POMPA SENTRIFUGAL UNTUK 120 RUMAH TIPE MENENGAH

TUGAS AKHIR

Untuk memenuhi sebagian persyaratan
mencapai derajat sarjana S-1

Diajukan Oleh :

Martin Aderianto

NIM : 995214114

Kepada

PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS SANATA DHARMA
YOGYAKARTA
2007

Centrifugal Pump for 120 House

FINAL PROJECT

Presented as Partial Fulfillment of The Requirements
To Obtain The Sarjana Teknik Degree
In Mechanical Engineering

By :
Martin Aderianto
Student Number : 995214114

MECHANICAL ENGINEERING STUDY PROGRAM
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
ENGINEERING FACULTY
SANATA DHARMA UNIVERCITY
YOGYAKARTA
2007

TUGAS AKHIR

POMPA SENTRIFUGAL UNTUK 120 RUMAH TIPE MENENGAH

Dipersiapkan dan ditulis oleh :

NAMA : Martin Aderianto

NIM : 995214114

Telah disetujui oleh :

Pembimbing

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

Tanggal : Maret 2007

TUGAS AKHIR

POMPA SENTRIFUGAL UNTUK 120 RUMAH TIPE MENENGAH

Dipersiapkan dan ditulis oleh:

NAMA : Martin Aderianto

NIM : 995214114

Telah dipertahankan di depan Dewan Penguji

pada tanggal, 5 Maret 2007

dan dinyatakan memenuhi syarat

Susunan Dewan Penguji

Ketua : Ir. FX. Agus Unggul Santoso .....

Sekretaris : Ir. Petrus Kanisius Purwadi, M. T .....

Anggota : Ir. Yohanes Baptista Lukiyanto,M. T .....

Yogyakarta, 5 Maret 2007

Fakultas Teknik,

Universitas Sanata Dharma Yogyakarta,

Dekan

Ir. Greg. Heliarko, SJ., SS., B.ST., MA., 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, 26 Februari 2007

Martin Aderianto

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 Dua Tugas Akhir.
5. Bapak Doddy Purwadianto, S.T., M.T., Dosen Pembimbing Akademik.
6. Segenap Dosen dan Karyawan Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.

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.

Yogyakarta, 26 Februari 2007

Penulis

INTISARI

Pompa Merupakan mesin yang digunakan untuk mengalirkan zat cair dari tempat yang memiliki tekanan rendah ketempat yang memiliki tekanan tinggi. Cara kerja pompa itu sendiri adalah menghasilkan perbedaan tekanan antara sisi hisap dengan sisi tekan dari impeler pompa.

Pompa yang dirancang ini adalah pompa jenis radial yaitu pompa sentrifugal yang terdiri dari satu tingkat dengan kapasitas 75 m^3/jam dan head pemompaan adalah 60 m. Menggunakan motor listrik sebagai penggerak dengan putaran 2910 rpm dan daya yang digunakan adalah 18.5 kW. Jenis impeler yang digunakan adalah jenis impeller tertutup yang dibuat dari perunggu dan dengan jumlah sudu impelernya 7 buah, dengan rumah pompa yang digunakan adalah rumah pompa volut atau rumah keong.

DAFTAR ISI

Halaman Judul i

Tittle Page ii

Lembar Pengesahan iii

Daftar Dewan Penguji iv

Lembar Pernyataan v

Kata Pengantar vi

Intisari viii

Daftar Isi ix

Daftar Gambar xiii

Daftar Tabel xv

BAB I PENDAHULUAN 1

1.1 Tinjauan Umum 1

1.2 Klasifikasi Umum 1

1.2.1 Klasifikasi Pompa Berdasarkan Transfer Energi 1

1.2.2 Klasifikasi Pompa Berdasarkan Konstruksi 4

BAB II Perancangan Pompa 9

2.1 Head Total Pompa 12

2.1.1 Kerugian Gesek Pipa Lurus 15

2.1.2 Kerugian Belokan 90° 17

2.1.3 Kerugian Katub Hisap 19

2.2 Pemilihan Jenis Pompa 21

2.3 Penentuan Jumlah Tingkat Pompa 22

2.4 Daya Pompa 24
BAB III Perancangan Impeler 27
3.1 Tinjauan Umum 27
3.2 Perhitungan Bentuk Impeler 30
3.3 Penentuan Jumlah Sudu 43
3.4 Segitiga Kecepatan 46
BAB IV Bentuk Sudu 56
4.1 Pemilihan Bentuk Sudu 56
4.2 Pelukisan Bentuk sudu 56
4.3 Tebal Sudu 59
4.4 Lebar Laluan 61
4.5 Pemilihan Bahan Impeler 62
BAB V Perancangan Rumah Pompa 64
5.1 Dasar Perancangan 64
5.2 Perancangan Rumah Pompa 66
5.3 Nozel Buang (*Discharge Nozzle*) 70
5.4 Pemilihan Bahan Rumah Pompa 72
BAB VI Perancangan Poros dan Pasak 73
6.1 Tinjauan Umum 73
6.1.1 Perhitungan Beban Poros 74
6.1.2 Perhitungan Momen Poros 80
6.1.3 Konsentrasi Tegangan Poros 83
6.1.4 Putaran Kritis 89

6.2 Pasak 91

6.2.1 Dasar Perancangan Pasak 91

BAB VII Perhitungan Bantalan 95

6.1 Klasifikasi bantalan 95

6.2 Gaya Aksial 96

6.3 Umur Nominal Bantalan A 103

6.4 Umur Nominal Bantalan B 108

BAB VIII Elemen Pendukung 110

8.1 Kotak Paking 110

8.2 Cincin Penahan Aus (*Wearing Ring*) 112

8.3 Pemancingan 113

8.4 Baut dan Mur Rumah Pompa 113

8.5 Kopling 117

BAB IX Karakteristik Pompa 121

9.1 Tinjauan Umum 121

9.2 Karakteristik Pompa Hubungan Kapasitas dengan Head 121

9.2.1 Head Euler's($H\varepsilon$) 121

9.2.2 Head Teoritis (H_t) 123

9.2.3 Head Aktual 124

9.3 Karakteristik Pompa Hubungan Kapasitas dengan Daya dan Efisiensi 130

9.3.1 Daya Kuda Fluida(*f, hp*) 130

9.3.2 Daya Kuda Mengatasi Kebocoran ($hp, _L$) 131

9.3.3 Daya Kuda Mengatasi Gesekan Cakra ($hp_{,\ DF}$) 132

9.3.4 Daya Kuda Mengatasi Kerugian Hidrolis ($hp_{,HY}$)133

9.3.5 Daya Kuda Mengatasi Kerugian Mekanis ($hp_{,M}$)133

9.3.6 Daya Kuda Rem (*b,hp*) 134

9.3.7 Efisiensi Pompa..... 134

BAB X Kavitasi 138

10.1 Tinjauan Umum 138

10.2 *NPSH* yang Tersedia 139

10.3 *NPSH* yang Dibutuhkan 141

BAB XI Kesimpulan dan Penutup 145

11.1 Kesimpulan 145

11.2 Penutup..... 148

Daftar Pustaka 149

Lampiran 150

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	Pompa Sentrifugal	3
Gambar 1.2	Pompa Aliran Campur	3
Gambar 1.3	Pompa Aliran Aksial	4
Gambar 1.4	Pompa Volut	4
Gambar 1.5	Pompa Difuser	5
Gambar 1.6	Pompa Aliran Campur Jenis Volut	6
Gambar 1.7	Pompa Bertingkat Banyak	7
Gambar 1.8	Pompa dengan Poros Tegak	7
Gambar 2.2	Grafik Penentuan Jenis Pompa	21
Gambar 2.3	Efisiensi Pompa	24
Gambar 3.1	Bentuk Impeler	29
Gambar 3.2	Dimensi Impeler	31
Gambar 3.3	Titik-titik Koefisien Tinggi Tekan Φ	41
Gambar 3.4	Sudut Sisi Keluar (β_2)	45
Gambar 3.5	Segitiga Kecepatan	46
Gambar 3.6	Segitiga Kecepatan Sisi Masuk Impeler	48
Gambar 3.7	Grafik Perbandingan C_{m2}/U_2	51
Gambar 3.8	Segitiga Kecepatan Sisi Keluar Impeler	53
Gambar 4.1	Pelukisan Sudu dengan Busur Tangen	57
Gambar 4.2	Bentuk Sudu	58

Gambar 5.1 Rumah Spiral 65
Gambar 5.2 Posisi Konfensional Flens Buang 66
Gambar 5.3 Desain Rumah Keong 67
Gambar 6.1 Harga Koefisien Eksperimental 75
Gambar 6.2 Faktor Konsentrasi Tegangan β Poros Bertingkat 84
Gambar 6.3 Harga Tegangan α 85
Gambar 7.1 Bagian Leher Impeler 97
Gambar 7.2 Gaya Geser Aksial pada Impeler 98
Gambar 7.3 Tekanan Air yang Bekerja pada Sisi Impeler 103
Gambar 8.1 Kotak Paking 110
Gambar 8.2 Contoh Susunan Cincin Penahan Keausan 112
Gambar 8.3 Kopling Flens 117
Gambar 9.1 Grafik Q Sembarang dengan Head 129
Gambar 9.2 Grafik Kapasitas dengan Efisiensi Pompa 136
Gambar 9.3 Grafik Kapasitas dengan *f,hp* dan Hp_L 136
Gambar 9.4 Grafik Kapasitas dengan Hp_{HY} dan *b,hp* 137
Gambar 10.1 *NPSH* pada Permukaan Air yang Dihisap 139
Gambar 10.2 *NPSH* pada Tangki yang Ditutup 140
Gambar 10.3 Koefisien dan Kecepatan Spesifik 143
Gambar L.8 Gambar Denah Distribusi Air pada Perumahan 159
Gambar L.9 Gambar Denah Bagian Dalam Rumah 160

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Tabel Pemakaian Jumlah Air Menurut Jenis Gedung 10

Tabel 2.2 Kondisi Pipa dan harga *C* 15

Tabel 2.3 Koefisien Kerugian pada Katub 19

Tabel 3.1 Baja Karbon untuk Konstruksi Mesin 32

Tabel 4.1 Jari-jari Kelengkungan Sudu 58

Tabel 4.2 Tebal Kelengkungan Sudu 61

Tabel 4.3 Lebar Laluan Sudu 62

Tabel 5.1 Perhitungan Rumah Volut 70

Tabel L.1 Bahan Rumah Pompa yang Dipakai 150

Tabel L.2 Diameter Poros 151

Tabel L.3 Penampang Pasak 152

Tabel 7.1 Umur Bantalan Menurut Jenis Pemakaian 105

Tabel L.4 Bantalan Rol Kerucut 153

Tabel L.5 Bantalan Bola Tunggal Alur Dalam 154

Tabel 8.1 Tekanan yang Diijinkan pada Ulir 115

Tabel 8.2 Ukuran Kopling Flens 117

Tabel L.6a Ukuran Ulir Standart Ulir Kasar Metris (JIS B 0205) 155

Tabel L.6b Ukuran Ulir Standart Ulir Kasar Metris (JIS B 0205) 156

Tabel L.7 Katalog Motor Listrik AC 157

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Tinjauan Umum

Sifat zat cair tidak dapat mengalir dari tempat yang lebih rendah ketempat yang lebih tinggi atau tempat yang bertekanan rendah ketempat yang bertekanan tinggi. Maka unutk dapat memindahkan atau mengalirkan zat cair tersebut dibutuhkan bantuan suatu mesin yaitu pompa.

Pompa merupakan suatu mesin yang berfungsi untuk memindahkan, mengalirkan, menaikkan dan menekan zat cair. Karena adanya perbedaan tekanan antara di luar pompa dengan didalam pompa,zat cair akan mengalir masuk kedalam pompa melalui saluran masuk dan dikeluarkan melalui saluran tekan. Didalam pompa akan terjadi perubahan energi kinetic menjadi energi tekan.

1.2 Klasifikasi Pompa

Jenis pompa dapat diklasifikasikan menjadi berbagai macam jenis pompa menurut berbagai alat pengelompokannya.Namun secara garis besar pompa dapat dikategorikan menjadi dua bagain besar,yaitu :

1. **Pompa Dinamis (*Dynamic Pump*)**

   Tekanan yang dihasilkan oleh pompa dibangkitkan dengan mengubah energi kinetik yang diterima fluida sehingga perubahan ini akan menghasilkan tekanan yang lebih tinggi. Jenis

pompa yang termasuk jenis ini antara lain pompa sentrifugal (*Centrifugal Pump*), pompa aliran aksial (*Axial Pump*), pompa aliran campuran (*Mixed Pump*).

2. **Pompa Perpindahan (*Displacement Pump*)**

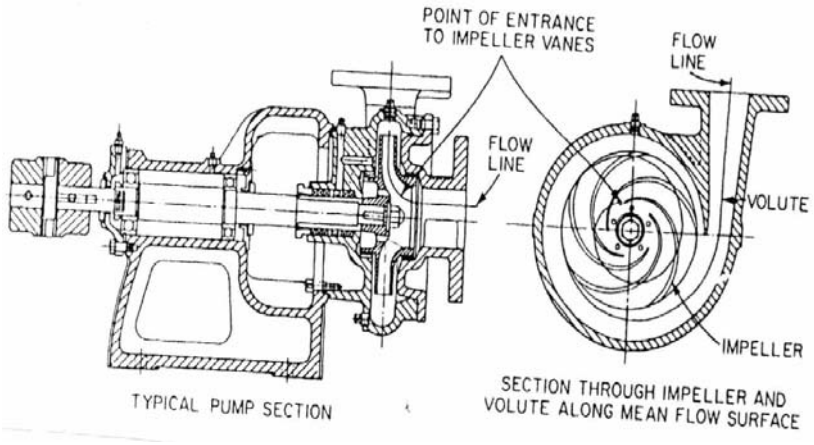
   Gerakan rotor atau piston akan mengakibatkan tekanan hampa (*vaccum pressure*) pada bagian hisap (*suction*) dan tekanan positip (*positive pressure*) pada bagian tekan (*discharge*),sehingga fluida dapat dialirkan.Jenis pompa yang termasuk kelompok ini antara lain pompa torak (*Reciprocating Pump*), pompa rotary (*Rotary Pump*).

Menurut konstruksi pompa, pompa dapat dibedakan menjadi beberapa jenis antara lain :

1.2.1 Klasifikasi menurut jenis

1. **Pompa Sentrifugal (*Centrifugal Pump*)**

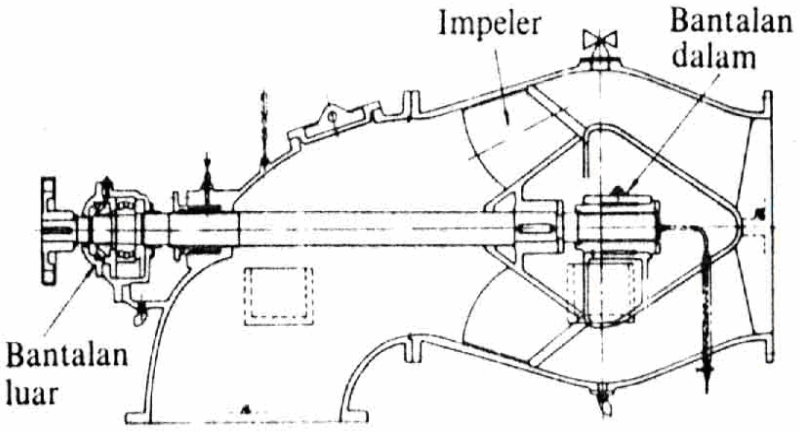
   Pompa jenis ini dibuat dengan aliran zat cair yang keluar dari impeler akan melalui bidang yang tegak lurus dengan poros pompa. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada gambar.



Gambar 1.1 Pompa Sentrifugal

2. Pompa Aliran Campuran (*Mixed Pump*)

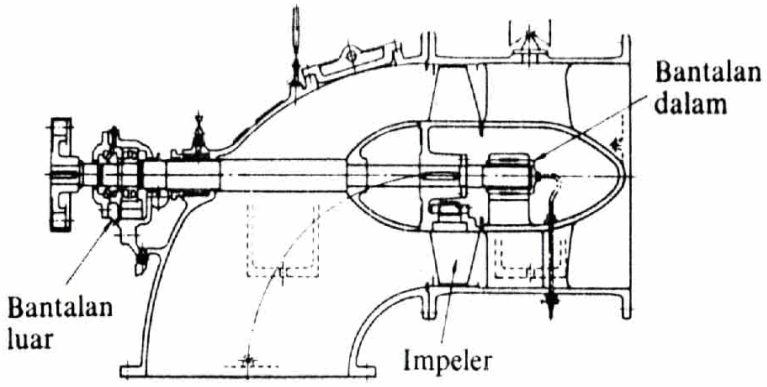
Gambar 1.2 merupakan pompa jenis aliran campuran. Pompa jenis ini aliran yang meninggalkan impeler bergerak sepanjang permukaan kerucut.



Gambar 1.2 Pompa Aliran Campur

3. Pompa Aliran Aksial (*Axial Pump*)

Aliran zat cair yang mengalir meninggalkan impeler bergerak sepanjang permukaan silinder keluar. Pompa jenis ini dapat dilihat pada gambar 1.3.

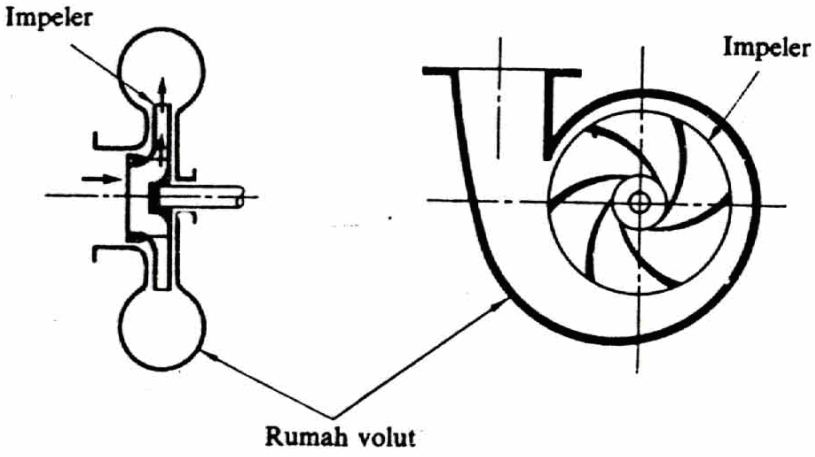


Gambar 1.3 Pompa Aksial

1.2.2 Klasifikasi menurut bentuk rumah

1. Pompa Volut

Bentuk rumah impeler pada pompa jenis ini berupa rumah volut (rumah keong).

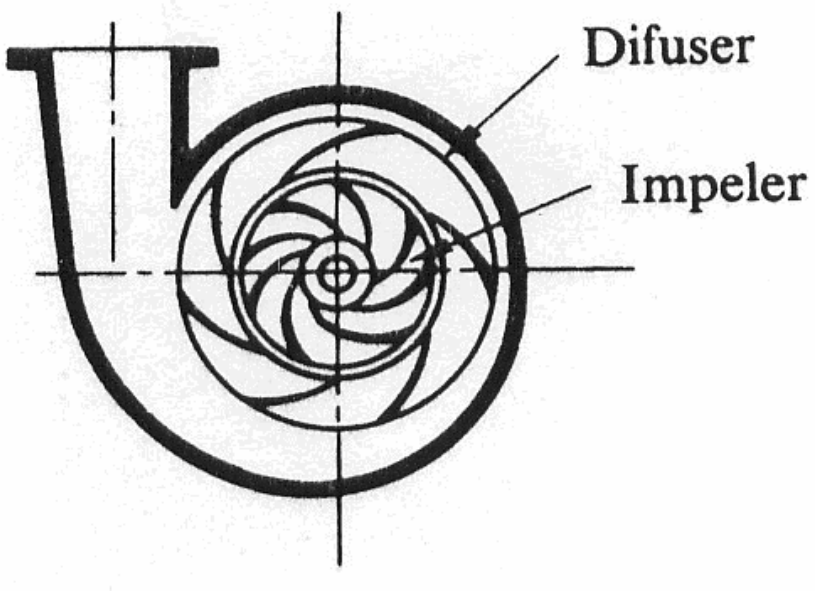


Gambar 1.4 Pompa Volut

2. Pompa Difuser

Pompa ini merupakan pompa sentrifugal yang dilengkapi dengan sudu difuser disekeliling luar impeler. Sudu difuser berfungsi untuk memperbaiki efisiensi pompa dan memperkokoh rumah. Kontruksi ini

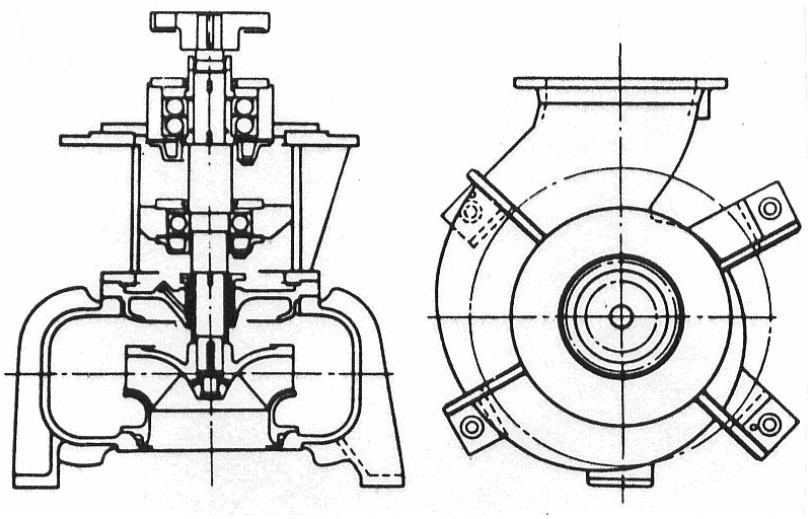
dipakai pada pompa yang besar dengan head tinggi, juga dipakai pada pompa bertingkat banyak karena aliran dari satu tingkat ketingkat berikutnya tidak menggunakan rumah volut.



Gambar 1.5 Pompa Difuser

3. Pompa Aliran Campur Jenis Volut

Pompa ini mempunyai impeler jenis aliran campur dan sebuah rumah volut. Untuk mengalirkan zat cair dipergunakan saluran yang lebar sehingga pompa tidak mudah tersumbat apabila ada benda asing yang ikut masuk kedalam pompa.



Gambar 1.6 Pompa Aliran Campur jenis Volut

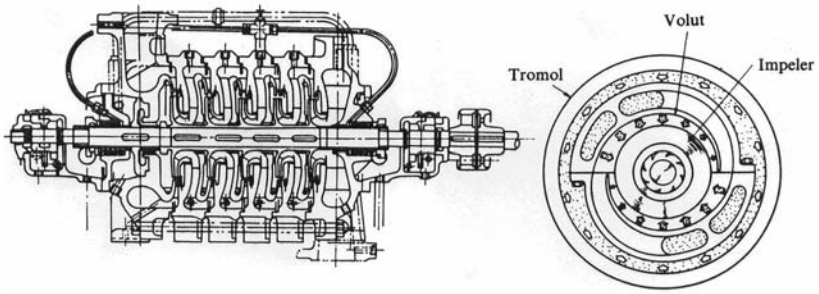
1.2.3 Klasifikasi menurut jumlah tingkat

1. **Pompa Satu Tingkat (*Single Stage Pump*)**

   Pompa jenis ini mempunyai satu impeler dan head total yang dihasilkan dari satu impeler.

2. **Pompa Bertingkat Banyak (*Multi Stage Pump*)**

   Pompa ini menggunakan beberapa impeler dalam satu poros yang dipasang berderet. Zat cair yang dialirkan keluar dari impeler satu masuk ke impeler berikutnya hingga impeler terakhir melalui saluran buang.



Gambar 1.7 Pompa Bertingkat Banyak

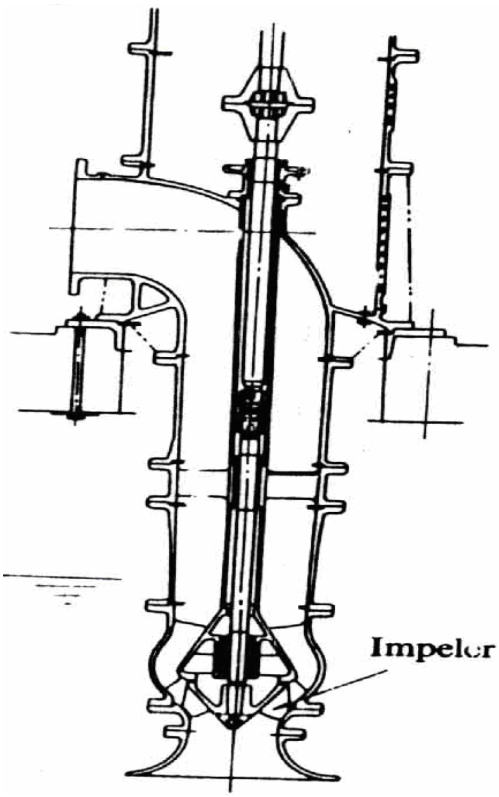
1.2.4 Klasifikasi menurut letak poros

1. **Pompa dengan poros mendatar (h*orizontal*)**

   Pompa jenis ini memiliki poros dengan posisi mendatar (*horisontal*).

2. **Pompa dengan poros tegak (*Vertikal*)**

   Pompa jenis ini memiliki poros dengan posisi tegak (*vertikal*)



Gambar 1.8 Pompa dengan Poros Tegak

1.2.5 Klasifikasi menurut belahan rumah

1. **Pompa dengan belahan rumah mendatar**

   Pompa ini memiliki rumah yang dapat dibelah menjadi dua bagian dengan pembelahan mendatar yakni bagian bawah dan bagian atas.Bagian yang berputar dapat diangkat setelah bagian yang atas dilepas terlebih dahulu.

2. **Pompa dengan belahan rumah radial**

   Rumah pompa ini dapat dibelah secara vertikal.Bagian rumah dapat dipisah secara menyamping.

1.2.6 Klasifikasi menurut sisi masuk impeler

1. **Pompa hisapan tunggal (*single suction pump*)**

   Pompa ini memiliki satu sisi masuk (*suction*) untuk mengalirkan zat cair. Kontruksi semacam ini bentuknya sederhana dan paling banyak digunakan.

2. **Pompa hisap ganda (*double suction pump*)**

   Pompa ini memiliki dua sisi masuk untuk mangalirkan zat cair. Impeler pada pompa ini pada dasarnya sama dengan dua buah impeler pompa hisapan tunggal yang dipasang bertolak belakang serta dipandang sebagai pompa yang memilki dua buah impeler yang bekerja secara sejajar (paralel).

BAB II

PERANCANGAN POMPA

2.1 Dasar perancangan

2.1.1 Kapasitas pompa

Pada perancangan pompa ini disesuaikan dengan data spesifikasi tentang perumahan yang akan yang akan dialirinya. Spesifikasi perumahan yang akan dipakai adalah :

a. Jumlah rumah yang akan dilayani adalah 120 rumah, dengan jumlah anggota keluarga 5 orang tiap rumah .
b. Jadi jumlah penghuni perumahan secara keseluruhan adalah 600 orang

Pada perancangan ini pompa digunakan untuk memenuhi kebutuhan air bersih bagi seluruh penghuni perumahan tersebut. Kebutuhan air bersih yang akan digunakan sebagai acuan berdasarkan konsumsi harian maksimum. Kebutuhan air per orang untuk berbagai jenis gedung seperti tertera pada tabel 2.1

Tabel 2.1 Jumlah Air yang Dipakai per Orang dalam Waktu Pemakaiannya Menurut Jenis Gedung (Sularso & Haruo Tahara,2000,haL 21)

Jenis gedung	Pemakaian air rata-rata per hari (*l*)	Waktu pemakaian air rata-rata (jam)	Keterangan
Kantor	100–120	8	Per karyawan
Rumah sakit	250–1000	10	Per tempat tidur (pasien luar: 8 *l*, karyawan: 120 *l*, perawat: 160 *l*.)
Gedung bioskop dan sandiwara	10	3	Per pengunjung
Toko, department store	3	8	Per pengunjung (karyawan: 100 *l*, karyawan penghuni: 160 *l*).
Rumah makan	15	7	– " –
Kafeteria	30	5	– " –
Perumahan	160–250	8–10	Per penghuni
Hotel, losmen	150–300	10	Per tamu
Sekolah dasar, sekolah lanjutan	40–50	5–6	Per murid
Laboratorium	100–200	8	Per karyawan
Pabrik	60–140	8	Per orang per shift (pria: 80 *l*, wanita: 100 *l*)
Setasiun kereta api	3	15	Per penumpang

Berdasarkan tabel diatas didapat pemakaian air pada perumahan mencapai 160 – 250 lt/hari. Saat-saat terjadinya konsumsi maksimum air bergantung pada jenis gedung dan kebiasaan dari para penghuni perumahan tersebut. Pada perancangan pompa yang akan digunakan ini pemakaian air secara maksimum diperkirakan berlangsung pada jam 17.00 – 19.00, dengan asumsi tidak semua penghuni akan menggunakan air pada pagi hari hanya akan terjadi pada sore hari dimana air akan dipakai secara maksimum.

Diambil kebutuhan maksimumnya 250 lt/hari per orang

Q = 250 x 600 orang

= 150000 lt/hari

= 150 m^3/hari

Dipenuhi dalam waktu 2 jam

= 75 m^3/jam

Berdasarkan data diatas maka kapasitas pompa yang akan dirancang adalah 75 m^3/hari.

Selain menghitung pemakai air oleh seluruh penghuni perumahan, perlu dicari pemakai air secara maksimal oleh tiap rumah agar dapat menghitung diameter pipa yang akan dipakai untuk mendistribusikan air bersih dari pipa utama.

Diambil kebutuhan maksimumnya 250 lt/hari per orang

Q_h = 250 x 5 orang

= 1250 lt/hari

= 1,25 m^3/hari

Diperkirakan perlu tambahan sampai 20% untuk mengatasi kebocoran, pancuran air, penyiraman taman, sehingga pemakai air rata-rata sehari menjadi

$Q_h = (1{,}20)(1{,}25)$

Q_h = 1,5 m^3/hari

Beban puncak pada rumah terjauh terjadi selama 2 jam

Q = 0,75 m^3/jam

Perhitungan pemakaian air pada beban puncak rumah terjauh

$$Q_{h\text{-}max} = (c_1)(Q_h)$$

Dengan :

$Q_{h\text{-}max}$ = pemakaian air pada beban puncak

c_1 = konstanta antara 1,5 – 2,0

biasanya tergantung pada lokasi dan sifat penggunaan gedung (Perancangan dan Pemeliharaan Sistem Plambing, 1993, hal 69)

Q_h = pemakaian air rata-rata

$Q_{h\text{-}max}$ = 2 x 0,75

$Q_{h\text{-}max}$ = 1, 5 m^3/jam

Berdasarkan perhitungan diatas maka pemakai air pada beban puncak sebesar 1, 5 m^3/jam.

