

PERANCANGAN POMPA AIR SENTRIFUGAL, TINGGI KENAIKAN (H 14), KAPASITAS (Q) 40 M³/JAM DENGAN PUTARAN 1450 RPM

Aming Fahrudin
Teknik Mesin, Universitas Kebangsaan
Email: amingfahrudin@gmail.com

Abstrak

Kondisi geografis Indonesia yang terletak pada khatulistiwa, memiliki kontur permukaan tanah yang beraneka ragam, dari datar, miring, dengan cekungan dan bukit. Selain itu masing-masing tanah, memiliki daya serap kandungan air yang berbeda-beda. Keperluan akan air tanah permukaan menjadi penting, khususnya untuk rumah tangga, dan usaha-usaha kecil yang memerlukan pasokan air tanah permukaan yang tidak begitu besar. Untuk mendukung hal tersebut, perlu adanya pompa air yang dapat memenuhi kebutuhan tersebut. Artikel ini membahas perancangan pompa air sentrifugal untuk tinggi kenaikan air 14 meter, kapasitas 40m³/jam dengan putaran mesin 1450 rpm, termasuk tinjauan atas material, dan proses pembuatannya. Rancangan pompa terdiri atas komponen utama impeller, rumah pompa serta poros dan penunjang lainnya.

Kata kunci: perancangan, pompa air, sentrifugal

I. PENDAHULUAN

Di pasaran, pada saat ini beredar berbagai jenis pompa yang berfungsi untuk memindahkan fluida dari satu tempat rendah ke tempat yang lebih tinggi, atau untuk memindah fluida dari tempat tinggi ke yang lebih rendah dalam jarak yang cukup jauh. Pompa sentrifugal bekerja berdasarkan energi kinetik dan energi potensial. Energi kinetik dari kecepatan diubah menjadi energi tekanan dan energi kecepatan. Peningkatan energi mekanis fluida dalam pompa adalah perubahan energi mekanis dari luar. Hasil dari peningkatan energi mekanis fluida dapat berupa pertambahan head kecepatan, head tekanan dan head potensial. Pembagian jenis pompa berdasarkan prinsip kerja dibedakan menjadi pompa displacement (pompa tekanan statis), pompa rotodinamik (pompa tekanan dinamis). Pada pompa displacement, energi yang dipakai untuk menggerakkan fluida diperoleh langsung dari energi mekanis yang ditimbulkan dari luar. Contoh jenis ini adalah pompa plunyer, pompa piston serta pompa rotary. Pompa rotodinamik, energi mekanis dari luar tidak langsung diubah menjadi energi mekanis, melainkan terlebih dulu oleh roda-roda jalan diubah menjadi energi kinetik. Contoh rotodinamik ini adalah pompa jet, pompa sentrifugal dan pompa propeller.

Penggunaan aneka jenis pompa bisa diterapkan pada berbagai jenis, tergantung pada konstruksi pompa itu sendiri, diantaranya pada (Girdhar and Moniz, 2005):

- petroleum dan proses kimia
- tenaga elektrik dan nuklir

- wastewater dan pendingin (cooling tower)
- pulp dan kertas
- slurry
- pompa penyaluran air
- pompa high speed.

Pompa sentrifugal adalah pompa rotodinamik yang seringkali digunakan untuk memompa cairan bersih dan cairan agak kotor. Perbedaan konstruksi pompa biasanya didasarkan pada kapasitas dan ketinggian hisap. Komponen yang sangat mempengaruhinya adalah jumlah impeller dan kedudukan sumbu impeller. Prinsip kerja pompa sentrifugal seperti dalam gambar 1. di bawah ini.

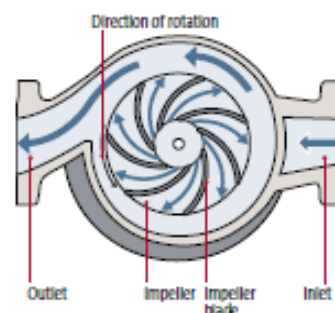
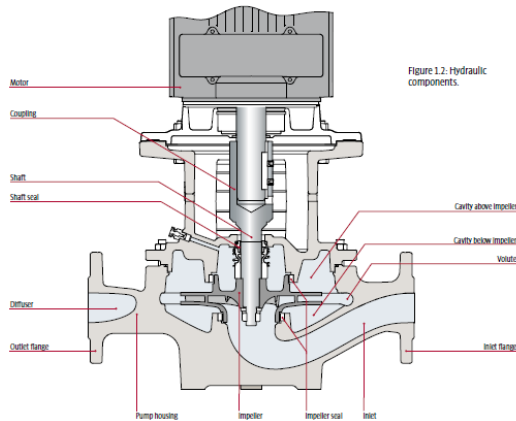


Figure 11: Fluid path through the centrifugal pump.

Gambar 1. Penampang pompa sentrifugal
Sumber: Grunfos Research and Technology



Gambar 2. Komponen hidrolis pompa single-stage
 Sumber: *Grundfos Research and Technology*

Gaya dari luar diberikan pada poros pompa untuk memutar impeller dalam zat cair. Kemudian zat cair dalam impeller bergerak karena didorong oleh gerakan sudu-sudu yang berputar. Karena gaya sentrifugal, maka fluida mengalir dari tengah impeller keluar melalui saluran diantara sudu-sudu. Di sini head tekanan fluida menjadi lebih tinggi, demikian juga head kecepatannya bertambah besar karena fluida mengalami percepatan.

