

TUGAS SARJANA
PERENCANAAN POMPA CENTRIFUGAL TIGA TINGKAT
UNTUK PERTANIAN DENGAN KAPASITAS 0,3 M³/MENIT
DAN HEAD 30 METER

TUGAS INI DIAJUKAN SEBAGAI SYARAT UNTUK MENEMPUH
UJIAN SARJANA PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN



OLEH :

N A M A : TUTUR ASMOROJOYO

N I M : M 101 84 0035

PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS DIPONEGORO
S E M A R A N G

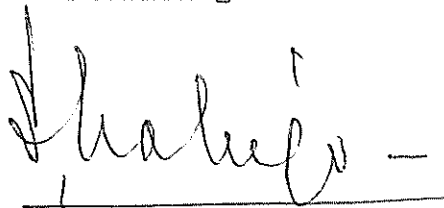
1 9 9 2

HALAMAN PENGESAHAN

Tugas sarjana dengan judul "Perencanaan Pompa Centrifugal Tiga Tingkat Untuk Pertanian Dengan Kapasitas 0,3 m³/menit, Head 30 meter , telah disetujui dan disahkan.

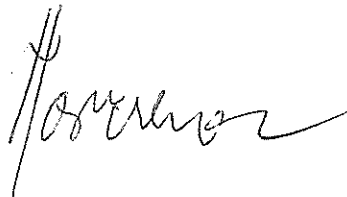
Semarang, 16 Januari 1992

Pembimbing I



(Ir. Slamet Waluyo)

Pembimbing II



(Ir. RM. Haryo Santoso)

PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN FAKULTAS TEKNIK

UNIVERSITAS DIPONEGORO

SEMARANG

1992

DAFTAR ISI

	Halaman
KATA PENGANTAR	
DAFTAR ISI	
BAB I. PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Pengertian Dasar Pompa	2
1.3. Klasifikasi Pompa	3
BAB II. PEMILIHAN KONSTRUKSI POMPA	9
2.1. Kecepatan Spesifik	9
2.2. Type Impeller	10
2.3. Karakteristik Pompa	13
2.4. Penentuan Putaran Pompa	15
BAB III. PERENCANAAN BAGIAN-BAGIAN UTAMA POMPA	19
3.1. Perencanaan Poros Dan Pasak	22
3.2. Perencanaan Impeller	30
BAB IV. PERENCANAAN SALURAN MASUK DAN KELUAR	59
4.1. Saluran Masuk	59
4.2. Saluran Keluar	62
4.3. Perencanaan Diffuser	65
4.4. Perencanaan Saluran Pembalik	75
4.5. Perencanaan Volute Casing	81
BAB V. GAYA YANG BEKERJA PADA POROS	88
5.1. Gaya Aksial	88
5.2. Perhitungan Gaya Aksial	89
5.3. Mambalans Gaya Aksial	92

5.4. Gaya Radial	101
BAB VI. PEMERIKSAAN KEKUATAN DAN PEMILIHAN BANTALAN	113
6.1. Penggambaran Bidang Momen (Momen Lentur) Poros	113
6.2. Pemeriksaan Kekuatan Poros	123
6.3. Pemeriksaan Dimensi Poros Terhadap Putaran Kritis	126
6.4. Pemilihan Dan Perhitungan Kekuatan Bantalan	134
6.5. Perencanaan Kopling	142
6.6. Stuffing Box	148
6.7. Perhitungan NPSH Dan Kavitasasi	150
BAB VII KESIMPULAN	164
DAFTAR PUSTAKA	166

KATA PENGANTAR

Dengan memanjatkan puji syukur kepada Allah SWT, atas berkat dan rahmat-Nya sehinggakami dapat menyelesaikan tugas akhir ini.

Tugas akhir ini disusun sebagai syarat menempuh ujian sarjana pada jurusan teknik mesin Universitas Diponegoro. Dalam penyusunan tugas akhir ini kami banyak mendapatkan bantuan sehingga tak lupa kami sampaikan rasa terima kasih yang sebesar-besarnya, terutama kepada :

1. Bapak ketua jurusan Teknik Mesin Universitas Diponegoro beserta staf.
2. Bapak Ir. Slamet Waluyo, selaku dosen pembimbing I tugas akhir.
3. Bapak Ir. RM. Haryo Santoso, selaku dosen pembimbing II tugas akhir.
4. Rekan-rekan mahasiswa dan semua pihak yang telah memberikan bantuan, bimbingan dan pengarahan sehingga tugas akhir ini terwujud.

Dan akhirnya kami harapkan semoga tulisan ini dapat bermanfaat bagi kita semua, terutama mahasiswa.

Semarang, Januari 1992

Penulis

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Negara kita sudah dikenal sebagai negara agraris dimana sebagian besar penduduknya tinggal di daerah pedesaan dengan mata pencaharian sebagai petani. Mereka lebih banyak menggantungkan hidupnya kepada areal pertanian.

Tetapi seperti yang kita lihat sekarang ini penyebaran penduduk di negara kita tidak merata. Ada daerah yang sangat padat penduduknya sehingga areal pertanian menjadi semakin sempit dan sebaliknya ada daerah yang jarang penduduknya dengan areal pertanian sangat luas.

Untuk meningkatkan produksi pertanian di daerah yang belum padat penduduknya bisa diusahakan dengan memperluas areal pertanian, yaitu dengan mencetak sawah-sawah baru. Lain halnya untuk daerah yang sudah padat penduduknya karena tidak mungkin untuk memperluas areal pertanian, maka usaha untuk meningkatkan produksi pertanian perlu dilakukan pengolahan lahan pertanian secara intensif. Salah satu usaha untuk membantu mengatasi permasalahan tersebut adalah pemanfaatan pompa-pompa untuk menaikkan air tanah. Sehingga kekurangan air pada

musim kemarau dan daerah yang sulit dijangkau oleh saluran irigasi akan bisa diatasi.

Dengan demikian areal pertanian yang kurang produktif bisa dimanfaatkan untuk meningkatkan produksi pertanian.

Dengan bertambah majunya teknologi maka penggunaan pompa semakin meluas diantaranya adalah untuk :

- Pelayanan air minimum
- Pelayanan industri (industri kimia, industri minyak dan lain-lain)
- Pompa drainase
- Pelayanan tenaga (pompa pengisi air ketel, pompa kondensat, pompa sirkulasi air)
- Pelayanan gedung
- Pompa pengairan

Pada penyusunan tugas akhir ini akan dibahas tentang perencanaan pompa untuk pertanian yang akan dimulai dengan pemilihan pompa yang sesuai untuk kebutuhan tersebut.

1.2. Pengertian Dasar Pompa

Pompa merupakan suatu alat konversi energi yang digunakan untuk mengubah energi mekanis alat penggerak menjadi tekan fluida.

Energi yang diberikan kepada fluida kemudian dikonvensasikan sedemikian rupa sehingga fluida mampu

mengatasi tahanan-tahanan hidrolik dalam saluran pipa. Jadi dengan kata lain pompa merupakan suatu alat untuk memindahkan fluida dari satu tempat ke tempat lain. Fluida yang dimaksud disini adalah fluida incompressibel.

Untuk memilih jenis pompa mana yang sesuai untuk suatu pemakaian tertentu maka diperlukan pengetahuan tentang pompa, karena setiap pompa memiliki kelebihan dan kelemahan yang satu sama yang lain tidak sama.

1.3. Klasifikasi Pompa

Menurut prinsip kerjanya pompa dapat dibagi menjadi dua golongan besar :

- Positive displacement pump
- Dynamic pump

A. Positive Displacement Pump

Pada pompa ini energi diberikan secara periodik pada suatu volume fluida dan secara langsung akan meningkatkan tekanan yang akan digunakan untuk mengalirkan fluida tersebut. Pompa Jenis ini sangat sesuai untuk melayani head yang tinggi, tetapi kurang cocok untuk melayani kebutuhan kapasitas yang besar. Positive displacement pump dibedakan menjadi :

- Reciprocating pump

Adalah pompa yang mekanisme kerjanya menggunakan

perantaraan elemen yang bergerak secara bolak-balik waktu memindahkan fluids kerja.

Menurut jenis elemen perantaranya pompa ini dibagi menjadi dua yaitu

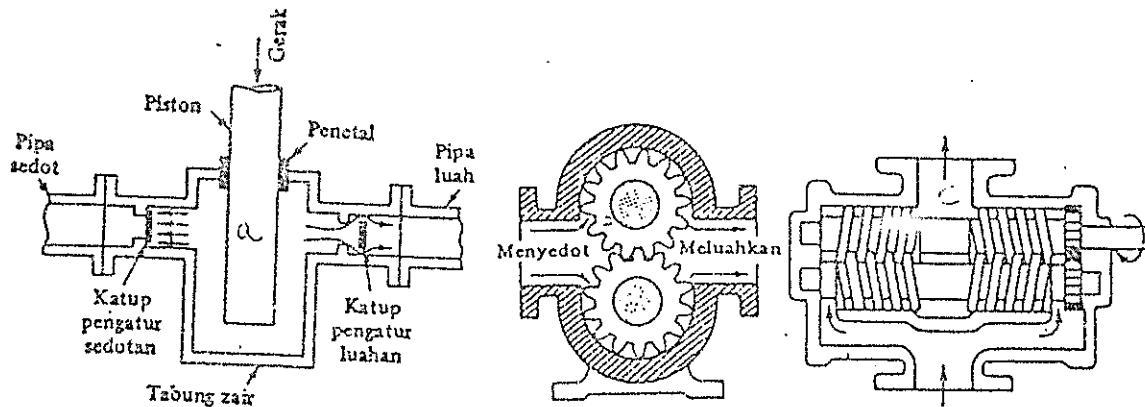
- Pompa piston/plunyer
- Pompa diafragma/membran

Jenis pompa piston s&al ini dipakai mengingat kerugian-kerugian yang cukup besar diantaranya : aliran pemompaan tidak kontinyu, konstruksinya rumit, ada bagian-bagian yang bergesekan secara langsung sehingga mudah terjadi keausan, getarannya besar dan biaya operasi dan perawatan mahal.

Pompa membran umumnya dipakai pada pemakaian khusus, misalnya untuk pemompaan zat kimia. Jadi kapasitasnya cukup baik.

- Rotary pump

Adalah jenis pompa displacement dimana energi diberikan pada fluids kerja dari unit penggerak dengan perantaraan rotor. Biasanya pompa ini digunakan untuk fluids dengan viskositas tinggi. Pompa ini lebih baik dibanding pompa positive displacement yang lain karena alirannya lebih stabil. Beberapa jenis pompa rotary dapat dilihat pada gambar dibawah ini :



Gbr. 1.1. Macam-macam positive displacement pump

B. Dynamic Pump

Pompa dynamic adalah jenis pompa yang dapat memberikan energi secara terus menerus/kontinyu pada fluida kerja. Penambahan energi tersebut akan meningkatkan kecepatan fluida kerja di dalam pompa dan selanjutnya akan ditransformasikan menjadi peningkatan tekanan yang diikuti dengan penurunan kecepatan.

Jadi pada prinsipnya pompa ini mengubah energi kinetik menjadi energi tekan.

Karena pompa ini dapat beroperasi pada putaran yang tinggi maka kapasitas pemompaan yang dihasilkan bisa relatif besar. Pompa ini juga cocok untuk memompakan fluida yang mengandung butiran-butiran kecil seperti debu, pasir dan lain-lain. Karena kelebihan-kelebihan yang

dimiliki pompa ini maka sekarang lebih banyak dikembangkan dari pada pompa positive displacement.

Pompa jenis dynamic dapat dibagi menjadi dua yaitu

- Pompa Centrifugal

Pompa ini pada dasarnya terdiri dari satu atau lebih impeller yang dilengkapi dengan sudu-sudu yang dipasangkan pada poros yang berputar dan diselubungi dengan rumah pompa/casing.

Fluida kerja memasuki impeller secara aksial di dekat poros dan mempunyai energi, baik energi kinetik maupun energi potensial yang diberikan oleh sudu-sudu impeller. Setelah fluida tersebut meninggalkan impeller akan dikumpulkan di dalam volute atau suatu saluran diffuser. Di bagian ini energi kinetik fluida akan diubah menjadi energi tekanan dan akan diikuti dengan penurunan kecepatan fluida. Setelah ditransformasikan maka fluida akan dikeluarkan lewat flens buang. pompa centrifugal termasuk high speed machines jika dibandingkan dengan mesin-mesin jenis lain (positive displacement) sehingga banyak keuntungan-keuntungan yang dimilikinya diantaranya :

- Termasuk mesin berkecepatan tinggi sehingga dapat dihubungkan langsung dengan alat

penggerakannya sehingga losses pada sistem transmisi bisa berkurang.

- Untuk kapasitas dan head tertentu ukurannya/dimensinya bisa lebih kecil, menghemat tempat dan berat sehingga biaya awal, instalasi dan pemeliharaan menjadi lebih murah.
- Tidak adanya bagian yang bergesekan, jadi tidak ada keausan kecuali bearing yang terletak diluar dan mudah diganti.
- Dapat dipakai untuk memompa cairan kotor (mengandung pasir atau debu) karena clearancenya lebih besar.
- Mudah dibalansir karena tidak ada gaya inersia yang timbul, sebab seluruh gerakannya adalah berputar.
- Karena termasuk high speed machines maka dapat menghasilkan kapasitas yang besar pada head yang rendah. Arus fluida yang dihasilkan "steady" sehingga tidak memerlukan penampung (receiver) untuk meniadakan pulsasi.
Tidak adanya katup-katup internal yang menyulitkan operasi sehingga pengaturan otomatis mudah dilaksanakan.
- Katup buang dapat ditutup pada saat operasi (shut off) sehingga tidak rusak berat jika

katup tersebut tertutup secara tak sengaja.

- Bila bearing ditempatkan di luar maka minyak pelumas tidak akan mengotori fluida yang dipindahkan.

Dari beberapa uraian di atas maka pompa centrifugal sangat cocok untuk pompa-pompa pertanian.

- Pompa Special Effect

Pompa ini digunakan untuk hal-hal yang khusus misal pada tempat-tempat yang sulit dijangkau sumber energi seperti listrik.

Secara garis besar pompa ini dibedakan menjadi :

- Air lift pump
- Jet pump
- Hidraulic ram pump
- Electromagnetic pump

1.4. Pompa Pertanian

Bila dianggap lahan pertanian yang akan diairi adalah ladang maka air dialirkan melalui parit-parit diantara petak-petak tanaman. Direncanakan pemberian air dilakukan tiap 3 sampai 10 hari sekali.

Air yang diberikan sebagian akan diserap oleh tanaman dan sebagian hilang karena peresapan ke dalam tanah. Bila kapasitas pompa yang direncanakan adalah $0,005 \text{ m}^3/\text{detik}$, maka luas areal yang dapat diairi dapat ditaksir dengan rumus

$$A = \frac{360 \cdot Q_p \cdot T \cdot E}{h \cdot k \cdot D}$$

dimana :

Q_p = kapasitas pompa yang direncanakan
 = $0,005 \text{ m}^3/\text{detik}$

h = jumlah air yang diperlukan.
 untuk sayuran = 5 mm/hari

k = koefisien kehilangan dalam saluran
 = $1,1$

D = selang waktu pemberian air, diambil
 3 hari sekali

T = jumlah jam yang dipergunakan untuk
 setiap kali pemberian air = $6 - 12 \text{ jam}$
 diambil 10 jam

E = efisiensi pengairan
 = $0,65$ untuk pengairan dengan parit
 diantara petak-petak tanaman

B.c

maka luas areal yang dapat diairi adalah

$$A = \frac{360 \cdot Q_p \cdot T \cdot E}{h \cdot k \cdot D}$$

$$A = \frac{360 \cdot 0,005 \cdot 10 \cdot 0,65}{5 \cdot 1,1 \cdot 3}$$

$$= 0,7091 \text{ ha}$$

BAB II

PEMILIHAN KONSTRUKSI POMPA

2.1. Kecepatan Specific

Kecepatan specific merupakan istilah yang dipakai untuk memberikan klasifikasi impeller berdasarkan prestasinya dimana impeller-impeller itu beroperasi.

Kecepatan specific didefinisikan sebagai kecepatan dalam putaran permenit dimana suatu impeller akan beroperasi bila secara profesional ukurannya diperkecil agar dapat memberikan kapasitas teruji sebesar 1 gram pada tinggi tekan total sebesar 1 ft.

Untuk menghitung kecepatan specific digunakan rumus :

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

Dimana : n_s = kecepatan specific

n = putaran impeller (rpm)

Q = kapasitas aliran (gpm)

H = tinggi beban (ft)

Harus diperhatikan disini bahwa kecepatan specific akan bertambah besar dengan kapasitas-kapasitas yang lebih besar dan pada kecepatan-kecepatan yang lebih besar atau pada tinggi tekan yang lebih rendah. Selain itu harga kecepatan specific bertambah besar bila perbandingan diameter

1. Austin H. Church, *Pompa & Blower Sentrifugal*, terjemahan Zulkifli Harqahap, Erlangga, Jakarta, 1986, hal. 49.

sisi masuk dengan diameter sisi keluar lebih besar serta untuk sudut sisi masuk yang lebih besar.

Karena kurva sebuah pompa bervariasi mulai dari kapasitas nol pada saat shut-off sampai tinggi tekan nol pada saat kapasitas maksimum.

2.2. Type Impeller

Jenis pompa centrifugal umumnya tergantung pada jenis impellernya dan tipe impeller itu sendiri tergantung pada besarnya putaran spesifik yang bervariasi pada interval tertentu.

Penyesuaian type impeller dengan putaran spesifik dimaksudkan agar dicapai efisiensi yang optimum pada bentuk yang sesuai.

Berdasarkan kecepatan spesifiknya type impeller dibagi menjadi :

a. Impeller jenis radial

Tinggi yang dihasilkan umumnya disebabkan oleh gaya centrifugal. Bentuk impeller ini seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.1.a. Impeller ini biasanya digunakan untuk tinggi tekan menengah dan tinggi. Daerah kecepatan spesifikasinya pada umumnya dari 500 sampai 3000. Perbandingan diameter buang (discharge) dengan diameter mata sisi masuk (inlet eye diameter) adalah sekitar 2.

b. Impeller jenis Francis

Untuk tinggi tekan yang lebih rendah sering

dipakai impeller hisapan aksial pembuangan radial (axial inlet radial discharge impeller) seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.1.c. Perbandingan diameter buang dengan diameter mata sisi masuk biasanya lebih kecil dari jenis yang pertama. Kecepatan-kecepatan spesifiknya adalah dari 1500 sampai 4500. Sudut sudu sisi masuk harus berkurang sesuai dengan jari-jarinya untuk menjamin masuknya fluida secara mulus.

e. Impeller jenis aliran campur

Tinggi tekan yang dihasilkan oleh impeller ini sebagian disebabkan oleh gaya centrifugal dan sebagian lagi oleh tolakan impeller. Aliran buangnya sebagian radial dan sebagian lagi aksial. Inilah sebabnya jenis impeller ini disebut jenis aliran campur.

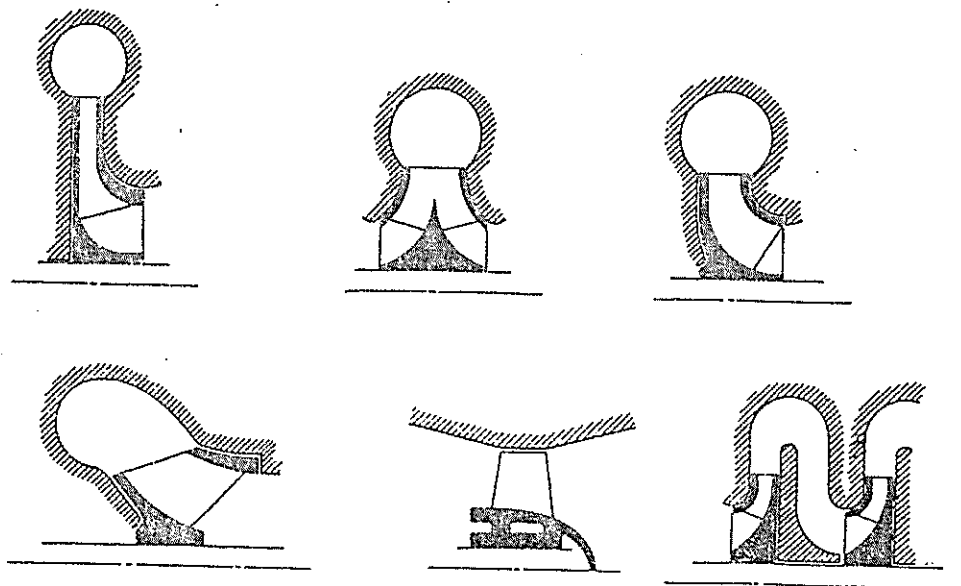
Diameter buang rata-rata biasanya sama dengan diameter mata sisi masuk. Gambar 2.1.d. menunjukkan impeller jenis aliran campur. Daerah kecepatan spesifiknya berkisar antara 4500 sampai 8000.

d. Impeller jenis propeller

Semu tinggi tekan yang dihasilkan adalah akibat dari tolakan sudu-sudu, seluruh alirannya aksial. Gambar 2.1.e. menunjukkan bentuk impeller ini. Daerah kecepatan spesifiknya adalah sangat tinggi

yaitu 8000 ke atas. Impeller jenis ini biasanya dipakai untuk tinggi tekan yang rendah, putaran yang rendah dan kapasitas besar.

Bila jumlah fluida yang harus dipompakan terlalu besar untuk suatu jenis impeller maka bisa digunakan impeller hisapan ganda (double suction impeller) seperti yang ditunjukkan gambar 2.1.b. Daerah tinggi tekan dan kecepatan spesifikasinya hampir sama dengan impeller hisapan tunggal. Dalam menghitung kecepatan spesifik maka kapasitas untuk impeller hisapan ganda adalah setengah dari kapasitas yang diberikan pompa. Impeller jenis ini mempunyai keuntungan yaitu dalam hal keseimbangan hidrauliknya. Pada impeller ini gaya-gaya aksial saling berlawanan sehingga saling meniadakan.



Gambar 2.1. Macam-macam impeller

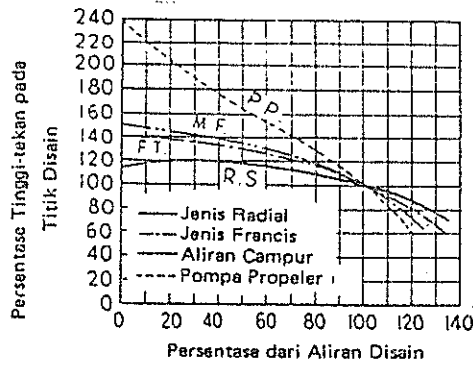
Selanjutnya bila tinggi tekan yang harus dipompakan terlalu besar untuk impeller satu tingkat maka bisa digunakan impeller tingkat banyak (multi stage impeller), yaitu beberapa impeller yang dipasangkan pada satu poros secara seri seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.1.f. Impeller ini biasanya adalah impeller jenis radial, karena jenis impeller radial dapat menghasilkan head yang lebih besar dari impeller jenis lainnya.

Kecepatan spesifik pompa bertingkat banyak diambil sebagai kecepatan spesifik masing-masing tingkatnya. Tetapi karena semua tingkat memiliki kecepatan spesifik yang sama maka dapat dianggap sebagai kecepatan spesifik pompa itu sendiri. Dalam perhitungan kecepatan spesifik, tinggi tekan yang dipakai adalah tinggi tekan pertingkat.

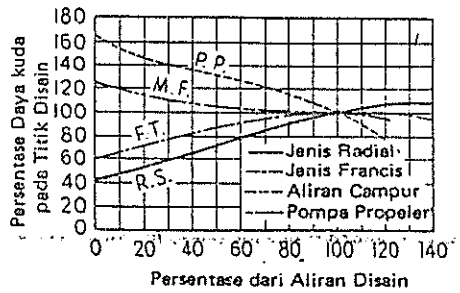
2.3. Karakteristik

Sudah disinggung di muka bahwa bentuk pompa pada umumnya tergantung pada putaran spesifik, jadi dapat dimengerti bila karakteristiknya juga akan tergantung pada putaran spesifik.

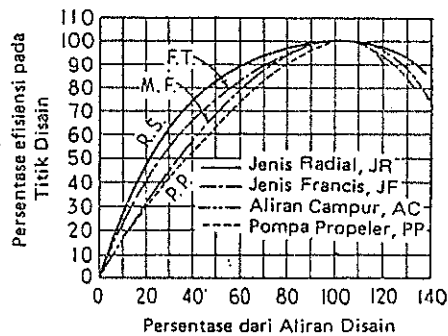
Karakteristik berbagai jenis pompa dapat digambarkan dengan kurva-kurva yang menyatakan besarnya tinggi tekan, daya kuda dan efisiensi pompa terhadap kapasitas. Kurva karakteristik tersebut umumnya digambarkan pada putaran yang tetap.



Pengaruh jenis impeler pada bentuk kurva karakteristik.



Pengaruh jenis impeler pada bentuk kurva daya kuda rem.



Pengaruh jenis impeler pada bentuk kurva efisiensi.

gambar 2.2. Pengaruh berbagai jenis impeller terhadap kurva-kurva

Dari gambar terlihat bahwa kurva tinggi tekan kapasitas menjadi semakin curam untuk pompa-pompa dengan harga kecepatan spesifik (n_s) yang semakin besar. Disini tinggi tekan pada kapasitas nol (shut-off head) semakin tinggi pada n_s yang semakin besar. Kurva

daya kuda terhadap kapasitas mempunyai harga minimum bila kapasitas aliran sama dengan nol pada pompa centrifugal dengan n_c kecil. Sebaliknya pada pompa aliran campur dan aksial, harga daya kuda mencapai maksimum pada kapasitas aliran sama dengan nol. Dan pada kurva-kurva efisiensi terlihat bahwa efisiensi akan turun dengan cepat untuk pompa dengan n_g besar.

Dari uraian-uraian di atas dapat disimpulkan bahwa pompa dengan putaran spesifik rendah lebih stabil terhadap perubahan Q jika terjadi perubahan Q karena untuk perubahan Q yang sama pompa dengan n_g rendah akan mempunyai grafik yang tidak begitu curam.

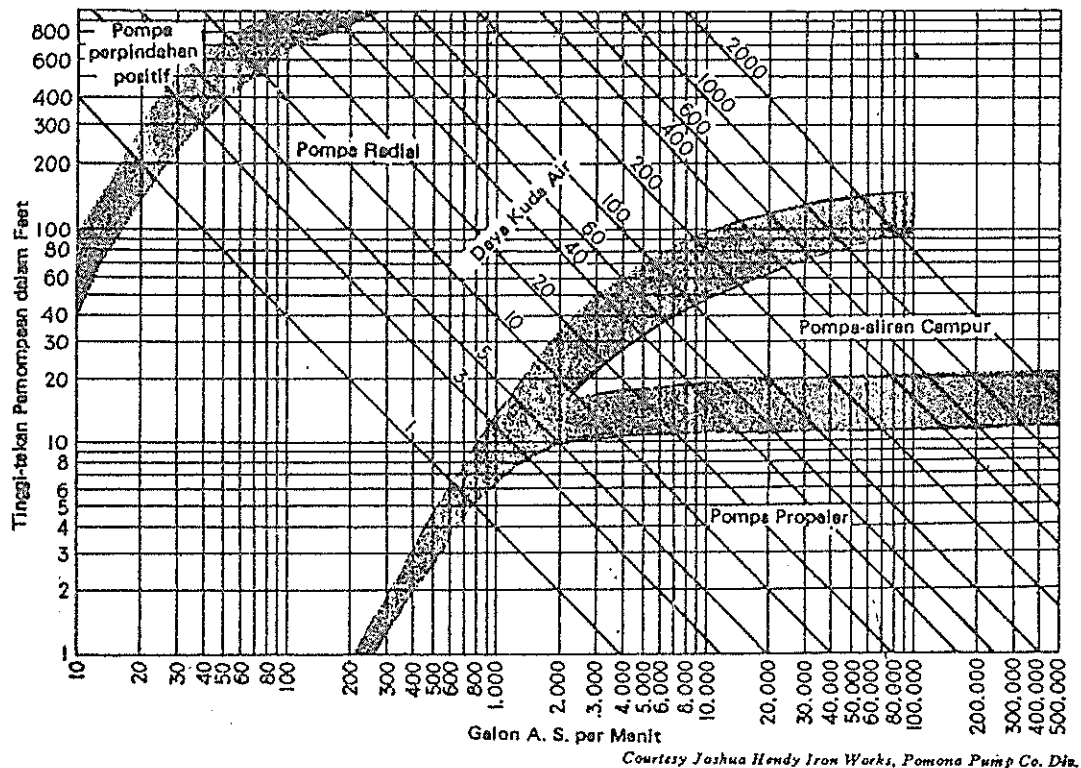
2.4. Penentuan Putaran Pompa

Untuk menentukan besarnya putaran pompa maka perlu diketahui jenis impellernya.

Penentuan jenis pompa berdasarkan grafik head kapasitas menurut gambar 2.3.

Untuk head = 30 meter = 98,43 ft
 Kapasitas = $0,3 \text{ m}^3/\text{meter}$ = 79,25 gpm
 jumlah tingkat = 3

Menurut gambar 2.3. diperoleh bahwa pompa yang digunakan adalah pompa dengan jenis pompa radial, ini sesuai dengan yang telah disebutkan di atas bahwa impeller radial digunakan untuk pompa dengan head yang tinggi tetapi kapasitasnya kecil.



Gambar 2.3. Grafik penentuan jenis pompa

Berdasarkan data-data yang telah disebutkan dan jenis impeller yang telah dipilih tadi, langkah berikutnya adalah menentukan berapa putaran motor yang digunakan untuk menggerakkan pompa.

Untuk menentukan putaran pompa yang tersendiri di pasaran (berdasarkan buku katalog motor) sehingga bisa memberikan harga putaran spesifik yang sesuai untuk impeller jenis radial.

Untuk putaran 1000 rpm

$$n_s = \frac{1000 \sqrt{79,25}}{\left[\frac{98,43}{3} \right]^{3/4}} = 649,4$$

Untuk putaran 1500 rpm

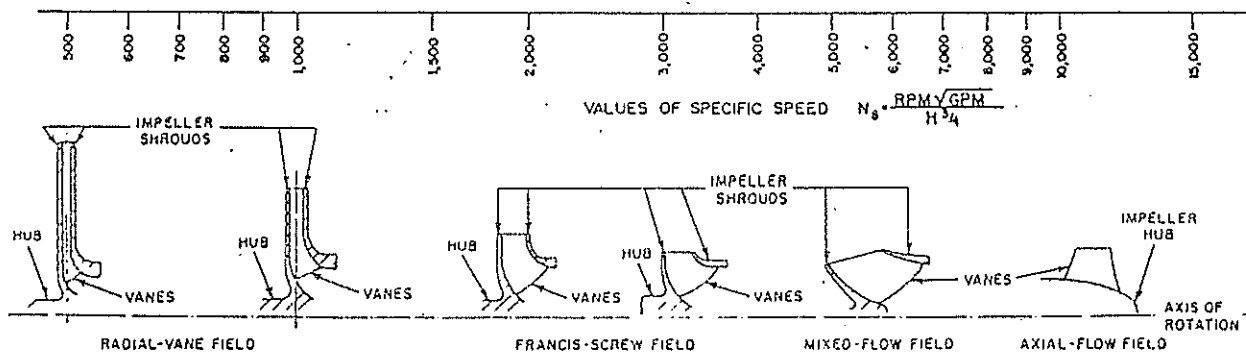
$$n_s = \frac{1500 \sqrt{79,25}}{\left[\frac{98,43}{3} \right]^{3/4}} = 947,1$$

Untuk putaran 3000 rpm

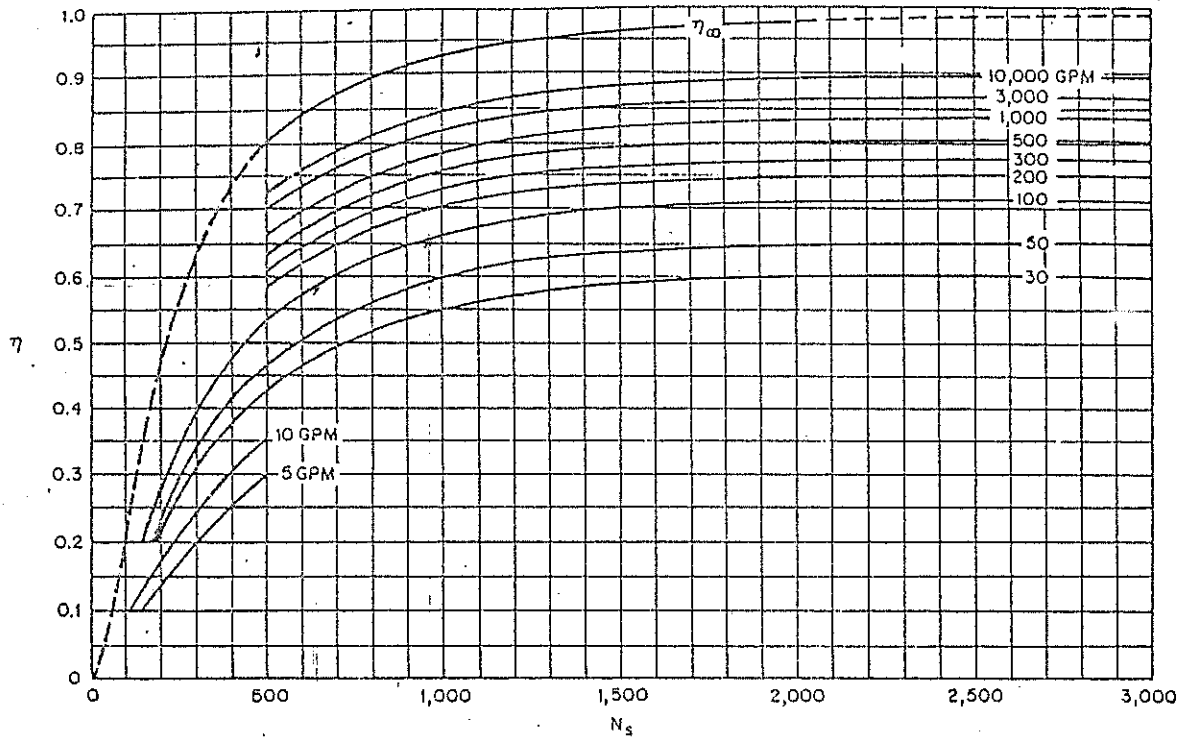
$$n_s = \frac{3000 \sqrt{79,25}}{\left[\frac{98,43}{3} \right]^{3/4}} = 1950,1$$

Dari perhitungan di atas maka ada dua kemungkinan yang memenuhi yaitu :

- Menggunakan putaran motor 1000 rpm yang akan memberikan putaran spesifik $n_s = 649,4$
- Menggunakan putaran motor 1500 rpm yang akan memberikan putaran spesifik $n_s = 974,1$



Gambar 2.4. Hubungan antara kecepatan spesifik & kapasitas dengan efisiensi



Gambar 2.5. Bentuk impeller dihubungkan dengan kecepatan spesifik

Dengan melihat gambar 2.4. maka dapat dibandingkan efisiensinya untuk kapasitas 98,43 gpm pompa dengan putaran spesifiknya 648,4 efisiensinya berada di bawah pompa dengan putaran spesifik 974,1. Maka dipilih pompa dengan putaran motor 1500 rpm.