2.1.2 Head pompa

Spesifikasi pompa yang akan digunakan :

1. Selisih permukaan sisi hisap dan sisi keluar sebesar 50 m
2. Kapasitas pompa adalah 75 m^3/jam
3. Panjang pipa keseluruhan adalah 177 m

   sesuai gambar denah perumahan didepan maka dari titik A – B

memiliki jarak 76,5 m sedangkan dari titik B – C memiliki jarak 100,5 m

4. Terdapat 2 belokan 90^0 (R/D = 1) pada pipa
5. Pada ujung pipa dipasang katub hisap dengan saringan

Sesuai dengan denah perumahan didepan maka ada 2 jenis ukuran pipa yang akan digunakan, yaitu pipa yang dipakai pada sisi keluar dan pipa yang dipakai mendistribusikan air dari pipa utama menuju ke setiap rumah.

Untuk merancang diameter pipa utama dapat menggunakan persamaan 2.1.

$$Q = v \times A$$

Sedangkan kecepatan masuk ke mata impeller antara 4 – 18 ft/s. Diambil kecepatannya 13 ft/dtk, apabila diubah dalam satuan SI maka menjadi 3,96 m/dtk (Austin, 1990, hal 90).

$Q = 75\ m^3/jam = 0{,}02083\ m^3/detik$

Maka diameter pipa adalah :

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

$$A = \frac{0{,}02083}{3{,}96}$$

$$= 5{,}3 \times 10^{-3}\ m^2$$

$$D = \sqrt{\frac{5{,}3 \times 10^{-3}}{\pi/4}}$$

$$D = 0{,}082\ m$$

Sedangkan pipa yang tersedia dipasaran adalah pipa dengan ukuran 1, 1.25, 1.5, 2, 2.5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 24, 30, dan 36 inci (Austin H Church, 1990, hal 90) maka pemilihan pipa yang akan dipakai harus lebih besar dari 0,082 m. Disesuaikan dengan ukuran pipa yang tersedia dipasaran, maka digunakan ukuran 4 inci.

4 inci = 101,6 mm

Untuk merancang diameter pipa distribusi ke setiap rumah dari pipa utama juga menggunakan persamaan 2.1. Kecepatan air yang mengalir dari pipa utama antara 12 – 40 ft/s. Pada perancangan ini dipakai kecepatan 12 ft/s.

$Q = 1{,}5\ m^3/jam = 4{,}17 \times 10^{-4}$

v = 12 ft/detik = 3,658 m/detik

maka

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

$$= \frac{4{,}17 \times 10^{-4}}{3{,}658}$$

$A = 11{,}4 \times 10^{-5}\ m^2$

$$D = \sqrt{\frac{11{,}4 \times 10^{-5}}{\pi/4}}$$

D = 0,01205 m

D = 12,05 mm

Disesuaikan dengan ukuran pipa yang tersedia dipasaran seperti halnya

dalam menentukan ukuran pipa utama, maka digunakan ukuran pipa 1 inci.

1 inci = 25,4 mm

Sehingga head total pompa yang diperlukan adalah :

2.1.2.1 Head kerugian gesek untuk pipa lurus utama

Dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 2.2 (Sularso & Haruo Tahara, 2000, hal 31)

$$h_f = \frac{10{,}666 \times Q^{1{,}85}}{C^{1{,}85} \times D^{4{,}85}} \times L$$

dengan :

Q = 75 m^3/jam = 0,02083 m^3/dtk

C = 130 (untuk besi cor baru pada table 2.2)

D = 0,1016 m

L = 76,5 m (A – B)

Tabel 2.2 Kondisi pipa dan harga C (formula Hazen-William)
(Sularso & Haruo Tahara, 2000, hal 78)

Jenis pipa	*C*
Pipa besi cor baru	130
Pipa besi cor tua	100
Pipa baja baru	120–130
Pipa baja tua	80–100
Pipa dengan lapisan semen	130–140
Pipa dengan lapisan ter arang batu	140

Sehingga :

$$h_f = \frac{10{,}666 \times (0{,}02083)^{1{,}85}}{(130)^{1{,}85} \times (0{,}1016)^{4{,}85}} \times 76{,}5$$

$h_f = 5{,}093$ m

2.1.2.2 Head kerugian gesek untuk pipa lurus distribusi

Sama pada perhitungan pipa lurus utama, perhitungan kerugian gesek pada pipa distribusi menggunakan persamaan 2.2 (Sularso & Haruo Tahara, 2000, hal 31)

$$h_f = \frac{10{,}666 \times Q^{1{,}85}}{C^{1{,}85} \times D^{4{,}85}} \times L$$

dengan :

Q = 1,5 m^3/jam = 0,02083 m^3/dtk

C = 130 (untuk besi cor baru pada table 2.2)

D = 0,0254 m

L = 100,5 m (B – C)

Sehingga :

$$h_f = \frac{10{,}666 \times (0{,}000417)^{1{,}85}}{(130)^{1{,}85} \times (0{,}0254)^{4{,}85}} \times 100{,}5$$

$h_f = 0{,}4014$ m

2.1.2.3 Kerugian belokan 90^0 pada pipa utama

Menghitung kerugian pada belokan 90^0 dapat menggunakan persamaan 2.3 (Sularso & Haruo Tahara, 2000, hal 31)

$$f = 0{,}131 + 1{,}84\left(\frac{D}{2R}\right)^{3{,}5}\left(\frac{\theta}{90^0}\right)^{0{,}5}$$

Dengan D/R = 1 dan $\theta = 90^0$

$$v = \frac{Q}{\left(\pi/4\right)D^2}$$

$$v = \frac{0{,}02083}{\left(\pi/4\right)(0{,}1016)^2}$$

$$v = 2{,}57 \text{ m/dtk}$$

maka

$$f = 0{,}131 + 1{,}84\left(\frac{D}{2R}\right)^{3{,}5}\left(\frac{\theta}{90^0}\right)^{0{,}5}$$

$$f = 0{,}249$$

dan

$$h_f = f\frac{v^2}{2g}$$

$$= 0{,}249\frac{(2{,}57)^2}{(2\times 9{,}8)}$$

$$h_f = 0{,}084 \text{ m}$$

2.1.2.4 Kerugian belokan 90^0 pada pipa distribusi

Menghitungan kerugian pada pipa distribusi juga menggunakan persamaan 2.3 seperti pada perhitungan belokan pada pipa utama.

$$f = 0{,}131 + 1{,}84\left(\frac{D}{2R}\right)^{3{,}5}\left(\frac{\theta}{90^0}\right)^{0{,}5}$$

Dengan D/R = 1 dan $\theta = 90^0$

$$v = \frac{Q}{\left(\pi/4\right)D^2}$$

$$v = \frac{0{,}00417}{\left(\pi/4\right)(0{,}0254)^2}$$

$$v = 0{,}0209 \text{ m/dtk}$$

maka

$$f = 0{,}131 + 1{,}84\left(\frac{D}{2R}\right)^{3{,}5}\left(\frac{\theta}{90^0}\right)^{0{,}5}$$

$$f = 0{,}249$$

dan

$$h_f = f\frac{v^2}{2g}$$

$$= 0{,}249\frac{(0{,}0209)^2}{(2\times 9{,}8)}$$

$$h_f = 0{,}000006 \text{ m}$$

2.1.2.5 Kerugian pada katub hisap dengan saringan

Kerugian yang terjadi pada pipa yang menggunakan saringan pada ujung hisap, menggunakan persamaan 2.4(Sularso & Haruo Tahara, 2000, hal 32).

$$h_f = f \frac{v^2}{2 \times g}$$

Sesuai dengan harga f yang terdapat pada table 2.3, maka diambil yang mendekati dengan diameter 0,1016 m.

$$h_f = 1{,}91 \frac{(2{,}57)^2}{(2 \times 9{,}8)}$$

$$h_f = 0{,}6436 \text{ m}$$

Tabel 2.3 Keofisien kerugian dari berbagai katub
(Sularso & Haruo Tahara, 2000, hal 32)

Jenis katup \ Diameter (mm)	100	150	200	250	300	400	500	600	700	800	900	1.000	1.200	1.350	1.500	1.650	1.800	2.000
Katup sorong	0,14	0,12	0,10	0,09	0,07	= 0												
Katup kupu-kupu	0,6–0,16 (bervariasi menurut konstruksi dan diameternya)																	
Katup putar	0,09–0,026 (bervariasi menurut diameternya)																	
Katup cegah jenis ayun			1,2	1,15	1,1	1,0	0,98	0,96	0,94	0,92	0,9	0,83						
Katup cegah tutup-cepat jenis tekanan			1,2	1,15	1,1	1.0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4						
Katup cegah jenis angkat bebas	1,44	1,39	1,34	1,3	12													
Katup cegah tutup-cepat jenis pegas	7,3	6,6	5,9	5,3	4,6													
Katup kepak	–	–	–	–	–	–	–	–	–		0,9–0,5 (bervariasi menurut diameternya)							
Katup isap (dengan saringan)	1,97	1,91	1,84	1,78	1,72													

2.1.2.6 Head kecepatan keluar pada pipa utama

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{(2{,}57)^2}{(2 \times 9{,}8)} = 0{,}337m$$

2.1.2.7 Head kecepatan keluar pada pipa distribusi

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{(0{,}0209)^2}{(2 \times 9{,}8)} = 0{,}000022m$$

2.1.2.8 Head total pompa yang digunakan

Head total dari pompa yang dirancang dapat diperoleh menggunakan persamaan 2.6 (Sularso & Haruo Tahara, 2000, hal 26)

$$H = h_a + \Delta h_p + h_l + \frac{v^2}{2g}$$

$H = 50+0+(5{,}093+0{,}4014)+(0{,}084+0{,}000006)+0{,}25+(0{,}337+0{,}000022)$

$H = 56{,}1654$ m

Dari perhitungan diatas maka head total yang akan dipakai 60 m untuk mengatasi rugi-rugi head diluar perhitungan.

Maka dengan ini diperoleh data :

Tinggi tekan head(H) = 60 m

= 196,848 ft

Kasitas pompa (Q) = 75 m^3/jam

= 0,02083 m^3/dtk

= 0,73576 ft^3/dtk

= 328,95 gpm (AS)

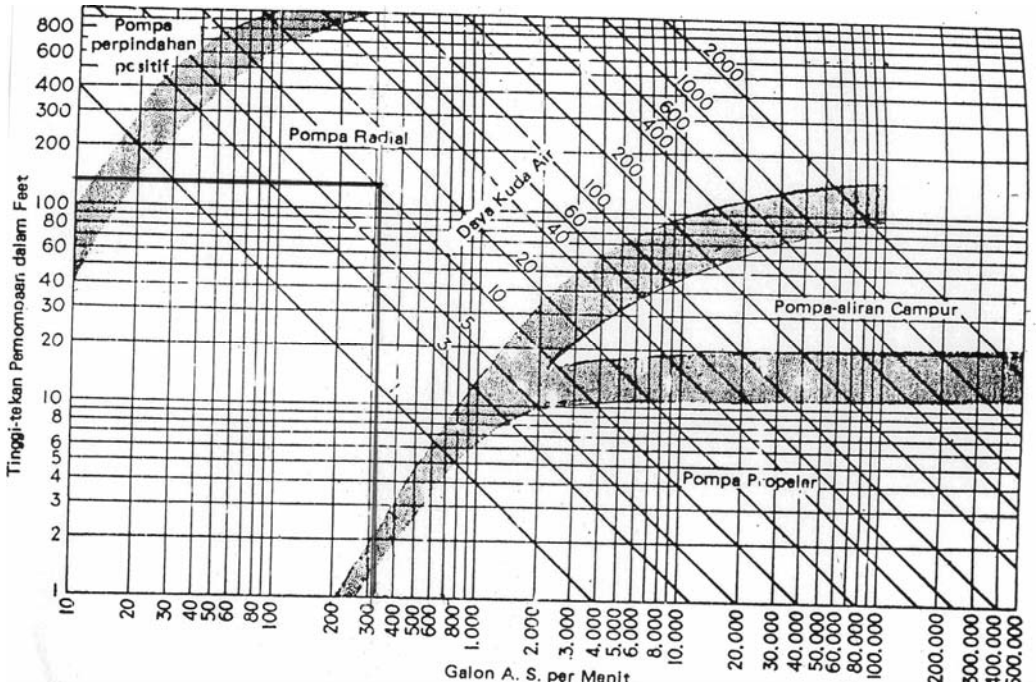
2.2 Pemilihan jenis pompa

Dari perhitungan diatas didapat data sebagai berikut :

Tinggi tekan/head(H) = 196,848 ft

Kapasitas (Q) = 328,95 gpm (AS)

maka jenis pompa yang akan digunakan dalam perancangan ini dapat ditentukan melalui grafik dibawah ini



Gambar 2.2 Grafik penentuan jenis pompa
(Austin H Church, 1993, hal 56)

Sesuai dengan grafik diatas berdasarkan kapasitas dan head yang telah diperoleh dari hitungan diatas maka jenis pompa yang akan dipakai adalah

pompa jenis radial.

2.3 Penentuan jumlah tingkat pompa

Tujuan menentukan jumlah tingkatan pompa yang akan dipakai adalah untuk memperoleh efisiensi pompa yang optimal. Untuk dapat menentukan jumlah tingkat pompa yang akan dipakai, dipengaruhi oleh kecepatan spesifik. Penentuan tingkat dari suatu pompa dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan 2.7 (Austin H Church, cetakan ketiga, hal 49)

$$n_s = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

dengan :

n = putaran poros penggerak (rpm)

Q = kapasitas pompa (GPM)

H = tinggi tekan pompa (ft)

Dalam perancangan pompa ini, digunakan motor listrik sebagai penggerak pompa. Dalam perancangan ini, motor listrik yang digunakan mempunyai kecepatan putaran 2910 rpm

Pompa dengan satu tingkat, kecepatan spesifiknya :

$$n_s = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

$$n_s = \frac{2910\sqrt{328,95}}{196,85^{3/4}}$$

n_s = 1004,26 rpm (AS)

Pompa dengan dua tingkat, kecepatan spesifiknya :

$$n_s = \frac{2910\sqrt{328,95}}{98,43^{3/4}}$$

= 1688,93 rpm

Pompa dengan tiga tingkat, kecepatan spesifiknya :

$$n_s = \frac{2910\sqrt{328,95}}{65,62^{3/4}}$$

= 2289,18 rpm (AS

Dari data dan perhitungan telah didapat :

Kapasitas pompa = 328,95 GPM

Had pompa = 196,85 ft

Putaran motor = 2910rpm

Putaran spesifik 1 tingkat (n_s) = 1004,26 rpm (AS)

Putaran spesifik 2 tingkat (n_s) = 1688,93 rpm (AS)

Putaran spesifik 3 tingkat (n_s) = 2289,18 rpm (AS)

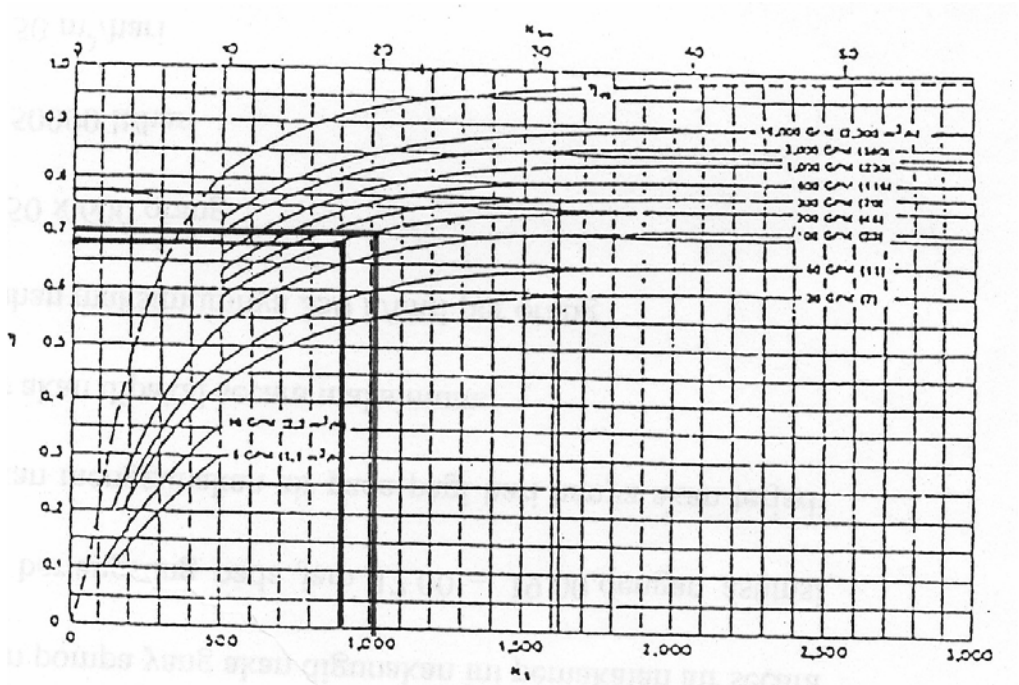
maka berdasarkan *grafik 2.3* diperoleh efisiensi pompa sebagai berikut :

Efisiensi untuk 1 tingkat (η_e) = 70 %

Efisiensi untuk 2 tingkat (ηe) = 78 %

Efisiensi untuk 3 tingkat (η_e) = 80 %

Dari hasil ketiga efisiensi pompa diatas diperoleh 70 % untuk efisiensi pompa satu tingkat ternyata efisiensinya sudah cukup tinggi dilihat dari biaya pembelian dan biaya operasionalnya sudah memenuhi syarat, maka penulis merancang pompa dengan 1 tingkat sudah cukup baik.



Gambar 2.3 Efisiensi Pompa
(Karassik I.J,1976,hal 2.13)

2.4 Daya pemompaan

Daya pemompaan merupakan daya yang akan digunakan untuk memindahkan fluida dalam hal ini air bersih.

Besarnya daya pompa dapat diperoleh dengan persamaan 2.8 (Frits Dietsel, cetakan ketiga, 252)

$$P_v = \gamma \times g \times H \times Q \quad \text{Hp}$$

Dengan :

P_v = daya pemompaan (Hp)

ɣ = kerapatan fluida yang dipompa (kg/m^3)

g = grafitasi (9,81 m/dtk^2)

H = tinggi tekan pompa (m)

Q = kapasitas pompa (m^3/dtk)

Sesuai dengan fluida yang dialirkan yaitu air bersih maka kerapatan fluidanya 1000 kg/m^3.

P_v = ɣ x g xHxQ

= 1000 x 9,81 x 60 x 0,02083

P_v = 12260,538 w

P_v = 16,44 Hp

Guna menggerakan pompa rancangan tersebut dengan daya pemompaan P_v maka dibutuhan daya motor listrik yang lebih besar dari daya pemompaan tersebut. Daya motor listrik penggerak dapat diperoleh dengan persamaan 2.9(Austin H Church, cetakan ketiga, hal 63) yaitu :

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

Dari *grafik 2.3* diatas diperoleh efisiensi pompa (η_e) = 70 %

Sehingga daya motor listrik :

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

$$P = \frac{12260,538}{0,7}$$

$$P = 17515,05 \text{ w} = 17,515 \text{ kW}$$

Daya motor penggerak yang akan dipakai disesuaikan dengan daya motor listrik yang tersedia dipasar. Sehingga daya yang akan dipakai pada motor penggerak pompa adalah 18,5 kW sesuai pada tabel L 7(lampiran).

BAB III

PERANCANGAN IMPELER

3.1.1 Tinjauan umum

Impeler merupakan bagian dari pompa yang berputar dengan dengan sambungan pada poros. Didalam impeler fluida dalam hal ini air mendapat percepatan sehingga air dapat mengalir dari saluran hisap (*suction*) keluar melalui saluran tekan (*discharge*).

Salah satu pemakaian kecepatan spesifik adalah untuk menentukan jenis impeler yang akan digunakan. Masing-masing jenis impeler mempunyai daerah kecepatan spesifik sehingga impeler dapat bekerja dengan baik.

Jenis-jenis impeler yang diklasifikasikan menurut kecepatan spesifik pada impeler sebagai berikut :

3.1.2 Impeler jenis propeler

Tinggi tekan yang dihasilkan oleh impeler ini disebabkan oleh tolakan sudu-sudu dan arah alirannya adalah aksial. Daerah kecepatan spesifik pada impeler ini paling tinggi yaitu diatas 8000 rpm Namun biasa digunakan untuk tinggi tekan yang rendah (3 ft sampai 40 ft), putaran rendah (200 sampai 1800 rpm) dan biasanya mempunyai kapasitas yang besar.

3.1.3 Impeler jenis aliran campur

Aliran buang arahnya sebagian radial dan sebagian aksial. Diameter buang rata-rata sama dengan diameter sisi masuk (meskipun dapat lebih kecil). Daerah kecepatan spesifiknya 4500 rpm sampai 8000 rpm.

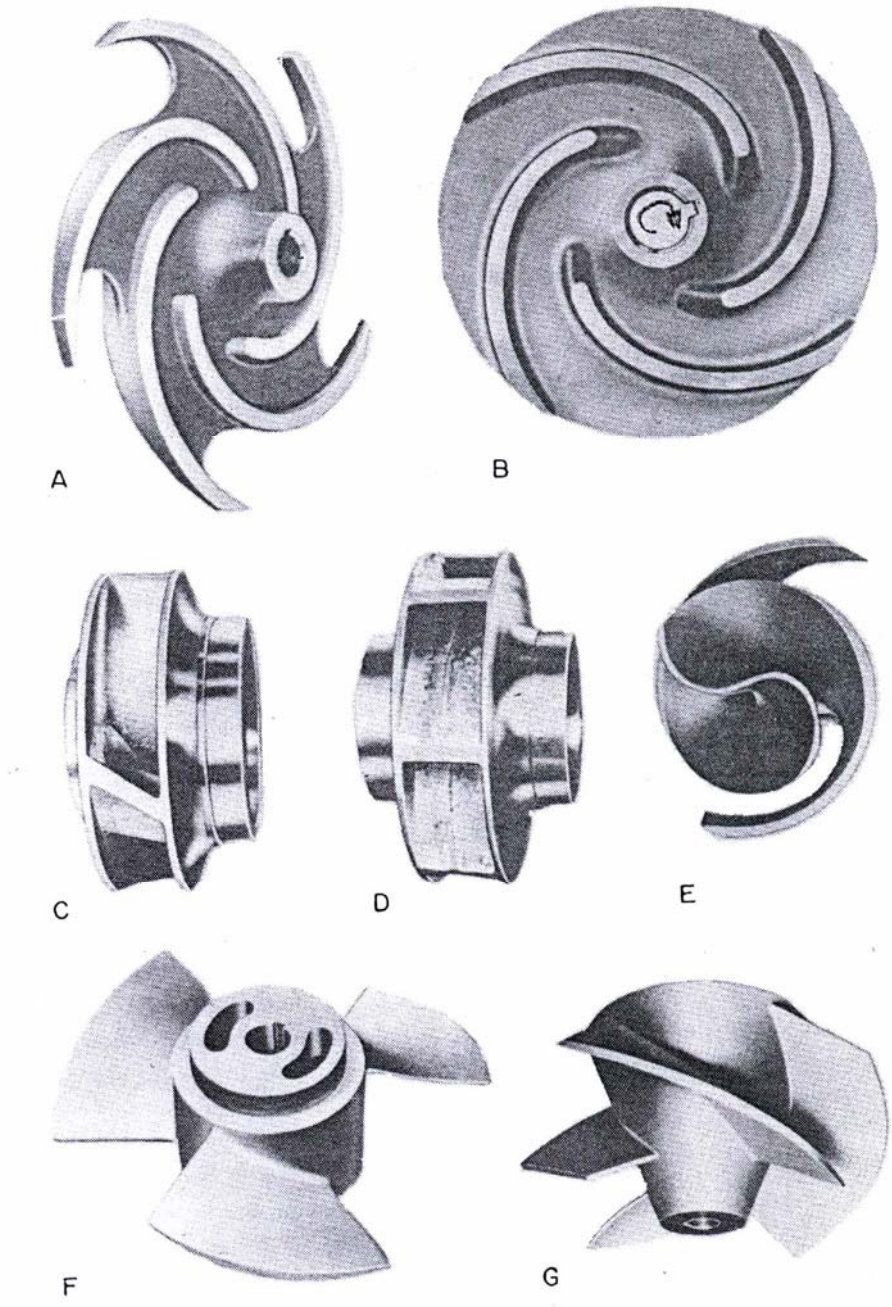
3.1.4 Impeler jenis francis

Impeler ini dipakai untuk tinggi tekan yang rendah serta dengan pembuangan radial dan hisap aksial. Daerah kecepatan spesifik 1500 rpm samapai 4500 rpm.

3.1.5 Impeler radial

Praktis dan sering dipakai pada pompa bertingkat banyak. Daerah kecepatan spesifik 500 rpm 3000 rpm. Perbandingan diameter buang (discharge) dengan mata sisi masuk (inlet eye diameter) adalah 2. Impeler ini dapat dipakai untuk tinggi tekan menengah (medium) dan tinggi tekan besar diatas 150 ft.

Disamping diklasifikasikan menurut kecepatan spesifiknya impeler juga dapat dibedakan menurut aliran fluidanya, detail baling-baling dan tujuan penggunaan impeler tersebut. Pada gambar dapat kita lihat berbagai macam jenis impeler.



Gambar 3.1 Bentuk Impeler
(Tyler G Hicks & Edward, 1996, hal 19)

Pada gambar A merupakan impeler jenis terbuka yang mempunyai baling-baling yang terpasang pada pusat sumbu poros dengan dinding yang relatif lebih kecil.

Pada gambar B merupakan impeler jenis semi terbuka yang mempunyai selubung atau dinding yang relatif lebih kecil.

Sedangkan pada gambar C dan D merupakan Impeler tertutup yang mempunyai selubung pada kedua sisinya. Selain itu gambar C merupakan pompa dengan unit hisap tunggal pada salah satu sisi saja, sedangkan gambar D merupakan pompa dengan unit hisap ganda sehingga fluida dapat masuk pada kedua sisi.

Gambar E, F, dan G merupakan impeler yang digunakan untuk bahan kertas, jenis propeler dan aliran aksial.

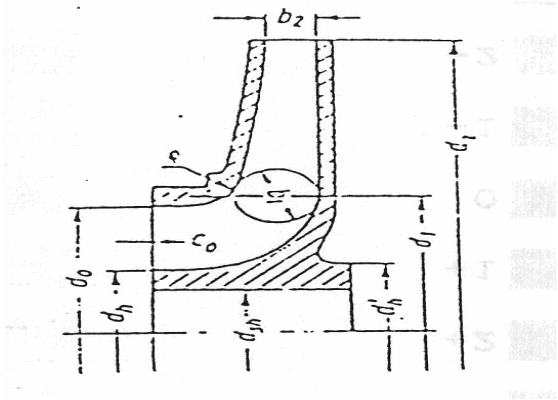
Pada perancangan ini fluida yang akan dialirkan adalah air bersih, maka jenis impeler yang akan dipakai adalah impeler jenis tertutup.

3.2 Perhitungan bentuk impeler

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

3.2.1 Perhitungan diameter poros

Bentuk ukuran utama impeler dapat dilihat pada gambar dibawah ini.



Gambar 3.2 Dimensi Impeler
(Lazarkiewicz, 1995, hal 132)

Diameter poros impeler dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 3.1 (Sularso & Kiyokatsu Suga, 1991, hal 8).

$$D_s = \left(\frac{5,1}{\sigma_a} \times K_t \times C_b \times T \right)^{1/3}$$

dengan

σ_a = tegangan geser bahan yang diijinkan (kg/mm^2)

K_t = faktor koreksi untuk momen puntir (1,0 – 1,5)

C_b = faktor koreksi untuk beban lentur (1,2 – 2,3)

T = momen puntir yang diterima oleh poros (kgmm)

Momen puntir yang diterima oleh poros dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 3.2 (Sularso & Kiyokatsu Suga, 1991, hal 8)

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \frac{P_d}{n} \text{ kg.mm}$$

dengan

P_d = daya motor penggerak (Kw)

n = putaran motor penggerak pompa (rpm)

Dari perhitungan sebelumnya didapat data :

Daya motor = 15 Kw

Putaran motor penggerak = 2910 rpm

Sehingga momen puntir yang diterima oleh poros :

$$T = 9{,}74 \times 10^5 \times \frac{18{,}5}{2910}$$

$$= 6192{,}09 \text{ kg.mm}$$

Tabel 3.1 Baja Karbon Untuk Konstruksi Mesin
(Sularso & Suga, 1991, hal 3)

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm^2)	Keterangan
Baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501)	S30C	Penormalan	48	
	S35C	"	52	
	S40C	"	55	
	S45C	"	58	
	S50C	"	62	
	S55C	"	66	
Batang baja yang difinis dingin	S35C-D	–	53	ditarik dingin, digerinda, dibubut, atau gabungan antara hal-hal tersebut
	S45C-D	–	60	
	S55C-D	–	72	

Berdasarkan tabel 3.1 maka bahan yang akan digunakan untuk poros S 40 C.

Kekuatan tarik yang diijinkan adalah 55 kg/mm^2.

Untuk menghindari beban yang diterima poros secara berlebih maka diperlukan faktor keamanan. Sehingga tegangan geser pada poros dapat diperoleh dengan persamaan 3.3 (Sularso & Kiyokatsu Suga, 1991, hal 8).

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \times Sf_2}$$

dengan :

Sf_1 = faktor keamanan 1 = 6,0

Sf_2 = faktor keamanan 2 = 3,0

Sehingga tegangan geser yang diijinkan :

$$\tau_a = \frac{55}{6 \times 3}$$

$$\tau_a = 3{,}056 \text{ kg/mm}^2$$

Untuk menentukan diameter poros impeler, diambil faktor koreksi untuk momen puntir K_t = 1,5 dan faktor koreksi untuk tumbukan C_b = 2,0, maka diameter poros impeler :

$$D_s = \left(\frac{5{,}1}{3{,}056} \times 1{,}5 \times 2{,}0 \times 6192{,}09 \right)^{1/3}$$

$$D_s = 31{,}31 \text{ mm}$$

Maka diameter poros standart yang dipilih adalah 31,5 mm.