Impeller memiliki beberapa bentuk, yaitu tipe impeller radial, impeller francis, impeller axial flow dan impeller mixed flow. Impeller sebagai salah satu komponen utama pompa kecepatan spesifiknya ditentukan oleh putaran, kapasitas dan ukuran head. Kecepatan spesifik sesuai dengan kebutuhan bisa dihitung/ditentukan dengan rumus(Sularso-Haruo Tahara, 1987):

$$ns = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \dots\dots\dots (1)$$

Dimana ns=kecepatan spesifik, n=putaran (rpm), Q=kapasitas (m3/s atau gpm), dan h=head (meter atau feet)

Jadi rumusan dalam artikel ini adalah bagaimana merancang pompa sentrifugal untuk tinggi kenaikan air 14 meter, kapasitas 40m3/jam dengan putaran mesin 1450 rpm. Sedangkan tujuannya adalah memperoleh hasil rancangan yang dapat diterapkan sesuai dengan tujuan penggunaannya.

II. PERANCANGAN

Perancangan Impeller

Besaran yang digunakan dalam rancangan adalah seperti dalam tabel 1 berikut ini.

Tabel 1. Data Perancangan

Besaran	Metric	British
Kapasitas	40 m3/jam =0,0111 m3/s	176 gpm =0,393 cuft/s
Tinggi total (head)	14 meter	45,97 feet
Putaran	1450 rpm	1450 rpm

Pemilihan jenis impeller bergantung pada kecepatan spesifik yang variatif dalam range tertentu, agar diperoleh efisiensi maksimum serta bentuk yang sesuai. Dengan rumus (1) diatas, diperoleh nilai ns berikut:

$$ns = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \dots\dots\dots (2)$$

$$ns = \frac{1450\sqrt{0,0111}}{(14)^{3/4}} = 21,11$$

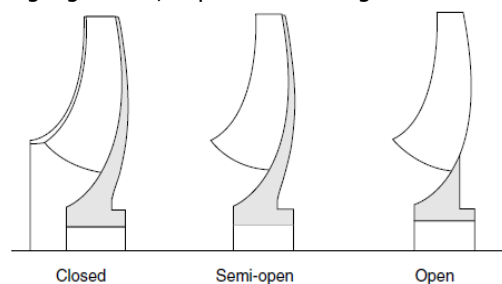
Nilai ns untuk masing-masing jenis impeller berbeda-beda sesuai dengan jenisnya, yaitu:

- impeller radial, ns=11±38
- impeller Francis, ns=38±82
- Impeller mixed flow, ns=82±162
- impeller axial flow, ns=110±500

Dengan demikian impeller yang sesuai dengan ns 21,11 adalah impeller tipe radial. Sedangkan untuk perhitungan kecepatan spesifik dapat dihitung dengan satuan British, dimana untuk kapasitas (Q) dalam gpm, head (H) dalam feet dan jika persamaanya sama, maka diperoleh:

$$ns = \frac{1450\sqrt{176}}{(45,97)^{3/4}} = 1089,6$$

Bentuk spesifik dan tipe impeller yang saat ini sering digunakan, dapat dilihat dari gambar 3.



Gambar 3. Tipe-tipe impeller
 Sumber: (Girdhar and Moniz, 2005)

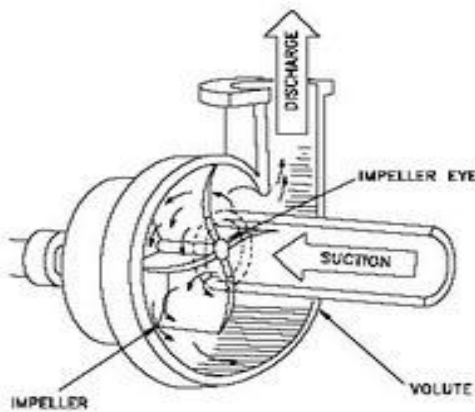
Dari perhitungan diatas, untuk kecepatan spesifik ns=1089,6 tipe yang sesuai adalah tipe radial (sama dengan jika dihitung dengan satuan metrik). Untuk menentukan pengisap yang dipakai impeller, tergantung pada kapasitas pemompaan. Dalam hal ini dihitung dahulu bilangan nsh, dimana (Herbert Addison, 1966).

$$nsh = \frac{1,232.N\sqrt{Q}}{H^{3/4}} =$$

dengan nilai Q (kapasitas dalam ft³/s), H (head dalam feet) dan n(putaran dalam rpm).

$$nsh = \frac{1,232.(1450\sqrt{0,393})}{45,97^{3/4}} = 64,46$$

Untuk nilai nsh 64,46 maka bentuk pengisap impeller yang sesuai adalah bentuk pompa tipe single suction. Bentuk pompa *single suction* seperti dalam gambar 4 di bawah ini.