BAB III

PERENCANAAN BAGIAN - BAGIAN UTAMA POMPA

Data-data yang diberikan

$$\begin{aligned}
 Q &= \text{kapasitas} && = 0,3 \text{ m}^3/\text{menit} \\
 H &= \text{tinggi tekan} && = 30 \text{ meter} \\
 i &= \text{jumlah tingkat} && = 3
 \end{aligned}$$

Pada bab ini akan dilakukan perhitungan-perhitungan untuk memperoleh dimensi-dimensi dari :

- poros dan pasak
- impeller

Sebelum dilakukan perhitungan-perhitungan tersebut maka akan dilakukan terlebih dahulu pengecekan terhadap daya yang akan digunakan.

Karena pompa tersebut dikopel dengan motor listrik dengan putaran yang sudah ditentukan di depan yaitu 1500 rpm, maka besarnya daya motor dapat dihitung dengan rumus :

$$N = \frac{\gamma Q_p H}{75 \cdot \eta_{op}} \quad (\text{hp}) \dots\dots\dots 2)$$

Di mana γ = berat jenis air = $1 \text{ kg/dm}^3 = 1000 \text{ kg/m}^3$

suhu air ditentukan 60°F

H = head pompa = 30 meter

Q_p = debit pompa = $0,3 \text{ m}^3/\text{menit} = 0,005 \text{ m}^3/\text{detik}$

η_{op} = efisiensi pompa

2. Khetagurov, Marine Auxiliary And System, Peace Publisher Moscow, hal. 250.

menurut gambar 3.1. $\eta = 40 \div 65 \%$ sedang
 menurut gambar 3.2, $\eta = 48 \div 62 \%$ asumsi
 sementara $\eta_{op} = 60 \%$

$$N = \frac{1000 \times 0,005 \times 30}{75 \times 0,60} = 3,333 \text{ hp}$$

Karena daya yang besar diperlukan pada saat start, atau mungkin beban yang besar terus bekerja setelah start maka untuk mendapatkan daya penggerak mula diperlukan faktor koreksi daya pada perencanaan.

$$P_d = f_c P \text{ (kw)} \dots\dots\dots 3)$$

Dimana $P_d =$ daya rencana (kw)

$f_c =$ faktor koreksi daya

untuk daya normal $f_c = 1,0 \div 1,5$

diambil $f_c = 1,48$

$$P = \text{daya yang ditransmisikan} = 3,333 \text{ hp}$$

$$= 2,466 \text{ kw}$$

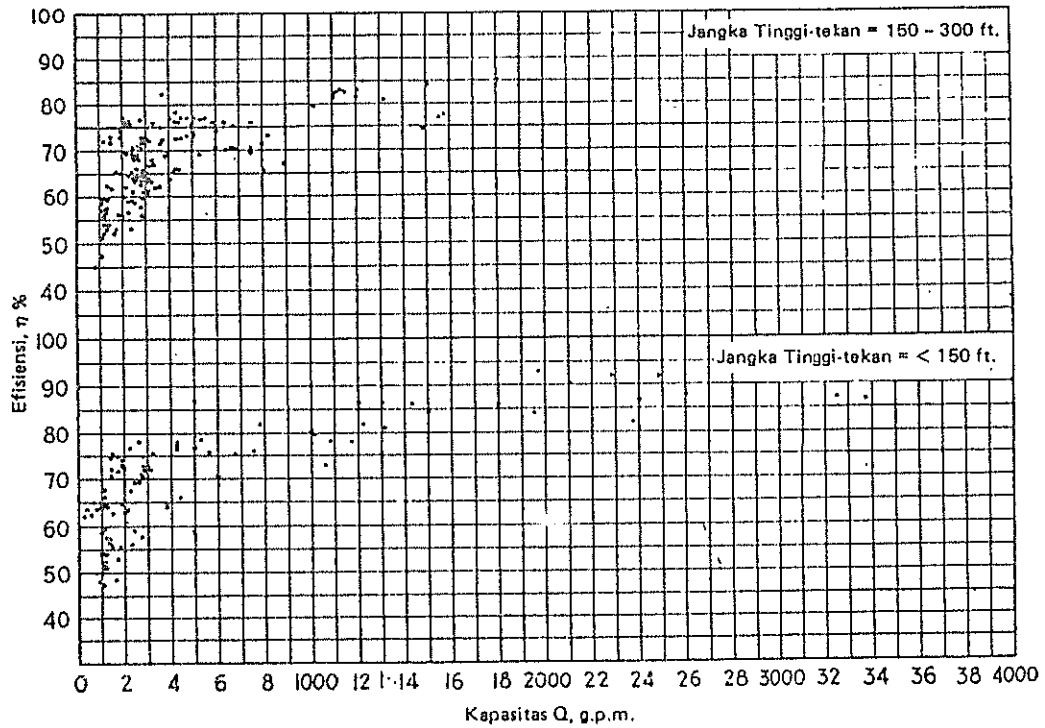
$$P_d = f_c \cdot P$$

$$= 1,48 \cdot 2,466$$

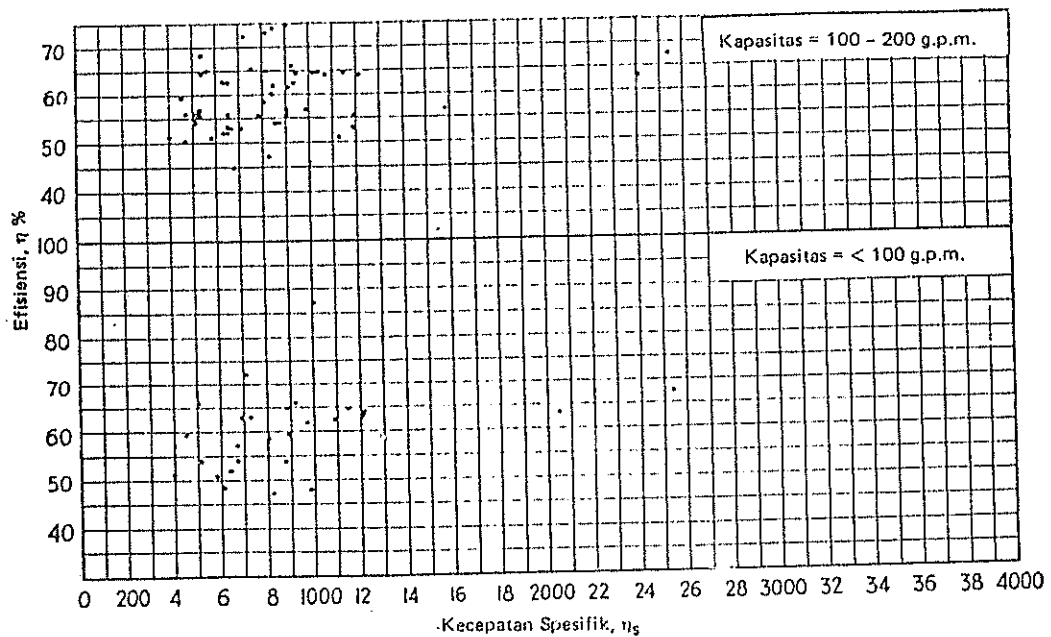
$$= 3,679 \text{ kw}$$

$$\approx 3,7 \text{ kw}$$

Jadi daya penggerak mula yang dibutuhkan sebesar 3,7 kw.



Gambar 3.1. Titik-titik efisiensi untuk berbagai jangka tinggi tekan



Gambar 3.2. titik-titik efisiensi kecepatan spesifik untuk berbagai kapasitas

3.1. Perencanaan Poros dan Pasak.

- Perencanaan poros.

Bahan poros yang akan dipergunakan adalah baja karbon S 35 CD (standart JIS G 3123).

Pertimbangan pemilihan bahan ini adalah :

1. Paduan karbon yang cukup dengan kadar tertentu akan menaikkan kekuatan poros.
2. Adanya unsur Mn dan P akan menambah keuletan bahan.
3. Adanya paduan Si akan memperbaiki ketahanan korosif dan meningkatkan mampu cor.
4. Harga baja karbon relatif murah

Bahan tersebut mempunyai sifat mekanis

- kekuatan tarik = 53 kg/mm^2
- kekerasan = 144 ÷ 216 BHN

Jenis beban yang diterima poros adalah :

- puntiran yang besarnya bergantung pada daya yang diteruskan.
- gaya lentur/bending yang tergantung pada gaya akibat berat sendiri dan bagian yang membebani poros, gaya radial yang tergantung pada rumah keong keluar.

Sebagai awal perhitungan diasumsikan hanya ada gaya puntiran yang bekerja agar diameter poros dapat dihitung.

Diameter poros yang diperoleh akan ditinjau ulang

setelah perhitungan adanya beban lain.

Untuk menghitung momen puntir dipergunakan rumus :

$$M_t = 71620 \frac{N}{n} \quad (\text{kg cm})$$

$$N = 3,7 \text{ Kw} = 4,96 \text{ Hp}$$

$$n = 1500 \text{ rpm}$$

$$\text{Maka, } M_t = 71620 \cdot \frac{4,96}{1500} = 236,82 \text{ kg cm}$$

Tegangan geser yang diijinkan adalah :

$$\tau_a = \frac{\sigma_b}{Sf_1 \times Sf_2} \quad (\text{kg/cm}^2) \quad \dots\dots\dots 4)$$

Di mana : $Sf_1 = 6,0$ untuk beban S - C dengan pengaruh massa dan baja paduan.

$Sf_2 = 1,3 - 3,0$ Karena adanya pengaruh alur pasak atau dibuat bertangga dan pengaruh kekerasan permukaan. diambil $Sf_2 = 3,0$.

$$\sigma_b = \text{kekuatan tarik} = 53 \text{ kg/mm}^2$$

$$\begin{aligned} \tau_a &= \frac{53}{6,0 \times 3,0} = 2,944 \text{ kg/mm}^2 \\ &= 294,4 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

Untuk menghitung diameter poros digunakan rumus

$$D_e = \left(\frac{5,1}{\tau_a} \cdot k_t \cdot C_b \cdot M_t \right)^{1/3} \quad \dots\dots\dots 5)$$

dimana ;

$$\begin{aligned} k_t &= 1,0 && \text{bila beban dikenakan} \\ &&& \text{secara halus} \\ &= 1,0 + 1,5 && \text{Nilai beban dikenakan} \end{aligned}$$

4. Sularso & Kiyakatsu Suga, opcit, hal. 8.
5. Sularso & Kiyakatsu Suga, loccit, hal. 8

dengan sedikit kejutan
 $= 1,5 \div 3,0$ bila beban dikenakan
 dengan tumbukan/kejutan
 yang besar

$C_b = 1,0$ bila diperkirakan tak ada
 beban lentur

$= 1,2 \div 1,3$ bila diperkirakan terjadi
 beban lentur

ditentukan, $k = 1,1$

$C_b = 1,2$

maka,

$$D_s = \left(\frac{5,1}{294,4} \cdot 1,1 \cdot 1,2 \cdot 236,82 \right)^{1/3} = 1,756 \text{ cm}$$

$$= 17,56 \text{ mm}$$

$$\approx 18 \text{ mm}$$

Selanjutnya karena poros dibuat bertingkat, maka diameter terkecilnya ditentukan 20 mm (sebagai diameter kritis). Ini dimaksudkan agar poros dapat menahan momen lengkung yang terjadi karena sulit untuk memperkirakan besarnya momen lengkung pada tahap sekarang ini dan dimaksudkan untuk menjaga agar kecepatan kritis berada di atas kecepatan operasi pompa.

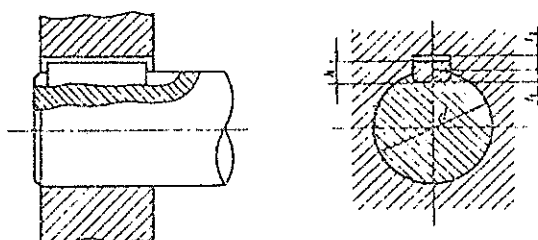
Kemudian karena adanya alur pass^h pada bagian penempatan impeller yang merupakan beban terbesar maka diameter poros pada bagian ini haruslah diperbesar, ditentukan sebesar 30 mm.

- Perencanaan pasak

Dengan menggunakan tabel 3.2. 6) untuk diameter poros sebesar 30 mm akan diperoleh dimensi-dimensi pasak sebagai berikut:

Tabel 3.1. Diameter poros (Satuan mm)

4	10	*22,4	40	100	*224	400	
		24		(105)	240		
4,5	11	25	45	110	250	420	
	*11,2	28		*112	260		440
	12	30		120	280		450
5	*12,5	*31,5	50	125	*315	480	
		32		130	320		500
*5,6	14	*35,5	56	140	*355	560	
	(15)	38		150	360		
6	16	38	60	160	380	600	
	(17)			170			
*6,3	18		63	180		630	
	19			190			
	20			200			
	22			220			
7			75				
*7,1		70					
		71					
8			80				
				85			
9			90				
				95			



Gambar 3.3. Pasak

b = lebar pasak = 8 mm

h = tinggi pasak = 7 mm

l = panjang pasak = (18 ÷ 90) mm

t_1 = alur pasak pada poros = 4,0 mm

t_2 = alur pasak pada impeller = 3,0 mm

C = jari-jari filter pasak = 0,40 mm

Bahan untuk pasak dipilih yang lebih lunak dibandingkan dengan bahan untuk poros dan impeller agar apabila terjadi sesuatu yang rusak lebih dulu adalah pasaknya dan poros/impellernya lebih aman. Karena pembuatan pasak lebih mudah dan biaya pembuatannya lebih murah bila dibandingkan dengan poros/impeller.

Untuk bahan pasak ini dipilih perunggu fosfor cor (PB C 2B) dengan standart jepang JIS H 5113.

Unsur-unsur yang terkandung dalam paduan tersebut adalah :

$$C_u = 87 \div 91 \%$$

$$S_n = 9 \div 12 \%$$

$$p = 0,15 \div 0,5 \%$$

Dengan sifat-sifat mekanisnya :

$$\text{Kekuatan tariknya } \sigma_b = 30 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{Kekerasan} = 80 \text{ BHN}$$

Bila dibandingkan dengan bahan untuk poros maka terlihat bahwa sifat mekanis untuk pasak lebih lemah

Tabel 3.2. Ukuran pasak dan alur pasak

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

Pemeriksaan kekuatan pasak

a. Pengecekan terhadap tegangan geser

Tegangan geser yang diijinkan $\tau_{ka} \geq \frac{\sigma_b}{Sf_1 \times Sf_2}$

dimana :

$$Sf_{k1} = 6,0$$

$$Sf_{k1} = 1 \div 1,5 = \text{beban dikenakan secara perlahan-lahan}$$

$$= 1,5 \div 3,0 = \text{beban dikenakan dengan tumbukan ringan}$$

$$= 3 \div 5 = \text{Beban dikenakan secara tiba-tiba}$$

diambil $S_{ki} = 3,0$

$$\tau_{ka} = \frac{30}{6,0 \times 3,0} = 1,666 \text{ kg/mm}^2$$

Gaya tangensial yang terjadi,

$$F = \frac{T}{D_s/2} \dots\dots\dots 7)$$

dimana

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{\text{Pa}}{\text{n}}$$

$$Pa = f_c \cdot P \quad (\text{kw})$$

f_c = faktor koreksi daya yang ditransmisikan
= 1,48

$$P = 2,486 \text{ kw}$$

$$Pa = 1,48 \times 2,486 = 3,7 \text{ kw}$$

didapat

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{3,7}{1.500} = 2368,2 \text{ kg mm}$$

Sehingga gaya tangensialnya :

$$F = \frac{2368,2}{30/2} = 157,88 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan geser yang diijinkan adalah $1,666 \text{ kg/mm}^2$

Tekanan permukaan yang diijinkan

$$Pa = 8 \text{ kg/mm}^2 \text{ untuk poros berdiameter kecil}$$

$$= 10 \text{ kg/mm}^2 \text{ untuk poros berdiameter besar}$$

Jadi diketahui $Pa = 8 \text{ kg/mm}^2$

$$\tau_k = \frac{F}{b \cdot l_1} \leq \tau_{ka} \dots\dots\dots 8)$$

$$= \frac{157,88}{8 \cdot l_1} \leq 1,666 \quad l_1 \geq 11,86 \text{ mm}$$

7. Sutarsa & Kiyakatsu Suga, opcit, hal. 25

8. Sutarsa & Kiyakatsu Suga, loccit, hal. 25

$$P = \frac{F}{l_2 \times (t_1 \text{ atau } t_2)} \leq R_a \quad \text{dipilih } t_2 = 3,0$$

$$= \frac{157,88}{l_2 \times 3} \leq 8, \quad l \geq 6,578 \text{ mm}$$

Ternyata l_1 lebih besar dari l_2 dan karena batas yang diijinkan antara (18 ÷ 90) maka agar lebih aman panjang pasak ditentukan $l = 25 \text{ mm}$

b. Pengecekan terhadap tekanan bidang

$$P = \frac{F}{l \times (t_1 \text{ atau } t_2)} \dots\dots\dots 9)$$

dimana : P = tekanan bidang

t_1 & t_2 = kedalaman pasak poros/naf

Harga tekanan bidang (P) harus sama atau lebih kecil dari tekanan bidang yang diijinkan (R_a)

$$P \leq R_a \quad \text{atau} \quad P \leq 8 \text{ kg/mm}^2$$

Untuk mengetahui apakah lebar dan panjang pasak bisa dipakai maka harus memenuhi :

$$b/D_s = 0,25 \div 0,35 \dots\dots\dots 10)$$

$$l/D_s = 0,75 \div 1,5$$

Untuk $b = 8$, $l = 25$ dan $D_s = 30$

$$b/D_s = \frac{8}{30} = 0,266$$

masih memenuhi $0,25 \leq b/D_s \leq 0,35$

9. Sulareso & Kiyakatsu Suga, opitt. hal. 27.
10. Sulareso & Kiyakatsu Suga, loccit. hal. 26

$$l/D_s = \frac{25}{30} = 0,83$$

masih memenuhi $0,75 \leq b/D_s \leq 1,5$

Dengan pengecekan di atas ternyata dimensi pasak yang telah direncanakan bisa digunakan karena masih memenuhi syarat yang ditentukan.

3.2. Perencanaan Impeller

Berdasarkan perencanaan dan fungsi pompa yang akan digunakan untuk menaikkan fluida (air tanah), maka perencanaan impeller disesuaikan dengan sifat fluida tersebut.

Menurut ref. 5 halaman 5 - 6, kriteria/syarat yang harus dimiliki material untuk impeller meliputi :

1. Ketahanan terhadap korosi
2. Ketahanan terhadap partikel-partikel abrasiv
3. Ketahanan terhadap akibat adanya kavitasasi
4. Kemudahan dalam pencetakan dan mampu mesin yang baik
5. Biaya/kerja yang murah

Material yang direkomendasikan untuk pompa pertanian atas dasar 11) adalah besi tuang atau paduan brons.

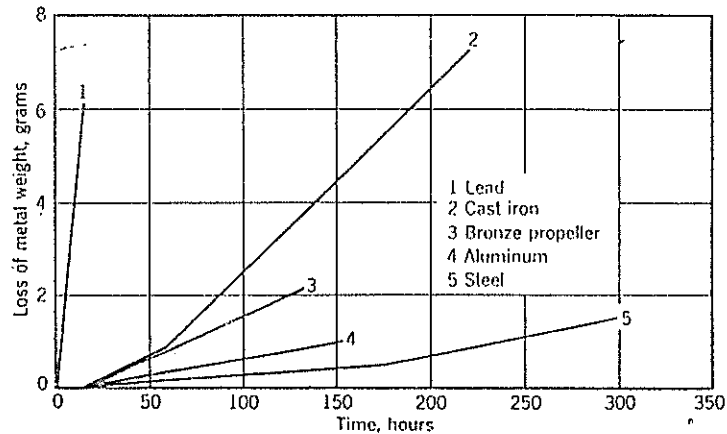
11. F. Pollak, Pump User's Hand Book, Gulf Publishing Company Book Division, Houston Texas, 1990, hal 177.

MATERIALS FOR PUMPS			Group Materials			Common Material			Refractory Grades				
Liquid	Condition of Liquid	Chemical Symbol	Cast Iron/Bronze	All Bronze	All Iron	Chromium Steel	Low Alloy Steel	High Alloy Steel	High Nickel Alloy	Monel	Autogenic Cast Iron	Silicon Iron	Nickel
Salt Water	(See Process)												
Sea Water	(See Process)		*	*	*								
Sewage			*	*	*								
Shells			*	*	*								
Silver Nitrate	Aqueous Sol	AgNO ₃	*	*	*								
Slop, Brewery			*	*	*								
Slop, Distillery			*	*	*								
Soap Liquor			*	*	*								
Soda Ash	Gdtd	Na ₂ CO ₃	*	*	*								
Soda Ash	Mt	Na ₂ CO ₃	*	*	*								
Sodium Bicarbonate	Aqueous Sol	NaHCO ₃	*	*	*								
Sodium Bisulfate	Aqueous Sol	NaHSO ₄	*	*	*								
Sodium Carbonate	(See Soda Ash)	Na ₂ CO ₃	*	*	*								
Sodium Chlorate	Aqueous Sol	NaClO ₃	*	*	*								
Sodium Chloride	(See Brines)	NaCl	*	*	*								
Sodium Cyanide	Aqueous Sol	NaCN	*	*	*								
Sodium Hydroxide	Aqueous Sol	NaOH	*	*	*								
Sodium Hypochlorite		NaOCl	*	*	*								
Sodium Hyposulfite	(See Sodium Thiosulfate)		*	*	*								
Sodium Meta Sulfate			*	*	*								
Sodium Nitrate	Aqueous Sol	NaNO ₃	*	*	*								
Sodium Sulfate	Aqueous Sol	Na ₂ SO ₄	*	*	*								
Sodium Sulfide	Aqueous Sol	Na ₂ S	*	*	*								
Sodium Sulfite	Aqueous Sol	Na ₂ SO ₃	*	*	*								
Sodium Thiosulfate	Aqueous Sol	Na ₂ S ₂ O ₃	*	*	*								
Stannic Chloride	Aqueous Sol	SnCl ₄	*	*	*								
Stannous Chloride	Aqueous Sol	SnCl ₂	*	*	*								
Starch		(C ₆ H ₁₀ O ₅) _n	*	*	*								
Strontium Nitrate	Aqueous Sol	Sr(NO ₃) ₂	*	*	*								
Sugar	Aqueous Sol		*	*	*								
Sulfuric Acid	(See Liquor Pulp Mill)		*	*	*								
Sulphur	In Water	S	*	*	*								
Sulphur	Molten	S	*	*	*								
Sulphur Chloride	Gdtd	S ₂ Cl ₂	*	*	*								
Syrup	(See Sugar)		*	*	*								
Tallow	Hot		*	*	*								
Tanning Liquors			*	*	*								
Tar	Hot		*	*	*								
Tar and Ammonia	In Water		*	*	*								
Tetraethyl Lead		(C ₂ H ₅) ₄ Pb	*	*	*								
Toluene (Toluol)		C ₇ H ₈	*	*	*								
Trichloroethylene		C ₂ HCl ₃	*	*	*								
Urine			*	*	*								
Varnish			*	*	*								
Vegetable Juices			*	*	*								
Vinegar			*	*	*								
Vitriol, Blue	(See Copper Sulphate)		*	*	*								
Vitriol, Green	(See Ferric Sulphate)		*	*	*								
Vitriol, White	(See Zinc Sulphate)		*	*	*								
Water, Boiler Feed	Not evaporated pH 7.5		*	*	*								
Water, High Makeup	Not evaporated pH 7.5		*	*	*								
Water, Low Makeup	Evaporated any pH		*	*	*								
Water, Distilled	High Purity		*	*	*								
Water, Distilled	Condensate		*	*	*								
Water, Fresh			*	*	*								
Water, Mine	(See Acid Mine Water)		*	*	*								
Water, Salt and Sea	(See Brines)		*	*	*								
Whisky			*	*	*								
White Liquor	(See Liquor Pulp Mill)		*	*	*								
White Water	Paper Mill		*	*	*								
Wine			*	*	*								
Wood (Pile) (Stack)			*	*	*								
Wood Vinegar	(See Acid Pyrolysate)		*	*	*								
Wort	(See Beer Wort)		*	*	*								
Xylo (Xylol)		C ₈ H ₁₀	*	*	*								
Yeast			*	*	*								
Zinc Chloride	Aqueous Sol	ZnCl ₂	*	*	*								
Zinc Sulphate	Aqueous Sol	ZnSO ₄	*	*	*								

Gambar 3.4. Material untuk pompa

Selanjutnya untuk menentukan pemilihan material berdasarkan ketahanan terhadap korosi, bisa dibandingkan antara besi tuang dengan paduan brons.

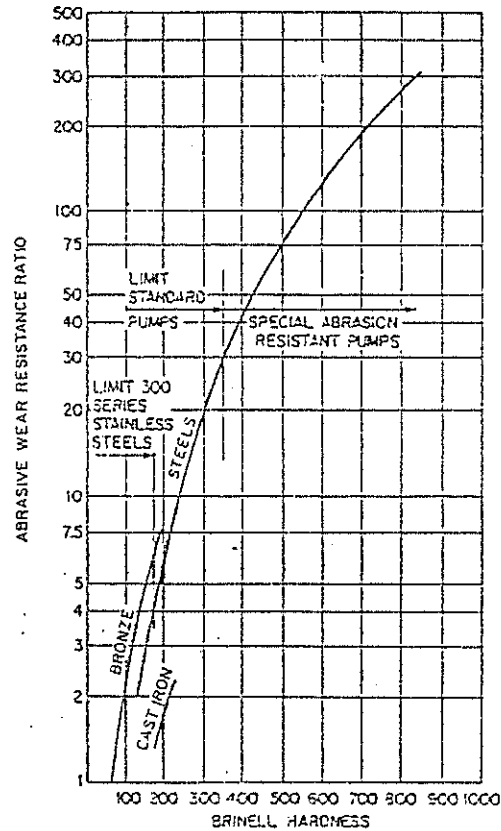
Berdasarkan12)



Gambar 3.5. Kerugian material oleh kavitasi

Ternyata ketahanan terhadap kavitasi yang dimiliki oleh brons lebih baik jika dibandingkan dengan besi tuang. Dilihat dari segi ketahanan terhadap partikel-partikel abrasiv maka menurut 13) Paduan brons lebih baik dibandingkan dengan besi tuang. Sedangkan penggunaan brons untuk pemompaan air pertanian akan lebih ekonomis bila dibandingkan dengan besi tuang 14)

-
12. A. J. Stepanoff, Centrifugal And Axial Flow Pumps, John Willey & Sons Inc, 1962, hal. 234.
 13. Igor J. Karrasik, William C. Krutzsch, Warren H. Frase & Joseph P. Messina, Pump Hand Book, Mc Graw Hill Book Company, Singapore 1986, Sec. V hal. 5.
 14. Igor J. Karrasik, Loeitt, Sec, V hal. 9.



Gambar 3.6. Ketahanan material terhadap partikel abrasif

Tabel 3.3. Pemilihan material pompa sentrifugal

(1) Most economical to give acceptable service; (2) extended life at additional cost; temperature of °F

Part	Fresh water (40-250°)	Seawater		Roller feed			Sewage (40-90°)
		40-80°	>80°	250°	350°	>350°	
Impeller:							
Cast iron	1
Bronze	1	1	...	1
400 series stainless steel	2	1	1	2
300 series stainless steel	...	2	1
Ni resist	...	1
Casing:							
Cast iron	1	1	...	1	1
Bronze	...	2	2
400 series stainless steel	2	1	1	...
300 series stainless steel
Ni resist	...	2	1
Wearing rings:							
Bronze	1	1	...	1
400 series stainless steel	2	2	1	1	1
300 series stainless steel	...	2	1
Monel	2

Dari pertimbangan-pertimbangan di atas maka dipilih brons sebagai material untuk impeller pompa.

- Diameter poros (D_s)

telah dihitung dan ditetapkan, $D_s = 30$ mm

- Diameter hub (D_h)

Menurut 15) diameter hub tergantung ukuran poros yaitu lebih besar 5/16 inchi sampai 8/16 inchi.

Ditentukan $D_h = D_s + 8/16$ inchi

$$= 30 + 12,7 \text{ mm} = 42,7 \text{ mm}$$

D_h ditentukan sebesar 43 mm

- Diameter flens hisap (D_{su})

Flens hisap melewati air sebesar $0,3 \text{ m}^3/\text{menit} = 0,179 \text{ ft}^3/\text{dtk}$ Dari 16) kecepatan aliran fluida pada flens hisap berkisar antara 4 sampai 18 ft perdetik.

Dengan menganggap kecepatan pada sisi hisap (V_{su}) = 7 ft/dtk maka;

$$D_{su} = \sqrt{\frac{4 \cdot 144 \cdot Q}{\pi \cdot V_{su}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 144 \cdot 0,179}{\pi \cdot 7}}$$

$$= 2,165 \text{ inchi}$$

disini digunakan flens hisap dengan diameter 2,5 inchi dan kecepatan pada sisi hisap menjadi :

dimana, $Q = 0,179 \text{ ft}^3/\text{dtk}$

$A = \text{luas sisi hisap}$

15. Austin H. Church, opcit. hal. 93.

16. Austin H. Church, loccit. hal. 90.

$$= \frac{\pi}{4} \frac{(2,5)^2}{144}$$

$$= 0,0341 \text{ ft}^2$$

$$V_{su} = \frac{Q}{A}$$

$$= \frac{0,179}{0,0341}$$

$$= 5,25 \text{ ft/dtk}$$

Jadi diameter flens hisap adalah 2,5 inchi = 63,5 mm

- Diameter mata impeller (D_o)

$$D_o = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{th}}{\pi \cdot V_o}} \times D_h^2 \text{ inchi} \dots\dots\dots 17)$$

dimana Q_{th} = Besarnya fluida yang dialirkan ditambah kerugian akibat kebocoran yang berkisar antara 2 sampai 10 % dari Q .

Suatu pompa dengan hisapan tunggal mempunyai prosentase kebocoran yang agak besar karena volume fluida yang dialirkan relatif lebih kecil dibandingkan dengan lusan yang mengakibatkan kebocoran .

Diasumsikan kebocoran yang terjadi 10%

$$\text{Jadi } Q_{th} = 1,1 Q$$

V_o = Kecepatan masuk melalui mata impeller biasanya diambil sedikit lebih besar

dari kecepatan masuk flens hisap.

ditentukan V_o sebesar 6,5 ft/dtk

$$D_h = 43 \text{ mm}$$

maka;

$$D_o = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{1,1 \times 0,179 \times 144}{6,5} + \left(\frac{43}{25,4}\right)^2} \text{ inchi}$$

$$= 2,90 \text{ inchi} \qquad = 73,66 \text{ mm}$$

$$\text{diambil } D_o = 74 \text{ mm}$$

- Menentukan inlet vane edge diameter (D_1)

Diameter ujung sisi masuk biasanya dibuat sama dengan diameter mata impeller D_o . Hal ini dimaksudkan untuk memastikan terjadinya aliran yang mulus tanpa terjadinya turbulensi yang berlebihan 18)

$$D_o = 74 \text{ mm, maka } D_1 = 74 \text{ mm}$$

- Menentukan outlet vane edge diameter (D_2)

Berdasarkan klasifikasi impeller untuk pompa centrifugal 19)

$$n_s = \frac{3,65 n \sqrt{Q}}{(H/i)^{0,75}} \quad \text{dengan, } n = 1500 \text{ rpm}$$

$$Q = 0,005 \text{ m}^3/\text{detik}$$

$$H = 30 \text{ m}$$

$$i = 3$$

maka;

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 1500 \sqrt{0,005}}{(30/3)^{0,75}}$$

$$= 68,84$$

18. Austin H. Church, opcit, hal. 94.
19. Khetaurov, opcit, hal. 206

Centrifugal pumps			Mixed-flow impeller	Axial-flow impeller
Low-speed impeller	Moderate-speed impeller	High-speed impeller		
$n_{st} = 40-80$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2.5$	$n_{st} = 80-150$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2$	$n_{st} = 150-300$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1.8-1.4$	$n_{st} = 300-600$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1.2-1.1$	$n_{st} = 600-2000$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 0.8$

Gambar 3.7. Klasifikasi impeller.