Untuk menyambung poros dengan impeler perlu digunakan pasak. Kedalaman pasak pada poros harus ditambahkan pada diameter poros hasil perhitungan diatas. Dari perhitungan diatas diperoleh ukuran pasak yang akan

dipakai yaitu 10 x 8 ″ (Sularso & kiyokatsu Suga, 1991, hal 10).

Dengan kedalaman alur pasak pada poros (t_1) = 5 mm

Maka diameter poros menjadi :

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

$$D_s = 31{,}5 + (5 \times 2)$$

$$D_s = 41{,}5 \text{ mm}$$

Diameter poros impeler harus disesuaikan dengan diameter poros standart. Pada tempat yang akan dipasang bantalan gelinding dipilih diameter poros yang lebih besar dari harga yang cocok didalam tabel untuk menyesuaikan dengan diameter dalam bantalan. Dalam perancangan ini digunakan bantalan gelinding dan agar poros dapat memenuhi persyaratan poros yang diminta maka besarnya poros pada impeler D_s = 41,5 mm.

3.2.2 Diameter Hub (diameter leher)

Setelah diameter poros impeler sudah diperoleh maka diameter leher (diameter hub) dapat diperoleh. Diameter hub harus lebih besar dari diameter poros impeler. Diameter hub dapat diperoleh melalui persamaan 3.4 (Lazarkiewiez S, 1965, hal 132).

$$D_h = (1{,}3 - 1{,}4) \times D_s$$

Maka diameter hub adalah :

D_h = 1,3 x 41,5

= 53,95 mm

= 2,12 in

Sedangkan diameter hub bagian belakang dapat diperoleh melalui persamaan 3.5 (lazarkiewiez S, 1965, hal132)

$D^I_h = (1,3 – 1,5) \times D_s$

Maka diameter hub bagian belakang adalah :

D^I_h = 1,4 x 41,5

= 58,1 mm

= 2,28 in

3.2.3 Diameter mata impeler

Diameter mata impeler dapat diperoleh melalui persamaan 3.6 (Austin H Church, 1990, hal 93).

$$D_o = \sqrt{\frac{4}{\pi} \times \frac{144 \times Q_{tz}}{v_o} \times d_h}$$

Dengan :

Q_{tz} = kapasitas pompa (ft^3/dtk)

v_o = kecepatan masuk impeler (ft/dtk)

D_h = diameter hub (in)

Kecepatan masuk ke mata impeler biasanya dibuat lebih besar daripada kecepatan masuk flens sisi hisap. Besarnya kecepatan masuk ke mata impeler antara 10 – 15 ft/dtk. Karena kerugian terbulensi dan kerugian gesekan yang sebanding dengan kuadrat kecepatan, maka kecepatan masuk dipertahankan sekecil mungkin. Kecepatan v_o yang kecil akan menyebabkan ukuran mata impeler besar sehingga ukuran impeler tidak proposional.

Kebocoran pompa besarnya kira-kira 2 – 10% kapasitas pompa. Sehingga kapasitas total pompa harus lebih besar dari kapasitas yang telah ditentukan (Austin H Church, 1993, hal 90). Dalam kenyataan pipa hisap (*suction*) dan pipa tekan (*discharge*) yang ada dipasaran sudahlah ada. Berdasarkan ukuran-ukuran diameter flens standart yang sudah ada sebagai berikut : 1,1.25,1.5,2,2.5,3,4,5,6,8,10,12,14,16,18,20,24,30 dan 36 inchi (Austin H Church, 1993, hal 90).

Maka untuk menentukan kecepatan masuk flens sisi hisap adalah :

Diameter pipa flens = 5 in

= 0,127 m

Luas penampang pipa isap :

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

$$A = \frac{1}{4} \times \pi \times (0{,}127)^2$$

$$= 0{,}01266 \text{ m}^2$$

Kecepatan aliran fluida pada flens dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan 3.7, yaitu :

$$Q = A \times v_s$$

Dengan :

Q = kapasitas pompa (m^3/detik)

A = luas penampang pipa (m^2)

v_s = kecepata aliran pada pipa (m/dtk)

Dari persamaan diatas, maka dapat diperoleh kecepatan aliran dalam pipa sisi hisap :

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

$$= \frac{0{,}022917}{0{,}01266}$$

$$v_s = 1{,}810 \text{ m/dtk}$$

$$= 5{,}938 \text{ ft/dtk}$$

Didalam saluran pipa hisap(*suction*), kecepatan aliran yang masuk besarnya kira-kira 4 – 18 ft/dtk. Kecepatan aliran sisi masuk hasil perhitungan diatas disesuaikan dengan kapasitas yang ada.

Kecepatan masuk melalui mata impeler harus lebih besar daripada kecepatan aliran sisi hisap.

Maka diambil :

Kecepatan v_o = 16 ft

Kerugian kebocoran = 10 %

Maka kapasitas total pompa adalah :

$$Q_{tz} = Q + (10\ \% + Q)$$

$$= 0{,}73576 + (10\ \% + 0{,}73576)$$

$$= 0{,}809336\ ft^3/dtk$$

Maka diameter mata impeler dapat diperoleh :

$$D_o = \left(\frac{4}{\pi} \times \frac{144 \times 0{,}809336}{16} \times 2{,}12^2 \right)^{1/2}$$

$$= 3{,}71\ in$$

$$= 94{,}23\ mm \approx 95\ mm$$

3.2.4 Diameter sisi masuk impeler

Diameter sisi masuk impeler biasanya dibuat sama dengan diameter mata impeler D_o, agar terjadi aliran yang mulus dan turbulensi yang berlebihan dapat dihindari.

Maka diameter sisi masuk impeler (Austin H Church, 1990, hal94) adalah :

$$D_1 = D_0$$

$$D_1 = 95\ mm$$

$$= 3{,}74\ in$$

3.2.4 Lebar impeler sisi masuk

Lebar impeler sisi masuk dapat diperoleh menggunakan persamaan 3.8 (Austin H Church, 1990, hal 94).

$$b_1 = \frac{144 \times Q}{\pi \times D_1 \times v_{r1} \times \varepsilon_1}$$

dengan :

Q = kapasitas pompa (ft^3/dtk)

D_1 = diameter sisi masuk impeler (in)

v_{r1} = kecepatan sisi masuk impeler arah radial (ft/dtk)

ε_1 = faktor kontraksi

Faktor kontraksi (ε_1) biasanya antara 0,8 – 0,9 diambil harga faktor kontraksi (ε_1) adalah 0,8.

Kecepatan radial sisi masuk biasanya lebih besar daripada kecepatan v_o, kira-kira 5 – 10 % dari v_o.

Diambil v_{r1} = 6,5 %

Maka kecepatan radial sisi masuk adalah :

v_{r1} = 0,65 + 16

= 16,65 ft/dtk

= 5,08 m/dtk

Sehingga lebar sisi impeler sisi masuk adalah :

$$b_1 = \frac{144 \times 0{,}809336}{\pi \times 3{,}74 \times 16{,}65 \times 0{,}8}$$

$$= 0{,}75 \text{ in}$$

$$= 19{,}05 \text{ mm}$$

3.2.6 Diameter sisi keluar impeler

Diameter sisi keluar dapat diperoleh dengan persamaan 3.9 (Austin H Church, 1990, hal 96).

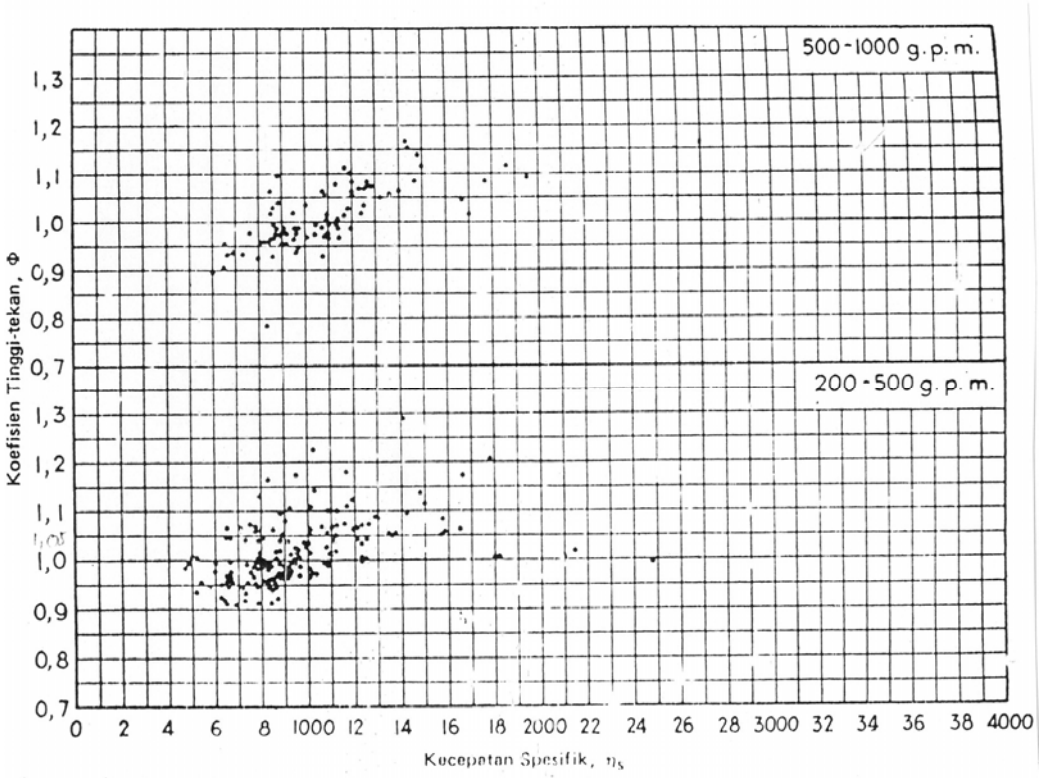
$$D_2 = \frac{1840 \times \Phi \sqrt{H}}{n}$$

dengan :

H = tinggi tekan pompa (ft)

Φ = koesien tinggi tekan overal

n = putaran motor (rpm)



Gambar 3.3 Titik-Titik Koefisien Tinggi Tekan Φ – Tingg Tekan Untuk Berbagai Kapasitas (Austin H Church, 1993, hal 102)

Harga koefisien tinggi tekan overal (Φ) antara 0,9 – 1,2 dengan harga rata-rata mendekati angka satu. Harga ini dapat dilihat dalam gambar diatas dan dapat diambil harga koefisien tinggi tekan overal (Φ) yang dipakai adalah 1,15. Sehingga diameter sisi keluar impeler adalah :

$$D_2 = \frac{1840 \times 1{,}15 \times \sqrt{196{,}848}}{2910}$$

$$= 10{,}20 \text{ in}$$

$$= 259{,}1 \text{ mm} \approx 259 \text{ mm}$$

3.2.5 Lebar sisi keluar impeler

Lebar sisi keluar impeler dapat diperoleh dengan persamaan 2.10 (Austin H Church, 1990, hal 94).

$$b_2 = \frac{144 \times Q}{v_{r2} \times D_2 \times \pi \times \varepsilon}$$

dengan :

Q = kapasitas total pompa (ft^3/dtk)

v_{r2} = kecepatan aliran keluar arah radial (ft/dtk)

D_2 = diameter sisi keluar impeler (in)

ε = faktor kontraksi impeler sisi keluar

Harga kecepatan keluar radial v_{r2} dibuat sama atau lebih kecil 15 % dari v_{r1}, untuk menghindari kecepatan yang mendadak. Sedangkan faktor kontraksi sisi keluar (ε_2) antara 0,9 – 0,95.

Dalam perancangan ini digunakan

Faktor kontraksi (ε_2) = 0,9

Kecepatan radial v_{r2} = v_{r1} – (15 % x v_{r1})

= 5,08 – (15 % x 5,08)

= 4,32 m/dtk

=14,17 ft/dtk

Sehingga lebar sisi keluar impeler adalah :

$$b_2 = \frac{144 \times 0{,}809336}{14{,}17 \times 10{,}20 \times \pi \times 0{,}9}$$

$$= 0{,}29 \text{ in}$$

$$= 7{,}37 \text{ mm}$$

3.3 Penentuan jumlah sudu

Untuk mengetahui jumlah sudu yang akan dipakai dalam perancangan pompa ini terlebih dahulu harus menghitung kecepatan keliling pada sisi impeler yang dapat diperoleh dengan persamaan 3.11 (Karasik I.J, 1976, hal2.25)

$$U_1 = \frac{\pi \times r_1 \times n}{30 \times 1000}$$

dengan :

r_1 = jari-jari sisi masuk impeler (mm)

n = putaran poros impeler (rpm)

Dari perhitungan diatas diperoleh data sebagai berikut :

Diameter sisi masuk impeler (d_1) = 95 mm

Jari-jari sisi masuk impeler (r_1) = 47,5 mm

Putaran poros impeler (n) = 2910 rpm

Maka kecepatan keliling pada sisi masuk impeler :

$$U_1 = \frac{\pi \times 47{,}5 \times 2910}{30 \times 1000}$$

= 14,47 m/dtk

= 47,47 ft/dtk

Kecepatan arah radial pada sisi masuk impeler :

v_{r1} = 5,08 m/dtk

= 16,65 ft/dtk

Antara kecepatan keliling sisi masuk impeler (U_1) dengan kecepatan radial sisi masuk impeler membentuk suatu sudut. Besar sudut yang dibentuk dapat diperoleh dengan persamaan :

$$\tan \beta_1 = \frac{v_{r1}}{U_1}$$

$$= \frac{5,08}{14,47}$$

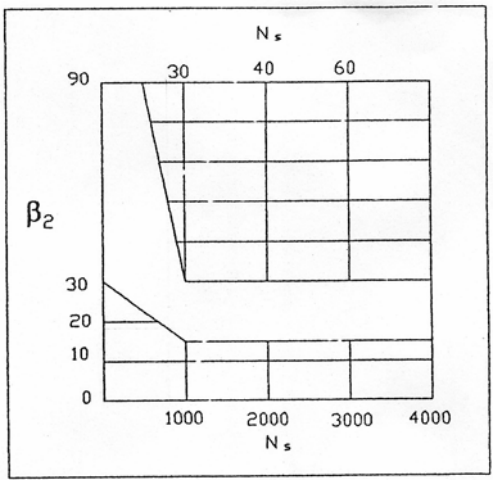
$$\tan \beta_1 = 0,35$$

$$\beta_1 = 19,34^0$$

Untuk mengimbangi kontraksi pada aliran ujung sudu, maka harga tan β_1 harus sesuai dengan batasan. Batasan harga β_1 antara $10^0 - 25^0$ (Austin H Church, 1990, hal 94).

Maka harga tan $\beta_1 = 23^0$ (Austin H Church, 1990, hal 94)

Harga sudut sisi keluar impeler β_2 juga diperoleh dari grafik dibawah ini



Dalam perancangan ini harga sudut sisi keluar impeler β_2 adalah 30^0.

Untuk mengetahui jumlah sudu yang akan digunakan dalam perancangan pompa ini dapat diketahui dengan persamaan 3.12 (Austin H Church, 1990, hal 94).

$$z = 6{,}5 \times \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \beta_2$$

dengan :

D_2 = diameter sisi keluar impeler (mm)

D_1 = diameter sisi masuk impeler (mm)

β_m = sudu rata-rata (^{0})

Sedangkan besarnya sudu rata-rata adalah :

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

$$= \frac{30 + 23}{2}$$

$= 26{,}5^{\,0}$

Maka jumlah sudu yang akan digunakan adalah :

$$z = 6{,}5 \times \frac{225+88}{225-88} \sin 26{,}5$$

$$= 6{,}63 \approx 7 \text{ buah}$$

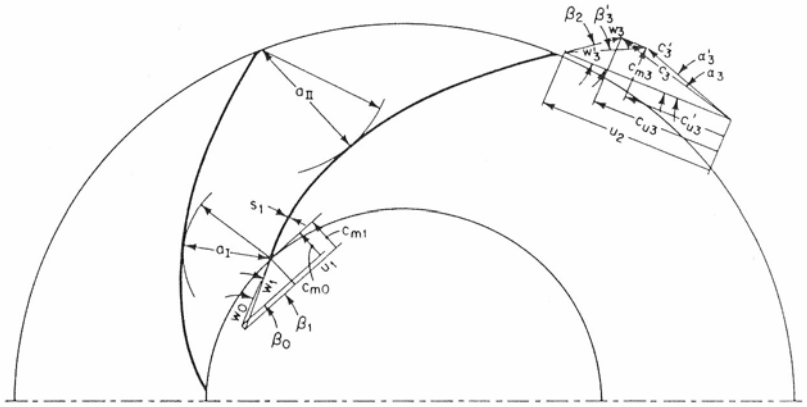
Jumlah batasan sudu pada impeler adalah 5 – 15 buah. Jadi jumlah sudu dalam perancangan ini telah memenuhi persyaratan.

3.4 Segitiga kecepatan

Kecepatan aliran fluida yang mengalir pada impeler dapat digambarkan dalam bentuk segitiga kecepatan (*triangle velocity*). Gambar mengenai segitiga kecepatan dapat dilihat pada gambar 3.5. Untuk mengambarkan segitiga kecepatan pada impeler dapat dibagi dua bagian,yaitu :

a. segitiga kecepatan pada sisi masuk impeler

b. segitiga kecepatan pada sisi keluar impeler



Gambar 3.5 Segitiga Kecepatan pada Impeler

(Karassik I. J, 1997, hal 2.14)

keterangan :

C = kecepatan absolut fluida (m/dtk)

U = kecepatan keliling absolut (m/dtk)

W = kecepatan relatif (m/dtk)

β = sudut antara kecepatan relatif W dengan kecepatan keliling U (^{0})

β = sudut antara kecepatan absolut C dengan kecepatan keliling U (^{0})

3.4.1 Segitiga kecepatan pada sisi masuk

Dalam menggambarkan segitiga kecepatan pada sisi masuk impeler, fluida yang masuk ke sudu-sudu impeler secara radial sehngga masuk absolut α_1 = 90 ^{0}.

Dari perhitungan diatas diperoleh data sebagai berikut :

kecepatan keliling absolut (U_1) = 14,47 m/dtk

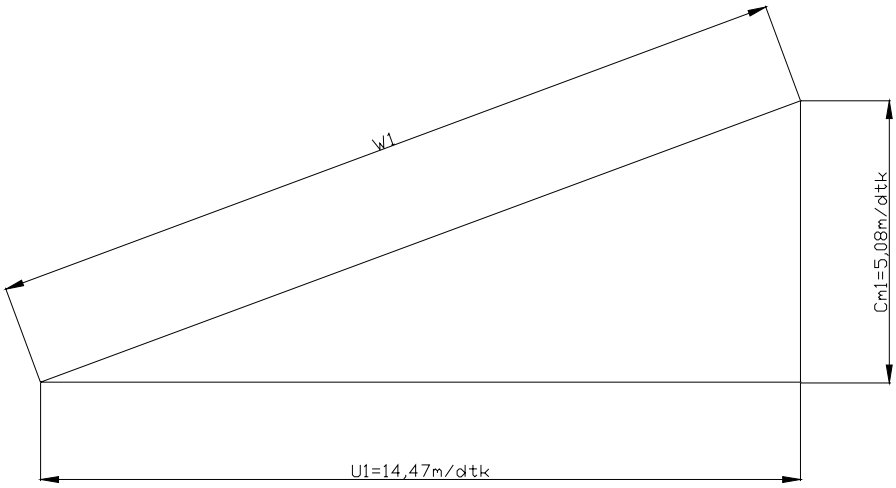
= 47,47 ft/dtk

sudut sisi masuk (β_1) = 23 ^{0}

kecepatan radial sisi masuk impeler(C_{m1})= 5,08 m/dtk

= 16,65 ft/dtk

Dari data diatas maka dapat digambarkan segitiga kecepatan pada sisi masuk impeler seperti *Gambar 3.6* dibawah ini.



Gambar 3.6 Segitiga kecepatan sisi masuk impeller

Dengan persamaan trigonometri maka dapat dicari harga kecepatan relatif pada sisi masuk impeler, yaitu :

$$W_1 = \frac{C_{m1}}{\sin \beta_1}$$

$$= \frac{5{,}08}{\sin 23}$$

$$= 13 \text{ m/dtk}$$

3.4.2 Segitiga kecepatan pada sisi keluar

Dari data yang didapat dari perhitungan sebelumnya didapat :

Kecepatan radial sisi keluar impeler(v_{r2}) = 4,32 m/dtk

Sudut sudu sisi keluar impeler(β_2) $= 30^0$

Maka kecepatan keliling sisi keluar impeler dapat diperoleh dengan persamaan 3.13 (Karasik I J, 1976, hal 2.11)

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 \times g \times H}{\psi}}$$

dengan :

H = tinggi tekan pompa (m)

Ψ = koefisien tinggi tekan pompa

Harga koefisien tinggi tekan pompa (ψ) dapat diperoleh dengan persamaan 3.14 (Karasik I J, 1976, hal 2.10)

$$\Psi = 2 \text{ x } \mu \text{x } \eta_H \left(1 - \frac{C_{m2}}{U_2} \times \cot \beta_2 \right)$$

dengan :

μ = faktor slip (slip ring)

η_H = efisiensi hidrolik

Harga faktor slip (slip ring) dapat diperoleh dengan persamaan 3.15 (Karasik I J, 1976, hal 2.10)

$$\mu = 1 - \frac{\pi \times \sin \beta_2}{z}$$

dengan :

z = jumlah sudu pada impeler

maka

$$\mu = 1 - \frac{\pi \times \sin 30}{7}$$

$$= 0{,}78$$

Sedangkan harga efisiensi hidrolis (η_H) dapat diperoleh dengan persamaan 3.16 (Karasik I J, 1976, hal 2.10)

$$\eta_H = 1 - \frac{0{,}071}{Q^{0{,}25}}$$

dengan :

Q_{tz} = kapasitas total pompa (m^3/dtk)

Dari perhitungan diatas diperoleh data :

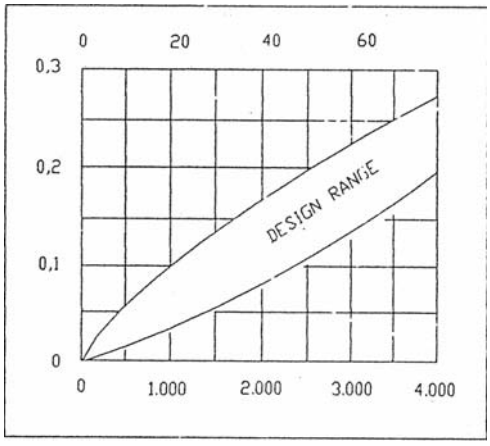
Q_{tz} = 0,022917 m^3/dtk

Maka harga efisiensi hidrolis (η_H) adalah :

$$\eta_H = 1 - \frac{0{,}071}{(0{,}022917)^{0{,}25}}$$

$$= 0{,}818$$

Harga perbandingan $\frac{C_{m2}}{U_2}$ dapat ditentukan dari persamaan grafik 3.7 dibawah ini:



Dari grafik diatas diperoleh harga perbandingan $\frac{C_{m2}}{U_2}$ yaitu :

$$\frac{C_{m2}}{U_2} = 0{,}1$$

Sehingga koefisien tinggi tekan pompa (ψ) dapat diperoleh, yaitu :

$$\Psi` = 2 \times 0{,}78 \times 0{,}818 \times (1 - 0{,}1 \times \cot 30)$$

$$= 1{,}06$$

Maka harga kecepatan keliling pada sisi keluar impeler adalah :

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 \times 9{,}81 \times 60}{1{,}06}}$$

$$= 33{,}33 \text{ m/dtk}$$

$$= 109{,}35 \text{ ft/dtk}$$

Kecepatan meridian pada sisi keluar impeler dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan 3.18 (Karasik I J, 1976, hal 2.10), yaitu :

$$C_{m2} = \frac{C_{m2}}{U_2} U_2$$

$$= 0{,}1 \times 33{,}33$$

$= 3{,}33$ m/dtk

$= 8{,}89$ ft/dtk

Kecepatan keliling absolut pada sisi keluar impeler tanpa adanya faktor slip (kecepatan keliling absolut teoritis) diperoleh dengan menggunakan persamaan 3.19 (Karasik I. J, 1976, hal 2.10) adalah :

$C_{u2} = U_2 - C_{m2} \times \cot \beta_2$

$= 33{,}33 - (3{,}33 \times \cot 30^0)$

$= 27{,}56$ m/dtk

$= 90{,}42$ ft/dtk

Kecepatan keliling absolut pada sisi keluar impeler yang sebenarnya dipengaruhi oleh adanya faktor slip maka besarnya kecepatan keliling absolut yang sebenarnya dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan 3.20 (Karasik I. J, 1976, hal 2.10),yaitu :

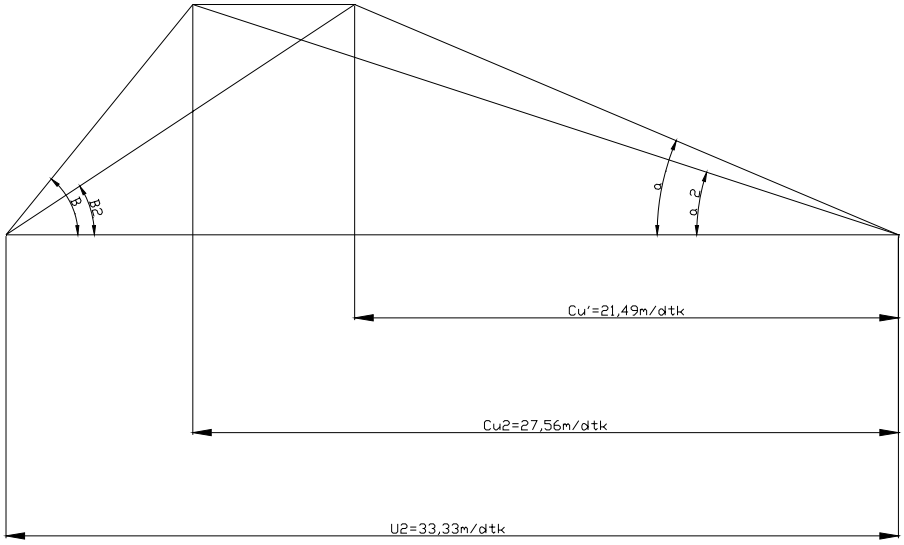
$C_{u2}' = \mu \times C_{u2}$

$= 0{,}78 \times 27{,}56$

$= 21{,}49$ m/dtk

$= 70{,}5$ ft/dtk

Dari perhitungan diatas maka dapat digambarkan dalam segitiga kecepatan sisi keluar impeler.



Gambar 3.8 Segitiga Kecepatan Sisi Keluar Impeler

Sudut keluar absolut teoritis :

$$\tan \alpha_2 = \frac{C_{m2}}{C_{u2}}$$

$$= \frac{3,33}{27,56}$$

$$\alpha_2 = 6,89^{0}$$

Sudut keluar absolut sebenarnya adalah :

$$\tan \alpha_2' = \frac{C_{m2}}{C_{u2}'}$$

$$= \frac{3,33}{21,49}$$

$$\alpha_2' = 8,81^{0}$$

Kecepatan fluida teoritis adalah :

$$C_2 = \sqrt{(C_{u2})^2 + (C_{m2})^2}$$

$$= \sqrt{(27{,}56)^2 + (3{,}33)^2}$$

$$= 27{,}76 \text{ m/dtk}$$

$$= 91{,}08 \text{ ft/dtk}$$

Sedangkan kecepatan fluida yang sebenarnya adalah :

$$C_2' = \sqrt{(C_{u2}')^2 + (C_{m2})^2}$$

$$= \sqrt{(21{,}49)^2 + (3{,}33)^2}$$

$$= 21{,}75 \text{ m/dtk}$$

$$= 71{,}36 \text{ ft/dtk}$$

Kecepatan relatif antara fluida teoritis adalah :

$$W_2 = \sqrt{(C_{m2})^2 + (U_2 - C_{u2})^2}$$

$$= \sqrt{(3{,}33)^2 + (33{,}33 - 27{,}56)^2}$$

$$= 6{,}66 \text{ m/dtk}$$

$$= 21{,}85 \text{ ft/dtk}$$

Kecepatan relatif antara fluida yang sebenarnya adalah :

$$W_2' = \sqrt{(C_{m2})^2 + (U_2 - C_{u2})^2}$$

$$= \sqrt{(3{,}33)^2 + (33{,}33 - 21{,}49)^2}$$

$$= 12{,}29 \text{ m/dtk}$$

$$= 40{,}32 \text{ ft/dtk}$$

Sudut yang terbentuk antara kecepatan relatif W_2' dengan kecepatan keliling U_2 adalah :

$$\sin \beta_2 = \frac{C_{m2}}{W_2'}$$

$$= \frac{3,33}{12,29}$$

$$= 0,27$$

$$\beta_2 = 15,66^{0}$$

BAB IV

BENTUK SUDU

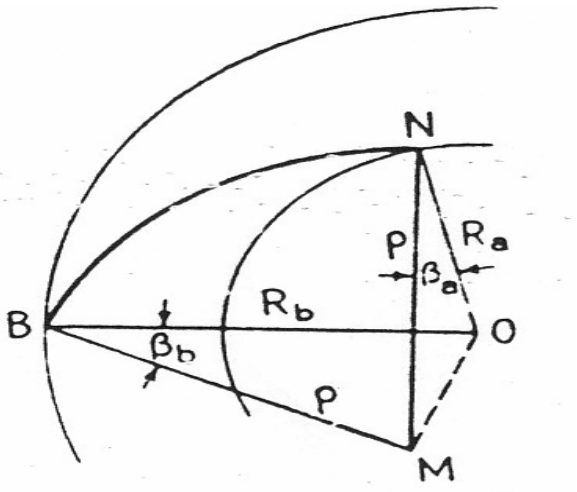
4.1 Pemilihan bentuk sudu

Faktor yang memepengaruhi dalam perancangan bentuk sudu adalah harga sudut keluar (β_2). Dalam perancangan ini harga β_2 telah ditentukan dalam perhitungan sebelumnya yaitu 30^0.

