

TUGAS SARJANA
KONVERSI ENERGI
“PERANCANGAN POMPA AIR UMPAN KETEL UAP
(BOILER) UNTUK KEBUTUHAN AIR PADA PT. PLN
SECTOR BELAWAN”

Diajukan sebagai syarat memperoleh gelar sarjana teknik (S.T)
Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik
Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara

Disusun Oleh :

AHMAD FADZLI

1307230307



PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA
MEDAN
2017

LEMBAR PENGESAHAN - I
TUGAS SARJANA
KONVERSI ENERGI
“PERANCANGAN POMPA AIR UMPAN KETEL UAP
(BOILER) UNTUK KEBUTUHAN AIR PADA PT. PLN
SECTOR BELAWAN”

Disusun Oleh :

AHMAD FADZLI

1307230307

Diperiksa dan Disetujui Oleh :

Pembimbing - I

Pembimbing - II


(Ir. HUSIN IBRAHIM, M.T.)


(H. MUHARNIF M, S.T., M.Sc.)

Diketahui Oleh :

Ka. Program Studi Teknik Mesin


(AFFANDI, S.T.)

PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA
MEDAN
2017

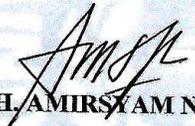
LEMBAR PENGESAHAN - II
TUGAS SARJANA
KONVERSI ENERGI
“PERANCANGAN POMPA AIR UMPAN KETEL UAP
(BOILER) UNTUK KEBUTUHAN AIR PADA PT. PLN
SECTOR BELAWAN”

Disusun Oleh :

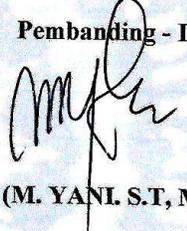
AHMAD FADZLI
1307230307

Diperiksa dan Disetujui Oleh :

Pembanding - I


(Ir. H. AMIR SYAM NST. M.T)

Pembanding - II


(M. YANLI S.T, M.T)

Diketahui Oleh :

Ka. Program Studi Teknik Mesin


(AFFANDI, S.T)

PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA
MEDAN
2017



**MAJELIS PENDIDIKAN TINGGI MUHAMMADIYAH
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA
FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN**

Pusat Administrasi: Jalan Kapten Mukhtar Basri No.3 Telp. (061) 6611233 – 6624567 –
6622400 – 6610450 – 6619056 Fax. (061) 6625474 Medan 20238
Website : <http://www.umsu.ac.id>

Diketahui oleh :
nomor dan tanggalnya

**DAFTAR SPESIFIKASI
TUGAS SARJANA**

Nama : Ahmad Fadzli
NPM : 1307230307
Semester : IX (Sembilan)
SPESIFIKASI :

**“ PERANCANGAN POMPA AIR UMPAN KETEL UAP (BOILER) UNTUK
KEBUTUHAN AIR PADA PT. PLN SECTOR BELAWAN ”**

Diberikan Tanggal : 09 Juni 2017
Selesai Tanggal : 28 September 2017
Asistensi : ± 1 x Seminggu
Tempat Asistensi : Gedung PUML POLITEKNIK NEGERI MEDAN

Diketahui oleh :
Ka. Program Studi Teknik Mesin

(Affandi, S.T)

Medan, 20 Juli 2017

Dosen Pembimbing – I

(Ir. Husin Ibrahim, M.T)



MAJELIS PENDIDIKAN TINGGI MUHAMMADIYAH
 UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA
FAKULTAS TEKNIK
 PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

Pusat Administrasi : Jalan Kapten Muhktar Basri, No.3 Telp. (061) 6611233 - 6624567
 -6622400 -6610450 -6619056 Fax. (061) 6625474 Medan 20238
 Website : <http://www.umsu.ac.id>

Bila menjawab surat ini agar disebutkan nomor dan tanggal nya

DAFTAR HADIR ASISTENSI
TUGAS SARJANA

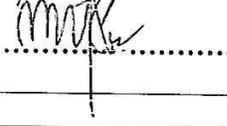
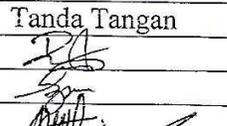
Nama : Ahmad Fadzli PEMBIMBING-I : Ir. HUSIN IBRAHIM, M.T
 NPM : 1307230307 PEMBIMBING-II : H. MUHARNIF M, S.T., M.Sc.