Untuk harga n_s tersebut termasuk low speed impeller di

mana harga $\frac{D_2}{D_0} = 2,5$

maka, $D_2 = 2,5 D_0 = 2,5 \times 74 = 185 \text{ mm}$

Menurut 20) diameter sisi keluar impeller bisa diperoleh dengan rumus

$$D_2 = \frac{1840 \phi \sqrt{H}}{n}$$

di mana D_2 = diameter luar impeller

ϕ = koefisien tinggi tekan

untuk $Q = 79,25 \text{ gpm}$ & $H = 98,43 \text{ ft}$

maka $\phi = 0,95 - 1,24$

untuk $n_s = 974,1$ & $Q = 79,25 \text{ gpm}$

maka $\phi = 0,95 - 1,04$

diambil harga $\phi = 1,04$

20. Austin H. Church, opcit, hal. 34.

H = tinggi tekan pertingkat

$$= \frac{98,43}{3} = 32,808 \text{ ft}$$

n = 1500 rpm

$$\begin{aligned} \text{maks; } D_2 &= \frac{1840 \cdot 1,04 \sqrt{32,808}}{1500} = 7,317 \text{ inchi} \\ &= 185,852 \text{ mm} \approx 186 \text{ mm} \end{aligned}$$

ditentukan harga $D_2 = 186 \text{ mm}$ yang merupakan harga terbesar.

- Menentukan kecepatan keliling aliran masuk (U_1)

$$\begin{aligned} U_1 &= \frac{\pi D_1 n}{60 \cdot 1000} \quad \text{m/dtk} \\ &= \frac{\pi \cdot 74 \cdot 1500}{60000} = 5,812 \text{ m/dtk} = 19,068 \text{ ft/dtk} \end{aligned}$$

- Menentukan kecepatan keliling aliran keluar (U_2)

$$\begin{aligned} U_2 &= \frac{\pi D_2 n}{60 \cdot 1000} \quad \text{m/dtk} \\ &= \frac{\pi \cdot 186 \cdot 1500}{60000} = 14,608 \text{ m/dtk} = 47,927 \text{ ft/dtk} \end{aligned}$$

- Menentukan sudut sisi masuk (β_1)

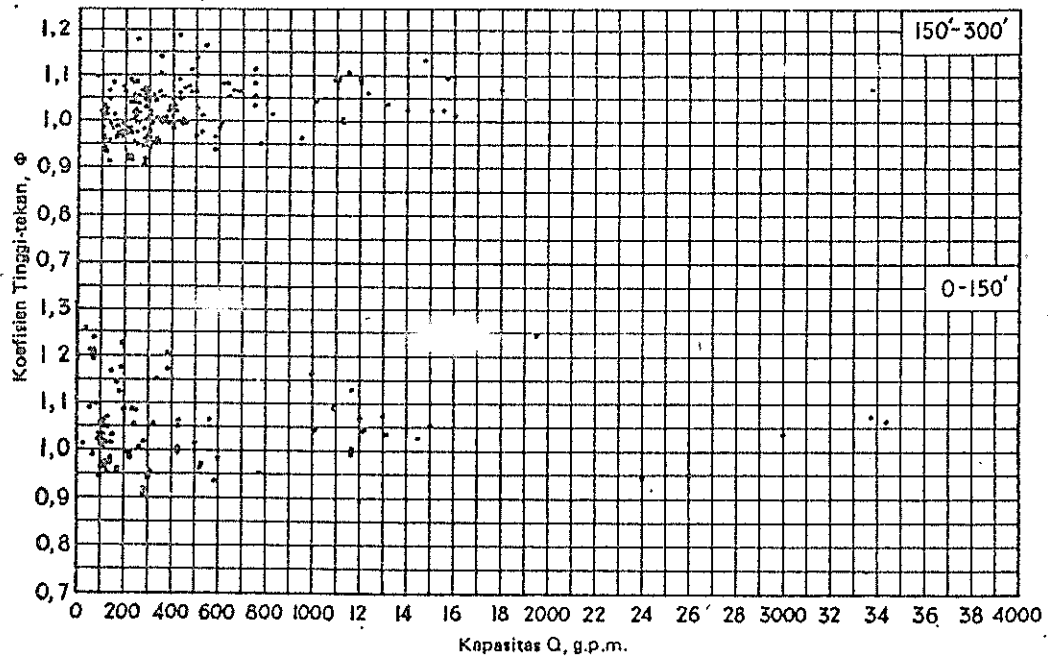
$$\text{tg } \beta_1 = \frac{V_{r1}}{U_1}$$

V_{r1} = kecepatan radial pada sisi masuk, biasanya dibuat 5 + 10 % lebih besar dari $V_o \dots 21)$

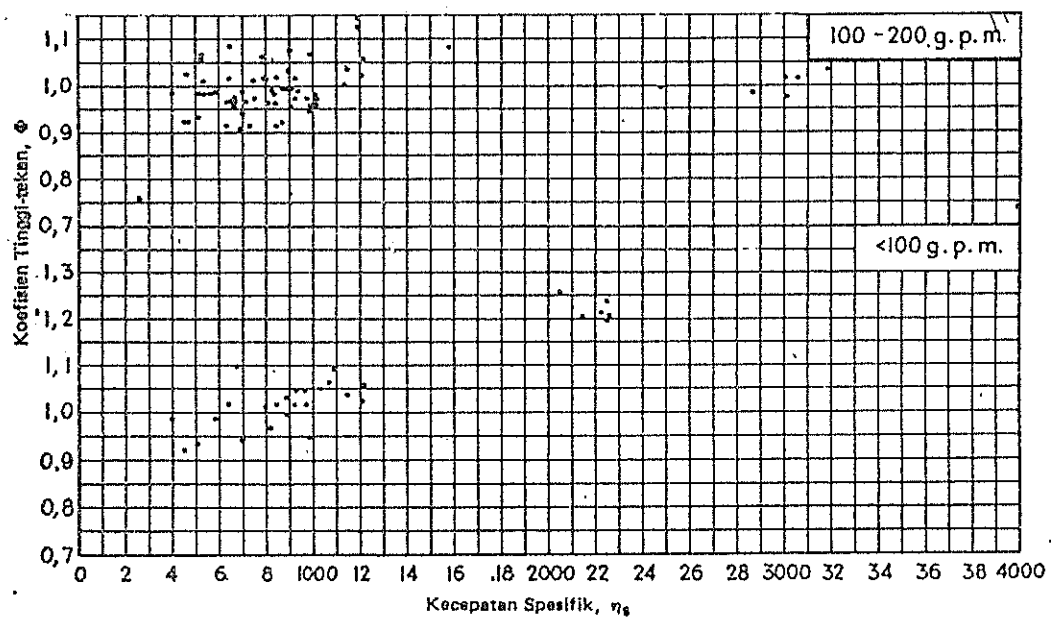
ditentukan $V_{r1} = 1,1 \cdot V_o$

$$= 1,1 \cdot 6,5 = 7,15 \text{ ft/dtk}$$

$$= 2,179 \text{ m/dtk}$$



Gambar 3.8. Koefisien tinggi tekan Φ - kapasitas untuk berbagai tinggi tekan



Gambar 3.9. Koefisien tinggi tekan Φ - kecepatan spesifik untuk berbagai kapasitas

$$\text{maka : } \operatorname{tg} \beta_1 = \frac{7,15}{19,008} = 0,375$$

$$\beta_1 = \operatorname{arc.} 0,375 = 20,55^\circ$$

Sudut ini haruslah diperbesar sedikit untuk mengimbangi adanya kontraksi aliran yang melewati ujung-ujung sudu dan adanya prerotasi air.

Perlu diketahui umumnya sudut sisi masuk berkisar antara 10° sampai 25° 22)

maka ditentukan sudut $\beta_1 = 21^\circ$

- Menentukan sudut aliran keluar (β_2)

Sudut β_2 dibuat sedikit lebih besar dari sudut β_1 dimaksudkan untuk mendapatkan laluan yang mulus dan kontinyu, biasanya harga β_2 berkisar antara 15° - 40° 23) maka sudut β_2 ditentukan sebesar 28° .

- Menentukan lebar laluan aliran masuk impeller (b_1)

$$b_1 = \frac{Q_{th} \cdot 144}{\pi D_1 V_{r1} \varepsilon_1} \quad \text{inchi} \quad \dots \quad 24)$$

dimana $Q_{th} = 1,1 \cdot Q = 1,1 \times 0,179 \text{ ft}^3/\text{dtk}$

$$D_1 = 74 \text{ mm} = 2,91 \text{ inchi}$$

$$V_{r1} = 7,15 \text{ ft/dtk}$$

ε_1 = Faktor kontraksi,

Karena luasan sisi masuk sedikit lebih kecil akibat ketebalan sudu itu sendiri maka diperlukan faktor kontraksi ε_1 pada perhitungan lebar b_1

-
22. Austin H. Church, opcit hal. 94.
 23. Austin H. Church, loccit hal. 98.
 24. Austin H. Church, loccit hal. 94.

Harga $\epsilon_1 = 0,8 - 0,9$

di ambil $\epsilon_1 = 0,8$

maka;

$$b_1 = \frac{144 \times 1,1 \times 0,179}{\pi \times 2,91 \times 7,15 \times 0,8} = 0,542 \text{ inchi}$$

$$= 13,77 \text{ mm} \approx 14 \text{ mm}$$

ditentukan harga $b_1 = 14 \text{ mm}$

- Menentukan lebar laluan aliran keluar impeller (b_2)

$$b_2 = \frac{144 \cdot Q_{th}}{\pi \cdot D_2 \cdot V_{r2} \cdot \Sigma_2} \text{ inchi} \dots\dots\dots 25$$

dimana : $Q_{th} = 1,1 \times 0,179 \text{ ft}^3/\text{dtk}$

$D_2 = 188 \text{ mm} = 7,32 \text{ inchi}$

V_{r2} = kecepatan radial pada sisi keluar
biasanya dibuat lebih kecil 15 % dari
 V_{r1} , dimaksudkan untuk menghindari
perubahan kecepatan yang mendadak.

$$\text{maka } V_{r2} = 0,85 \cdot V_{r1}$$

$$= 0,85 \times 7,15 = 6,078 \text{ ft/dtk.}$$

ϵ_2 = faktor kontraksi untuk mengimbangi
pengurangan luas penampang laluan akibat
adanya sudu pada sisi keluar, harganya
antara $0,9 \div 0,95$.

ditentukan harga $\epsilon_2 = 0,9$.

$$\text{maka : } b_2 = \frac{144 \times 1,1 \times 0,179}{\pi \times 7,32 \times 6,078 \times 0,9} = 0,226 \text{ inchi}$$

$$= 5,72 \text{ mm} \approx 6 \text{ mm}$$

- Menghitung tinggi tekan semu ($H_{v_{ir}}$)

Penentuan ukuran-ukuran yang telah diperoleh sebelumnya adalah berdasarkan head pompa yang telah ditentukan yaitu sebesar 30 m, sedangkan tinggi tekan semunya adalah :

$$H_{v_{ir}} = \frac{1}{g} \left[U_2^2 - \frac{U_2 V_{r2}}{\tan \beta_2} \right] \dots\dots\dots 26)$$

Jadi dianggap aliran pada sisi masuk adalah betul-betul radial, $\alpha_1 = 90^\circ$.

$$U_2 = \text{Kecepatan keliling sisi keluar impeller} \\ = 14,608 \text{ m/dtk}$$

$$V_{r2} = \text{Kecepatan radial yang tergantung pada} \\ \text{harga } b_2 \text{ yang telah ditetapkan dimuka.}$$

$$= \frac{Q}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \epsilon_2}$$

$$\text{dengan } Q = 0,005 \text{ m}^3/\text{detik} = 5000 \text{ cm}^3/\text{dtk}$$

disini dianggap tidak terjadi kebocoran

$$D_2 = 186 \text{ mm} = 18,6 \text{ cm}$$

$$\epsilon_2 = 0,9$$

$$b_2 = 0,6 \text{ cm}, \quad \beta_2 = 28^\circ, \quad g = 9,81 \text{ m/dtk}$$

$$V_{r2} = \frac{5000}{\pi \times 18,6 \times 0,6 \times 0,9} = 159,46 \text{ cm/dtk}$$

$$= 1,595 \text{ m/dtk}$$

$$H_{v_{ir}} = \frac{1}{g} \left[U_2^2 - \frac{U_2 V_{r2}}{\tan \beta_2} \right]$$

$$= \frac{1}{9,81} \left[14,608^2 - \frac{14,608 \cdot 1,595}{\tan 28} \right]$$

$$= 17,314 \text{ m}$$

Harga tersebut adalah untuk satu tingkat, karena dalam perencanaan ini adalah 3 tingkat maka harga tersebut harus dikalikan jumlah tingkat.

$$\text{jadi } H_{\text{vir.}} = 3 \times 17,314 = 51,942 \text{ m}$$

Terlihat bahwa harga H lebih kecil dari $H_{\text{vir.}}$. Jadi berdasarkan perhitungan di atas, penentuan ukuran-ukuran sebelumnya dapat dipaksi.

- Perhitungan kebocoran.

Pada bagian antara impeller dan rumah pompa terdapat celah/clearance akibatnya ada sebagian fluids/air yang telah dikeluarkan dari impeller akan kembali (bocor) ke sisi hisap, hal ini merupakan kerugian kebocoran.

Jumlah aliran total melalui impeller adalah jumlah kebocoran ditambah jumlah aliran yang dikeluarkan oleh pompa. Oleh sebab itu, impeller akan mengalirkan air yang jumlahnya lebih banyak dari yang dikeluarkan oleh pompa.

Untuk mengurangi jumlah kebocoran tersebut maka harus dipergunakan cincin penahan aus "Wearing ring", satu dipasang pada impeller dan yang satu dipasang pada rumah pompa.

Telah ditentukan bahwa asumsi sementara kebocoran yang terjadi adalah 10 % dari kapasitas pompa yang direncanakan (lihat depan).

Dalam perhitungan kebocoran ini dimaksudkan bahwa asumsi tersebut masih memenuhi syarat dalam pemilihan wearing ring yang dipasang pada impeller dan rumah pompa.

Perhitungan dasar untuk menghitung jumlah kebocoran pada masing-masing cincin adalah :

$$Q_L = C.A\sqrt{2gH_L} \dots\dots\dots 27)$$

di mana $A = \text{lus daerah kebocoran} = \frac{1}{2}\pi Ds$

$S = \text{diametral clearance}$

Untuk cincin yang berdiameter 6 inchi atau dibawahnya, celahnya dibuat berukuran 0,10 inchi, pada diameter dengan penambahan 0,001 inchi untuk setiap cincin penahan sus dengan diameter lebih besar dari 6 inchi. atau, $S = 0,10 + (D-6) \times 0,001$ inchi 28)

Karena diameter wearing ring lebih kecil dari 6 inchi maka harga S ditentukan 0,010 inchi

$D = \text{diameter ruang bebas rata-rata.}$

Besarnya adalah D_1 ditambah ketebalan shroud & ring

$$= 74 + (2 \times 5) = 84 \text{ mm} = 3,307 \text{ inchi}$$

$$\text{maka } A = \frac{1}{2} \pi D S$$

27. A. J. Stepanoff, opcit, hal. 187

28. Astin H. Church, opcit, hal. 92.

$$= \frac{1}{2} \pi 3,307 \cdot 0,01 = 0,052 \text{ in}^2$$

$$H_L = \frac{3}{4} \frac{U_2^2 - U_1^2}{2 \cdot 9}$$

$$= \frac{3}{4} \frac{(47,937)^2 - (19,068)^2}{2 \cdot 32,2} = 22,516 \text{ ft}$$

C = Coefficient of discharge

Pada perencanaan ini menggunakan wearing ring no 22 pada gambar 3.11. maka diperoleh harga C sebagai berikut :

- Untuk putaran 1400 rpm , C = 0,360

- Untuk putaran 1700 rpm , C = 0,410

dengan interpolasi maka akan didapat harga C untuk putaran 1500 rpm sebesar C = 0,38

Jadi :

$$Q_L = C \cdot A \sqrt{2 \cdot g \cdot H_L}$$

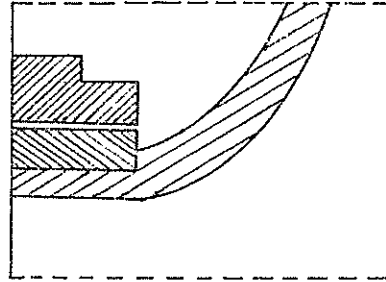
$$= 0,38 \cdot \frac{0,05^2}{144} \sqrt{2 \times 32,2 \times 22,516}$$

$$= 0,0052 \text{ ft}^3/\text{dtk}$$

Hasil ini adalah untuk satu wearing ring, sedang dalam perencanaan ini menggunakan tiga wearing ring karena tiga tingkat (tiga impeller). Jadi kebocoran yang terjadi adalah : $3 \cdot 0,0052 = 0,0156 \text{ ft}^3/\text{dtk}$. Besarnya kebocoran dalam % adalah :

$$\frac{0,0156}{0,179} \times 100 \% = 8,72 \%$$

Ternyata masih berada di bawah estimasi kebocoran sebesar 10 % (lihat di depan)



Gambar 3.10 Wearing ring.

No	WEARING RINGS	LEAKAGE LOSS PER CENT AT SPEEDS R.P.M.				COEFFICIENT OF DISCHARGE AT SPEEDS R.P.M.				REMARKS
		1400	1700	2000	2300	1400	1700	2000	2300	
1	CLEARANCE 1/16" ON DIAMETER	1.52	1.60	2.00	2.18	0.176	0.200	0.220	0.244	LEAKAGE LOSS LESS FROM 41% TO 67% AGAINST WEARING RING #2
2	CLEARANCE 1/8" ON DIAMETER	2.65	3.32	3.52	3.70	0.330	0.368	0.386	0.414	LEAKAGE LOSS GREATER FOR SMALLER OVERLAP THE PROJECTING OF RUNNER WEARING RING AGAINST CASE WEARING RING AND VICE VERSA, HAD VERY LITTLE IF ANY, EFFECT ON COEFFICIENT OF DISCHARGE
3	CLEARANCE 3/16" ON DIA	3.08	3.60	3.86	4.17	0.356	0.400	0.424	0.468	
4	CLEARANCE 1/4" ON DIAMETER	3.16	3.62	3.87	4.07	0.366	0.402	0.426	0.456	
5	CLEARANCE 5/16" ON DIAMETER	3.66	4.17	4.38	4.50	0.426	0.462	0.482	0.504	
6	CLEARANCE 3/8" ON DIA	3.52	4.03	4.33	4.50	0.408	0.448	0.476	0.502	LEAKAGE INCREASES WITH LARGER CLEARANCE, DUE TO BOTH THE INCREASE OF CLEARANCE AREA AND INCREASE OF COEFFICIENT OF DISCHARGE
7	CLEARANCE 7/16" ON DIAMETER	6.06	6.65	6.70	6.70	0.504	0.528	0.528	0.538	
8	CLEARANCE 1/2" ON DIAMETER	7.92	8.62	8.66	8.60	0.542	0.574	0.573	0.576	
9	CLEARANCE 9/16" ON DIAMETER	13.20	13.90	14.05	14.07	0.634	0.640	0.641	0.634	
10	CLEARANCE 10/16" ON DIAMETER	16.72	19.65	19.85	20.00	0.678	0.682	0.684	0.700	
11	CLEARANCE 11/16" ON DIAMETER	3.91	4.28	4.31	4.48	0.325	0.340	0.340	0.340	LEAKAGE REDUCED FROM 32.2 TO 35 PER CENT AGAINST WEARING RING #7 MAXIMUM GAIN AT LOWER SPEED
12	CLEARANCE 12/16" ON DIAMETER	4.83	5.38	5.58	5.52	0.402	0.428	0.440	0.443	LEAKAGE REDUCED FROM 167 TO 207% AGAINST RING #7.
13	CLEARANCE 13/16" ON DIA	12.70	13.55	13.75	13.60	0.610	0.622	0.628	0.632	LEAKAGE DECREASED FROM 2.1 TO 4 PER CENT AGAINST RING #9
14	CLEARANCE 14" ON DIA	4.42	4.88	5.04	5.05	0.484	0.508	0.521	0.521	
15	CLEARANCE 15" ON DIA	3.18	3.68	3.94	4.08	0.390	0.432	0.460	0.485	CALCULATED
16	CLEARANCE 16" ON DIAMETER	2.52	2.88	2.92	2.98	0.309	0.336	0.342	0.354	LEAKAGE REDUCED FROM 208 TO 27 PER CENT AGAINST RING #15 MAX. GAIN AT HIGHER SPEED
17	CLEARANCE 17" ON DIAMETER	2.13	2.40	2.53	2.58	0.262	0.282	0.296	0.306	LEAKAGE REDUCED FROM 33 TO 36.8 PER CENT AGAINST RING #15 MAX GAIN AT HIGHER SPEED
18	CLEARANCE 18" ON DIAMETER	0.53	0.94	0.95	0.99	0.560	0.568	0.572	0.504	CALCULATED
19	CLEARANCE 19" ON DIAMETER	0.24	0.68	0.69	0.82	0.410	0.420	0.430	0.432	LEAKAGE REDUCED FROM 24.7 TO 26.8 PER CENT AGAINST RING #18
20	CLEARANCE 20" ON DIAMETER	1.94	2.18	2.27	2.40	0.274	0.295	0.305	0.328	LEAKAGE LESS THAN WITH RING #22 FROM 24 TO 33 PER CENT
21	CLEARANCE 21" ON DIAMETER	2.07	2.34	2.45	2.52	0.292	0.316	0.328	0.344	
22	CLEARANCE 22" ON DIAMETER	2.55	3.03	3.26	3.44	0.360	0.410	0.440	0.470	CALCULATED

Gambar 3.11. Jenis cincin dan koefisien aliran.

- Menentukan Effisiensi total pompa.

$$\text{Eff. total} = \text{Eff. Volumetrik} \times \text{Eff. hidrolik} \times \text{Eff mekanis} \dots\dots\dots 29)$$

Effisiensi Volumetrik

$$\text{Eff Volumetrik} = \frac{Q}{Q + Q_L} \dots\dots\dots 30)$$

dimana, $Q = 0,179 \text{ ft}^3/\text{dtk}$

$$Q_L = 0,0156 \text{ ft}^3/\text{dtk}$$

maka, Eff. Volumetrik $= \frac{0,179}{0,179 + 0,156} \times 100 \%$
 $= 91,98 \%$

Effisiensi hidrolik

$$\text{Eff hidrolik} = \frac{(Q + Q_L) H}{550(b_{hp} - hp_{DF} - hp_{Dm})} \dots\dots 31)$$

$H = \text{head} = 98,43 \text{ ft}$

dimana, $b_{hp} = \text{brake horse power} = 3,333 \text{ hp}$

$hp_{DF} = \text{days kuda untuk mengatasi}$
 gesekan cakra .

$$= 1,83 \times \left(\frac{U_2}{100}\right)^3 \times \left(\frac{D_2}{10}\right) h_p \dots\dots 32)$$

$U_2 = 47,927 \text{ ft/dtk}$

$D_2 = 186 \text{ mm} = 7,32 \text{ inchi}$

$$hp_{DF} = 1,83 \times \left(\frac{47,927}{100}\right)^3 \times \left(\frac{7,32}{10}\right)^2$$

$$= 0,1079 h_p$$

29. Austin H, Church , opcit, hal. 30.
 31. Austin H, Church , loccit, hal. 34.
 32. Austin H, Church , loccit, hal. 35.

hp_{DM} = Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi rugi-rugi mekanis.

besarnya diambil 2 - 4 % dari

b_{hp} ditentukan, 4 % dari b_{hp}

$$hp_{DM} = 4/100 \times 3,333$$

$$= 0,1333 h_p$$

$$\begin{aligned} \text{maks; Eff hidrolis} &= \frac{(0,179+0,0156) \times 7,481 \times 8,33 \times 98,43}{550 (3,333 - 0,1079 - 0,1333)} \\ &\times 100 \% \\ &= 70,2 \% \end{aligned}$$

Effisiensi mekanis

$$\begin{aligned} \text{Eff.mekanis} &= \frac{b_{hp} - hp_{DF} - hp_{DM}}{b_{hp}} \dots\dots\dots 33) \\ &= \frac{3,333 - 0,1079 - 0,1333}{3,333} \times 100 \% \\ &= 92,76 \% \end{aligned}$$

Jadi efisiensi total pompa sebesar :

$$\begin{aligned} \text{Eff.total} &= 91,98 \% \times 70,2 \% \times 92,76 \% \\ &= 59,9 \% \end{aligned}$$

Estimasi efisiensi pada perhitungan di depan sebesar 60 % masih cukup dekat dengan harga efisiensi yang sebenarnya.

- Menentukan komponen tangensial virtual teoritis (V_{uz})

dan kecepatan absolut keluar (V_2)

$$V_{u2} = U_2 - \frac{V_{r2}}{\operatorname{tg}_2 \beta}$$

dimana; $U_2 = 14,608 \text{ m/dtk} = 47,927 \text{ ft/dtk}$

$$\beta_2 = 28^\circ$$

$$V_{r2} = 6,078 \text{ ft/dtk}$$

$$V_{u2} = 47,927 - \frac{6,078}{\operatorname{tg} 28^\circ} = 36,496 \text{ ft/dtk}$$

$$H = K \cdot H_{\text{vir...}}$$

untuk $H = 30 \text{ m}$, $H_{\text{vir...}} = 51,942 \text{ m}$

maka; $K = \frac{H}{H_{\text{vir...}}} = \frac{30}{51,942} = 0,578$

$$K = \eta_{\sim} \cdot \eta_{\text{hy}}$$

untuk $K = 0,578$, $\eta = 70,2 \%$

maka $\eta_{\sim} = \frac{K}{\eta_{\text{hy}}} = \frac{0,578}{0,702} = 0,823$

$$\eta_{\sim} = \frac{V_{u2}^1}{V_{u2}}$$

untuk $\eta_{\sim} = 0,823$, $V_{u2} = 36,496 \text{ ft/dtk}$

$$V_{u2}^1 = 0,823 \times 36,496 = 30,036 \text{ ft/dtk}$$

maka; $\operatorname{Tg} \alpha_2^1 = \frac{V_{r2}}{V_{u2}^1} = \frac{6,078}{30,036}$, $\alpha_2^1 = 11,44^\circ$

$$\operatorname{Tg} \alpha_2 = \frac{V_{r2}}{V_{u2}^1} = \frac{6,078}{36,496}$$
, $\alpha_2 = 9,46^\circ$

- Menentukan kecepatan absolut keluar impeller (V_2^1)

$$\begin{aligned}
 V_{uz}^1 &= \sqrt{(V_{uz})^2 + (V_{uz}^1)^2} \\
 &= \sqrt{(6,078)^2 + (30,036)^2} = 30,645 \text{ ft/dtk}
 \end{aligned}$$

- Menentukan jumlah sudu impeller (Z)

$$Z = 6,5 \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \beta_m \dots\dots\dots 34)$$

dimana; $D_2 = 186 \text{ mm}$

$D_1 = 74 \text{ mm}$

$\beta_2 = 28^\circ$

$\beta_1 = 21^\circ$

$$\beta_m = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} = \frac{21 + 28}{2} = 24,5^\circ$$

$$Z = 6,5 \frac{186 + 74}{186 - 74} \sin 24,5 = 6,26$$

jumlah sudu yang biasa dipakai adalah antara

5 - 12 menurut 35)

jumlah sudu diambil/ditentukan 6 sudu

- Diagram kecepatan

Diagram kecepatan aliran masuk impeller

adapun data-data yang diperlukan meliputi :

kecepatan keliling, $U_1 = 19,068 \text{ ft/dtk} = 5,812 \text{ m/dtk}$

kecepatan radial, $V_{r1} = 7,15 \text{ ft/dtk} = 2,179 \text{ m/dtk}$

fluida direncanakan memasuki impeller secara radial

untuk mengurangi tumbuhan.

maka $\alpha_1 = 90^\circ$, $\beta_1 = 21^\circ$

Dengan data-data tersebut, maka dapat dilukiskan

diagram segitiga kecepatan aliran masuk impeller.

34. Austin H. Church, opcit, hal. 105.

35. Austin H. Church, loccit, hal. 106.

- Diagram kecepatan aliran keluar impeller.

