

**POMPA SENTRIFUGAL VERTIKAL
SATU TINGKAT**

TUGAS AKHIR

Untuk memenuhi sebagian persyaratan
mencapai derajat sarjana S-1



Diajukan Oleh :

I r a w a n

NIM : 995214131

**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS SANATA DHARMA
YOGYAKARTA**

2007

**SINGLE STAGE
VERTICAL CENTRIFUGAL PUMP**

FINAL PROJECT

Presented as Partial Fulfillment of The Requirements
to Obtain The Sarjana Teknik Degree
in Mechanical Engineering



By :

I r a w a n

Student Number : 995214131

**MECHANICAL ENGINEERING STUDY PROGRAM
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
ENGINEERING FACULTY
SANATA DHARMA UNIVERSITY
YOGYAKARTA**

2007

TUGAS AKHIR

**POMPA SENTRIFUGAL VERTIKAL
SATU TINGKAT**

Disusun oleh:

Nama : I r a w a n

NIM : 995214131

Telah disetujui oleh :

Pembimbing



Ir. YB. Lukiyanto, M.T.

Tanggal : Maret 2006

TUGAS AKHIR
POMPA SENTRIFUGAL VERTIKAL
SATU TINGKAT

Dipersiapkan dan ditulis oleh:

NAMA : I r a w a n

NIM : 995214131

Telah dipertahankan didepan Dewan Penguji
pada tanggal 5 Maret 2007
dan dinyatakan memenuhi syarat

Susunan Panitia Penguji

Ketua : Ir. F.A. Rusdi Sambada, M.T.

Sekretaris : Yosef Agung Cahyanta, S.T., M.T.

Anggota : Ir. Y. B. Lukiyanto, M. T.

Yogyakarta, 17 Maret 2007

Fakultas Teknik,

Universitas Sanata Dharma Yogyakarta,

Dekan



Ir. Greg. Heliarko, S.J., S.S., B.ST., M.A., M.Sc.

PERNYATAAN

Dengan ini saya menyatakan bahwa dalam Tugas Akhir ini tidak terdapat karya yang pernah diajukan untuk memperoleh gelar kesarjanaan di suatu perguruan tinggi dan sepanjang pengetahuan saya juga tidak terdapat karya atau pendapat yang pernah ditulis atau diterbitkan oleh orang lain, kecuali secara tertulis diacu dalam naskah ini dan disebutkan dalam daftar pustaka.

Yogyakarta, Maret 2007

I r a w a n

INTISARI

Pompa adalah suatu alat yang berfungsi mengalirkan atau menaikkan fluida tak mampat (*incompressible*) dari tekanan yang rendah ke tekanan yang lebih tinggi. Dengan adanya perbedaan tekanan antara diluar dan didalam pompa, zat cair akan mengalir masuk kedalam pompa melalui saluran masuk dan keluar melalui saluran tekan. Penggunaan pompa biasanya berdasarkan pada sifat dan karakteristik zat cair yang akan dipompa.

Pompa yang dirancang dalam skripsi ini adalah pompa sentrifugal vertikal satu tingkat dengan kapasitas (Q) = $55 \text{ m}^3 / \text{jam}$ dan tinggi tekan (H) = 33 m dengan putaran motor 2904 rpm. Jenis impeler yang digunakan adalah jenis impeler tertutup dengan jumlah sudu 7 buah.

KATA PENGANTAR

Puji syukur kepada Tuhan Yang Maha Esa yang telah melimpahkan rahmat dan karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini. Tugas Akhir ini merupakan salah satu syarat yang harus ditempuh untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik di Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.

Dalam penyusunan Tugas Akhir ini, penulis banyak mendapatkan bantuan yang berupa dorongan, motivasi, bimbingan, sarana, materi, sehingga dapat terselasaikannya Tugas Akhir ini. Oleh karena itu penulis mengucapkan terima kasih kepada semua pihak yang telah memberikan bantuan ini, antara lain :

1. Romo Dr. Ir. P. Wiryono Priyotamtama, SJ., Rektor Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.
2. Romo Ir. Greg. Heliarko, SJ., SS., B. S. T., M. A., M.Sc., Dekan Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.
3. Bapak Yosef Agung Cahyanta, S.T., M.T. Ketua Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.
4. Bapak Ir. YB. Lukiyanto, M.T., Dosen Pembimbing Tugas Akhir.
5. Bapak Doddy Purwadianto, S.T., M.T., Dosen Pembimbing Akademik.
6. Segenap Dosen dan Karyawan Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.
7. Rekan-rekan dan semua pihak yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu.

Dalam penulisan Tugas Akhir ini masih banyak kekurangan, kekeliruan, dan jauh dari kesempurnaan, oleh karena itu penulis mengharapkan saran dan kritik yang bersifat membangun demi perbaikan dikemudian hari.

Semoga penulisan Tugas Akhir ini dapat memberikan tambahan wawasan dan pengetahuan yang berguna bagi semua pembaca khususnya mengenai pompa

Yogyakarta, Maret 2007

Penulis

DAFTAR ISI

Halaman Judul	i
Pernyataan	v
Intisari	vi
Kata Pengantar	vii
Daftar Isi	ix
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Tinjauan Umum	1
1.2 Klasifikasi Pompa	1
1.2.1 Klasifikasi Pompa Berdasarkan Transfer Energi	1
1.2.2 Klasifikasi Pompa Berdasarkan Konstruksi.....	4
BAB II Perancangan Pompa	12
2.1 Dasar Perancangan	12
2.2 Pemilihan Jenis Pompa	12
2.3 Penentuan Putaran Motor dan Kecepatan Spesifik	13
2.4 Kecepatan Spesifik.....	14
2.5 Daya Pemompaan	14
BAB III Perancangan Impeler, Sudu, dan Rumah Pompa	17
3.1 Impeler	19
3.2 Perhitungan Bentuk Impeler	19
3.2.1 Perhitungan Diameter Poros	19
3.2.2 Diameter Hub.....	21
3.2.3 Diameter Mata Impeler	22

3.2.4	Diameter Sisi Masuk Impeler	24
3.2.5	Diameter Sisi Keluar Impeler	25
3.2.6	Lebar Sisi Keluar Impeler	26
3.2.7	Segitiga Kecepatan Sisi Masuk Impeler	28
3.2.8	Segitiga Sisi Keluar Impeler	29
3.3	Sudu	31
3.3.1	Disian Sudu	33
3.3.2	Jumlah Sudu	35
3.3.3	Tebal Sudu	35
3.3.4	Lebar Lалан	37
3.4	Rumah Pompa	37
3.4.1	Disain Rumah Keong	38
BAB IV	Perancangan Poros, Bantalan, Kopling, dan Kotak Paking.....	41
4.1	Perancangan Poros	41
4.1.1	Tinjauan Beban Poros	41
4.1.2	Gaya Aksial Akibat Adanya Perbedaan Tekanan	43
4.1.3	Gaya Aksial Akibat Fluida.....	45
4.1.4	Gaya Radial.....	46
4.1.5	Diameter Poros.....	49
4.1.6	Konsentrasi Tegangan.....	50
4.1.7	Defleksi Puntiran.....	52
4.2	Perancangan Pasak.....	53
4.3	Perancangan Bantalan.....	57

4.4 Perancangan Kopling	61
4.5 Perancangan Kotak Paking	65
BAB V Karakteristik Pompa.....	69
5.1 Tinjauan Umum	69
5.2 Karakteristik Pompa Hubungan Kapasitas dengan Head	
5.2.1 Head Euler's(H_E)	69
5.2.2 Head Teoritis (H_t).....	70
5.2.3 Head Aktual	71
5.3 Karakteristik Pompa Hubungan Kapasitas dengan Daya	
dan Efisiensi	77
5.3.1 Daya Kuda Fluida(f, hp)	78
5.3.2 Daya Kuda Mengatasi Kebocoran (hp, l).....	79
5.3.3 Daya Kuda Mengatasi Gesekan Cakra (hp, DF)	80
5.3.4 Daya Kuda Mengatasi Kerugian Hidrolis (hp, HY)	81
5.3.5 Daya Kuda Mengatasi Kerugian Mekanis (hp, M)	81
5.3.6 Daya Kuda Rem (b, hp)	81
5.3.7 Efisiensi Pompa.....	82
BAB VI Kesimpulan dan Penutup	85
6.1 Kesimpulan	85
6.2 Penutup.....	85
Daftar Pustaka	88
Lampiran	89

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Tinjauan Umum

Pompa adalah suatu alat yang berfungsi mengalirkan atau menaikkan fluida tak mampat (*incompressible*) dari tekanan yang rendah ke tekanan yang lebih tinggi. Pompa juga mengalirkan fluida tak mampat dari daerah yang mempunyai tekanan rendah ke tempat yang bertekanan yang lebih tinggi .

Apabila pompa dioperasikan, maka akan terjadi perbedaan tekanan diantara bidang hisap (*suction*) dengan bidang tekan (*discharge*) pada elemen penggerak. Elemen penggerak ini dapat berupa impeler atau piston.

1.2 Klasifikasi Pompa

Ada banyak cara untuk mengklasifikasikan pompa. Pompa biasanya diklasifikasikan berdasarkan fungsinya, berdasarkan kondisi penggunaannya, berdasarkan konstruksi materialnya, dan lain-lain. Dibawah ini adalah beberapa macam pengklasifikasian pompa, yaitu :

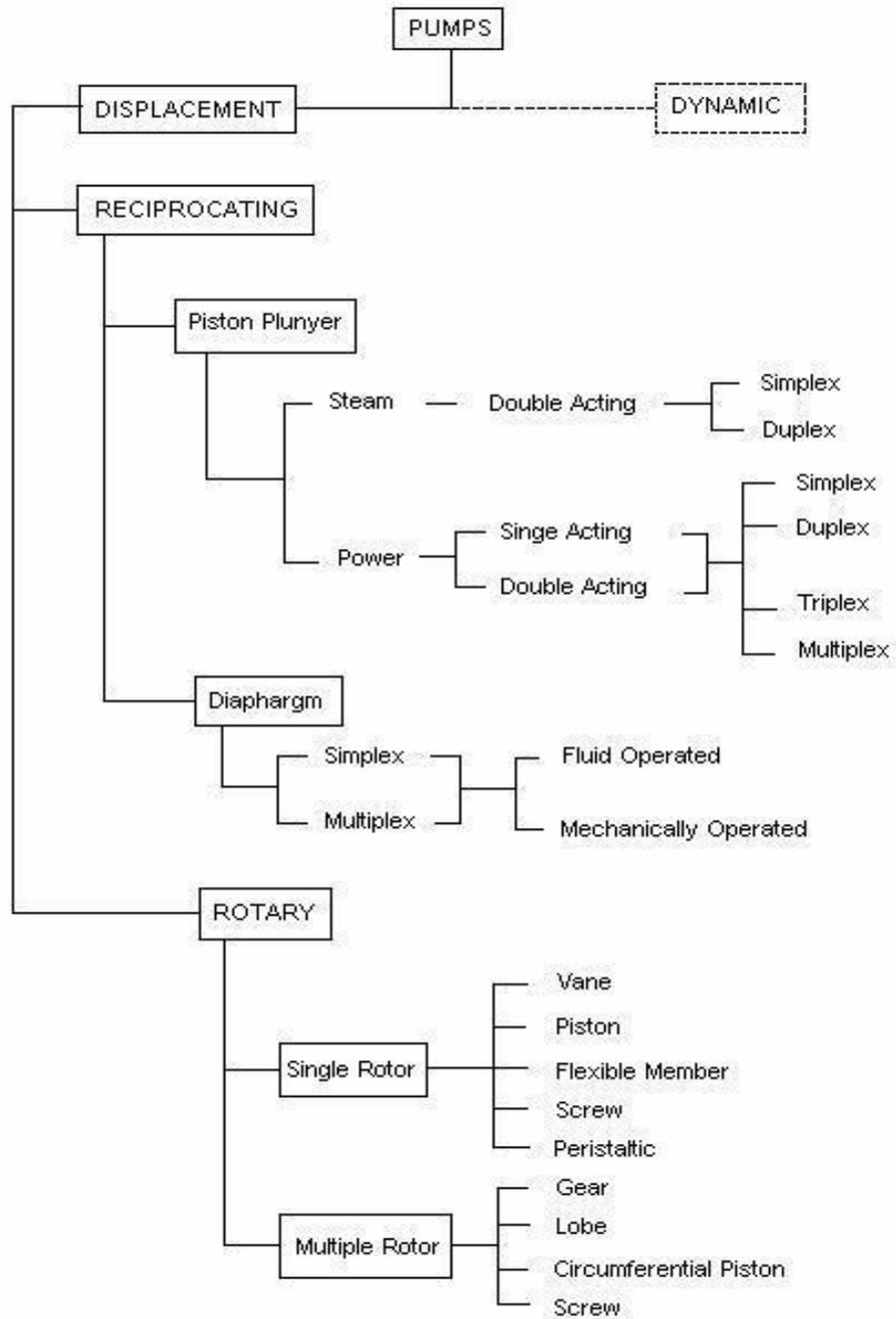
1.2.1. Klasifikasi Pompa Berdasarkan Transfer Energi

Klasifikasi pompa berdasarkan transfer energi dapat digolongkan dalam dua macam, yaitu ;

1. Pompa Langkah Positif (*Positive Displacement Pump*)

Pompa langkah positif disebut juga pompa *displacement* dengan transfer

energi dilakukan dengan jalan memperkecil volume yang dapat memperbesar tekanan.

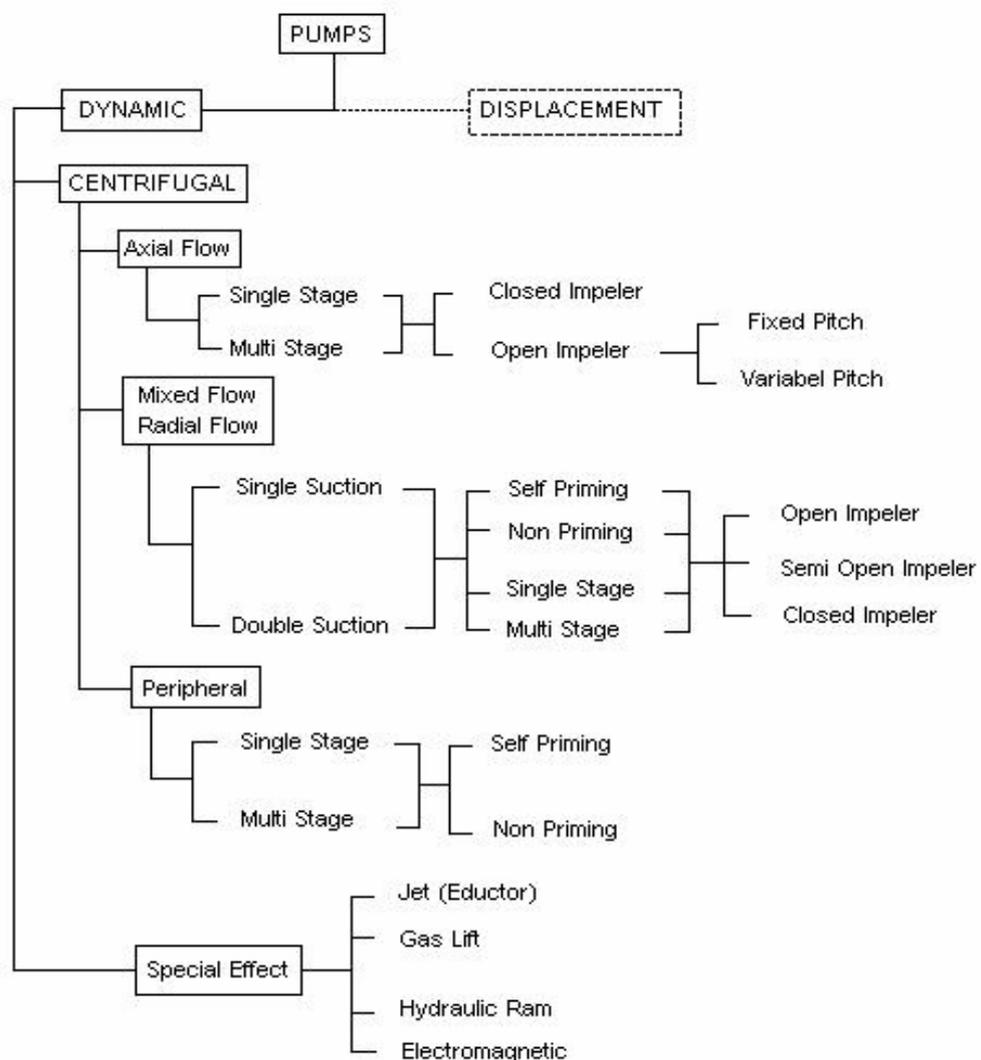


Gambar 1.13 Klasifikasi Pompa *Displacement*

(Igor J. Karrasik, *Pump Handbook*, 1976: 14)

2. Pompa Dinamik (*Dynamic Pump*)

Pompa jenis ini sering disebut juga pompa perpindahan non positif. Cara tranfer energinya adalah dengan adanya gaya sentrifugal maka zat cair akan terlempar keluar sehingga energi kinetik fluida naik. Ada beberapa tipe pompa yang diklasifikasikan kedalam jenis ini, tetapi yang paling umum adalah pompa sentrifugal.



Gambar 1.14 Klasifikasi Pompa Dinamik

(Igor J. Karrasik, *Pump Handbook*, 1976: 13)

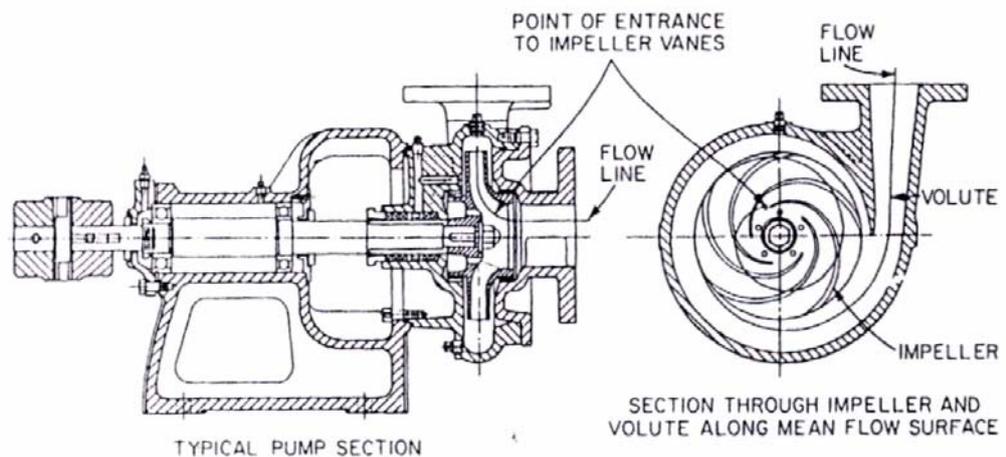
1.2.2. Klasifikasi Pompa Berdasarkan Konstruksi

Klasifikasi pompa berdasarkan konstruksi dapat digolongkan dalam beberapa macam, yaitu :

A . Klasifikasi Menurut Jenis Impeler

1. Pompa Sentrifugal

Pompa ini mempunyai impeler yang berfungsi untuk memindahkan fluida cair dari tekanan yang lebih rendah ke tekanan yang lebih tinggi. Aliran fluida pada pompa sentrifugal akan keluar dari impeler melalui bidang yang tegak lurus dengan poros pompa. Zat cair yang keluar dari impeler ditampung oleh saluran berbentuk volute di keliling impeler dan disalurkan ke luar pompa melalui nosel. Di dalam nosel sebagian *head* kecepatan aliran diubah menjadi *head* tekanan.