No.	Hari / Tanggal	Uraian	Paraf
	Kamis, 15-06-2017	Perbaikan Bab I. Labor belakang	Y
	Sabtu, 24-06-2017	Perbaikan Bab I. Bagian Masalah	Y
	Rabu, 5-07-2017	Perbaikan Bab II. Jawaban teori	Y
	Kamis, 13-07-2017	Perbaikan Bab III. Lembar detail	Y
	Jumat, 28-08-2017	Perbaikan Bab III. Daftar dirian tempat waktu kegiatan.	Y
	Kamis, 09-08-2017	Perbaikan Bab III. Hitungan perhitungannya.	Y
	Rabu, 09-08-2017	Perbaikan Bab III. Hitungan head	Y
	Selasa, 22-08-2017	Perbaikan Bab III. Hitungan	Y
	Selasa, 5-09-2017	Pumpeller, seal, disasembel, tabel Perbaikan Bab III. Diagram dia	Y
	Selasa, 12-09-2017	lengkapi gambar, penyusunan tabel gambar impeller.	Y
	Kamis, 28-09-2017	sec! dapat diseeminatkan.	Y

**DAFTAR HADIR SEMINAR
TUGAS AKHIR TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK – UMSU
TAHUN AKADEMIK 2017 – 2018**

Peserta Seminar

Nama : Ahmad Fadzli
NPM : 1307230307
Judul Tugas Akhir : Perancangan Pompa Sentrifugal (Boiler Feet Pump)
 Untuk Kebutuhan Air Pada Boiler Pada P.T.PLN Si-
 Canang.

DAFTAR HADIR	TANDA TANGAN
Pembimbing – I : Ir.Husin Ibrahim.M.T	: 
Pembimbing – II : H.Muharnif.S.T.M.Sc	: 
Pemanding – I : Ir.H.Amirsyam Nst.M.T	: 
Pemanding -- II : M.Yani.S.T.M.T	: 

No	NPM	Nama Mahasiswa	Tanda Tangan
1	1307230297	ABDUR RAHMAN A. LUBIS	
2	1307230255	SUPRI HANDOKO	
3	1307230257	NOVIANI AKBAR KETUMA	
4	1307230288	RAHMAT HIDAYAT NGL	
5	1307230079	CHOIRI RAHMADAY	
6	1307230265	Muhammad Falaqi	
7	1307230120	Denny PRASTIO	
8	1307230233	Nauli. A. Sitomang	
9	1307230247	BAGUS ANDIKA	
10	1307230286	DEDI SURYADI	

Medan, 24 Muharram 1439 H
14 Oktober 2017 M

Ketua Prodi P. Mesin



**DAFTAR EVALUASI SEMINAR FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA**

NAMA : Ahmad Fadzli
NPM : 1307230307
Judul T.Akhir : Perancangan Pompa Sentrifugal (Boiler Feet Pump) Untuk Ke-
Butuhan Air Pada Boiler Pada P.T PLN Sicanang.

Dosen Pembimbing – I : Ir.Husin Ibrahim.M.T
Dosen Pembimbing – II : H.Muharnif.S.T.M.Sc
Dosen Pembanding - I : IrH.Amirsyam.Nst.M.T
Dosen Pembanding - II : M.Yani.S.T.M.T

KEPUTUSAN

1. Baik dapat diterima ke sidang sarjana (collogium)
2. Dapat mengikuti sidang sarjana (collogium) setelah selesai melaksanakan perbaikan antara lain :

.....
.....
.....
.....
.....
.....
.....

3. Harus mengikuti seminar kembali

Perbaikan :
.....
.....
.....
.....

Medan 24 Muharram 1439H
14 Oktober 2017 M

Diketahui :
Ketua Prodi. T.Mesin



Dosen Pembanding- II

M.Yani.S.T.M.T

DAFTAR EVALUASI SEMINAR FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA

AMA : Ahmad Fadzli
PM : 1307230307
T.Akhir : Perancangan Pompa Sentrifugal (Boiler Feet Pump) Untuk Ke-
Butuhan Air Pada Boiler Pada P.T PLN Sicanang.