Adapun data-data yang diperlukan meliputi

Kecepatan keliling, $U_2 = 47,927 \text{ ft/dtk} = 14,608 \text{ m/dtk}$

kecepatan radial, $V_{r2} = 6,078 \text{ ft/dtk} = 1,853 \text{ m/dtk}$

Komponen tangensial virtual (theoritis) $V_{u2} = 36,496 \text{ ft/dtk} = 11,124 \text{ m/dtk}$

Komponen tangensial virtual $V_{u2}^1 = 30,036 \text{ ft/dtk} = 9,155 \text{ m/dtk}$

sudut aliran keluar $\beta_2 = 28^\circ$

Kecepatan absolut keluar impeller, $V_2^1 = 30,645 \text{ ft/dtk} = 9,341 \text{ m/dtk}$

Diagram Kecepatan Sisi Masuk

skala 1 m : 1 cm

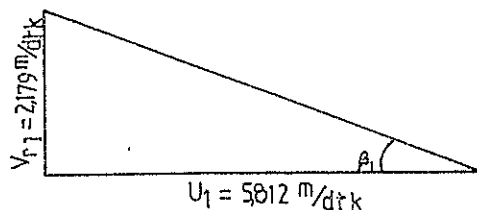
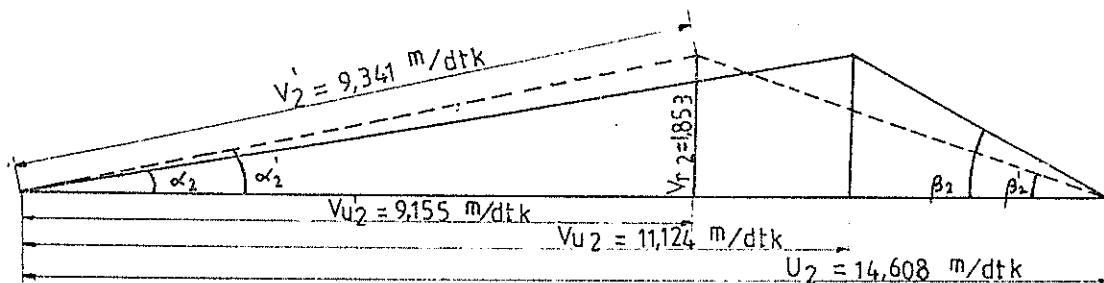


Diagram Kecepatan Sisi Keluar

skala 1 m : 1 cm



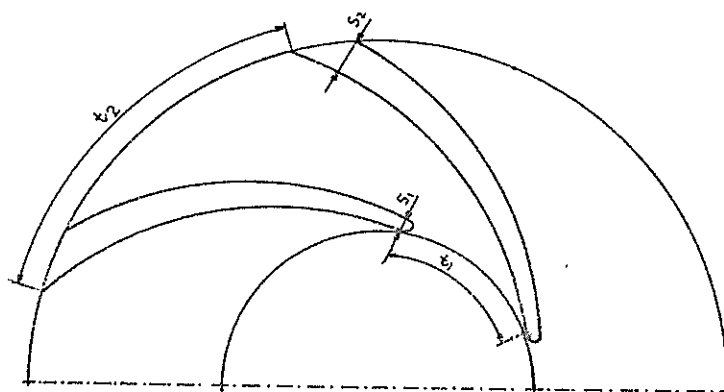
Gambar 3.12. Diagram kecepatan

- Menentukan tebal sudu impeller

Ketebalan sudu impeller pada sisi masuk biasanya lebih kecil dibandingkan dengan tebal sudu impeller pada sisi keluar.

tebal sudu pada sisi masuk S_1

tebal sudu pada sisi keluar S_2



Gambar 3.13. Penentuan tebal sudu impeller

$$S_1 = J_1 \sin (180 - \beta_1) \dots\dots\dots 36)$$

J_1 = dimensi vane pada sepanjang busur inlet untuk
tebal vane S_1

Harga ini dapat dicari dengan rumus

$$f_1 = \frac{t_1}{t_1 \cdot J_1}$$

f_1 = Crowding factor = 1,1 - 1,15 diambil

$$f_1 = 1,15$$

t_1 = jarak bagi pada sisi masuk

$$= \frac{\pi D_1}{Z} = \frac{\pi \cdot 74}{6} = 38,746 \text{ mm}$$

$$\text{maka } f_1 = \frac{38,746}{38,746 - J_1} = 1,15 \quad \text{maks; } J_1 = 5,054 \text{ mm}$$

$$S_2 = 5,054 \sin (180 - 21) = 1,811 \text{ mm} \approx 2 \text{ mm}$$

Sedangkan

$$S_2 = J_2 \sin (180 - \beta_2)$$

$$J_2 = \text{ditentukan dari } f_2 = \frac{t_2}{t_2 - J_2}$$

$$f_2 = \text{factor desakan} = 1,05 - 1,1$$

$$t_2 = \text{jarak bagi pada sisi keluar}$$

$$= \frac{\pi D_2}{Z} = \frac{\pi \cdot 186}{6} = 97,389 \text{ mm}$$

$$\text{maka; } f_2 = \frac{t_2}{t_2 - J_2}$$

$$1,1 = \frac{97,389}{97,389 - J_2} \text{ , akan diperoleh } J_2 = 8,854 \text{ mm}$$

$$S_2 = 8,854 \sin (180 - 28)$$

$$= 4,156 \text{ mm}$$

$$\text{diambil } S_2 = 5 \text{ mm}$$

- bentuk vane/sudu impeller

(dengan metode arcus tangen)

Telah ditentukan di depan)

$$V_{r1} = 2,179 \text{ m/dtk}$$

$$\beta_1 = 37 \text{ mm} = 3,7 \text{ mm}$$

$$V_{r2} = 1,853 \text{ m/dtk}$$

$$\beta_1 = 93 \text{ mm} = 9,3 \text{ mm}$$

$$\beta_1 = 21^\circ$$

$$\beta_2 = 28^\circ$$

maka kecepatan relatif dapat ditentukan :

$$V_1 = \frac{V_{r1}}{\sin \beta_1} = \frac{2,179}{\sin 21} = 6,080 \text{ m/dtk}$$

$$V_z = \frac{V_{rz}}{\sin \beta_2} = \frac{1,853}{\sin 28} = 3,947 \text{ m/dtk}$$

harga-harga V_1 , V_2 , V_{r1} , V_{r2} , β_1 dan β_2 kita gambarkan secara grafik terhadap jari-jari impeller

Selanjutnya harga-harga yang sesuai dengan sudut β dapat ditentukan dari hubungan ;

$$V = \frac{V_r}{\sin \beta} \text{ m/dtk}$$

Hasil-hasil perhitungan kemudian bisa ditabelkan sebagai berikut:

Tabel 3.4. Perhitungan kecepatan-kecepatan pada jari-jari impeller

range	R(cm)	V(m/dtk)	V _r (m/dtk)	Sin β	β(°)
l	3,7	6,080	2,179	0,358	21
b	5,1	5,423	2,097	0,387	22,75
c	6,5	4,861	2,016	0,415	24,5
d	7,9	4,373	1,934	0,442	26,25
z	9,3	3,974	1,853	0,462	28

Kemudian impeller dibagi menjadi lingkaran-lingkaran sepusat yang sembarang jumlahnya dengan jari-jari dalam R_1 dan jari-jari luar R_2 . Jari-jari busur untuk menentukan bentuk sudu diantara 2 lingkaran dengan jari-jari R_a dan R_b adalah :

$$P = \frac{R_b^2 - R_a^2}{2(R_b \cos \beta_1 - R_a \cos \beta_2)} \dots \dots \dots 37)$$

di mana :

- ρ = jari-jari busur sudu
 R_a = jari-jari lingkaran a
 R_b = jari-jari lingkaran b
 β_a = sudut sudu lingkaran a
 β_b = sudut sudu lingkaran b

Harga-harga tersebut dapat ditabelkan sebagai berikut :

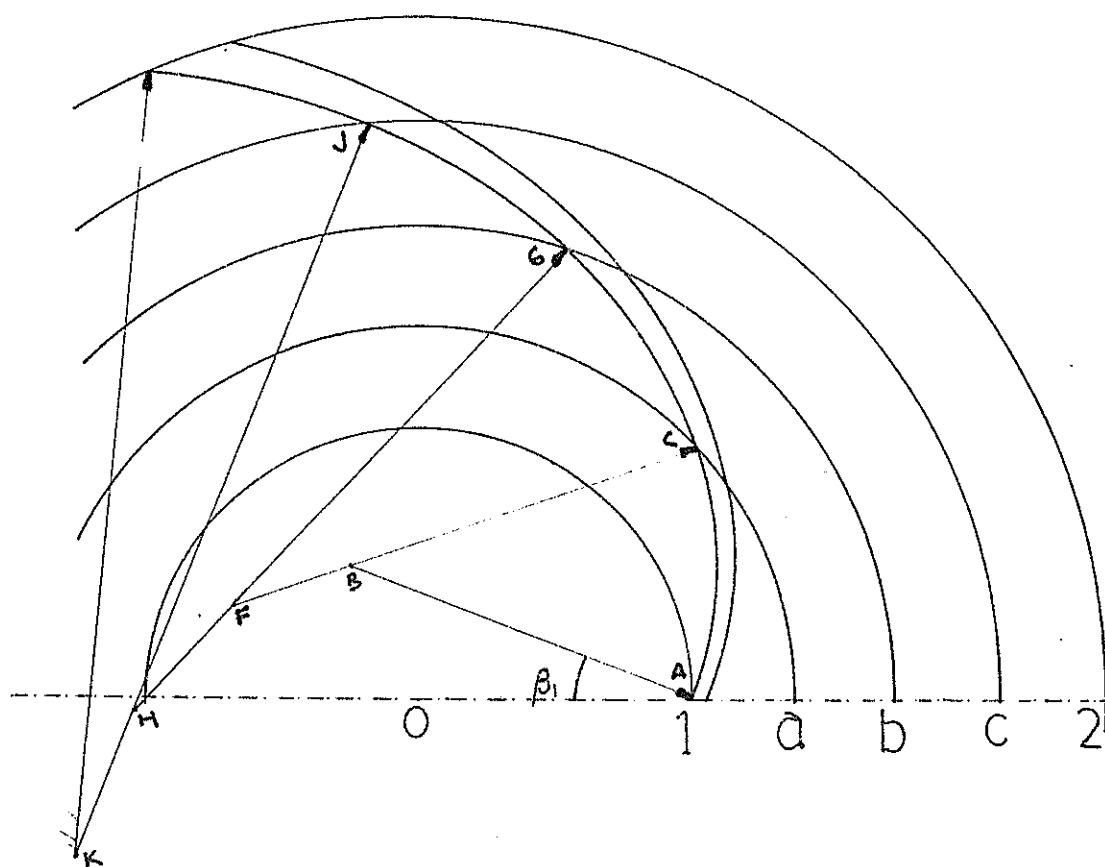
Tabel 3.5. Perhitungan jari-jari busur.

range	R(cm)	R^2	$\cos \beta$	$R \cos \beta$	$\frac{R_b \cos \beta_b}{R_a \cos \beta_a}$	$\frac{R_b^2}{R_a^2}$	ρ (cm)
1	3,7	13,69	0,934	3,456	1,246	12,32	4,9
b	5,1	26,01	0,992	4,700	1,213	16,24	6,7
c	6,5	42,25	0,910	5,915	1,171	20,16	8,6
d	7,9	62,41	0,897	7,086	1,126	24,08	10,7
2	9,3	86,49	0,883	8,212			

Cara menggambar nya :

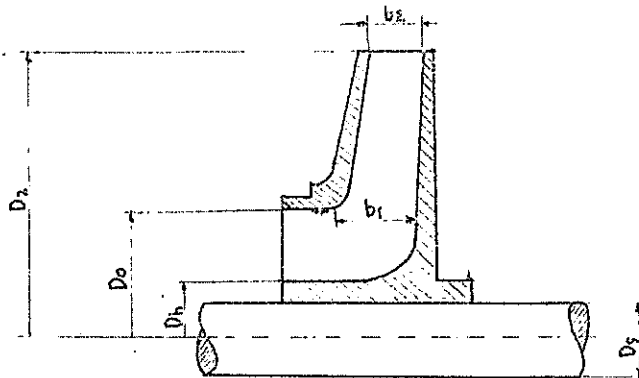
- Suatu garis ditarik dari pusat lingkaran O menuju A sehingga membentuk garis OA.
- Sembarang garis yang membuat sudut $\beta_1 = 21^\circ$ ditarik dari A menuju B. Titik pusat busur yang pertama terletak pada garis AB sejauh ρ_1 .
- Buatlah lingkaran/busur yang berpusat di B dengan jari-jari ρ_1 sampai memotong lingkaran R_b di C.

- Buatlah garis perpanjangan CB sejauh ρ_2 dititik F
- Buatlah suatu busur lingkaran berjari-jari ρ_2 dengan pusat F sampai memotong lingkaran R_C
- Ulangi langkah-langkah tersebut untuk harga ρ yang lain.



Gambar 3.14. Menggambar sudu impeller dengan metode arcus tangen

Ringkasan hasil perhitungan



Gambar 3.15. Dimensi-dimensi impeller

Diameter poros, $D_s = 30$ mm

Diameter hub, $D_h = 43$ mm

Diameter flens hisap, $D_{su} = 63,5$ mm

Diameter mata impeller, $D_o = 74$ mm

Inlet vane edge diameter, $D_1 = 74$ mm

Outlet vane edge diameter, $D_2 = 186$ mm

Lebar laluan aliran masuk, $b_1 = 14$ mm

Lebar laluan aliran keluar impeller, $b_2 = 6$ mm

Kecepatan keliling aliran masuk, $U_1 = 19,068$ ft/dtk
 $= 5,812$ m/dtk

Kecepatan keliling aliran Keluar, $U_2 = 47,927$ ft/dtk
 $= 14,608$ m/dtk

Kecepatan keliling aliran dalam pipa hisap, $V_{su} =$
 $5,25$ m/dtk $= 1,600$ m/dtk

Komponen tangensial virtual dari V_2 , $V_{u2} = 36,496$
m/dtk $= 11,124$ m/dtk

Komponen tangensial actual dari V_2 , $V_{u2}^1 = 30,036$
m/dtk $= 9,115$ m/dtk

Kecepatan absolut keluar impeller, $V_2^1 = 30,645$
m/dtk = 9,341 m/dtk

Kecepatan aliran masuk mata impeller, $V_o = 6,5$ ft/dtk
= 1,981 m/dtk

Kecepatan radial masuk vane, $V_{r1} = 7,15$ m/dtk
= 2,179 m/dtk

Sudut aliran masuk, $\beta = 21^\circ$

Sudut aliran keluar, $\beta = 28^\circ$

Sudut aliran meninggalkan impeller, $\alpha^1 = 11,44^\circ$

Tebal sudu sisi masuk, $S_1 = 2$ mm

Tebal sudu sisi keluar, $S_2 = 5$ mm

Material impeller : brons

BAB IV

PERENCANAAN SALURAN MASUK DAN KELUAR

Pada saluran masuk dan keluar akan terjadi perubahan-perubahan kecepatan aliran fluida, maka harus dipilih tipe saluran masuk dan keluar yang sesuai dengan perencanaan pompa tersebut.

Perlu diketahui bahwa bentuk saluran masuk dan keluar juga akan mempengaruhi efisiensi suatu pompa.

Sebelum perencanaan saluran masuk dan keluar, akan dilakukan pemilihan bentuk saluran-saluran yang sesuai untuk perencanaan pompa ini.

4.1. Saluran Masuk

Bentuk saluran masuk harus dibuat sedemikian rupa sehingga dapat menuntun fluida masuk impeller dan dapat menimbulkan distribusi kecepatan yang merata ketika masuk impeller.

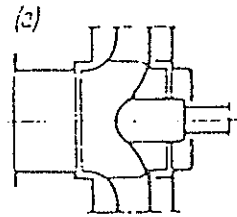
Bentuk yang terbaik adalah yang penampangnya mengecil sedikit demi sedikit, sehingga menimbulkan penambahan kecepatan yang merata, maksudnya cairan/fluida cenderung tidak lepas dari dinding rumah saluran masuk dan tetap menempel dengan penuh ke dinding saluran.

Type saluran masuk :

a. Saluran masuk lurus (straight suction).

Jenis saluran ini banyak digunakan pada pompa-pompa

centrifugal satu tingkat dan helical, baik horizontal maupun vertikal. Bentuk ini juga bisa digunakan untuk pompa bertingkat ukuran kecil.

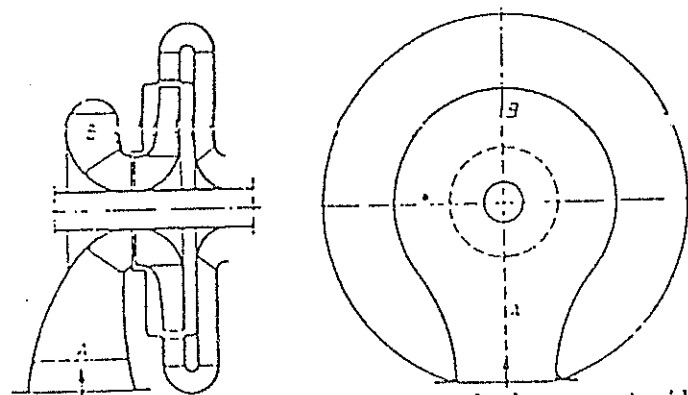


Gambar. 4.1. Saluran masuk lurus

b. Saluran masuk konsentrik

Jenis saluran ini terutama digunakan untuk pompa bertingkat, tetapi juga dapat digunakan untuk pompa centrifugal satu tingkat dengan double suction.

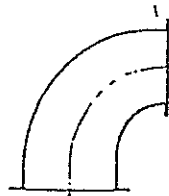
Saluran ini cukup lebar dalam arah radial terutama pada pompa kapasitas tinggi, untuk mencegah pecahnya aliran yang meninggalkan dinding pada kelengkungan 90° dekat impeller, dan mengurangi kecepatan aliran yang sangat tinggi yang dapat menimbulkan kavitasi.



Gambar 4.2. Saluran masuk konsentrik

e. Bentuk saluran melengkung dan mengecil

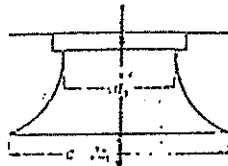
Kelengkungan bentuk ini dapat menimbulkan gangguan pada aliran, jadi tidak boleh diletakkan sangat dekat dengan impeller. Bentuk ini tidak baik untuk pompa dengan n_s tinggi karena akan menurunkan efisiensi.



Gambar 4.3. Saluran masuk melengkung

d. Bellmonth (mulut lonceng)

Jenis ini banyak digunakan pada pompa aliran diagonal dengan kapasitas besar dan pompa aksial/propeller.



Gambar 4.4. Saluran masuk Bellmonth

- Pemilihan saluran masuk

Pada perencanaan pompa ini dipilih saluran masuk konsentrik dengan pelebaran pada arah radialnya.

Alasan pemilihan tersebut karena pada umumnya di dekat saluran masuk impeller akan terjadi aliran

stagnasi akibat adanya pembelokan aliran yang mengakibatkan perubahan kecepatan aliran dan diikuti penurunan tekanan pada daerah dekat saluran masuk.

Dengan adanya pelebaran ini perubahan kecepatan tersebut akan direduksi begitu juga penurunan tekanan pada daerah dekat sisi masuk.

4.2. Saluran Keluar

Kecepatan fluida yang meninggalkan impeller terlalu tinggi untuk langsung masuk ke pipa saluran tekan, oleh sebab itu kecepatan ini harus direduksi dengan mengubah energi kinetis fluida menjadi energi tekanan. Perubahan bentuk energi ini berlangsung pada suatu bagian yang disebut recuperator.

Macam-macam recuperator antara lain :

a. Vanalles guide-ring/cincin pengarah tanpa sudu

Recuperator ini umumnya digunakan pada pompa helicoidal untuk kecepatan spesifik tinggi.

Head total yang dihasilkan relatif rendah dibandingkan dengan recuperator yang lain untuk impeller yang sama.

b. Volute casing

Fluida yang keluar dari impeller akan ditampung disuatu tempat yang dinamakan volute casing (rumah keong). Di dalam volute casing ini energi kinetik fluida akan diubah menjadi energi tekanan karena adanya perubahan penampang yang semakin membesar,

sehingga mampu mengatasi tahanan hidraulik yang cukup besar. Volute sering digunakan pada pompa-pompa bertingkat dengan posisi rumah horisontal.

c. Diffuser ring

Seperti halnya volute maka diffuser ring juga berfungsi untuk mengubah energi kinetik menjadi energi tekanan jadi dapat mengurangi kerja volute.

Kerja pompa yang menggunakan diffuser akan lebih halus dibandingkan dengan pompa yang tidak menggunakan alat ini. Hal ini disebabkan letak diffuser vane yang mengelilingi impeller sehingga dapat mengurangi gaya dorong radial yang terjadi.

Diffuser ring sering digunakan pada pompa dengan putaran spesifik rendah dan kecepatan discharge rendah.

- Pemilihan saluran keluar

Pada perencanaan pompa ini dipilih diffuser ring dan volute sebagai recuperator. Diffuser ring ditempatkan pada impeller tingkat pertama, kedua maupun ketiga dan dilengkapi dengan recuperator volute pada tingkat ketiga.

Pompa yang menggunakan kombinasi volute dan diffuser akan menghasilkan efisiensi tinggi, karena ;

1. Untuk putaran spesifik rendah ($n_g < 50$), sebaiknya menggunakan diffuser ring untuk mendapatkan

efisiensi yang lebih baik 38)

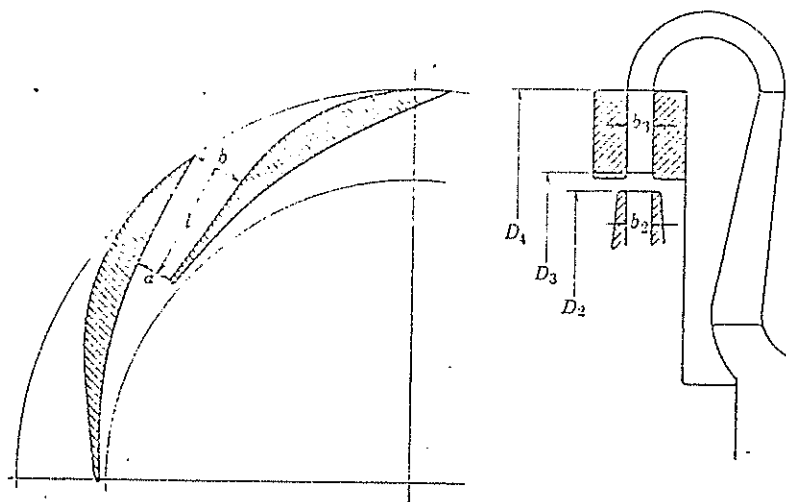
Di mana besarnya n_s pada pompa ini adalah :

$$n_s = \frac{1500 \sqrt{0,005}}{(30/3)^{0,75}} = 18,86$$

2. Pada tingkat terakhir, pemakaian diffuser ring dapat meredusir ketidak seragaman gaya tekan radial (radial thrust) akibat pengaruh perubahan penampang volute. Mengingat gaya radial ini akan semakin membesar jika pompa dioperasikan pada kapasitas lebih kecil dari kapasitas nominalnya.
3. Pada tingkat pertama pemakaian diffuser ring selain merubah head kecepatan menjadi head tekanan, juga berguna untuk lebih mengarahkan fluida ke tingkat berikutnya bersama-sama saluran pembalik.
4. Setelah tingkat terakhir digunakan recuperator type volute, yang bertujuan untuk mendapatkan kenaikan head yang lebih baik dari pompa jika dibandingkan dengan penggunaan cincin pengarah tanpa sudu. Seperti telah disebutkan sebelumnya bahwa kombinasi antara diffuser ring dengan volute akan memperoleh efisiensi pompa yang lebih tinggi.

4.3. Perencanaan Diffuser

Seperti telah dijelaskan sebelumnya disamping mengarahkan zat cair yang keluar dari impeller, diffuser juga berfungsi untuk mengkonversi energi kinetik zat cair menjadi energi tekanan. Bentuk dan susunan diffuser dapat dilihat pada gambar berikut.



Gambar 4.5. Potongan Diffuser.

- Ukuran utama diffuser

Menurut 39), jumlah sudu diffuser bervariasi dari $Z_d = 4 \div 16$.

Jumlah sudu yang banyak akan memungkinkan untuk memberi pengarahannya yang baik terhadap air yang mengalir melalui diffuser, tetapi akan mengakibatkan gesekan air terhadap dinding sudu semakin besar. Dan sebaliknya bila jumlah sudu diffuser sedikit maka

39. Stephen Lazarkiewicz & Adam T. Tronskolanski, opcit, hal 239.

akan memberikan pengarahannya zat cair yang kurang baik. Dari alasan-alasan di atas maka diambil jumlah sudu $Z_d = 9$ buah.

Dengan anggapan jumlah sudu sebanyak itu sudah mampu memberikan pengarahannya yang baik.

Ruang bebas radial antara impeller dan ujung-ujung sudu diffuser haruslah sekecil mungkin agar didapatkan efisiensi yang bagus.

Ruang bebas radial berkisar antara $\frac{1}{32}$ inchi $\div \frac{1}{8}$ inchi 40).

$$D_2 = 186 \text{ mm}$$

$$\text{diambil ruang bebas radial} = \frac{1}{32} \text{ inchi} = 0,794 \text{ mm}$$

Jadi diameter lingkaran dalam diffuser :

$$D_3 = 186 + (2 \times 0,794) = 187,588 \text{ mm}$$

$$\text{ditentukan } D_3 = 188 \text{ mm}$$

Menurut 41), bila lebar saluran masuk diffuser b_3 dibuat lebih besar dari lebar saluran keluar impeller b_2 akan menyebabkan air tidak dapat mengikuti perubahan luasan penampang yang mendadak sehingga akan terdapat bagian penampang yang kurang efektif. Dari alasan di atas maka ditentukan bahwa lebar saluran keluar masuk diffuser b_3 dibuat sama dengan lebar saluran keluar impeller b_2 .

dimana ;

$$b_2 = \text{lebar saluran keluar impeller} = 6 \text{ mm}$$

40. Austin H. Church, opcit, hal. 124.

41. Austin H. Church, loccit, hal. 124.

maka; $b_3 = b_2 = 6 \text{ mm}$

Sedang lebar saluran keluar diffuser bisa dibuat sama dengan lebar saluran masuk (ref. 10 hal. 286) atau lebih besar sedikit dari b_3 (ref. 2 hal. 124)

ditentukan; $b_4 = 7 \text{ mm}$ Menurut 42), sudut masuk diffuser ditentukan dengan :

$$\text{tg } \alpha_3 = \frac{\text{tg } \alpha_2^1}{k_2 \text{ cu}}$$

dimana :

α_3 = sudut masuk sudu diffuser

α_2^1 = sudut saat air meninggalkan impeller
= $11,4^\circ$

$k_2 \text{ cu}$ = faktor sirkulasi

menurut ref. 8 hal. 31 didapat $k_2 \text{ cu} = 0,6$

$$\alpha_3 = \text{arc.tg} \left(\frac{\text{tg.} 11,14}{0,6} \right)$$

$$\alpha_3 = 18,16^\circ$$

Berdasarkan 43) sudut sudu keluar diffuser adalah :

$$\text{tg.} \alpha_4 = \frac{b_3}{b_4} \text{tg.} \alpha_3$$

dimana :

$$b_3 = 6 \text{ mm}$$

$$b_4 = 7 \text{ mm}$$

$$\alpha_3 = 18,16^\circ$$

42. Khetagourou, opcit, hal. 242

43. Khetagourou, loccit, hal. 244.

maka;

$$\alpha_4 = \text{arc.tg} \left[\frac{6}{7} \text{tg}.18.16 \right]$$

$$= 15,7^\circ$$

Dengan menggunakan persamaan kontinuitas akan didapatkan kecepatan fluids masuk sudu diffuser sebagai berikut :

$$Q_2 = \pi . D_2 . b_2 . V_2$$

$$Q_3 = \pi . D_3 . b_3 . V_3$$

Karena $Q_2 = Q_3$ dan $b_2 = b_3$

maka ; $\pi . D_2 . b_2 . V_2 = \pi . D_3 . b_3 . V_3$

$$V_3 = \frac{D_2}{D_3} . V_2$$

dimana;

$$D_2 = 186 \text{ mm}$$

$$D_3 = 190 \text{ mm}$$

$$V_2 = 9,341 \text{ m/dtk}$$

jadi ;

$$V_3 = \frac{186}{190} . 9,341 = 9,242 \text{ m/dtk}$$

Besar diameter luar diffuser ditentukan dengan

menggunakan 44), dari hubungan $d_4/d_2 = 1,3 \div 1,5$

$$D_4 = (1,3 \div 1,5) 186 = (241,8 \div 279) \text{ mm}$$

diambil ; $D_4 = 242 \text{ mm}$ atau $R_4 = 121 \text{ mm}$

dengan menggunakan 45), maka kecepatan keluar diffuser bisa diperoleh.

$$\begin{aligned} V_4 &= \frac{b_3 \cdot D_3}{b_4 \cdot D_4} \cdot V_3 \\ &= \frac{6 \cdot 186}{7 \cdot 242} \cdot 9,242 \\ &= 6,154 \text{ m/dtk} \end{aligned}$$

Menurut 46), kecepatan fluida keluar diffuser tidak boleh lebih dari 15 m/dtk. Jadi kecepatan V_4 diatas masih memenuhi syarat.

- Konstruksi diffuser

Konstruksi sudu-sudu diffuser merupakan kurva spiral logaritmik. Berdasarkan 47), lintasan fluida dapat diturunkan sebagai berikut (lihat gambar)

$$\text{sudut } B A C = \alpha_3$$

$$\text{tg. } \alpha_3 = \frac{d_r}{r d\theta}$$

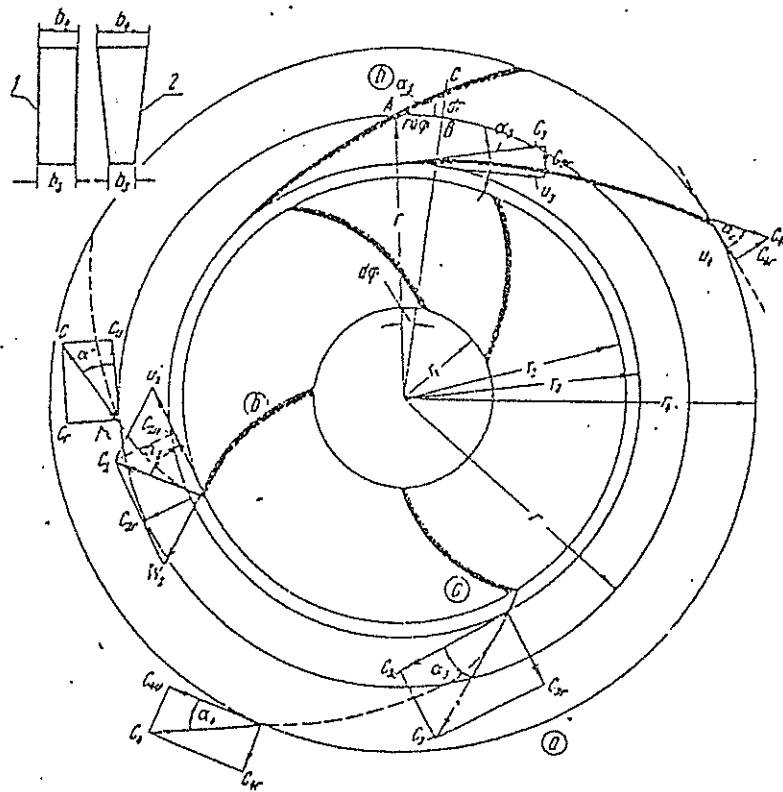
$$d\theta = \frac{d_r}{r \text{tg. } \alpha_3}$$

$$\text{sehingga } \theta = \int_{r_3}^r \frac{d_r}{r \cdot \text{tg. } \alpha_3} = \frac{\ln r/r_3}{\text{tg. } \alpha_3}$$

45. Austin H. Church, opcit, hal. 17.

46. Khetagurov, opcit, hal. 244.

47. Khetagurov: loccit, hal. 243.



Gambar 4.6. Diagram kecepatan masuk dan keluar diffuser.

Bila dinyatakan dalam derajat maka :

$$\theta = \frac{180}{\pi} \operatorname{tg} \alpha_2 \ln R/R_2$$

sedangkan menurut 48), sudut sektor jari-jari ditentukan dengan.

$$\theta^\circ = \frac{132 \cdot \log R/R_2}{\operatorname{tg} \alpha_2}$$

dimana; α_2 = sudut masuk diffuser
 = $18,16^\circ$

48. Austin H. Church, opcit, hal. 120.

$$R_0 = \text{jari-jari dalam diffuser} \\ = 94 \text{ mm}$$

R = jari-jari bagian dari diffuser.

Antara jari-jari R_0 dan R_1 diambil harga R yang lain (dalam satuan mm) yaitu:

$$R = 100 \text{ mm, } 105 \text{ mm, } 110 \text{ mm, } 115 \text{ mm}$$

Contoh perhitungan untuk $R = 100 \text{ mm}$

menghitung $\log R/R_0$

$$\log R/R_0 = \log \frac{100}{94} = 0,0269$$

menghitung sudut α

$$\alpha = \frac{132 \cdot \log R/R_0}{\text{tg} \cdot \alpha_0}$$

$$\text{dimana } \alpha_0 = 18,16^\circ \quad \text{tg} \alpha_0 = 0,328$$

maka :

$$\alpha = \frac{132 \times 0,0269}{0,328} \\ = 10,83^\circ$$

- Menghitung b & V

lebar dari diffuser vane (b) dan kecepatan air dalam diffuser (V) pada tiap-tiap bagian jari-jari diffuser ditentukan secara interpolasi dan hasilnya dapat dilihat pada tabel berikut ini :

Tabel 4.1. hasil perhitungan lebar dan kecepatan dalam diffuser

R (mm)	94	100	105	110	115	121
V (m/dtk)	9,242	8,556	7,984	7,412	6,840	6,154
b (mm)	6	6,222	6,407	6,593	6,778	7

- Menghitung tinggi saluran

Menurut 49) besarnya tinggi saluran adalah

$$h = \frac{Q}{b \cdot v \cdot Z_{vd}}$$

dimana $Q = 0,005 \text{ m}^3/\text{dtk}$

$$Z_{vd} = 9 \text{ bush}$$

untuk $V = 9,242 \text{ m/dtk}$ dan $b = 6 \text{ mm} = 0,006 \text{ m}$

$$\text{maka } h = \frac{0,005}{0,006 \times 9,242 \times 9} = 0,01001 \text{ m} = 10,01 \text{ mm}$$

Demikianlah perhitungan di atas dilakukan untuk masing-masing harga R dan hasilnya dapat dilihat pada tabel 4.2 Dari harga-harga di dalam tabel 4.2. dapat dikonstruksikan sudu diffuser.

49. Austin H, Church, opcit, hal. 125.

Tabel 4.2. Hasil perhitungan konstruksi diffuser

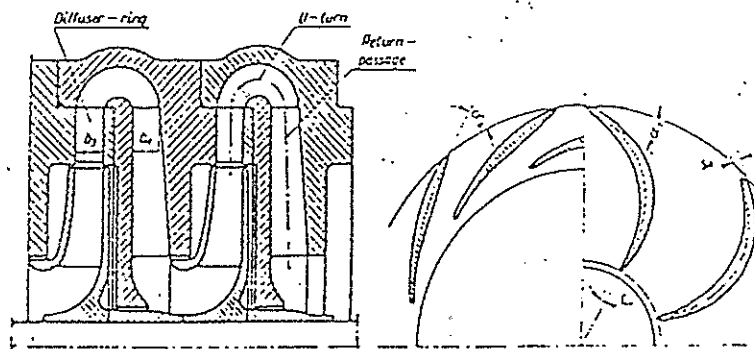
R (mm)	$\log R/r_s$	θ ($^{\circ}$)	b (mm)	V (m/dtk)	h (mm)
84	0	0	6	9,242	10,01
100	0,0269	10,83	6,222	8,556	10,43
105	0,0481	19,357	6,407	7,984	10,86
110	0,0683	27,487	6,593	7,412	11,37
115	0,0876	35,254	6,778	6,840	11,98
121	0,1097	44,148	7	6,154	12,90

4.4. Perencanaan Saluran Pembalik (Return Channel)

Untuk mengalirkan fluida dari satu tingkat ke tingkat berikutnya pada pompa bertingkat diperlukan suatu saluran yang disebut saluran pembalik/return channel.

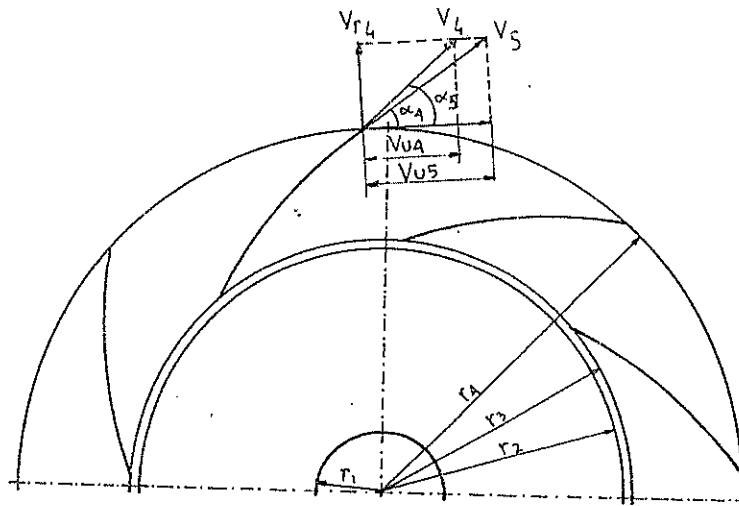
Aliran dari diffuser masuk ke saluran pembalik dengan arah radial dan setelah keluar dari saluran pembalik akan masuk ke impeller berikutnya dengan arah aksial.