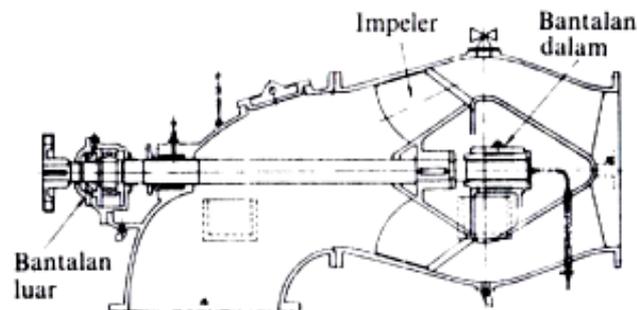


Gambar 1.1 Pompa Sentrifugal

(Michael W.V., *Pump Characteristics and Applications*, 1996: 8)

2. Pompa Aliran Campur

Pompa aliran campur memiliki aliran yang keluar meninggalkan impeler bergerak sepanjang permukaan kerucut. Salah satu ujung poros di mana imeler ini dipasang, ditumpu oleh bantalan dalam. Bantalan dalam biasanya dipakai jenis bantalan luncur yang dilumasi gemuk. Sedangkan untuk bantalan luar terdiri dari sebuah bantalan aksial dan sebuah bantalan radial, yang umumnya berupa bantalan gelinding.

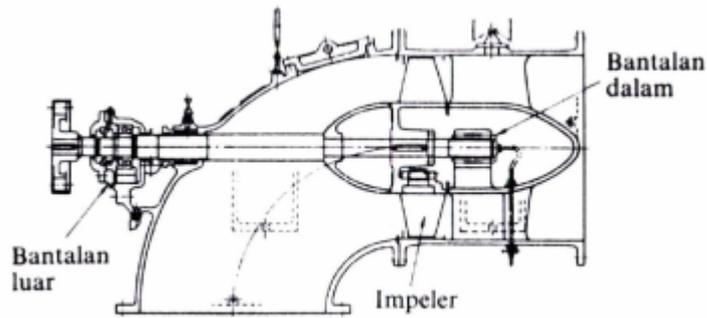


Gambar 1.2 Pompa Aliran Campur

(Sularso dan Tahara, Pompa dan Kompresor, 1994: 76)

3. Pompa Aliran Aksial

Pada pompa aliran aksial, aliran zat cair yang meninggalkan impeler akan bergerak sepanjang permukaan silinder keluar. Kontruksi dari pompa ini mirip pompa aliran canmpur, kecuali bentuk impeler dan difusor keluaranya.



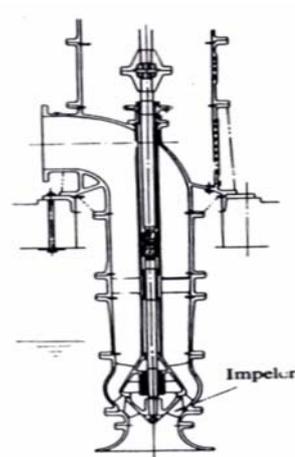
Gambar 1.3 Pompa Aliran Aksial

(Sularso dan Tahara, Pompa dan Kompresor, 1994: 76)

B. Klasifikasi Menurut Letak Poros

1. Pompa dengan Poros Tegak

Pompa ini mempunyai poros dengan posisi tegak. Pompa yang biasa dengan poros tegak adalah pompa aliran campur dan pompa aksial. Rumah pompa ini umumnya digantung pada lantai oleh pipa kolom yang menyalurkan zat cair dari pompa ke atas.

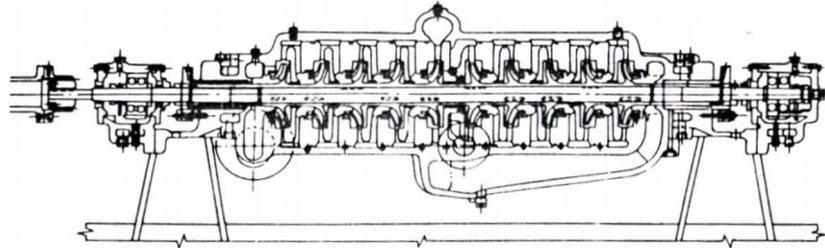


Gambar 1.4 Pompa dengan poros tegak

(Sularso dan Tahara, Pompa dan Kompresor, 1994: 78)

2. Pompa dengan Poros Mendatar

Pompa ini mempunyai poros dengan posisi mendatar.



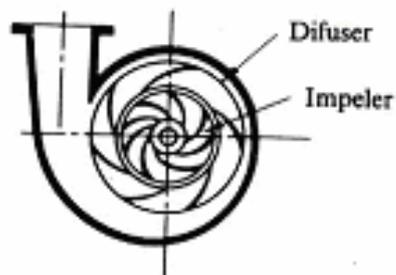
Gambar 1.5 Pompa dengan poros mendatar

(Sularso dan Tahara, Pompa dan Kompresor, 1994: 89)

C. Klasifikasi Menurut Bentuk Rumah

1. Pompa Difuser

Pompa difuser merupakan pompa sentrifugal dengan difuser disekeliling luar impeler yang berfungsi untuk memperbaiki efisiensi pompa dan memperkokoh rumah.

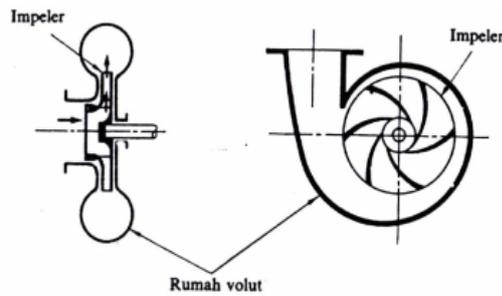


Gambar 1.6 Pompa Difuser

(Sularso dan Tahara, Pompa dan Kompresor, 1994: 8)

2. Pompa Volute

Pompa memiliki bentuk rumah impeler yang berupa rumah keong atau rumah volute.



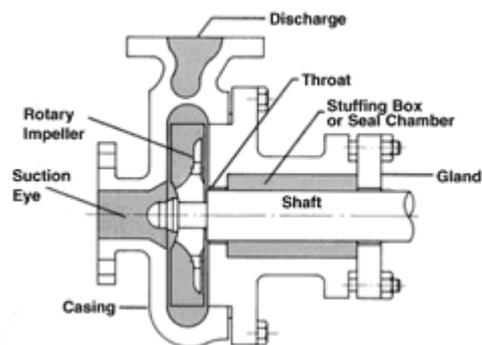
Gambar 1.7 Pompa Volute

(Sularso dan Tahara, Pompa dan Kompresor, 1994: 7)

D. Klasifikasi Menurut Jumlah Tingkat

1. Pompa Satu Tingkat

Pompa satu tingkat hanya memiliki satu impeler dengan head total yang dihasilkan dari satu impeler yang terdapat pada pompa.

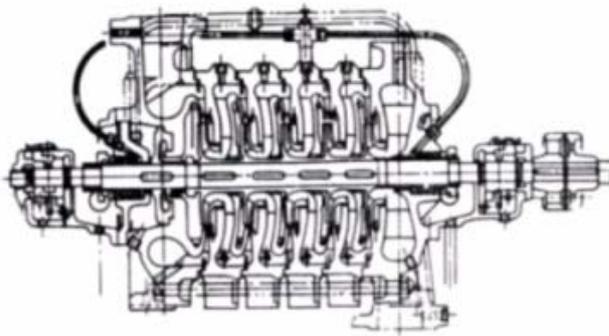


Gambar 1.8 Pompa satu tingkat

(Fritz Dietzel, Turbin Pompa dan Kompresor, 1996: 244)

2. Pompa Bertingkat Banyak

Pompa bertingkat banyak menggunakan impeler lebih dari satu dalam satu poros. Zat cair yang dialirkan keluar dari impeler yang satu ke impeler selanjutnya hingga impeler terakhir dan keluar melalui saluran buang.



Gambar 1.9 Pompa bertingkat banyak

(Sularso dan Tahara, Pompa dan Kompresor, 1994: 8)

E. Klasifikasi Menurut Sisi Masuk Impeler

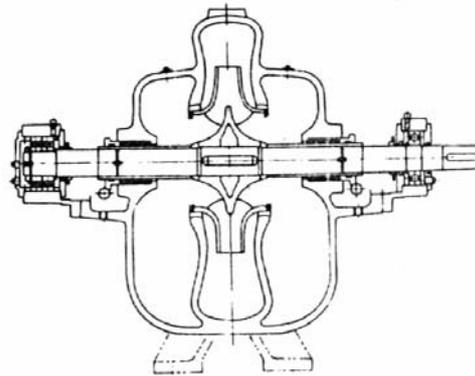
1. Pompa Hisapan Ganda

Pompa hisapan ganda mempunyai dua buah sisi masuk untuk mengalirkan zat cair, dan pada dasarnya impeler pada pompa ini sama dengan dua buah impeler hisapan tunggal yang dipasang bertolak belakang serta dipandang sebagai pompa yang memiliki dua buah impeler yang bekerja secara paralel atau sejajar.

2. Pompa Hisapan Tunggal

Pompa hisapan tunggal zat cair masuk dari satu sisi impeler. Tekanan yang terjadi pada masing-masing sisi impeler tidak sama sehingga akan

timbul gaya aksial ke arah sisi isap. Bantaalan aksial dapat digunakan jika ukuran pompa cukup kecil, sedangkan untuk ukuran pompa yang besar untuk mengurangi gaya aksial ini dapat digunakan lubang pengimbang yang diameternya sama dengan diameter sisi isap impeler.



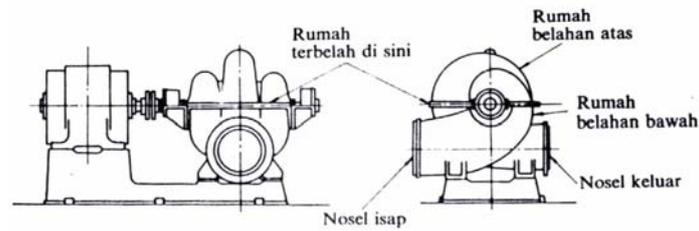
Gambar 1.10 Pompa hisapan ganda

(Sularso dan Tahara, Pompa dan Kompresor, 1994: 78)

F. Klasifikasi Menurut Belahan Rumah

1. Pompa Jenis Belahan Rumah Radial

Rumah pompa ini sering dipakai untuk pompa berukuran menengah dan besar dengan poros mendatar. Pompa ini mempunyai rumah yang dapat dibelah menjadi bagian bawah dan bagian atas oleh bidang datar yang melalui sumbu poros. Pada waktu pembokoran pompa jenis ini dapat dilakukan dengan mudah karena sisi isap dan sisi buang terpasang pada rumah bagian bawah.



Gambar 1.11 Pompa jenis belah mendatar

(Sularso dan Tahara, Pompa dan Kompresor, 1994:78)

2. Pompa Jenis Belahan Radial

Rumah pompa ini terbagi oleh sebuah bidang yang tegak lurus poros sehingga pompa jenis ini sering dipakai untuk pompa berukuran kecil dengan poros mendatar maupun vertikal.

3. Pompa Jenis Berderet

Pompa jenis ini biasanya terdapat pada pompa bertingkat banyak dengan rumah pompa yang terbagi oleh bidang-bidang tegak lurus poros seseuai dengan jumlah tingkat yang ada.

BAB II

PERANCANGAN POMPA

2.1 Dasar Perancangan

Untuk spesifikasi pompa yang akan dirancang diperlukan beberapa data yang harus dipenuhi. Berdasarkan data dari pompa FLUX tipe F706, maka ditentukan :

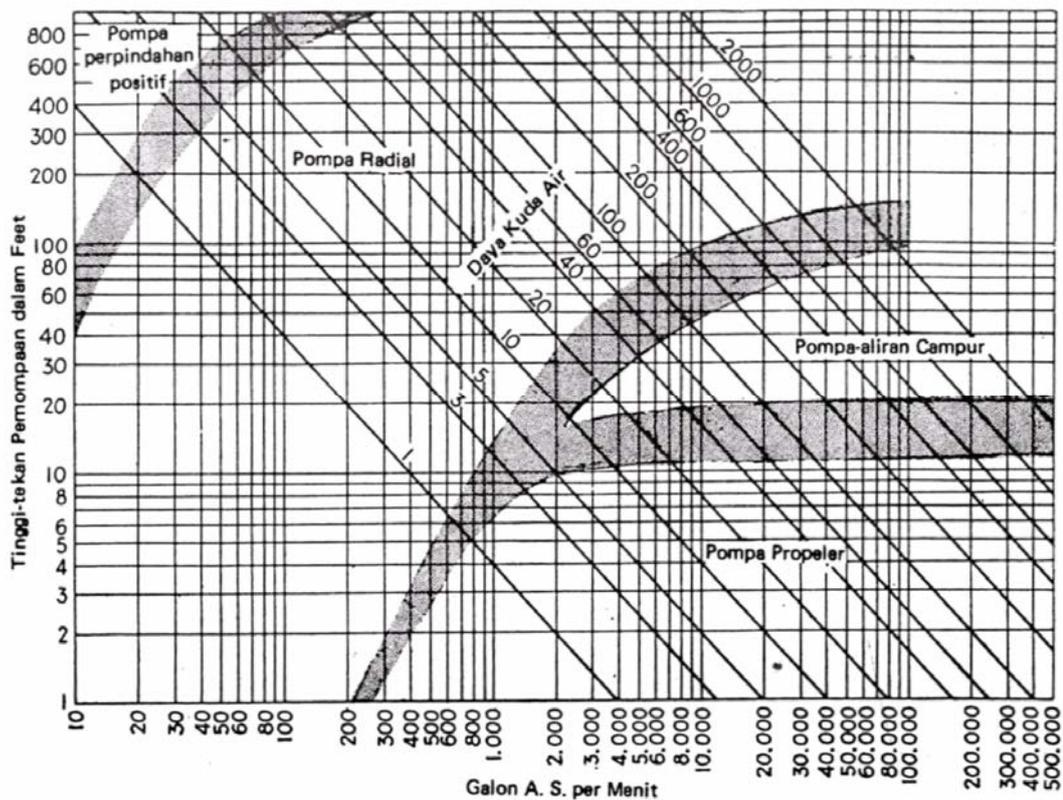
$$\begin{aligned} \text{Tinggi tekan/head (H)} &= 33 \text{ m} \\ &= 108,267 \text{ ft} \\ \text{Kapasitas (Q)} &= 55 \text{ m}^3 / \text{jam} \\ &= 0,0153 \text{ m}^3 / \text{s} \\ &= 0,540 \text{ ft}^3 / \text{s} \\ &= 242,5 \text{ gpm} \end{aligned}$$

Pompa yang akan dirancang adalah pompa vertikal sentrifugal satu tingkat untuk air bersih yang mampu mengalirkan air bersih sebanyak $0,0153 \text{ m}^3 / \text{s}$ dengan tinggi tekan 33 m.

2.2 Pemilihan Jenis Pompa

Untuk menentukan jenis pompa yang akan dirancang harus diketahui terlebih dahulu tinggi tekan/head (H) dan kapasitas (Q) dari pompa yang akan dirancang. Hal ini sangat penting karena dengan H dan Q dapat menentukan jenis pompa yaitu : pompa perpindahan positif, pompa radial, pompa aliran campur atau pompa propeler. Dari data H dan Q diatas maka dapat ditentukan

jenis pompa yang akan dirancang berdasarkan grafik penentuan jenis pompa yaitu pompa radial



Gambar 2.1 Grafik penentuan jenis pompa

(Sumber: Austin H. Church, 1990, hal. 56)

2.3 Penentuan Putaran Motor dan Kecepatan Spesifik

2.3.1 Putaran Motor

Pada perancangan ini dipilih motor listrik tiga phase (380V/3 Φ /50Hz) sebagai penggerak pompa dengan daya motor sebesar 7,5 kW dan putaran motor 2904 rpm (*Li Tang Electric Industry Corp. LM Motor Industry ISO-9002*).

2.3.2 Kecepatan Spesifik

Kecepatan spesifik didefinisikan sebagai kecepatan dalam putaran per menit pada mana suatu impeler akan beroperasi bila secara proporsional ukurannya diperkecil agar dapat memberikan kapasitas teruji (rating) sebesar 1 gpm pada tinggi tekan total sebesar 1 ft. Kecepatan spesifik digunakan menentukan jumlah tingkat pompa yang akan dipergunakan sehingga dapat dicapai efisiensi pompa yang optimal.

Kecepatan spesifik pompa dapat ditentukan dari :

$$n_s = n \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \dots\dots\dots(2.1)^1$$

dengan : n = putaran motor listrik (rpm)

Q = kapasitas pompa (m³/detik)

H= tinggi kenaikan pompa tiap tingkat (m)

sehinga kecepatan spesifik pompa adalah :

$$n_s = 2904 \frac{0,0153^{1/2}}{33^{3/4}}$$

$$n_s = 26,15 \text{ gpm}$$

2.4 Daya Pemompaan

Daya pemompaan merupakan daya yang berasal dari pompa yang digunakan dan dipindahkan ke fluida. Besarnya daya pemompaan dapat dihitung dengan rumus :

¹ Austin H. Church, Pompa dan Blower Sentrifugal, Erlangga, hal. 49

$$P_v = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q \dots\dots\dots(2.2)^2$$

dengan : ρ = kerapatan fluida yang dipompakan (kg/m^3)

g = gravitasi ($9,8 \text{ m/s}^2$)

H = tinggi tekan pompa (m)

Q = kapasitas pompa (m^3/s)

Pompa yang dirancang digunakan untuk memompa fluida yang berupa air bersih

dengan $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$

Maka daya pemompaan :

$$P_v = 1000 \times 9,81 \times 33 \times 0,0153$$

$$P_v = 4953,07 \text{ watt}$$

$$P_v = 4,953 \text{ kW}$$

Untuk menggerakkan pompa dengan daya pemompaan P_v dibutuhkan daya motor penggerak yang lebih besar dari daya pemompaan. Besarnya motor penggerak :

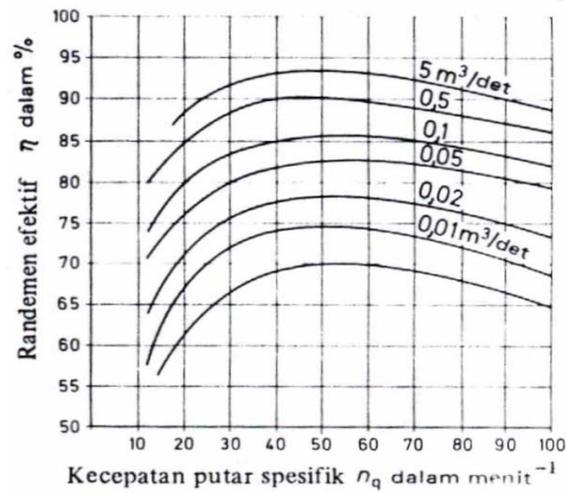
$$P = \frac{P_v}{\eta_e} \dots\dots\dots(2.3)^3$$

dengan : η_e = Efisiensi pompa (%)

P = Daya motor (kW)

² Ibid, hal. 242

³ Ibid, hal. 243

Gambar 2.4 : Efisiensi pompa⁴

Dari gambar efisiensi pompa ditemukan harga $\eta_e = 75\%$, sehingga daya motor penggerak untuk menggerakkan pompa yaitu :

$$P = \frac{P_v}{\eta_e}$$

$$P = \frac{4,953}{0,75}$$

$$P = 6,69 \text{ kW}$$

⁴ Ibid, hal. 243

BAB III

PERANCANGAN IMPELER, SUDU DAN RUMAH POMPA

3.1 Impeler

Impeler berfungsi untuk mengangkat zat cair dari tempat yang lebih rendah ke tempat yang lebih tinggi . Jika impeler berputar, maka zat cair yang ada di dalam impeler didorong oleh sudu-sudu dan akhirnya ikut berputar. Karena terjadi gaya sentrifugal, maka zat cair mengalir dari tengah impeler dan keluar melalui saluran diantara sudu-sudu. Disini head tekanan zat cair menjadi lebih tinggi, demikian pula head kecepatannya bertambah besar karena zat cair mengalami percepatan.

Jenis-jenis impeler menurut daerah kecepatan spesifik dapat dibedakan sebagai berikut :¹

1. Impeler radial.

Impeler jenis radial mempunyai daerah kecepatan spesifik antara 500 rpm sampai dengan 3000 rpm. Impeler ini digunakan untuk head menengah dan head yang tinggi diatas 150 *ft*.

2. Impeler *Francis*

Impeler ini mempunyai daerah kecepatan spesifik antara 1500 rpm sampai dengan 4500 *rpm*, *head* yang terdapat pada impeler ini adalah lebih rendah dari pada impeler jenis radial.