Pen Pembimbing - I : Ir.Husin Ibrahim.M.T
Pen Pembimbing - II : H.Muharnif.S.T.M.Sc
Pen Pemanding - I : Ir.H.Amirsyam.Nst.M.T
Pen Pemanding - II : M.Yani.S.T.M.T

KEPUTUSAN

1. Baik dapat diterima ke sidang sarjana (collogium)
2. Dapat mengikuti sidang sarjana (collogium) setelah selesai melaksanakan perbaikan antara lain:
prosedur, prosedur dan label
.....
.....
.....
3. Harus mengikuti seminar kembali
Perbaikan :
.....
.....
.....

Medan 24 Muharram 1439H
14 Oktober 2017 M

Diketahui :
Ketua Prodi. T.Mesin



Dosen Pemanding- I

Amirsyam
Ir.H.Amirsyam Nst.M.T

SURAT PERNYATAAN KEASLIAN TUGAS SARJANA

Saya yang bertandatangan dibawah ini:

Nama : Ahmad Fadzli
Tempat/Tgl Lahir : Medan, 07 Juni 1995
Npm : 1307230307
Bidang Keahlian : Konversi Energi
Program Studi : Teknik Mesin
Fakultas : Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara
(UMSU)

Menyatakan dengan sesungguhnya dan sejujurnya, bahwa laporan Tugas Sarjana saya ini yang berjudul:

**“PERANCANGAN POMPA AIR UMPAN KETEL UAP (BOILER) UNTUK
KEBUTUHAN AIR PADA PT. PLN SECTOR BELAWAN”**

Bukan merupakan plagiarisme, pencurian hasil karya milik orang lain, hasil kerja orang lain untuk kepentingan saya karena hubungan material maupun non material, ataupun segala kemungkinan yang lain, yang pada hakekatnya bukan merupakan karya tulis Tugas Sarjana saya secara orisinal dan otentik.

Bila kemudian hari diduga kuat ada ketidak sesuaian antara fakta dengan kenyataan ini, saya bersedia diproses oleh tim Fakultas yang dibentuk untuk melakukan verifikasi, dengan sanksi terberat berupa pembatalan kelulusan/kesarjanaan saya.

Demikian surat pernyataan ini saya buat dengan kesadaran sendiri dan tidak atas tekanan ataupun paksaan dari pihak manapun demi menegakkan integritas akademik di Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.

Medan, 25 September 2017

Saya yang menyatakan,


Ahmad Fadzli

ABSTRAK

Boiler merupakan alat yang mengubah fasa air menjadi uap, dengan asumsi air yang besar, untuk memenuhi semua itu dibuatlah pompa boiler feed pump yang nantinya akan mensuplai air menuju drum boiler dan nantinya fasa air dirubah ke fasa uap. Untuk membuat atau merancang sebuah pompa banyak item yang harus di buat, mulai dari, poros, impeller, sudu impeller, difusser, bantalan dan pasak. Pada PT. PLN Sektor Belawan telah dirancang sebuah pompa sentrifugal multi stage berkapasitas $151 \text{ m}^3/\text{h}$ dengan daya 649 kW dan memiliki head total sebesar 1334 m dikarenakan tekanan yang besar pada sisi discharge yaitu $121,2 \text{ Bar}$, maka peneliti melakukan redesign menggunakan spesifikasi boiler feet pump pada PT. PLN Sektor Belawan. Dari hasil penelitian didapatkan diameter poros pompa sebesar 70 mm , diameter dalam impeller 151 mm , diameter luar impeller 293 mm , jumlah sudu impeller 8 , diameter dalam diffuser 306 mm , diameter luar diffuser 612 mm , dimensi bantalan $D=92 \text{ mm}$, $B = 18$, $r = 2 \text{ mm}$, perkiraan umur bantalan $19719,31 \text{ jam}$, dan dimensi pasak, $b = 20 \text{ mm}$, $h = 12 \text{ mm}$, $l = 83 \text{ mm}$. factor yang terpenting dari perencanaan ini adalah putaran spesifik, dikarenakan putaran spesifik menentukan jenis impeller apa yang akan digunakan untuk perencanaan sebuah pompa sentrifugal.