4.2 Pelukisan bentuk sudu

Antara ujung sisi masuk dengan ujung sisi keluar memiliki kecepatan yang relatif, kecepatan radial dan kecepatan absolut. Bila kedua ujung sudu tersebut menjadi sebuah kurva terhadap jari-jari impeler dengan harga diantara kedua ujung tersebut.

Dalam pelukisan sudu terdapat dua metode pelukisan, yaitu metode busur tangen (*arcus tangen*) dan metode koordinat polar. Pelukisan dengan menggunakan metode busur tangen (*arcus tangen*), impeler dibagi menjadi beberapa lingkaran yang konsentrik antara jari-jari sisi masuk impeler dengan jari-jari sisi keluar impeler. Dalam perancangan sudu ini menggunakan metode busur tangen (*arcus tangen*) seperti pada gambar 4.1 dibawah ini.



Gambar 4.1 Pelukisan sudu dengan busur tangen
(Austin H Church, 1990, hal 104)

Sedangkan jari-jari kelengkungan busur sudu yang berada pada setiap lingkaran dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan 4.1 (Austin H Church, 1990, hal 104) :

$$\rho = \frac{R_b^{\,2} - R_a^{\,2}}{2\left(R_b \cos\beta_b - R_a \cos\beta_a\right)}$$

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 (^{0})

β_b = sudut pada lingkaran sisi luar (^{0})

Antara jari-jari sisi masuk impeler dengan jari-jari sisi keluar impeler dibagi menjadi delapan lingkaran yang konsentris untuk melukiskan sudu. Dari perhitungan sebelumnya diperoleh data sebagai berikut :

Jari-jari sisi masuk lingkaran (R_1) = 47,5 mm

Jari-jari sisi keluar lingkaran (R_2) = 129,5 mm

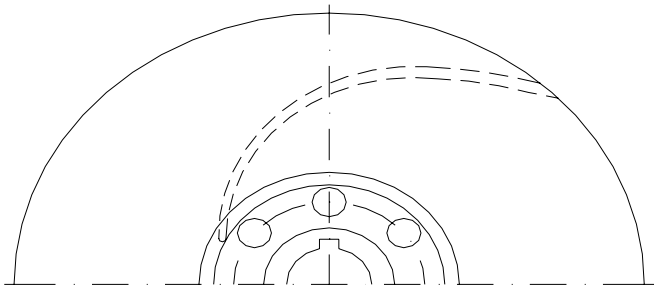
Sudut sudu sisi masuk impeler (β_1) = 23^0

Sudut sudu sisi keluar impeler (β_2) = 30^0

Dengan menggunakan persamaan 4.1 diatas maka dapat dipakai untuk menghitung harga jari-jari kelengkungan busur sudu pada setiap lingkaran dan hasil perhitungan dapat dilihat pada tabel 4.1 dibawah ini.

Tabel 4.1 Jari-jari kelengkungan sudu

Lingkaran	r (mm)	r^2	β	cos β	r cos β	$r_b.\cos\beta - r_a.\cos\beta$	$r_b^2 - r_a^2$	ρ
1	47,5	2256,25	23	0,921	43,75			
B	63,9	4083,21	24,4	0,911	58,21	14,46	1826,96	63,17
C	80,3	6448,09	25,8	0,900	72,27	14,06	2364,88	84,1
D	96,7	9350,89	27,2	0,889	85,97	13,7	2902,8	105,94
E	113,1	12791,61	28,6	0,878	99,30	13,33	3440,72	129,06
2	129,5	16770,25	30	0,866	112,15	12,85	3978,64	154,81



Gambar 4.2 Bentuk sudu

Dari hasil perhitungan diatas maka dapat digambarkan bentuk sudu seperti pada *gambar 4.2*. Untuk mengecek ketelitian dalam pelukisan sudu dapat dilihat sudut busur yang terakhir harus sama dengan sudut β_2 yaitu 30^0.

4.3 Tebal sudu

Untuk menhitungan tebal sudu dalam perancangan ini dapat menggunakan persamaan 4.2 (Austin H Church, 1990, hal 104) dibawah ini.

$$\varepsilon = \frac{\pi \times d - \frac{z \times t}{\sin \beta}}{\pi \times d}$$

dengan :

d = diameter lingkaran impeler (mm)

ε = faktor kontraksi

z = jumlah sudu

t = tebal sudu (mm)

β = sudut sudu (^{0})

Dari hasil perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa pada sisi masuk impeler diperoleh hasil sebagai berikut :

Diameter sisi masuk (d_1) = 95 mm

Faktor kontraksi (ε) = 0,80

Jumlah sudu (z) = 7

Sudut sisi masuk impeler (β_1) $= 23^0$

Maka tebal sudu sisi masuk impeler adalah :

$$t_1 = \frac{(1-\varepsilon)\times\pi\times d\times\sin\beta}{z}$$

$$= \frac{(1-0{,}80)\times\pi\times 95\times\sin 23}{7}$$

$$= 3{,}33 \text{ mm}$$

$$= 0{,}13 \text{ in}$$

Sedangkan pada sisi keluar diperoleh data sebagai berikut :

Diameter sisi keluar (d_2) = 259 mm

Faktor kontraksi (ε) = 0,90

Jumlah sudu (z) = 7

Sudut sisi keluar impeler (β_2) $= 30^0$

Maka tebal sudu sisi keluar adalah :

$$t_2 = \frac{(1-\varepsilon)\times\pi\times d\times\sin\beta}{z}$$

$$= \frac{(1-0{,}90)\times\pi\times 259\times\sin 30}{7}$$

$$= 5{,}81 \text{ mm}$$

$$= 0{,}229 \text{ in}$$

Untuk lingkaran antara diameter sisi masuk dengan diameter sisi keluar harga tebal sudu dapat dilihat pada tabel 4.2 dibawah ini.

Tabel 4.2 Tebal kelengkungan sudu

Lingkaran	d (mm)	E	π x d	β (^{0})	sin β	z	t (mm)
1	95	0,8	298,3	23	0,391	7	3,33
B	127,8	0,82	401,29	24,4	0,413	7	4,26
C	160,6	0,84	504,28	25,8	0,435	7	5,01
D	193,4	0,86	607,28	27,2	0,457	7	5,55
E	226,2	0,88	710,27	28,6	0,479	7	5,83
2	259	0,9	813,26	30	0,5	7	5,81

4.4 Lebar laluan

Untuk menentukan lebar laluan menggunakan persamaan 4.3 (Austin H Church, 1990, hal 104) dibawah ini.

$$b = \frac{144 \times Q}{\pi \times d \times \varepsilon \times v_r}$$

dengan :

Q = kapasitas pompa (ft^3/dtk)

d = diameter laluan (in)

v_r = kecepatan aliran radial (ft/dtk)

ε = faktor kontraksi

Hasil perhitungan dapat dilihat pada tabel 4.3 dibawah ini.

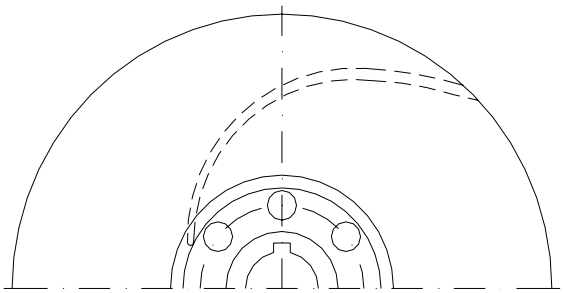
Tabel 4.3 Lebar laluan

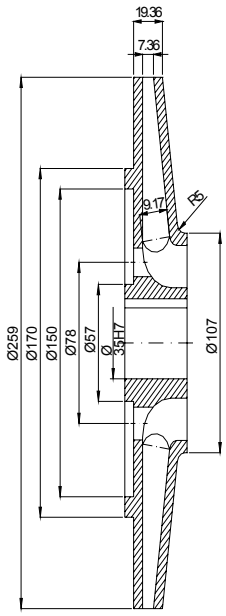
Lingkaran	d (mm)	E	v_r (ft/dtk)	π x d	Q	b	B
1	3,74	0,8	16,65	11,744	0,81	0,746	19,948
B	5,032	0,82	16,154	15,8	0,81	0,557	14,148
C	6,324	0,84	15,658	19,857	0,81	0,447	11,354
D	7,616	0,86	15,162	23,914	0,81	0,374	9,499
E	8,908	0,88	14,666	27,971	0,81	0,323	8,204
2	10,2	0,9	14,17	32,028	0,81	0,286	7,264

4.5 Pemilihan bahan impeler

Untuk menetukan bahan impeler yang akan digunakan harus memperhatikan sifat-sifat fluida yang akan dipompakan dan keadaan sekitar daerah pemompaan. Dalam hal ini bahan impeler dan pompa telah ditentukan seperti dalam tabel 4.4 dibawah ini. Dalam perancangan ini yang akan digunakan adalah bahan dari perunggu.

Dari hasil perhitungan diatas dapat digambarkan bentuk desain sudu dan penampang impeler secara keseluruhan seperti dibawah ini.




19.36
7.36
9.17
R5
Ø259
Ø170
Ø150
Ø78
Ø57
Ø
35H7
Ø107

BAB V

PERANCANGAN RUMAH POMPA

5.1 Dasar perancangan

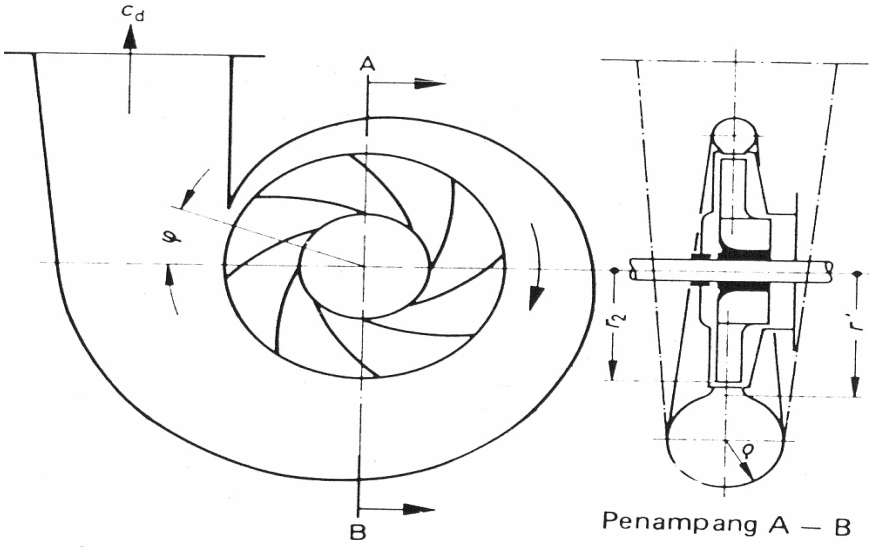
Rumah keong berfungsi sebagai ruang yang akan digunakan untuk mengumpulkan fluida, secara perlahan-lahan kecepatan fluida melambat. Pada rumah keong energi kinetik fluida diubah menjadi energi tekanan. Karena fluida yang keluar dari impeler bertambah besar, maka laluan fluida pada sisi tekan dibuat semakin besar.

Sebagai gambaran mengenai perancangan rumah pompa keong (*volut casing*) dapat dilihat pada *gambar 5.1*. Penampang melintang rumah spiral searah dengan putaran roda yang jalan yang dibuat makin besar karena arus volume fluida yang melampaui dari sudu jalan akan bertambah banyak sampai volume terakhir. Dalam perancangan pompa sentrifugal yang mempergunakan rumah spiral yang besar kebanyakan dibuat sampai 370^{0} yang selanjutnya dihubungkan dengan saluran tekan yang berbentuk kerucut (Fritz Detzel, 1996, hal 257).

Rumah pompa sentrifugal dapat berupa : rumah terbelah mendatar, rumah terbelah vertikal ataupun menurut diagonalnya (pada sudut tidak sama

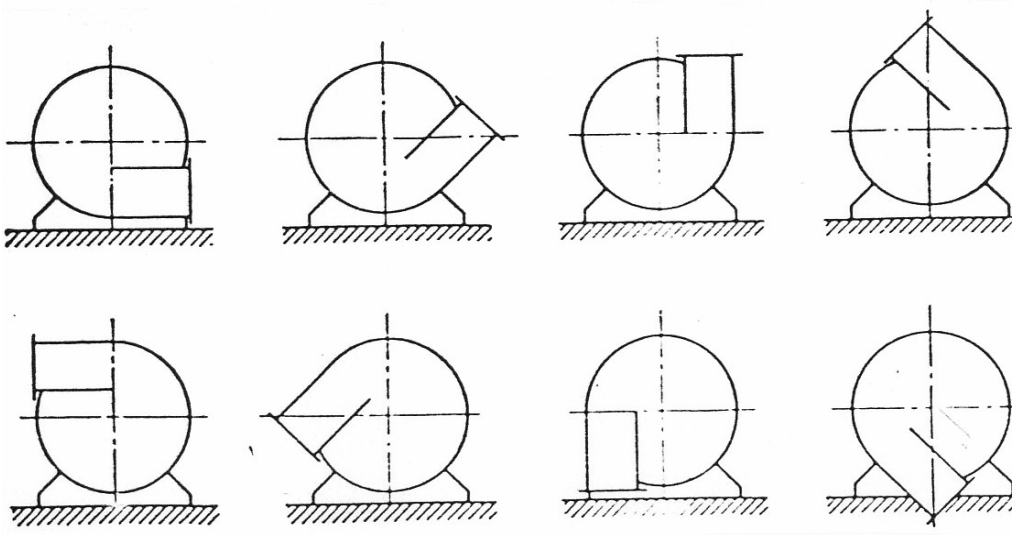
dengan 90 ^{0}). Rumah pompa yang mendatar juga dapat disebut terbelah secara aksial. Baik nosel hisap maupun nosel buang yang umumnya berada pada belahan bawah rumah pompa, sedangkan belahan atas diangkat untuk mempermudah pemeriksaan. Rumah pompa yang terbelah secara vertikal disebut terbelah secara radial. Rumah jenis ini dipakai pada desain yang terkopel berdekatan ataupun hisapan ujung yang dipasang pada rangka. Rumah pompa yang berbentuk tabung C dan D yang dipakai pada pompa difuser dan rumah keong yang bertekanan tinggi. Rumah bagian dalam dibuat sesuai dengan rumah bagian luar. Tekanan buang yang berkerja pada rumah bagian dalam akan memberikan gaya perapatan guna menjaga paruhan rumah pompa.

Dalam perancangan ini rumah pompa yang akan digunakan adalah rumah pompa yang terbelah secara mendatar.



Gambar 5.1 Rumah spiral
(Fritz Dietzel, 1996, hal 274)

Pipa buang yang meninggalkan pompa biasanya adalah mendatar, tetapi inipun dapat digeser kesetiap posisi yang dikehendaki. Pengeseran posisi pipa buang dengan perputaran 45^{0} seperti pada gambar 5.2 dibawah ini.

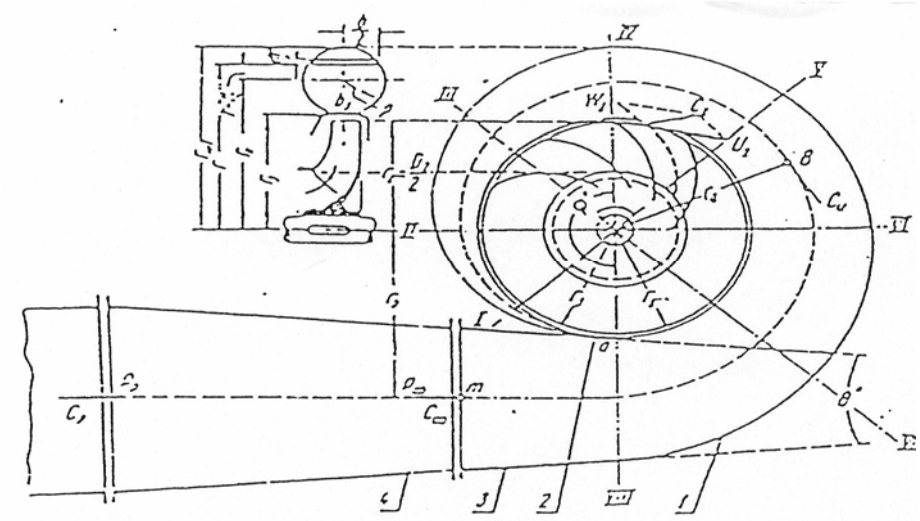


Gambar 5.2 Posisi konfensional flens buang
(Austin H Church, 1993, hal 153)

5.2 Perancangan rumah pompa

Untuk perancangan sebuah pompa, diasumsikan bahwa kecepatan rata-rata fluida yang mengalir dalam pompa adalah konstan. Kecepatan fluida pada setiap bagian dalam pompa dianggap sama.

Sebagai gambaran mengenai perancangan rumah pompa (*volut casing*) dapat dilihat pada gambar 5.3 dibawah ini.



Gambar 5.3 Desain rumah keong
(Khetagurrov. M, hal 248)

Untuk merancang rumah pompa seperti pada gambar 5.3, rumah pompa dibagi menjadi beberapa bagian dan penampang volut diasumsikan berbentuk lingkaran. Antara sisi keluar impeler dengan lidah (*tongue*) casing perlu diberikan jarak antara (*clearance*). Jari-jari lidah dibuat lebih besar daripada jari-jari luar impeler.

Besarnya jari-jari lidah dapat dieroleh dengan menggunakan persamaan 5.1 (Khetagurrov. M, hal 246).

$$r_3 = (1{,}02 - 1{,}05) \times r_2$$

dengan :

r_2 = jari-jari luar impeler (mm)

Dari perhitungan diatas diperoleh data bahwa jari-jari keluar impeler r_2 = 129,5 mm, maka besarnya jari-jari lidah adalah :

$$r_3 = (1{,}04 \times 129{,}5)$$

= 134,68 mm

Sedangkan lebar celah saluran volut b_3 diperoleh dengan menggunakan persamaan 5.2 (Khetagurrov. M, hal 248).

$$b_3 = b_2 + (0{,}025 \times r_2)$$

dengan :

b_2 = lebar sisi keluar impeler (mm)

Dari perhitungan sebelumnya diperoleh harga lebar sisi luar impeler b_2 = 7,37 mm, maka besarnya celah volut b_3 adalah :

$$b_3 = 7{,}37 + (0{,}025 \times 134{,}68)$$

$$= 7{,}37 + 3{,}367$$

$$= 10{,}737 \text{ mm} \approx 11 \text{ mm}$$

Penampang volut berupa lingkaran, jari-jari volut dapat diperoleh dengan persamaan 5.3 (Khetagurrov. M, hal 248).

$$\rho = \frac{\varphi^0}{x} \times \sqrt{2\frac{\varphi^0}{x} \times r_3}$$

dengan :

φ^0 = sudut pembagian (^{0})

r_3 = jari-jari lidah volut (mm)

x = konstanta

Untuk mendapatkan harga konstanta x dapat diperoleh dengan persamaan 5.4 (Khetagurrov. M, hal 247).

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

dengan :

Q = kapasitas pompa (m^3/dtk)

k_u = konstanta

Nilai konstanta k_u merupakan hasil perkalian antara kecepatan keliling absolut dengan jari-jari impeler dengan persamaan 5.5 (Khetagurrov. M, hal 247).

$$C_{u3} \text{ x } r_3 = C_{u2} \text{ x } r_2 = C_u \text{ x } r = \text{konstanta}$$

Dalam perhitungan sebelumnya diperoleh data sebagai berikut :

Kecepatan absolut aliran fluida (C_{u2}') = 21,49 m/dtk

Jari-jari keluar impeler (r_2) = 129,5 mm

= 0,1295 m

Maka harga konstanta k_u adalah :

$k_u = C_{u2} \text{ x } r_2$

= 21,49 x 0,1295

= 2,78 m^2/dtk

Dengan kapasitas pompa Q = 0,022917 m^3/dtk, maka harga konstanta x adalah :

$$x = \frac{720}{0{,}022917} \times 2{,}78 \times \pi$$

= 274251,6 permeter

= 274,251 permilimeter

Setelah harga konstanta diketahui maka dengan menggunakan persamaan 5.3 dapat dicari harga jari-jari volut. Hasil perhitungan dapat dilihat pada tabel 5.1 dibawah ini.

Tabel 5.1 Perhitungan rumah volut

Bagian	φ^0	$\frac{\varphi^0}{x}$	$2\times\frac{\varphi^0}{x}$	$2\times\frac{\varphi^0}{x}\times r_3$	$\sqrt{2\times\frac{\varphi^0}{x}\times r_3}$	ρ (mm)	$r_3+\rho$ (mm)	r_{vol} (mm)
I	10	0,036	0,072	9,697	3,114	3,15	137,83	140,98
II	45	0,164	0,328	44,175	6,646	6,81	141,49	148,3
III	90	0,328	0,656	88,350	9,399	9,727	144,41	154,14
IV	135	0,492	0,984	132,525	11,512	12,004	146,68	158,68
V	180	0,656	1,312	176,700	13,293	13,95	148,63	162,58
VI	225	0,820	1,64	220,875	14,862	15,68	150,36	166,04
VII	270	0,984	1,968	265,050	16,280	17,26	151,94	169,2
VII	315	1,149	2,298	309,495	17,592	18,74	153,42	172,16
IX	360	1,313	2,626	353,67	18,806	20,12	154,8	174,92
X	370	1,349	2,698	363,367	19,062	20,41	155,09	175,5

5.3 Nozel buang (*Discharge Nozzle*)

Nozel buang (*discharge nozzle*) merupakan bagian dari rumah keong yang dihubungkan dengan saluran pipa tekan. Oleh kerena itu penampang ujung nozel buang dengan penampang pipa tekan adalah sama. Pada saluran pipa tekan, diameter pipa biasanya dibuat lebih kecil dari diameter pipa hisapnya. Hal

ini berfungsi untuk menghindari kesukaran-kesukaran akibat terjadinya kavitasi.

Untuk menentukan diameter pipa dapat menggunakan ukuran diameter pipa standart yang tersedia dipasaran. Pemilihan diameter pipa tekan harus disesuaikan dengan kecepatan fluida dalam pipa tersebut. Kecepatan aliran fluida dalam pipa tekan memiliki batas kecepatan aman yaitu antara 12 – 40 ft/dtk. Bila kecepatan aliran fluida dalam pipa tersebut sudah disesuaikan dengan batasannya, maka pemilihan pipa telah sesuai dan aman untuk digunakan.

Dalam perancangan ini ukuran pipa yang dipilih adalah :

Diameter pipa = 3 in

= 76,2 mm

Kapasitas pompa (Q) = 0,022917 m^3/dtk

Dengan mempergunakan persamaan 2.7 maka dapat ditentukan kecepatan aliran fluida dalam pipa tekan, yaitu :

$$v_2 = \frac{Q}{A}$$

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

$$= \frac{0,022917}{1/4 \times \pi \times (0,0762)^2}$$

$$= 5,028 \text{ m/dtk}$$

$$= 16,496 \text{ ft/dtk}$$

Dari hasil perhitungan kecepatan aliran fluida dalam pipa tekan diatas, maka harga kecepatan fluida hendaknya disesuaikan dengan kapasitas yang ada sehingga pemilihan diameter pipa dapat sesuai. Pipa tekan dengan nozel buang akan disambungkan menjadi satu, maka diameter nozel buang sama dengan diameter pipa tekan yaitu 3 in (76,2 mm).

5.4 Pemilihan bahan rumah pompa

Dalam pemilihan bahan rumah pompa harus memperhatikan faktor-faktor yang dapat mempengaruhi pemilihan bahan. Faktor-faktor tersebut misalnya sifat dan kondisi fluida yang dipompakan, lingkungan sekitar daerah pemompaan dan lain-lain.

Namun masih ada faktor lain yang mempengaruhi pemilihan bahan rumah pompa, yaitu :

1. tahan korosi
2. memiliki ketahanan terhadap gesekan dengan benda lain
3. bahan mudah dibentuk
4. harga bahan realtif murah

Untuk mengetahui mengenai bahan rumah pompa yang lebih rinci dapat dilihat dari tabel L.1(*lampiran*) dan impeler dibawah ini. Dengan mempertimbangakan hal-hal diatas maka bahan rumah pompa yang dipakai adalah besi cor (FC 20) dengan kekuatan tarik 20 kg/mm^2

BAB VI

PERANCANGAN POROS DAN PASAK

Poros merupakan bagian terpenting dari setiap mesin. Hampir semua meneruskan tenaga bersama-sama mesin dengan putaran. Poros mentransmisikan daya dari motor penggerak ke impeler untuk mengalirkan fluida.

6.1 Macam – macam poros

Poros dalam meneruskan daya diklasifikasikan menurut pembebannya antara lain :

6.1.1 Poros transmisi

Poros ini mendapat beban puntir murni atau puntir dan lentur. Daya ditransmisikan ke poros melalui kopling, roda gigi, puli sabuk, atau sproket rantai.

6.1.2 Spindel

Poros transmisi yang relatif pendek, seperti poros utama mesin perkakas, dimana beban utamanya berupa puntiran berupa spindel. Syarat yang

harus dipenuhi poros ini adalah deformasinya harus kecil dan bentuk serta ukurannya harus teliti.

6.1.3 Gandar

Poros yang dipasang diantara roda-roda kereta barang, dimana tidak mendapat beban puntir, bahkan kadang-kadang tidak boleh berputar. Gandar hanya dapat beban lentur kecuali jika digerakan oleh penggerak mula yang akan mendapat beban puntir juga. Menurut bentuknya poros dapat digolongkan atas poros lurus umum, poros engkol sebagai poros utama mesin torak, poros luwes untuk mentransmisikan daya kecil agar mendapat kebebasan dari perubahan arah.

6.2 Perhitungan beban

Jenis poros yang digunakan dalam perancangan ini termasuk poros jenis transmisi. Pada poros pompa, poros mendapatkan beban berupa beban puntir dan beban lengkung.

6.2.1 Gaya radial oleh impeler

Gaya radial pada impeler dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan 6.1 (Karasik I. J, 1976, hal 2.175)

$$F_r = 0{,}433 \times K_r \times S_g \times H \times D_2 \times b_2$$

Dengan :

F_r = koefisien eksperimental

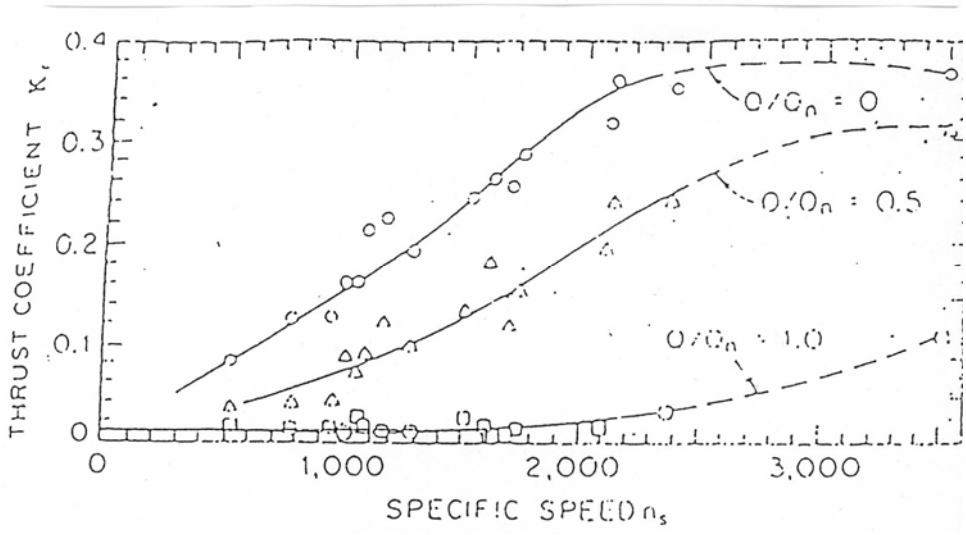
S_g = berat jenis fluida (lb/in^2)

H = tinggi tekan pompa (in)

D_2 = diameter sisi luar pompa (in)

b_2 = lebar sisi impeler (in)

Harga F_r dapat dicari dari pada grafik 6.1 dibawah ini.



Gambar 6.1 Harga koefisien eksperimental Kr
(Karasik I. J, 1976, hal 2.175)

Pada kapasitas efisiensi yang tinggi maka $\frac{Q}{Q_n} = 1$

Dari grafik diatas diperoleh $K_r = 0{,}02$

Dari perhitungan diatas diperoleh data sebagai berikut :

Berat jenis air (S_g) = 1000 kg/m^3

Tinggi tekan pompa (H) = 60

Diameter sisi luar impeler (D_2) = 0,259 m

Lebar impeler sisi luar impeler (b_2) = 8,38 x10^{-3}

Maka :

F_r = 0,433x0,02x1000x60x0,259x8,38.10^{-3}

= 1,128 kg

= 1,13 kg

6.2.2 Bobot impeler

Berat dan bobot impeler dibagi menjadi tiga bagian yaitu berat sudu, berat piringan bagian belakang dan berat piringan bagian depan.