Susunan dari impeller, diffuser dan saluran pembalik bisa di lihat pada gambar di bawah ini.



Gambar 4.8. Susunan impeller, diffuser, dan saluran pembalik

Cairan meninggalkan saluran diffuser dengan sudut $\alpha_4 = 15,7^\circ$. Karena jumlah sudu-sudu pengarah ini terbatas, maka aliran dari cairan menyimpang dan sudut α_4 berkurang menjadi α_5 . Akibatnya komponen V_{u4} bertambah menjadi V_{u5} .



Gambar 4.9. Diagram kecepatan pada sisi keluar diffuser

Harga kecepatan V_{u5} dapat dihitung dengan persamaan :

$$V_{u5} = \frac{1}{1 + C_{pd}} \left(V_{u4} + C_{pd} \frac{r_2}{r_4} V_{u5} \right) \dots 50)$$

$$C_{pd} = \frac{r_4^2 \cdot \psi_d}{Z_d + M_{st}}$$

dimensi $r_2 = 93 \text{ mm}$

$r_4 = 121 \text{ mm}$

$\psi_d = 0,8 \div 1,0 \dots \dots \dots 51)$

diambil $\psi_d = 0,9$

$Z_d = 9 \text{ buah}$

$M_{st} = \text{momen statik pada pusat stream line}$

50. Stephen Lazarkiewicz, opcit, hal. 292.
 51. Stephen Lazarkiewicz, loccit, hal. 292.

$$M_{st} = \frac{1}{2} (r_4^2 - r_3^2) \dots\dots\dots 52)$$

$$r_3 = 94 \text{ mm}$$

$$M_{st} = \frac{1}{2} (121^2 - 94^2)$$

$$= 2902,5 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} \text{jadi; } C_{pd} &= \frac{r_4^2 \cdot \psi_d}{Z_d \cdot M_{st}} \\ &= \frac{121^2 \cdot 0,9}{8 \cdot 2902,5} \\ &= 0,504 \end{aligned}$$

Kecepatan-kecepatan :

$$V_3 = 9,242 \text{ m/dtk}$$

$$\alpha_3 = 18,16^\circ$$

$$V_{u3} = V_3 \cos \alpha_3 = 9,242 \cos 18,16$$

$$= 8,78 \text{ m/dtk}$$

$$V_4 = 6,154 \text{ m/dtk} \quad \alpha_4 = 15,7^\circ$$

$$V_{u4} = V_4 \cos \alpha_4 = 6,154 \cos 15,7$$

$$= 5,92 \text{ m/dtk}$$

sehingga didapat :

$$V_{us} = \frac{1}{1 + 0,504} \left(5,92 + 0,504 \cdot \frac{0,083}{0,121} \cdot 8,78 \right)$$

$$= 6,198 \text{ m/dtk}$$

komponen radial

$$V_{r4} = V_4 \sin \alpha_4$$

$$= 6,154 \sin 15,7^\circ = 1,65 \text{ m/dtk}$$

$$\begin{aligned} \text{maka } \tan \alpha_5 &= \frac{V_{r4}}{V_{u5}} \\ &= \frac{1,665}{6,198} = 0,269 \end{aligned}$$

$$\text{sehingga } \alpha_5 = 15,07^\circ$$

Karena adanya kerugian gesek pada pembalik U dan kontraksi pada sisi masuk cincin diffuser oleh sudu-sudu, maka sudut inklinasi dari sudu pada sisi masuk saluran pengarah balik adalah :

$$\tan \alpha_\sigma = \frac{t_\sigma}{t_\sigma - S_{u\sigma}} \tan \alpha_5 \dots\dots\dots 53)$$

dimana ; - tebal sudu luar saluran pada sisi masuk 4 mm

- Diameter luar saluran pembalik sama dengan diameter luar diffuser = 242 mm

- Jumlah sudu saluran pembalik sama dengan jumlah sudu diffuser = 9 bush.

- Koefisien gesek $K_\sigma = 1,2 - 1,3$
diambil $K_\sigma = 1,3$

- Koefisien kontraksi $\frac{t_\sigma}{t_\sigma - S_{u\sigma}} = 1,15$ (asumsi)

Sehingga

$$\tan \alpha_{\sigma} = 1,3 \times 1,15 \times \tan 15,07$$

$$= 0,403$$

$$\alpha_{\sigma} = 21,95^{\circ}$$

Pemeriksaan terhadap asumsi koefisien kontraksi :

$$\frac{t_{\sigma}}{t_{\sigma} - S_{u\sigma}}$$

$$S_{u\sigma} = \frac{S_{\sigma}}{\sin \alpha_{\sigma}} = \frac{4}{\sin 21,95}$$

$$= 10,7 \text{ mm}$$

$$t_{\sigma} = \frac{\pi \cdot d_{\sigma}}{Z} = \frac{\pi \cdot 242}{8}$$

$$= 84,47 \text{ mm}$$

maka

$$\frac{t_{\sigma}}{t_{\sigma} - S_{u\sigma}} = \frac{84,47}{84,47 - 10,7} = 1,145$$

Sehingga

$$\tan \alpha_{\sigma} = 1,3 \times 1,145 \times \tan 15,07$$

$$= 0,401$$

$$\alpha_{\sigma} = 21,8^{\circ}$$

Dari hasil pengecekan di atas ternyata asumsi koefisien kontraksi sebesar 1,15 bisa dipaksi karena harga α_{σ} yang diperoleh sangat mendekati hasil perhitungan.

Sudu pengarah balik mempunyai tebal yang bervariasi agar kecepatan aliran berubah secara perlahan lahan sampai mencapai V_0 pada sisi masuk impeller. Bagian akhir dari sudu saluran pembalik

dibuat dengan arah radial, yaitu $\alpha_7 = 90^\circ$ agar air memasuki impeller secara aksial.

Lebar sudu dair sudu saluran pembalik adalah :

$$\alpha_7 = 90^\circ$$

$$\begin{aligned} V_o &= \text{Kecepatan air masuk mata impeller} \\ &= 6,5 \text{ m/dtk} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q &= \text{kapasitas pompa} \\ &= 0,005 \text{ m}^3/\text{dtk} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_7 &= \text{diameter dalam saluran pembalik} \\ &= d_o \text{ (diameter mata impeller)} = 74 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} S_7 &= \text{tebal sudu saluran pembalik} \\ &= 4 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{jarak pitch; } t_7 &= \frac{\pi \cdot d_7}{Z} = \frac{\pi \cdot 74}{9} \\ &= 25,83 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} S_{u7} &= \frac{S_7}{\sin \alpha_7} = \frac{4}{\sin 90^\circ} \\ &= 4 \text{ mm} \end{aligned}$$

koefisien kontraksi

$$\begin{aligned} e &= \frac{t_7}{t_7 - S_{u7}} \\ &= \frac{25,83}{25,83 - 4} \\ &= 1,183 \end{aligned}$$

luas penampang sudu pada sisi keluar

$$A_7 = e \cdot \frac{Q}{V_o} = 1,183 \cdot \frac{0,005}{6,5}$$

$$= 9,1 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$= 910 \text{ mm}^2$$

lebar sudu pada sisi keluar;

$$b_7 = \frac{A_7}{\pi \cdot d_7}$$

$$b_7 = \frac{910}{\pi \cdot 74}$$

$$= 3,9 \text{ mm}$$

4.5. Perencanaan Volute Casing

Seperti yang telah dijelaskan sebelumnya, fungsi volute adalah menampung fluida yang keluar dari impeller dan mengkonversi tinggi tekan akibat kecepatan (velocity head) menjadi pressure head seefisien mungkin.

Di dalam merencanakan volute, diasumsikan bahwa aliran dari impeller adalah uniform pada periferinya (kelilingnya). Aliran fluida di dalam rumah keong merupakan aliran spiral dan mengikuti persamaan

$$R \cdot V_u = C.$$

Jadi kecepatan V_u berbanding terbalik dengan jari-jari R , dan C ditentukan dari hubungan.

$$C = R_4 V_{u4} \dots\dots\dots 54)$$

dimana;

$$R = \text{jari-jari luar diffuser} = 121 \text{ mm}$$

$$V_{u4}^1 = \text{komponen tangensial actual } V_4$$

$$= V_4 \cos \alpha_4$$

$$V_4 = \text{kecepatan fluida keluar diffuser}$$

$$= 6,154 \text{ m/dtk}$$

$$\alpha_4 = 15,7^\circ$$

$$V_{u4}^1 = 6,154 \cos 15,7^\circ = 5,924 \text{ m/dtk}$$

$$\text{maks } C = R_4 V_{u4}^1$$

$$= 0,121 \times 5,924 = 0,717 \text{ m}^2/\text{dtk}$$

Rumah keong didesain dengan menentukan sudut θ° yang diukur dari garis jari-jari yang diperhatikan dengan menggunakan persamaan :

$$\theta = \frac{360 \cdot C}{Q} \int_{R_4}^{R_\theta} \frac{dR}{R} \dots\dots\dots 55)$$

θ = sudut dalam derajat yang diukur dari lidah teoritis rumah keong

$$C = 0,717 \text{ m}^2/\text{dtk} = 0,717 \times 10^6 \text{ mm}^2/\text{dtk}$$

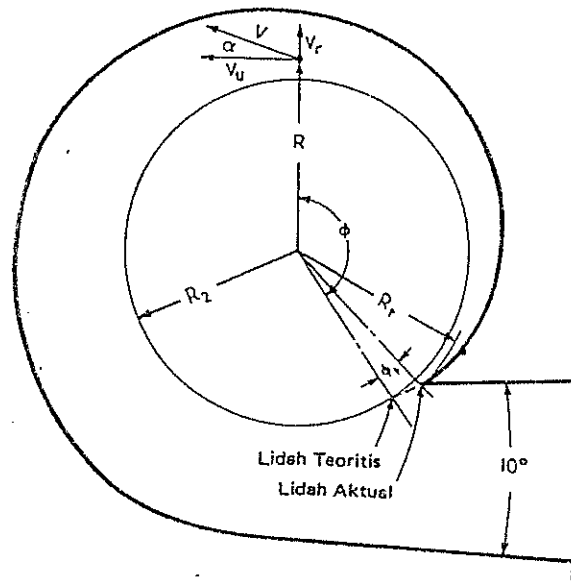
Q = kapasitas pompa

$$= 0,005 \text{ m}^3/\text{dtk} = 0,5 \times 10^7 \text{ mm}^3/\text{dtk}$$

$$R_4 = 121 \text{ mm}$$

R_θ = jari-jari pada θ dari lidah teoritis

b = lebar rumah keong



Gambar 4.10. Elevasi rumah keong

maka;

$$\begin{aligned} \theta^\circ &= \frac{360 C}{Q} \int_{R_4}^{R_0} b \frac{dR}{R} \\ &= \frac{360 \cdot 0,717 \times 10^6}{Q} \int_{R_4}^{R_0} b \frac{dR}{R} \\ &= 51,624 \int_{R_4}^{R_0} b \frac{\Delta R}{R} \end{aligned}$$

lebar rumah keong dihitung dengan persamaan ;

$$b = b_4 + 2 x \tan \frac{\theta}{2}$$

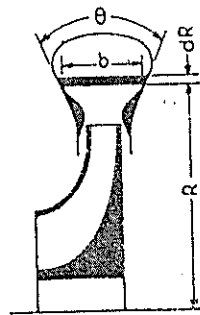
dimana ; $b_4 = 7 \text{ mm}$

$x =$ jarak antara sembarang jari-jari R dan

jari-jari luar diffuser R_4

θ = sudut antara sisi-sisi rumah keong

Bentuk rumah keong pada umumnya seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.11. Sudut total antara sisi-sisi rumah keong tidak boleh melebihi $\theta = 60^\circ$ 56)



Gambar . 4.11. Penampang rumah keong

Bila dibuat lebih besar dari 60° air tidak dapat mengisi sisi-sisi tersebut dan akan turburensi. Sebaliknya bila dibuat lebih kecil dan jari-jari yang lebih besar akan memberikan hasil yang baik.

Atas pertimbangan di atas maka ditentukan, $\theta = 40^\circ$

$$\text{jadi } b = b_4 + 2 r \tan \frac{\theta}{2}$$

$$= 7 + 2 (R_{rat} - 121) \tan 20^\circ$$

Hasil-hasil perhitungan terhadap b dan θ dapat dilihat dalam tabel di bawah ini ;

$$b = 7 + 2 (R - 121) \tan 20^\circ \text{ rat.}$$

$$\phi = 51,62 \quad \frac{R \phi}{\Sigma R} \quad b \quad \frac{\Delta R}{R}$$

Tabel 4.3 Hasil Perhitungan Konstruksi rumah keong

R (mm)	ΔR (mm)	R rat. (mm)	b rat. (mm)	$\frac{\Delta R}{R}$ (mm)	$\Delta \phi$	ϕ	ΔA (mm ²)	A (mm ²)	Q ϕ (m ³ /dtk)	V rat (m ³ /det)
121			7			0				
	5	123,5	8,820	0,357	18,43		44,1			
126						18,43		44,10	2,5597x10 ⁻⁴	5,804
	5	128,5	12,460	0,485	25,04		62,3			
131						43,47		106,40	6,0375x10 ⁻⁴	5,674
	5	133,5	16,099	0,603	31,13		80,495			
136						74,60		186,895	1,0361x10 ⁻³	5,544
	5	138,5	19,739	0,713	36,81		98,695			
141						111,41		285,59	1,5754x10 ⁻³	5,418
	5	143,5	23,379	0,815	42,07		116,895			
146						153,48		402,485	2,1367x10 ⁻³	5,296
	5	148,5	27,018	0,910	46,98		135,09			
151						200,46		537,575	2,7842x10 ⁻³	5,179
	5	153,5	30,658	0,999	51,57		153,29			
156						252,03		690,865	3,5004x10 ⁻³	5,067
	5	158,5	34,298	1,082	55,86		117,49			
161						252,03		862,355	4,2763x10 ⁻³	4,959
	5	163,5	37,937	1,160	59,94		189,685			
166						367,83		1052,04	5,1008x10 ⁻³	4,856

Rumah keong dianggap bermula dari garis dasar yang telah di tetapkan, tetapi secara aktual rumah keong ini bermula pada jari-jari lidah teoritis (R_t). Jari-jari R_t dimana lidah ini mulai dibuat haruslah 5 % ÷ 10 % lebih besar dari jari-jari luar diffuser 57) yang bertujuan untuk menghindari terjadinya turbulensi dan kebisingan serta untuk memberikan kesempatan bagi kecepatan air yang meninggalkan diffuser menyamakan diri sebelum air ini menyentuh lidah rumah keong.

$$\begin{aligned} \text{jadi } R_t &= (1,05 \div 1,1) \times 121 \\ &= (127 \div 133,1) \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\text{diambil } R_t = 127 \text{ mm}$$

Kemudian untuk menghindari kerugian-kerugian akibat kejutan-kejutan air di dekat lidah rumah keong maka sudut lidah haruslah dibuat, yaitu dengan persamaan :

$$\theta_t^\circ = \frac{132 \log R_t/R_d}{\tan \beta_d} \dots\dots\dots 58)$$

di mana :

$$R_t = 127 \text{ mm}$$

$$R_d = 121 \text{ mm}$$

$$\beta_d = 15,7^\circ$$

57. Austin H. Church, opcit, hal. 119.

58. Austin H. Church, loccit, hal. 120.

$$\begin{aligned} \text{jadi: } \theta_t^\circ &= \frac{132 \log 127/121}{\tan 15,7} \\ &= 9,87^\circ \approx 10^\circ \end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan-perhitungan di atas maka dapat digambar bentuk rumah keong pompa (lihat halaman selanjutnya).

BAB V

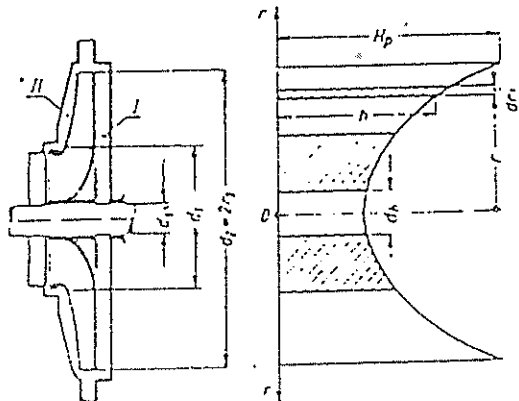
GAYA YANG BEKERJA PADA POROS

Gaya-gaya yang timbul pada sebuah pompa yang sedang beroperasi meliputi :

1. Gaya aksial
2. Gaya radial, terdiri atas :
 - a. gaya tekan radial
 - b. gaya berat impeller
 - c. gaya berat poros

5.1. Gaya Aksial

Pada sebuah pompa yang sedang bekerja akan terjadi gaya aksial pada impellernya. Impeller dengan satu sisi hisap (single entry) akan menderita gaya dorong aksial akibat timbulnya dua buah gaya yang saling berlawanan tetapi tidak sama besarnya.



Gambar 5.1. Distribusi gaya aksial pada impeller

Gaya aksial ini terjadi pada dinding-dinding impeller akibat adanya ruangan pada rumah pompa yang terisi oleh fluida. Gaya yang lebih besar terjadi pada belakang (back shroud) impeller karena fluida yang keluar dari impeller mempunyai tekanan yang lebih tinggi dan luas daerah tekanan dinding belakang juga lebih besar dari luas daerah tekanan dinding depan. Dengan kata lain bahwa aksial thrust (gaya dorong aksial) timbul karena adanya perbedaan besar tekanan fluida pada dinding belakang dengan tekanan fluida pada saat masuk impeller.

5.2. Perhitungan Gaya Aksial

Tekanan statis sisi keluar impeller (HP) tergantung pada putaran cairan yang berada pada ruang I dan II (gambar.5.1.) dengan kecepatan rata-rata $\omega/2$. Tekanan akan semakin kecil ke arah sumbu putar. Distribusi tekanan berbentuk parabola, dengan sumbu yang berhimpit dengan sumbu impeller.

Jika, $U = \omega r$

= Kecepatan keliling lingkaran dengan radius r dari sumbu poros (m/dtk).

H_p = head tekanan statis pada sisi luar impeller (m)

Maka head tekanan pada radius r dari sumbu poros adalah

$$h = H_p - \frac{\left(\frac{U_2}{2}\right)^2 - \left(\frac{U}{2}\right)^2}{2 \cdot g} \dots \dots \dots 59)$$

$$h = H_p - \frac{W^2}{8 \cdot g} (r_2^2 - r^2) \quad (\text{meter})$$

Jika diasumsikan distribusi tekanan dalam ruang I & II sama besarnya, maka besar gaya aksial T yang bekerja pada luas anular yang dibatasi oleh poros dengan diameter d_p dan diameter luar wearing ring d_{wr} adalah :

$$T_1 = \gamma \int_{r_p}^{r_{wr}} 2 \pi r dr h$$

$$T_1 = \gamma \int_{r_p}^{r_{wr}} r dr \left[H_p - \frac{\omega^2}{8g} (r_2^2 - r^2) \right]$$

Setelah diintegrasikan :

$$T_1 = \pi \gamma (r_{wr}^2 - r_p^2) \left[H_p - \frac{\omega^2}{8g} \left(r_2^2 \frac{(r_{wr}^2 - r_p^2)}{2} \right) \right]$$

$$T_1 = \gamma (A_{wr} - A_p) \left[H_p - \frac{1}{8} \left(\frac{U_2^2}{g} - \frac{U_{wr}^2 + U_p^2}{2g} \right) \right]$$

Tekanan teoritis yang terjadi pada impeller dengan jumlah sudu tak terhingga adalah :

$$H_p = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} - \frac{V_0^2 - V_z^2}{2g} - \Delta h_i$$

dimana : Δh_i adalah kerugian head tekanan pada impeller.

Untuk $\alpha_0 = 90^\circ \longrightarrow V_0^2 - U_1^2 = V_0^2$

Kerugian head tekanan Δh_i pada impeller dihitung dengan

memakai rumus sebagai berikut :

$$H_p = \eta h^1 \frac{U_2^2 - V_z^2 + V_0^2}{2g} \quad (\text{m})$$

Perubahan arah aliran fluida sebesar 90° dari aksial keradial menyebabkan timbulnya gaya T_2 yang bekerja pada impeller dan berlawanan dengan T_1 , sebesar :

$$T_2 = \gamma/g \ Q \cdot V_o \text{ (kg)}$$

di mana; γ = berat jenis air (kg/m³)

g = gravitasi (m/dtk)

Q = debit pompa (m³/dtk)

η = efisiensi hidrolis

V_o = kecepatan air pada sisi mata impeller (m/dtk)

maka resultan gaya aksial adalah :

$$T_a = T_1 - T_2 \text{ (kg)}$$

Data-data yang didapat dari hasil perhitungan sebelumnya :

$$r_{vr} = 42 \text{ cm} = 0,042 \text{ m}$$

$$r_s = 15 \text{ mm} = 0,015 \text{ m}$$

$$r_2 = 93 \text{ mm} = 0,093 \text{ m}$$

$$g = 9,81 \text{ m/dtk}$$

$$\eta_h = 0,702$$

$$\gamma_{air} = 1000 \text{ kg/m}^3$$

$$U_2 = 14,608 \text{ m/dtk}, \quad \omega = \frac{2 \pi n}{60} = \frac{2 \pi 1500}{60}$$

$$= 157,08 \text{ rad/dtk}$$

$$V_2 = 5,759 \text{ m/dtk}$$

$$V_o = 1,981 \text{ m/dtk}$$

$$Q = 0,005 \text{ m}^3/\text{dtk}$$

$$\text{jadi ; } H_p = 0,72 \times \frac{1}{2 \times 9,81} \left\{ (14,608)^2 - (5,759)^2 + (1,981)^2 \right\}$$

$$= 6,589 \text{ m}$$

$$T_1 = \pi \cdot r \left[(0,042)^2 - (0,015)^2 \right] \left\{ 6,589 - \left[(0,093)^2 - \frac{(0,042)^2 - (0,015)^2}{2} \right] \frac{157,08}{8 \times 9,81} \right\}$$

$$= 31,783 \text{ kg}$$

$$T_2 = \frac{1000}{9,81} \times 0,005 \times 1,981 = 1,0097 \text{ kg}$$

jadi resultan gaya aksial

$$T_a = 31,783 - 1,0097 = 30,7733 \text{ kg}$$

Karena pompa terdiri dari 3 tingkat, maka gaya aksial total yang terjadi adalah :

$$T_{\text{total}} = 3 \times 30,7733$$

$$= 92,3199 \text{ kg}$$

5.3. Membalans Gaya Aksial

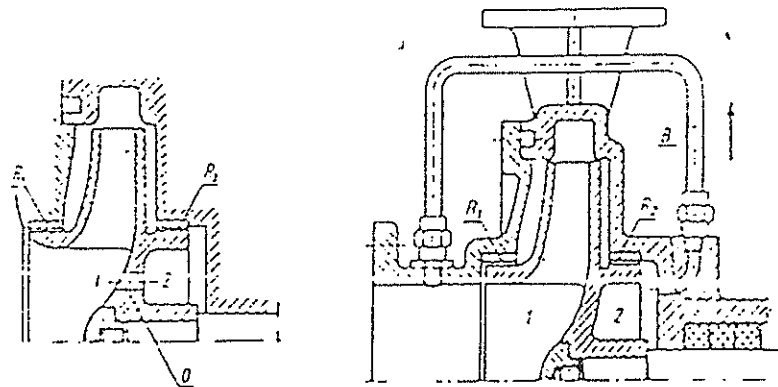
Untuk mengurangi/mengatasi adanya gaya aksial maka ada beberapa cara yang bisa dipergunakan, yaitu :

1. Dengan lubang pembalans dan penggunaan wearing ring

R_1 & R_2

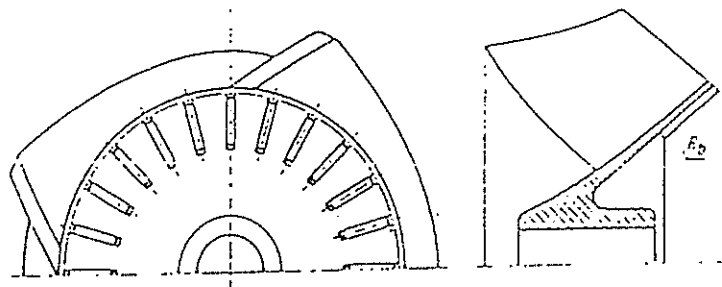
Cara ini umumnya digunakan pada pompa satu tingkat dan pompa bertingkat dengan head tidak terlalu

tinggi.



Gambar 5.2. Membalans gaya aksial dengan lubang pembalans

2. Dengan rangka radial pada back shroud/dinding belakang.

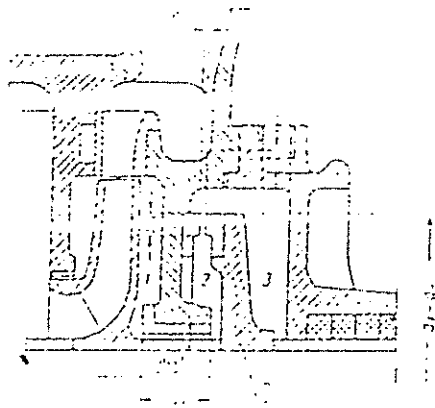


Gambar 5.3. Membalans Gaya Aksial Dengan Rangka Radial.

Rangka radial yang berbentuk sudu ditempatkan di sisi belakang back shroud. Akibat adanya sudu-sudu tersebut maka fluida akan ikut berputar, hal ini akan mengurangi tekanan/gaya aksial kearah sisi hisap. Kekurangan metode ini, karena sempitnya ruangan antara impeller dengan rumah pompa maka

dituntut pekerjaan mesin yang tinggi pada rangka radial tersebut. Sedang untuk memperoleh hal tersebut sangat sulit.

3. Untuk pompa dengan jumlah 2, 4, 6, & 8 penempatan impeller yang saling berlawanan (simetris) akan saling menyeimbangkan gaya aksial yang terjadi. Susunan seperti ini tidak akan mengakibatkan kerugian energi tambahan, walaupun panjang pompa dan ruang bantalan bertambah.
4. Dengan cakera penyeimbang (balancing disk) yang dipasang di belakang impeller terakhir. Gambar 5.4 memperlihatkan konstruksi disk :



Gambar. 5.4. Membalans gaya aksial dengan cakera pembalans.

Metode ini banyak digunakan pada pompa bertingkat. Jumlah semua gaya aksial dari masing-masing tingkat diterima oleh cakera yang dipasang di belakang impeller

terakhir.

Terjadinya aksi adalah sebagai berikut : Cairan yang keluar dari impeller masuk ke ruang 1 dan kemudian mengalir melalui celah e_{12} ke ruang 2 yang terletak antara ruang pembebas dan pelat D, yang ditumpu pada poros. Ruang 3 dibelakang pelat D dihubungkan dengan daerah yang bertekanan lebih rendah (ke atmosfer).

Perbedaan tekanan antara ruang 3 dan 2 yang bekerja pada permukaan pelat D menimbulkan gaya yang berlawanan arah dengan gaya dorong aksial cairan yang dapat mengalir melalui celah e_{22} , yaitu pemisah permukaan diam dan permukaan berputar.

Misalkan gaya aksial menggeser poros dan roda-roda impeller ke arah sisi hisap, maka aliran melalui celah e_{23} berkurang atau terhenti sama sekali. Kemudian tekanan pada ruang 1 yang akan memperbesar gaya yang telah ada menarik poros ke arah yang berlawanan dengan gaya aksial.

Jika celah e_{22} membesar maka tekanan pada ruang 2 akan turun dan gaya aksial akan menjadi lebih besar kemudian akan menarik poros ke arah sisi hisap, akibatnya celah e_{23} akan mengecil. Gerakan ini berlansung secara terus menerus sampai terjadi keseimbangan gaya aksial.

Pada perncanaan pompa ini dipilih balancing disk untuk mengatasi gaya aksial yang terjadi karena

cara ini akan mengatasi gaya aksial lebih baik bila terjadi keseimbangan. Disamping itu penggunaan balancing disk memiliki beberapa keuntungan, diantaranya :

- Konstruksinya sederhana
- Dapat digunakan untuk membalans gaya yang besar
- Tekanan pada delivery gland ditiadakan.

Sedangkan kerugiannya adalah kebocoran akan bertambah besar bila celah bertambah besar akibat keausan.

Tekanan pada ruang 1 (gambar 5.4) untuk pompa dengan jumlah tingkat i dan luas total per tingkat Δh adalah

$$H_1 = (i - 1) \Delta h + H_p - \frac{1}{8g} (U_2^2 - U_{e2}^2) \dots 60$$

dimana H_p = head tekanan pada sisi keluar impeller (m)

U_2 = kecepatan keliling pada ujung impeller
(m/dtk).

U_{e2} = kecepatan keliling pada leher bawah
/throttling bush. (m/dtk)

Volume cairan yang mengalir melalui celah e_{12}
& e_{23} adalah :

$$\begin{aligned} Q_v &= C_{d2} \cdot \pi \cdot d_{e2} \cdot e_{12} \sqrt{2g (H_1 - H_2)} \\ &= C_{d3} \cdot \pi \cdot d_{e3} \cdot e_{23} \sqrt{2g (H_2 - H_3)} \quad (m^3) \end{aligned}$$

dimana; C_{d2} & C_{d3} = Koefisien discharge untuk kelonggaran e_{12} & e_{23}

Biasanya harga koefisien discharge C_d dapat dihitung dengan rumus :

$$C_d = \sqrt{\frac{1}{1,5 + \frac{2l}{e} \lambda_h}} \dots\dots\dots 61)$$

dimana l = panjang celah

e = lebar celah

λ_h = koefisien gesek

Diasumsikan tekanan atmosfer bekerja pada sisi lain belancing disc ($H_3 = 0$).

Jika gaya-gaya aksial dalam keadaan seimbang maka :

$$\frac{\pi}{4} (d_d^2 - d_h^2) \gamma \cdot H_2 = \Sigma T_a \quad (\text{kg})$$

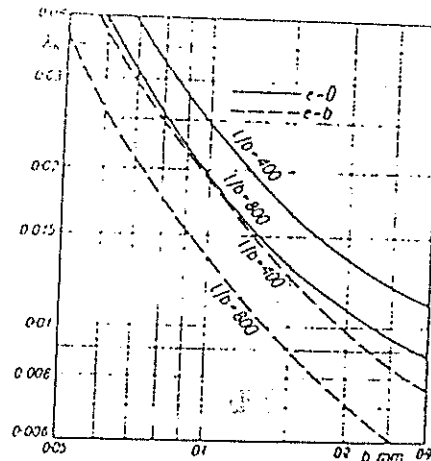
ΣT_a = gaya dorong aksial total.

$$q = \frac{C_{d2} \cdot d_{e1} \cdot e_{12}}{C_{d2} \cdot d_{e3} \cdot e_{23}}$$

Jadi; $H_2 = \frac{g^2 \cdot H_1}{1 + q^2}$ (meter)

Dalam merencanakan cakra pembalans, pertama-tama dihitung dahulu tekanan H_1 dan H_2 . Kemudian kita asumsikan harga-harga d_{e2} , e_{12} , l_{12} dan d_{e3} kemudian baru menghitung harga q .

Dengan bantuan grafik pada gambar 5.5, perhitungan dapat dilakukan dengan terlebih dahulu mencari λ_h .



Gambar 5.5. Penentuan lebar celah

Besarnya diameter cakra biasanya adalah 0,7 - 0,8 dari diameter luar impeller, sedang lebar radial permukaan kontak l sekitar 8 sampai 10 % dari diameter cakra 62).

Kerugian volumetris yang disebabkan oleh cakra berkisar antara 3 - 6 %. Besarnya tergantung pada ukuran celah e_{12} . Apabila terjadi keausan pada throttling bush maka celah e_{12} akan bertambah besar sehingga kebocoran akan bertambah besar. Untuk mengurangi kebocoran maka cincin ini harus diganti yang baru agar didapatkan jarak celah seperti semula.

Cairan yang bocor melalui cakra ini dapat

62. Stephen Lazarkievicz, opcit, hal. 354.

dialirkan ke atmosfer, ke sisi hisap atau koresorvoir (daerah yang tekananya lebih rendah) jika kita tidak mau kehilangan cairan tersebut.

Cakra ini dibuat dari brons (perunggu) agar memiliki ketahanan terhadap air seperti pada impeller.