Gambar 4. Pompa *single suction*

Efisiensi pompa

Perhitungan efisiensi pompa digunakan rumus berikut (Karassik, 1976: 8)

$$\eta = \frac{1}{\left(\frac{1}{\eta_H \eta_V} + \left(\frac{PDF}{P_W}\right) + \left(\frac{PM}{P_W}\right)\right)} \dots \dots \dots (3)$$

η_H : efisiensi hirolis

η_V : efisiensi volumetric

$\frac{PDF}{P_W}$: perbandingan kerugian daya mekanik terhadap daya air,

$\frac{PM}{P_W}$: perbandingan gesekan impeller dengan daya air.

Sedangkan efisiensi hidrolis digunakan persamaan:

$$\eta_H = 1 - (0,8/Q^{0,25}) \dots \dots \dots (4)$$

dimana Q adalah kapasitas dalam gpm, diperoleh $\eta_H = 1 - (0,8/176^{0,25}) = 0,78$. Untuk efisiensi volumetrik, dengan Q=176 dan kecepatan spesifik 1089, diperoleh efisiensi volumetrik 0,95 (Karassik, 1976:17). Perbandingan kerugian daya mekanis terhadap daya air untuk kapasitas 176 gpm dan kecepatan spesifik 1089,6 adalah 0,02. Untuk perbandingan $\frac{PDF}{P_W}$ dihitung dari $\frac{PDF}{P_W} = 7800/ns^{5/3}$ (Karassik:20). Untuk ns adalah kecepatan spesifik

dengan satuan British 1089,6. Jadi $\frac{PDF}{P_W} = 7800/1089,6^{5/3} = 0,068$. Efisiensi pompa diperoleh:

$$\eta = \frac{1}{\left(\frac{1}{(0,78 \cdot 0,95)} + (0,068) + (0,02)\right)} = 0,70$$

Efisiensi pompa juga bisa diperoleh dari grafik dengan Q=176 gram, kecepatan spesifik ns=1089,6, efisiensi pompa sebesar 0,70.

Daya Pompa

Daya pompa dihitung dengan persamaan berikut (Church, 1986:106):

$$W = \frac{Q \cdot 8,33}{60} = 176 \cdot \frac{8,33}{60} = 24,44 \frac{lb}{s}$$

Dimana W: total aliran (lb/s), dan Q: kapasitas (gpm), nilai daya kuda air (water horse power):

$$Whp = \frac{W \cdot H}{550} \quad (hp) \dots \dots \dots (5)$$

Dimana H: head (feet), diperoleh

$$Whp = \frac{24,44 \cdot (45,97)}{550} = 2,04 (hp)$$

Nilai daya kuda rem (*brake horse power*), menggunakan rumus

$$Whp = \frac{Whp}{\eta_{pompa}} \quad (hp) \dots \dots \dots (6)$$

Sehingga Bhp=2,04/0,70= 2,91 hp. Dan nilai daya pompa setelah ditambah faktor cadangan (Sularso, 1987: 58).

$$Pm = \frac{P(1+q)}{\eta_t} \quad (kW) \dots \dots \dots (7)$$

Nilai P: Bhp. (0,936), dan 1 hp=0,736 kW, maka P=2,91.0,736=2,14 kW, dan dengan q: factor cadangan, dan η_t : efisiensi transmisi. Untuk penggerak mula pompa adalah motor.. induksi, besarnya faktor cadangan sebesar 0,1-0,2 (Sularso, 1987:58), dan digunakan 0,2. Jenis transmisi yang digunakan adalah kopling, maka besar efisiensi transmisi adalah 0,95-0,97, dan digunakan 0,96. Jadi nilai Pm:

$$Pm = \frac{2,14(1+0,2)}{0,96} (kW) = 2,675 \text{ kW} = 3,64 \text{ hp}$$

Menentukan Dimensi Impeller

Dimensi impeller dirancang untuk tergantung pada diameter poros, shngga dapat menahan beban-beban pada poros berupa momen puntir berupa daya yang diteruskan, gaya lentur dari beban mati poros dan bagian lain serta gaya aksial dari gerakan aksial impeller. Besar diameter impeller mengikuti rumus berikut (Sularso, 1983:8).

$$Ds = \left[\frac{5,1}{\sigma_a} \cdot Kt \cdot Cb \cdot T \right]^{1/3} \dots \dots \dots (8)$$

Nilai T (Momen puntir sebesar 71620.P/n) untuk P=3,64 HP, dan n=1450 rpm, maka nilai T=71620.(3,64/1450)=179,8 kgcm. Sedangkan tegangan geser bahan poros σ_a , dihitung dengan rumus berikut (Sularso, 1983:3).

$$\sigma_a = \frac{\sigma_b}{Sf_1.Sf_2} \dots \dots \dots (9)$$

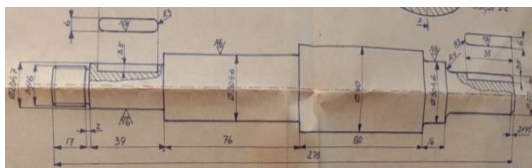
Material poros digunakan bahan S45C, dengan kekuatan tarik 58 kg/mm², dan Sf1=6,0. Sf2 bernilai 1,3-3,0, dan diambil 3,0 (Sularso, 1983:8).