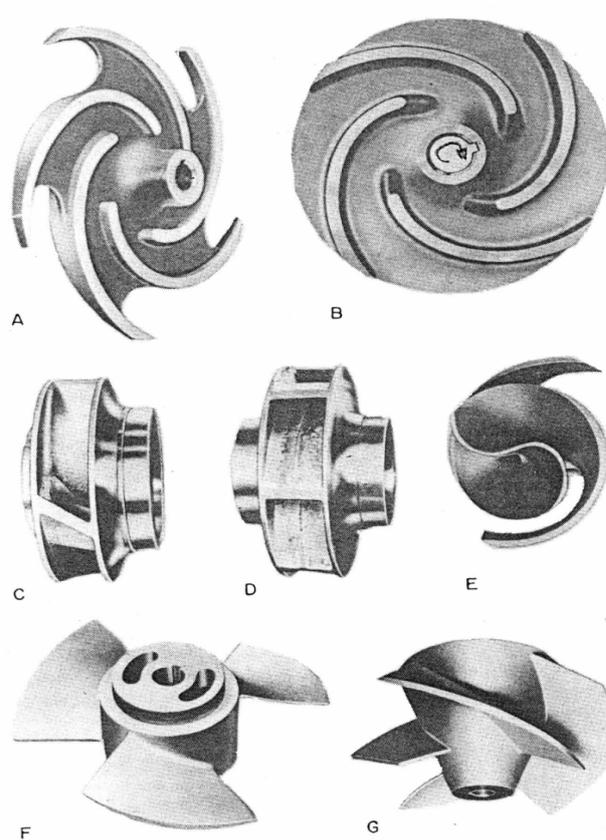
3. Impeler aliran campur

¹ Austin H. Church, Pompa dan Blower Sentrifugal, Erlangga, hal. 53

Impeler jenis ini mempunyai daerah kecepatan spesifik antara 4500 *rpm* sampai dengan 8000 *rpm*.

4. Impeler propeler .

Impeler jenis propeler mempunyai daerah kecepatan spesifik di atas 8000 *rpm*. Tinggi tekan atau *head* yang dihasilkan oleh impeler propeler adalah akibat tolakan sudu-sudu dan aliran keseluruhan arahnya aksial. Impeler ini bisa digunakan untuk putaran rendah, yaitu sebesar 200 hingga 1800 *rpm* dan head rendah (3 - 40ft).



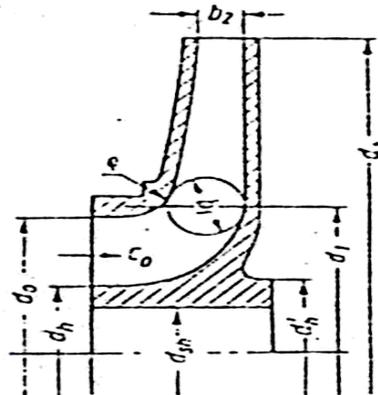
Gambar 3.1 Contoh Impeler

(Tyler G Hiks,P.E.,1996:19)

3.2 Perhitungan Bentuk Impeler

Pada perancangan impeler, ada bagian-bagian impeler pompa yang harus dihitung agar ukuran impeler pompa proporsional.

3.2.1 Perhitungan Diameter Poros



Gambar 3.2 : Dimensi impeler

(Sumber: Lazarkiewicz, 1995 hal. 132)

Diameter poros impeler dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$d_s = \left(\frac{5,1}{\tau_a} K_t C_b T \right)^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots(3.1)^2$$

dengan : τ_a = tegangan geser yang diizinkan (kg / mm^2)

K_t = faktor koreksi puntir (1 – 1,5)

C_b = faktor koreksi momen lentur (1,5 – 2)

T = torsi (kg.mm)

Momen puntir yang diterima oleh poros dapat dihitung dengan persamaan :

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \frac{P_d}{n} \dots\dots\dots(3.2)^3$$

² Ir. Sularso, MSME, Dasar Perancangan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 8

³ Ibid, hal. 7

dengan : $P_d = \text{daya motor (kW)}$

$n = \text{putaran motor (rpm)}$

Sehingga momen puntir yang diterima oleh poros adalah :

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \frac{6,69}{2904}$$

$$T = 2243,82 \text{ kg.mm}$$

Kemudian dipilih bahan untuk poros berdasarkan tabel dibawah ini :

Tabel 3.1 : Baja paduan untuk poros⁴

Sumber dan macam	Lambang	Perlakuan Panas	Kekuatan tarik (kg / mm^2)
Baja Khrom nikel (JIS G 4102)	SNC 2	-	85
	SNC 3	-	95
	SNC 21	Pengerasan kulit	80
	SNC 22	-	100

Dari Tabel bahan poros dipilih **SNC 22** dengan perlakuan panas secara pengerasan kulit dan kekuatan tarik untuk bahan poros $\sigma_b = 100 \text{ kg/mm}^2$, dengan $Sf_1 = 6$ dan $Sf_2 = 3$.

Sehingga tegangan geser bahan yang diizinkan adalah :

$$\tau_a = \frac{\sigma_b}{(Sf_1 \times Sf_2)} \dots\dots\dots(3.3)^5$$

$$\tau_a = \frac{100}{(6 \times 3)}$$

$$\tau_a = 5,56 \text{ kg / mm}^2$$

⁴ Ibid, hal. 5

⁵ Ibid, hal 8

Untuk menentukan diameter poros impeler, diambil faktor koreksi untuk momen puntir $K_t = 1,5$ dan faktor koreksi untuk lenturan $C_b = 2$, sehingga diameter poros impeler adalah sebagai berikut :

$$d_s = \left(\frac{5,1}{5,56} 1,5 \times 2 \times 2243,82 \right)^{1/3}$$

$$d_s = 18,34 \text{ mm}$$

Maka berdasarkan diameter poros standar dipilihlah $d_s = 20 \text{ mm}$.

Untuk menghubungkan poros dengan impeler digunakan pasak. Kedalaman alur pasak harus ditambahkan diameter poros hasil perhitungan diatas. Dari hasil perhitungan diatas diambil ukuran penampang pasak 8×7 dengan kedalam alur pasak poros ($t_1 = 4 \text{ mm}$). Maka diameter poros impeler :

$$D_s = D_s \text{ perhitungan} + (t_1 \times 2)$$

$$D_s = 20 + (4 \times 2)$$

$$D_s = 28 \text{ mm}$$

3.2.2 Diameter *Hub* (Diameter Leher)

Setelah diameter poros impeler ditentukan maka diameter *hub* dapat ditentukan. Diameter *hub* harus lebih besar dari diameter poros impeler. Diameter *hub* dapat dicari dari persamaan dibawah ini :

$$D_h = (1,3 - 1,4) \times d_s \dots\dots\dots(3.4)^6$$

$$D_h = 1,3 \times 28$$

$$D_h = 36,4 \text{ mm}$$

⁶ Lazarkiewics, Impeler Pump, hal. 132

$$D_h = 1,43 \text{ in}$$

3.2.3 Diameter Mata Impeler

Diameter mata impeler dapat ditentukan dengan persamaan dibawah ini :

$$D_o = \sqrt{\frac{4}{\pi} \times \frac{144 \times Q}{V_o} + D_h^2} \dots\dots\dots(3.5)^7$$

dengan : Q = kapasitas pompa (ft^3 / s)

V_o = kecepatan masuk impeler (ft / s)

D_h = diameter hub (in)

Untuk menghindarkan kesukaran-kesukaran akibat terjadinya kavitasi diameter pipa hisap biasa dibuat lebih besar ukurannya dibandingkan dengan flens hisap pompa, dan keduanya dibuat lebih besar dari diameter flens dan pipa buang pompa. Diameter-diameter dalam flens dan pipa yang standar adalah 1,1¼, 1½, 2, 2½, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 20, 24, 30 dan 36 ini. Ukuran-ukuran ini haruslah dipakai untuk menghindarkan biaya-biaya tambahan dan penundaaan pekerjaan yang disebabkan oleh pemilihan ukuran yang langka. (Austin,1990: 90)

Berdasarkan data diatas maka dipilihlah :

Diameter pipa = 3 in

$$= 0,0762 \text{ m}$$

Luas penampang pipa hisap adalah :

$$A = \frac{1}{4} \pi \times d^2$$

$$A = \frac{1}{4} \pi \times (0,0762)^2$$

⁷ Austin H. Church, Pompa dan Blower Sentrifugal, hal. 93

$$A = 0,0046 \text{ m}^2$$

Kecepatan aliran fluida pada pipa dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan kontinuitas, yaitu :

$$Q = A \times V \dots \dots \dots (3.7)^8$$

dengan : $Q = \text{kapasitas pompa (m}^3 / \text{s)}$

$A = \text{luas penampang (m}^2 \text{)}$

$V = \text{kecepatan aliran pada pipa (m/s)}$

Dari persamaan kontinuitas maka dapat ditentukan kecepatan aliran dalam pipa hisap :

$$V_s = \frac{Q}{A}$$

$$V_s = \frac{0,0153}{0,0046}$$

$$V_s = 3,326 \text{ m/s}$$

$$V_s = 10,91 \text{ ft/s}$$

Di dalam saluran sisi hisap (*suction*), kecepatan aliran yang masuk besarnya berkisar 4-18 *ft/s*. (Austin,1990:90). Kebocoran pompa kira-kira 2-10% kapasitas pompa, sehingga kapasitas total pompa harus lebih besar daripada kapasitas yang telah ditentukan. (Austin,1990:93). Maka kapasitas total pompa dan diameter impeler dapat ditentukan dari persamaan dibawah ini:

Kapasitas total pompa adalah :

$$Q_{tot} = Q + (6\% \times Q)$$

⁸ Ibid, hal. 9

$$= 0,540 + (6\% \times 0,540)$$

$$= 0,572 \text{ ft}^3 / \text{s}$$

Diameter impeler :

$$D_o = \sqrt{\frac{4}{\pi} \times \frac{144 \times Q}{V_o} + D_h^2}$$

$$D_o = \sqrt{\frac{4}{\pi} \times \frac{144 \times 0,572}{12} + 1,43^2}$$

$$D_o = 3,28 \text{ in}$$

$$D_1 = D_o$$

$$D_1 = 83,31 \text{ mm}$$

3.2.4 Diameter dan Lebar Sisi Masuk Impeler

Kecepatan radial sisi masuk biasanya lebih besar dari kecepatan V_o , kira-kira 5 - 10%. (Austin,1990:94). Maka kecepatan radial sisi masuk dapat ditentukan dari persamaan dibawah ini :

$$V_{r1} = V_o + (V_o \times 8\%)$$

$$V_{r1} = 12 + 0,96$$

$$V_{r1} = 12,96 \text{ ft/s}$$

$$V_{r1} = 3,950 \text{ m/s}$$

Sehingga lebar sisi masuk impeler adalah :

$$b_1 = \frac{144Q}{\pi D_1 V_{r1} \epsilon_1} \dots \dots \dots (3.8)^9$$

dengan : Q = kapasitas total pompa (ft^3 / s)

D_1 = diameter ujung sudu sisi masuk (in)

V_{r1} = kecepatan radial sisi masuk pada sisi masuk

ϵ_1 = faktor kontraksi (0,8 – 0,9)

Sehingga lebar impeler sisi masuk adalah :

$$b_1 = \frac{144Q}{\pi D_1 V_{r1} \epsilon_1}$$

$$b_1 = \frac{144 \times 0,572}{\pi \times 3,28 \times 12 \times 0,8}$$

$$b_1 = 0,833 \text{ in}$$

$$b_1 = 21,158 \text{ mm}$$

3.2.5 Diameter Sisi Keluar Impeler

Diameter sisi keluar impeler dapat dihitung dengan persamaan :

$$D_2 = \frac{1840 \times \Phi \times \sqrt{H}}{n} \dots \dots \dots (3.9)^{10}$$

dengan : H = head pompa (ft)

ϕ = koefisien tinggi tekan overall

n = putaran poros pompa (rpm)

⁹ Ibid, hal. 94

¹⁰ Ibid, hal. 34

Seperti telah diketahui pada perhitungan diatas bahwa head pompa $H = 108,267 \text{ ft}$, dengan putaran pompa $n = 2904 \text{ rpm}$ dan koefisien tinggi tekan overall ϕ adalah antara 0,9-1,2 dengan harga rata-rata mendekati satu, dan dalam perancangan ini diambil nilai 1,1. Sehingga diameter sisi keluar impeler adalah :

$$\begin{aligned} D_2 &= \frac{1840 \times 1,1 \times \sqrt{108,267}}{2904} \\ &= 7,252 \text{ in} \\ &= 184,20 \text{ mm} \end{aligned}$$

3.2.6 Lebar Sisi Keluar Impeler

Lebar sisi keluar impeler :

$$b_2 = \frac{144 \times Q}{V_{r2} \times D_2 \times \pi \times \varepsilon_2} \dots\dots\dots(3.10)^{11}$$

dengan : $Q =$ kapasitas total pompa (ft^3 / s)

$D_2 =$ diameter sisi keluar impeler (in)

$V_{r2} =$ kapasitas aliran sisi keluar impeler arah radial (ft/s)

$\varepsilon_2 =$ faktor koreksi (0,8-0,9)

$$V_{r2} = V_{r1} - (8\% \times V_{r1})$$

$$V_{r2} = 12,96 - (8\% \times 12,96)$$

$$= 11,664 \text{ ft/s}$$

$$= 3,555 \text{ m/s}$$

maka :

¹¹ Ibid, hal 98

$$b_2 = \frac{144 \times 0,572}{11,664 \times 7,252 \times 3,14 \times 0,8}$$

$$b_2 = 0,387 \text{ in}$$

$$b_2 = 9,829 \text{ mm}$$

Kecepatan sisi keluar impeler (ft/s) :

$$U_1 = \frac{\pi \times D_1 \times n}{12 \times 60} \dots\dots\dots(3.12)^{12}$$

dengan : U_1 = kecepatan keliling sisi keluar impeler (ft/s)

D_1 = diameter sisi masuk impeler (in)

n = putaran poros impeler (rpm)

Sehingga kecepatan keliling impeler adalah :

$$\begin{aligned} U_1 &= \frac{\pi \times 3,28 \times 2904}{12 \times 60} \\ &= 41,540 \text{ ft/s} \\ &= 12,661 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Dari kecepatan radial sisi masuk V_{r1} dan kecepatan keliling sisi masuk impeler adalah :

$$\tan \beta_1 = \frac{V_{r1}}{U_1} \dots\dots\dots(3.13)^{13}$$

$$\tan \beta_1 = \frac{12,96}{41,540}$$

$$\tan \beta_1 = 0,312$$

$$\beta_1 = 17,32^\circ$$

¹² Ibid, hal. 108

¹³ Ibid, hal. 94

Dari perhitungan diatas diperoleh $\beta_1 = 17,32^\circ$, untuk mengimbangi kontraksi pada saat aliran ujung sudu-sudu, sudut β_1 dapat dipilih antara 10° - 25° (Austin,1990:94). Dalam perancangan ini $\beta_1 = 20^\circ$ dan untuk mendapatkan laluan aliran yang kontinyu dan mulus maka sudut sudu sisi keluar dalam perancangan ini adalah $\beta_2 = 30^\circ$. Maka untuk mencari kecepatan keliling pada sisi keluar impeler dapat menggunakan rumus dibawah ini :

$$U_2 = \frac{1}{2} \times \left[\frac{V_{r2}}{\tan \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{r2}}{\tan \beta_2} \right)^2 + \frac{4 \times g \times H}{k}} \right] \dots\dots\dots(3.14)^{14}$$

dengan : H = head pompa (m)

g = gravitasi ($9,81 \text{ m/s}^2$)

k = pengaruh berbagai faktor pada U_2 (0,6 - 0,7)

sehingga :

$$U_2 = \frac{1}{2} \times \left[\frac{3,555}{\tan 30} + \sqrt{\left(\frac{3,555}{\tan 30} \right)^2 + \frac{4 \times 9,81 \times 33}{0,7}} \right]$$

$$U_2 = 24,803 \text{ m/s}$$

$$U_2 = 81,375 \text{ ft/s}$$

3.2.7 Segitiga Kecepatan Sisi Masuk Impeler

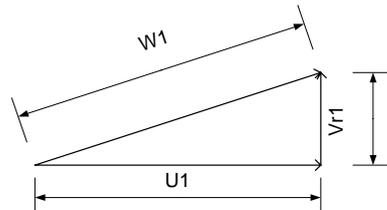
Dari perhitungan diatas diperoleh :

- Sudut sudu sisi masuk $\beta_1 = 20^\circ$
- Kecepatan keliling absolut $U_1 = 12,661 \text{ m/s} = 41,540 \text{ ft/s}$.

¹⁴ Ibid, hal. 96

- Kecepatan sisi masuk impeler $V_{r1} = 12,96 \text{ ft/s} = 3,950 \text{ m/s}$.

Sehingga gambar dari segitiga kecepatan pada sisi masuk impeler dapat dilihat pada gambar (3.2)



Gambar 3.3 Segitiga kecepatan sisi masuk impeler.

Dari gambar segitiga kecepatan pada sisi masuk impeler diatas dapat dicari W_1 yang merupakan kecepatan relatif pada sisi masuk impeler.

$$W_1 = \frac{U_1}{\cos \beta_1}$$

$$W_1 = \frac{12,661}{\cos 20^\circ}$$

$$W_1 = 13,473 \text{ m/s} = 44,202 \text{ ft/s}$$

3.2.8 Segitiga Kecepatan Sisi Keluar Impeler

Dari harga β_2 dan U_2 yang telah diperoleh, maka komponen kecepatan V_{u2} sesungguhnya dari kecepatan absolut sisi keluar V_2 adalah :

$$V_{u2} = U_2 - \frac{V_{r2}}{\tan \beta_2} \dots \dots \dots (3.15)^{15}$$

$$V_{u2} = 81,375 - \frac{11,664}{\tan 30}$$

¹⁵ Ibid, hal. 110

$$V_{u2} = 61,172 \text{ ft/s}$$

$$V_{u2} = 18,645 \text{ m/s}$$

Komponen aktual V'_{u2} dari kecepatan sisi keluar absolut V'_2 adalah sebagai berikut :

$$V'_{u2} = V_{u2} \times \eta_{\infty} \dots\dots\dots(3.16)^{16}$$

dengan : η_{∞} = untuk impeler jenis radial (0,65 - 0,75)

sehingga :

$$V'_{u2} = 61,172 \times 0,7$$

$$V'_{u2} = 42,820 \text{ ft/s}$$

$$V'_{u2} = 13,051 \text{ m/s}$$

Kecepatan absolut sisi keluar impeler adalah :

$$V'_2 = \sqrt{(V_{r2})^2 + (V'_{u2})^2}$$

$$V'_2 = \sqrt{(11,664)^2 + (42,820)^2}$$

$$V'_2 = 44,380 \text{ ft/s}$$

$$V'_2 = 13,527 \text{ m/s}$$

Tangen sudut sisi keluar aktual adalah :

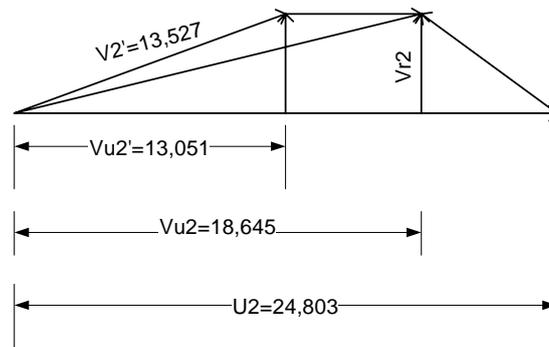
$$\tan \alpha'_2 = \frac{V_{r2}}{V'_{u2}}$$

$$\tan \alpha'_2 = \frac{11,664}{42,820}$$

¹⁶ Ibid, hal. 33

$$\alpha'_2 = 15,24^\circ$$

Dari perhitungan-perhitungan diatas, maka dapat digambar segitiga kecepatan sisi keluar impeler sebagai berikut :



Gambar 3.4 Segitiga Kecepatan Sisi Keluar Impeler.