Kata Kunci : Perencanaan, Pompa Sentrifugal, Impeller, Mesin Fluida. Head total pompa.

KATA PENGANTAR



Assalamualaikum Warahmatullahi Wabarakatuh.

Puji dan syukur Alhamdulillah penulis panjatkan kehadiran Allah SWT yang telah memberikan rahmat dan karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Sarjana ini dengan baik. Tugas Sarjana ini merupakan tugas akhir bagi mahasiswa Fakultas Teknik Program Studi Teknik Mesin Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara dalam menyelesaikan studinya, untuk memenuhi syarat tersebut penulis dengan bimbingan dari para Dosen Pembimbing merencanakan sebuah **“Perancangan pompa air umpan ketel uap (*Boiler*) untuk kebutuhan air pada PT. PLN sector belawan”**.

Shalawat serta salam penulis sampaikan kepada Nabi Muhammad SAW yang telah membawa umat muslim dari alam kegelapan menuju alam yang terang menderang. Semoga kita mendapat syafa'atnya di yaumul akhir kelak amin yarabbal alamin.

Penulis menyadari bahwa Tugas Akhir ini masih jauh dari kesempurnaan dan masih banyak kekurangan baik dalam kemampuan pengetahuan dan penggunaan bahasa. Untuk itu penulis mengharapkan kritik dan saran yang membangun dari pembaca.

Dalam penulisan Tugas Sarjana ini, penulis banyak mendapat bimbingan, masukan, pengarahan dari Dosen Pembimbing serta bantuan moril maupun material dari berbagai pihak sehingga pada akhirnya penulis dapat menyelesaikan tugas sarjana ini.

Pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan rasa terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Kedua orang tua tercinta, Edy Edward dan Hermawati, S.Pd yang telah banyak memberikan kasih sayang, nasehatnya, doanya, serta pengorbanan yang tidak dapat ternilai dengan apapun itu kepada penulis selaku anak yang di cintai dalam melakukan penulisan Tugas Sarjana ini.
2. Bapak Rahmatullah, S.T., M.Sc selaku Dekan Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
3. Bapak Munawar Alfansury Siregar, S.T., M.T selaku Wakil Dekan I Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
4. Bapak Ir. Husin Ibrahim, M.T. selaku Dosen Pembimbing I Tugas Sarjana ini.
5. Bapak H. Muharhif M, S.T., M.Sc selaku Dosen Pembimbing II Tugas Sarjana ini.
6. Bapak Khairul Umurani, S.T., M.T selaku Wakil Dekan III Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
7. Bapak Affandi, S.T selaku Ketua Program Studi Teknik Mesin Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
8. Bapak Chandra A Srg, S.T. M.T selaku Sekretaris Prodi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
9. Seluruh Dosen dan Staff Pengajar di Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara yang telah banyak memberikan masukan dan dorongan dalam menyelesaikan Tugas Sarjana ini.

10. Seluruh rekan-rekan seperjuangan mahasiswa Program Studi Teknik Mesin khususnya kelas B2 Siang.
11. Seluruh bapak dan abangda pegawai di PT. PLN sector belawan, khususnya HAR turbin, yang telah banyak mengajarkan dan membimbing untuk tugas sarjana ini.
12. Para sahabat tercinta Nana Anisha,Amd.com, Alhafiz Abdullah yang telah banyak membantu dan memberikan semangat kepada penulis dengan memberikan masukan-masukan yang bermanfaat selama proses perkuliahan maupun dalam penulisan tugas sarjana ini.
13. Saudara – saudari kandung yang terus memberikan semangat juang untuk menyiapkan tugas akhir ini.

Akhir kata penulis mengharapkan semoga Tugas Sarjana ini dapat bermanfaat bagi kita semua dan semoga Allah SWT selalu merendahkan hati atas segala pengetahuan yang kita miliki. Amin ya rabbal alamin.

Wassalamualaikum Warahmatullahi Wabarakatuh.