Nilai tegangan poros sebesar

$$\sigma_a = \frac{5800}{6.2} = 483,3 \text{ kg/cm}^2$$

nilai Kt untuk poros dengan sedikit kejutan, bernilai 1-1,5, dan diambil nilai 1,25. Nilai Cb (faktor lentur bernilai 1,2-2,3 dan diambil 2,0. Jadi dengan demikian diameter poros adalah:

$$D_s = \left[\frac{5,1}{483,3} \cdot (1,25) \cdot (2,0) \cdot (179,8) \right]^{1/3} = 1,68 \text{ cm atau } 20 \text{ mm}$$



Gambar 5. Desain poros

Diameter Hub

Diameter hub menurut Austin H. Chur hub (1986:107), sebesar Dh=Ds+(7,9+12,7) mm. Jika nilai Dh=Ds+9,0mm= 29 (diambil 30 mm).

Diameter Sisi Masuk Impeller

Dihitung dengan penambahan debit akibat kebocoran dengan rumus Q'=Q+q, dimana Q'=kapasitas air yang melalui impeller, Q=kapasitas yang direncanakan dan q=kapasitas yang bocor. Nilai kebocoran dihitung dengan persamaan Nekrasov.

$$\eta v = \frac{Q}{Q+q} \dots \dots \dots (10)$$

Dengan η sebagai efisiensi volumetric (0,95), maka nilai q=(0,0111/0,95)+0,0111 = 0,00058m³/skon. Jadi kapasitas air yang melalui impeller Q'=(0,0111+0,00058) m3/s. diameter sisi masuk impeller sebesar D0=k0√(Q'/n). dimana ko=4,2+4,5 dan diambil ko=4,3. Kapasitas yang melewati impeller

$$D_0 = 4,3 \sqrt{(0,0116/1450)} = 0,086 \text{ m} = 90 \text{ mm} \dots \dots (11)$$

Jadi diameter mata impeller sebesar 90mm.

Studi yang dilakukan oleh Ehghaghi (2015) secara simulasi, memberikan hasil bahwa penambahan 'head' dan penurunan efisiensi pompa bisa dilakukan dengan penambahan jumlah sirip impeller (Ehghaghi, et al. 2015).

Diameter Sisi Keluar Impeller

Dengan ns=21,11 impeller termasuk dalam radial flow dengan perbandingan D2/D1= 2,2+3,5 (Nekrasov, 204). D2=2,2.D1=2,2.(90)=198 mm.

Lebar aliran impeller terdiri dari:

- a. Lebar aliran masuk impeller (b1)
- b. Lebar aliran keluar impeller (b2)

$$b_1 = \frac{Q'}{nd_1.clr.\epsilon_1} \dots \dots \dots (12)$$

Dimana:

Q': kapasitas yang melalui impeller (m³/det)

Clr: kecepatan radial masuk impeller (m/det)

Clr=kclr.√2gh (m/det)... (Khetagurov : 258)

Kclr: faktor kecepatan radial, dihitung dari:

$$nst = 3,65 \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \dots \dots \dots (13)$$

Q: kapasitas yang direncanakan=0,0111 m³/det

H: head (14 meter)

$$\text{Jadi nilai } nst = 3,65 \frac{1450\sqrt{0,0111}}{14^{3/4}} = 77,04$$

Tabel 1. Nilai nst dan kclr

nst	60	100	150	200	220
kclr	0,125	0,125	0,128	0,136	0,142

Jadi untuk nst=77,04, kclr =0,125, dan nilai Clr=kclr.√2gh = 0,125√(2.9,81.14)=2,07 m/det. Sedangkan ϵ_1 =factor kontraksi aliran masuk, empiris sebesar 0,8+0,9, diambil 0,85. Jadi besar laluan masuk impeller sebesar:

$$b_1 = \frac{Q'}{nd_1.clr.\epsilon_1} = \frac{0,01168}{\pi.(0,09).2,07.(0,85)} = 0,024 \text{ m} = 24 \text{ mm}$$

Jadi besar laluan keluar impeller sebesar:

$$b_2 = \frac{Q'}{nd_2.c_2r.\epsilon_2} = \frac{0,01168}{\pi.(0,09).2,07.(0,85)} = 0,024 \text{ m} = 24 \text{ mm}$$

C2r=0,85c1r=0,85.(2,07)=1,76 m/det

$\epsilon_2 = 0,925$ (Austin H. Church: 1986: 98)

$$b_2 = \frac{Q'}{nd_2.c_2r.\epsilon_2} = \frac{0,01168}{\pi.(0,198).1,76.(0,925)} = 0,011 \text{ m} = 11 \text{ mm}$$

Kecepatan Aliran

Kecepatan yang dihitung adalah kecepatan air pada impeller, baik pada air yang masuk dan keluar.

Aliran masuk impeller sebesar $u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} \text{ m/s} = \frac{\pi(0,09).1450}{60} \text{ m/s} = 6,83 \text{ m/s}$. (M.Khetagurov: 258).

Kecepatan aliran keluar impeller sebesar $u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} \text{ m/s} = \frac{\pi(0,198).1450}{60} \text{ m/s} = 15 \text{ m/s}$.