Dari segitiga kecepatan pada sisi keluar impeler diatas, maka dapat dicari kecepatan relatif aliran fluida teoritis, yaitu :

$$W_2 = \sqrt{(V_{r2})^2 + (U_2 - V_{u2})^2}$$

$$W_2 = \sqrt{(3,555)^2 + (24,803 - 18,645)^2}$$

$$W_2 = 7,110 \text{ m/s} = 23,326 \text{ ft/s}$$

3.2 Sudu

Bagian impeler yang berfungsi sebagai pendorong zat cair yang berada dalam impeler adalah sudu. Tiga jenis sudu berdasarkan sudut keluar yaitu :

a. *Backward Curve Vanes*

Pada bentuk sudu *backward curve vanes* dimana bentuk sudu melengkung ke belakang, mempunyai kecepatan absolut paling kecil namun dapat memberikan distribusi aliran yang merata ke impeler. Hal ini dapat

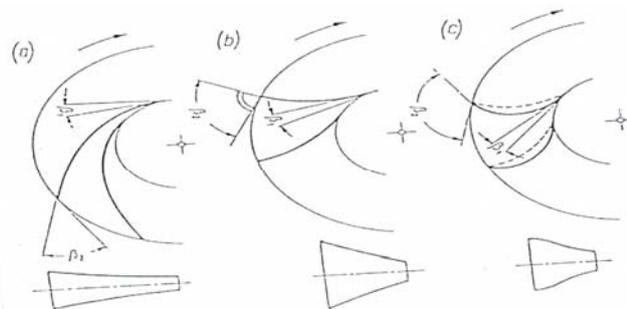
mengurangi kerugian hidrolis, dan pada tipe sudu ini mempunyai hubungan head dengan kapasitas yang dihasilkan adalah stabil. Adapun besar sudut keluar β_2 pada sudu ini adalah 90° .

b. *Radial Vanes*

Sudu yang dapat menimbulkan kecepatan absolut yang cukup besar adalah jenis sudu *radial vanes* ini. Disamping itu efisiensi sudu ini lebih tinggi dari pada sudu jenis *forward curve vanes*, dan *head* total teoritis yang dihasilkan terdiri dari energi potensial dan energi kinetik yang masing-masing besarnya adalah sama dengan 50 %. Adapun besar sudut keluar β_2 pada sudu ini sama dengan 90° .

c. *Forward Curve Vanes*

Pada sudu tipe ini kecepatan absolutnya dari antara kedua jenis sudu diatas adalah yang paling tinggi dimana energi kecepatan diubah menjadi energi potensial. Adapun ciri-ciri dari sudu jenis *forward curve vanes* ini adalah kelengkungan sudu yang besar, jalan aliran yang pendek dan bentuk sudu yang melengkung ke depan dengan besar sudut keluar β_2 adalah lebih besar dari 90°



Gambar 3.6 Bentuk-bentuk sudu

(Stephen Lazarkiewicz, 1965: 98)

Dalam perancangan jenis sudu yang digunakan adalah sudu tipe *backward curve vanes*.

3.2.1 Disain Sudu-Sudu

Dalam perancangan impeler untuk melukis sudu-sudu digunakan metode *arc tangen*. Dengan metode ini impeler dapat dibagi menjadi lingkaran-lingkaran konsentris antara jari-jari sisi masuk impeler dengan jari-jari sisi keluar impeler. Dalam hal ini jari-jari kelengkungan busur sudu yang berada pada setiap lingkaran dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\rho = \frac{R_b^2 - R_a^2}{2 \times (R_b \times \cos \beta_b - R_a \times \cos \beta_a)} \dots\dots\dots(3.20)^{17}$$

dengan : R_a = jari-jari lingkaran impeler sisi dalam (mm)

R_b = jari-jari lingkaran impeler sisi luar (mm)

β_a = sudut pada lingkaran sisi dalam (°)

β_b = sudut pada lingkaran sisi luar (°)

Untuk melukiskan sudu, antara jari-jari lingkaran sisi masuk impeler dengan jari-jari lingkaran sisi keluar impeler dibagi menjadi enam lingkaran yang konsentris. Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui :

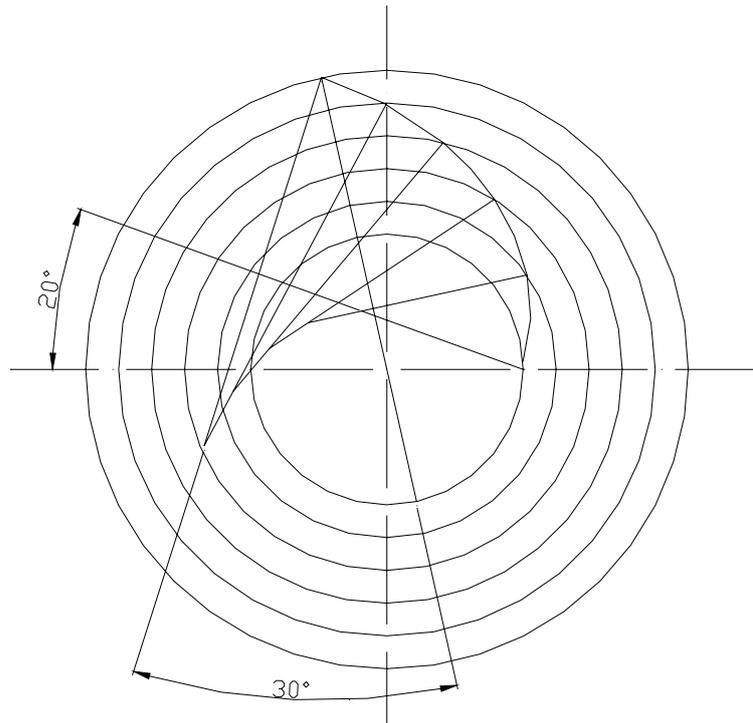
Jari-jari sisi masuk impeler (R_1) = 41,655 mm

Jari-jari sisi keluar impeler (R_2) = 92,1 mm

Sudut sudu sisi masuk impeler (β_1) = 20°

Sudut sudu sisi keluar impeler (β_2) = 30°

¹⁷ Austin H. Church, Pompa dan Blower Sentrifugal, hal. 98

Gambar 3.7 Disain sudu dengan metode *Arc Tangen*

Berdasarkan persamaan dalam mencari jari-jari kelengkungan busur dapat dicari, dan hasil dari perhitungan ρ tersebut dapat dilihat pada tabel 3.2

Tabel 3.2 Jari-jari kelengkungan sudu

Ling.	R	R ²	β	Cos β	R cos β	$\frac{\Delta R}{\cos \beta}$	Rb ² - Ra ²	ρ
1	41,655	1735,139	20	0,9397	39,143	8,963	942,303	52,565
B	51,744	2677,442	22	0,9297	48,106	8,378	1145,878	68,386
C	61,833	3823,320	24	0,9135	56,484	8,152	1349,454	82,770
D	71,922	5172,774	26	0,8987	64,636	7,762	1551,390	99,930
E	82,001	6724,164	28	0,8829	72,399	7,360	1758,246	119,447
2	92,1	8482,410	30	0,8660	79,759			

3.2.2 Jumlah sudu

Jumlah sudu pada impeler dapat dicari dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$Z = 6,5 \times \frac{D_1 + D_2}{D_2 - D_1} \times \sin \beta_m \dots \dots \dots (3.21)^{18}$$

dengan : D_1 = diameter sisi masuk impeler (*in*)

D_2 = diameter sisi keluar impeler (*in*)

β_m = harga rata-rata sudut

Harga rata-rata sudut β_m :

$$\beta_m = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$$

$$\beta_m = \frac{20 + 30}{2} = 25^\circ$$

Maka jumlah sudu pada impeler :

$$\begin{aligned} Z &= 6,5 \times \frac{7,252 + 3,28}{7,252 - 3,28} \times \sin 25^\circ \\ &= 7,28 \approx 7 \end{aligned}$$

Jadi jumlah sudu pada impeler dalam perancangan pompa vertikal sentrifugal satu tingkat ini adalah 7 buah. Dengan 7 buah sudu ini telah memenuhi syarat, karena batasan jumlah sudu pada impeler adalah 5 - 12 buah. (Austin, 1990:106)

3.2.3 Tebal Sudu.

Tebal sudu dapat dicari dari persamaan dibawah ini :

$$\varepsilon = \frac{\pi \times D - \frac{Z \times t}{\sin \beta_1}}{\pi \times D} \dots \dots \dots (3.22)^{19}$$

dengan : D = diameter lingkaran impeler (mm)

¹⁸ Ibid, hal. 115

¹⁹ Ibid, hal. 106

Z = jumlah sudu

β = sudut sudu

t = tebal sudu

Tebal sudu pada sisi masuk dan sisi keluar impeler dapat dicari dengan menggunakan persamaan :

$$t_1 = \frac{(1 - \varepsilon_1) \times \pi \times D_1 \times \sin \beta_1}{Z}$$

$$t_1 = \frac{(1 - 0,85) \times \pi \times 83,31 \times \sin 20}{7}$$

$$t_1 = 1,917 \text{ mm}$$

$$t_2 = \frac{(1 - \varepsilon_2) \times \pi \times D_2 \times \sin \beta_2}{Z}$$

$$t_2 = \frac{(1 - 0,90) \times \pi \times 184,20 \times \sin 30}{7}$$

$$t_2 = 4,131 \text{ mm}$$

Tebal sudu untuk lingkaran antara diameter sisi masuk dengan diameter sisi keluar dapat dilihat pada tabel (3.3)

Tabel 3.3 Tebal kelengkungan sudu

Ling.	D	ε	β	πD	$\sin \beta$	Z	t
1	83,31	0,85	20	261,593	0,3420	7	1,917
B	103,488	0,86	22	324,952	0,3746	7	2,435
C	123,666	0,87	24	388,311	0,4067	7	2,933
D	143,844	0,88	26	451,670	0,4384	7	3,394
E	164,022	0,89	28	515,029	0,4695	7	3,800
2	184,200	0,90	30	578,388	0,500	7	4,131

3.2.4 Lebar Lalan

Untuk menentukan lebar lalan digunakan persamaan berikut ini :

$$b = \frac{144 \times Q}{\pi \times D \times \varepsilon \times v_r} \dots\dots\dots(3.23)^{20}$$

dengan : b= lebar lalan (in)

Q = kapasiti pompa (ft^3/s)

D = diameter lalan (in)

V_r = kecepatan aliran radial (ft/s)

ε = faktor kontraksi

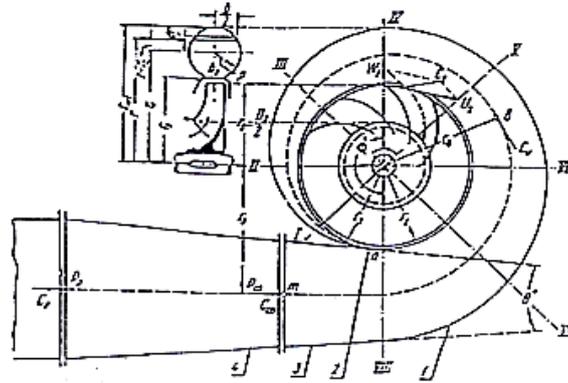
Tabel 3.4 Hasil perhitungan lebar lalan

Ling.	D (in)	ε	V_r (ft/s)	πD	Q (ft^3/s)	b (in)	b (mm)
1	3,280	0,85	12,960	10,299	0,572	0,726	18,440
B	4,074	0,86	12,753	12,792	0,572	0,587	14,912
C	4,867	0,87	12,545	15,282	0,572	0,494	12,543
D	5,566	0,88	12,338	17,477	0,572	0,434	11,025
E	6,458	0,89	12,130	20,278	0,572	0,376	9,557
2	7,252	0,9	11,923	22,771	0,572	0,3371	8,562

3.3 Rumah Pompa

Rumah pompa berfungsi untuk mengkonversikan head akibat kecepatan (*velocity head*) fluida yang meninggalkan impeler menjadi energi tekanan seefisien mungkin. Fluida sesudah meninggalkan impeler dikumpulkan dalam satu ruangan yang berbentuk spiral yang dikenal dengan nama rumah keong atau *volute*. Didalam rumah keong fluida dikumpulkan dan secara perlahan-lahan kecepatan fluida akan berkurang .

²⁰ Ibid, hal. 106



Gambar 3.14 Dimensi Rumah Keong

(Khetagurov M. Marine Auxiliary Machinery and system, hal. 246)

3.3.1 Disain Rumah Keong.

Dalam perancangan rumah keong, dapat dibagi dalam beberapa bagian. Penampang rumah keong terlebih dahulu diasumsikan dalam bentuk lingkaran, dimana antara sisi keluar impler dengan lidah (*tongue*) casing diberi kelonggaran (*clearence*), dan jari-jari lidah itu sendiri dibuat lebih besar dari pada jari-jari luar impeler . Adapun jari-jari lidah itu dapat dihitung dengan memakai persamaan :

$$r_3 = (1,02 - 1,05)r_2$$

dengan : r_2 = jari-jari sisi luar impeler (mm)

sehingga :

$$\begin{aligned} r_3 &= 1,05 \times 92,1 \\ &= 96,705 \text{ mm} \end{aligned}$$

Adapun lebar celah saluran volut dapat dicari dengan persamaan :

$$b_3 = b_2 + (0,025r_2)$$

dengan: b_2 = lebar sisi keluar impeler (mm)

Sehingga lebar celah saluran volut :

$$\begin{aligned} b_3 &= 9,829 + (0,025 \times 92,1) \\ &= 12,131 \text{ mm} \end{aligned}$$

Karena penampang volut yang diasumsikan berupa lingkaran, maka jari-jari volut dapat dicari dengan menggunakan persamaan :

$$\rho = \frac{\varphi}{x} + \sqrt{2 \times \frac{\varphi}{x} \times r_3}$$

dengan : φ° = sudut perbagian ($^\circ$)

r_3 = jari-jari lidah volut (mm)

x = konstanta

Konstanta x disini dapat dicari dengan menggunakan persamaan :

$$x = \frac{720}{Q} \times K_u \times \pi$$

dengan : Q = kapasitas pompa (m^3 / s)

K_u = konstanta yang merupakan hasil perkalian antara kecepatan keliling absolut dengan jari-jari impeler.

Maka harga konstanta K_u dapat dicari, yaitu :

$$K_u = V_{u3} \times r_3 = V_{u2} \times r_2 = V_u \times r$$

sehingga :

$$\begin{aligned} K_u &= V_{u2} \times r_2 \\ &= 13,051 \times 0,08331 \\ &= 1,087 \text{ m}^2 / \text{s} \end{aligned}$$

Apabila konstanta K_u telah diketahui, yaitu sebesar $1,087 \text{ m}^2 / \text{s}$ dan kapasitas

pompa $Q = 0,0153 \text{ m}^3 / \text{s}$, maka konstanta x adalah :

$$\begin{aligned} x &= \frac{720}{0,0153} \times 1,087 \times 3,14 \\ &= 160620,235 / \text{m} \\ &= 160,620 / \text{mm} \end{aligned}$$

Hasil perhitungan dapat dilihat dalam Tabel 3.8 :

Tabel 3.8 : Hasil perhitungan rumah volut

Bagian	φ°	$\frac{\varphi^\circ}{x}$	$2 \frac{\varphi}{x} r_3$	$\sqrt{2 \times \frac{\varphi}{x} \times r_3}$	ρ	$R_3 + \rho$	R_{vol}
1	10	0,062	12,041	3,470	3,532	100,237	103,770
2	45	0,280	54,187	7,361	7,641	104,346	111,988
3	90	0,560	108,373	10,410	10,971	107,676	118,646
4	135	0,840	162,560	12,750	13,590	110,295	123,886
5	180	1,121	216,746	14,722	15,843	112,548	128,391
6	225	1,401	270,933	16,460	17,861	114,566	132,427
7	270	1,681	325,120	18,031	19,712	116,417	136,129
8	315	1,961	379,306	19,476	21,437	118,142	139,579
9	360	2,241	433,493	20,820	23,062	119,767	142,829
10	370	2,304	445,534	21,108	23,411	120,116	143,528

BAB IV
PERANCANGAN POROS, BANTALAN, KOPLING
DAN KOTAK PAKING

4.1 Perancangan Poros

Poros berfungsi untuk mentransmisikan daya dari motor listrik ke impeler. Bahan poros yang digunakan didalam perancangan pompa air bersih ini adalah baja khrom nikel SNC 22 yang memiliki kekuatan tarik 100 kg/mm^2 . Kontruksi poros yang direncanakan adalah poros bertingkat pejal.

4.1.1 Tinjauan Beban Poros

Poros pompa adalah poros transmisi yang mengalami beban puntir dan beban lentur. Beban puntir disebabkan oleh momen puntir yang berasal dari motor penggerak, dan beban lentur berasal dari berat impeler yang ditumpu poros dan gaya radial dari impeler.

Dalam perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa momen puntir yang diterima oleh poros $T = 2243,82 \text{ kg.mm}$. Berat impeler dapat dicari dengan menggunakan persamaan dibawah ini :

$$W_{imp} = \frac{1}{4} \times \pi \times (D_2^2 - D_s^2) \times b_2 \times \gamma_{imp}$$

dengan : $D_2 =$ diameter sisi luar impeler (mm)

$D_s =$ diameter lubang impeler (mm)

$b_2 =$ lebar impeler sisi luar (mm)

$$\gamma_{imp} = \text{berat jenis bahan impeler } (7,86 \times 10^{-6} \text{ kg} / \text{mm}^3)$$

sehingga :

$$W_{imp} = \frac{1}{4} \times \pi \times (167,437^2 - 28^2) \times 9,829 \times 7,86 \times 10^{-6} \text{ kg} / \text{mm}^3$$

$$W_{imp} = 1,65 \text{ kg}$$

Untuk menghitung berat poros dapat diperoleh dengan cara membagi poros menjadi beberapa bagian dan titik berat poros dari masing-masing bagian dapat dicari dengan persamaan dibawah ini :

$$W_{prs} = \frac{1}{4} \times \pi \times D_s^2 \times L \times \gamma_{poros}$$

dengan D_s = diameter poros (mm)

L = panjang poros (mm)

$$\gamma_{poros} = \text{berat jenis poros } (7,86 \times 10^{-6} \text{ kg} / \text{mm}^3)$$

Sehingga berat poros berdasarkan tingkatannya :

- Berat poros tingkat 1 ($D_s = 28 \text{ mm}$, $L = 30 \text{ mm}$)

$$W_{p1} = \frac{1}{4} \times \pi \times 28^2 \times 30 \times 7,86 \times 10^{-6} \text{ kg} / \text{mm}^3$$

$$W_{p1} = 0,145 \text{ kg}$$

- Berat poros tingkat 2 ($D_s = 30 \text{ mm}$, $L = 60 \text{ mm}$)

$$W_{p2} = \frac{1}{4} \times \pi \times 30^2 \times 60 \times 7,86 \times 10^{-6} \text{ kg} / \text{mm}^3$$

$$W_{p2} = 0,333 \text{ kg}$$

- Berat poros tingkat 3 ($D_s = 35 \text{ mm}$, $L = 155 \text{ mm}$)

$$W_{p3} = \frac{1}{4} \times \pi \times 35^2 \times 155 \times 7,86 \times 10^{-6} \text{ kg / mm}^3$$

$$W_{p3} = 1,172 \text{ kg}$$

- o Berat poros tingkat 4 ($D_s = 28 \text{ mm}$, $L = 85 \text{ mm}$)

$$W_{p4} = \frac{1}{4} \times \pi \times 32^2 \times 85 \times 7,86 \times 10^{-6} \text{ kg / mm}^3$$

$$W_{p4} = 0,411 \text{ kg}$$

Sehingga berat total poros adalah :

$$W_p = W_{p1} + W_{p2} + W_{p3} + W_{p4}$$

$$W_p = 0,145 + 0,333 + 1,172 + 0,411$$

$$W_p = 2,107 \text{ kg}$$

4.1.2 Gaya Aksial Akibat Adanya Perbedaan Tekanan

Fluida yang keluar dari impeler tekanannya lebih tinggi dari pada tekanan pada sisi hisap. Akibat perbedaan tekanan tersebut menimbulkan gaya aksial yang menggerakkan impeler menuju sisi hisap. Perbedaan tekanan yang terjadi dapat diperoleh dengan persamaan :

$$P_T - P_0 = \frac{3}{4} \times \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} \times \gamma \dots\dots\dots(4.1)^1$$

dengan :

$$P_T = \text{tekanan fluida dibelakang impeler (kg / m}^2\text{)}$$

$$P_0 = \text{tekanan fluida didepan impeler (kg / m}^2\text{)}$$

¹ Austin H. Church, Pompa dan Blower Sentrifugal, hal. 156

U_2 = kecepatan keliling fluida sisi keluar impeler (m/s)

U_1 = kecepatan keliling fluida sisi masuk impeler (m/s)

γ = berat jenis fluida yang dialirkan (kg/m^3)

Telah diketahui :

Kecepatan keliling fluida sisi keluar impeler (U_2) = 25,275 m/s

Kecepatan keliling fluida sisi masuk impeler (U_1) = 12,661 m/s

Berat jenis fluida yang dialirkan (γ) = 1000 kg/m^3

Percepatan gravitasi (g) = 9,81 m/s^2

Sehingga perbedaan tekanan sisi masuk dan keluar adalah :

$$\begin{aligned} P_T - P_0 &= \frac{3}{4} \times \frac{25,275^2 - 12,661^2}{2 \times 9,81} \times 1000 \\ &= 18292,228 \text{ } kg/m^2 \end{aligned}$$

Antara bidang lingkaran D_0 dan D_h terdapat gaya aksial yang cenderung untuk menggerakkan impeler ke sisi hisap. Maka besar sisi hisap ini dapat ditentukan dengan persamaan :

$$F_a = (P_T - P_0) \times \frac{\pi}{4} \times (D_0^2 - D_h^2)$$

dengan

D_0 = diameter mata impeler (m)

D_h = diameter hubung (m)

Telah diketahui bahwa :

Diameter mata impeler (D_0) = 0,083 m

Diameter hubung (D_h) = 0,036 m.