6.2.3 Berat sudu impeler

Berat sudu berdasarkan volume sudu total dikalikan dengan berat jenis bahan impeler. Dalam perancangan pompa ini bahan yang dipakai untuk impeler adalah perunggu dengan berat jenis 8,5254 x10^{-6} kg/mm^3. Berat sudu dapat diperoleh dengan menggunakan rumus 6.2 dibawah ini.

$$W = \left(D_2 - D_h^{'}\right) \times b \times t \times \gamma \times z$$

dengan :

D_2 = diameter sisi keluar impeler

D_h' = diameter hub bagian belakang

b = lebar impeler rata-rata

t = tebal sudu rata-rata

γ = berat jenis bahan impeler

z = jumlah sudu

Dari perhitungan diatas diperoleh data sebagai berikut :

D_2 = 259 mm

D_h = 53,95 mm

b = 13,21 mm

t = 4,57 mm

γ = 8,5254 x 10^{-6} kg/mm^3

z = 7 sudu

Maka :

$$W = (259 - 53{,}95) \times 13{,}21 \times 4{,}57 \times 7 \times 8{,}5254.10^{-6}$$

$$= 0{,}106 \text{ kg}$$

6.2.4 Berat piringan bagian belakang

Sebelum mencari berat piringan, terlebih dahulu memperhitungkan tebal piring minimal agar dapat menahan gaya aksial yang akan diterima oleh

impeler. Bahan yang akan digunakan untuk impeler adalah perunggu yang mempunyai kekuatan tarik 35 kg/mm^2 dengan faktor koreksi 6 dan faktor akibat tumbukan sebesar 3. Maka tebal minimal piringan dapat diperoleh dengan persamaan 6.3.

$$\sigma_{geser} = \frac{\tau_{tarik}}{S_{f1} \times S_{f2}}$$

$$= \frac{35}{6 \times 3}$$

$$\sigma_{total} = 1{,}944 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma_{geser} = \frac{F_{aksial}}{(d_1 - d_2)b}$$

dengan :

d_1 = diameter sisi dalam impeler (mm)

d_h = diameter mata impeler (mm)

b = tebal minimum piringan impeler (mm)

Dari hasil perhitungan sebelumnya diperoleh data sebagai berikut :

d_1 = 95 mm

d_h = 53,95 mm

F_{aksial} = 401,65 kg

maka :

$$\sigma_{geser} = \frac{F_{aksial}}{(d_1 - d_2)b}$$

$$1{,}944 = \frac{401{,}65}{(95 - 53{,}95)b}$$

$$b = 5{,}03 \text{ mm}$$

Tebal minimum dari piringan sebesar 5,03 mm, dipilih tebal piringan 5,1 mm. Berat piringan impeler bagian belakang dapat diperoleh dengan persamaan 6.4 dibawah ini.

$$W = \frac{1}{4} \times \pi \times \left(D_2{}^2 - D'_h{}^2 \right) \times b \times \gamma$$

dengan :

D_2 = diameter sisi luar impeler (mm)

D_h' = diameter hub bagian belakang (mm)

b = tebal piringan impeler (mm)

γ = berat jenis bahan impeler (kg/mm^2)

Dari perhitungan sebelumnya diperoleh data sebagai berikut :

D_2 = 259 mm

D_h' = 58,1 mm

b = 5,1 mm

$\gamma = 8{,}5254 \times 10^{-6}$ kg/mm^3

Maka :

$$W = \frac{1}{4} \times \pi \times \left[(259)^2 - (58{,}1)^2 \right] \times 5{,}1 \times 8{,}5254.10^{-6}$$

$$= 2{,}17 \text{ kg}$$

6.2.5 Berat piringan bagian depan

Berat piringan bagian depan dapat dicari dengan menggunakan persamaan sebagai berikut ditambah dengan dimensi hasil dari *gambar 4.3* :

$$W = \frac{1}{4} \times \pi \times \left({D_2}^2 - {D_1}^2 \right) \times b \times \gamma$$

Dengan :

D_1 = diameter sisi masuk impeler

Dari hasil perhitungan diatas diperoleh data sebagai berikut :

D_1 = 95 mm

Maka :

$$W = \frac{1}{4} \times \pi \times \left(259^2 - 95^2 \right) \times 5{,}1 \times 8{,}5254.10^{-6}$$

$$= 1{,}98 \text{ kg}$$

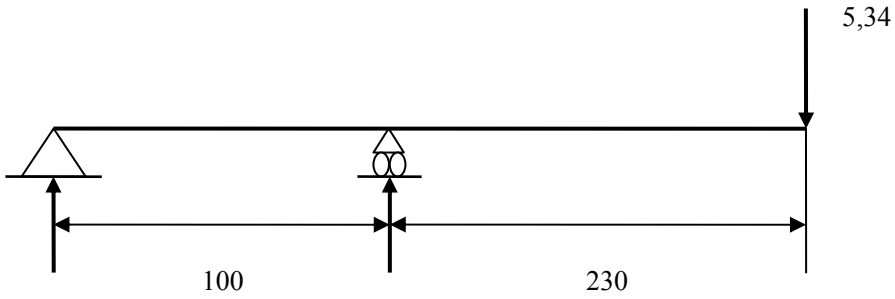
Sehingga jumlah beban menjadi :

$$F = F_r + W_{tot}$$

$$= 1{,}13 + 0{,}106 + 2{,}17 + 1{,}98$$

$$= 5{,}39 \text{ kg}$$

6.3 Perhitungan momen poros



Reaksi bantalan R_B

$\Sigma M_B = 0$

$(R_A \times 100) - (5{,}39 \times 230) = 0$

$R_A = \frac{1239{,}7}{100}$

$R_A = 12{,}397 \text{ kg} (\uparrow)$

$\Sigma P_V = 0$

$R_A + R_B - F = 0$

$R_B = F + F - R_A$

$= 5{,}39 - 12{,}397$

$R_B = 7{,}007 \text{ kg} (\downarrow)$

Maka momen yang terjadi akibat dari F adalah :

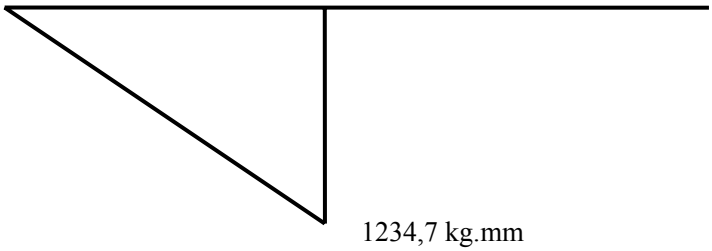
$M_A = 0$

$M_B = (12{,}397 \times 100)$

$= 1239{,}7 \text{ kgmm}$

$M_C = 0$

Diagram momen



Diameter Poros

Bahan poros = S 40 C

Kekuatan tarik bahan (σ_B) = 55 kg/mm^2

$S_{f1} = 6,0$ $S_{f2} = 3,0$ $K_m = 2,0$ $K_t = 1,5$

Tegangan geser yang diijinkan τ_a (kg/mm^2) untuk pemakaian umum pada poros dapat diperoleh dengan cara τ_a dihitung atas dasar batas kelelahan puntir yang besarnya diambil dari 40 % dari batas kelelahan tarik yang besarnya kira-kira 45 % dari kekuatan tarik σ_b (kg/mm^2). Jadi kelelahan puntir adalah 18 % dari kekuatan tarik σ_b, sesuai dengan standart ASME (Sularso & Suga, 1991, hal 17).

Tegangan lentur ijin (τ_{ba}) :

$$\tau_{ba} = \frac{\sigma_b}{S_{f1} \times S_{f2}}$$

$$= \frac{55}{6 \times 3}$$

$= 3{,}06 \text{ kg/mm}^2$

Maka :

$$d_s = \left[\left(\frac{5{,}1}{\tau_{ba}}\right)\sqrt{(K_m \times M)^2 + (K_t \times T)^2}\right]^{0{,}333}$$

dengan :

τ_{ba} = tegangan lentur bahan yang diijinkan (kg/mm^2)

K_m = faktor koreksi beban lentur

K_t = faktor koreksi beban puntir

M = momen lentur (kgmm)

T = momen puntir (kgmm)

Dari hasil perhitungan sebelumnya diperoleh data sebagai berikut :

M = 970,2 kgmm

T = 5020,62 kgmm

$$d_s = \left[\left(\frac{5{,}1}{3{,}06}\right)\sqrt{(2 \times 1239{,}7)^2 + (1{,}5 \times 5020{,}62)^2}\right]^{0{,}333}$$

$= 33{,}13$ mm

Untuk dapat memenuhi persyaratan defleksi puntiran, defleksi lenturan dan putaran kritis,pada tabel L.2 (*lampiran*) maka diameter minimal yang dipakai adalah 35 mm

6.4.1 Konsentrasi tegangan poros

Pada poros bertingkat yang terdapat alur pasak harus diperhatikan adanya konsentrasi tegangan. Harga faktor konsentrasi tegangan untuk alur pasak (α) dan untuk poros bertingkat (β) dapat diperoleh dengan diagram R.E Peterson pada gambar 6.2 dan gambar 6.3

Poros bertingkat dengan :

Diameter poros Besar (D) = 41,5 mm

Diameter poros kecil (d) = 35 mm

Harga jari-jari filet poros

$$r = \frac{D-d}{2}$$

$$= \frac{41{,}5-35}{2}$$

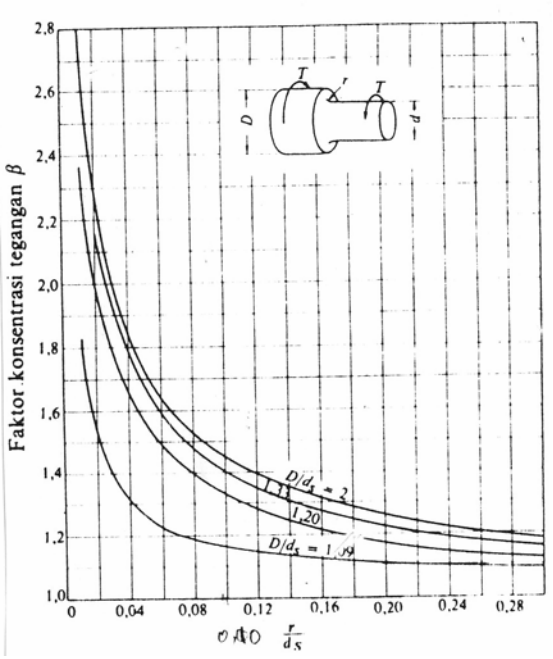
$$r = 3{,}25$$

Perbandingan jari-jari filet dengan diameter poros

$$\frac{r}{d} = \frac{3{,}25}{35} = 0{,}093$$

Perbandingan diameter poros

$$\frac{D}{d} = \frac{41{,}5}{35} = 1{,}19$$



Gambar 6.2 Faktor konsentrasi tegangan β poros bertingkat dengan fillet (Sularso & Suga, 1990, hal 11)

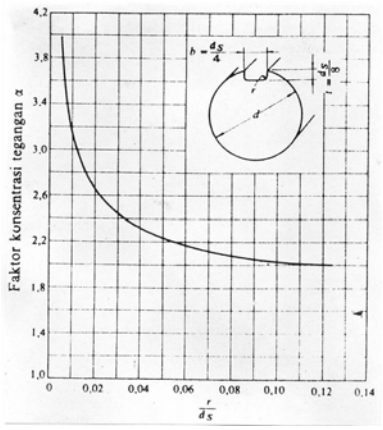
Dari *gambar 6.2* didapat faktor konsentrasi tegangan β = 1,275

Perbandingan jari-jari filet dengan diameter poros

Ukuran pasak yang dipakai = 10 x 8

Jari-jari filet alur pasak = 0,4 mm

$$\frac{r}{d} = \frac{0,4}{35} = 0,011$$



Dari *gambar 6.3* diperoleh harga konsentrasi tegangan α = 3,175

Dalam perancangan poros persyaratan yang harus dipenuhi adalah harga faktor konsentrasi tegangan α harus lebih besar daripada faktor konsentrasi tegangan β.

α > β

3,175 > 1,275 (aman)

6.4.2 Tegangan geser maksimum (τ_{max})

Agar poros dapat aman, besarnya τ_{max} yang dihasilkan harus lebih kecil dari pada tegangan geser yang diijinkan τ_a dengan persamaan 6.5 (Sularso & Suga, 1991, hal 18).

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

dengan :

d_s = diameter poros (mm)

K_m = faktor koreksi momen lentur

K_t = faktor koreksi momen puntir

M = momen lengkung (kgmm)

T = momen puntir (kgmm)

Maka tegangan geser maksimumnya :

$$\tau_{max} = \frac{5,1}{35^3} \sqrt{(2 \times 1239,7)^2 + (1,5 \times 5020,62)^2}$$

= 0,943 kg/mm

Persyaratan agar perancangan poros aman adalah :

τ_{max} < τ_a (Sularso & Suga, 1991, hal 18)

0,943 < 3,06

Maka perancangan poros ini dalam hal tegangan geser maksimum dapat memenuhi persyaratan.

6.4.3 Defleksi puntiran

Dapat dicari dengan menggunakan persamaan 6.6 (Sularso & Suga, 1991, hal 18)

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

dengan :

T = torsi (kg.mm)

L = panjang poros yang terpuntir (mm)

G = modulus geser (kg/mm^2)

d_s = diameter poros (mm)

Untuk baja modulus geser (G) = 8300 kg/mm^2

Untuk panjang poros yang terpuntir (L) = 330 mm

Maka defleksi puntiran :

$$\theta = 584 \times \frac{5020{,}62 \times 330}{8300 \times 35^4}$$

= 0,0776

Untuk poros yang dipasang pada mesin umum dalam kondisi kerja normal, besarnya defleksi puntiran dibatasi 0,25 sampai 0,3 derajat untuk setiap meter panjang poros 1000 m. Bila diambil untuk (θ_{max}) = 25 ° maka :

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

$$= 0{,}0825$$

Persyaratan perancangan adalah :

$$\theta < \theta_{max}$$

$$0{,}0776 < 0{,}0825$$

Maka dengan demikian poros aman memenuhi persyaratan dan aman terhadap defleksi.

6.4.4 Defleksi lenturan pada poros

Dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan 6.7 (Lazarkiewicz, 1965, hal 329)

$$Y_{max} = \frac{W}{3E}\left(\frac{a^3}{J_a} + \frac{a^2 l}{J_l}\right)$$

Maka momen inersia dapat dicari dengan persamaan 6.8 (Lazarkiewicz, 1965, hal 329)

$$J = \frac{\pi \times d_s^{\,4}}{64}$$

dengan :

d_s = diameter poros bertingkat

Untuk d_s = 35 mm

$$J = \frac{\pi \times 35^4}{64}$$

$$= 73624{,}41 \text{ mm}^4$$

Untuk d_s = 41,5 mm

$$J = \frac{\pi \times 41{,}5^4}{64}$$

$$= 145526{,}49 \text{ mm}^4$$

Dari perhitungan sebelumnya diperoleh data sebagai berikut :

Beban lentur (W) = 5,39 kg

Panjang poros kedudukan impeler = 40 mm

Jarak pusat tumpuan dengan pusat impeler = 230 mm

Maka besarnya defleksi lenturan yang terjadi adalah :

$$Y = \frac{W}{3E}\left(\frac{x^3}{J_x} + \frac{a^2 l}{J_a}\right)$$

$$= \frac{5{,}39}{3 \times 21500}\left(\frac{230^3}{73624{,}41} + \frac{230^2 \times 40}{145526{,}49}\right)$$

$$= 0{,}015 \text{ mm}$$

Karena celah antara impeler dengan rumah pompa merupakan masalah,

maka batas defleksi lenturan poros (Y_{max}) tersebut tidak boleh lebih dari 0,03 sampai 0,15 mm per meter. (Sularso & Suga, 1991, hal 19)

Dalam perancangan ini :

$Y < Y_{max}$

$0{,}013 < 0{,}03$

Sehingga hasil perhitungan perancangan poros diatas telah memenuhi persyaratan.

6.4.5 Putaran kritis

Untuk poros putaran tinggi, putaran kritis sangat penting untuk diperhitungkan. Pada mesin-mesin yang dibuat secara baik, putaran kerja poros berada dibawah atau diatas putaran kritisnya yang bisa didapat dengan menggunakan persamaan 6.9.

$$N_c = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{g}{Y_{max}}}$$

Dengan :

g = percepatan grafitasi = 9810 mm/dtk^2

Y = defleksi lenturan maksimum = 0,013 mm

Maka putaran kritis yang terjadi adalah :

$$N_c = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{9810}{0{,}013}}$$

= 8299,55 rpm

Kecepatan operasi poros dibatasi 20 % diatas harga putaran kritis dan 20 % dibawah putaran kritis.(Austin H Church, 1990, hal 292)

Sehingga :

Batas bawah putaran kritis adalah :

$N_{c1} = N_c - (0{,}2 \times N_c)$

$= 8299{,}55 - (0{,}2 \times 8299{,}55)$

$= 6639{,}64$ rpm

Batas atas putaran kritis adalah :

$N_{c2} = N_c + (0{,}2 \times N_c)$

$= 8299{,}55 + (0{,}2 \times 8299{,}55)$

$= 9959{,}46$ rpm

Sehingga poros tidak boleh beroperasi pada kecepatan antara 6639,64 rpm sampai 9959,46 rpm. Pada perancangan ini poros berputar pada kecepatan 2910 rpm, maka poros dinyatakan aman.

6.5 Macam pasak

Pasak merupakan elemen mesin yang berfungsi untuk meneruskan momen dari poros ke naf atau dari naf ke poros. Pasak pada umumnya dapat digolongkan dalam beberapa macam.

Menurut letaknya pada poros dapat dibedakan antara pasak pelana, pasak rata, pasak benam dan pasak singgung yang pada umumnya berpenampang segi empat. Dalam arah memanjang dapat berbentuk primatis atau berbentuk tirus. Pasak benam prismatis ada yang secara khusus dipakai sebagai pasak luncur. Disamping macam-macam pasak diatas ada pula pasak tembereng dan pasak jarum.

6.6 Dasar perancangan pasak

Pasak yang dipilih pada perancang ini adalah pasak benam. Pasak benam mempunyai bentuk penampang segi empat dan juga terdapat bentuk prismatis dan tirus. Untuk menghitung kekuatan pasak dapat dilakukan dengan cara :

6.6.1 Gaya tangensial

Jika torsi pada poros adalah T (kg.mm) dan diameter poros adalah D (mm) maka gaya tangensial F (kg) pada poros dapat dicari dengan persamaan 6.10 (Sularso & Suga, 1991, hal 25)

$$F = \frac{T}{D/2}$$

$$= \frac{5020,62}{41,5/2}$$

= 241,96 kg ≈ 242 kg

6.6.2 Gaya geser

Dengan diameter poros 41,5 mm, maka dapat ditentukan penampang pasak yang akan digunakan berdasarkan tabel L.3 (*lampiran*)

Maka berdasarkan tabel 6.1 (*lampiran*) diambil ukuran utama pasak adalah 12 x 8

Kedalaman alur pasak pada poros t_1 = 5,0 mm

Kedalaman alur pasak pada impeler t_2 = 3,3 mm

Dari tegangan geser ijin τ_{Ka} (kg/mm^2) panjang pasak l_1 mm yang diperlukan dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan 6.11 (Sularso & Suga, 1991, hal 25)

$$\tau_{Ka} \geq \frac{F}{b \times l_1}$$

Harga τ_{Ka} adalah harga yang diperoleh dengan membagi kekuatan tarik σ_B dengan faktor keamanan Sf_{k1} x Sf_{k2}. Harga Sf_{k1} umumnya diambil 6 dan harga Sf_{k2} dipilih antara 1 – 1,5 jika beban dikenakan secara perlahan-lahan, antara 1,5-3 jika dikenakan tumbukan ringan dan antara 2 – 5 jika dikenakan beban secara tiba-tiba dan dengan tumbukan berat (Sularso & Suga, 1991, hal 25)

Bahan pasak yang digunakan = S 30 C

Kekuatan tarik (σ_B) = 48 kg/mm^2

Faktor keamanan (Sf_{k1}) = 6

Faktor keamanan (Sf_{k2}) = 2

Sehingga tegangan geser ijin τ_{Ka} dapat dicari dengan persamaan 6.12 (Sularso & Suga, 1991, hal 25)

$$\tau_{Ka} = \frac{\sigma_b}{Sf_{k1} \times Sf_{k2}}$$

$$= \frac{48}{6 \times 2}$$

$$= 4 \text{ kg}$$

Dengan mensubtitusikan persamaan 6.11 maka akan diperoleh panjang pasak yang akan digunakan dengan menggunakan persamaan 6.13 dibawah ini :

$$l_1 \geq \frac{F}{b \times \tau_{Ka}}$$

$$l_1 \geq \frac{242}{12 \times 4}$$

$$l_1 \geq 5{,}042 \text{ mm}$$

6.6.3 Tekanan permukaan

Untuk menghindari kerusakan permukaan samping pasak yang disebabkan oleh tekanan bidang, maka tekanan bidang juga perlu diperhitungkan. Dari tekanan permukaan yang diijinkan P_a (kg/mm^2) dapat dicari panjang pasak yang akan dipakai. Harga P_a adalah sebesar 8 kg/mm^2

untuk poros berdiameter kecil, 10 kg/mm^2 untuk poros dengan diameter besar dan setengah harga diatas untuk poros putaran tinggi.(Sularso & Suga, 1991, hal 25)

Pada perancangan ini panjang pasak yang digunakan (L) diambil dari panjang pasak standar berdasarkan tabel 6.1 yaitu L = 34mm. Lebar pasak sebaiknya 25 – 35 (%) dari diameter poros (Sularso & Suga, 1991, hal 27)

$$\frac{b}{d_s} = \frac{12}{41{,}5} = 0{,}289$$

Hasil perbandingan diatas memenuhi persyaratan.

Panjang pasak jangan terlalu panjang dibanding dengan diameter poros antara 0,75 – 1,5 d_d (Sularso & Suga, 1991, hal 27)

$$\frac{L}{d_s} = \frac{34}{41{,}5} = 0{,}819$$

Hasil dari perbandingan diatas memenuhi persyaratan.

BAB VII

PERHITUNGAN BANTALAN

7.1 Klasifikasi bantalan

Bantalan adalah elemen yang mampu menumpu poros beban, sehingga putaran dapat berlangsung secara halus, aman dan dapat mengurangi gesekan. Bantalan haruslah kokoh untuk memungkinkan poros serta elemen lainnya dapat bekerja dengan baik. Bantalan dapat diklasifikasikan sebagai berikut:

7.1.1 Atas dasar gerakan bantalan pada poros

a. Bantalan Luncur

   Pada bantalan ini terjadi gesekan antara poros dan bantalan dengan perantara lapisan pelumas.

b. Bantalan Gelinding

   Pada bantalan ini terjadi gerakan gelinding antara bagian yang berputar dengan bagian yang diam melalui elemen gelinding seperti bola (peluru), rol atau rol jarum dan rol bulat.

7.1.2 Atas dasar arah beban terhadap poros

a. Bantalan Radial

   Arah beban ditumpu bantalan ini adalah tegak lurus sumbu poros.

b. Bantalan Aksial

   Arah beban yang ditumpu bantalan ini adalah sejajar sumbu poros.

c. Bantalan Gelinding

   Bantalan ini dapat menahan beban yang ditumpu dengan arah sejajar dan tegak lurus sumbu poros.

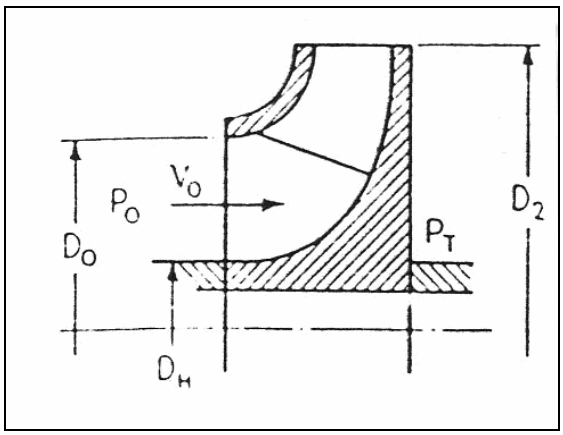
Bantalan gelinding mempunyai keuntungan pada gesekan yang sangat kecil dibandingkan dengan bantalan luncur. Elemen gelinding seperti bola atau rol, dipasang diantara cincin luar dan cincin dalam. Dengan memutar salah satu cincin tersebut, bola atau rol akan membuat gerakan gelinding sehingga gesekan diantaranya akan jauh lebih kecil.

Pada perancangan ini jenis bantalan yang digunakan adalah bantalan gelinding karena dapat menahan beban arah radial maupun arah aksial. Bantalan gelinding biasanya dilumasi dengan minyak gemuk dan tidak memerlukan perawatan yang sulit.

7.2 Gaya aksial

Gaya impeler hisap tunggal akan mengalami gaya dorong aksial yang

disebabkan oleh gaya-gaya yang berlawanan arah. Gaya yang kecil diantara gaya-gaya ini adalah gaya yang disebabkan perubahan momen fluida yang memasuki impeler. Gaya ini cenderung menggerakkan impeler menjauhi sisi hisap (*suction*) dan bekerja pada luasan yang dibatasi oleh cincin yang diameter D_0 dan D_H.

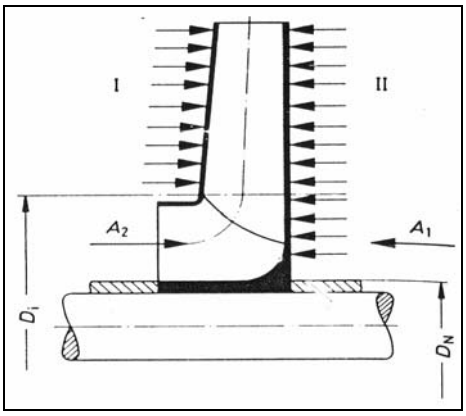


Gambar 7.1 Bagian Leher Impeler
(Austin H Church, 1993, hal 156)

Fluida yang keluar dari impeler mempunyai tekanan yang lebih tinggi daripada tekanan hisap. Gaya-gaya yang terjadi dinetralkan oleh luasan $D_o$dan D_2 sehingga besarnya gaya adalah sama.(Austin H Church, 1990, hal 155-156)

Akibat perbedaan tekanan antara sisi hisap dan sisi keluar akan menimbulkan gaya aksial yang menggerakan impeler menuju sisi hisap. Gaya aksial yang berkerja pada impeler dapat dilihat pada *gambar 7.2.* Tekanan yang bekerja pada piringan sebelah kiri dan sebelah kanan dilukiskan sesuai dengan tanda panah. Pada bagian sebelah kanan (II) mempunyai tekanan yang lebih besar, yang besarnya kira-kira sesuai dengan bidang lingkaran antara D_1 dan D_H.

Akibat tekanan dibagian H lebih besar dibandingkan dengan bagian I. Tekanan ini mengakibatkan gaya geser aksial A_1 kearah hisap.(Fritz Diezel, 1996, hal 176)



Gambar 7.2 Gaya Geser Aksial pada Impeler
(Fritz Dietzel, 1992, hal 276)

Perbedaan tekanan yang terjadi dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 7.1 (Austin H Church, 1990, hal 156)

$$P_T - P_0 = \frac{3}{4} \times \frac{U_2^{\,2} - U_1^{\,2}}{2g} \times \gamma$$

Dengan :

P_T = tekanan fluida dibelakang impeler (kg/m^2)

P_0 = tekanan fluida didepan impeler (kg/m^2)

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

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

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

Dari perhitungan sebelumnya diperoleh data sebagai berikut :

Kecepatan keliling fluida sisi masuk impeler (U_1) = 14,47 m/detik

Kecepatan keliling fluida sisi keluar impeler (U_2) = 33,33 m/detik

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

Percepatan grafitasi (g) = 9,81 m/detik^2

Maka perbedaan tekanan sisi masuk dan sisi keluar impeler adalah :

$$P_T - P_0 = \frac{3}{4} \times \frac{33{,}33^2 - 14{,}47^2}{2 \times 9{,}81} \times 1000$$

$$= 34461{,}31 \text{ kg/m}^2$$

Antara bidang lingkaran D_0 dan D_H terdapat gaya aksial yang cenderung untuk menggerakkan impeler ke arah sisi hisap. Besarnya gaya aksial ini dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan 7.2. (Austin H Church, 1990, hal 256)

$$F_a = (P_T - P_0) \times \frac{3}{4} \times \left(D_0{}^2 - D_H{}^2\right)$$

Dengan :

D_0 = diameter mata impeler (meter)

D_H = diameter hub impeler (meter)

Dari perhitungan sebelumnya diperoleh data sebagai berikut :

Diameter mata impeler (D_0) = 0,095 meter

Diameter hub impeler (D_H) = 0,05395 meter

Maka besarnya gaya aksial yang terjadi adalah :

$$F_a = (34461{,}31) \times \frac{3}{4} \times (0{,}095^2 - 0{,}05395^2)$$

$$= 158{,}03 \text{ kg}$$

Fluida masuk impeler secara aksial mempunyai kecepatan masuk v_0, maka perubahan momentum atau gaya aksial akibat perbadaan momentum dapat ditentukan dengan persamaan 7.3 (Austin H Church, 1990, hal 155)

$$F_m = \frac{W}{g} \times v_0$$

Dengan :

v_0 = kecepatan fluida masuk impeler (m/detik)

W = berat fluida yang masuk impeler persatuan waktu (kg/detik)

Kapasitas air yang dipompakan Q = 0,022917 m^3/detik, maka bobot air yang dipompakan dapat dicari dengan menggunakan persamaan 7.4 (Austin H Church, 1990, hal 156)

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

$$= 0{,}022917 \times 1000$$

$$= 22{,}917 \text{ kg/detik}$$

Kecepatan fluida yang masuk impeler v_0 = 4,877 m/detik, sehingga besarnya gaya geser aksial yang disebabkan perubahan momentum adalah :

$$F_m = \frac{22{,}917}{9{,}81} \times 4{,}877$$

$$= 11{,}39 \text{ kg}$$

Dari kedua gaya aksial yang arahnya berbeda, maka dapat ditentukan resultan gaya aksial yang bekerja pada impeler dengan persamaan 7.5 (Austin H Church, 1990, hal 156)

$$Fa_{resultan} = F_a - F_m$$

$$Fa_{resultan} = 158{,}03 - 11{,}39$$

$$= 146{,}64 \text{ kg}$$

Resultan gaya aksial ini berusaha untuk menekan atau menggerakkan impeler dan poros menuju sisi hisap. Untuk mengurangi gaya geser aksial yang bekerja pada impeler, maka diperlukan elemen pengimbang gaya aksial.