Secara teoretis, aliran masuk yang melalui impeller adalah secara radial, sehingga sudut sudu masuk absolut sebesar $\alpha_1 = 90^\circ$, dan sudut sudu masuk sebesar β_1 , dihitung dengan persamaan

$\tan\beta_1 = \frac{c1r}{u1}$ (Nekrasov:220), dimana nilai besaran $C1r$ = kecepatan radial masuk= 2,07 m/s. Dengan $U1= 6,83$ m/s, $\tan\beta_1 = \frac{2,07}{6,83} = 0,3031 \rightarrow \beta_1 = 17^\circ$

Nilai sudut ini sesuai dengan teori Austin H. Church, 1986: 94), antara $10-25^\circ$. Besar kecepatan relatif air masuk ke impeller dihitung menggunakan rumus (M. Khetagurov: 258)

$$W1 = \frac{c1r}{\sin\beta_1} \dots \dots \dots (14)$$

Maka $W1 = \frac{c1r}{\sin\beta_1} = 2,07 / \sin 17 = 7,08$ m/s

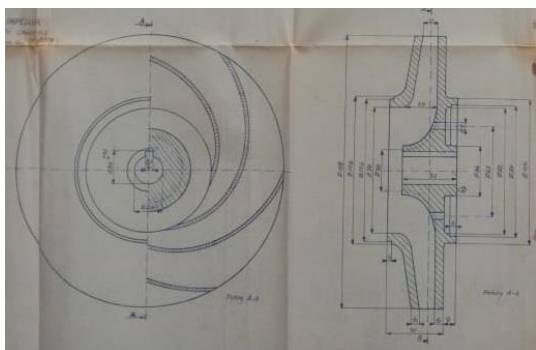
Besar kecepatan teoritis tangensial ($C2u$) dihitung menggunakan rumus (Nekrasov: 187)

$$c2u = u2 - c2r \cdot \cot\beta_2 \dots \dots \dots (15)$$

$C2r$: kecepatan radial keluar impeller (1,76m/s)
 β_2 : sudut keluar impeller, ($15-40^\circ$). Secara teoritis $\beta_2 > \beta_1$ (diambil 25°) (Austin H. Church, 1986: 98). Dan nilai $u2=15$ m/s. maka nilai $c2u=15-1,76 \cdot \cot 25^\circ = 11,23$ m/s. kemudian kecepatan tangensial actual dihitung dengan persamaan (Austin H. Church, 1986: 96): $C'2u=C2u \cdot \eta$ (nilai η : koefisien aliran sirkulasi 0,65+0,75), diambil 0,70. Sehingga diperoleh $C'2u=11,25 \cdot (0,70)=7,86$ m/s. Sedangkan besar sudut sisi keluar impeller teoritis (α_2) dihitung dengan persamaan:

$$\tan \alpha_2 = c2r / c2u = 1,76 / 11,23 = 0,157 \dots \dots \dots (16)$$

Kecepatan absolut aliran keluar actual $c2'=8,07$ m/s, dan kecepatan keluar teoritis sebesar $c2=11,37$ m/s. kecepatan keluar relatif impeller $w2=4,17$ m/s.



Gambar 6. Desain impeller

Bentuk dan Jumlah Sudu

Jumlah sudu ditentukan dari rumus Austin H.Church (1986:115) sebesar:

$$Z = 6,5 \cdot (D2+D1) / (D2-D1) \sin\beta m \dots \dots \dots (17)$$

Dimana Z =jumlah sudu yang dipergunakan, $D1$:diameter sisi masuk impeller (90mm), $D2$: diameter sisi keluar impeller 19,8 cm. sehingga nilai

$\beta m = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} = (17^\circ + 25^\circ) / 2 = 21^\circ$. Jumlah sudu yang dibuat $Z = 6,5 \cdot ((19,8+9) / (19,8-9)) \sin 21^\circ = 6,21 = 6$ buah. Jarak antar sudu, dihitung dari jarak antara ujung sudu masuk, yaitu:

$$t1 = (\pi \cdot D1) / Z = (\pi \cdot 90) / 6 = 47,1$$
 mm

dan jarak antara ujung sudu keluar, yaitu:

$$t2 = (\pi \cdot D2) / Z = (\pi \cdot 198) / 6 = 103,6$$
 mm

Bentuk lingkaran sudu, digunakan metode lingkaran busur tangen, dimana jari-jari kelengkungan sudu masing-masing sektor dapat digunakan rumus Austin H. Church (1986:111):

$$\rho_n = (Rb^2 - Ra^2) / (2(Rb \cos\beta_b - Ra \cos\beta_a)) \dots \dots \dots (18)$$

Diperoleh nilai $\rho_{1a} = (60^2 - 45^2) / (2(60 \cos 19^\circ - 45 \cos 17^\circ)) = 57,8$ mm dan nilai $\rho_{ab} = (70^2 - 60^2) / (2(70 \cos 20,8^\circ - 60 \cos 18,8^\circ)) = 74$ mm.