Sehingga besarnya gaya aksial adalah :

$$F_a = (18292,228) \times \frac{\pi}{4} \times (0,083^2 - 0,036^2)$$

$$= 80,312 \text{ kg.}$$

4.1.3 Gaya Aksial Akibat Perubahan Momentum

Fluida masuk impeler secara aksial mempunyai kecepatan masuk V_0 , maka perubahan momentum dapat ditentukan dengan persamaan :

$$F_m = \frac{w}{g} \times V_0$$

dengan : V_0 = kecepatan fluida masuk impeler (m/s)

w = berat fluida yang masuk impeler persatuan waktu (kg/s)

Kapasitas air yang dipompa = 0,0153 m^3/s , maka berat fluida yang dipompa adalah:

$$w = Q \times \gamma_{air}$$

$$w = 0,0153 \times 1000$$

$$= 15,3 \text{ kg/s}$$

Kecepatan fluida yang masuk impeler $V_0 = 3,658 \text{ m/s}$, sehingga besarnya gaya aksial yang disebabkan gaya momentum adalah :

$$F_m = \frac{15,3}{9,81} \times 3,658$$

$$= 5,705 \text{ kg}$$

Dari kedua gaya aksial yang berbeda arahnya dapat ditentukan resultan gaya aksial yang bekerja pada impeler, yaitu :

$$\begin{aligned}F_{res} &= F_a - F_m \\ &= 80,312 - 5,705 \\ &= 74,607 \text{ kg.}\end{aligned}$$

4.1.4 Gaya Radial

Besarnya gaya radial yang terjadi pada impeler ditentukan dengan persamaan :

$$F_r = 0,433 \times K_r \times S_g \times H \times d_2 \times b_2$$

dengan : K_r = koefisien eksperimental yang berdasarkan putaran spesifik.

$$S_g = \text{berat jenis fluida yang di pompa (1,00000 lb/ inc}^2)$$

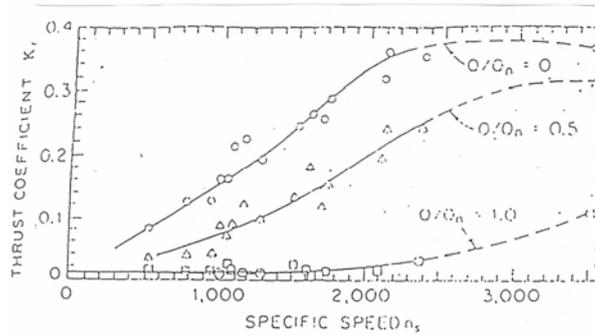
$$H = \text{head total pompa (1299,213 inchi)}$$

$$d_2 = \text{diameter sisi keluar impeler (6,592 inchi)}$$

$$b_2 = \text{lebar impeler (0,387 inchi)}$$

Harga koefisien eksperimental K_r dapat diperoleh dengan menggunakan gambar

4.1 :



Gambar 4.1

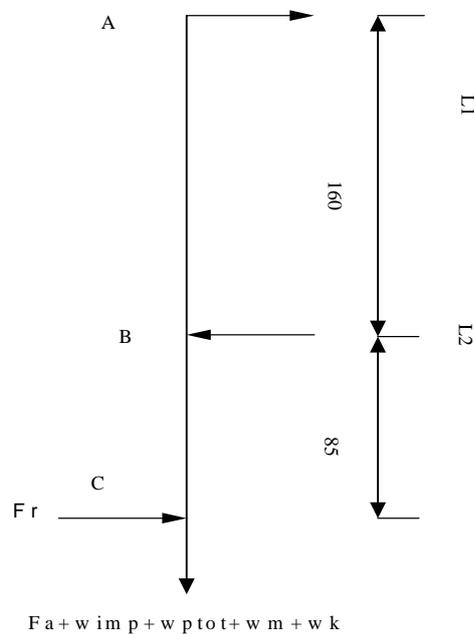
(Karassik, Pumps, hal. 2.444)

Pada grafik diatas untuk putaran spesifik $n_s = 1359,82$ rpm diperoleh harga

$K_r = 0,02$, sehingga :

$$F_r = 0,433 \times 0,02 \times 1,00000 \times 1299,213 \times 6,592 \times 0,417$$

$$F_r = 30,928 \text{ lb} = 14,028 \text{ kg}$$



Gambar 4.2 Reaksi-reaksi pada bantalan A-B

Dimana :

A – B adalah jarak antara bantalan A dengan B

B – C adalah jarak bantalan B dengan impeler

Reaksi di A ($\sum M_B = 0$) :

$$R_A \times L_1 - (F_r \times L_2) = 0$$

$$R_A = \frac{F_r \times L_2}{L_1}$$

$$R_A = \frac{14,028 \times 160}{85} = 26,406 \text{ kg}$$

Reaksi di B ($\sum P_H = 0$) :

$$R_B + (-R_A) = F_r$$

$$R_B = 14,028 + 26,406 = 40,434 \text{ kg}$$

Gaya geser yang terjadi di titik A, B dan C adalah :

$$SF_{A-B} = -R_A = -26,406 \text{ kg}$$

$$SF_{B-C} = R_A + R_B = -26,406 + 40,434 = 14,028 \text{ kg}$$

Momen lentur yang terjadi di titik A, B dan C adalah :

$$M_{A-B} = R_A \times L_1$$

$$M_{A-B} = 26,406 \times 85 = 2244,51 \text{ kg.mm}$$

$$M_{B-C} = (R_A + R_B) \times L_2 = 2244,51$$

$$M_{B-C} = (-26,406 + 40,434) \times 160 = 2244,51 \text{ kg.mm}$$

Gaya normal yang dialami oleh titik B adalah :

$$F_N = F_a + W_{imp.} + W_{ptot} + (W_m + W_k)$$

$$= 74,607 + 2,107 + 1,65 + 10$$

$$= 88,364 \text{ kg}$$

Diagram momen lengkung (BMD) dari perhitungan diatas dapat digambarkan seperti dibawah ini :



2244,51 kg.mm

4.1.5 Diameter Poros

Diameter poros dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$ds = \left[\frac{5,1}{\tau_a} \sqrt{(M \times Km)^2 + (T \times Kt)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

dengan :

τ_a = tegangan geser bahan yang diijinkan ($5,56 \text{ kg/mm}^2$)

M = momen lentur (kg.mm)

K_m = faktor koreksi beban lentur (1,5)

T = momen puntir (2243,82 kg.mm)

K_t = faktor koreksi beban puntir (1,5)

Dari tabel 3.1 dipilihlah **SNC 22** dengan perlakuan panas secara pengerasan kulit dan kekuatan tarik untuk bahan poros $\sigma_b = 100 \text{ kg/mm}^2$. Sehingga diameter poros adalah :

$$ds = \left[\frac{5,1}{5,56} \sqrt{(2244,51 \times 1,5)^2 + (2243,82 \times 1,5)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$= 24,50 \text{ mm}$$

Di BAB III telah dihitung diameter poros tanpa menghitung beban lengkung adalah 28 mm. Sedangkan pada perhitungan diatas dengan memperhitungkan beban lengkung dan beban puntir, diameter poros yang diperoleh adalah 24,50 mm, sehingga diameter poros yang dipergunakan 28 mm aman terhadap beban lengkung dan beban puntir.

4.1.6 Konsentrasi Tegangan

Poros yang dirancang adalah poros bertingkat, oleh karena itu tiap tingkatan dari diameter poros dibuat filet. Fungsi filet adalah untuk mencegah tegangan pada satu titik. Jari-jari filet dapat ditentukan dengan persamaan dibawah ini :

$$r = \frac{D_s - d_s}{2}$$

$$r = \frac{35 - 30}{2}$$

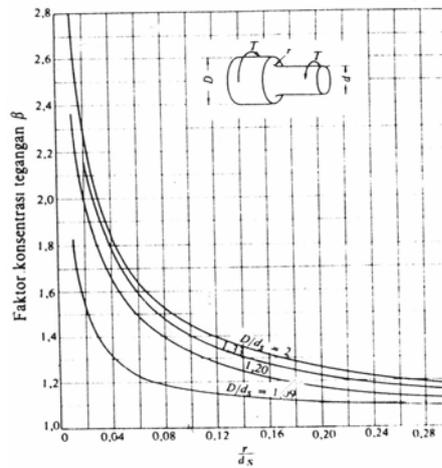
$$r = 2,5 \text{ mm}$$

Perbandingan jari-jari filet dengan diameter poros :

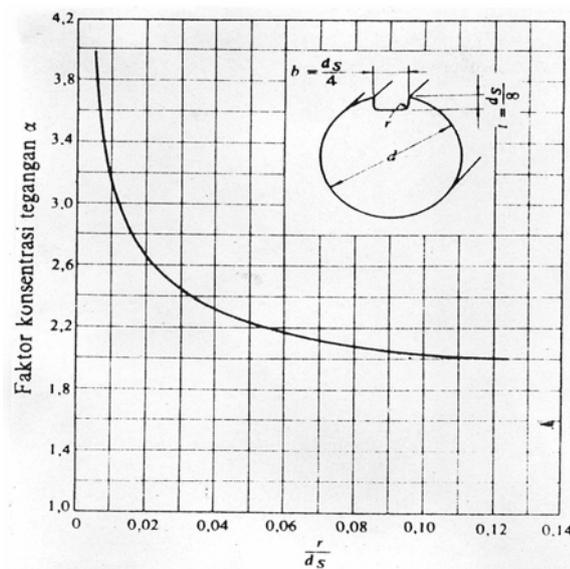
$$\frac{r}{d_s} = \frac{2,5}{30} = 0,083$$

Perbandingan diameter poros :

$$\frac{D_s}{d_s} = \frac{35}{30} = 1,166$$



Gambar 4.3 : Faktor konsentrasi tegangan β untuk pembebanan puntir statis dari suatu poros bulat yang diberi filet (Sularso,1997: 11)



Gambar 4.4 : Faktor konsentrasi tegangan α pada poros bulat dengan alur pasak yang diberi filet (Sularso,1997: 9)

Dari kedua gambar tersebut diatas dapat ditentukan faktor konsentrasi tegangan $\alpha = 2,15$ dan faktor konsentrasi tegangan $\beta = 1,25$.

Untuk poros yang mendapat beban puntir dan lentur, tegangan geser maksimum dapat ditentukan dengan menggunakan rumus dibawah ini (Sularso,1997: 18) :

$$\tau_{\max} = \frac{5,1}{d_s^3} \sqrt{(K_m \times M)^2 + (K_t \times T)^2}$$

$$\tau_{\max} = \frac{5,1}{28^3} \sqrt{(10694,4 \times 1,5)^2 + (2243,8 \times 1,5)^2}$$

$$\tau_{\max} = 3,72 \text{ kg/mm}^2$$

Persyaratan yang harus dipenuhi agar perancangan poros aman adalah :

$$\tau_a \times Sf_2 > \tau_{\max} \times \alpha$$

$$5,56 \times 3 > 3,72 \times 2,15$$

$$16,68 > 7,99 \text{ (aman)}$$

4.1.7 Defleksi Puntiran

Besarnya defleksi puntiran dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan dibawah ini :

$$\theta = 584 \times \frac{T \times L}{G \times d_s^4}$$

dengan : T = momen puntir poros (2243,82 kg.mm)

L = panjang poros (330 mm)

G = modulus geser ($8,3 \times 10^3 \text{ kg/mm}^2$)

d_s = diameter poros (30 mm)

Sehingga besarnya defleksi puntiran yang terjadi pada poros adalah :

$$\theta = 584 \times \frac{2243,82 \times 330}{8,3 \times 10^3 \times 35^4}$$

$$\theta = 0,035^\circ$$

Sudut puntir pada poros untuk kondisi kerja normal besarnya dibatasi sampai $0,25^\circ$ atau $0,3^\circ$ untuk setiap meter panjang poros atau per 1000mm. Bila diasumsi $\theta_{\max} = 0,3^\circ$, maka :

$$\theta_{\max} = \frac{330}{1000} \times 0,3$$

$$\theta_{\max} = 0,099^\circ$$

Besarnya sudut puntir pada poros $0,035 < 0,099 \rightarrow$ memenuhi syarat.

4.2 Perancangan Pasak

Pasak adalah suatu elemen mesin yang dipakai untuk menetapkan bagian-bagian mesin seperti roda gigi, sproket, puli, kopling dan lain-lain. Dalam perancangan ini pasak digunakan adalah pasak benam dengan bentuk penampang persegi empat untuk menetapkan impeler dan kopling pada poros pompa. Adapun alasan dari pemilihan pasak jenis ini adalah dikarenakan pasak benam merupakan jenis pasak yang paling umum dipakai karena pengerjaan dan pemasangannya lebih mudah.

4.2.1 Pasak pada impeler

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui :

- Momen puntir (T) = 2243,82 kg.mm

- Diameter poros untuk impeler (d_s) = 28 mm

Besarnya gaya tangensial yang terjadi pada poros F_t adalah :

$$F_t = \frac{2T}{d_s}$$

sehingga :

$$\begin{aligned} F_t &= \frac{2 \times 2243,82}{28} \\ &= 160,273 \text{ kg} \end{aligned}$$

Berdasarkan tabel (lampiran) didapat ukuran pasak standar, dan diambil ukuran pasak sebagai berikut :

Ukuran penampang pasak ($b \times h$) = 8×7 mm

Kedalaman alur pasak pada poros (t_1) = 4 mm

Kedalaman alur pasak pada naf (t_2) = 2,4 mm

Bahan pasak adalah baja karbon konstruksi mesin S35C yang memiliki kekuatan tarik $\sigma_b = 52 \text{ kg/mm}^2$.

Tegangan geser yang ijin pada pasak dapat dicari dengan persamaan :
(Sularso,1997:25)

$$\tau_{ka} = \frac{\sigma_B}{S_{fk1} \times S_{fk2}}$$

dengan :

σ_b = kekuatan tarik bahan pasak (kg/mm^2)

S_{fk1} = faktor keamanan bahan

Sf_{k2} = faktor keamanan konstruksi

Maka tegangan geser bahan yang diijinkan adalah :

$$\begin{aligned}\tau_{ka} &= \frac{52}{6 \times 2} \\ &= 4,3 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Karena adanya gaya geser tangensial yang bekerja pada permukaan poros, maka harga panjang pasak dapat dicari dengan menggunakan persamaan :
(Sularso,1997:25)

$$l_1 \geq \frac{F_t}{b \times \tau_{ka}}$$

dengan :

F_t = gaya tangensial yang terjadi pada permukaan poros (kg)

b = lebar pasak (mm)

τ_{ka} = tegangan geser bahan yang diijinkan (kg/mm^2)

Sehingga panjang pasak karena adanya gaya tangensial pada permukaan poros adalah :

$$\begin{aligned}l_1 &\geq \frac{160,273}{8 \times 4,3} \\ &\geq 4,659 \text{ mm}\end{aligned}$$

Selain tegangan geser yang bekerja pada permukaan poros, pasak juga dipengaruhi oleh tekanan permukaan. Maka panjang pasak juga akan ditinjau berdasarkan tekanan permukaan dengan menggunakan persamaan dibawah ini :
(Sularso :1997, 27)

$$l_2 \geq \frac{F_t}{P_a \times (t_1 \text{ atau } t_2)} \dots\dots 27$$

dengan :

F_t = gaya tangensial pada permukaan poros (kg)

P_a = tekanan permukaan pasak yang diijinkan (8 kg/mm^2)

t_1 = kedalaman alur pasak pada poros (mm)

t_2 = kedalaman alur pasak pada naf (mm)

Dengan tinjauan untuk memberikan panjang pasak yang lebih panjang, maka harga kedalaman alur pasak yang dipakai adalah kedalaman alur pasak pada naf.

Sehingga :

$$l_2 \geq \frac{160,273}{8 \times 2,8}$$

$$\geq 7,155 \text{ mm}$$

Dari besarnya l_1 dan l_2 , maka panjang pasak yang diambil adalah panjang pasak yang terbesar, yaitu $l_2 = 7,155 \text{ mm}$ dan dari tabel 4.1, maka panjang pasak standar yang dipilih adalah $l = 22 \text{ mm}$

Suatu poros dikatakan aman bila lebar pasak 25-35 (%) dari diameter poros dan panjang pasak 0,75-1,5 dari diameter poros.

$$\frac{b}{d_s} = \frac{8}{28} = 0,28 \quad (0,25 < 0,28 < 0,35 \text{ baik})$$

$$\frac{l}{d_s} = \frac{22}{28} = 0,78 \quad (0,75 < 0,78 < 1,5 \text{ baik})$$

4.3 Perancangan Bantalan

Bantalan adalah elemen mesin yang menumpu poros berbeban sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman dan panjang umur.