Medan, September 2017
Peneliti

AHMAD FADZLI
1307230307

DAFTAR ISI

Halaman

LEMBAR PENGESAHAN – I	
LEMBAR PENGESAHAN – II	
LEMBAR SPESIFIKASI TUGAS SARJANA	
SURAT PERNYATAAN KEASLIAN TUGAS SARJANA	
ABSTRAK	i
KATA PENGANTAR	ii
DAFTAR ISI	v
DAFTAR GAMBAR	ix
DAFTAR TABEL	xi
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Rumusan Masalah	2
1.3. Tujuan Penulisan	2
1.4. Manfaat Penulisan	3
1.5. Batasan Masalah	3
1.6. Sistematik Penulisan	3
BAB 2 LANDASAN TEORI	5
2.1. Prinsip kerja PLTU	5
2.2. <i>Boiler</i> (ketel uap)	6
2.3. Tank air umpan (<i>feed water tank</i>)	8
2.4. Pompa air umpan boiler (<i>boiler feed pump</i>)	9
2.5. Pompa	10
2.5.1. Pompa sentrifugal	10
2.5.1.1. Prinsip – prinsip dasar pompa sentrifugal	11
2.5.1.2. Klasifikasi pompa sentrifugal	11
2.5.1.3. Klasifikasi menurut jumlah tingkat	12
2.5.1.3.1. Pompa satu tingkat	12
2.5.1.3.2. Pompa bertingkat banyak	12
2.5.1.4. Bagian – bagian utama pompa sentrifugal	13

2.6. Dasar perhitungan pompa	
2.6.1. Kontinuitas	15
2.6.2. Kapasitas aliran	16
2.6.3. <i>Reynold number</i>	16
2.6.4. Head kerugian (<i>major losses</i>)	16
2.6.5. Head kerugian (<i>minor losses</i>)	17
2.6.6. Head total	17
2.6.7. Daya pompa	18
2.6.8. Daya poros dan efisiensi pompa	18
2.6.9. Jenis – jenis <i>impeller</i>	18
2.7. Putaran spesifik	20
2.8. Kavitasi	22
BAB 3 METODE PERENCANAAN	23
3.1. Persiapan pendahuluan	23
3.2. Waktu dan tempat	24
3.3. Studi lapangan	24
3.4. Perencanaan sebuah pompa	24
3.5. Gambar teknik pompa air umpan (<i>boiler feed pump</i>)	28
BAB 4 ANALISA DAN PERENCANAAN	29
4.1. Kebutuhan air pada ketel uap	29
4.1.1. Pompa air umpan ketel uap (<i>Boiler feed pump</i>)	30
4.1.2. Diagram alir perencanaan pompa air umpan ketel uap	33
4.2. Menghitung head total	34
4.2.1. Menghitung head kecepatan <i>fluida</i>	35
4.2.2. Menghitung <i>head losses (Hl)</i>	36
4.2.3. Major <i>head losses</i>	36
4.2.4. Minor <i>head losses</i>	40
4.2.5. Menghitung ΔH_p (perbandingan tekanan)	42
4.3. Pemilihan jenis dan tingkat <i>impeller</i> pada pompa	44
4.3.1. Efisiensi operasional pompa	45
4.4. Poros	47
4.4.1. Diagram alir perencanaan poros	53

