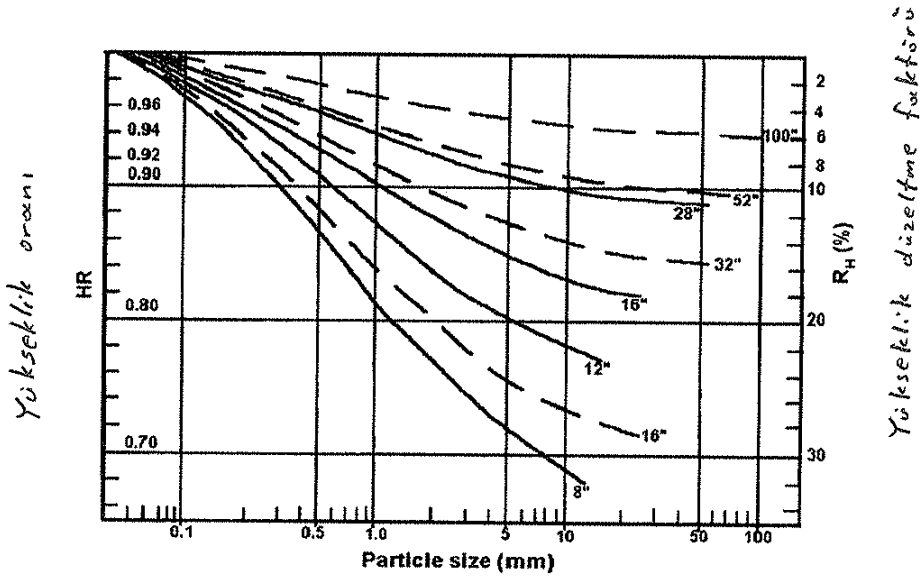
Sellgren ve Vappling (1986) 'e göre; yüksek hacimsel konsantrasyonda, verimlilik oranı yükseklik oranından daha küçüktür.

Burpess ve Reizes (1976) 'ya göre ise; yükseklik oranı ve verimlilik oranı aşağıdaki üç parametreye bağlıdır:

- 1- Ağırlık konsantrasyonu,
- 2- d50 ve fark çapı,
- 3- Katı parçacıkların (tanelerin) özgül yoğunluğu

Sellgren ve Addie (1993) ;

Yükseklik ve verimlilik kayıpları büyük pompalardan küçük pompalardan daha azdır (Şekil 42) ifadesini kullanmışlardır.



Tane (Partikül) büyüklüğü [mm]

Şekil 42 - Ağırlık konsantrasyonu % 42 olan karışımında, pompa fark büyüklüğünün yükseklik düzeltme faktörü R_H üzerindeki etkisi. [L 32].

08.07.2014

[Handwritten Signature]

Saat: 14.40