Data-data yang didapat dari perhitungan sebelumnya :

$$i = 3$$

$$\Delta h = 10 \text{ m}$$

$$H_p = 6,583 \text{ m}$$

$$\Sigma T_a = 92,3199 \text{ kg}$$

$$g = 9,81 \text{ m/dtk}^2$$

$$U_2 = 14,608 \text{ m/dtk}$$

$$r_{e2} = 22,5 \text{ mm} = 0,0225 \text{ m}$$

$$U_{e2} = \omega r_{e2} = 157,08 \times 0,0225 \\ = 3,534 \text{ m/dtk}$$

$$\gamma_{air} = 1000 \text{ kg/m}^3$$

$$d_2 = 186 \text{ mm}$$

$$H_1 = (i - 1) \Delta h + H_p - \frac{1}{8g} (u_2^2 - u_{e2}^2)$$

$$= (3 - 1) 10 + 6,583 - \frac{1}{8 \times 9,81} ((14,608)^2 - (3,534)^2)$$

$$= 24,02 \text{ m}$$

jadi $H_1 = 24,02 \text{ m}$

$$\text{Diameter cakra } (d_d) = (0,7 \div 0,8) d_2$$

$$\text{dipilih } d_d = 0,7 \times d_2$$

$$= 0,7 \times 186$$

$$= 130,2 \text{ mm} \approx 130 \text{ mm}$$

$$= 0,130 \text{ m}$$

$$\text{Diameter belakang impeller} = 45 \text{ mm}$$

$$= 0,045 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} \text{jadi } H_2 &= \frac{\Sigma T \alpha}{\pi/4 (d_d^2 - d_h^2) \cdot \gamma} \\ &= \frac{92,3199}{\pi/4 ((0,130)^2 - (0,045)^2) \cdot 1000} \end{aligned}$$

$$H_2 = 11,68 \text{ meter}$$

Sehingga;

$$H_2 = \frac{q^2 \cdot H_i}{1 + q^2}$$

$$11,68 = \frac{q^2 \cdot 24,02}{1 + q^2}$$

$$24,02 q^2 - 16,68 q^2 = 11,68$$

$$12,34 q^2 = 11,68$$

$$q = 0,973$$

$$\text{diasumsikan } l_{12} = 60 \text{ mm}$$

$$e_{12} = 0,15 \text{ mm}$$

$$l_{23} = (0,08 \div 01) d_d \dots\dots\dots 63)$$

diambil $l_{23} = 0,1 \cdot d_d = 0,1 \times 130 = 13 \text{ mm}$

$$d_{e3} = 100 \text{ mm}$$

dari grafik diperoleh ; $\lambda_h = 0,0125$

$$\begin{aligned} \text{jadi } e_{d2} &= \sqrt{\frac{1}{1,5 + 0,0125 \cdot \frac{60}{2 \times 0,15}}} \\ &= 0,5 \end{aligned}$$

harga $e_{23} = (0,15 \div 0,2) \text{ mm} \dots\dots\dots 64)$

diambil $e_{23} = 0,2 \text{ mm}$

jadi besarnya koefisien discharge cd_3 :

$$q = \frac{Ca_2 \cdot d_{e2} \cdot e_{12}}{Ca_3 \cdot d_{e3} \cdot e_{23}}$$

$$Ca_3 = 0,173$$

5.4. Gaya Radial

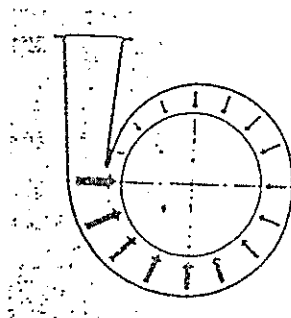
a. Gaya tekan radial/radial thrust

Pengamatan yang teliti menunjukkan bahwa tekanan pada rumah keong (volute) tidak sama pada setiap kedudukan walaupun dalam keadaan aliran yang

63. Stephen Lazarkievicz, opcit, hal. 354.

64. Stephen Lazarkievicz, loccit, hal. 354

normal. Dengan adanya perbedaan tekanan yang bekerja pada permukaan silinder dari impeller, menyebabkan adanya ketidakseimbangan pada gaya radial. Gaya inilah yang disebut sebagai gaya radial (radial thrust). Gaya ini mempunyai harga terkecil pada operasi normalnya dan akan bertambah besar apabila debitnya bertambah atau berkurang. Gaya ini mencapai harga maksimum pada saat Q mendekati nol. Karena dengan berkurangnya/turunnya kapasitas maka head pompa akan naik, sedang kenaikan head pompa akan menyebabkan naiknya tekanan di sekeliling rumah keong ini.

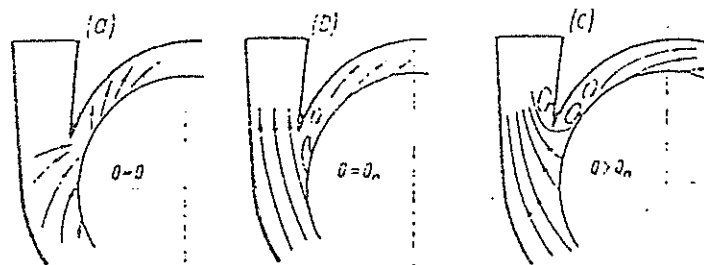


Gambar 5.6. Volute

Selain defleksi poros disebabkan oleh beban mati yang terdapat pada poros, maka gaya radial akan menambah defleksi atau lendutan poros pada pompa horisontal di samping menambah laju keausan bantalan dan kebocoran dari gland.

Distribusi tekanan pada dinding dalam dari volute tidak seragam. Ketidakteraturan ini terutama

disebabkan oleh arus eddy dan aliran balik diujung depan volute dekat lidah.



Gambar 5.7. Distribusi tekanan pada rumah keong.

- Perhitungan gaya radial

Besarnya gaya radial T_r , dapat dihitung dengan rumus pendekatan

$$T_r = k_r \cdot p \cdot d_z \cdot b_z \quad (\text{kg}) \quad \dots\dots\dots 85)$$

dimana;

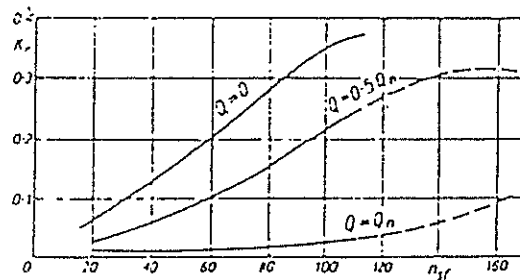
k_r = koefisien eksperimen

p = kenaikan tekanan dari pompa (kg/cm^2)

d_z = diameter luar impeller (cm)

b_z = lebar sisi keluar sudu, termasuk tebal plat (cm)

Harga didapat dicari dengan gambar 5.8.



Gambar 5.8. Koefisien gaya dorong radial k_r .

$$\text{untuk } n_{sf} = 3,65 \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}} = 3,65 \frac{n \sqrt{0,005}}{10^{3/4}}$$

$$= 68,84$$

Data-data yang didapat dari perhitungan sebelumnya

$$d_2 = 186 \text{ mm} = 18,6 \text{ cm}$$

$$b_2 = 6 \text{ mm} + (2 \times 3) \text{ mm} = 12 \text{ mm} = 1,2 \text{ cm}$$

$$P = \gamma H = 1000 \times 30 = 30000 \text{ kg/m}^2$$

$$= 3 \text{ kg/cm}^2$$

Dengan harga $n_{sf} = 68,84$ akan diperoleh harga k_r ;

$$\text{untuk; } Q = Q_n, \quad k_r = 0,013$$

$$\text{maka didapat, } T_r = k_r \cdot p \cdot d_2 \cdot b_2$$

$$= 0,013 \cdot 3 \cdot 18,6 \cdot 1,2$$

$$= 0,8705 \text{ kg}$$

untuk; $Q = 0,5 Q_n$, $k_r = 0,1$

$$\text{maka didapat, } T_r = 0,1 \cdot 3 \cdot 18,6 \cdot 1,2$$

$$= 6,696 \text{ kg}$$

untuk ; $Q = 0$, $k_r = 0,237$

$$\text{maka didapat, } T_r = 0,237 \cdot 3 \cdot 18,6 \cdot 1,2$$

$$= 15,870 \text{ kg}$$

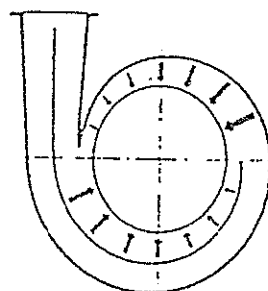
jadi harga T_r maksimum untuk $k_r = 0,237$

yaitu selebar $T_r = 15,870 \text{ kg}$

- Membalans gaya radial

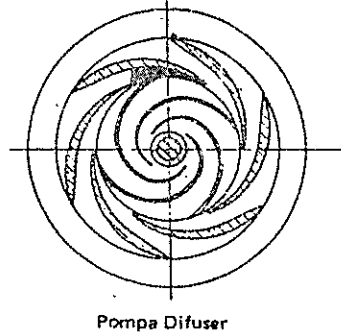
Cara-cara yang biasa digunakan untuk membalans gaya radial yaitu :

1 Dengan double volute



Gambar. 5.9. Double volute.

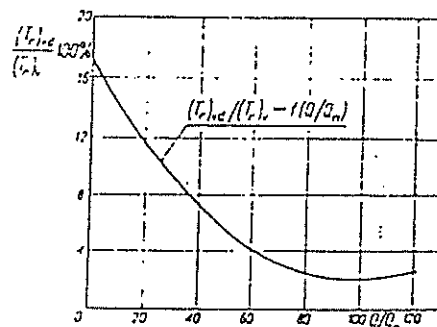
2. Dengan cincin diffuser



Gambar 5.10. Diffuser

Pada perencanaan pompa ini, penyeimbangan gaya radial dilakukan dengan menggunakan diffuser ring sesuai dengan saran di depan, bahwa penggunaan diffuser ring disamping akan mengubah head kecepatan menjadi head tekanan juga dapat membalans ketidakseimbangan gaya tekan radial.

Untuk pompa yang menggunakan diffuser ring dan volute casing radial thrust yang terjadi lebih kecil daripada pompa yang hanya menggunakan volute casing saja.



Gambar 5.11. Prosentase gaya radial untuk pompa yang sama

Dari gambar 5.11. bahwa gaya radial maksimum yang terjadi, yaitu pada saat $Q = 0$, adalah :

$$\frac{(Tr)_{vd}}{(Tr)_v} = 17,5 \%$$

dimana, $(Tr)_{vd}$ = gaya radial untuk pompa yang menggunakan diffuser ring dan volute casing

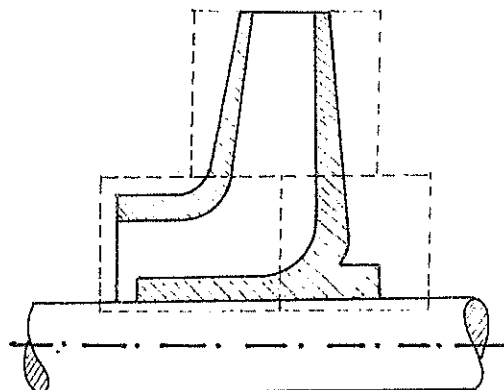
$(Tr)_v$ = gaya radial untuk pompa yang hanya menggunakan volute casing saja.

Sehingga gaya radial yang terjadi adalah ;

$$\begin{aligned} (Tr)_{vd} &= 17,5 \% \times 15,87 \text{ kg} \\ &= 2,777 \text{ kg} \end{aligned}$$

b. Gaya berat impeller

Impeller dibuat dari bahan brons dengan $\gamma = 8,9 \text{ kg/dm}^3$. Dalam menghitung berat impeller dilakukan secara pendekatan yaitu dengan membagi impeller menjadi tiga bagian :



1. Berat dinding samping (shroud)

Silinder dengan diameter 186 mm beratnya sebesar

$$\begin{aligned} \pi \times \left(\frac{1,86}{2} \right)^2 \times 8,9 \text{ kg/dm}^3 &= 24,183 \text{ kg/dm} \\ &= 241,83 \text{ kg/m} \end{aligned}$$

Silinder dengan diameter 74 mm beratnya sebesar

$$\begin{aligned} \pi \times \left(\frac{0,74}{2} \right)^2 \times 8,9 \text{ kg/dm}^3 &= 3,828 \text{ kg/dm} \\ &= 38,28 \text{ kg/m} \end{aligned}$$

Silinder dengan diameter dalam 74 mm dan diameter luar 186 mm beratnya sebesar :

$$241,83 - 38,28 = 203,55 \text{ kg/m}$$

untuk tebal shroud = 2 x 3 mm

maka berat shroud adalah

$$2 \times 0,003 \times 203,55 = 1,221 \text{ kg}$$

2. Berat sudu-sudu impeller.

Panjang sudu bila direntangkan = 133,41 cm

(dengan bantuan rumus busur lingkaran $S = \frac{\theta}{180} \pi R$)

$$\begin{aligned} \text{lebar sudu} &= \frac{14 + 6}{2} \text{ mm} = 10 \text{ mm} \\ &= 1 \text{ cm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{tebal sudu} &= \frac{2 + 5}{2} \text{ mm} = 3,5 \text{ mm} \\ &= 0,35 \text{ cm} \end{aligned}$$

$$\text{Volume sudu} = 133,41 \times 10 \times 3,5 = 4669,35 \text{ mm}^3$$

$$\text{Berat sudu} = 4669,35 \times 8,9 \times 10^{-6} \text{ kg}$$

$$= 0,04156 \text{ kg}$$

Jumlah sudu impeller adalah 6 buah

$$\begin{aligned} \text{maka berat seluruh sudu} &= 6 \times 0,04156 \text{ kg} \\ &= 0,249 \text{ kg} \end{aligned}$$

3. Berat hub

Untuk mempermudah perhitungan, hub dibagi menjadi dua bagian :

- Bagian piringan yang merupakan lanjutan dari shroud ke poros

Silinder dengan diameter 74 mm beratnya :

$$\begin{aligned} \pi \times \left(\frac{0,74}{2} \right)^2 \times 8,9 &= 3,828 \text{ kg/dm} \\ &= 38,28 \text{ kg/m} \end{aligned}$$

Silinder dengan diameter 30 mm beratnya :

$$\begin{aligned} \pi \times \left(\frac{0,30}{2} \right)^2 \times 8,9 &= 0,629 \text{ kg/dm} \\ &= 6,29 \text{ kg/m} \end{aligned}$$

Silinder dengan diameter dalam 30 mm dan diameter luar 74 mm beratnya sebesar :

$$38,28 - 6,29 = 31,99 \text{ kg/m}$$

untuk panjang silinder 12 mm maka beratnya

$$0,012 \times 31,99 = 0,384 \text{ kg}$$

- Bagian silinder yang dikencangkan pada poros

Silinder dengan diameter 43 mm beratnya :

$$\begin{aligned} \pi \times \left(\frac{0,43}{2} \right)^2 \times 8,9 &= 1,292 \text{ kg/dm} \\ &= 12,29 \text{ kg/m} \end{aligned}$$

Silinder dengan diameter 30 mm beratnya :

$$\begin{aligned} \pi \times \left(\frac{0,30}{2} \right)^2 \times 8,9 &= 0,629 \text{ kg/dm}^3 \\ &= 6,29 \text{ kg/m} \end{aligned}$$

Silinder dengan diameter dalam 30 mm dan diameter luar 43 mm beratnya sebesar :

$$12,92 - 6,29 = 6,63 \text{ kg/m}$$

untuk panjang silinder 20 mm maka beratnya

$$0,020 \times 6,63 = 0,133 \text{ kg}$$

Jadi berat hub = $0,384 + 0,133 = 0,517 \text{ kg}$

Dengan berat masing-masing bagian yang sudah dihitung maka berat sebuah impeller dapat diketahui dengan menjumlahkan yaitu :

berat shroud	= 1,221 kg
berat sudu	= 0,249 kg
berat hub	= 0,517 kg

Berat total = 1,987 kg

c. Gaya berat cakra pembalans

Cakra pembalans terbuat dari brons 66)

dengan $\gamma = 8,9 \text{ kg.dm}^3$

- silinder dengan diameter 130 mm beratnya sebesar :

$$\pi \times \left(\frac{1,3}{2} \right)^2 \times 8,9 = 11,813 \text{ kg/dm}$$

Silider dengan diameter 30 mm beratnya sebesar :

$$\pi \times \left(\frac{0,3}{2} \right)^2 \times 8,9 = 0,629 \text{ kg/dm}$$

Untuk panjang silinder 11 mm, maka berat silinder dengan diameter dalam 30 mm dan diameter luar 130 mm adalah

$$(11,813 - 0,629) \times 0,11 = 1,236 \text{ kg}$$

Silider dengan diameter 44 mm beratnya sebesar :

$$\pi \times \left(\frac{0,44}{2} \right)^2 \times 8,9 = 1,353 \text{ kg/dm}$$

Silider dengan diameter 30 mm beratnya sebesar :

$$\pi \times \left(\frac{0,3}{2} \right)^2 \times 8,9 = 0,629 \text{ kg/dm}$$

Untuk panjang silinder 13 mm, maka berat silinder dengan diameter dalam 30 mm dan diameter luar 44 mm adalah :

$$(1,353 - 0,629) \times 0,13 = 0,094 \text{ kg}$$

Jadi berat total cakra pembalans adalah

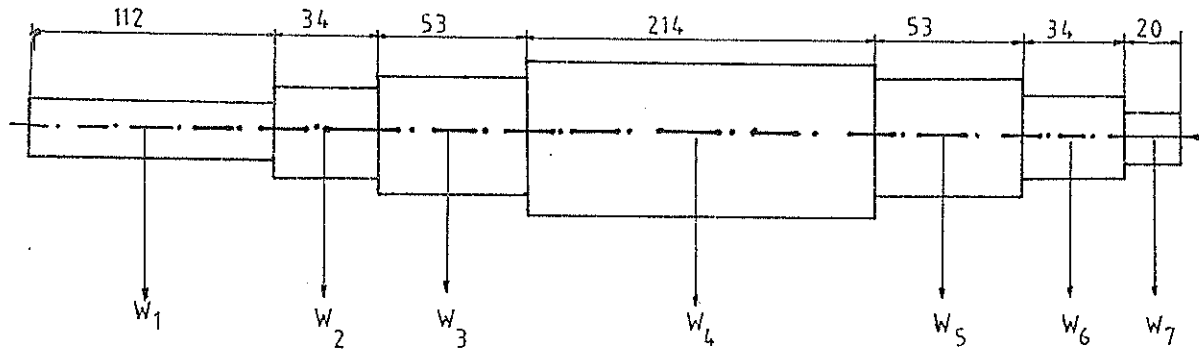
$$1,230 + 0,094 = 1,324 \text{ kg}$$

d. Gaya berat poros

Poros pompa dibuat dari baja karbon dengan berat jenis, $\gamma = 7,85 \text{ kg/cm}^3$

Berat poros dihitung sebagai berikut :

$$\text{Berat poros} = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times L \times \gamma \quad (\text{kg})$$



$$W_1 = \frac{\pi}{4} \times (0,20)^2 \times 1,12 \times 7,85 = 0,2762 \text{ kg}$$

$$W_2 = \frac{\pi}{4} \times (0,25)^2 \times 0,34 \times 7,85 = 0,1310 \text{ kg}$$

$$W_3 = \frac{\pi}{4} \times (0,27)^2 \times 0,53 \times 7,85 = 0,2382 \text{ kg}$$

$$W_4 = \frac{\pi}{4} \times (0,30)^2 \times 2,14 \times 7,85 = 1,1875 \text{ kg}$$

$$W_5 = \frac{\pi}{4} \times (0,27)^2 \times 0,53 \times 7,85 = 0,2382 \text{ kg}$$

$$W_6 = \frac{\pi}{4} \times (0,25)^2 \times 0,34 \times 7,85 = 0,1310 \text{ kg}$$

$$W_7 = \frac{\pi}{4} \times (0,20)^2 \times 1,12 \times 7,85 = 0,0493 \text{ kg}$$

$$\text{Berat total} = 2,2514 \text{ kg}$$

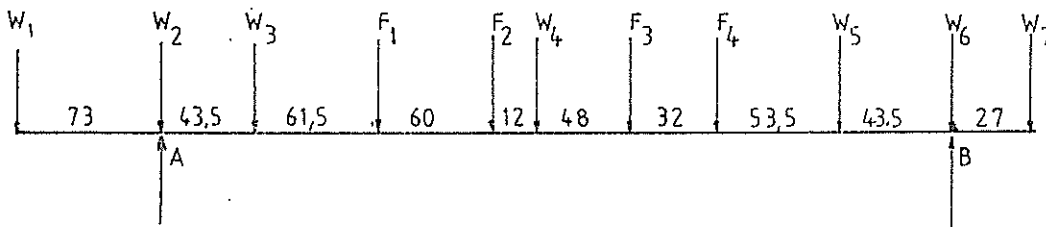
BAB VI

PEMERIKSAAN KEKUATAN DAN PEMILIHAN BANTALAN

Pada bab ini akan dibahas mengenai :

1. Penggambaran bidang momen (momen lentur) poros.
2. Pemeriksaan kekuatan poros
3. Pemeriksaan ukuran poros terhadap putaran kritis.
4. Pemilihan bantalan.

6.1. Penggambaran Bidang (momen lentur) Poros



Untuk mengetahui besar gaya reaksi di tumpuan A dan B (bantalan A & B), maka dilakukan dengan metode jumlah momen pada tumpuan sama dengan nol.

$$\Sigma M_A = 0$$

$$W_1 \cdot 73 - W_2 \cdot 43,5 - F_1 \cdot 105 - F_2 \cdot 165 - W_4 \cdot 177 - F_3 \cdot 225 - F_4 \cdot 257$$

$$- W_5 \cdot 310,5 - W_6 \cdot 354 - W_7 \cdot 381 + R_B \cdot 354 = 0$$

$$0,2762(73) - 0,2382(43,5) - 1,987(105) - 1,1875(177)$$

$$-1,987 \cdot (225) - 1,324(257) - 0,2382(310,5) - 0,1310(354)$$

$$-0,0493(381) - R_B (354) = 0.$$

$$- 1663,338 + R_B \cdot (354) = 0$$

$$R_B = \frac{1663,338}{354} = 4,6987 \text{ kg}$$

Besar gaya reaksi di A dapat dicari dengan jumlah gaya-gaya searah sumbu y (vertikal) sama dengan nol.

$$\Sigma F_y = 0$$

$$W_{poros} + W_{impeller} + W_{disc} - R_A - R_B = 0$$

$$2,254 + 3(1,987) + 1,324 - R_A - 4,6987 = 0$$

$$R_A = 4,8377 \text{ kg}$$

jadi gaya reaksi pada :

$$\text{Bantalan A} = 4,8377 \text{ kg}$$

$$\text{Bantalan B} = 4,6987 \text{ kg}$$

$$\begin{aligned}
 W_1 &= 0,2762 \text{ kg} & W_5 &= 0,2382 \text{ kg} & F_1 &= 0,2762 \text{ kg} \\
 W_2 &= 0,1310 \text{ kg} & W_6 &= 0,1310 \text{ kg} & R_A &= 4,8377 \text{ kg} \\
 W_3 &= 0,2382 \text{ kg} & W_7 &= 0,0493 \text{ kg} & R_B &= 4,6987 \text{ kg} \\
 W_4 &= 1,1875 \text{ kg} & F_1 &= F_2 = F_3 & &= 1,987 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Keterangan :

T_1, T_2, T_3, T_4, T_5 & T_6 merupakan daerah transisi/ perubahan diameter poros.

Di sini akan dihitung besarnya momen pada masing-masing panjang poros tertentu.

- Pada batang C - T_1 , $0 < x < 112$

$$M = -\frac{1}{2} q_1 x_1^2$$

Untuk $x = 0$

$$M = -\frac{1}{2} \left(\frac{0,2762}{112} \right) \cdot 0 = 0 \text{ kgmm}$$

untuk $x = 112$

$$M = -\frac{1}{2} \left(\frac{0,2762}{112} \right) \cdot (112)^2 = -15,467 \text{ kgmm}$$

- Pada batang $T_1 - T_4$, $0 < x_2 < 34$ kgmm

untuk batang $T_1 - A$, $0 < x_2 < 17$

$$M = -W_1 (56 + x_2) - \frac{1}{2} q_2 x_2^2$$

untuk $x_2 = 0$

$$M = -0,2762(56 + 0) - \frac{1}{2} \left(\frac{0,131}{34} \right) 0^2 = -15,467 \text{ kgmm}$$

untuk $x_2 = 17$

$$M = -0,2762(56 + 17) - \frac{1}{2} \left(\frac{0,131}{34} \right) 17^2 = -20,719 \text{ kgmm}$$

untuk batang A - T₂ , $17 < x < 34$

$$M = -W_1 (56 + x) - \frac{1}{2} q_2 x_2^2 + R_A (x - 17)$$

untuk $x = 17$

$$\begin{aligned} M &= -0,2762 (56 + 17) - \frac{1}{2} \left(\frac{0,131}{34} \right) (17)^2 + 4,8377(17-17) \\ &= -20,719 \text{ kgmm} \end{aligned}$$

untuk $x = 34$

$$\begin{aligned} M &= -0,2762 (56 + 34) - \frac{1}{2} \left(\frac{0,131}{34} \right) (34)^2 + 4,8377(34-17) \\ &= 55,156 \text{ kgmm} \end{aligned}$$

$$\text{untuk } M = -W (56 + x) - \frac{1}{2} q x^2 + R_A (x - 17) = 0$$

$$-0,2762 (56 + x) - \frac{1}{2} \left(\frac{0,131}{34} \right) x^2 + 4,8377(x-17) = 0$$

$$(-1,926 \cdot 10^{-3}) x^2 + 4,562 x - 97,708 = 0$$

dengan rumus abc didapat ; $x_1 = 21,615 \text{ mm}$

$$x_2 = 2347,02 \text{ mm}$$

jadi harga $M = 0$ pada jarak $x=21,615 \text{ mm}$ disebelah

kanan T₁

- Pada batang $T_2 - T_3$ $0 < x < 53$

$$M = - W_1 (90 + x_3) - W_2 (17 + x_3) + R_A (17 + x_3) - \frac{1}{2} q_3 x_3^2$$

untuk $x = 0$

$$\begin{aligned} M &= - 0,2762 (90+0) - 0,113 (17+0) + 4,8377 (17+0) \\ &\quad - \frac{1}{2} \left(\frac{0,2382}{53} \right) (0)^2 \\ &= 55,156 \text{ kgmm} \end{aligned}$$

untuk $x = 53$

$$\begin{aligned} M &= - 0,2762(90+53) - 0,131(17+53) + 4,8377(17+53) \\ &\quad - \frac{1}{2} \left(\frac{0,2382}{53} \right) (53)^2 \\ &= 283,660 \text{ kgmm} \end{aligned}$$

- Pada batang $T_3 - T_4$, $0 < x < 214$

untuk batang $T_3 - F_1$, $0 < x < 35$

$$\begin{aligned} M &= - W_1 (143 + x) - W_2 (70 + x) + R_A (70 + x) - W_3 (26,5 + x) \\ &\quad - \frac{1}{2} q x^2 \end{aligned}$$

untuk $x = 0$

$$\begin{aligned} M &= - 0,2762(143+0) - 0,131(70+0) + 4,8377(70+0) \\ &\quad - 0,2382 (26,5+0) - \frac{1}{2} \left(\frac{1,1875}{214} \right) (0)^2 \end{aligned}$$

$$= 283,66 \text{ kg mm}$$

untuk $x = 35$

$$\begin{aligned} M &= - 0,2762(143+35) - 0,131(70+35) + 4,8377(70+35) \\ &\quad - 0,2382(26,5+35) - \frac{1}{2} \left(\frac{1,1875}{214} \right) (35)^2 \\ &= 426,992 \text{ kg mm} \end{aligned}$$

untuk batang $F_1 - F_2$, $35 < x < 95$

$$\begin{aligned} M &= - W_1(143+x) - W_2(70+x) + R_A(70+x) - W_3(26,5+x) \\ &\quad - \frac{1}{2} q x^2 - F_1(x-35) \end{aligned}$$

untuk $x = 35$

$$\begin{aligned} M &= - 0,2762(143+35) - 0,131(70+35) + 4,8377(70+35) \\ &\quad - 0,2382(26,5+35) - \frac{1}{2} \left(\frac{1,1875}{214} \right) (35)^2 - 1,987(35-35) \\ &= 426,992 \text{ kg mm} \end{aligned}$$

untuk $x = 95$

$$\begin{aligned} M &= - 0,2762(143+95) - 0,131(70+95) + 4,8377(70+95) \\ &\quad - 0,2382(26,5+95) - \frac{1}{2} \left(\frac{1,1875}{214} \right) (95)^2 - 1,987(95-35) \\ &= 537,668 \text{ kg mm} \end{aligned}$$

untuk batang $F_2 - F_3$ $95 < x < 155$

$$M = - W_1(143+x) - W_2(70+x) + R_A(70+x) - W_3(26,5+x) \frac{1}{2} qx^2$$

$$- F_1(x-35) - F_2(x-95)$$

untuk $x = 95$

$$M = - 0,2762(143+95) - 0,131(70+95) + 4,8377(70+95)$$

$$- 0,2382(26,5+95) - \frac{1}{2} \left(\frac{1,1875}{214} \right) (95)^2 - 1,987(95-35)$$

$$- 1,987(95-95)$$

$$= 537,668 \text{ kg mm}$$

untuk $x = 155$

$$M = - 0,2762(143+155) - 0,131(70+155) + 4,8377(70+155)$$

$$- 0,2382(26,5+155) - \frac{1}{2} \left(\frac{1,1875}{214} \right) (155)^2 - 1,987(155-35)$$

$$- 1,987(155-95)$$

$$= 509,148 \text{ kg mm}$$

untuk batang $F_3 - F_4$ $155 < x < 187$

$$M = - W_1(143+x) - W_2(70+x) + R_A(70+x) - W_3(26,5+x) \frac{1}{2} qx^2$$

$$- F_1(x-35) - F_2(x-95) - F_3(x-155)$$

untuk $x = 155$

$$M = - 0,2762(143+155) - 0,131(70+155) + 4,8377(70+155)$$

$$\begin{aligned}
 & - 0,2382(26,5+155) - \frac{1}{2} \left(\frac{1,1875}{214} \right) (155)^2 - 1,987(155-35) \\
 & - 1,987 (155-95) - 1,987 (155-155)
 \end{aligned}$$

$$= 509,148 \text{ kg mm}$$

untuk $x = 187$

$$\begin{aligned}
 M & = - 0,2762(143+187) - 0,131(70+187) + 4,8377(70+187) \\
 & - 0,2382(26,5+187) - \frac{1}{2} \left(\frac{1,1875}{214} \right) (187)^2 - 1,987(187-35) \\
 & - 1,987 (187-95) - 1,987 (187-155)
 \end{aligned}$$

$$= 422,186 \text{ kg mm}$$

untuk batang $F_4 - T_4$ $187 < x < 214$

$$\begin{aligned}
 M & = - W_1(143+x) - W_2(70+x) + R_A(70+x) - W_3(26,5+x) - \frac{1}{2} qx^2 \\
 & - F_1(x-35) - F_2(x-95) - F_3(x-155) - F_4(x-187)
 \end{aligned}$$

untuk $x = 187$

$$\begin{aligned}
 M & = - 0,2762(143+187) - 0,131(70+187) + 4,8377(70+187) \\
 & - 0,2382(26,5+187) - \frac{1}{2} \left(\frac{1,1875}{214} \right) (187)^2 - 1,987(187-35) \\
 & - 1,987 (187-95) - 1,987 (187-155) - 1,324(187-187)
 \end{aligned}$$

$$= 422,186 \text{ kg mm}$$

untuk $x = 214$

$$\begin{aligned}
 M &= -0,2762(143+214) - 0,131(70+214) + 4,8377(70+214) \\
 &\quad - 0,2382(26,5+214) - \frac{1}{2} \left(\frac{1,1675}{214} \right) (214)^2 - 1,987(214-35) \\
 &\quad - 1,987(214-95) - 1,987(214-155) - 1,324(214-87) \\
 &= 308,643 \text{ kg mm}
 \end{aligned}$$

- Pada batang D - T_σ 0 < x < 20

$$M = -\frac{1}{2} q x^2 \left(\frac{0,0493}{20} \right) \cdot 0^2 = 0$$

untuk x = 20

untuk x = 0

$$M = -\frac{1}{2} q \left(\frac{0,0493}{20} \right) \cdot 0^2 = 0$$

untuk x = 20

$$M = -\frac{1}{2} q \left(\frac{0,0493}{20} \right) \cdot (20)^2 = -0,493 \text{ kg mm}$$

- Pada batang T_σ - T_σ 0 < x < 34

untuk batang T_σ - B 0 < x < 17

$$M = -W_7 (10 + x) - \frac{1}{2} q x^2$$

untuk x = 0

$$M = -0,0493 (10 + 0) - \frac{1}{2} \left(\frac{0,131}{34} \right) (0)^2 = -0,493 \text{ kgmm}$$

untuk x = 17

$$M = -0,0493 (10 + 17) - \frac{1}{2} \left(\frac{0,131}{34} \right) (17)^2 = -1,888 \text{ kgmm}$$

untuk batang B - T₅ , 17 < x < 35

$$M = -W_7 (10 + x) - \frac{1}{2} q x^2 + R_B (x - 17)$$

untuk x = 17

$$\begin{aligned} M &= -0,0493 (10+17) - \frac{1}{2} \left(\frac{0,131}{34} \right) (17)^2 + 4,6987 (17-17) \\ &= -1,888 \text{ kgmm} \end{aligned}$$

untuk x = 34

$$\begin{aligned} M &= -0,0493 (10+34) - \frac{1}{2} \left(\frac{0,131}{34} \right) (34)^2 + 4,6987 (34-17) \\ &= 75,482 \text{ kg mm} \end{aligned}$$

M = 0 terjadi pada x = 17,4 mm dari T₅

- Pada batang T₅ - T₄ 0 < x < 53

$$M = -W_7 (44 + x) - W_5 (17 + x) + R_B (17 + x) - \frac{1}{2} q x^2$$

untuk x = 0

$$\begin{aligned} M &= -0,0493 (44+ 0) - 0,131(17+0) + 4,6987 (17 - 0) \\ &\quad - \frac{1}{2} \left(\frac{0,23821}{53} \right) (0)^2 \\ &= 75,482 \text{ kg mm} \end{aligned}$$

untuk x = 53

$$M = - 0,0493 (10 + 17) - \frac{1}{2} \left(\frac{0,131}{34} \right) (17)^2 = -1,888 \text{ kgmm}$$

untuk batang B - T_5 , $17 < x < 35$

$$M = - W_7 (10 + x) - \frac{1}{2} q x^2 + R_B (x - 17)$$

untuk $x = 17$

$$\begin{aligned} M &= - 0,0493 (10+17) - \frac{1}{2} \left(\frac{0,131}{34} \right) (17)^2 + 4,6987 (17-17) \\ &= -1,888 \text{ kgmm} \end{aligned}$$

untuk $x = 34$

$$\begin{aligned} M &= - 0,0493 (10+34) - \frac{1}{2} \left(\frac{0,131}{34} \right) (34)^2 + 4,6987 (34-17) \\ &= 75,482 \text{ kg mm} \end{aligned}$$

$M = 0$ terjadi pada $x = 17,4$ mm dari T_5

- Pada batang $T_5 - T_4$ $0 < x < 53$

$$M = - W_7 (44 + x) - W_5 (17 + x) + R_B (17 + x) - \frac{1}{2} q x^2$$

untuk $x = 0$

$$\begin{aligned} M &= - 0,0493 (44 + 0) - 0,131(17+0) + 4,6987 (17 - 0) \\ &\quad - \frac{1}{2} \left(\frac{0,23821}{53} \right) (0)^2 \\ &= 75,482 \text{ kg mm} \end{aligned}$$

untuk $x = 53$

$$\begin{aligned}
 M &= - 0,0493 (44+53) - 0,131(17+53)+ 4,6987 (17 - 53) \\
 &\quad - \frac{1}{2} \left(\frac{0,23821}{53} \right) (53)^2 \\
 &= 308,643 \text{ kg mm}
 \end{aligned}$$

6.2. Pemeriksaan Kekuatan Poros

Selama pompa bekerja, poros akan mengalami beban-beban berupa gaya berat poros itu sendiri, tegangan transmisi daya motor penggerak, berat impeller dan berat cakram pembalans.