Bantalan A

Dalam perancangan ini bantalan yang digunakan adalah bantalan radial yang berfungsi untuk menahan gaya aksial yang terjadi. Beban ekuivalen dinamis P untuk bantalan radial dapat ditentukan dengan persamaan : (Sularso,1997:135)

$$P_r = X.V.F_r + Y.F_a$$

dengan : F_r = gaya radial pada tumpuan (14,028 kg)

F_a = gaya aksial (74,607 kg)

X = faktor beban radial

V = faktor konstruksi bantalan

Y = faktor beban aksial

Berdasarkan tabel (lampiran), bantalan aksial yang dipilih adalah bantalan rol kerucut dengan nomor 30306 dengan spesifikasi sebagai berikut :

- Diameter dalam bantalan (d) = 30 mm
- Diameter luar bantalan (D) = 72 mm
- Tebal bantalan (T) = 20,75 mm
- Kapasitas nominal dinamis spesifik (C) = 4200 kg
- Kapasitas nominal statis spesifik (C_o) = 2970 kg

Elemen yang berputar adalah cincin bagian dalam maka :

- Harga faktor $V = 1$
- Harga faktor $e = 0,32$

$$\frac{F_a}{V \times F_r} = \frac{74,607}{1 \times 14,028} = 5,312 > e$$

Maka diperoleh harga $X = 0,4$ dan harga faktor $Y = 1,9$

Harga faktor X dan Y telah diketahui, maka besarnya beban ekivalen dinamis yang dihasilkan adalah :

$$P_r = X.V.F_r + Y.F_a$$

$$P_r = 0,4 \times 1 \times 14,028 + 1,9 \times 74,607 = 147,365 \text{ kg}$$

Faktor beban bantalan untuk permesinan ,diambil harga faktor beban (f_w) = 1,1

Besarnya beban ekivalen dinamis :

$$P = f_w \times P_r$$

$$= 1,1 \times 147,365$$

$$= 162,100 \text{ kg}$$

Besarnya harga faktor kecepatan bantalan dapat dihitung dengan menggunakan

rumus : (Sularso,1997:136)

$$f_n = \left(\frac{33,3}{n} \right)^{3/10}$$

$$= \left(\frac{33,3}{2904} \right)^{3/10}$$

$$= 0,262$$

Harga faktor umur bantalan dihitung dengan rumus : (Sularso,1997:136)

$$f_h = f_n \times \frac{C}{P}$$

$$f_h = 0,262 \times \frac{4200}{162,100}$$

$$= 6,678$$

Umur nominal bantalan yang dihasilkan adalah : (Sularso, 1997:136)

$$L_h = 500 \times f_h^{10/3}$$

$$= 500 \times 6,678^{10/3}$$

$$= 280231,212 \text{ jam}$$

Bantalan B

Dari perhitungan sebelumnya diketahui :

- Reaksi gaya bantalan B (R_B)= 40,434 kg
- Gaya aksial (F_a) = 74,607 kg

Berdasarkan tabel (lampiran), bantalan aksial yang dipilih adalah bantalan rol kerucut dengan nomor 30306 dengan spesifikasi sebagai berikut :

- Diameter dalam bantalan (d) = 30 mm
- Diameter luar bantalan (D) = 72 mm
- Tebal bantalan (T) = 20,75 mm
- Kapasitas nominal dinamis spesifik (C) = 4200 kg

- Kapasitas nominal statis spesifik (C_o) = 2970 kg

Elemen yang berputar adalah cincin bagian dalam maka :

- Harga faktor $V = 1$
- Harga faktor $e = 0,32$

$$\frac{F_a}{V \times F_r} = \frac{74,607}{1 \times 40,434} = 1,85 > e$$

Maka diperoleh harga $X = 0,4$ dan harga faktor $Y = 1,9$

Harga faktor X dan Y telah diketahui, maka besarnya beban ekivalen dinamis yang dihasilkan adalah :

$$P_r = X.V.F_r + Y.F_a$$

$$P_r = 0,4 \times 1 \times 40,434 + 1,9 \times 74,607 = 157,927 \text{ kg}$$

Faktor beban bantalan untuk permesinan ,diambil harga faktor beban (f_w) = 1,1

Besarnya beban ekivalen dinamis :

$$P = f_w \times P_r$$

$$= 1,1 \times 157,927$$

$$= 173,719 \text{ kg}$$

Besarnya harga faktor kecepatan bantalan dapat dihitung dengan menggunakan

rumus : (Sularso,1997:136)

$$f_n = \left(\frac{33,3}{n} \right)^{3/10}$$

$$= \left(\frac{33,3}{2904} \right)^{3/10}$$
$$= 0,262$$

Harga faktor umur bantalan dihitung dengan rumus : (Sularso,1997:136)

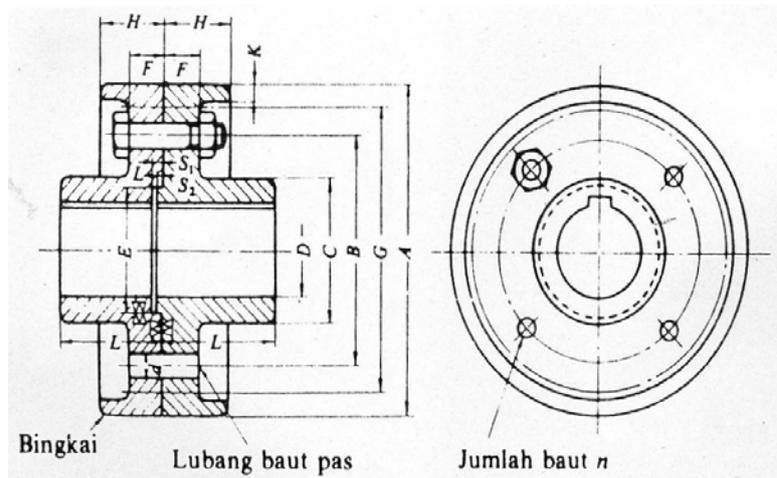
$$f_h = f_n \times \frac{C}{P}$$
$$f_h = 0,262 \times \frac{4200}{173,719}$$
$$= 6,334$$

Umur nominal bantalan yang dihasilkan adalah : (Sularso, 1997:136)

$$L_h = 500 \times f_h^{10/3}$$
$$= 500 \times 6,334^{10/3}$$
$$= 235086,413 \text{ jam}$$

4.4 Perancangan Kopling

Kopling merupakan elemen mesin yang berfungsi sebagai penerus putaran dan daya dari poros penggerak yang berasal dari motor listrik ke poros yang digerakkan atau poros pompa. Dalam perancangan ini, kopling yang akan digunakan adalah kopling tetap dengan jenis kopling flens kaku. Kopling ini tidak mengizinkan sedikitpun ketidaklurusan sumbu kedua poros serta tidak dapat mengurangi tumbukan dan getaran transmisi.



Gambar 4.10 Bentuk kopling flens beserta ukurannya

(Sumber : Sularso,1997 : 3)

Dengan diameter motor yang telah diketahui dari produk, yaitu sebesar 28 mm, maka berdasarkan gambar 4.10 diperoleh ukuran-ukuran kopling sebagai berikut :

Tabel 4.1 : Ukuran kopling flens

(Satuan : mm)

A	G Tanpa bingkai (Halus saja)	D		L	C	B	F		H		K	n	d	
		Diameter lubang max.	Diameter lubang min				Kasar	Halus	Kasar	Halus			Kasar	Halus
(112)	(100)	25	20	40	45	75	11,2	18	22,4	31,5	4	4	10,5	10
125	112	28	22,4	45	50	85	11,2	18	22,4	31,5	4	4	10,5	10
140	124	35,5	28	50	63	100	11,2	18	22,4	31,5	4	4	10,5	10
160	140	45	35,5	56	80	112	15	20	28	35,5	6	4	14	14
(180)	(160)	50	40	63	90	132	15	20	28	35,5	6	6	14	14
200	180	56	45	71	100	140	18	22,4	35,5	40	6	6	18	16
(224)	(200)	63	50	80	112	160	18	22,4	35,5	40	6	6	18	16
250	224	71	56	90	125	180	23,6	28	45	50	8	6	21	20
(280)	(250)	80	63	100	140	200	23,6	28	45	50	8	6	21	20
315	280	90	71	112	160	236	26,5	35,5	50	63	8	6	24	25
(355)	(315)	100	80	125	180	265	26,5	35,5	50	63	8	6	24	25

A = 140 mm

G = 124 mm

D = 28 mm

L = 50 mm

$$C = 63 \text{ mm}$$

$$B = 100 \text{ mm}$$

$$F = 18 \text{ mm}$$

$$H = 31,5 \text{ mm}$$

$$K = 4 \text{ mm}$$

$$n = 4 \text{ buah}$$

$$d = 10,5 \text{ mm}$$

Bahan untuk kopling flens yang dipakai adalah baja karbon cor SC42 yang mempunyai kekuatan tarik 42 kg/mm^2 dan bahan yang dipakai untuk baut dan mur adalah baja karbon untuk konstruksi mesin dengan lambang S45C yang memiliki kekuatan tarik 70 kg/mm^2 .

Berdasarkan Bab III telah diketahui momen puntir $T = 2243,82 \text{ kg.mm}$, maka tegangan baut dapat dicari dengan menggunakan persamaan : (Sularso,1997:35)

$$\tau_b = \frac{8T}{\pi \times d_b^2 \times n_e \times B}$$

dengan :

$T =$ momen puntir (kg.mm)

$n_e =$ jumlah baut efektif, yang besarnya 50 % dari jumlah baut yang dipakai adalah : $4 \times 0,5 = 2$

$B =$ diameter lingkaran baut (mm)

sehingga :

$$\begin{aligned}\tau_b &= \frac{8 \times 2243,82}{\pi \times 10,5^2 \times 2 \times 100} \\ &= 0,259 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Tegangan geser baut yang diijinkan τ_{ba} adalah : (Sumber : Sularso,1997:34)

$$\tau_{ba} = \frac{\sigma_B}{S_{tb} \times K_b}$$

dengan :

σ_B = kekuatan tarik baut (kg/mm^2)

S_{tb} = faktor keamanan, diambil $S_{tb} = 6,0$

K_b = faktor koreksi karena tumbukan (1,5 dan 3,0)

maka :

$$\begin{aligned}\tau_{ba} &= \frac{70}{6,0 \times 3,0} \\ &= 3,889 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Karena dari hasil perhitungan τ_b lebih kecil dari τ_{ba} , maka untuk perhitungan tegangan geser pada baut adalah memenuhi syarat .

Tegangan geser pada flens dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

(Sumber : Sularso,1997:34)

$$\tau_f = \frac{2T}{\pi \times C^2 \times F}$$

sehingga :

$$\begin{aligned}\tau_f &= \frac{2 \times 2243,82}{3,14 \times 63^2 \times 18} \\ &= 0,02 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Tegangan geser yang diijinkan pada flens adalah :

$$\tau_{Fa} = \frac{\sigma_B}{S_{fF} \times K_F}$$

dengan :

$$\sigma_B = \text{kekuatan tarik flens (kg/mm}^2\text{)}$$

$$S_{fF} = \text{faktor keamanan, diambil } K_F = 3$$

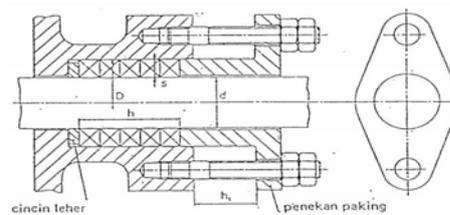
sehingga :

$$\tau_{Fa} = \frac{42}{6 \times 3} = 2,3$$

Karena dari hasil perhitungan diatas harga τ_F adalah lebih kecil dari τ_{Fa} , maka untuk perhitungan tegangan geser pada flens adalah memenuhi syarat dan flens dapat bekerja secara aman.

4.5 Perancangan Kotak Paking

Kotak paking atau *stuffing box* merupakan perapat poros pada pompa yang berfungsi untuk mencegah udara agar tidak masuk kedalam rumah pompa saat pompa beroperasi dan mencegah iar agar tidak keluar dari rumah pompa. Paking yang biasanya digunakan adalah paking lunak, yang terbuat dari rami, kain kapas, asbes dan sebagainya.



Gambar 4.11 kotak paking

(Sumber : J. Stolk, Elemen Mesin, hal. 523)

Tebal paking ini dapat dicari dengan menggunakan persamaan : (Sumber : Stolk, hal. 523)

$$S = \sqrt{d_s} - 2\sqrt{D}$$

dengan :

$$d_s = \text{diameter poros (mm)}$$

Dalam perancangan ini tebal paking dipilih sebesar $1,5 \sqrt{d}$ dengan diameter poros = 30 mm, sehingga tebal paking :

$$S = 1,5\sqrt{d_s}$$

$$S = 1,5\sqrt{30}$$

$$= 8,2 \text{ mm}$$

Setelah diketahui tebal paking, selanjutnya akan dicari panjang paking yang dapat dihitung dengan menggunakan persamaan : (Sumber : Stolk, hal. 523)

$$h = (4-8) \times S$$

dengan :

$$S = \text{tebal paking (mm)}$$

Dalam perancangan ini panjang paking dipilih sebesar 6S sehingga panjang pakingnya adalah :

$$h = 6 \times S$$

$$= 6 \times 8,2$$

$$= 49,2 \text{ mm}$$

Selanjutnya dengan menggunakan tebal paking juga dapat dicari jarak antara penekan paking dengan kotak paking, yang dapat dicari dengan menggunakan persamaan : (Sumber : Stolk, hal. 523)

$$\begin{aligned}h_1 &= 3 \times S \\ &= 3 \times 8,2 \\ &= 24,6 \text{ mm}\end{aligned}$$

Selain untuk mencari panjang paking dan jarak antara penekan paking dengan kotak paking, tebal paking juga berfungsi untuk mencari diameter kotak paking, yaitu dengan menggunakan persamaan :

$$D = d_s + 2S$$

dengan :

d_s = diameter poros (mm)

S = tebal paking (mm)

Sehingga :

$$\begin{aligned}D &= 30 + (2 \times 8,2) \\ &= 46,6 \text{ mm}\end{aligned}$$

Dengan menggunakan faktor jenis paking, $a = 1$ untuk paking yang tidak perlu ditekan, dan $a = 3$ untuk cincin paking yang perlu dipres dengan tekanan $p = 0,06 \text{ kg/mm}^2$, maka dapat dicari gaya yang diperlukan untuk menekan paking dengan menggunakan rumus : (Sumber : Stolk, hal. 526)

$$F_p = \frac{\pi}{4} \times (D^2 - d_s^2) \times p \times a$$

dengan :

D = diameter kotak paking (mm)

d_s = diameter poros (mm)

p = tekanan lebu (mm)

a = faktor jenis paking.

Sehingga besarnya gaya penekan yang dibutuhkan untuk menekan paking adalah :

$$\begin{aligned} F_p &= \frac{\pi}{4} \times (46,6^2 - 30^2) \times 0,06 \times 3 \\ &= 179,671 \text{ kg} \end{aligned}$$

Dengan menggunakan dua buah baut untuk menekan paking, maka besarnya gaya untuk menekan paking pada setiap bautnya adalah :

$$\begin{aligned} F_b &= \frac{F_p}{2} \\ &= \frac{179,671}{2} \\ &= 89,835 \text{ kg} \end{aligned}$$

Kemudian baut yang dipergunakan untuk penekan paking adalah M8 yang mempunyai diameter $d_B = 8$ mm. Sehingga tebal flens penekan paking yang besarnya 1,25 kali diameter baut penekan paking, maka tebal paking tersebut adalah :

$$\begin{aligned} t_F &= 1,25 \times d_B \\ &= 1,25 \times 8 \\ &= 10 \text{ mm} \end{aligned}$$

BAB V

KARAKTERISTIK POMPA

5.1. Karakteristik Pompa

Karakteristik pompa bertujuan untuk mengetahui daerah kerja pompa yang telah dirancang. Karakteristik pompa ini meliputi beberapa spesifikasi, meliputi :

- Kapasitas dengan head
- Kapasitas dengan daya
- Kapasitas dengan efisiensi pompa

Karakteristik pompa ini dapat digambarkan dalam bentuk grafik karakteristik pompa. Untuk menggambarkan grafik karakteristik pompa dibutuhkan data yang dalam praktiknya dilakukan dengan pengujian pompa. Namun dalam perancangan ini, untuk menggambarkan karakteristik pompa data diambil dengan asumsi serta data dari perhitungan sebelumnya.

5.2 Karakteristik pompa Hubungan antara Head dengan Kapasitas

5.2.1 Head euler's ($H_{t\infty}$)

Head Euler's merupakan head teoritis pompa yang ideal dengan mengabaikan semua kerugian-kerugian yang ada.

Besarnya Head Euler's dapat dinyatakan dengan menggunakan rumus :¹

$$H_{t\infty} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 \times Q_{t\infty}}{\pi \times d_2 \times b_2 \times g} \times \cot g \beta_2$$

¹ Fritz Dietzel, hal. 311

dengan : U_2 = kecepatan keliling fluida pada sisi keluar impeler (m/s)

d_2 = diameter sisi keluar impeler (m)

b_2 = lebar pada sisi keluar impeler (m)

$Q_{t\infty}$ = kapasitas pompa teoritis (m^3 / s)

β_2 = sudut sisi impeler ($^\circ$)

Sehingga besarnya head Euler's adalah :

$$H_{t\infty} = \frac{25,275^2}{9,81} - \frac{25,275 \times 1,06 Q_{t\infty}}{\pi \times 0,1842 \times 0,00983 \times 9,81} \times \cot g 30$$

$$H_{t\infty} = 65,119 - 831,961 Q$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0 \text{ m}^3/\text{s}$, maka :

$$H_{t\infty} = 65,119 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,0153 \text{ m}^3 / \text{s}$, maka :

$$H_{t\infty} = 52,389 \text{ m}$$

5.2.2 Head Teoritis (Ht)

Head teoritis merupakan head teoritis yang telah dipengaruhi oleh fenomena sirkulasi aliran yang belum dimasukkan pada asumsi ideal Head Euler's.

Head teoritis ini dinyatakan dengan menggunakan rumus :²

$$H_t = \eta_\infty \times H_{t\infty}$$

dengan :

η_∞ = koefisien sirkulasi aliran.

² Khetagurov, hal. 267

Harga koefisien aliran η_∞ memiliki batas harga antara 0,6 sampai dengan 0,8 .

Diambil harga koefisien sirkulasi aliran $\eta_\infty = 0,7$

Sehingga besarnya head teoritis adalah :

$$H_t = 0,7 \times (65,119 - 831,961 Q)$$

$$H_t = 45,583 - 582,373Q$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0 \text{ m}^3/\text{s}$, maka :

$$H_t = 45,583 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,0153 \text{ m}^3/\text{s}$, maka :

$$H_t = 36,672 \text{ m}$$

5.2.3 Head Aktual (H_{akt})

Head aktual merupakan head yang dihasilkan oleh pompa. Head ini dapat ditentukan dengan teoritis dengan kerugian hidrolis. Kerugian hidrolis meliputi kerugian kejut (*shock lossed*). Kerugian turbulensi, kerugian gesekan.

Head aktual dapat dinyatakan dengan :³

$$H_{akt} = H_t - h_h$$

dengan :

$$H_t = \text{head teoritis (m)}$$

$$h_h = \text{kerugian hidrolis}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,0153 \text{ m}^3/\text{s}$

$$\text{Head aktual (H}_{akt}) = 33 \text{ m}$$

$$\text{Head teoritis (H}_t) = 36,672 \text{ m}$$

³ Stepanoff, hal. 164

Maka kerugian hidrolis dapat ditentukan, yaitu :

$$\begin{aligned}H_h &= H_t - H_{akt} \\ &= 36,672 - 33 \\ &= 3,672 \text{ m}\end{aligned}$$

Kerugian hidrolis yang meliputi kerugian kejut, kerugian turbulensi, dan kerugian gesekan dinyatakan dengan rumus :

$$h_h = H_s - H_{FD}$$

dengan :

$$h_s = \text{kerugian kejut dan turbulensi (m)}$$

$$h_{FD} = \text{kerugian gesekan (m)}$$

Pompa bekerja pada keadaan terbaik yaitu pompa beroperasi pada titik-titik efisiensi maksimum. Pada saat pompa beroperasi dalam keadaan terbaik kerugian kejut/turbulensi dan kerugian gesekan harganya sama yaitu setengah kerugian hidrolis.

$$\begin{aligned}h_s &= h_{FD} = 0,5 \times h_h \\ &= 0,5 \times 3,672 \\ &= 1,836 \text{ m}\end{aligned}$$

Kerugian karena gesekan dapat ditentukan dengan menggunakan rumus :

$$h_{FD} = K \times Q^2$$

dengan :

$$K = \text{koefisien gesekan}$$

$$Q = \text{Kapasitas pompa}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,0153 \text{ m}^3/\text{s}$, maka harga koefisien

K dapat ditentukan yaitu :

$$\begin{aligned} K &= \frac{h_{FD}}{Q^2} \\ &= \frac{1,836}{0,0153^2} \\ &= 7843 \end{aligned}$$

Untuk harga kapasitas Q sembarang, maka kerugian gesekan dapat dinyatakan dengan :

$$h_{FD} = 7843 \times Q^2$$

Sedangkan kerugian kejut dan turbulensi dapat dinyatakan dengan menggunakan rumus :⁴

$$h_s = \frac{K_{sh}}{2g} \left[U_1^2 + \left(U_2 \times k_{2cu} \times \frac{d_2}{d_3} \right)^2 \right] \times \left[1 - \frac{Q}{Q_n} \right]$$

dengan :

K_{sh} = koefisien kerugian kejut /turbulensi

K_{2cu} = koefisien sirkulasi aliran

U_1 = Kecepatan keliling fluida pada sisi masuk sisi impeler (m/s)

U_2 = Kecepatan keliling fluida pada sisi keluar sisi impeler (m/s)

d_2 = diameter sisi keluar impeler (m)

d_3 = diameter dasar rumah volut (m)

Q_n = kapasitas normal pompa (m^3/s)

Q = kapasitas pompa (m^3/s)

⁴ Ketagurov, hal. 267

Dalam perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa :

- K_{sh} = koefisien kerugian kejut /turbulensi
- Koefisien sirkulasi aliran (K_{2cu}) = 0,7
- Kecepatan keliling fluida pada sisi masuk sisi impeler (U_1)= 12,661 m/s
- Kecepatan keliling fluida pada sisi keluar sisi impeler (U_2) = 25,275 m/s
- Diameter sisi keluar impeler (d_2) = 0,1842 m
- Diameter dasar rumah volut (d_3) = 0,1934 m

Harga koefisien kerugian kejut /turbulensi pada sisi masuk impeler antara 0,6 sampai dengan 0,8 . Diambil harga koefisien kerugian kejut /turbulensi = 0,7.