Pada dasarnya elemen pengimbang ini membuat tekanan didepan impeler sama dengan tekanan dibelakang impeler. Untuk mengkompresi gaya aksial dapat dilakukan dengan elemen pengimbang, antara lain (Fritz Dietzel, 1996, hal 277 – 279) :

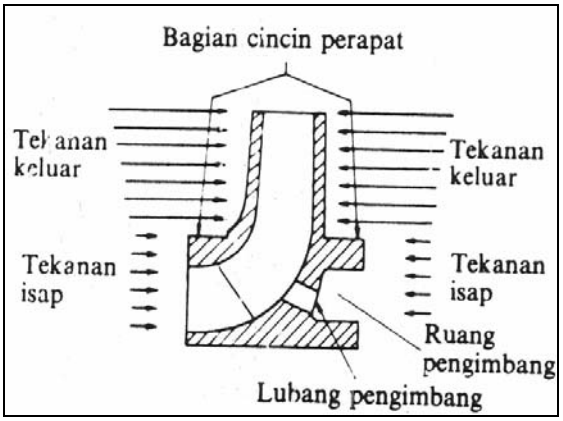
a. Roda jalan dengan aliran masuk ganda dan aliran masuk yang banyak. Bila roda jalan yang memiliki lubang pemasukan ganda, maka fluida yang dihisap dengan serentak dari kiri dan kanan akan terjadi gaya geser yang timbul antara satu dengan yang lainnya saling berlawanan karena perbedaan arus aliran fluida dan timbul pusaran. Maka dengan cara ini tidak bisa mendapatkan hasil kesetimbangan yang baik, sehingga pompa perlu elemen tambahan

yang mampu menahan gaya geser aksial yakni bantalan untuk menerima sisa-sisa dari gaya aksial tersebut.

b. Mengkompensir dengan menurunkan gaya geser aksial melalui peredaman dengan lubang pengimbang. Cara mengkompensir gaya aksial ini digunakan pada pompa satu tingkat dan bertingkat banyak dengan diameter roda yang tidak terlalu besar. Pada D_2 diberi cincin celah tambahan, D_2 terletak pada ketinggian yang sama seperti letak D_1. Gaya aksial yang diakibatkan oleh fluida masuk akan dihilangkan sebab tekanannya dapat diseimbangkan atau disamakan melalui lubang.

c. Mengkompensir gaya aksial dengan sudu belakang, yaitu memberikan sudu belakang roda jalan. Dengan cara ini akan terbentuk suatu kecepatan sudut yang pada sisi muka sudut tidak ada. Oleh kerena itu disebelah kanan terdapat fluida yang ikut berputar sehingga gaya aksial ke arah hisap dapat berkurang.

Dalam perancangan ini, untuk mengkompensir gaya aksial diambil dengan cara membuat ruang pengimbang pada impeler.



Gambar 7.3 Tekanan Air yang Bekerja pada Sisi Impeler
(Sularso & Haruo Tahara, 2000, hal 80)

Pada bantalan A dibuat tetap kokoh pada tempatnya untuk menerima sisa gaya geser aksial yang kecil dan untuk memegang poros agar tetap pada posisi yang benar-benar aksial.

Pada bantalan B dirancang untuk dapat bergerak secara leluasa dalam arah aksial, hal ini dimaksudkan untuk mengatasi terjadinya pertambahan panjang pada poros akibat kenaikan temperatur.

7.3 Umur nominal bantalan A

Dalam perhitungan sebelumnya besarnya gaya reaksi tumpuan yang menopang pada poros dan sisa-sisa gaya aksial adalah :

Gaya reaksi tumpuan (F_r) = 5,39 kg

Gaya aksial (F_a) = 146,64 kg

Beban ekuivalen dinamis yang bekerja pada bantalan ditentukan

dengan persamaan 7.7 (Sularso & Suga, 1991, hal 135)

$$P_r = X \times V \times Fr + Y \times Fa$$

Dengan :

Fr = gaya radial pada tumpuan (kg)

Fa = gaya aksial (kg)

X = faktor beban radial

V = faktor konstruksi bantalan

Y = faktor beban aksial

Dari tabel L.4 (*lampiran*) didapat data sebagai berikut :

X = 0,4 V= 1 Y= 1,9

Dari tabel L.4 (*lampiran*) diambil bantalan kerucut yaitu :

Nomor bantalan = 32307

Diameter dalam (d) = 35 mm

Diameter luar (D) = 80 mm

Kapasitas dinamis (C) = 7000 kg

Kapasitas statis (C_o) = 5700 kg

Maka beban ekuivalen dinamis yang terjadi pada bantalan adalah :

$$P_r = 0,4 \times 1 \times 5,39 + 1,9 \times 146,64$$

$$= 280,772 \text{ kg}$$

Umur bantalan yang digunakan pada setiap mesin memiliki batasan

umur pemakaian yang telah ditentukan, serta faktor beban yang sesuai dengan penggunaan mesin tersebut. Data tersebut dapat dilihat pada tabel 7.3

Tabel 7.1 Umur bantalan berdasarkan jenis pemakaiannya
(Sularso & Suga, 1991, hal 135)

Umur L_h / Faktor beban f_w		2000–4000 (jam)	5000–15000 (jam)	20000–30000 (jam)	40000–60000 (jam)
		Pemakaian jarang	Pemakaian sebentar-sebentar (tidak terus-menerus)	Pemakaian terus-menerus	Pemakaian terus-menerus dengan keandalan tinggi
1–1,1	Kerja halus tanpa tumbukan	Alat listrik rumah tangga, sepeda	Konveyor, mesin pengangkat, lift, tangga jalan	Pompa, poros transmisi, separator, pengayak, mesin perkakas, pres putar, separator sentrifugal, sentrifus pemurni gula, motor listrik	Poros transmisi utama yang memegang peranan penting, motor-motor listrik yang penting
1,1–1,3	Kerja biasa	Mesin pertanian gerinda tangan	Otomobil, mesin jahit	Motor kecil, roda meja, pemegang pinyon, roda gigi reduksi, kereta rel	Pompa penguras, mesin pabrik kertas, rol kalender, kipas angin, kran, penggiling bola, motor utama kereta rel listrik
1,2–1,5	Kerja dengan getaran atau tumbukan		Alat-alat besar, unit roda gigi dengan getaran besar, rolling mill.	Penggetar, penghancur	

Dari data diatas disesuaikan dengan pemakaian bantalan pada mesin pompa, maka didapatkan batas umur pemakaian bantalan adalah 20.000 sampai 30.000 jam. Untuk kerja normal, maka faktor beban f_w = 1,1. Sehingga beban yang bekerja pada bantalan dikalikan dengan faktor f_w.

Beban yang bekerja pada bantalan dapat dicari dengan persamaan 7.8 (Sularso & Suga , 1991, hal 137)

$$P = f_w \times P_r$$

$$= 1{,}1 \times 280{,}772$$

$$= 308{,}85 \text{ kg}$$

Kemudian dapat dihitung umur bantalan berdasarkan perbedaan yang terjadi. Untuk menentukan umur bantalan harus ditentukan dahulu faktor kecepatannya, yaitu :

Untuk bantalan bola dengan persamaan 7.9 (Sularso & Suga , 1991, hal 136)

$$f_n = \left(\frac{33,3}{n}\right)^{1/3}$$

dengan :

n = putaran poros (rpm)

Maka faktor kecepatan pada bantalan bola adalah :

$$f_n = \left(\frac{33,3}{2910}\right)^{1/3}$$

$$= 0,225$$

Kemudian ditentukan faktor umur bantalan yang diperoleh dengan persamaan 7.10 (Sularso & Suga , 1991, hal 136)

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

dengan :

C = kapasitas dinamis bantalan

P = beban yang diterima bantalan

f_n = faktor kecepatan

Maka :

$$f_h = 0,225 \times \frac{7000}{308,85}$$

$$= 5,099$$

Umur bantalan bola dapat ditentukan dengan persamaan 7.11 (Sularso & Suga , 1991, hal 135)

$L_h = 500 \times f_h^{\,3}$

$= 500 \times 5{,}099^3$

$= 66286{,}49$ jam

Pertambahan panjang umur bantalan dikarenakan adanya perbaikan mutu bahan dan karena adanya keandalan yang tinggi. Maka umur keandalan bantalan yang direncanakan dapat diperoleh dengan mengkalikan umur nominal L_h dengan faktor koreksi yaitu (Sularso & Suga , 1991, hal 136) :

$L_n = a_1 \times a_2 \times a_3 \times L_h$

Dengan :

a_1 = aktor keandalan, a_1 = 1 bila keandalan 90 % dipakai seperti biasanya atau 0,21 bila keandalan 99 %. Harga a_1 dapat dilihat pada tabel 7.4

a_2 =faktor bahan, a_2 = 1 untuk bahan baja bantalan yang dicairkan secara terbuka dan kurang lebih = 3 untuk bahan baja bantalan dengan gas hampa.

a_3 =faktor kerja, a_3 = 1 untuk kerja normal dan kurang dari 1 untuk hal-hal berikut ini (karena kondisinya tidak menguntungkan umur bantalan) :

i. Bantalan bola, dengan pelumasan minyak bervikositas 13 (cSt) atau kurang.

ii. Bantalan rol, dengan pelumasan minyak bervikositas 20 (cST) atau kurang.

iii. Kecepatan rendah, yang besarnya sama dengan atau kurang dari 10000 rpm dibagi diameter jarak bagi elemen gelinding.

$L_n = 0{,}62 \times 1 \times 1 \times 66286{,}49$

$= 41097{,}62$ jam

7.4 Umur nominal bantalan B

Dari tabel L.5 (*lampiran*) diambil bantalan bola tunggal alur dalam untuk bantalan B dikarenakan bantalan B tidak menerima gaya aksial, yaitu :

Nomor bantalan = 6007

Diameter dalam (d) = 35 mm

Diameter luar (D) = 62 mm

Kapasitas dinamis (C) = 1250 kg

Kapasitas statis (C_0) = 915 kg

maka :

X = 0,56 V = 1 Y = 1,26

Sehingga :

$P_r = 0,56 \times 1 \times 5,39 \times +1,26$

$= 3,22$ kg

$P = f_w \times P_r$

$= 1,1 \times 3,22$

$= 3,542$ kg

$f_h = 0,225 \times \frac{1250}{3,542}$

$= 79,4$

Umur bantalan bola dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan 7.11 (Sularso & Suga , 1991, hal 135)

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

$= 500 \times 79,4^3$

$= 250283092$ jam

$L_n = 0,62 \times 1 \times 1 \times 250283092$

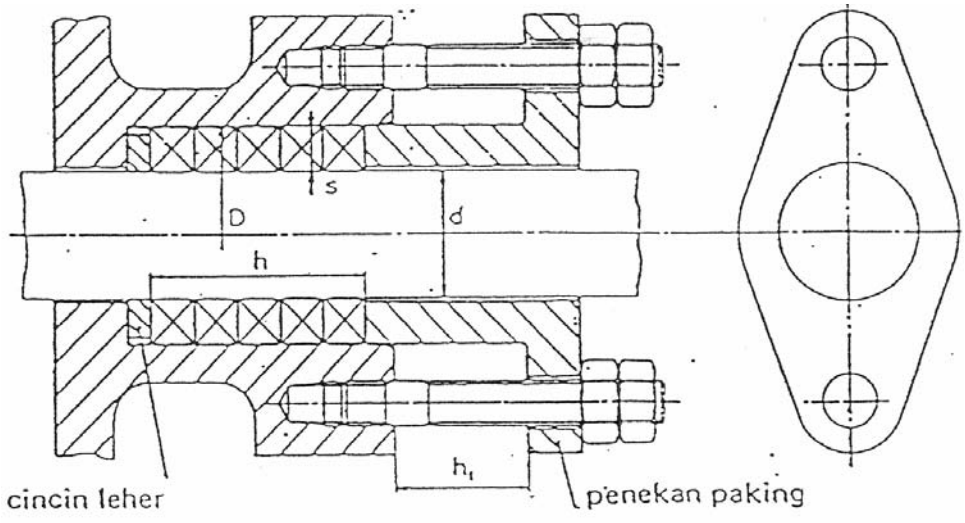
$= 155175517$ jam

BAB VIII

ELEMEN PENDUKUNG

8.1 Kotak paking

Perapat poros dan pompa berfungsi untuk mencegah udara tidak masuk kedalam rumah pompa saat beroperasi dan mencegah air keluar dari dalam rumah pompa. Bahan paking pompa biasanya terbuat dari rami kain kapas, asbes dan sebagainya. Dalam perdagangan paking bisa dibeli dalam bentuk tali yang dianyam dengan inti karet berpenampang segi empat atau bujursangkar.



Gambar 8.1 Kotak Paking
(Stolk & Kros, 1993, hal 523)

Paking yang berpenampang segi empat atau bujursangkar berbentuk seperti lilitan sekrup yang ditekan dengan penekan paking (*gland*) tekanan yang terjadi dalam paking merambat ke segala arah sehingga paking dipres oleh poros.

Tebal paking dapat diperoleh dengan mengguanakan persamaan 8.1 (Ir. Jac. Stok & Ir. C. Kros, 1993, hal 523)

$s = \sqrt{d}$ samapai $s = 2\sqrt{d}$

dengan :

d = diameter poros letak paking (mm)

Besarnya tebal paking adalah :

$s = 1{,}5\sqrt{35}$

$= 8{,}87$ mm

Sedangkan panjang paking dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan 8.2 (Ir. Jac. Stok & Ir. C. Kros, 1993, hal 523)

$h = (4-8)s$

$= (5 \times 8{,}87)$

$= 44{,}35$ mm

Jarak antara penekan paking dengan kotak paking dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan 8.3 (Ir. Jac. Stok & Ir. C. Kros, 1993, hal 523)

$h_1 = 3 \times s$

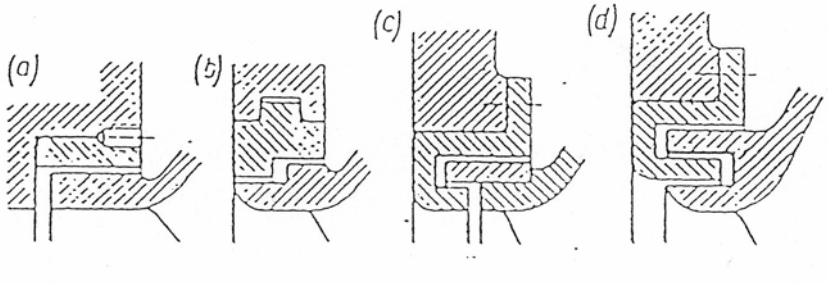
$= 3 \times 8{,}87$

$= 26{,}61$ mm

8.2 Cincin penahan aus (*Wearing Ring*)

Untuk mencegah terjadinya keausan rumah pompa dan impeler pada sambungan yang bergerak (*running joint*) dipasang cincin penahan keausan (*wearing ring*) yaitu juga disebut cincin rumah pompa atau cincin perapat.

Pada *gambar 8.2* terdapat beberapa jenis cincin penahan aus . *Gambar 8.1* perapat merupakan sambungan rata. Sama halnya dengan sambungan b, mempunyai cincin yang rata yang dipasang pada rumah pompa. Pada impeler bisa memiliki cincin yang serupa. Pada d, e, dan f, cincin dipasang baik pada rumah pompa maupun pada impeler. Pada perancangan ini yang dipakai adalah cincin penahan keausan c.



Gambar 8.2 Contoh susunan cincin penahan keausan
(Hiks, 1996, hal 21)

8.3 Pemancingan

Sebelum pompa beroperasi, maka mata impeler harus dibenamkan dan pipa hisap harus diisi dengan fluida yang akan dipompakan. Pompa tidak boleh dioperasikan tanpa berisi fluida atau dalam keadaan kering, karena cincin panahan keausan akan bergesekan dan menyebabkan macet. Bila udara dibiarkan masuk ke dalam saluran hisap atau ke dalam pompa, maka pompa akan kehilangan daya pemancingannya. Dengan kata lain pompa akan berhenti.

Ada 3 cara pemancingan pompa :

a. Memasukkan air ke dalam saluran hisap hingga impeler terisi air.
b. Mengeluarkan udara dalam pipa hisap dan dari dalam rumah pompa hingga air dipaksa untuk naik ke dalam pompa oleh tekanan udara pada permukaan air.
c. Dengan mendesain pompa agar dapat memancing sendiri (*Self Priming*).

Dalam perncangan ini dipilih sistem pemancingan a.

8.4 Baut dan mur rumah pompa

Jenis baut dan mur yang dipakai adalah jenis baut tembus dengan menjepit dua bagian melalui lubang tembus, menggunakan mur dan baut memiliki keuntungan yaitu dapat dipasang dan dilepas sewaktu diperlukan

sedangkan kelemahannya pada permukaan sambungan pada baut dan mur akan terjadi konsentrasi tegangan yang lebih besar sehingga bagian ini lebih mudah rusak. Penggunaan mur dan baut yang dipilih haruslah memiliki beban yang diterima baut lebih kecil dari tegangan yang diijinkan sesuai dengan bahan baut yang digunakan, diantara sambungan baut dan mur diberi ring type pegas agar pada sambungan baut tidak lepas akibat dari getaran yang tinggi.

Bahan yang dipilih adalah baja liat dengan kadar karbon 0,22 sampai 0,36 % definisi biasa, sehingga tegangan tarik ijin adalah $\sigma = 48$ kg/mm^2.

Dalam perancangan ini memakai ulir kasar metris (JIS B 0205) dan dipilih diameter baut adalah M 10, berdasarkan tabel L.6 (*lampiran*).

Dari tabel tersebut diperoleh data sebagai berikut :

Jarak bagi (P) = 1,25 mm

Tinggi kaitan (H_1) = 0,677 mm

Diameter luar (D) = 9,00 mm

Diameter inti (d_1) = 7,647 mm

Diameter efektif (d_2) = 8,188 mm

Tegangan tarik yang diijinkan dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 8.5 (Sularso & Suga, 1997, hal 296)

$$\sigma \geq \frac{W}{\frac{\pi}{4} \times \left(0{,}8 \times d^2\right)}$$

Sehingga pembebanan aksial murni pada baut dapat dicari dengan

menggunakan persamaan 8.6 (Sularso & Suga, 1991, hal 296)

$$W \le \sigma_a \times \frac{\pi}{4 \times (0{,}8 \times d)^2}$$

Dengan :

W = gaya aksial murni (kg)

σ_a = tegangan tarik ijin (kg/mm^2)

d = diameter luar (mm)

Besarnya pembebanan aksial murni maksimum adalah :

$$W \le 48 \times \frac{(0{,}8 \times 9^2) \times \pi}{4}$$

$$W \le 2442{,}9 \text{ kg}$$

Tekanan kontak ijin q_a bahan dari baja liat yang digunakan untuk pengikat, maka harga q_a dapat dicari dari tabel 8.2 dibawah ini.

Tabel 8.1 Tekanan yang Diijinkan pada Ulir
(Sularso & Suga, 1991, hal 289)

Bahan		Tekanan permukaan yang diizinkan q_a (kg/mm^2)	
Ulir luar	Ulir dalam	Untuk pengikat	Untuk penggerak
Baja liat	Baja liat atau perunggu	3	1
Baja keras	Baja liat atau perunggu	4	1,3
Baja keras	Besi cor	1,5	0,5

Dari tabel diatas digunakan bahan baja liat untuk pengikat, maka harga

q_a adalah 3 kg/mm^2 dan digunakan dalam persamaan 8.8 (Sularso & Suga, 1991, hal 280)

$$q_a \geq \frac{W}{\pi \times d_2 \times H_1 \times z}$$

Dengan :

H_1 = tinggi kaitan (mm)

d_2 = diameter efektif (mm)

z = jumlah lilitan ulir

Maka :

$$z \geq \frac{2442,9}{\pi \times 8,188 \times 0,677 \times 3}$$

$z \geq 47$ lilitan

Tinggi mur (H) dapat dicari dengan menggunakan persamaan 8.9 (Sularso & Suga, 1991, hal 297)

$$H = z \times p$$

Dengan :

z = jumlah lilitan ulir

p = jarak bagi

Maka tinggi mur :

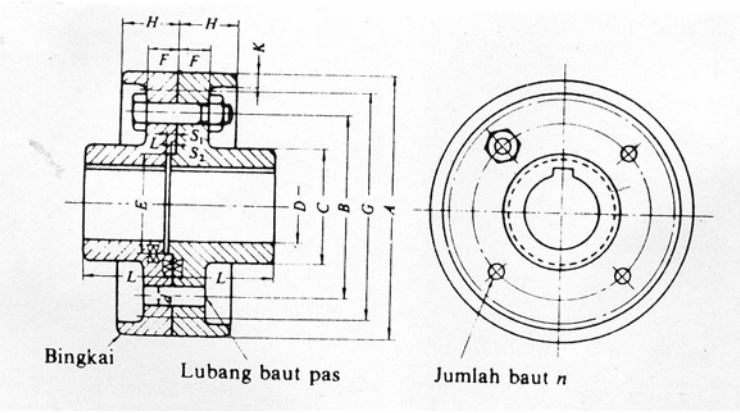
$$H = 46 \times 1,2$$

$H = 57,5$ mm

8.5 Kopling

Kopling adalah suatu elemen mesin yang berfungsi sebagai penerus putaran dan daya poros penggerak ke poros yang digerakkan secara pasti (tanpa terjadi slip) dengan sumbu kedua poros tersebut terletak pada garis lurus atau dapat berbeda sumbunya.

Dari tabel 8.2 dibawah ini maka akan diperoleh data sebagai berikut :



Gambar 8.3 Kopling Flens
(Sularso & Suga, 1991, hal 31)

(Satuan : mm)

A	G Tanpa bingkai (Halus saja)	D Diameter lubang max.	D Diameter lubang min	L	C	B	F Kasar	F Halus	H Kasar	H Halus	K	n	d Kasar	d 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

Keterangan: 1. Jika tidak disebutkan secara khusus, angka-angka di dalam tabel berlaku umum baik untuk "halus" maupun untuk "kasar".
2. Pemakaian angka-angka di dalam kurung sejauh mungkin dihindarkan.

Diameter naf (C) = 80 mm

Panjang naf (l) = 56 mm

Diameter baut (a) = 14 mm

Jumlah baut (n) = 4

Pemeriksaan kekuatan flens dilakukan pada bagian yang paling rawan terhadap gesekan, yaitu pada diameter (C) dan tebal flens (F). Tegangan geser flens dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 8.10 (Sularso & Suga, 1991, hal 34)

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

Maka besarnya tegangan geser flens adalah :

$$\tau_F = \frac{2 \times 5020{,}62}{\pi \times 80^2 \times 20}$$

$$= 0{,}025 \text{ kg/mm}^2$$

Bahan flens adalah besi cor kelambu dengan tipe standar JIS G 5501 (FC35) dengan kekuatan tarik σ_B adalah 35 kg/mm^2. Tegangan geser yang diijinkan untuk bahan flens τ_{Fa} dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan 8.11

$$\tau_{Fa} = \frac{\sigma_B}{Sf_F \times K_F}$$

dengan :

Sf_F = faktor keamanan bahan flens (diambil 6)

K_F = faktor koreksi beban (diambil 2)

Maka besarnya tegangan geser yang diijinkan untuk bahan flens adalah :

$$\tau_{Fa} = \frac{35}{6 \times 2}$$

$$= 2{,}917 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan geser flens (τ_F) yang terjadi lebih kecil dari pada tegangan geser yang diijinkan untuk bahan flens (τ_{Fa}) sehingga perancangan flens tersebut memenuhi syarat. Ikatan antara kedua flens dilakukan dengan baut-baut pas yang berjumlah 4 buah dengan diameter 14 mm. Distribusi tegangan geser pada semua baut tidak sama, maka dalam perhitungan dianggap hanya setengah saja dari jumlah baut yang menerima secara merata. Jumlah baut efektif $n_e = 2$, maka tegangan geser yang terjadi pada tiap baut dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan 8.12 (Sularso & Suga, 1991, hal 34)

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

Dengan :

d_b = diameter baut (14 mm)

B = diameter pusat lingkaran baut (112 mm)

Maka besarnya tegangan geser baut adalah :

$$\tau_B = \frac{8 \times 5020{,}62}{\pi \times 14^2 \times 2 \times 112}$$

$$= 0{,}291 \text{ kg/mm}^2$$

Bahan yang digunakan untuk baut adalah baja karbon tipe standar JIS

G 3201 (S20C) dengan kekuatan tarik (σ_B) = 40 kg/mm^2. Tegangan geser yang diijinkan dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan 8.13 :

$$\tau_{Ba} = \frac{\sigma_B}{Sf_B \times K_B}$$

dengan :

Sf_B = faktor keamanan baut (diambil 6)

K_B = faktor koreksi beban (diambil 2)

Maka besarnya tegangan geser yang diijinkan adalah :

$$\tau_{Ba} = \frac{40}{6 \times 2}$$

$$= 3{,}333 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan geser baut (τ_B) yang terjadi lebih kecil dari pada tegangan geser yang diijinkan untuk bahan baut (τ_{Ba}) sehingga hasil perancangan baut tersebut memenuhi persyaratan.

BAB IX

KARAKTERISTIK POMPA

9.1 Pendahuluan

Karakteristik pompa merupakan sifat-sifat dan kemampuan suatu pompa terhadap kapasitas head, dengan kapasitas daya dan kapasitas dengan efisiensi pompa. Karakteristik pompa perlu diperhitungkan dengan tujuan untuk mengetahui daerah kerja pompa yang dirancang.

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

9.2 Karakteristik pompa hubungan kapasitas dengan head

9.2.1 Head euler's ($H\varepsilon$)

Head euler's merupakan head teoritis pompa yang ideal dan belum memperhitungkan kerugian-kerugian yang terjadi. Head ini dapat terjadi apabila aliran fluida benar-benar melalui saluran yang tepat sesuai dengan sudut sudu

jalan yang telah ditentukan dan diasumsikan bahwa fluida dipaksa melalui sudu-sudu yang banyaknya tak terhingga dan sangat tipis serta alur atau jalur sudu satu dengan yang lainnya sangat sempit (Fritz Dietzel, 1996, hal 256).

Besarnya head euler's untuk pompa dua tingkat dapat dinyatakan dengan menggunakan persamaan 9.1 (Austin H Church, 1990, hal 33)

$$H_\varepsilon = 2 \times \frac{U_2}{g} \times \left[U_2 - \frac{Q_{tz} \times \cot \beta}{d_2 \times \pi \times b_2} \right]$$

Dari perhitungan sebelumnya diperoleh data sebagai berikut :

Kecepatan keliling fluida sisi keluar impeler (U_2) = 33,33 m/detik

Diameter sisi keluar impeler (D_2) = 0,259 m

Lebar sisi keluar impeler (b_2) = 7,37 x 10^{-3} m

Kapasitas pompa teoritis (Q_{tz}) = 1,1 Q m^3/detik

Sudut sisi keluar (β_2) = 30 °

Sehingga besarnya head euler's adalah :

$$H\varepsilon = 2 \times \frac{33,33}{9,81} \times \left[33,33 - \frac{1,1.Q \times \cot 30}{0,259 \times \pi \times 0,00737} \right]$$

$$= 113,24 - 1079,997Q$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas Q = 0 m^3/detik

$$H\varepsilon = 113,24 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas Q = 0,02083 m^3/detik

$$H\varepsilon = 90,744 \text{ m}$$

9.2.2 Head teoritis (H_{th})

Head teoritis adalah head yang dipengaruhi oleh fenomena sirkulasi aliran dan diasumsikan aliran fluida yang memasuki sisi masuk adalah bersifat radial, yang sebelumnya diperhitungkan pada persamaan euler's.

Perhitungan head teoritis dapat dicari dengan menggunakan persamaan 9.2 (Austin H Church, 1990, hal 33)

$$H_{th} = \eta_{\infty} \times H\varepsilon$$

Dengan :

η_{∞} = koefisien sirkulasi aliran

Harga koefisien sirkulasi aliran (η_{∞}) memiliki antara 0,6 sampai 0,8 (Khetagurrov. M, hal 231)

Diambil harga koefisien sirkuasi aliran (η_{∞}) = 0,7

Sehingga besarnya head teoritis adalah :

$$H_{th} = 0{,}7 \times (113{,}24 - 1079{,}997Q)$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas Q = 0 m^3/detik

$$H_{th} = 79{,}298 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas Q = 0,02083 m^3/detik

$$H_{th} = 63{,}52 \text{ m}$$

9.3.3 Head aktual (H_{akt})

Head aktual merupakan head yang dihasilkan oleh pompa dan besarnya lebih kecil dibandingkan dengan head teoritis. Head ini dapat ditentukan dengan mengurangi head teoritis dengan kerugian hidrolis. Kerugian hidrolis meliputi kerugian kejut (*shock losses*), kerugian turbulensi dan kerugian gesekan.

Head aktual dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan 9.3 (Austin H Church, 1990, hal 34)

$$H_{akt} = H_{th} - H_h$$

Dengan :

H_{th} = head teoritis (meter)

H_h = kerugian hidrolis (meter)

Sehingga kerugian hidrolisnya adalah :

$$H_h = H_{th} - H_{akt}$$

$$= 63{,}52 - 60$$

$$= 3{,}52 \text{ m}$$

Kerugian hidrolis meliputi kerugian kejut, kerugian turbulensi, kerugian gesekan yang dinyatakan dengan menggunakan persamaan 9.4 (Austin H Church, 1990, hal 34)

$$H_h = H_s + H_{fd}$$

Dengan :

H_s = kerugian kejut dan kerugian turbulensi (meter)

H_{fd} = kerugian gesekan (meter)

Pada waktu pompa bekerja dalam kondisi terbaik yaitu pompa beroperasi pada titik efisiensi maksimum, maka kerugian kejut, turbulensi dan kerugian gesekan harganya sama yaitu setengah kerugian hidrolis, sehingga :

$$H_s = H_{fd} = 0{,}5 \times H_h$$

$$= 0{,}5 \times 3{,}52$$

$$= 1{,}76 \text{ m}$$

Kerugian gesekan dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan 9.5 (Stepanoff. A. J, 1948, hal 164)

$$H_{fd} = K \times Q^2$$

Dengan :

K = koefisien gesekan

Q = kapasitas pompa

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas Q = 0,02083 m^3/detik, maka harga koefisien gesekan (K) dapat ditentukan dengan persamaan berikut ini :

$$K = \frac{1{,}76}{0{,}02083^2}$$

$$= 4057{,}26$$

Untuk kapasitas sembarang, maka kerugian gesekan dapat dinyatakan

dengan persamaan berikut ini :

H_{fd} = 4057,26 x Q^2

Sedangkan kerugian kejut dan kerugian turbulensi dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan 9.6(Khetagurrov. M, hal 267)

$$H_s = \frac{K_{sh}}{2 \times g}\left[U_1^{\,2} + \left(U_2 \times \eta_\infty \times \frac{d_2}{d_3}\right)^2\right] \times \left[1 - \frac{Q}{Q_n}\right]^2$$

Dengan :

K_{sh} = koefisien kerugian kejut atau turbulensi

η_∞ = koefisien sirkulasi fluida

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

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

d_2 = diameter sisi keluar impeler (meter)

d_3 = diameter dasar rumah volut (meter)

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

Q = kapasitas pompa (m^3/detik)

Dalam perhitungan sebelumnya diperoleh data sebagai berikut :

Koefisien sirkulasi fluida (η_∞) = 0,7

Kecepatan keliling fluida sisi masuk impeler (U_1) = 14,47 m/detik

Kecepatan keliling fluida sisi keluar impeler (U_2) = 33,33 m/detik

Diameter sisi keluar (d_2) = 0,259 m

Diameter dasar rumah volut (d_3) = 0,269 m

Harga koefisien kerugian kejut pada sisi masuk impeler antara 0,6 - sampai 0,8 (Khetagurrov. M, hal 267)

Diambil harga koefisien kerugian kejutnya (K_{sh}) = 0,7

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas Q = 0,02083 m^3/detik, dari persamaan 9.6 maka dapat ditentukan harga kapasitas pompa normal yaitu :

$$1,76 = \frac{0,7}{2 \times 9,81}\left[14,47^2 + \left(33,33 \times 0,7 \times \frac{0,259}{0,269}\right)^2\right] \times \left[1 - \frac{0,02083}{Q_n}\right]^2$$

$$1,76 = 25,489 \times \left[1 - \frac{0,02083}{Q_n}\right]^2$$

$$0,06904 = \left[1 - \frac{0,02083}{Q_n}\right]^2$$

$$Q_n = \frac{0,02083}{1 - 0,263}$$

$$Q_n = 0,028 \text{ m}^3\text{/detik}$$

Sehingga harga kapasitas sembarang, maka besarnya kerugian kejut dan turbulensi dinyatakan dengan persamaan berikut ini :

$$H_s = 25,489 \times \left[1 - \frac{Q}{0,028}\right]^2$$

$$= 25,489 - 1820,64Q + 32511,48Q^2$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas Q = 0 m^3/detik

$$H_s = 25,489 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas Q = 0,02083 m^3/detik

$$H_s = 3,26 \text{ m}$$

Harga kerugian kejut atau turbulensi dan kerugian gesekan disubstitusikan ke dalam persamaan 9.4, maka dapat dinyatakan dengan persamaan berikut ini :

H_h = (25,489 – 1820,64Q + 32511,48Q^2) + 4057,62Q^2

H_h = 25,489 – 1820,64Q + 36569,1Q^2

Dari persamaan 9.3 dapat ditentukan juga head aktual dengan kapasitas yaitu :

$$H_{akt} = \left(0,7 \times 113,24 - 1079,997Q\right) - \left(25,489 - 1820,64Q + 36569,1Q^2\right)$$

$$H_{akt} = \left(79,298 - 755,998Q\right) - \left(25,489 - 1820,64Q + 36569,1Q^2\right)$$

$$H_{akt} = 53,809 + 1064,642Q - 36569,1Q^2$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas Q = 0 m^3/detik

H_{akt} = 53,809 m

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas Q = 0,02083 m^3/detik

H_{akt} = 60,11 m

Dengan demikian head aktual hasil perhitungan diatas telah sesuai dengan head yang diminta.