Untuk menempatkan komponen-komponen pompa pada poros maka poros pompa dibuat bertingkat sehingga akan terjadi konsentrasi tegangan pada fillet (lokasi perubahan diameter). Kemudian poros akan diperiksa apakah cukup kuat untuk menahan tegangan-tegangan yang terjadi.

Poros meneruskan daya motor penggerak ke bagian yang digerakkan sehingga poros akan mengalami puntiran/momen puntir M_t . Tegangan geser maksimum akibat momen torsi adalah

$$\tau_m = \frac{16}{\pi d^3} \times M_t \quad (\text{kg/m}^2)$$

Kemudian akibat beban-beban mati maka akan timbul tegangan normal maksimum sebesar :

$$\sigma_m = \frac{32}{\pi d^3} \times M_L \quad (\text{kg/m}^2)$$

dimana M_L = momen lentur

Tegangan geser yang terjadi pada fillet sebesar :

$$\tau_f = k \cdot \tau_m \quad (\text{kg/m}^2)$$

di mana k = faktor konsentrasi tegangan

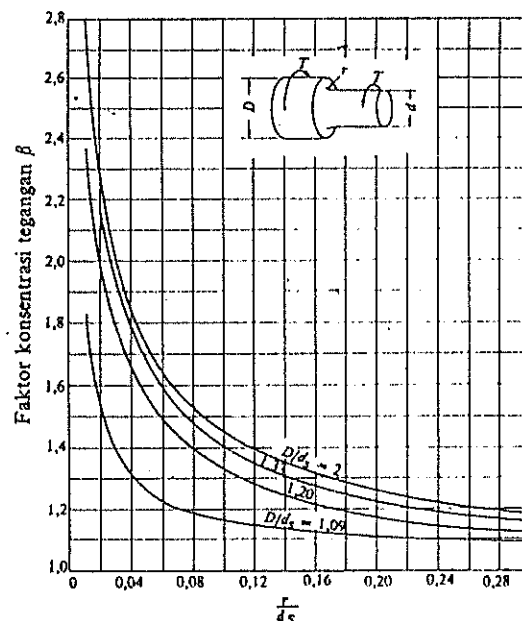
τ_m = Tegangan geser poros yang berdiameter lebih kecil pada fillet.

τ_f = tegangan geser pada fillet

Sedang besar momen torsi adalah :

$$\begin{aligned} M_t &= 71620 \frac{N}{n} \\ &= 236,85 \text{ kg cm} \end{aligned}$$

dimana $N = 3,7 \text{ hp}$ $n = 1500 \text{ rpm}$



Gambar 6.1. Faktor konsentrasi tegangan

Dari persamaan-persamaan di atas maka besarnya tegangan maksimum yang terkonsentrasi pada fillet sebesar :

$$\tau_m^1 = \sqrt{\left(\frac{\sigma_m}{2}\right)^2 + (\tau_f)^2} \quad (\text{kg/cm}^2)$$

Hasil-hasil perhitungan dapat ditabelkan sebagai berikut.

Tabel 6.1. Hasil perhitungan tegangan-tegangan pada poros :

Transisi	D	d	D/d	r _f	r _f /d	k	τ_m 2	τ_f 2	σ_m 2	τ_m 2	M L
	(mm)	(mm)		(mm)			(kg/cm)	(kg/cm)	(kg/cm)	(kg/cm)	
1	30	27	1,11	1,5	0,055	1,29	61,28	79,05	15,858	79,447	30,8644
2	27	25	1,08	1	0,040	1,25	77,19	96,49	4,921	96,521	7,5482
3	25	20	1,25	2,5	0,125	1,3	150,76	195,99	0,063	195,99	-0,0483

Dari perhitungan di atas terlihat bahwa σ_a (tegangan geser yang diijinkan = 294,4 kg/cm², lihat bab III) masih lebih besar dari harga-harga tegangan geser yang terjadi pada fillet .

Pengecekan pada daerah dengan momen lentur maximum yaitu sebesar 537,668 kg mm.

$$\begin{aligned} \sigma_m &= \frac{32}{\pi d^3} \times M_L \quad (\text{kg/cm}^2) \\ &= \frac{32}{\pi (3)^3} \times 53,7668 = 20,284 \quad (\text{kg/cm}^2) \end{aligned}$$

$$\tau_m = \frac{16}{\pi d^3} \times M_t$$

$$\tau_m = \frac{16}{\pi (3)^3} \times 236,82 = 44,671 \quad (\text{kg/cm}^2)$$

$$\tau_m^1 = \sqrt{\left(\frac{20,284}{2}\right)^2 + (44,671)^2} = 45,808 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

Ternyata dari hasil perhitungan di atas harga tegangan maksimum yang terjadi pada fillet dan harga tegangan pada daerah dengan momen lentur terbesar masih lebih kecil dari harga tegangan geser yang diijinkan. Jadi poros masih kuat menahan beban-beban yang terjadi.

6.3. Pemeriksaan Dimensi Poros Terhadap Putaran Kritis

Poros pompa impeller harus diteliti terhadap putaran kritis walaupun komponen-komponen yang berputar telah dibalans namun akan terdapat defleksi statis pada poros akibat beban mati. Defleksi ini akan menyebabkan perpindahan atau pergeseran titik berat.

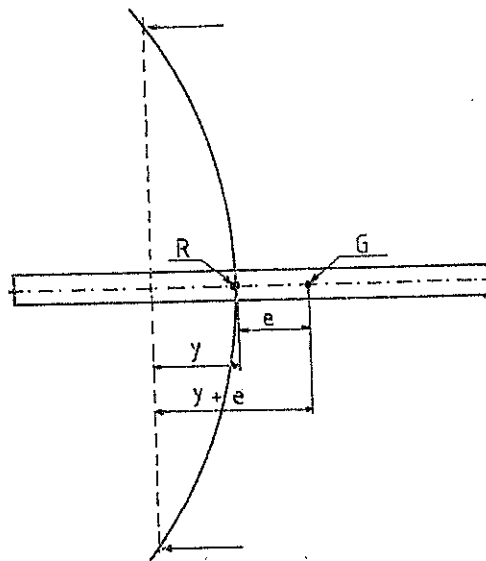
Ketika poros berputar akan timbul gaya centrifugal yang menyebabkan timbulnya defleksi dinamis sehingga defleksi semakin besar.

- Pengertian kecepatan kritis.

Apabila putaran poros secara perlahan-lahan bertambah besar, pada suatu kecepatan tertentu poros bergetar dengan kuat sedangkan pada kecepatan-kecepatan di atas dan di bawah kecepatan ini poros akan beroperasi relatif tenang. Kecepatan-kecepatan di mana terjadi getaran yang kuat dikenal sebagai kecepatan kritis poros tersebut. Suatu unit yang beroperasi pada daerah kecepatan kritis. amplitudo getaran yang terjadi besar sehingga

bisa menyebabkan gesekan pada bagian-bagian yang berputar.

Untuk memahami hal ini, maka dapat ditinjau sebuah impeller yang berotasi pada sebuah poros yang vertikal tanpa massa seperti yang ditunjukkan pada gambar 6.2.



Gambar. 6.2. Perpindahan letak titik berat

Impeller yang ditempatkan pada poros akan menyebabkan perpindahan titik berat impeller "e".

Adanya gaya centrifugal menyebabkan poros berdefleksi sebesar y dalam arah e , jadi jarak titik berat impeller dari sumbu rotasi berubah menjadi $y + e$ dan gaya centrifugal yang terjadi :

$$F = m (y + e) \omega^2 \dots\dots\dots 67)$$

dimana ω = kecepatan sudut poros

m = massa impeller

Sedangkan gaya centrifugal sebanding dengan defleksi

$$F = k \cdot y$$

dimana; k = konstanta yang menunjukkan berapa gaya yang diperlukan untuk memberi suatu defleksi tertentu.

Penggabungan dua persamaan di atas diperoleh :

$$m (y + e) \omega^2 = k \cdot y$$

$$\text{atau } y = \frac{m \cdot e \cdot \omega^2}{k - m \cdot \omega^2}$$

Bila kecepatan sudut poros (ω) diperbesar sampai harga penyebut menjadi nol, yaitu :

$$k - m \omega^2 = 0$$

maka ω dianggap sebagai suatu harga kritis dan besar ω_{cr} diperoleh dari ;

$$k = m \omega_{cr}^2$$

$$\omega_{cr} = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

di mana ω_{cr} = kecepatan sudut kritis.

Karena harga penyebut sama dengan nol maka defleksi y menjadi tidak berhingga sehingga getaran mesin sangat besar. Harga putaran kritis sebanding dengan kecepatan sudut kritis (ω_{cr}) yaitu :

$$n_{cr} = \frac{30 \cdot \omega_{cr}}{\pi} \dots\dots\dots 68)$$

$$= \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{k}{(w/g)}}$$

di mana ; $g = 981m/dtk^2$

$$n_{cr} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{981}{w}} \approx 300 \sqrt{\frac{k}{w}}$$

Bila I adalah momen inersia geometris penampang poros sedang a dan b adalah jarak impeller dengan masing-masing tumpuan dan E adalah modulus young. Maka pembebanan sederhana seperti gambar di depan dengan posisi horisontal memberikan persamaan defleksi :

$$y = \frac{F \cdot a^2 \cdot b^2}{3 E I (a + b)} \quad (cm) \dots\dots\dots 69)$$

bila $K = m (\omega_{cr})^2$ dimasukkan ke dalam persamaan

$$y = \frac{m \cdot e \cdot \omega^2}{K - m \omega^2}$$

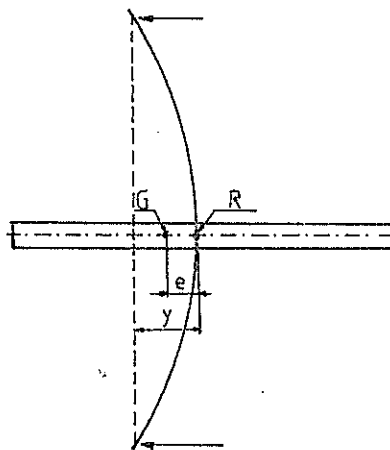
maka :

$$y = \frac{m \cdot e \cdot \omega^2}{m (\omega_{cr}^2 - \omega^2)}$$

$$= \frac{n_{cr}^2 \cdot e}{n_{cr}^2 - n^2} \quad (cm)$$

Kalau harga n diperbesar maka harga y menjadi negatif berarti defleksi poros diperkecil.

Untuk $n = \tilde{\quad}$ diperoleh $y = -e$, jadi titik berat terletak pada sumbu rotasi, titik R dan G bertukar posisi. Dapat disimpulkan bahwa untuk $n \gg n_{cr}$ atau $n \ll n_{cr}$, defleksi poros sangat kecil dan sistem akan balans sendiri atau getaran kecil diperoleh bila n terdapat diluar n_{cr} . Jadi poros tidak boleh dioperasikan pada daerah putaran kritis.



Gambar. 6.3. Pergeseran letak titik berat

Perhitungan kecepatan kritis.

Untuk menghitung kecepatan kritis pompa ada beberapa metoda yang dapat dipakai antara lain, metoda Holzer, metoda Durkenly. Pada perhitungan ini akan dipakai metoda Durkenly yang menyangkut adanya perubahan diameter poros dan berdasarkan defleksi y (ref.10 hal 340).

Urutan dan perhitungan penentuan kecepatan kritis sebagai berikut ;

1. Menentukan diameter ekivalen

d_i (mm)	l_i (mm)	$d_i \times l_i$ (mm) ²
20	132	2640
25	68	1700
27	106	2862
30	214	6420
Total	520	13622

maka diameter ekivalen :

$$d_e = \frac{13622}{520} = 26,196 \text{ mm} = 2,6196 \text{ cm}$$

2. Menentukan momen inersia penampang lingkaran ;

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi (2,6196)^4}{64} \quad (\text{cm}^4)$$

$$= 2,312 \text{ cm}^4$$

3. Menentukan defleksi total dengan persamaan

$$y = \frac{F \cdot a^2 \cdot b^2}{3 E I (a + b)} \quad (\text{cm})$$

Di mana :

F = beban yang bekerja pada suatu titik (kg)

a = jarak beban ke bantalan A

b = jarak beban ke bantalan B

EI = kekakuan

E = modulus young

$$= 30 \times 10^6 \text{ psi} \dots\dots\dots 70)$$

$$= 2,1096 \times 10^9 \text{ kg/cm}^2$$

Tabel 8.3. Perhitungan beban-beban pada suatu titik.

F (kg)	a (cm)	b (cm)	F.a ² .b ² (kgcm ⁴)
0,0655	0,85	34,55	56,90
0,2382	4,35	31,05	4345,537
1,987	10,5	24,9	135823,576
1,987	16,5	18,9	193236,590
1,1875	17,7	17,7	116553,666
1,987	18,9	16,5	193236,590
1,324	25,7	9,7	82280,647
0,2382	31,05	4,35	4345,537
0,0655	34,55	0,85	56,490
Total			729.935,323

$$y = \frac{F \cdot a^2 \cdot b^2}{3 E I (a + b)}$$

$$= \frac{729.935,323}{3(2,1096 \times 10^9) \times 2,312 \times 35,4}$$

$$= 0,00141 \text{ cm}$$

4. Menentukan ω_{cr}

karena $F = k \cdot y$ atau $k = \frac{F}{y}$

dengan $F = W = mg$

$$\text{maka } k = \frac{mg}{y}$$

$$\text{untuk } \omega_{cr} = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad , \text{ menjadi } \omega_{cr} = \sqrt{\frac{mg}{my}}$$

$$\text{atau } \omega_{cr} = \sqrt{\frac{g}{y}}$$

$$\text{dimana } g = 981 \text{ cm/dtk}^2$$

$$y = 0,00141 \text{ cm}$$

$$\text{maka } \omega_{cr} = \sqrt{\frac{981}{0,00141}} = 834,113 \frac{\text{rad}}{\text{dtk}}$$

$$\begin{aligned} \text{jadi } n_{cr} &= \frac{30 \cdot \omega_{cr}}{\pi} = \frac{30 \cdot 834,113}{\pi} \\ &= 7985,192 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Perlu diketahui bahwa putaran poros tidak diperbolehkan pada daerah 20% - 30% lebih besar atau lebih kecil dari putaran kritisnya 71)

Untuk putaran poros 1500 rpm, maka;

$$\frac{n}{n_{cr}} = \frac{1500}{7985,192} = 0,188$$

Sesuai dengan pernyataan di atas, untuk putaran poros yang lebih kecil dari putaran kritis, maka batas terbesar putaran adalah 0,7 dari putaran kritisnya.

Berdasarkan perhitungan tersebut di atas maka putaran sebesar 1500 rpm yang direncanakan dapat dipakai dengan aman.

6.4. Pemilihan dan Perhitungan Kekuatan Bantalan.

Bantalan sebagai komponen standart, jenisnya dipilih sesuai dengan fungsinya. Bantalan-bantalan direncanakan dan dibuat untuk dapat menerima sejumlah beban radial atau beban aksial atau kedua macam beban tersebut.

Berdasarkan gerakan bantalan terhadap poros maka bantalan diklasifikasikan menjadi dua, yaitu :

a. Bantalan luncur.

Pada bantalan ini terjadi gerakan luncur antara poros dan bantalan karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan bantalan dengan perantaraan lapisan pelumas.

b. Bantalan gelinding.

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

Dalam perencanaan ini dipilih ball bearing sebagai bantalan dengan alasan :

- Memungkinkan posisi sumbu poros tetap selama operasi pompa dalam waktu yang lama disebabkan gesekan pada bantalan kecil.
- Gesekan pada saat start amat kecil sehingga kerugian daya pada saat start kecil.
- Pelumasan cukup sederhana.

Disamping itu terdapat kerugian-kerugian antara lain :

- Harganya cukup mahal.
- Peka terhadap kotoran-kotoran
- Kurang tahan terhadap shock.

Perhitungan kekuatan bantalan

Poros pompa ditumpu oleh dua buah bantalan yaitu di A dan B, di mana masing-masing bantalan menerima beban radial dan beban aksial.

Bantalan A

F radial pada bantalan A = 4,8377 kg

diameter poros tempat bantalan = 25 mm

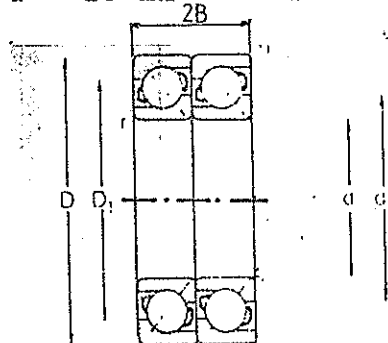
putaran poros = 1500 rpm

F aksial = $\frac{92,3199}{2}$ kg = 46,160 kg

Karena bekerja dua macam gaya yaitu gaya aksial dan radial maka diperlukan bantalan yang mampu menahan kedua macam beban tersebut yaitu bantalan sudut.

Untuk diameter poros = 25 mm, berdasarkan ... 72) dipilih bantalan sudut dengan seri 7205 BG, dengan spesifikasi :

d = 25 mm D = 52 mm 2B = 30 mm



Gambar 6.4. Bantalan

C = kapasitas nominal
dinamis spesifik

= 4050 lb = 1837,08 kg

C₀ = Kapasitas nominal
statis spesifik

= 3460 lb = 1569,5 kg

Pemeriksaan kekuatan bantalan :

Beban equivalent bantalan dihitung dengan persamaan :

$$P = x F_r + Y F_a \quad (\text{kg}) \dots\dots\dots 73)$$

dimana ;

P = beban equivalent bantalan (kg)

F_r = beban radial

$$= 4,8377 \text{ kg}$$

F_a = beban aksial

$$= 92,3199/2 \text{ kg} = 46,160 \text{ kg}$$

x = faktor pembebanan radial

Y = Faktor pembebanan aksial

Harga x dan Y dicari dengan menggunakan tabel dibawah ini.

Tabel 6,4. Penentuan faktor pembebanan x dan Y

Calculation factors						
dynamic						stat.
F _a /C ₀	e	F _a /F _r ≤ e		F _a /F _r > e		Y ₀
		X	Y	X	Y	
Series 70 C, 72 C, 70 CG, 72 CG						
0.015	0.38	1	0	0.44	1.47	0.46
0.029	0.40	1	0	0.44	1.40	0.46
0.058	0.43	1	0	0.44	1.30	0.46
0.087	0.46	1	0	0.44	1.23	0.46
0.12	0.47	1	0	0.44	1.19	0.46
0.17	0.50	1	0	0.44	1.12	0.46
0.29	0.55	1	0	0.44	1.02	0.46
0.44	0.56	1	0	0.44	1.00	0.46
0.58	0.56	1	0	0.44	1.00	0.46
Series 72 B, 73 B, 72 BG, 73 BG						
—	1.14	1	0	0.35	0.57	0.26

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{46,160}{1569,5} = 0,029$$

73. SKF, Loccit., hal. 207.

Dengan harga $\frac{F_a}{C_o} = 0,029$ didapat $e = 0,40$, selanjutnya dihitung

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{46,160}{4,8377} = 9,542$$

Karena harga $\frac{F_a}{F_r} > e$ maka didapat harga-harga :

$$x = 0,44$$

$$Y = 1,40$$

Kemudian dapat dihitung harga pembebanan equivalent

$$\begin{aligned} P &= x F_r + Y F_a \\ &= 0,44 \cdot 4,8377 + 1,40 \cdot 46,160 \\ &= 66,753 \text{ kg} \end{aligned}$$

Umur nominal bantalan (Lh) dapat dihitung sebagai berikut :

$$L_h = \frac{10^6}{60 n} \left(\frac{C}{P} \right)^p \dots\dots\dots 74)$$

dimana Lh = umur nominal dalam jam

n = putaran poros = 1500 rpm

C = kapasitas beban dinamis
= 1837,08 kg

P = Beban equivalent bantalan
= 66,753 kg

p = exponent umur
= 3 untuk ball bearing
= 10/3 untuk roller bearing

$$\begin{aligned} L_h &= \frac{10^6}{60 \cdot 1500} \left(\frac{1837,08}{66,753} \right)^3 \\ &= 231595 \text{ jam} \end{aligned}$$

Bantalan B

F radial pada bantalan B = 4,6987 kg

F aksial = 92,3199 kg/2 = 46,160 kg

Diameter poros = 25 mm

Dengan diameter poros penempatan bantalan yang sama, maka dipilih bantalan yang sama dengan bantalan A yaitu 7205 BG.

Spesifikasi bantalan 7205 BG adalah :

$$d = 25 \text{ mm} \quad 2B = 30 \text{ mm}$$

$$D = 52 \text{ mm}$$

$$C = \text{kapasitas nominal dinamis spesifik} \\ = 4050 \text{ lb} = 1837,08 \text{ kg}$$

$$C_o = \text{Kapasitas nominal statis spesifik} \\ = 3460 \text{ lb} = 1569,5 \text{ kg}$$

- Pemeriksaan kekuatan :

Perhitungan beban equivalent :

$$P = x \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

dengan

$$F_r = 4,6987 \text{ kg}$$

$$F_a = 46,160 \text{ kg}$$

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{46,160}{1569,5} = 0,029$$

sehingga didapat $e = 0,40$ (dari tabel 6.4)

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{46,160}{4,6987} = 9,82$$

Karena harga $\frac{F_a}{F_r} > e$ maka didapat harga :

$$x' = 0,44$$

$$Y = 1,40$$

jadi beban equivalent bantalan :

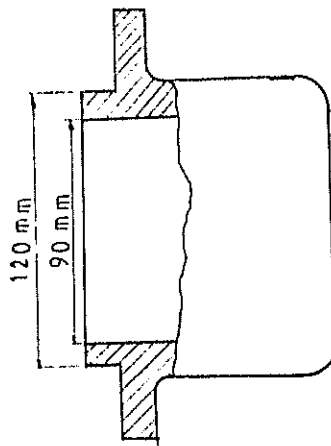
$$\begin{aligned} P &= x F_r + Y F_a \\ &= 0,44 \cdot 4,6987 + 1,40 \cdot 46,160 \\ &= 68,691 \text{ kg} \end{aligned}$$

dan umur nominal bantalan (lh)

$$\begin{aligned} L_h &= \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^P \\ &= \frac{10^6}{60 \cdot 1500} \left(\frac{1837,08}{68,691} \right)^3 = 232242 \text{ jam} \end{aligned}$$

Pengecekan kekuatan rumah bantalan

Beban-beban yang diterima bantalan akan diteruskan oleh rumah bantalan ke rumah pompa. Agar kedudukan poros pompa tetap lurus maka pada rumah bantalan diberi semacam pengepas yang merupakan bagian dari rumah bantalan yang masuk ke rumah pompa. Bagian ini akan diperiksa kekuatannya sehubungan dengan beban yang diterima yaitu beban radial. Bagian tersebut dapat digambarkan sebagai berikut:



Gambar 6.5 Rumah bantalan

Perhitungan kekuatan.

Material untuk rumah bantalan dipilih besi tuang (ref. 2. hal. 152) dengan simbol GG-12.

Spesifikasi mekanisnya :

- kekuatan tarik = 12 kg/mm²
- kekerasan = 120 kg/mm²

Tegangan geser yang diijinkan

$$\tau_a = \frac{\sigma_b}{Sf_1 \times Sf_2} \quad (\text{kg/mm}^2) \dots\dots\dots 75)$$

dengan σ_b = kekuatan tarik
= 12 kg/mm²

τ_a = tegangan geser yang diijinkan

Sf_1 = 5,6 untuk kekuatan yang diijinkan

Sf_2 = 1,3 - 3, diambil $Sf_1 = 3$

$$\begin{aligned} \tau_a &= \frac{12}{5,6 \times 3} \\ &= 0,714 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

luasan yang menerima gaya geser adalah :

$$A = \frac{\pi}{4} \times (120^2 - 90^2) = 1492,3 \text{ mm}^2$$

Sedangkan gaya yang diijinkan akibat tegangan geser yang diijinkan adalah :

$$\begin{aligned} F &= \tau_a \cdot A \\ &= 0,714 \cdot 1492,3 \\ &= 1085,5 \quad \text{kg} \end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan di atas ternyata beban maximum

yang diijinkan diterima pada bagian pengepas jauh lebih besar dari beban yang diterima baik pada rumah bantalan A maupun rumah bantalan B.

Jadi bagian tersebut kuat untuk meneruskan beban dari bantalan ke rumah pompa.

- Pemeriksaan kekuatan baut rumah bantalan

Gaya radial yang diterima bantalan akan ditahan oleh bagian rumah bantalan yang masuk ke rumah pompa (bagian pengepas) sedangkan gaya aksial yang diterima bantalan akan ditahan oleh baut pengikat rumah bantalan sebagai beban tarik.

Seperti telah dijelaskan di depan sebelum terjadi penyeimbangan gaya aksial oleh balancing disc (cakra penyeimbang) maka gaya aksial akan mendorong impeller ke arah sisi hisap. Jadi baut pengikat pada rumah bantalan A akan mengalami beban tarik. Besarnya beban tarik yang terjadi akan dipergunakan untuk memilih diameter baut agar aman untuk menahan beban tersebut.

Pada perencanaan ini rumah bantalan A akan ditahan dengan 4 buah baut.

Selanjutnya diameter baut dihitung dengan persamaan

..... 76)

$$d > \sqrt{\frac{4 \cdot F_a}{(\pi \cdot \sigma_a \times 0,64)}} \quad (\text{mm})$$

di mana d = diameter baut (mm)

F_a = gaya aksial untuk masing-masing baut

$$= \frac{92,3199}{4} = 23,08 \text{ kg}$$

σ_a = kekuatan tarik yang diijinkan (kg/mm^2)

Baut rumah bantalan dibuat dari baja liat dengan tegangan tarik yang diijinkan $\sigma_a = 4,8 \text{ kg}/\text{mm}^2$...77)

maka :

$$d > \sqrt{\frac{4 \cdot 23,08}{3,14 \cdot 4,8 \cdot 0,64}}$$

$$d > 3,1 \text{ mm}$$

Agar cukup aman maka dipilih baut M 10 dengan diameter 10 mm

Dan diameter inti baut (d_1)

$$d_1 \approx 0,8 \cdot d$$

$$d_1 \approx 0,8 \cdot 10$$

$$d_1 \approx 8 \text{ mm}$$

6.5. Perencanaan Kopling.

Untuk meneruskan daya dan putaran dari poros penggerak ke poros yang digerakkan dipergunakan kopling. Pada perencanaan ini dipilih kopling flens kaku dengan alasan :

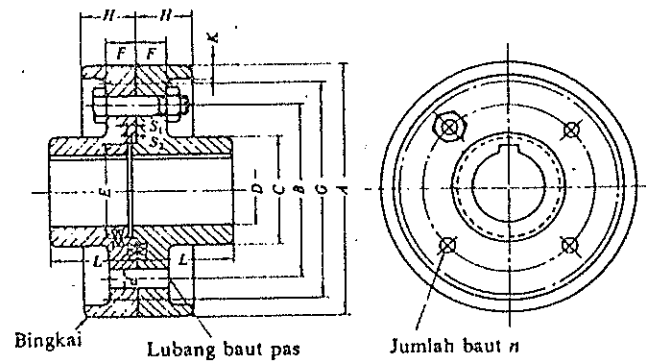
- mudah dan cepat pemasangannya
- ringkas dan ringan
- aman pada putaran tinggi

- cukup murah

Diameter poros pada penempatan kopling adalah 20 mm.

Berdasarkan 78) didapat dimensi-dimensi kopling sebagai berikut :

Tabel 6.7. Ukuran kopling flens



(Satuan: mm)

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

Ukuran-ukuran kopling

A = 112 mm F = 18 mm G = 100 mm
H = 31,5 mm D = 20 mm K = 4 mm
L = 40 mm n = 4 buah C = 45 mm
d = 10 mm B = 75 mm

- Pemeriksaan kekuatan baut kopling

Dalam perhitungan biasanya dianggap 50 % dari seluruh jumlah baut berjumlah n yang efektif menerima beban secara merata 79

$$\begin{aligned} n_e &= 50 \% \cdot n \\ &= \frac{50}{100} \cdot 4 \\ &= 2 \text{ buah} \end{aligned}$$

Tegangan geser yang terjadi pada baut kopling adalah

$$\tau_b = \frac{8 \cdot T}{\pi d_b^2 n_e B} \quad (\text{kg/mm}^2)$$

Dimana ; T = momen torsi

$$= 2369,04 \text{ kgmm}$$

d_b = diameter baut = 10 mm

n_e = jumlah baut efektif

$$= 2 \text{ buah}$$

B = diameter lingkaran penempatan baut

$$= 75 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} \text{maka ; } \tau_b &= \frac{8 \cdot 2369,04}{\pi (10)^2 \cdot 2 \cdot 75} \\ &= 0,402 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Apabila bahan baut direncanakan dari baja karbon SS 41 B (JIS G 3101, lihat lampiran), kekuatan tariknya = 40 kg/mm^2 sehingga tegangan geser yang diijinkan pada baut adalah :

$$\tau_{ba} = \frac{\sigma_b}{Sf_b \cdot k_b} \quad (\text{kg/mm}^2)$$

di mana

$$\sigma_b = 40 \text{ kg/mm}^2$$

Sf_b = faktor keamanan baut

$$= 6 \quad \dots\dots\dots 80)$$

k_b = faktor koreksi

$$= 3$$

$$\tau_{ba} = \frac{40}{6 \times 3}$$

$$= 2,22 \text{ kg/mm}^2$$

Karena $\tau_{ba} > \tau_b$ maka baut yang dipilih bisa dipakai (aman). Jadi baut yang digunakan adalah baut dengan simbol M 10.

- Pemeriksaan kekuatan flens kopling

Bahan flens kopling direncanakan dari besi cor kelabu FC-20 dengan kekuatan tarik 20 kg/mm² (lihat lampiran).

untuk $F = 18 \text{ mm}$

$$Sf_F = \text{Faktor keamanan flens} = 6 \quad \dots\dots 81)$$

K_F = Faktor koreksi flens

$$= 3$$

Maka tegangan geser yang diijinkan pada flens adalah :

$$\tau_{Fa} = \frac{\sigma_F}{Sf_F \cdot K_F}$$

$$= \frac{20}{6 \times 3}$$

$$= 1,111 \text{ kg/mm}^2$$

Sedangkan tegangan geser yang terjadi pada flens adalah :

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

dimana $T = 2369,04 \text{ kg.mm}$

$C = 45 \text{ mm}$

$F = 18 \text{ mm}$

$$\begin{aligned} \text{maka } \tau_F &= \frac{2 \cdot 2369,04}{3,14 \cdot (45)^2 \cdot 18} \\ &= 0,0414 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Karena $\tau_{Fa} > \tau_F$, maka flens cukup aman terhadap beban yang terjadi.

- Perencanaan pasak kopling

Dengan diameter poros pada penempatan kopling sebesar 20 mm menurut ref 82) diperoleh ukuran-ukuran

$b = \text{lebar pasak} = 6 \text{ mm}$

$h = \text{tinggi pasak} = 6 \text{ mm}$

$l = \text{panjang pasak} = 14 - 70 \text{ mm}$

$t_1 = \text{alur pasak pada poros} = 3,5 \text{ mm}$

$t_2 = \text{alur pasak pada flens kopling} = 2,8 \text{ mm}$

Bahan pasak direncanakan dari perunggu posfor cor PBC 2 B dengan standart JIS H 5113.