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,0153 \text{ m}^3/\text{s}$, dari persamaan 4 dapat ditentukan kapasitas normal, yaitu :

$$h_s = \frac{K_{sh}}{2g} \left[U_1^2 + \left(U_2 \times k_{2cu} \times \frac{d_2}{d_3} \right)^2 \right] \times \left[1 - \frac{Q}{Q_n} \right]$$

$$1,836 = \frac{0,7}{2 \times 9,81} \left[12,661^2 + \left(25,275 \times 0,7 \times \frac{0,1842}{0,1934} \right)^2 \right] \times \left[1 - \frac{0,0153}{Q_n} \right]^2$$

$$1,836 = 15,849 \times \left[1 - \frac{0,0153}{Q_n} \right]^2$$

$$\left[1 - \frac{0,0153}{Q_n} \right]^2 = 0,1158$$

$$\left[1 - \frac{0,0153}{Q_n} \right] = 0,3391$$

$$Q_n = 0,0231 \text{ m}^3/\text{s}$$

Sehingga harga untuk kapasitas Q sembarang, maka besarnya kerugian dan turbulensi adalah :

$$h_s = 15,849 \times \left[1 - \frac{Q}{0,0231} \right]^2$$

$$h_s = 15,849 - 1372,208Q + 29701,467Q^2$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0 \text{ m}^3/\text{s}$, maka :

$$h_s = 15,849 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,0153 \text{ m}^3/\text{s}$, maka :

$$h_s = 1,807 \text{ m}$$

Harga kerugian kejut/turbulensi dan kerugian gesekan didistribusikan ke persamaan 1, maka :

$$h_h = (10,874 - 1782,623Q + 73058,318Q^2) + 7843Q^2$$

$$h_h = 15,849 - 1372,208Q + 37544,467Q^2$$

Dari persamaan 2 dapat ditentukan hubungan antara head aktual dengan kapasitas yaitu :

$$H_{akt} = (45,583 - 582,373Q) - (15,849 - 1372,208Q + 37544,467Q^2)$$

$$H_{akt} = 29,734 + 789,835Q - 37544,467Q^2$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0 \text{ m}^3/\text{s}$, maka :

$$H_{akt} = 29,734 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,0153 \text{ m}^3/\text{s}$, maka :

$$H_{akt} = 33,029 \text{ m}$$

Head aktual hasil perhitungan diatas telah sesuai dengan head yang telah dihitung pada bab II .

Dari perhitungan diatas dapat diperoleh hubungan antara kapasitas dengan head yaitu :

$$H_{\infty} = 65,119 - 831,961Q$$

$$H_t = 45,583 - 582,373Q$$

$$h_{FD} = 7843 \times Q^2$$

$$h_s = 15,849 - 1372,208Q + 29701,467Q^2$$

$$h_h = 15,849 - 1372,208Q + 37544,467Q^2$$

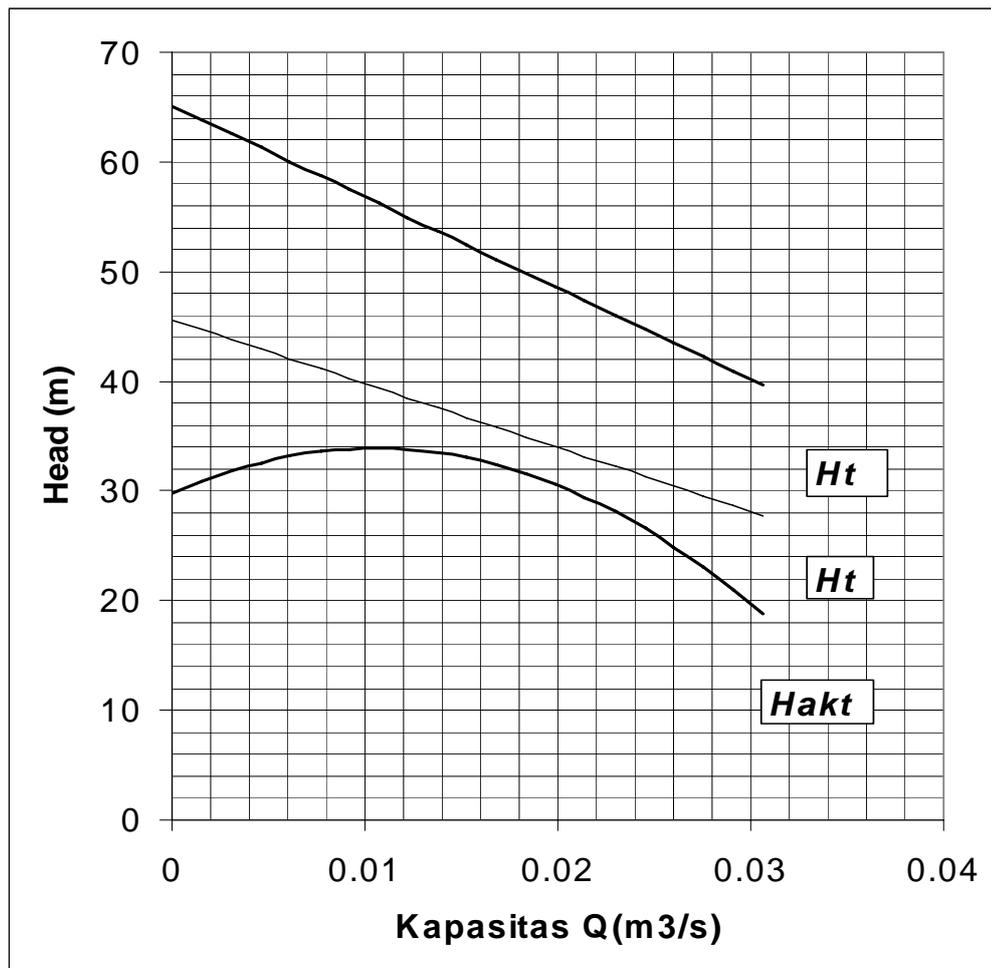
$$H_{akt} = 29,734 + 789,835Q - 37544,467Q^2$$

Untuk menggambarkan grafik karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan head diambil harga kapasitas Q sembarang seperti dalam tabel 5.1

Tabel 5.1 Hubungan antara kapasitas dengan head

Q (m ³ /s)	H _∞ (m)	H _t (m)	h _{FD} (m)	h _s (m)	h _h (m)	H _{akt} (m)
0,0000	65,119	45,583	0,000	15,849	15,849	29,734
0,0015	63,846	44,692	0,018	13,819	13,837	30,855
0,0031	62,573	43,801	0,073	11,928	12,002	31,799
0,0046	61,300	42,910	0,165	10,176	10,342	32,568
0,0061	60,027	42,019	0,294	8,564	8,857	33,162
0,0077	58,754	41,128	0,459	7,090	7,549	33,579
0,0092	57,482	40,237	0,661	5,755	6,416	33,821
0,0107	56,209	39,346	0,900	4,560	5,459	33,887
0,0122	54,936	38,455	1,175	3,503	4,678	33,777
0,0138	53,663	37,564	1,487	2,585	4,073	33,491
0,0153	52,390	36,673	1,836	1,807	3,643	33,030
0,0168	51,117	35,782	2,222	1,168	3,389	32,392
0,0184	49,844	34,891	2,644	0,667	3,311	31,580
0,0199	48,571	34,000	3,103	0,306	3,409	30,591
0,0214	47,298	33,109	3,598	0,084	3,682	29,426
0,0230	46,025	32,218	4,131	0,001	4,132	28,086

0,0245	44,753	31,327	4,700	0,057	4,757	26,570
0,0260	43,480	30,435	5,306	0,252	5,557	24,878
0,0275	42,207	29,544	5,949	0,586	6,534	23,010
0,0291	40,934	28,653	6,628	1,059	7,686	20,967
0,0306	39,661	27,762	7,344	1,671	9,015	18,748



Grafik 5.1. : Hubungan antara Kapasitas dengan Head

5.3 Karakteristik pompa Hubungan Antara Kapasitas dengan Daya dan Efisiensi

Daya kuda penggerak pompa merupakan daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian/kebocoran dan untuk daya kuda fluida agar fluida dapat

dialirkan. Kerugian tersebut meliputi kerugian gesekan impeler, kerugian hidrolis, dan kerugian mekanis. Hubungan daya kuda penggerak (daya kuda rem) dapat dinyatakan dalam sebuah persamaan berikut :⁵

$$bhp = fhp + hp_L + hp_{DF} + hp_{HY} + hp_M$$

dengan :

bhp = daya kuda rem

fhp = daya kuda fluida

hp_L = daya kuda untuk mengatasi kebocoran

hp_{DF} = daya kuda untuk mengatasi kerugian cakra

hp_{HY} = daya kuda untuk mengatasi kerugian hidrolis

hp_M = daya kuda untuk mengatasi kerugian mekanis

5.3.1 Daya Kuda Fluida (fhp)

Daya kuda fluida untuk berbagai kapasitas dapat dinyatakan dengan persamaan :⁶

$$fhp = \frac{Q \times H \times \gamma}{75}$$

dengan : H = head pompa (m)

Q = kapasitas pompa (m³/s)

γ = berat jenis fluida (kg/m³)

Dalam perancangan ini, fluida yang dipompa adalah air

Berat jenis air (γ_{air}) = 1000 kg/m³

⁵ Auistin, hal. 35

⁶ Lazarkiewicz, hal. 70

$$\text{Head (H)} = 33 \text{ m}$$

Sehingga daya kuda fluida untuk harga kapasitas sembarang adalah :

$$fhp = \frac{Q \times 33 \times 1000}{75}$$

$$fhp = 440Q$$

5.3.2 Daya Kuda Untuk Mengatasi Kebocoran (hp_L)

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kebocoran dinyatakan dengan persamaan :⁷

$$hp_L = \frac{Q \times h_L \times \gamma}{75}$$

dengan :

Q = kapasitas kebocoran pompa (m^3/s)

H_t = head teoritis (m)

Dalam perhitungan sebelumnya telah ditentukan kapasitas kebocoran pompa yaitu 6 % kapasitas pompa .

Head teoritis (H_t)

$$H_t = 45,583 - 582,373Q$$

sehingga daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kebocoran adalah :

$$hp_L = \frac{0,06Q \times (45,583 - 582,373Q) \times 1000}{75}$$

$$hp_L = 36,682Q - 465,898Q^2$$

⁷ Stepanoff, hal. 198

5.3.3 Daya Kuda Untuk Mengatasi Gesekan Impeler (hp_{DF})

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian gesekan impeler untuk harga kapasitas yang sembarang adalah konstan. Besarnya daya kuda tersebut ditentukan dengan persamaan :⁸

$$hp_{DF} = \frac{\left(\frac{d_2}{12}\right)^{4,83} \times n^{2,83}}{8,75 \times 10^8}$$

dengan :

d_2 = diameter sisi keluar impeler (in)

n = putaran poros pompa (rpm)

Dalam perhitungan sebelumnya telah ditentukan :

Diameter sisi keluar impeler (d_2) = 7,252 in

Putaran poros pompa (n) = 2904 rpm

Sehingga besarnya daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi gesekan cakera adalah :

$$hp_{DF} = \frac{\left(\frac{7,252}{12}\right)^{4,83} \times 2904^{2,83}}{8,75 \times 10^8}$$

$$hp_{DF} = 0,634$$

5.3.4 Daya Kuda Untuk Mengatasi Kerugian Hidrolis (hp_{HY})

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian hidrolis untuk harga kapasitas sembarang dinyatakan dengan rumus :⁹

⁸ Austin, hal. 126

⁹ Stepanoff, hal. 198

$$hp_{HY} = \frac{(Q + Q_L) \times \gamma \times h_h}{75}$$

Kerugian hidrolis untuk berbagai harga kapasitas telah ditentukan sebelumnya, yaitu :

$$h_h = 15,849 - 1372,208Q + 37544,467Q^2$$

Sehingga besarnya daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian hidrolis adalah :

$$\begin{aligned} hp_{HY} &= \frac{(Q + 0,06Q) \times 1000 \times (15,849 - 1372,208Q + 37544,467Q^2)}{75} \\ &= 223,999Q - 19393,873Q^2 + 530628,467Q^3 \end{aligned}$$

5.3.5 Daya kuda untuk mengatasi kerugian mekanis (hp_M)

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian mekanis pada bantalan dan kotak paking harganya relatif konstan, yaitu antara 2% - 4% dari daya kuda rem .

Dalam perancangan ini, daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian mekanis diambil 4% dari daya kuda rem.

$$hp_M = 1,04 \times bhp$$

5.3.6 Daya kuda rem (bhp)

Daya kuda rem yang dibutuhkan untuk menggerakkan pompa diperoleh dengan memasukkan harga-harga kerugian dan daya kuda fluida ke dalam persamaan 8 :

$$bhp = fhp + hp_L + hp_{DF} + hp_{HY} + hp_M$$

$$bhp = 440Q + (36,682Q - 465,898Q^2) + 0,634 \\ + (223,999Q - 19393,873Q^2 + 530628,467Q^3) + 0,4bhp$$

$$0,96bhp = 530628,467Q^3 - 19851,771Q^2 + 700,681Q + 0,634$$

$$bhp = 552737,986Q^3 - 20678,928Q^2 + 729,876Q + 0,660$$

5.3.7 Efisiensi pompa

Efisiensi pompa dapat diperoleh dengan membandingkan antara daya kuda fluida dengan daya kuda rem pada setiap harga kapasitas yang sembarang.

Sehingga besarnya efisiensi pompa dapat dinyatakan dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :⁹

$$\eta_{op} = \frac{fhp}{bhp} \times 100\%$$

Dari perhitungan diatas dapat diperoleh hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi sebagai berikut :

$$fhp = 440Q$$

$$hp_L = 36,682Q - 465,898Q^2$$

$$hp_{DF} = 0,634$$

$$hp_{HY} = 223,999Q - 19393,873Q^2 + 530628,467Q^3$$

$$bhp = 552737,986Q^3 - 20678,928Q^2 + 729,876Q + 0,660$$

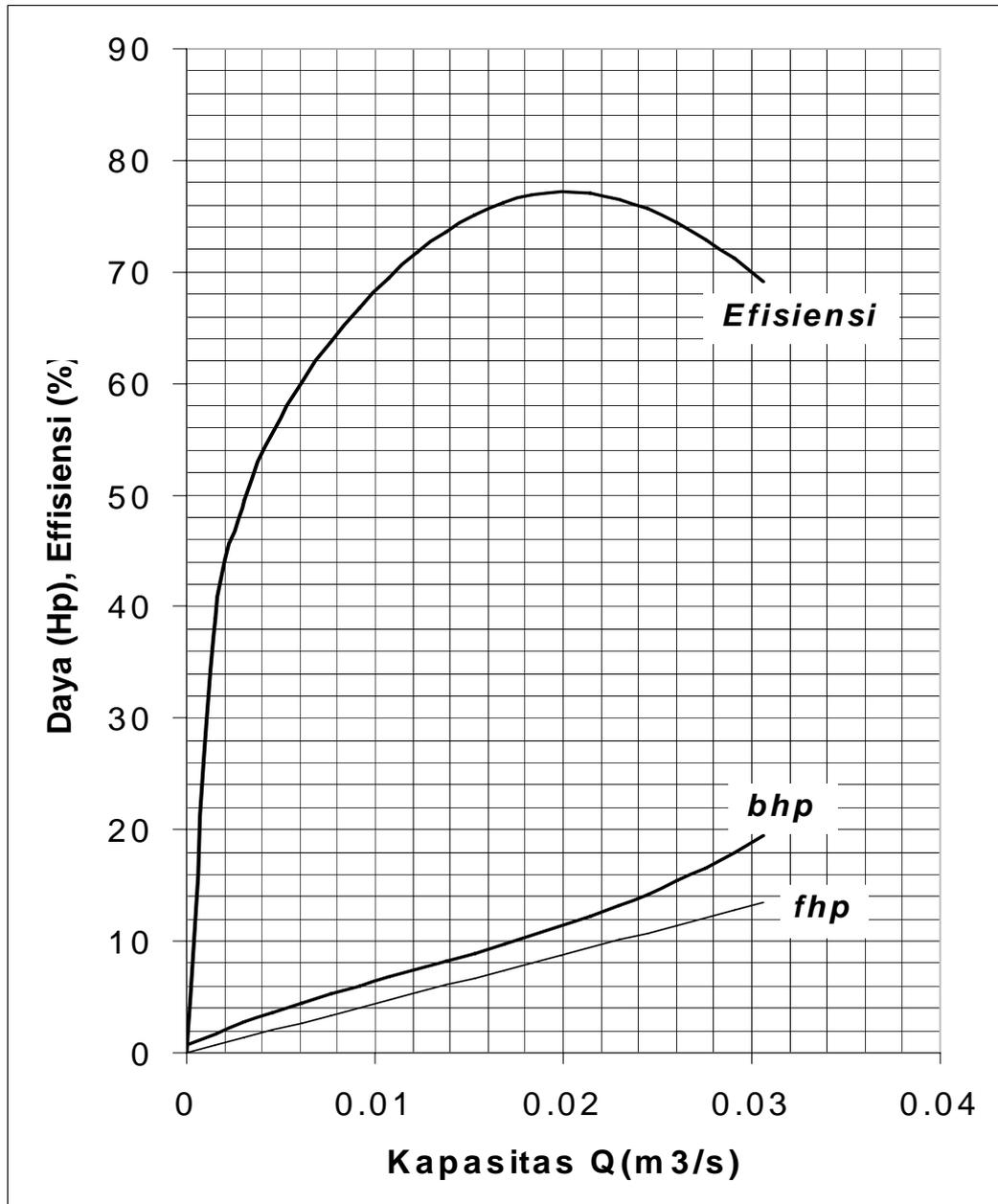
$$\eta_{op} = \frac{fhp}{bhp} \times 100\%$$

⁹ Austin, hal. 36

Untuk harga kapasitas sembarang, hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi dapat dilihat dalam tabel 5.2 dan dari tabel 5.2 dapat digambarkan grafik karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi.

Tabel 5.2 Hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi

Q(m ³ /s)	Fhp (hp)	Hp _L (hp)	Hp _{HY} (hp)	bhp (hp)	η _{op} (%)
0,0000	0,000	0,000	0,000	0,660	0,000
0,0015	0,673	0,055	0,299	1,730	38,907
0,0031	1,346	0,108	0,519	2,716	49,580
0,0046	2,020	0,159	0,671	3,628	55,669
0,0061	2,693	0,208	0,766	4,479	60,121
0,0077	3,366	0,255	0,816	5,281	63,742
0,0092	4,039	0,299	0,832	6,045	66,820
0,0107	4,712	0,342	0,826	6,784	69,468
0,0122	5,386	0,382	0,809	7,509	71,726
0,0138	6,059	0,420	0,793	8,232	73,604
0,0153	6,732	0,455	0,788	8,965	75,094
0,0168	7,405	0,489	0,806	9,720	76,187
0,0184	8,078	0,520	0,859	10,508	76,875
0,0199	8,752	0,549	0,958	11,343	77,155
0,0214	9,425	0,576	1,115	12,235	77,033
0,0230	10,098	0,601	1,340	13,196	76,523
0,0245	10,771	0,624	1,646	14,238	75,648
0,0260	11,444	0,644	2,043	15,374	74,439
0,0275	12,118	0,662	2,543	16,615	72,933
0,0291	12,791	0,678	3,158	17,972	71,170
0,0306	13,464	0,692	3,899	19,458	69,194



Grafik 5.2. Grafik karakteristik Pompa
Hubungan antara Kapasitas dengan Daya dan Head

BAB VI

KESIMPULAN DAN PENUTUP

6.1 Kesimpulan.

Dalam memilih pompa untuk suatu maksud tertentu, terlebih dahulu harus diketahui jenis fluida yang dialirkan, kapasitas aliran dan head yang diperlukan. Dengan mempertimbangkan hal-hal itu, maka pemakaian pompa yang sesuai dengan penggunaannya akan dapat memberikan efisiensi dalam segala hal, baik dari segi ekonomi, waktu maupun kelancaran pemompaan.