4.5. Design <i>impeller</i>	54
4.5.1. Perancangan <i>impeller</i>	54
4.5.2. Diameter <i>hub impeller</i> (D_h)	55
4.5.3. Diameter sisi masuk (<i>suction flange</i>)	55
4.5.4. Diameter <i>eyes of impeller</i> (D_o)	55
4.5.5. Kecepatan tangensial pada sisi masuk <i>impeller</i> (U_1)	56
4.5.6. Laju kecepatan <i>relative</i> fluida terhadap <i>impeller</i> sisi masuk	56
4.5.7. Lebar <i>impeller</i> sisi masuk (b_1)	56
4.5.8. Sudut tangensial pada sisi masuk <i>impeller</i>	57
4.5.9. Diameter sisi luar <i>impeller</i> (D_2)	57
4.5.10. Kecepatan tangensial pada sisi keluar <i>impeller</i> (U_2)	57
4.5.11. Laju kecepatan <i>relative</i> fluida terhadap <i>impeller</i> sisi keluar	57
4.5.12. Lebar <i>impeller</i> sisi keluar (b_2)	58
4.5.13. Komponen kecepatan tangensial actual sirkulasi aliran	58
4.5.14. Komponen actual kecepatan tangensial actual sirkulasi aliran	58
4.5.15. Kecepatan absolute pada sisi keluar <i>impeller</i> (V_2)	59
4.5.16. Sudut outlet yang sebenarnya	59
4.5.17. Diagram alir perencanaan <i>impeller</i>	60
4.6. Sudu <i>impeller</i>	61
4.6.1. Bentuk sudu	61
4.6.2. Perancangan sudu <i>impeller</i>	62
4.6.2.1. Jumlah sudu (z)	62
4.6.2.2. Jarak antara sudu sisi isap (L_1)	62
4.6.2.3. Jarak antara sudu sisi tekan (L_2)	63
4.6.2.4. Melukis bentuk <i>impeller</i>	63
4.6.2.5. Perubahan besar kelengkungan (ρ)	63
4.6.3. Diagram alir perencanaan sudu <i>impeller</i>	65
4.7. <i>Diffuser</i>	66
4.7.1. Perancangan <i>diffuser</i>	66
4.7.1.1. Diameter hub <i>diffuser</i>	67
4.7.1.2. Diameter dalam <i>diffuser</i>	67
4.7.1.3. Diameter luar <i>diffuser</i>	68

4.7.1.4. Kecepatan tangensial pada sisi masuk <i>diffuser</i>	68
4.7.1.5. Lebar sisi dalam <i>diffuser</i>	68
4.7.1.6. Kecepatan tangensial pada sisi keluar <i>diffuser</i>	69
4.7.1.7. Lebar sisi keluar <i>diffuser</i>	69
4.7.1.8. Jumlah sudut	70
4.7.1.9. Jarak antara sudu sisi isap	70
4.7.1.10. Jarak antara sudu sisi tekan	70
4.7.1.11. Melukis <i>diffuser</i>	71
4.7.1.12. Perbandingan sudut kelengkungan <i>diffuser</i>	71
4.7.2. Diagram alir perencanaan <i>diffuser</i>	72
4.8. Bantalan	73
4.8.1. Diagram aliran bantalan gelinding	78
4.9. Pasak	79
4.9.1. Lebar pasak (<i>b</i>)	80
4.9.2. Tinggi pasak (<i>h</i>)	80
4.9.3. Kedalaman pasak (<i>t</i>)	81
4.9.4. Gaya tangensial yang bekerja (<i>F</i>)	81
4.9.5. Panjang pasak (<i>l</i>)	81
4.9.6. Pengecekan kekuatan geser dan kekuatan normal	82
4.9.7. Diagram alir pasak	84
4.10. Perhitungan daya hidrolis dan efisiensi pompa	85
4.10.1. Daya hidrolis	85
4.10.2. Effisiensi pompa	85
4.11. Kavitasi <i>thoma</i>	86
BAB 5 PENUTUP	88
5.1. Kesimpulan	88
5.2. Saran	89
DAFTAR PUSTAKA	
Lampiran	
Daftar riwayat hidup	