Tebal Sudu

Tebal sudu dihitung menggunakan persamaan Austin H. Church (198:106), berikut:

$$t1 = [\pi d(1 - \epsilon) \sin\beta] / Z \dots \dots \dots (19)$$

dengan demikian untuk sudu masuk, $t1 = [\pi d_1(1 - \epsilon_1) \sin\beta_1] / Z = [\pi \cdot 90 \cdot (1 - 0,85) \sin 17^\circ] / 6 = 2,07$ mm. Sedangkan untuk sudu keluar, $t2 = [\pi d_2(1 - \epsilon_2) \sin\beta_2] / Z = [\pi \cdot 198 \cdot (1 - 0,925) \sin 25^\circ] / 6 = 3,28$ mm.

Berat Impeller

Berat impeller dihitung menggunakan persamaan berat sudu:

$$W_{sudu} = z b h t^3 \rho_{bahan} \dots \dots \dots (20)$$

Besar $W_{sudu} = 6 \cdot (1,75) \cdot (14,7) \cdot (0,28) \cdot (0,008524) = 0,37$ kg. Dimana z =jumlah sudu (6); b =lebar sudu rata-rata (1,75); h =panjang sudu (0,28) dan ρ_{bahan} =berat jenis bahan impeller (0,008524 kg/cm³), dan t =tebal sudu rata-rata (2,8 mm).

Berat Shroud (Tutup impeller)

Berat shroud depan maupun belakang digunakan rumus

$$W_{shroud} = \pi / 4 \cdot (d_a^2 - d_b^2) \rho \cdot t \dots \dots \dots (21)$$

dengan nilai $d_a = 198$ mm = 19,8 cm, $d_b = 180$ mm = 18 cm, nilai $\rho = 0,008524$ kg/cm³ dan $t = 0,635$ cm, maka $W_{ab} = \pi / 4 \cdot (19,8^2 - 18^2) \cdot 0,008524 \cdot (0,635) = 0,29$ kg. Jadi untuk berat semua impeller adalah $W_{imp} = W_{sudu} + W_{shroud\ depan} + W_{shroud\ belakang} = 0,37 + 1,33 + 1,66 = 3,36$ kg.

Perancangan Rumah Pompa

Di dalam rumah pompa terjadi perubahan energy kecepatan (*velocity head*) menjadi energy tekanan (*pressure head*). Rumah pompa juga berfungsi sebagai penampung fluida yang kemudian melalui lubang aliran akan keluar dari pompa. Pada pompa centrifugal, rumah pompa bisa berbentuk keong (*volute casing*) atau bentuk diffusor (*diffusor casing*). Dalam perancangan rumah pompa perlu diperhatikan keadaan volute mengalir secara spiral, sehingga $C_u.R=K$ dan $K=R.2.C^2_u$ dan aliran fluida uniform, dengan jumlah aliran setiap sektor penampung volute $\frac{1}{360}$ kali kapasitas pompa. Luas penampung yang dilalui aliran fluida $\frac{Q_v}{360}$, dan kecepatan $C=K/R$.

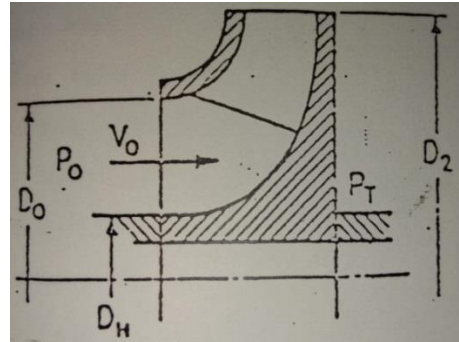
- Dengan mengabaikan gesekan, maka $v^0_t=(132.\log Rt/R2)/\tan\alpha^2$. Dengan $R2$ =jari-jari luar impeller (11,25cm) dan Rt =jari-jari lidah volute (10,30cm, serta $\alpha^2=13^\circ$, maka $v^0_t=9,84^\circ$. Dengan $Q40m^3/jam$, $R2=11,25cm$, $C^2_u=7,86 m/s$, maka nilai $v^0_t=252,12.\Sigma b.R/R$. Dari perhitungan diperoleh sudut sektor I adalah $v^0_t=252,12.3,06.(0,8/10,6) =58,2^\circ$
- Kapasitas aliran sektor berdiameter 10,2-11cm, adalah $Q_y=Q^0/360$, sehingga $Q=11111,11cm^3/s(58,2)/360=1796,3cm^3/s$
- Kecepatan rata-rata $Vrat=Q(v^0/360)/A_o =1796,3/2,45=7,33 m/s$