Tegangan geser yang diijinkan pada pasak.

$$\tau_{ka} = \frac{\sigma_b}{Sf_1 \cdot Sf_2} \quad (\text{kg/mm}^2) \quad \dots\dots\dots 83)$$

dimana; $Sf_1 = 6$ untuk kekuatan puntir

$Sf_2 = 1 \div 1,5$ untuk beban perlahan

$= 2 \div 2,5$ beban tiba-tiba

$= 2,5 \div 3$ tumbukan ringan

ditentukan $Sf_2 = 3$

maka ;

$$\tau_{ka} = \frac{30}{6 \times 3} = 1,666 \text{ kg/mm}^2$$

Gaya tangensial yang terjadi

$$F = \frac{T}{(d_s/2)}$$

dimana $T = \text{momen torsi} = 2369,04 \text{ kg mm}$

$d_s = \text{diameter poros pada penempatan kopling}$

$= 20 \text{ mm}$

$$\text{Maka ; } F = \frac{2369,04}{(20/2)} = 236,904 \text{ kg}$$

Tegangan geser yang terjadi pada pasak :

$$\tau_k = \frac{F}{b \cdot l}$$

di mana $F = 236,904 \text{ kg}$

$b = \text{lebar pasak} = 6 \text{ mm}$

$l = \text{panjang pasak} = (14 - 70) \text{ mm}$

Agar aman maka tegangan geser yang terjadi pada pasak harus lebih kecil dari tegangan geser yang diijinkan pada pasak.

$$\tau_{ka} \geq \tau_k \dots\dots\dots 84)$$

bila $\tau_{ka} = \tau_k$, maka akan diperoleh panjang pasak yang diijinkan

$$\tau_{ka} = \frac{F}{b \cdot l} \quad (\text{kg/mm}^2)$$

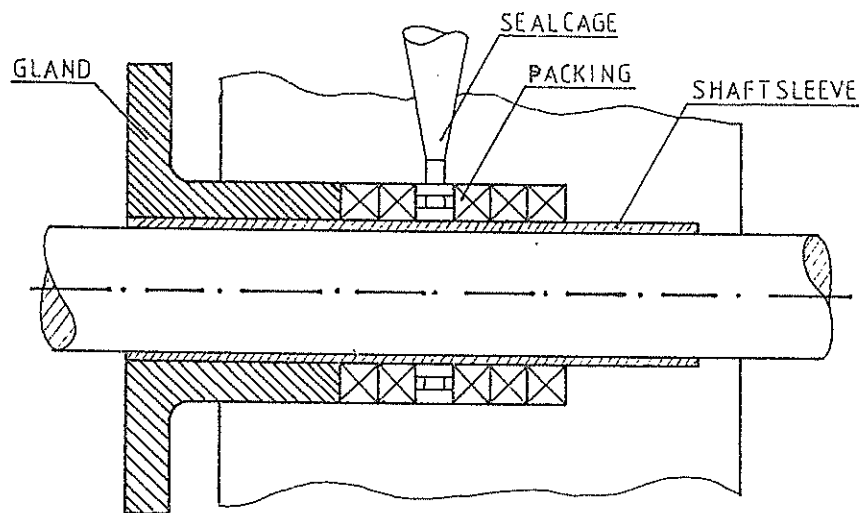
$$\begin{aligned} l &= \frac{236,904}{b \cdot \tau_{ka}} \\ &= \frac{236,904}{6 \times 1,666} \\ &= 23,7 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jadi panjang pasak yang diijinkan antara 23,7 mm sampai 70 mm. Pada perencanaan ini ditentukan panjang pasak sebesar 25 mm dianggap telah memenuhi persyaratan kekuatan.

6.6. Stuffling box

Untuk mencegah terjadinya kebocoran antara rumah pompa dengan poros maka dipasang stuffing box yang berisi beberapa packing. Selain itu stuffing box berguna untuk mencegah agar udara luar tidak dapat masuk ke dalam ruangan pompa bila terjadi tekanan vakum dalam pompa.

Untuk menjamin tidak terjadinya kebocoran udara maka pada suction stuffing box diantara packing diberi sebuah sealcage atau latern ring yang mendapat supply fluida langsung dari sisi discharge atau dari luar pompa.



Gambar 6.6. Stuffing box

Adapun macam-macam bahan untuk packing disesuaikan dengan fluida yang dipompa, dimana untuk air dingin biasa menggunakan asbes yang diberi sedikit grafit 85).

Packing-packing ini dieratkan dalam stuffing box secara aksial oleh gland dengan baut pengencang. Gland ini dikencangkan sedemikian rupa sehingga fluida masih dapat meresap memasuki stuffing box untuk melunasi dan mendinginkan packing.

Pendinginan di sini sangat diperlukan karena untuk tekanan keluar dapat menyebabkan kenaikan temperatur pada stuffing box.

Untuk mencegah keausan pada poros pompa skibat erosi atau korosi pada bagian stuffing box maka dipasang selongsong poros/shaft sleeve yang dapat diganti-ganti. Arsh ulir shaft sleeve dibuat berlawanan

dengan arah putaran impeller.

Karena dibutuhkan ketahanan terhadap korosi dan keausan maka brons dipilih sebagai material shaft sleeve yang dapat diganti-ganti. Arah ulir shaft sleeve dibuat berlawanan dengan arah putaran impeller. Karena dibutuhkan ketahanan terhadap korosi dan keausan maka brons dipilih sebagai material shaft sleeve dan permukaan shaft sleeve dibuat sehalus mungkin.

6.7. Perhitungan NPSH & Kavitasasi

Kavitasasi akan terjadi bila tekanan statis suatu aliran zat cair turun sampai dibawah tekanan uap jenuhnya. Jadi untuk menghindari kavitasasi harus diusahakan agar tidak ada bagian dari aliran di dalam pompa yang mempunyai tekanan statis lebih rendah dari tekanan uap jenuh cairan pada temperatur yang bersangkutan. Dalam hal ini perlu diperhatikan dua 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.

Sehubungan dengan hal tersebut di atas maka didefinisikan suatu "Head Isap Positif Neto" atau NPSH, yang dipakai sebagai ukuran keamanan pompa terhadap kavitasasi.

Di mana dapat dibedakan menjadi dua macam NPSH, yaitu :

- NPSH yang tersedia pada sistem
- NPSH yang diperlukan oleh pompa

NPSH yang tersedia

NPSH yang tersedia ialah head yang dimiliki oleh zat cair pada sisi isap pompa, dikurangi dengan tekanan uap jenuhnya di tempat tersebut.

Dalam hal pompa yang menghisap zat cair dari tempat terbuka (tekanan atmosfer bekerja pada permukaan zat cair) seperti diperlihatkan pada gambar 6.7.a., maka besarnya NPSH yang tersedia dapat ditulis sebagai berikut :

$$h_{sv} = \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - h_s - h_{ls} \dots\dots\dots 86)$$

dimana ; h_{sv} = NPSH yang tersedia

P_a = tekanan atmosfer (kgf/m^2)

P_v = tekanan uap jenuh (kgf/m^2)

γ = berat zat cair persatuan volume (kgf/m^3)

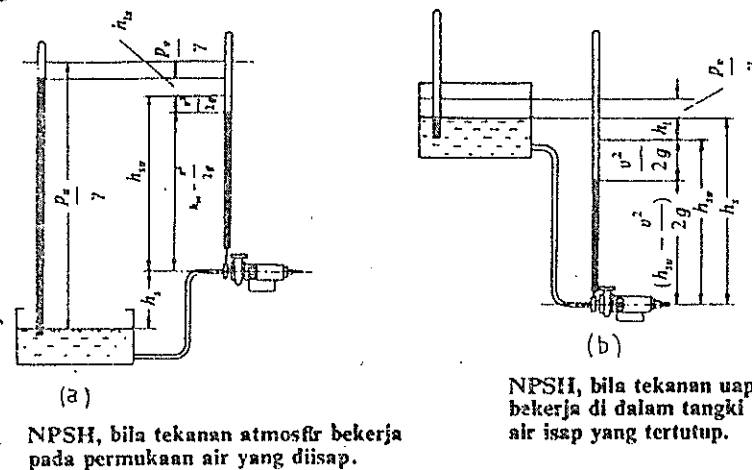
h_s = Head hisap statis (m)

h_s bertanda positif (+) jika pompa terletak di atas permukaan zat cair yang di hisap dan bertanda negatif (-) jika terletak di bawah permukaan zat cair yang dihisap.

h_{ls} = kerugian head di dalam pipa hisap (m)

Dari persamaan di atas dapat dilihat bahwa NPSH yang tersedia merupakan tekanan absolut yang masih tersisa pada sisi hisap pompa setelah dikurangi tekanan uap jenuhnya. Besarnya hanya tergantung pada

kondisi luar pompa di mana pompa yang dipasang. Tinggi hisap h_s biasanya diukur dari permukaan zat cair sampai sumbu poros pompa (untuk pompa dengan poros mendatar) atau sampai pada titik tertinggi pada lubang hisap impeller (pada pompa dengan poros tegak).



Gambar 6.7. NPSH untuk dua model yang berbeda

Jika zat cair dihisap dari tangki tertutup seperti diperlihatkan pada gambar 6.7.b., maka p_a dalam persamaan di atas menyatakan tekanan mutlak yang bekerja pada permukaan zat cair di dalam tangki tersebut. Jika tekanan diatas permukaan zat cair sama dengan tekanan uap jenuhnya, maka $p_a = p_v$ sehingga persamaan di atas akan menjadi.

$$h_{sv} = -h_v - h_{fs}$$

Dalam gambar 6.7.b., h_{fs} bertanda negatif (-) karena permukaan zat cair di dalam tangki lebih tinggi dari pada sisi hisap pompa.

NPSH yang diperlukan

Tekanan terendah di dalam pompa biasanya terdapat di suatu titik dekat sisi masuk sudu impeller. Di tempat tersebut tekanannya lebih rendah dari tekanan pada lubang hisap pompa. Hal ini disebabkan oleh kerugian head di nosel hisap, kenaikan kecepatan akibat luas penampang yang menyempit dan kenaikan kecepatan aliran karena tebal sudu setempat.

Jadi agar tidak terjadi penguapan zat cair, maka tekanan pada lubang masuk pompa dikurangi penurunan tekanan di dalam pompa harus lebih tinggi daripada tekanan usap zat cair. Head tekanan yang besarnya sama dengan penurunan tekanan ini disebut NPSH yang diperlukan. Besarnya NPSH yang diperlukan berbeda setiap pompa. Untuk suatu pompa tertentu, NPSH yang diperlukan berubah menurut kapasitas dan putarannya.

Agar supaya pompa dapat bekerja tanpa mengalami kavitasi, maka harus dipenuhi persyaratan berikut, yaitu :

NPSH yang tersedia > NPSH yang diperlukan

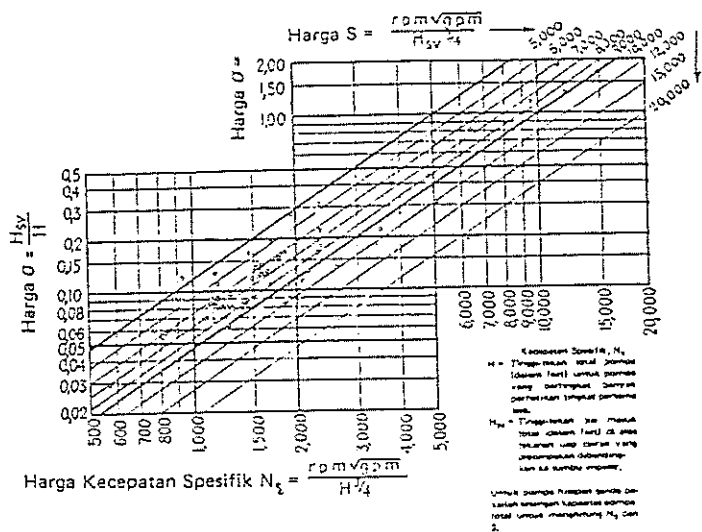
Untuk pensaksiran secara kasar, harga NPSH yang diperlukan dapat dihitung dari konstanta kavitasi. Jika head total pompa pada titik efisiensi maksimum dinyatakan sebagai H_N , maka :

$$\sigma = \frac{H_{SVN}}{H_N}$$

di mana, σ = koefisien kavitasasi thoma

H_{SVN} = NPSH yang diperlukan

Harga σ dapat ditentukan dari gambar 87)



Gambar 6.8. Batas-batas kavitasasi pompa

Batas-batas kavitasasi untuk operasi yang aman dari pompa centrifugal dapat ditaksir dengan harga S (kecepatan spesifik hisap) masing-masing sebagai berikut:

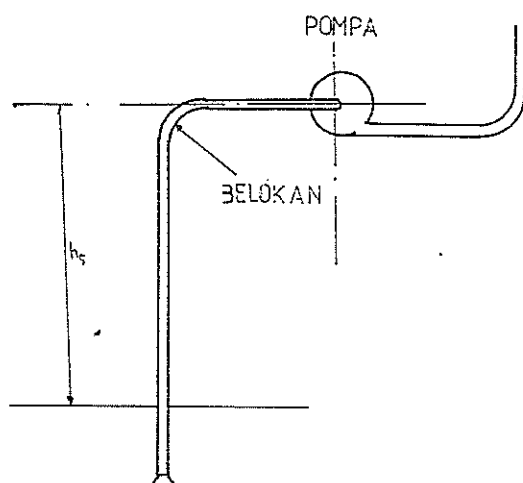
- Pompa hisap tunggal dengan impeller yang overhung
 $S \leq 7500$ sampai 10000
- Pompa satu tingkat dengan poros melewati lubang masuk impeller (untuk hisap ganda kapasitasnya adalah setengahnya), $S \leq 6500$ sampai 9000 .

87. Austin H. Church, opcit, hal. 82.

- Pompa bertingkat banyak tekanan tinggi (hisapan tunggal) $S \leq 5000$ sampai 7500
- Pompa bertingkat banyak tekanan tinggi dengan impeller tingkat pertama yang khusus (hisapan tunggal) $S \leq 7500$ sampai 9000.

Perhitungan NPSH

Di sini akan dihitung dahulu kerugian kerugian dalam pipa hisap.



$$\text{Panjang pipa hisap} = 7 \text{ m} = 22,966 \text{ ft}$$

$$\text{Diameter pipa hisap} = 2,5 \text{ inchi} = 0,208 \text{ ft}$$

$$\text{Debit pompa} = Q = 0,005 \text{ m}^3/\text{dtk} = 0,179 \text{ ft}^3/\text{dtk}$$

$$\text{Luas penampang pipa hisap} = A_s$$

$$A_s = \frac{\pi}{4} (0,208)^2 = 0,034 \text{ ft}^2$$

$$\text{kecepatan gravitasi} = 32,2 \text{ ft/dtk}^2$$

$$\text{kecepatan air melalui pipa hisap} = V_s$$

$$V_s = \frac{Q}{A} = \frac{0,179}{0,034} = 5,26 \text{ ft/dtk}$$

- Kerugian gesek gesek dalam pipa hisap.

$$H_{f1} = f_1 \cdot \frac{L_s}{d_s} \cdot \frac{V_s^2}{2g}$$

dimana f = koefisien gesek dalam pipa, dicari dengan gambar 6.9 tergantung pada besarnya bilangan Reynolds.

$$N_R = \frac{V_s \cdot d_s}{\nu}$$

ν = viskositas air

$$= 12,32 \times 10^{-6} \text{ ft}^2/\text{dtk} \dots\dots\dots 88)$$

$$N_R = \frac{5,26 \cdot 0,208}{12,32 \times 10^{-6}} = 8,88 \times 10^4$$

Berdasarkan gambar $\dots\dots\dots 89)$

untuk $N_R = 8,95 \times 10^4$

maka didapatkan harga $f = 0,0215$

$$\begin{aligned} \text{Jadi } H_{f1} &= f_1 \cdot \frac{L_s}{d_s} \cdot \frac{V_s^2}{2g} = 0,0215 \frac{22,966}{0,208} \frac{(5,26)^2}{2 \cdot 32,2} \\ &= 1,019 \text{ ft} \end{aligned}$$

- kerugian pada belokan pipa

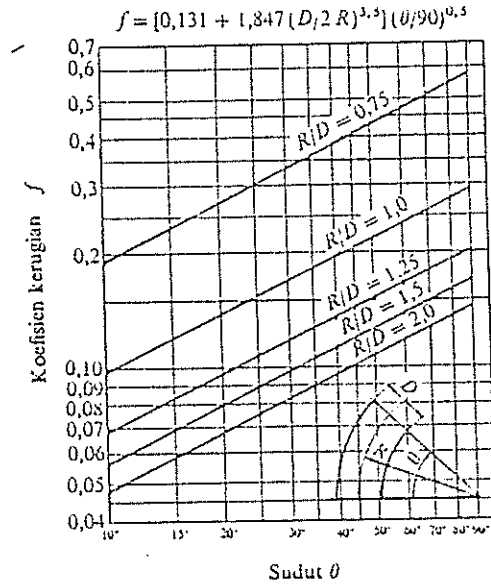
Koefisien kerugian belokan untuk sudut (90°) dengan $R/D = 2$ (lihat gambar 6.9).

$$\begin{aligned} f_2 &= 0,131 + 1,847 (D/2R)^{0,5} \cdot (\theta/90)^{0,5} \\ &= 0,131 + 1,847 (1/4)^{0,5} (90/90)^{0,5} = 0,145 \end{aligned}$$

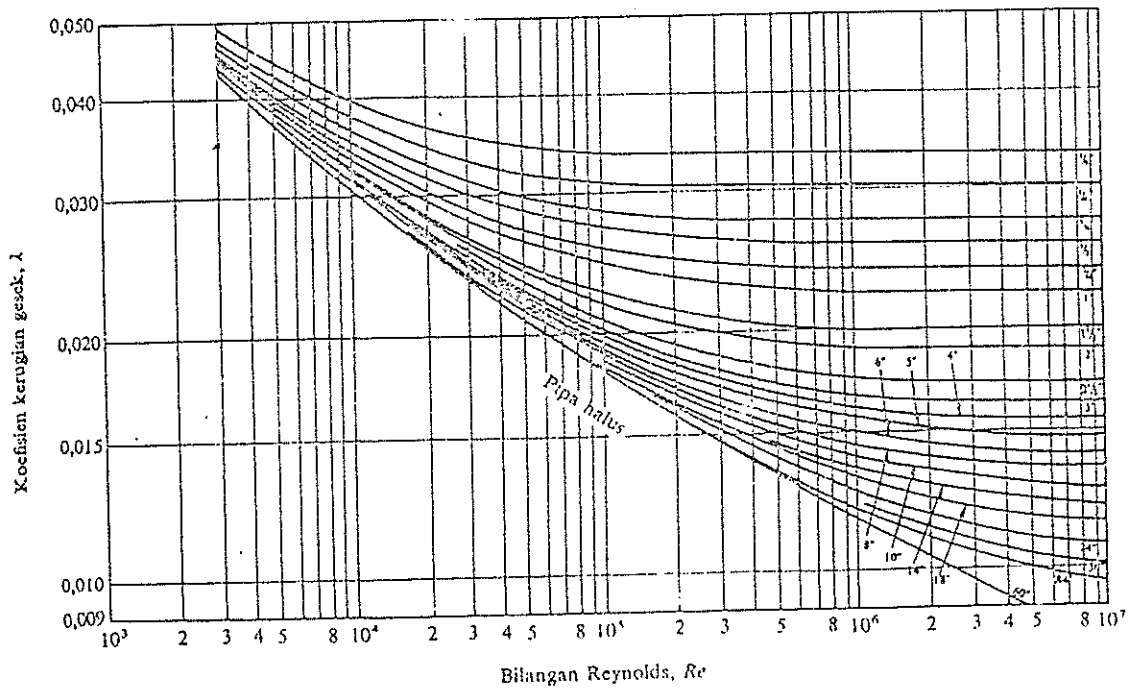
$$\begin{aligned} H_{f2} &= f_2 \frac{V_s^2}{2g} \\ &= 0,145 \frac{(5,26)^2}{2 \cdot 32,2} \\ &= 0,062 \text{ ft.} \end{aligned}$$

88. Austin H Church, Opelt, hal. 8

89. Sulerse & Harvo Tahara, Opelt, hal 41



Gambar 6.9. Koefisien kerugian pada belokan.



Gambar 6.10 Bilangan Reynolds dan koefisien gesek

- Kerugian pada katup hisap

Pada ujung bawah pipa hisap dipasang katup hisap agar pada pipa hisap selalu terisi oleh fluida sehingga bila pompa dioperasikan tidak usah

dilakukan pemancingan terlebih dahulu.

Koefisien kerugian katup hisap = 0,8

$$\begin{aligned} \text{maka } H_{f_3} &= f_3 \cdot \frac{V_s^2}{2g} \\ &= 0,8 \cdot \frac{(5,26)^2}{2 \cdot 32,2} \\ &= 0,344 \text{ ft} \end{aligned}$$

Jadi jumlah total kerugian dalam saluran hisap adalah

$$h_{ls} = 1,019 + 0,062 + 0,344 = 1,425 \text{ ft}$$

NPSH yang tersedia = h_{sv}

$$h_{sv} = \frac{p_a}{\gamma} - \frac{p_v}{\gamma} - h_s - h_{ls}$$

dimana $p_a = 10326,2 \text{ kgf/m}^2$

$p_v = 88,9 \text{ kgf/m}^2$

$\gamma = 1000 \text{ kgf/m}^3$

$h_s = 1,325 \text{ ft}$

$= 0,404 \text{ m}$

$$\text{jadi } h_{sv} = \frac{10326,2 - 88,9}{1000} - h_s - 0,404$$

$$= 9,8333 - h_s$$

Telah disinggung di depan bahwa agar tidak terjadi kavitasi maka NPSH yang tersedia harus lebih besar dari NPSH yang diperlukan.

$$9,833 - h_s > H_{SVN}$$

$$H_{SVN} = \alpha H_N$$

di mana $H_N = \text{head total pompa}$

$= 30 \text{ m}$

σ = koefisien kavitas thoma

S = 5000 (untuk pompa bertingkat
hisapan tunggal)

$$n_s = 974,1$$

Dengan harga-harga tersebut maka berdasarkan gambar 6.8 didapat koefisien kavitas thoma sebesar, $\sigma = 0,125$

$$\begin{aligned} H_{SVN} &= 0,125 \times 30 \\ &= 3,75 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\text{maka } 9,8333 - h_s > H_{SVN}$$

$$9,8333 - h_s > 3,75$$

$$9,8333 - 3,75 > h_s$$

$$6,0833 > h_s$$

Jadi secara teoritis pompa tersebut tidak akan mengalami kavitas bila penempatan pompa tidak melebihi 6,0833 m diatas permukaan air. Bila dianggap penempatan pompa 6 m di atas permukaan air maka akan didapatkan NPSH yang tersedia sebesar :

$$\begin{aligned} H_{sv} &= 9,833 - 6 \\ &= 3,833 \text{ m} \end{aligned}$$

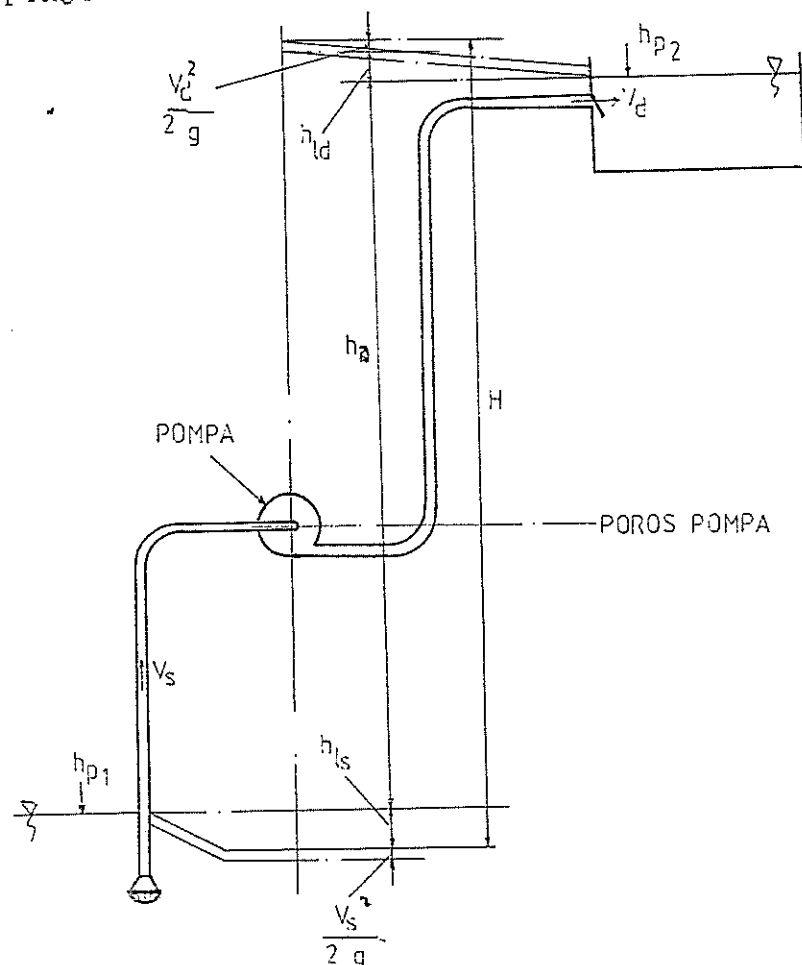
Tetapi pada kenyataannya kavitas mungkin saja terjadi, hal ini disebabkan adanya faktor-faktor antara lain sebagai berikut :

- Kurang halusya permukaan impeller.
- Adanya ujung-ujung sudu sisi masuk yang runcing.

- Adanya kebocoran - kebocoran pada sistem pemipaan.
 - Pompa bekerja pada head total yang berlebihan.
- Untuk mengatasi keadaan ini dapat dilakukan dengan penggunaan material impeller dengan ketahanan terhadap kavitasi yang baik atau dengan pelapisan bagian-bagian impeller yang rawan terhadap terjadinya kavitasi bila memang sangat diperlukan.

Head total pompa

Head total pompa yang disediakan untuk mengalirkan sejumlah air yang direncanakan merupakan penjumlahan dari head statis dan head dinamis.



$$H = h_s + \Delta h_p + h_t + \frac{v_d^2}{2g}$$

dimana

H = head total pompa = 30 meter

h_s = head statis total

head ini adalah perbedaan tinggi antara permukaan air pada sisi hisap dan permukaan air pada sisi keluar. Tanda positif (+) bila permukaan air sisi keluar lebih tinggi dari sisi hisap dan sebaliknya.

Δh_p = perbedaan head tekanan yang bekerja pada kedua permukaan air.

= $h_{ps} - h_{pd} = 0$, karena tekanan atmosfer bekerja pada kedua permukaan air.

h_t = berbagai kerugian head

$\frac{v_d^2}{2g}$ = head kecepatan keluar

Diameter pipa buang (discharge) = 2 inchi = 0,167 ft

Panjang pipa buang = 24 meter = 78,73 ft

Diameter flens buang = 1,5 inchi = 0,125 ft

Luas penampang pipa buang = $\pi/4 (0,167)^2$
= 0,0219 ft²

Kecepatan aliran pada flens buang = Q/A_d
= 0,179/0,0219
= 8,04 ft/dtk

- Kerugian gesek pada pipa buang.

$$H_{f4} = f_4 \frac{L_d}{d_d} \cdot \frac{V_d^2}{2g}$$

dimana f_4 = koefisien kerugian gesek dalam pipa buang yang tergantung pada bilangan Reynolds.

$$\begin{aligned} N_R &= \frac{V_d \cdot d_d}{\nu} \\ &= \frac{8,04 \cdot 0,167}{12,32 \cdot 10^{-6}} \\ &= 180983,766 \cdot 10^5 \end{aligned}$$

berdasarkan gambar 6.10., diperoleh harga

$f = 0,0205$ maka didapatkan :

$$\begin{aligned} H_{f4} &= f_4 \frac{L_d}{d_d} \cdot \frac{V_d^2}{2g} \\ &= 0,0205 \cdot \frac{78,73}{0,167} \cdot \frac{(8,04)^2}{2 \cdot 32,2} \\ &= 9,64 \text{ ft} \end{aligned}$$

- Kerugian karena belokan pada pipa buang

Jumlah belokan direncanakan dua buah dengan sudut 90° ($R/D = 2$) maka didapatkan harga f_b dengan bantuan gambar 6.9. = 0,145

Kerugian untuk satu belokan

$$\begin{aligned} H_{fs} &= f_b \frac{V_d^2}{2g} \\ &= 0,145 \cdot \frac{(8,04)^2}{2 \cdot 32,2} \\ &= 0,146 \text{ ft} \end{aligned}$$

maka kerugian untuk dua belokan = $2 \cdot 0,146$

$$= 0,292 \text{ ft}$$

- Kerugian karena karena pembesaran penampang

$$\text{Luas penampang flens buang} = \pi/4 (0,125)^2$$

$$= 0,0123 \text{ ft}^2$$

$$\text{Kecepatan aliran pada flens buang} = \frac{0,179}{0,0123}$$

$$= 14,55 \text{ ft/dtk}$$

$$H_{f_c} = \frac{(V_{d1} - V_{d2})^2}{2g}$$

$$= \frac{(14,55 - 8,04)^2}{2 \cdot 32,2}$$

$$= 0,658 \text{ ft}$$

- Head kecepatan keluar

$$\frac{V_d^2}{2g} = \frac{(8,04)^2}{2 \cdot 32,2}$$

$$= 1,004 \text{ ft}$$

Head total pompa = 30 meter

$$= 98,43 \text{ ft}$$

$$H = h_s + \Delta h_p + h_f + \frac{V_d^2}{2g}$$

$$98,43 = h_s + 0 + 1,019 + 0,062 + 0,344 + 9,64$$

$$+ 0,292 + 0,658$$

$$h_s = 98,43 - 12,015$$

$$= 86,415 \text{ ft} = 26,34 \text{ meter}$$

Jadi head statis total pompa adalah 26,4 meter (merupakan perbedaan tinggi muka air keluaran dan muka air hisap).

Untuk penempatan pompa 8 meter di atas permukaan air hisap maka head statis keluaran

$$26,34 - 8 = 20,34 \text{ meter.}$$



BAB VII

PENUTUP

7.1 Kesimpulan

Dari perencanaan pompa pertanian ini maka dapat ditarik beberapa kesimpulan sebagai berikut :

- Pengambilan faktor koreksi daya yang terlalu tinggi menyebabkan daya penggerak mula yang diperlukan semakin tinggi sehingga akan berpengaruh terhadap pompa dan penggerak mula. Baik dimensi, material maupun harga. Tetapi dengan daya penggerak mula yang cukup besar maka daya cadangan yang dimiliki cukup besar sehingga pada saat start kebutuhan daya untuk menggerakkan pompa bisa terpenuhi.
- Pompa pertanian hasil perencanaan ini tidak layak untuk memenuhi areal pertanian yang membutuhkan debit air berkapasitas besar.
Kerugian kebocoran tidak berpengaruh terhadap tinggi tekan pompa tetapi akan menurunkan kapasitas pompa dan menaikkan daya kuda rem (brake horse power) yang dibutuhkan.
Kerugian gesekan bertambah besar untuk permukaan-permukaan yang lebih kasar sehingga aksi pemompaan bertambah besar.
- Semakin tinggi temperatur zat cair yang dipompakan maka kemungkinan terjadinya kavitasi didalam pompa semakin besar.

Ketinggian letak dan tekanan atmosfer dimana pompa itu beroperasi berpengaruh pada head statis total pompa.

7.2. Saran-saran

Berdasarkan uraian-uraian di atas maka ada beberapa hal yang perlu diperhatikan yaitu :

Pengambilan daya cadangan jangan terlalu besar agar daya penggerak mula tidak terlalu besar.

Penggunaan pompa pertanian untuk areal pertanian yang sesuai.

Mengganti *wearing ring* (cincin penahan aus) yang rusak agar kerugian kebocoran dalam pompa berkurang.

Membuat permukaan *impeller* sehalus mungkin agar kerugian gesekan berkurang.

Temperatur cairan serendah mungkin untuk menghindari kemungkinan terjadinya kavitasi.

Karena ditempat yang tinggi tekanan atmosfernya rendah maka instalasi pompa harus mendapat perhatian khusus.

DAFTAR PUSTAKA

1. A.J. Stepanoff, Centrifugal and Axial Flow Pumps, John Willey & Sons INC. 1962.
2. Austin H. Church, Centrifugal Pumps and Blowers, Terjemahan Zulkipli Harshap, Erlangga, Jakarta, 1986.
3. F. Pollak, Pump Users and Hand Book, Gulf Publishing Company Book, Division, Houston, 1980.
4. Fritz Dietsed, Turbinen pumpen Und Verdichter, Terjemahan Dikso Sriyono, Erlangga, Jakarta, 1988.
5. Igor J. Karassik, William C. Krutzsch, Waren H. Faser & Joseph P. Messina, Pump Hand Book, Mc. Graw Hill Book Company, 1986.
6. Ing A. Nouwen, Pumpen 2, Terjemahan B.S. Anwir, Bhatara Karya Aksara, Jakarta, 1981.
7. L. W. P. Bianchi, Pumps, Terjemahan Hendardji, Pustaka Beta, Jakarta, Maret 1952.
8. M. Khetagurov, Marine Auxiliary Machinery and System, Peache Publisher, Moscow.
9. S. K. F. Catalog, Katalog untuk Ball Bearing & Roll Bearing, SKF.
10. Stephen Lazarkiewicz & Adam T. Tronskolanski, Impeller Pumps, Widawaitwa Naukowo Technicze, Warsawa, 1965.
11. Sularso & Kiyakatsu Suga, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradnya Paramita, Jakarta, 1979.
12. Sularso & Haruo Tohara, Pompa dan kompresor Pemilihan dan Pemeliharaan, Pradnya Paramita, 1985