Maka hubungan antara kapasitas dengan head adalah :

$$H_\infty = 113,24 - 1079,997Q$$

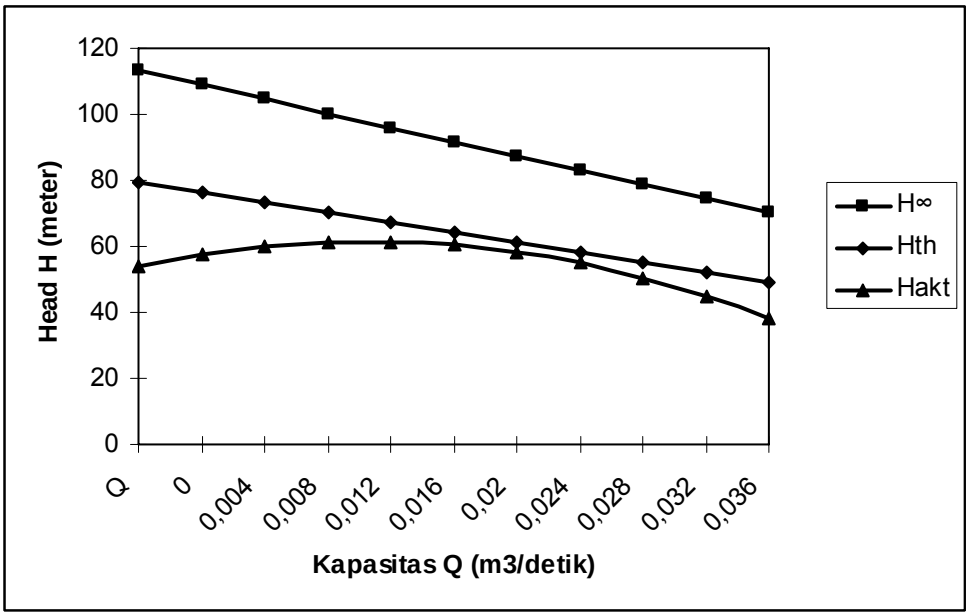
$$H_{th} = 79,298 - 755,998Q$$

$$H_{akt} = 53,809 + 1064,64Q - 36569,1Q^2$$

Untuk menggambarkan grafik karateristik pompa hubungan antara kapasitas dengan head yang diambil dengan kapasitas Q sembarang seperti tabel 9.1 adalah :

Tabel 9.1 Karakteristik Q dengan Head

Q	H_{∞}	H_{th}	H_{akt}
0	113,24	79,298	53,809
0,004	108,92	76,274	57,482
0,008	104,60	73,250	59,986
0,012	100,28	70,226	61,319
0,016	95,96	67,202	61,482
0,020	91,64	64,178	60,474
0,024	87,320	61,154	58,297
0,028	83	58,130	54,949
0,032	78,680	55,106	50,431
0,036	74,360	52,082	44,742
0,040	70,040	49,058	37,884



Gambar 9.1 Grafik Q Sembarang dengan Head

9.3 Karateristik pompa antara kapasitas dengan daya dan efisiensi

Daya kuda penggerak pompa merupakan daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian atau kebocoran dan untuk daya kuda fluida agar fluida dapat dialirkan. Kerugian tersebut meliputi kerugian gesekan cakra, kerugian hidrolis dan kerugian mekanis. Hubungan daya kuda penggerak (daya kuda rem) dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan 9.7 (Austin H Church, 1990, hal 35)

$$b,hp = f,hp + hp,_l + hp,_{DF} + hp,_{HY} + hp,_M$$

Dengan :

b, hp = daya kuda rem

f, hp = daya kuda fluida

$hp,_l$ = daya kuda untuk mengatasi kebocoran

$hp,_{DF}$ = daya kuda untuk mengatasi gesekan cakra

$hp,_{HY}$ = daya kuda untuk mengurangi kerugian hidrolis

$hp,_M$ = daya kuda untuk mengatasi kerugian mekanis

9.3.1 Daya kuda fluida (*f,hp*)

Daya kuda untuk mengatasi berbagai kapasitas dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan 9.8(Austin H Church, 1990, hal 35)

$$\text{f , hp} = \frac{Q \times H \times \gamma}{75}$$

Dengan :

H = head pompa (meter)

Q = kapasitas pompa (m^3/detik)

γ = berat jenis fluida (kg/m^3)

Dalam perancangan ini fluida yang akan dialirkan adalah air, maka :

γ = 1000 kg/m^3

H = 60 m

Sehingga daya kuda fluida untuk kapasitas sembarang adalah :

$$f, hp = \frac{Q \times 60 \times 1000}{75}$$

$$= 800Q$$

9.3.2 Daya kuda untuk mengatasi kebocoran ($hp_{,L}$)

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kebocoran dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan 9.9 (Austin H Church, 1990, hal 34)

$$hp_{,l} = \frac{Q \times H_{TH} \times \gamma}{75}$$

Dengan :

H = head teoritis (meter)

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

γ = berat jenis fluida (kg/m^3)

Dalam perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa kapasitas kebocoran pompa adalah 10 % dari kapasitas pompa, maka :

$$H_t = 79{,}298 - 755{,}998Q$$

Sehingga daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kebocoran adalah :

$$hp_{\,l} = \frac{0{,}1Q \times (79{,}298 - 755{,}998Q \times 1000)}{75}$$

$$= 105{,}73Q - 1007{,}997Q^2$$

9.3.3 Daya kuda untuk mengatasi gesekan cakra ($hp_{,DF}$)

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi gesekan cakra dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan 9.10 (Austin H Church, 1990, hal 35)

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

Dengan :

d_2 = diameter sisi keluar (in)

n = putaran poros pompa (rpm)

Dalam perhitungan sebelumnya diperoleh data sebagai berikut :

d_2 = 10,2 in

n = 2910 rpm

Sehingga daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi gesekan cakra adalah :

$$hp_{,DF} = \frac{\left(\frac{10{,}2}{12}\right)^{4,83} \times 2910^{2,83}}{8{,}75 \times 10^8}$$

= 3,3106 hp (Britis)

9.3.4 Daya kuda untuk mengatasi kerugian hidrolis ($hp_{,HY}$)

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian hidrolis dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan 9.11 (Sepanoff, 1948, hal 196)

$$hp_{,HY} = \frac{(Q + Q_l) \times H_h \times \gamma}{75}$$

Dengan :

H_l = head kerugian kejut (meter)

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

Dalam perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa kerugian hidrolis untuk berbagai kapasitas adalah :

$$H_h = 25{,}489 - 1820{,}64Q + 36569{,}1Q^2$$

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

$$hp_{,HY} = \frac{(Q + 0{,}1Q_l) \times 1000 \times (25{,}489 - 1820{,}64Q + 36569{,}1Q^2)}{75}$$

$$= 373{,}839Q - 26702{,}72Q^2 + 536346{,}8Q^3$$

9.3.5 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 % sampai 4 % dari daya kuda rem (Austin H Church, 1990, hal 32)

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

$hp_{,M}$= 0,04 x b,hp

9.3.6 Daya kuda rem (*b,hp*)

Daya kuda rem yang dibutuhkan untuk menggerakkan pompa diperoleh dengan memasukkan harga-harga kerugian dan daya kuda fluida kedalam persamaan 9.7, maka :

$$b,hp = 800Q + (105,73Q - 1007,997Q^2) + 3,3106 + (373,839Q - 26702,72Q^2 + 536346,8Q^3) + 0,04 \text{ x } b,hp$$

$$0,96 \text{ x } b,hp = 3,3106 + 1279,569Q - 27710,717Q^2 + 536346,8Q^3$$

$$b,hp = 3,449 + 1332,884Q - 28865,33Q^2 + 558694,583Q^3$$

9.3.7 Efisiensi pompa

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

Sehingga besarnya efisiensi pompa dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan 9.12 (Austin H Church, 1990, hal 36)

$$\eta_{op} = \frac{f,hp}{b,hp} \times 100\%$$

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

f,hp = 800Q

$hp,_L$ = 105,73Q – 1007,997Q^2

$hp,_{DF}$ = 3,3106

$hp,_{HY}$ = 373,839Q – 26702,72Q^2 + 536346,8Q^3

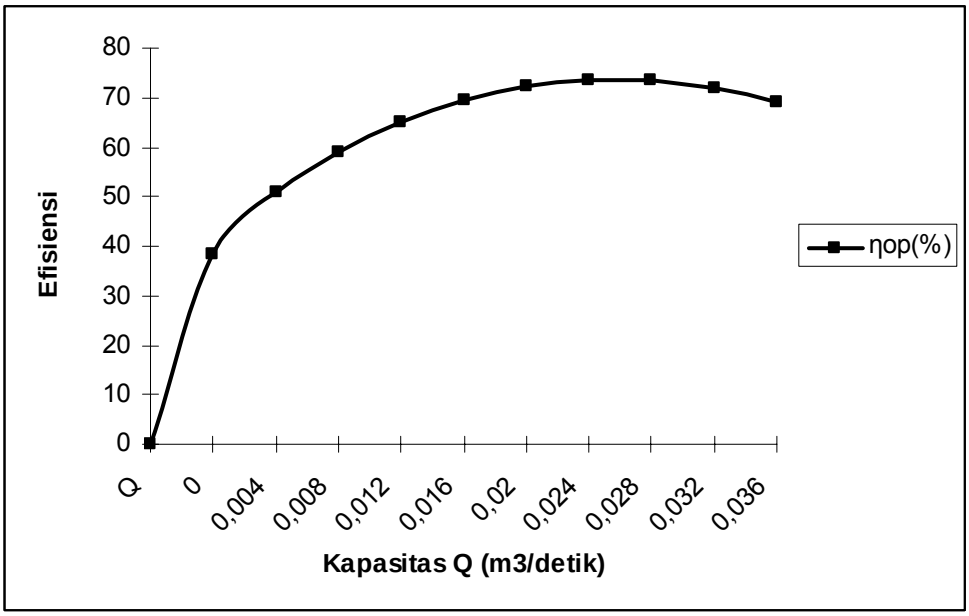
b,hp = 3,449 + 1332,884Q – 28865,33Q^2 + 558694,583Q^3

$$\eta_{op} = \frac{f,hp}{b,hp} \times 100\%$$

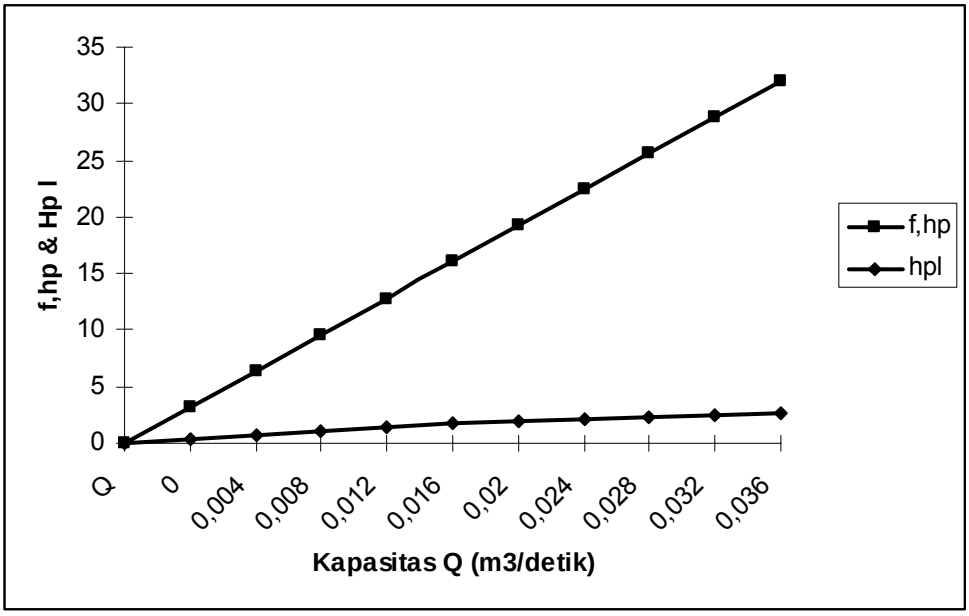
Untuk harga kapasitas sembarang, hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi dapat dilihat pada tabel 9.2 dan dari sini dapat kita lihat grafik karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi.

Tabel 9.2 Karakteristik Pompa Antara Kapasitas dengan Daya dan Efisiensi

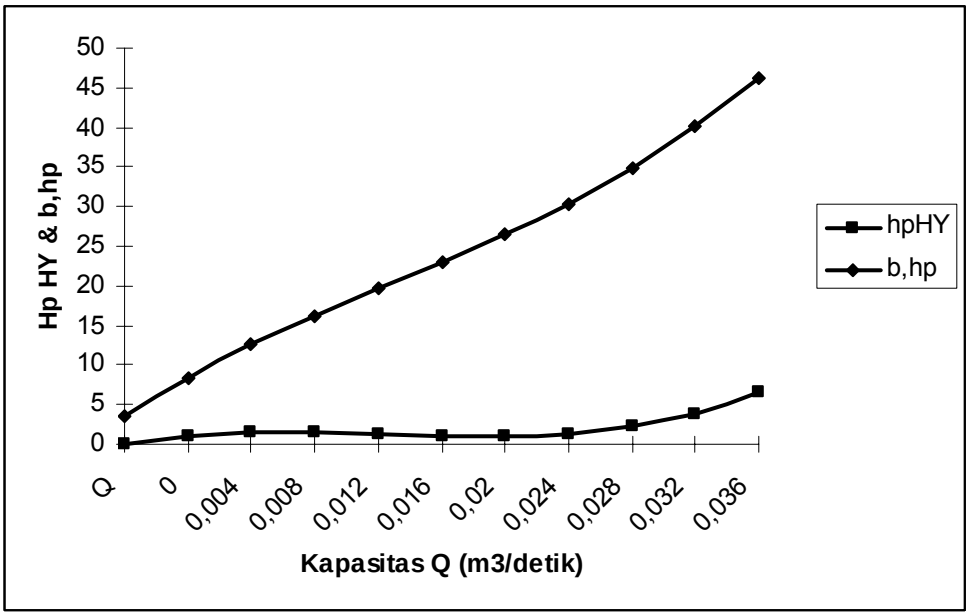
Q	f,hp	$hp_{,L}$	$hp_{,HY}$	b,hp	η_{op}(%)
0	0	0	0	3,449	0
0,004	3,2	0,407	1,102	8,354	38,305
0,008	6,4	0,781	1,556	12,551	50,992
0,012	9,6	1,124	1,568	16,252	59,069
0,016	12,8	1,434	1,342	19,674	65,060
0,020	16	1,711	1,086	23,019	69,508
0,024	19,2	1,957	1,006	26,535	72,357
0,028	22,4	2,170	1,306	30,404	73,675
0,032	25,6	2,351	2,194	34,850	73,458
0,036	28,8	2,499	3,875	40,089	71,840
0,040	32	2,616	6,555	46,336	69,061



Gambar 9.2 Grafik kapasitas dengan efisiensi pompa



Gambar 9.3 Grafik kapasitas dengan *f,hp* dan $Hp,_L$



Gambar 9.4 Grafik kapasitas dengan Hp_{HY} dan b,hp

BAB X

KAVITASI

10.1 Pendahuluan

Kavitasi adalah gejala menguapnya zat cair yang sedang mengalir, karena tekanan berkurang sampai dibawah tekanan uap jenuh. Pada tekanan 1 atmosfer air akan mendidih pada temperatur 100°C, akan tetapi apabila tekanannya dibawah 1 atmosfer maka titik didih akan kurang dari 100°C.

Apabila air mendidih, maka akan timbul gelembung-gelembung uap air. Hal ini akan terjadi pada air yang sedang mengalir di dalam pompa maupun di dalam pipa. Pada bagian pompa yang mudah mengalami kavitasi adalah pada pipa hisap. Kavitasi ini akan terjadi apabila tekanan hisapnya terlalu rendah.

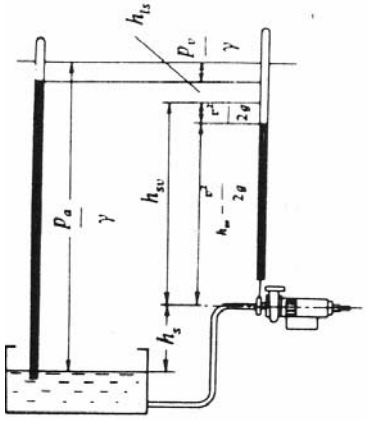
Jika pompa mengalami kavitasi, maka akan timbul suara berisik atau getaran. Selain itu perfoma pompa akan menurun secara tiba-tiba, sehingga pompa tidak dapat bekerja dengan baik. Jika pompa dioperasikan dalam keadaan kavitasi secara terus menerus dalam jangka waktu yang cukup lama, maka akan terjadi kerusakan disekitar permukaan dinding yang mengalami kavitasi. Permukaan dinding tererosi sehingga menimbulkan lubang-lubang. Peristiwa ini disebut erosi kavitasi, sebagai akibat dari tumbukan gelembung-gelembung uap

yang pecah pada dinding secara terus menerus.

Seperti pada penjelasan diatas maka untuk menghindari kavitasi, harus diusahakan agar tidak ada satu bagianpun dari aliran didalam pompa yang mempunyai tekanan statis lebih rendah dari tekanan uap jenuh cairan pada temperatur yang bersangkutan. Dalam hal ini perlu diperhatikan 2 macam tekanan yang memegang peranan. Pertama, tekanan yang ditentukan oleh kondisi lingkungan dimana pompa dipasang dan kedua, tekanan yang ditentukan oleh keadaan aliran di dalam pompa.

10.2 *NPSH* yang tersedia

NPSH (*Net Positive Suction Head*) yang tersedia adalah head yang dimiliki zat cair pada sisi hisap pompa, dikurangi dengan tekanan uap jenuh zat cair ditempat tersebut.



Gambar 10.1 *NPSH*,Bila tekanan atmosfer bekerja pada permukaan air yang dihisap (Sularso & Haruo Tahara, 2000, hal 44)

Bila tekanan atmosfer bekerja pada permukaan, maka besarnya *NPSH* yang tersedia dapat diperoleh dengan menggunakan 10.1 (Sularso & Haruo Tahara, 2000, hal 44)

$$h_{sv} = \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - h_s - h_{ls}$$

Dengan :

h_{sv} = *NPSH* yang tersedia (meter)

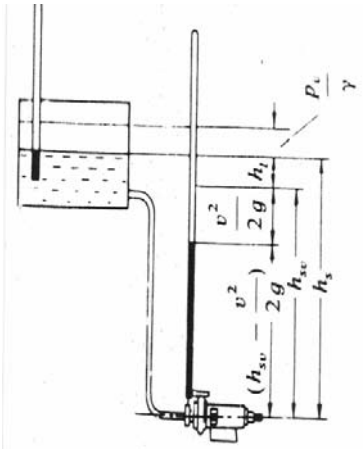
P_a = tekanan atmosfer (kgf/m^2)

P_v = tekanan uap jenuh (kgf/m^2)

γ = berat zat cair per satuan volume (kgf/m^3)

h_s = head hisap statis (meter)

h_{ls} = kerugian head didalam pipa (meter)



Gambar 10.2 *NPSH*,Bila Tekanan Uap Bekerja Didalam Tangki Hisap yang Ditutup (Sularso & Haruo Tahara, 2000, hal 44)

Pada *gambar 10.2*, bila air dihisap dari tanki tertutup maka, maka P_a dalam persamaan 10.1 menyatakan tekanan mutlak yang bekerja pada permukaan air di dalam tangki tertutup tersebut. Khususnya jika tekanan diatas permukaan air sama dengan tekanan uap jenuhnya, maka $P_a = P_v$, sehingga persamaan 10.1 menjadi persamaan 10.2 (Sularso & Haruo Tahara, 2000, hal 45)

$$h_{sv} = -h_s - h_{ls}$$

10.3 *NPSH* yang dibutuhkan

Tekanan rendah di dalam pompa terdapat disuatu titik dekat sisi masuk impeler. Tekanan ini adalah lebih rendah dari tekanan pada saluran hisap pompa. Hal ini disebabkan karena kerugian head nosel hisap, kenaikan kecepatan aliran karena luas penampang menyempit dan kenaikan kecepatan aliran karena tebal sudu.

Jadi agar tidak terjadi penguapan zat cair, maka tekanan pada lubang masuk pompa, dikurangi penurunan tekanan di dalam pompa harus lebih tinggi daripada tekanan uap zat cair. Head tekanan yang besarnya sama dengan penurunan tekanan ini disebut *NPSH* yang diperlukan. *NPSH* yang diperlukan berubah menurut kapasitas dan putaran.

Agar pompa dapat bekerja tanpa mengalami kavitasi, maka *NPSH* yang tersedia > *NPSH* yang diperlukan.

NPSH yang diperlukan dapat dicari dengan menggunakan persamaan-persamaan dibawah ini (Sularso & Haruo Tahara, 2000, hal 45-46)

Kecepatan spesifik pada efisiensi terbaik :

$$n_{sv} = n \times \frac{Q_N^{0,5}}{H_N^{0,75}}$$

Dengan :

n = putaran poros (rpm)

Q_N = kapasitas pompa dalam efisiensi terbaik (m^3/menit)

H_N = head pompa dalam efisiensi terbaik (meter)

Dari perhitungan sebelumnya telah diperoleh data sebagai berikut :

Pada efisiensi terbaik $\frac{Q}{Q_N} = 1$ sehingga Q_N = 0,02083 (m^3/detik)

Sehingga Q_N = 1,2498 (m^3/menit)

H_N untuk satu tingkat adalah 30 meter

$$n_{sv} = 2910 \times \frac{1,2498^{0,5}}{30^{0,75}}$$

$$= 253,79 \text{ rpm}$$

NPSH yang dibutuhkan adalah :

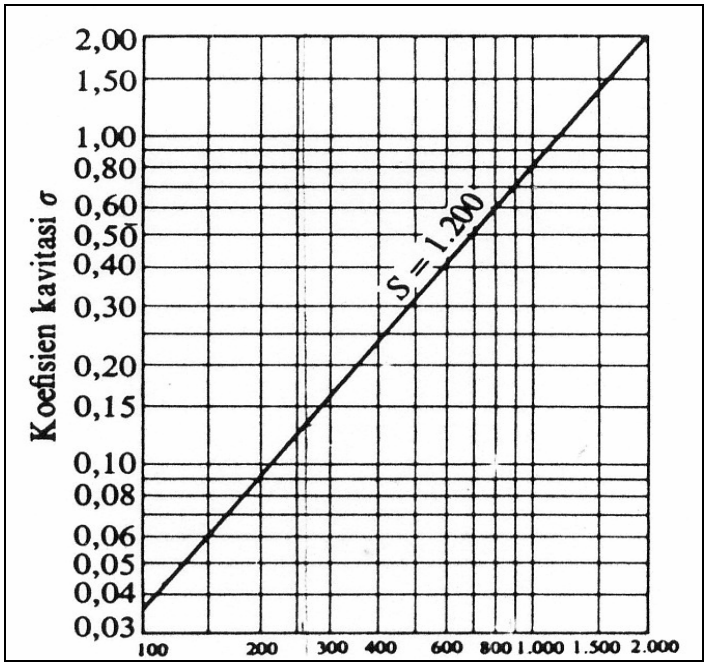
$$H_{svN} = \sigma \times H_N$$

Dengan :

σ = koefisien kavitasi Thoma

H_N = head pompa pada efisiensi terbaik (meter)

Dengan kecepatan spesifik pada efisiensi terbaik maka dapat dicari koefisien kavitasi Thoma (σ) dengan gambar 10.3



Gambar 10.3 Hubungan antara Koefisien Kavitasi dan Kecepatan Spesifik (Sularso & Haruo Tahara, 2000, hal 46)

Dari gambar diatas didapat harga σ adalah 0,13

$$H_{svN} = 0{,}13 \times 30$$

$$= 3{,}9 \text{ meter}$$

Agar tidak terjadi kavitasi *NPSH* yangtersedia > dari *NPSH* yang dibutuhkan, maka :

$$h_{svN} < \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - \left(h_s - h_{ls}\right)$$

Misalnya air dengan temperatur 30 ° dan ujung saluran hisap pada tekanan atmosfer, maka :

P_a = 1,0332 kgf/cm^2 = 10332 kgf/m^2

γ = 1000 kg/m

P_v = 0,02383 kgf/cm^2 = 238,3 kgf/m^2

$$3{,}9 < \frac{10332}{1000} - \frac{238{,}3}{1000} - (h_s - h_{ls})$$

$$3{,}9 < 9{,}8995 - (h_s - h_{ls})$$

$$(h_s - h_{ls}) < 9{,}8995 - 3{,}9$$

$$(h_s - h_{ls}) < 5{,}9995$$

Dengan demikian persamaan 10.6 kita dapat menentukan letak tinggi pompa maksimal dari permukaan air yang dipompa dan kerugian head maksimal pipa hisap.

BAB XI

KESIMPULAN

11.1 Kesimpulan

Dalam setiap perancangan pompa, terlebih dahulu kita harus mengetahui jenis fluida apa yang akan dialirkan oleh pompa, kapasitas aliran dan head yang diperlukan untuk mengalirkan zat cair yang dipompa. Ketepatan dalam pemilihan pompa akan sangat menguntungkan. Pemakaian pompa yang sesuai dengan penggunaannya dapat memberikan efisiensi dalam segala hal, baik dari segi ekonomi, waktu maupun kelancaran dalam pemompaan.

Selain dengan ketepatan pemilihan pompa, hal yang perlu diperhatikan agar pompa dapat berkerja dengan baik, maka perlu diperhatikan instalasi pompa tersebut. Instalasi yang dimaksud adalah meliputi letak pompa, pemipaan, katub dan letak tangki.

Untuk itu dalam perancangan pompa air bersih untuk perumahan seperti dalam perancangan tugas akhir ini, telah dipertimbangkan hal-hal yang mendukung perancangan pompa guna menghasilkan sebuah perancangan pompa yang dapat bekerja dengan baik dan efisien.

Dari perhitungan bab-bab sebelumnya dapat dituliskan hasil

perhitungan pokok dalam perancangan pompa ini, yaitu :

1. Klasifikasi Pompa
    - Tipe : pompa sentrifugal 1 tingkat
    - Fluida yang dialirkan : air
    - Kapasitas : 75 m^3/jam
    - Head total : 60 m
    - Daya : 15 Kw
    - Efisiensi : 70 %
2. Impeler
    - Tipe : tertutup
    - Bahan : perunggu
    - Diameter sisi masuk : 95 mm
    - Diameter sisi keluar : 259 mm
    - Jumlah sudu : 7 buah
3. Rumah Pompa
    - Tipe : rumah volut
    - Bahan : besi cor
    - Diameter dasar volut : 140,98 mm
4. Poros
    - Bentuk : bertingkat

- Bahan : S 40 C
- Panjang poros : 400 mm
- Diameter poros : 35 mm

5. Pasak

   ➢ Pasak pada Impeler

      - Penamapang pasak : 12 x 8
      - Panjang pasak : 39 mm
      - Kedalaman alur pasak pada poros : 5,0 mm
      - Kedalaman alur pasak pada naf : 3,3 mm

   ➢ Pasak pada Impeler

      - Penamapang pasak : 12 x 8
      - Panjang pasak : 39 mm
      - Kedalaman alur pasak pada poros : 5,0 mm
      - Kedalaman alur pasak pada naf : 3,3 mm

6. Bantalan

   ➢ Bantalan A

      - Tipe : bantalan kerucut
      - Nomor bantalan : 32307
      - Diameter dalam : 35 mm
      - Diameter luar : 80 mm

- Bantalan B
    - Tipe : bantalan bola
    - Nomor bantalan : 6007
    - Diameter dalam : 35 mm
    - Diameter luar : 62 mm

11.2 Penutup

Dengan demikian kita dapat melihat bagaimana cara merancang sebuah pompa yang akan kita gunakan untuk memenuhi kebutuhan akan air bersih sesuai dengan kebutuhan yang kita inginkan.