Perancangan Bagian Lain

- Tinggi isap pompa $Hsv= (Pa/\gamma)-(Pv/\gamma)-hs-hls$ (Sularso, 1987:44). Dengan nilai $Pa=9390 kg/m^2$, $\gamma=995,7 kg/m^3$, $Pv=432,5 kg/m^3$ $hs=5,5m$ dan $hls=\Delta H+hf$. L (panjang pipa hisap)=10m, $Q=0,0111m^3/s$, $V=1,79 m/s$ dan $g=9,8m/s^2$, $d=0,0889m$, $Re=198665,42$, $f=0,0256$, bisa dihitung besar gesekan dinding pipa dengan air $\Delta H=0,0256(10/0,0889)(1,79^2/2.9,8)=0,47m$
- Kerugian akibat dipasangnya saringan dan sebuah belokan, kerugian ini besarnya diketahui dengan persamaan: $hf=\lambda.(V^2/2g)=(1,67).(1,79^2/2.9,8)=0,27m$ Dengan $hls=0,74 m$, maka besar tinggi hisap pompa $Hsv=(9390/995,7)-(432,5/995,7)-5,5-0,74 =2,76m$
- Besar koefisien kavitasi dihitung dengan koefisien Thomas (A.J.Stapanoff, 1957:245) $\sigma=Hsv/H$. Dengan Hsv (tinggi hisap pompa)=2,76m dan H (tinggi pompa total)=14m, maka $\sigma=2,76/14=0,197m$. Pompa ini dengan $\sigma=0,197 >0,175$ akan aman dari kavitasi (Austin H.Church, 1986:81).

Gaya-gaya pada Impeller Gaya Aksial

Fluida memasuki impeller secara aksial, maka akan timbul gaya aksial dan timbulnya perubahan momentum sebesar $w/g.Vo$.



Gambar 7. Gaya aksial

Besar gaya (Austin Church, 1986:156). $F=(PT-Po).\pi/4(Do2-Dh2).....(22)$

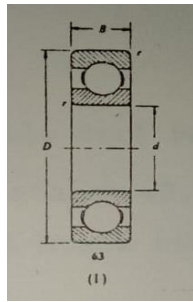
Gaya radial

Besar gaya radial dihitung dengan rumus $Fr=0433.Kr.s.H.D2.b2(23)$

Dimana Kr =koefisien eksperimen, dilihat dari gambar berikut ini, dengan asumsi $Q/Q'=1$, maka $Kr=0,015$. Dapat dihitung bahwa $Fr=0,433(0,015)(1)(45,97)(7,80)(0,894)$
 $Fr=2,082 lbs= 0,937 kg$

Bantalan dan Kopling

Bantalan yang digunakan adalah bantalan bola alur dalam baris tunggal, dengan beban radial sedang, beban aksial sedang, putaran sedang, ketahanan terhadap tumbukan rendah, gesekan rendah dan ketelitian tinggi. Dengan gaya aksial 36,11 kg, gaya radial 0,937 kg, perbandingan gaya aksial dan radial 38,5 > factor jenis bantalan ($e=0,44$). Jadi dari tabel Sularso (1983) nilai $X=0,56$ dan $Y=1$. Beban ekialen dinamis $Pr=X.Fr+Y.Fax$. kapasitas nominal dinamis spesifik (c)= 1030kg. maka bentuk bantalan poros $d=30mm$, $D=55mm$, $B=13mm$ dan $r=1,5 mm$. umur bantalan ditentukan dengan rumus $Lh=500.fh^3$ (Sularso, 1983:136). Dengan fh (factor umur bantalan $fn=fn.(C/P)$ atau bernilai $(33,3/n)1/3$. Maka nilai $fh=0,284(1030/36,6)=7,99$. Sehingga umur bantalan $Lh=500(7,99)^3=25.041 jam$. Umur ini sesuai dengan ketentuan > 40.000 jam (Sularso, 1983:137).



Gambar 8. Bantalan baris tunggal bola alur dalam

Kopling

Kopling berfungsi untuk menghubungkan antara poros dari sumber tenaga, berupa motor poros pompa sentrifugal dan komplin tetap elastis yaitu kopling flens luwes. Dengan poros kopling diasumsikan sama dengan poros diameter impeller yaitu 20 mm, maka ukuran kopling secara lengkap sebagai berikut:

- panjang diameter hub (L) = 40mm
- diameter hub (C) = 45mm
- diameter lingkaran baut B = 75mm
- diameter baut (db) = 10mm
- diameter luar kopling (A) = 112mm
- tebal bingkai (K) = 4mm
- tebal flens (F) = 18mm
- diameter kopling tanpa bingkai (G)=100mm
- panjang bingkai (H) = 31,5mm

Kekuatan baut

Baut dipilih dari bahan baja karbon SS 34 standar JIS G 3101 dengan kekuatan tarik 34 kg/mm² (Sularso, 1983:339). Beban baut berupa beban dinamis dengan factor keamanan (v) sebesar 8, maka $\sigma_g = 0,77 \cdot \sigma_t = 0,77(3400) = 2618 \text{ kg/cm}^2$. Tegangan geser baut rata-rata $\sigma_{g/v} = 2618/8 = 327,25 \text{ kg/cm}^2$. Besar momen puntir $M_p = 71620 \text{ N/n}$, dimana nilai N: daya motor (3,64 HP) dan n (putaran)= 1450rpm. Besar tegangan geser $\sigma_{gb} = 15,27 \text{ kg/cm}^2$. Nilai ini < 327 kg.

Analisa flens

Flens kopling direncanakan terbuat dari bahan besi cor FC 25 (JIS G 551) dengan kekuatan tarik 25 kg/mm². Tegangan izin bahan $\sigma_g = 139 \text{ kg/cm}^2$. Tegangan geser flens $\sigma_g = 9,43 \text{ kg/cm}^2$. Jadi tegangan geser flens < teg geser izin.