Selain dengan ketepatan pemilihan pompa, hal yang perlu diperhatikan agar pompa dapat bekerja dengan baik, perlu diperhatikan tentang instalasi pompa. Instalasi yang dimaksud disini adalah meliputi letak pompa, perpipaan, katup dan tangki tekan.

6.2 Penutup.

Dibawah ini adalah spesifikasi pompa vertikal sentrifugal satu tingkat :

1. Spesifikasi Pompa :

- Type : pompa sentrifugal satu tingkat
- Fluida yang dialirkan : air
- Kapasitas : 55 m³/jam
- Head : 33 m
- Putaran : 2904 rpm
- Daya : 6,69 kW

- Efisiensi : 75 %

2. Impeler :

- Type : tertutup
- Bahan : besi cor (FC15)
- Diameter sisi masuk impeler : 83,31 mm
- Diameter sisi keluar impeler : 184,20 mm
- Jumlah sudu : 7 buah
- Type sudu : *backward curve vanes*

3. Rumah Pompa :

- Type : rumah volut
- Bahan : besi cor (FC15)
- Diameter lidah / diameter dasar volut : 143,528 mm

4. Poros :

- Bentuk : poros bertingkat
- Bahan : baja chrom nikel (SNC22)
- Diameter poros :
 - $d_1 = 28$ mm
 - $d_2 = 30$ mm
 - $d_3 = 35$ mm
 - $d_4 = 28$ mm
- panjang poros = 330 mm

5. Pasak :

- Pasak pada impeler

- Penampang pasak = 8×7
- Panjang pasak = 22 mm
- Kedalaman alur pasak pada poros = 4 mm
- Kedalaman alur pasak pada naf = 2,4 mm

6. Bantalan :

- Type : bantalan rol kerucut
- Jumlah = 2 buah
- Nomor = 30306
- Diameter dalam = 30 mm
- Diameter luar = 72 mm
- Lebar = 20,75 mm

7. Kopling :

- Type = kopling flens kaku
- Bahan = baja karbon cor (SC42)
- Diameter luar = 140 mm
- Diameter lubang untuk poros = 28 mm
- Jumlah baut = 4 buah

DAFTAR PUSTAKA

- Austin. H. Church, *Pompa dan Blower Sentrifugal*, Erlangga, 1996
- Dietzel. Fritz, *Turbin Pompa dan Kompresor*, Erlangga, 1993
- Hick. G. Tyeler, *Teknologi Pemakaian Pompa*, Erlangga, Jakarta, 1996
- Igor. J. Karrasik, *Pump Handbook*, Mc. Grow – Hill Book Company, New York, 1976
- Khetagurov. M, *Marine Auxiliary Machinery and System* Peace Publiser, Moskow
- Lazerkiewics. Stephen, *Impeler, Pump, Permagan Press*, Oxford London, 1965
- Stepanoff. Aj, *Centrifugal and Axial Flow Pump*, John Wileyand Sons, New York, 1957
- Sularso, Kiyakatsu Suga, *Dasar Perancangan dan Pemilihan Elemen Mesin*, Pradnya Paramitha, Jakarta, 1980
- Sularso, Haruo Tahara, *Pompa dan Kompresor*, Pradnya Paramitha, Jakarta, 2000

Lampiran 1 : Bahan Untuk Pompa Yang Dipakai
(Sularso & Haruo Tahara, 1996, hal 56)

Nomor kelompok	Frekuensi	Rumah (casing)	Impeler	Pemakaian
A-1	○	FC	FC	Air tawar, air minum
A-2		FC	FCD	Air tawar, air minum
A-3	○	FC	SC	Air tawar, air minum
A-4	○	FC	BC	Air tawar, air minum
A-5	○	FC	PBC	Air laut Air tawar, air limbah
A-6	○	FC	ABC	Air laut Air tawar, air limbah
A-7	○	FC	SCS2	Air laut Air tawar, air minum
A-8	○	FC	SCS12 or SCS13	Air limbah
A-9		FC berlapis karet	SCS12 or SCS13	Air limbah, air laut Air distilasi, air laut
B-1	○	SC	SC	Air tawar, air laut
B-2		SC	ABC	Air tawar, air minum
B-3	○	SC	SCS2	Air laut Air tawar, air minum
B-4		SC	SCS12 or SCS13	Air limbah
B-5		SC	SCS14 or SCS15	Air limbah, air laut Air laut
C-1	○	BC	BC	Air distilasi, air laut
C-2		BC	PBC	Air laut
C-3		ABC	ABC	Air laut
D-1		SCS2	SCS2	Air limbah, air laut
D-2		SCS2	SCS12 or SCS13	Air limbah, air laut
D-3		SCS2	SCS14 or SCS15	Air laut
D-4	○	SCS12 or SCS13	SCS12 or SCS13	Air laut
D-5		SCS12 or SCS13	SCS14 or SCS15	Air laut
D-6		SCS12 or SCS13	Worthite	Air laut
E-1	○	SS	SC	Air tawar
E-2	○	SS	SCS2	Air tawar, air minum
E-3		SUS27	SCS13	Air tawar, air minum Air laut

1. Frekuensi dengan tanda "○" berarti bahan sering dipakai.
2. FC (besi cor) menyatakan FC15, FC20, FC25, dan FC25 Ma.
3. BC (perunggu cor) menyatakan BC2 dan BC3.
4. SC berarti baja karbon cor.
5. ABC berarti perunggu aluminium cor.
6. SS berarti plat baja.
7. Nomor kelompok besar berarti bahan dengan mutu lebih tinggi.

Lampiran 2 : Diameter Poros
(Sularso & Kiyokatsu Suga, 1991, hal 9)

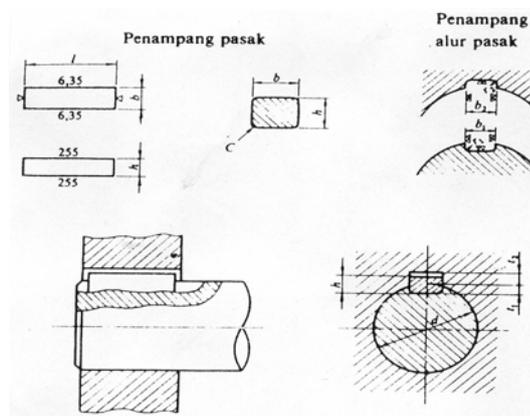
(Satuan mm)

4	10	*22,4	40	100	*224	400
		24		(105)	240	
		25	42	110	250	420
4,5	*11,2	28	45	*112	280	450
		30		120	300	460
		*31,5	48		*315	480
5	*12,5	32	50	125	320	500
				130	340	530
		35	55			
*5,6	14	*35,5	56	140	*355	560
6	(15)			150		
	16	38	60	160	380	600
	(17)			170		
*6,3	18		63	180		630
7		19		190		
		20		200		
		22	65	220		
*7,1			70			
8		71				
		75				
		80				
9		85				
		90				
		95				

Keterangan :

1. Tanda * menyatakan bahwa bilangan yang bersangkutan dipilih dari bilangan standart.
2. Bilangan didalam kurung hanya dipakai untuk bagian dimana akan dipasang bantalan gelinding.

Lampiran 3 : Penampang Pasak
(Sularso & Kiyokatsu Suga, 1991, hal 10)



Ukuran-ukuran utama

(Satuan: mm)

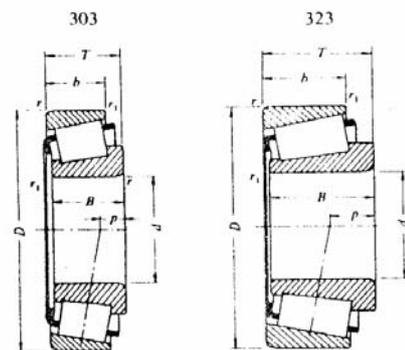
Ukuran nominal pasak $b \times h$	Ukuran standar $b, b_1,$ dan b_2	Ukuran standar h		C	l^*	Ukuran Standar t_1	Ukuran standar t_2			r_1 dan r_2	Referensi	
		Pasak prismatis Pasak lurus	Pasak tirus				Pasak prismatis	Pasak lurus	Pasak tirus		Diameter poros yang dapat dipakai d^{**}	
2 x 2	2	2		0,16-0,25	6-20	1,2	1,0		0,5	0,08-0,16	Lebih dari	6-8
3 x 3	3	3			6-36	1,8	1,4		0,9		-	8-10
4 x 4	4	4			8-45	2,5	1,8		1,2		-	10-12
5 x 5	5	5			10-56	3,0	2,3		1,7		-	12-17
6 x 6	6	6			14-70	3,5	2,8		2,2		-	17-22
(7 x 7)	7	7	7,2		0,25-0,40	16-80	4,0	3,0	3,5		3,0	0,16-0,25
8 x 7	8	7		18-90		4,0	3,3		2,4	-	22-30	
10 x 8	10	8		22-110		5,0	3,3		2,4	-	30-38	
12 x 8	12	8		28-140		5,0	3,3		2,4	-	38-44	
14 x 9	14	9		36-160	5,5	3,8		2,9	-	44-50		
(15 x 10)	15	10	10,2	0,40-0,60	40-180	5,0	5,0	5,5	5,0	0,25-0,40	-	50-55
16 x 10	16	10			45-180	6,0	4,3		3,4		-	50-58
18 x 11	18	11			50-200	7,0	4,4		3,4		-	58-65
20 x 12	20	12			56-220	7,5	4,9		3,9		-	65-75
22 x 14	22	14			63-250	9,0	5,4		4,4		-	75-85
(24 x 16)	24	16	16,2		0,60-0,80	70-280	8,0	8,0	8,5		8,0	0,40-0,60
25 x 14	25	14		70-280		9,0	5,4		4,4	-	85-95	
28 x 16	28	16		80-320		10,0	6,4		5,4	-	95-110	
32 x 18	32	18		90-360		11,0	7,4		6,4	-	110-130	

* l harus dipilih dari angka-angka berikut sesuai dengan daerah yang bersangkutan dalam tabel.
6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400.

Lampiran 4 : Bantalan Rol Kerucut (Sularso & Kiyokatsu Suga, 1991, hal 144)

$F_a/VF_r \leq e$		$F_a/VF_r > e$	
X	Y	X	Y
1	0	0,4	Y_1

Harga e, Y_1 dan Y_0 dalam hubungannya dengan tabel di bawah.



Nomor bantalan	Ukuran luar (mm)									Faktor beban aksial		Konstanta	Kapasitas nominal dinamis spesifik (kg)	Kapasitas nominal statis spesifik (kg)
	d	D	T	B	b	r	r_1	p	Y_1	Y_0	e			
30302	15	42	14,25	13	11	1,5	0,5	3,3	2,1	1,2	0,28	1640	1000	
30303	17	47	15,25	14	12	1,5	0,5	4,6	2,1	1,2	0,28	2030	1280	
30304	20	52	16,25	15	13	2	0,8	4,4	2,0	1,1	0,30	2490	1670	
30305	25	62	18,25	17	15	2	0,8	5,0	2,0	1,1	0,30	3300	2250	
30306	30	72	20,75	19	16	2	0,8	5,2	1,9	1,0	0,32	4200	2970	
30307	35	80	22,75	21	18	2,5	0,8	6,0	1,9	1,0	0,32	5350	3950	
30308	40	90	25,25	23	20	2,5	0,8	5,0	1,7	0,95	0,35	6100	4750	
30309	45	100	27,25	25	22	2,5	0,8	5,9	1,7	0,95	0,35	7600	6050	
30310	50	110	29,25	27	23	3	1	6,1	1,7	0,95	0,35	8900	7150	
30312	60	130	33,5	31	26	3,5	1,2	7,1	1,7	0,95	0,35	11900	9950	
32304	20	52	22,25	21	18	2	0,8	8,2	2,0	1,1	0,30	3200	2350	
32305	25	62	25,25	24	20	2	0,8	9,5	2,0	1,1	0,30	4400	3300	
32306	30	72	28,75	27	23	2	0,8	9,7	1,9	1,0	0,32	5650	4500	
32307	35	80	32,75	31	25	2,5	0,8	12,1	1,9	1,0	0,32	7000	5700	
32308	40	90	35,25	33	27	2,5	0,8	12,3	1,7	0,95	0,35	8150	7000	
32309	45	100	38,25	36	30	2,5	0,8	12,5	1,7	0,95	0,35	9850	8600	
32310	50	110	42,25	40	33	3	1	13,7	1,7	0,95	0,35	12000	10800	

↑ : Ke atas.

↓ : Ke bawah.

→ : Ke kanan.

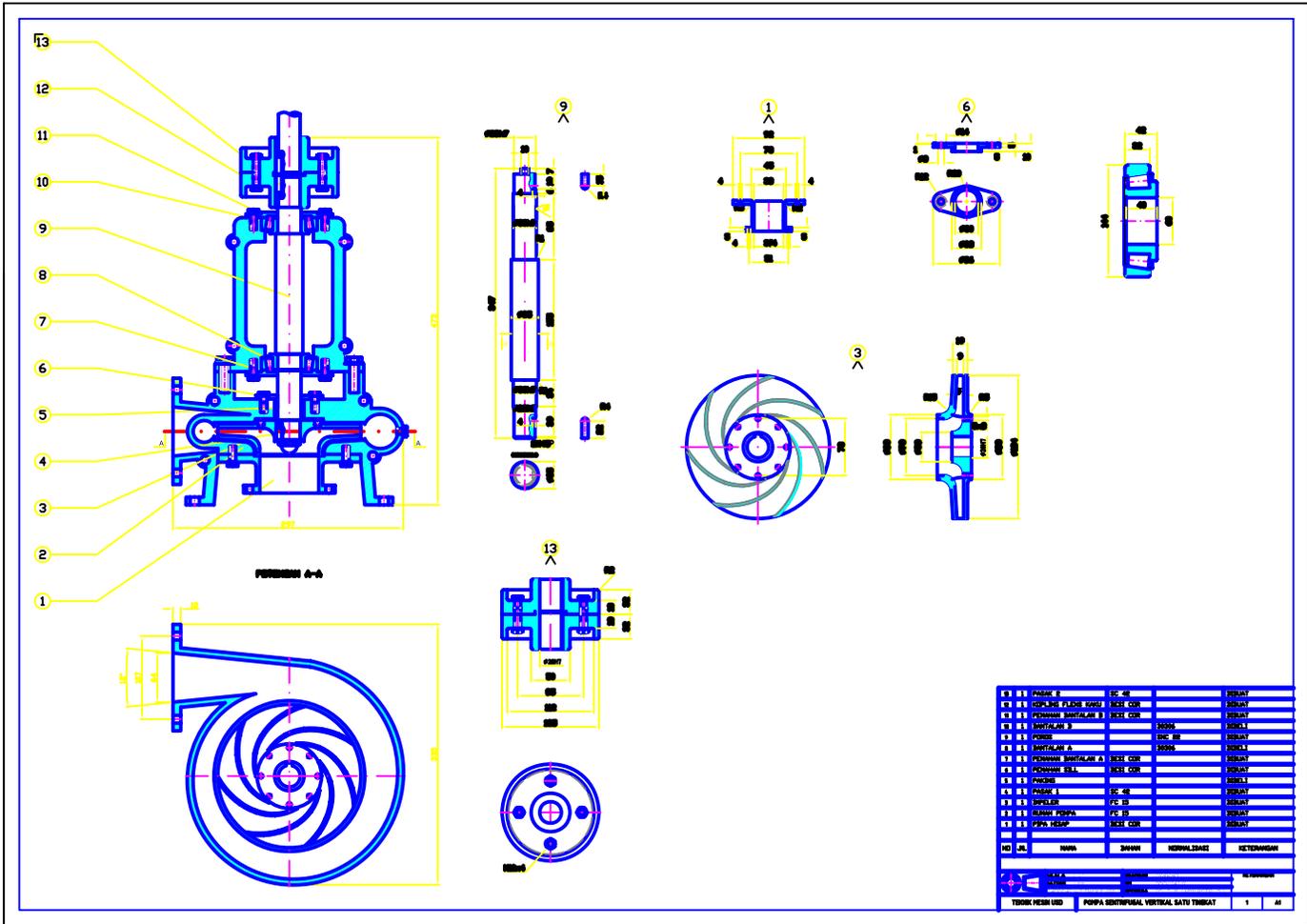
← : Ke kiri.

① $T = 15200$ (kg·mm), $n_1 = 1600$ (rpm), $L_{hm} = 3000$ (h)

② $0' - 0 - III - III'$, $i = 1$, $q_1 = 0,20$
 $0' - 0 - II - II'$, $i = 2$, $q_2 = 0,05$
 $0' - 0 - I - I'$, $i = 3$, $q_3 = 0,01$
 $0' - 0 - Netral$, $i = 4$, $q_4 = 0,74$

Ulir			Jarak bagi p	Tinggi kaitan H_1	Ulir dalam		
					Diameter luar D	Diameter efektif D_2	Diameter dalam D_1
1	2	3			Ulir luar		
					Diameter luar d	Diameter efektif d_2	Diameter inti d_1
M 6		M 7	1	0,541	6,000	5,350	4,917
M 8			1	0,541	7,000	6,350	5,917
			1,25	0,677	8,000	7,188	6,647
		M 9	1,25	0,677	9,000	8,188	7,647
M 10		M 11	1,5	0,812	10,000	9,026	8,376
			1,5	0,812	11,000	10,026	9,376
M 12			1,75	0,947	12,000	10,863	10,106
	M 14		2	1,083	14,000	12,701	11,835
M 16			2	1,083	16,000	14,701	13,835
	M 18		2,5	1,353	18,000	16,376	15,294
M 20		M 22	2,5	1,353	20,000	18,376	17,294
			2,5	1,353	22,000	20,376	19,294
M 24			3	1,624	24,000	22,051	20,752
	M 27		3	1,624	27,000	25,051	23,752
M 30			3,5	1,894	30,000	27,727	26,211
	M 33		3,5	1,894	33,000	30,727	29,211
M 36		M 39	4	2,165	36,000	34,402	31,670
			4	2,165	39,000	36,402	34,670
M 42			4,5	2,436	42,000	39,077	37,129
	M 45		4,5	2,436	45,000	42,077	40,129
M 48			5	2,706	48,000	44,752	42,587
	M 52		5	2,706	52,000	48,752	46,587
M 56		M 60	5,5	2,977	56,000	52,428	50,046
			5,5	2,977	60,000	56,428	54,046
M 64			6	3,248	64,000	60,103	57,505
	M 68		6	3,248	68,000	64,103	61,505

Catatan: (1) Kolom 1 merupakan pilihan utama. Kolom 2 atau kolom 3 hanya dipilih jika terpaksa.



1	PASUKAN 1	SC 40		BERBUNTU
2	OPAK BESI 1/2 INCH 2000	BERSE CDR		BERBUNTU
3	PERSEKAMPAN SEMPALAN 3	BERSE CDR		BERBUNTU
4	SOPITAN 3	3000		BERBUNTU
5	PERSEKAMPAN 1	100		BERBUNTU
6	SOPITAN A	3000		BERBUNTU
7	PERSEKAMPAN A	BERSE CDR		BERBUNTU
8	PERSEKAMPAN SEMPALAN A	BERSE CDR		BERBUNTU
9	PERSEKAMPAN SEMPALAN	BERSE CDR		BERBUNTU
10	PASUKAN 2	SC 40		BERBUNTU
11	SOPITAN	FC 15		BERBUNTU
12	PERSEKAMPAN PERSEKAMPAN	FC 15		BERBUNTU
13	PAPA 1/2 INCH	BERSE CDR		BERBUNTU

NO	JL	RUWA	BAWANG	BERSEKAMPAN	KETERANGAN
1					
2					
3					
4					
5					
6					
7					
8					
9					
10					
11					
12					
13					