Usaha yang penulis lakukan sudahlah semaksimal mungkin, namun penulis menyadari bahwa perancangan ini masih jauh dari sempurna. Untuk itu penulis mohon maaf atas segala kekurangan dan kesalahan yang terdapat didalam penulisan ini. Saran serta kritik membangun dari pembaca sangatlah penulis harapkan yang kiranya dapat membantu perancangan ini menjadi lebih baik lagi dikemudian hari.

Akhir kata, penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat bagi semua pihak khususnya bagi yang berminat dibidang pompa.

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

Soufyan. Moh. Noerbambang, Takeo Morimura, Perancangan dan Pemeliharaan Sistem Plambing, Pradnya Paramitha, Jakarta, 2005

Tabel L. 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 Air limbah, air laut
A-9		FC berlapis karet	SCS12 or SCS13	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 Air limbah, air laut
B-5		SC	SCS14 or SCS15	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.

Tabel L. 2 Diameter Poros

(Sularso & Kiyokatsu Suga, 1991, hal 9)

(Satuan mm)

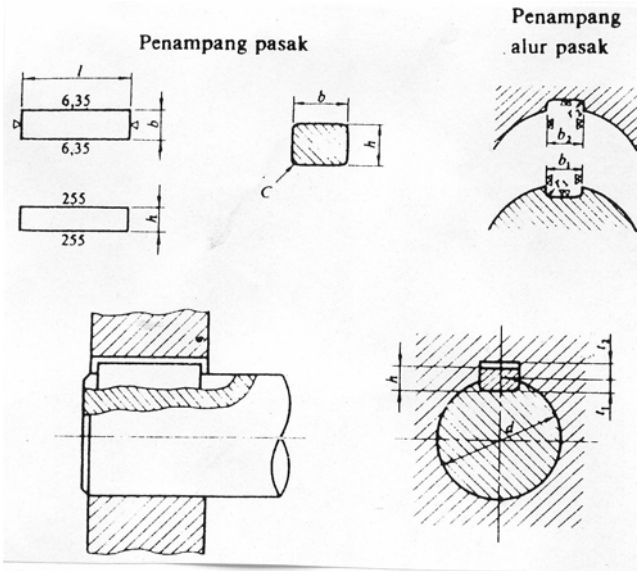
4	10	*22,4	40	100	*224	400
		24		(105)	240	
	11	25	42	110	250	420
					260	440
4,5	*11,2	28	45	*112	280	450
	12	30		120	300	460
		*31,5	48		*315	480
5	*12,5	32	50	125	320	500
				130	340	530
		35	55			
*5,6	14	*35,5	56	140	*355	560
	(15)			150	360	
6	16	38	60	160	380	600
	(17)			170		
*6,3	18		63	180		630
	19			190		
	20			200		
	22		65	220		
7			70			
*7,1			71			
			75			
8			80			
			85			
9			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.

Tabel L. 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 luncur	Pasak tirus				Pasak prismatis	Pasak luncur	Pasak tirus		Diameter poros yang dapat dipakai d**	
2 × 2	2	2		0,16–0,25	6–20	1,2	1,0		0,5	0,08–0,16	Lebih dari	6–8
3 × 3	3	3			6–36	1,8	1,4		0,9		"	8–10
4 × 4	4	4			8–45	2,5	1,8		1,2		"	10–12
5 × 5	5	5		0,25–0,40	10–56	3,0	2,3		1,7	0,16–0,25	"	12–17
6 × 6	6	6			14–70	3,5	2,8		2,2		"	17–22
(7 × 7)	7	7	7,2		16–80	4,0	3,0	3,5	3,0		"	20–25
8 × 7	8	7			18–90	4,0	3,3		2,4		"	22–30
10 × 8	10	8		0,40–0,60	22–110	5,0	3,3		2,4	0,25–0,40	"	30–38
12 × 8	12	8			28–140	5,0	3,3		2,4		"	38–44
14 × 9	14	9			36–160	5,5	3,8		2,9		"	44–50
(15 × 10)	15	10	10,2		40–180	5,0	5,0	5,5	5,0		"	50–55
16 × 10	16	10			45–180	6,0	4,3		3,4		"	50–58
18 × 11	18	11			50–200	7,0	4,4		3,4		"	58–65
20 × 12	20	12		0,60–0,80	56–220	7,5	4,9		3,9	0,40–0,60	"	65–75
22 × 14	22	14			63–250	9,0	5,4		4,4		"	75–85
(24 × 16)	24	16	16,2		70–280	8,0	8,0	8,5	8,0		"	80–90
25 × 14	25	14			70–280	9,0	5,4		4,4		"	85–95
28 × 16	28	16			80–320	10,0	6,4		5,4		"	95–110
32 × 18	32	18			90–360	11,0	7,4		6,4		"	110–130

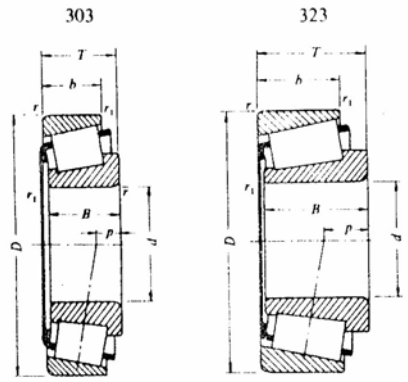
* l harus dipilih dari angka-angka berikut sesuai dengan daerah yang bersangkutan dalam tabel.
6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400.

Tabel L. 4 Bantalan Rol Kerucut

(Sularso & Kiyokatsu Suga, 1991, hal 144)

$F_a/VF_r \leqq e$		$F_a/VF_r > e$	
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	C	C_0
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.

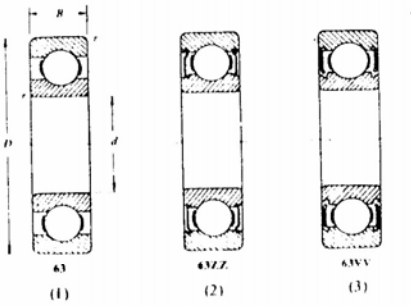
① $T = 15200$ (kg·mm), $n_1 = 1600$ (rpm), $L_{ha} = 3000$ (h)

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, $i = 4$, $q_3 = 0{,}74$

Tabel L. 5 Bantalan Bola Tunggal Alur Dalam

(Sularso & Kiyokatsu Suga, 1991, hal 143)

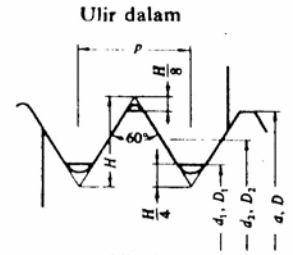
C_0/F_a		5	10	15	20	25
$F_a/VF_r \leq e$	X	1				
	Y	0				
$F_a/VF_r > e$	X	0,56				
	Y	1,26	1,49	1,64	1,76	1,85
e		0,35	0,29	0,27	0,25	0,24



Nomor bantalan			Ukuran luar (mm)				Kapasitas	Kapasitas
Jenis terbuka	Dua sekat	Dua sekat tanpa kontak	d	D	B	r	nominal dinamis spesifik C (kg)	nominal statis spesifik C_0 (kg)
6000			10	26	8	0,5	360	196
6001	6001ZZ	6001VV	12	28	8	0,5	400	229
6002	02ZZ	02VV	15	32	9	0,5	440	263
6003	6003ZZ	6003VV	17	35	10	0,5	470	296
6004	04ZZ	04VV	20	42	12	1	735	465
6005	05ZZ	05VV	25	47	12	1	790	530
6006	6006ZZ	6006VV	30	55	13	1,5	1030	740
6007	07ZZ	07VV	35	62	14	1,5	1250	915
6008	08ZZ	08VV	40	68	15	1,5	1310	1010
6009	6009ZZ	6009VV	45	75	16	1,5	1640	1320
6010	10ZZ	10VV	50	80	16	1,5	1710	1430
6200	6200ZZ	6200VV	10	30	9	1	400	236
6201	01ZZ	01VV	12	32	10	1	535	305
6202	02ZZ	02VV	15	35	11	1	600	360
6203	6203ZZ	6203VV	17	40	12	1	750	460
6204	04ZZ	04VV	20	47	14	1,5	1000	635
6205	05ZZ	05VV	25	52	15	1,5	1100	730
6206	6206ZZ	6206VV	30	62	16	1,5	1530	1050
6207	07ZZ	07VV	35	72	17	2	2010	1430
6208	08ZZ	08VV	40	80	18	2	2380	1650
6209	6209ZZ	6209VV	45	85	19	2	2570	1880
6210	10ZZ	10VV	50	90	20	2	2750	2100
6300	6300ZZ	6300VV	10	35	11	1	635	365
6301	01ZZ	01VV	12	37	12	1,5	760	450
6302	02ZZ	02VV	15	42	13	1,5	895	545
6303	6303ZZ	6303VV	17	47	14	1,5	1070	660
6304	04ZZ	04VV	20	52	15	2	1250	785
6305	05ZZ	05VV	25	62	17	2	1610	1080
6306	6306ZZ	6306VV	30	72	19	2	2090	1440
6307	07ZZ	07VV	35	80	20	2,5	2620	1840
6308	08ZZ	08VV	40	90	23	2,5	3200	2300
6309	6309ZZ	6309VV	45	100	25	2,5	4150	3100
6310	10ZZ	10VV	50	110	27	3	4850	3650

Tabel L. 6a Ukuran Ulir Standart Ulir Kasar Metris (JIS B 0205)

(Sularso & Kiyokatsu Suga, 1991, hal 283)



Ulir Metris

$H = 0{,}866025P, d_2 = d - 0{,}64951P, D = d$
$H_1 = 0{,}541266P, d_1 = d - 1{,}082532P, D_2 = d_2, D_1 = d_1$
Garis tebal menyatakan profil patokan dari ulir

(Satuan : mm)

Ulir[1]			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 0,25			0,075	0,041	0,250	0,201	0,169
M 0,3			0,08	0,043	0,300	0,248	0,213
	M 0,35		0,09	0,049	0,350	0,292	0,253
M 0,4			0,1	0,054	0,400	0,335	0,292
	M 0,45		0,1	0,054	0,450	0,385	0,342
M 0,5			0,125	0,068	0,500	0,419	0,365
	M 0,55		0,125	0,068	0,550	0,469	0,415
M 0,6			0,15	0,081	0,600	0,503	0,438
	M 0,7		0,175	0,095	0,700	0,586	0,511
M 0,8			0,2	0,108	0,800	0,670	0,583
	M 0,9		0,225	0,122	0,900	0,754	0,656
M 1			0,25	0,135	1,000	0,838	0,729
M 1,2			0,25	0,135	1,200	1,038	0,929
M 1,4			0,3	0,162	1,400	1,205	1,075
M 1,7			0,35	0,189	1,700	1,473	1,321
M 2			0,4	0,217	2,000	1,740	1,567
M 2,3			0,4	0,217	2,300	2,040	1,867
M 2,6			0,45	0,244	2,600	2,308	2,113
M 3 × 0,5			0,5	0,271	3,000	2,675	2,459
			0,6	0,325	3,000	2,610	2,350
	M 3,5		0,6	0,325	3,500	3,110	2,850
M 4 × 0,7			0,7	0,379	4,000	3,515	3,242
			0,75	0,406	4,000	3,513	3,188
	M 4,5		0,75	0,406	4,500	4,013	3,688
M 5 × 0,8			0,8	0,433	5,000	4,480	4,134
			0,9	0,487	5,000	4,415	4,026
			0,9	0,487	5,500	4,915	4,526

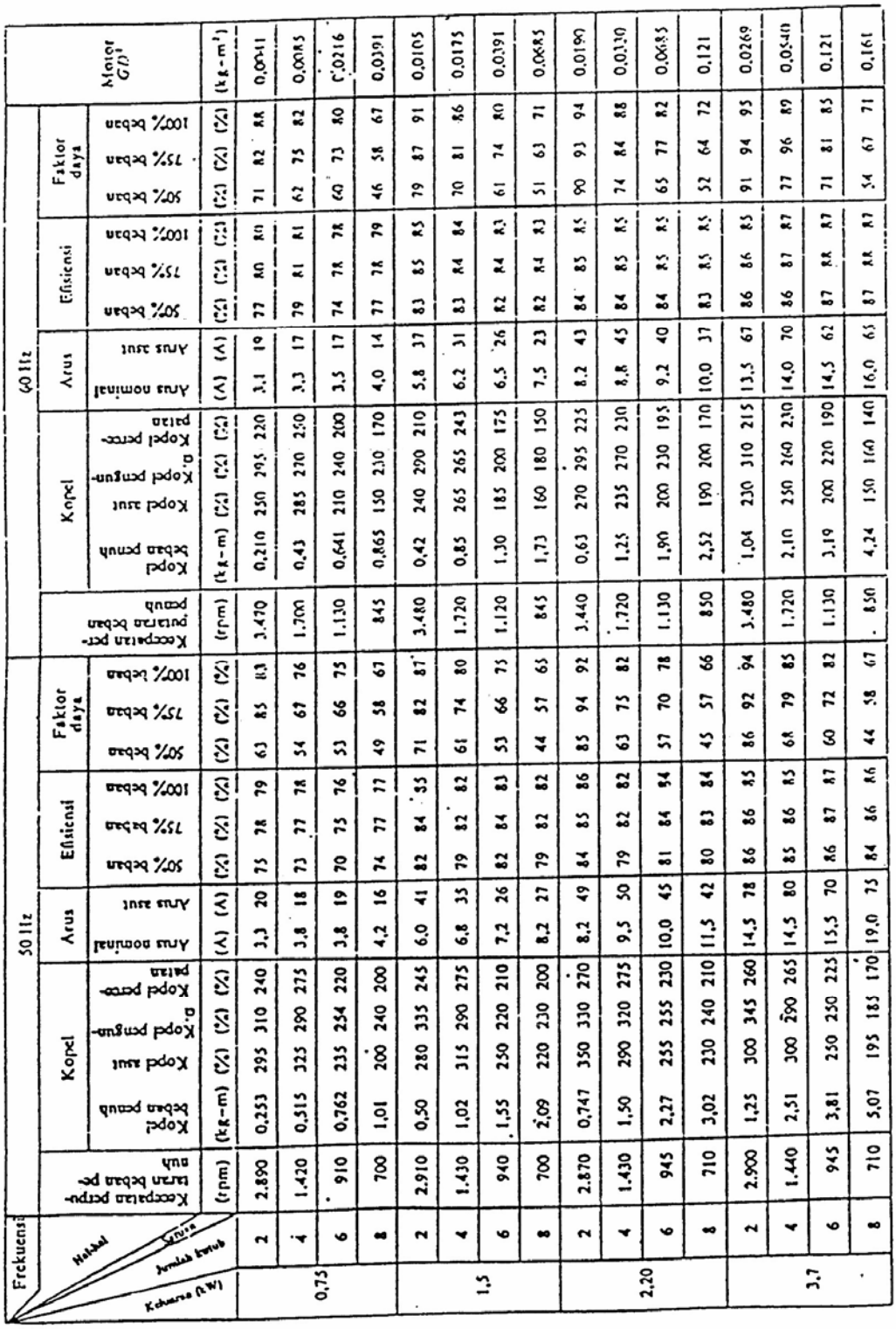
Tabel L. 6b Ukuran Ulir Standart Ulir Kasar Metris (JIS B 0205)

(Sularso & Kiyokatsu Suga, 1991, hal 283)

Ulir			Jarak bagi p	Tinggi kaitan H_1	Ulir dalam		
					Diameter luar D	Diameter efektif D_2	Diameter dalam D_1
					Ulir luar		
1	2	3			Diameter luar d	Diameter efektif d_2	Diameter inti d_1
M 6			1	0,541	6,000	5,350	4,917
		M 7	1	0,541	7,000	6,350	5,917
M 8			1,25	0,677	8,000	7,188	6,647
		M 9	1,25	0,677	9,000	8,188	7,647
M 10			1,5	0,812	10,000	9,026	8,376
		M 11	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			2,5	1,353	20,000	18,376	17,294
	M 22		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			4	2,165	36,000	34,402	31,670
	M 39		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			5,5	2,977	56,000	52,428	50,046
	M 60		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.

Tabel L. 7a Katalog Motor Listrik AC

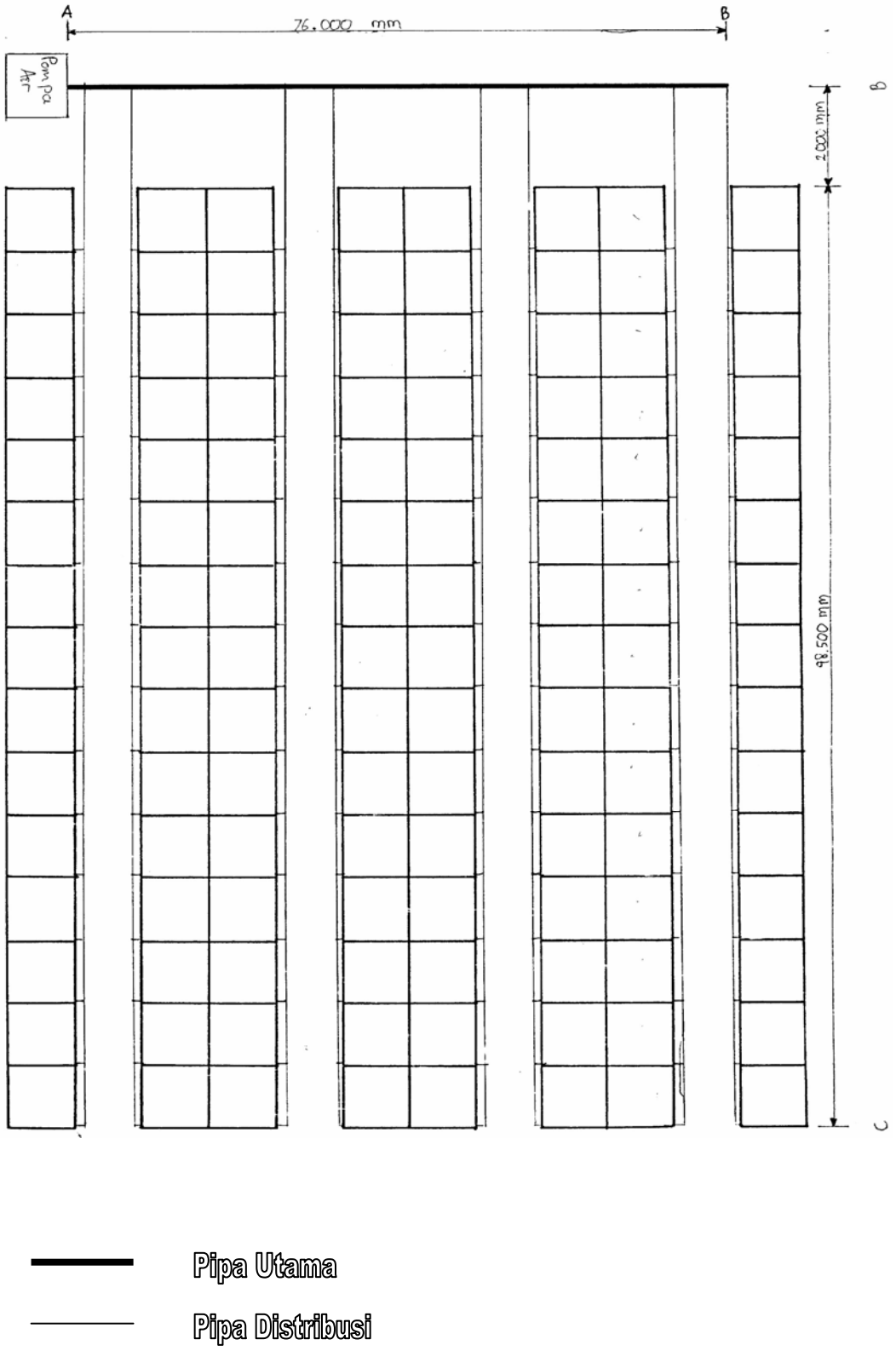


Tabel L. 7b Katalog Motor Listrik AC

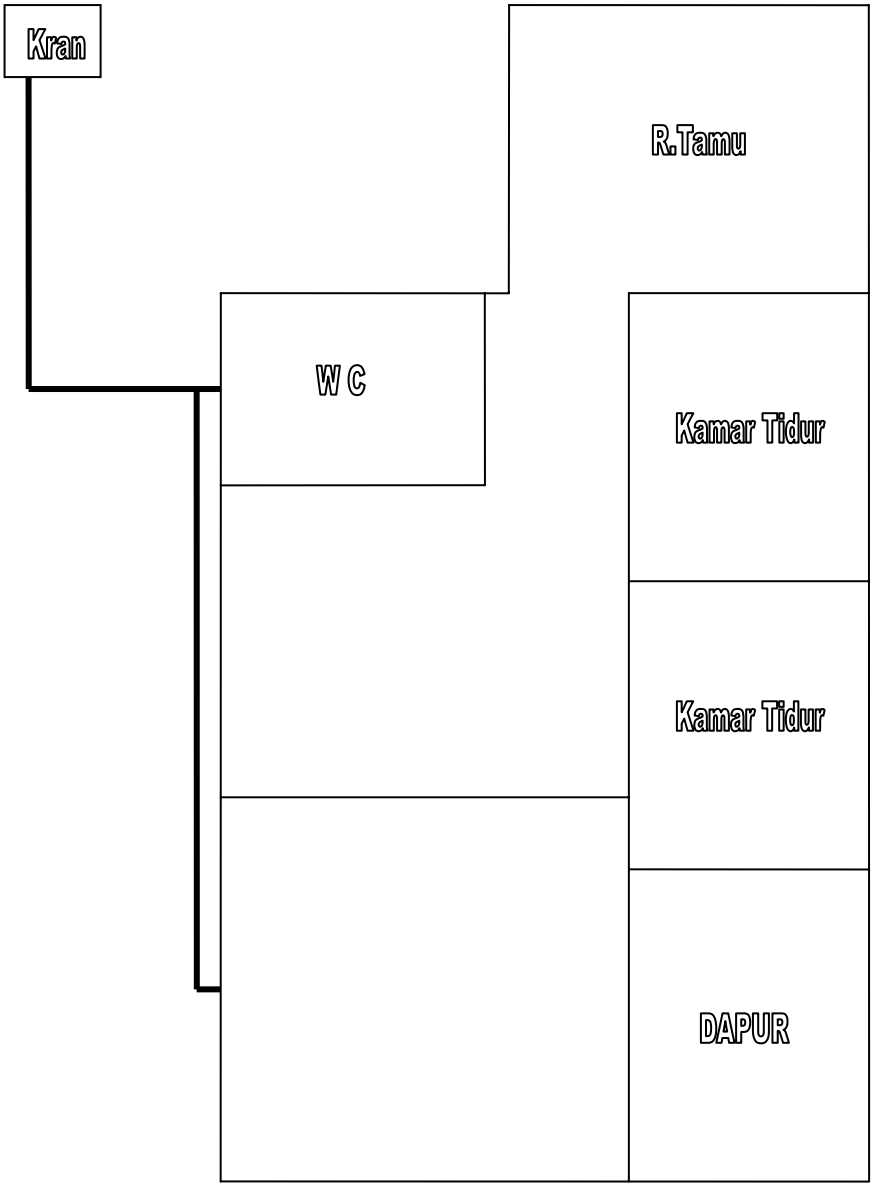
5,5	2	2.900	1,85	250	300	320	19,5	120	89	90	90	81	88	91	3.490	1,54	200	260	185	19,0	105	89	90	90	0,0576
	4	1.440	3,72	265	300	255	23,0	130	87	89	89	62	75	79	1.730	3,10	210	260	210	21,0	115	90	91	91	0,0910
	6	955	3,6	250	230	225	22,0	100	89	90	89	63	75	80	1.150	4,63	200	220	190	21,0	85	90	91	90	0,161
	8	710	7,50	190	270	210	23,0	110	87	88	88	62	74	80	860	6,25	160	230	175	22,0	95	89	90	89	0,415
7,5	2	2.900	2,52	240	300	215	26,0	164	91	92	91	88	91	92	3.500	2,08	190	270	180	25,0	141	91	92	91	0,0706
	4	1.440	5,03	275	270	245	29,0	160	89	90	90	68	78	83	1.730	4,18	220	240	220	27,0	140	91	92	91	0,113
	6	960	7,53	235	263	223	30,0	150	90	91	90	64	75	81	1.150	6,30	185	230	185	29,0	130	91	91	90	0,415
	8	710	10,2	180	240	190	31,0	142	88	89	89	61	72	78	860	8,50	140	190	150	30,0	123	89	90	90	0,516
11	2	2.910	3,68	230	250	190	39,0	197	92	93	92	85	90	91	3.490	3,07	180	210	160	38,0	172	92	92	91	0,146
	4	1.440	7,45	260	280	240	42,0	230	88	89	89	72	82	85	1.730	6,20	235	255	220	40,0	220	89	90	90	0,283
	6	960	11,0	250	280	240	43,0	245	89	91	90	60	72	78	1.150	9,23	185	255	200	42,0	205	91	92	91	0,516
	8	715	15,0	180	200	165	52,0	220	87	89	88	55	66	72	860	12,5	130	170	135	48,0	164	89	90	89	1,04
15	2	2.910	5,02	180	220	160	54,0	250	90	91	90	84	88	89	3.480	4,20	165	190	145	52,9	220	89	90	90	0,24
	4	1.440	10,1	220	260	215	54,0	295	90	91	90	81	87	89	1.720	8,49	180	220	180	52,9	260	91	91	90	0,42
	6	965	15,1	200	230	195	60,0	280	88	89	89	66	77	81	1.160	12,6	160	200	160	52,9	240	89	90	89	0,96
	8	720	20,3	160	200	160	67,4	260	87	88	88	56	67	73	865	16,9	160	200	160	65,0	260	89	90	90	1,2
18,5	2	2.910	6,19	200	230	170	65,2	310	91	91	91	84	88	90	3.490	5,16	175	200	150	65,2	230	89	90	90	0,28
	4	1.450	12,4	230	260	220	65,2	340	91	91	90	84	89	91	1.730	10,4	190	220	185	64,5	300	91	91	90	0,45
	6	965	18,7	200	230	195	74,0	340	88	89	88	68	78	82	1.160	15,5	160	200	160	70,6	300	89	90	89	1,2
	8	720	25,0	180	220	180	80,2	340	89	90	90	55	67	74	865	20,8	160	190	160	75,1	290	91	91	90	1,7

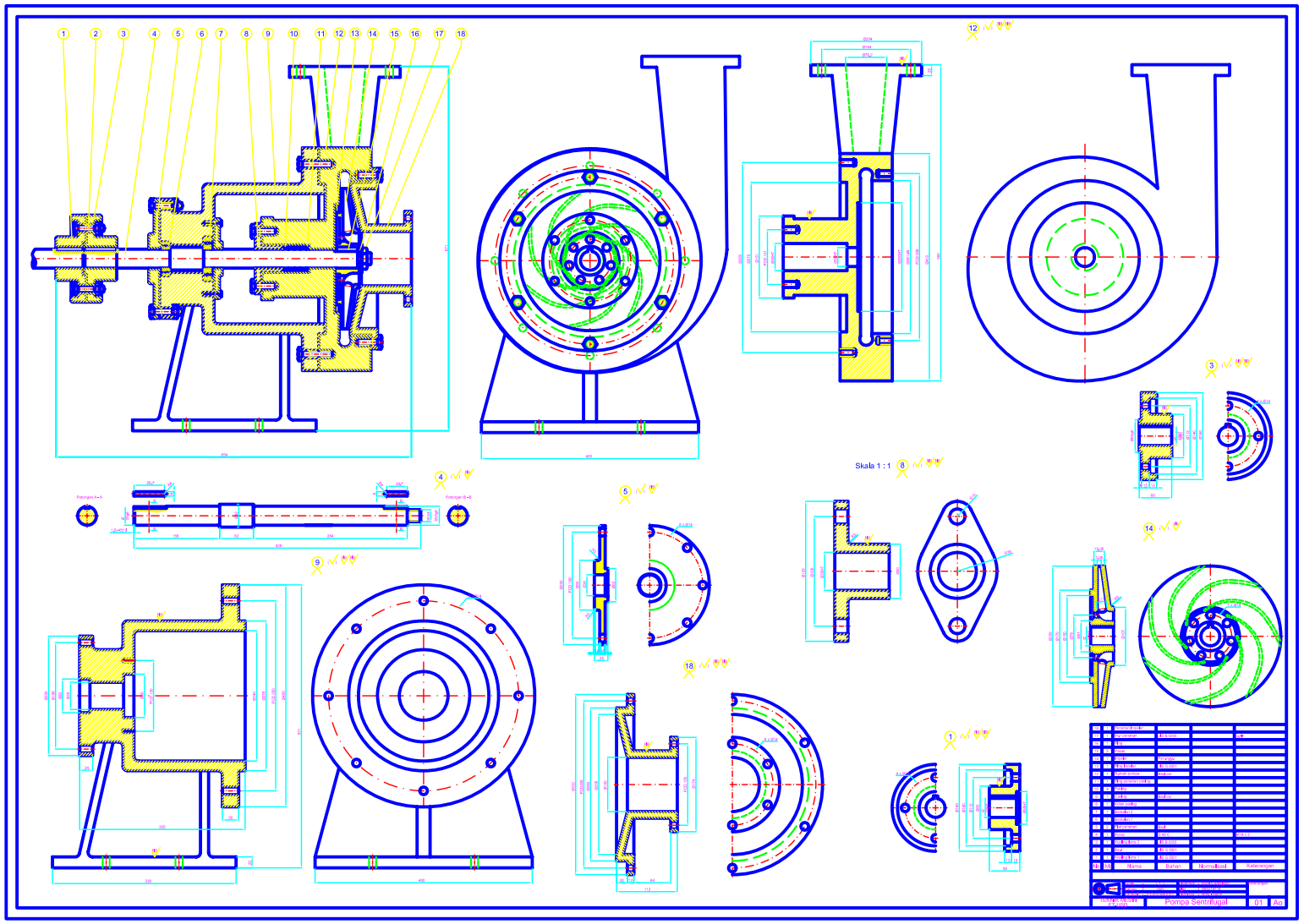
Catatan: 1. Semua nilai adalah nilai acuan
2. Nilai akan berubah untuk tegangan lainnya

Tabel L. 8 Gambar Denah Distribusi Air pada Perumahan



Tabel L. 9 Denah Bagian dalam Rumah




Skala 1 : 1
Pompe Centrifugal
01
Ap