Pasak

Bahan pasak yang dipakai adalah S20C (JIS G 3102), dengan kekuatan tarik 40 kg/mm² atau 4000 kg/cm². Beban yang akan diterima adalah beban dinamis dengan factor keamanan V=8. Dengan

ukuran poros 2mm, ukuran panjang pasak (L)=32mm, lebar pasak (b)=6mm, tinggi pasak (h)=6mm, bentuk alur pasak (t1)=3,5mm, (t2)=2,8mm, radius alur pasak r1 dan r2=0,10mm. besar tegangan geser bahan $\sigma_g = 3080 \text{ kg/cm}^2$, tegangan geser izin=385 kg/cm². Gaya yang terjadi pada pasak=179,79 kg. maka $\sigma_g = 93,64 \text{ kg/cm}^2$.

Berat kopling

Bahan kopling digunakan besi cor kelabu FC 35 dengan kekuatan tarik 35kg/mm² dan berat jenis 0,0073 kg/cm³. Berat kopling dihitung dengan rumus $W = \pi/2 \cdot 0,0073 [4(4,5^2 - 2^2) + 1,8(10^2 - 4,5^2) + (3,15(11,2^2 - 10^2))] = 1,065 \text{ kg}$.

Kebocoran

Dari perhitungan sebelumnya, bahwa kebocoran dihitung 5,2%. Jadi kapasitas teoritis 5,2% lebih besar dari kapasitas yang direncanakan. Luas celah sebesar $A = \pi/2 \cdot D \cdot S = \pi/2 \cdot 0,102 \cdot 0,0002 \text{ m} = 0,000032 \text{ m}^2$.

Wearing ring (cincin penahan aus) memiliki harga koefosoen of discharge, untuk putaran 1400 rpm, C=0,292, dan untuk rpm 1700, C=0,316. Untuk rpm 1450 rpm, nilai $C = 1/2 \cdot (0,316 - 0,292) + 0,292 = 0,304$. Kerugian kebocoran dihitung dengan $QL = C \cdot A \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot HL} = (1,1251 \cdot 10^{-4} / 0,011111) \cdot 100\% = 1,013\%$.

Putaran kritis

Jika kecepatan putaran poros suatu mesin terus-menerus bertambah besar, maka pada suatu putaran tertentu, poros akan mengalami putaran kritis. Bahan yang akan dipakai poros adalah S45C dengan berat jenis 0,008524 kg/cm³. Perhitungan berat masing-masing bagian poros menggunakan rumus $W = \pi/4 \cdot d^2 \cdot L \cdot \rho$, diperoleh $W = \pi/4 \cdot 2^2 \cdot 5 \cdot (0,008524) = 0,134 \text{ kg}$. putaran kritis dihitung menggunakan rumus $nc = (60/2) \sqrt{g \cdot \sqrt{(\Sigma W \cdot y) / \sqrt{(\Sigma W \cdot y^2)}}$, diperoleh $nc = 299,1 \cdot \sqrt{(811 \cdot 10^{-4}) / \sqrt{(1,22 \cdot 10^{-7})}} = 22.284 \text{ rpm}$. Dengan batas dan batas bawah +/- 30%, maka di atas putaran sebesar 15.599, dan di bawah sebesar 28.969 rpm.

DAFTAR PUSTAKA

Austin H. Church, Zulkifli Harahap, 1986. *Pompa dan Blower Sentrifugal*. Jakarta.
 Bianchi, LWP., Bustran P., Hendarjii. *Pompa*. Jakarta: Pradnya Paramita.
 Daryanto, 1983. *Ikhtisar Praktis Berbagai Macam Logam*. Bandung: Tarsito.
 Departemen Pendidikan dan Kebudayaan. *Mekanika Teknik Mesin I*. Jakarta: Proyek Pengadaan Buku.
 Girdhar, Pares and Moniz, Octo. 2005. *Practical Centrifugal Pumps, Design, Operation and*

- Maintenance. Burlington, MA: Newnes, An Imprint Elsevier.
- Herbert, Adison. 1986. *Centrifugal and Other Rotodynamic Pumps*. London: University Aberdeen Press.
- Karassik, I.J., 1976. *Pump Handbook*. New York: Mc Graw Hill Book Co.
- Khetagurov, M., *Marine Auxilliary Machinery and System*. Moscow: Peace Publisher.
- Nekrasov, B. *Hydraulics for Aeronautical Engineers*. Moscow: Peace Publisher.
- Somawan, Hery. 2014. *Perancangan Elemen Mesin*. Bandung: Alfabeta.
- Stepanoff A.J., 1957. *Flow Pumps*, New York: John Wiley and Sons Inc.
- Sularso, Taraha, Haruo. 1987. *Pompa dan Kompresor*. Jakarta: Pradnya Paramita.
- Sularso, Kyokatsu Suga. 1983. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*. Jakarta: Pradnya Paramita.
- GRUNDFOS Research and Technology. *The Centrifugal Pump*. GRUNDFOS Research and Technology,
- Ehghaghi, M.B., Kuzegar Ghiyasi, K., Vajdi, M.. 2015. *Study of the Effect of Blade Numbers on Centrifugal Pump Performance*, at:<https://www.researchgate.net/publication/330224646>