DAFTAR GAMBAR

	Halaman
Gambar 2.1. Prinsip kerja PLTU secara sederhana	5
Gambar 2.2. Siklus air dan uap PLTU	6
Gambar 2.3. <i>Boiler</i> PT. PLN (PERSERO) sector belawan	7
Gambar 2.4. Tangki air umpan boiler	8
Gambar 2.5. Pompa air umpan boiler	9
Gambar.2.6. Pompa bertingkat	13
Gambar 2.7. Bagian – bagian pompa sentrifugal	13
Gambar 2.8. Diagram <i>moody</i>	17
Gambar 2.9. <i>Impeller</i> radial	19
Gambar 2.10. <i>Impeller</i> francis	19
Gambar 2.11. <i>Impeller</i> aliran Campuran	19
Gambar 2.12. <i>Impeller</i> aksial	20
Gambar 2.13. Jenis – jenis <i>impeller</i> berdasarkan putaran spesifik	21
Gambar 3.1. Diagram alir penyusunan tugas akhir	23
Gambar 3.2. Gambar teknik pompa air umpan ketel uap	28
Gambar 4.1. Ketel uap (<i>Boiler</i>)	29
Gambar 4.2. Pompa air umpan ketel uap (<i>Boiler Feed Pump</i>)	31
Gambar 4.3. Instalasi pemipaan pompa air umpan (<i>Boiler Feed Pump</i>)	32
Gambar 4.4. Diagram alir perencanaan pompa air umpan ketel uap	33
Gambar 4.5. Head pompa	34
Gambar 4.6. Jenis – jenis <i>impeller</i> berdasarkan putaran spesifik	45
Gambar 4.7. Poros	47
Gambar 4.8. Diagram alir perencanaan poros	53
Gambar 4.9. <i>Impeller</i>	54
Gambar 4.10. Sigitiga kecepatan pada <i>impeller</i>	55
Gambar 4.11. Diagram alir perencanaan <i>Impeller</i>	60
Gambar 4.12. Sudu <i>impeller</i>	61
Gambar 4.13. Macam – macam jenis sudu	62
Gambar 4.14. Diagram alir perencanaan sudu <i>impeller</i>	65

Gambar 4.15. Peningkatan aliran tekanan <i>diffuser</i>	66
Gambar 4.16. <i>Diffuser</i>	66
Gambar 4.17. Bagian – bagian dimensi <i>diffuser</i>	67
Gambar 4.18. Diagram alir perencanaan <i>diffuser</i>	73
Gambar 4.19. Bantalan gelinding	74
Gambar 4.20. Diagram alir perencanaan bantalan	79
Gambar 4.21. Pasak	80
Gambar 4.22. Diagram alir perencanaan pasak	85

DAFTAR TABEL

	Halaman
Tabel 3.1. Waktu Kegiatan Perencanaan	24
Tabel 4.1. Spesifikasi pompa air umpan ketel (<i>boiler feed pump</i>)	31
Tabel 4.2. Tabel kekerasan pipa	37
Tabel 4.3. <i>Physical properties of water</i> (SI Unit) hingga 200 °C	38
Tabel 4.4. <i>Koefisien (K)</i>	41
Tabel 4.5. Faktor koreksi daya yang akan ditransmisikan (<i>fc</i>)	48
Tabel 4.6. <i>Standart</i> bahan poros	49
Tabel 4.7. Diameter poros	51
Tabel 4.8. Tabel untuk pelukisan sudu <i>impeller</i> .	63
Tabel 4.9. Tabel untuk pelukisan sudu <i>diffuser</i> .	71
Tabel 4.10. Bantalan bola	74
Tabel 4.11. Faktor – factor V, X, Y dan X ₀ , Y ₀	76
Tabel 4.12. Tabel dimensi <i>standart</i> pasak	81

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

PLTU adalah pembangkit listrik yang menggunakan uap untuk memutar turbin dan akan menggerakkan generator yang pada akhirnya menghasilkan listrik. Uap ini dihasilkan oleh proses pemanasan yang terjadi pada alat- alat pemanas seperti LPH, HPH, dan *boiler*.

Uap yang dihasilkan oleh katel uap (*boiler*) tentu saja tidak sama dengan uap yang keluar pada saat kita memasak air di dapur atau pada pemanas lainnya. Pemanasan di *boiler* pada pembangkit menghasilkan temperatur dan tekanan yang tinggi dan berada pada *fase* sangat panas (*superheated*). Uap yang penuh energi inilah yang “dihantamkan” ke sudu – sudu turbin, sehingga turbin akan berputar dan menghasilkan listrik melalui generatornya.

Salah satu peralatan yang sangat penting pada suatu pembangkit listrik tenaga uap adalah *boiler* atau yang biasanya disebut ketel uap. Alat ini merupakan alat penukar kalor, dimana energi kimia yang dihasilkan dari pembakaran diubah menjadi energi panas yang berupa uap. Uap yang mempunyai tekanan dan temperatur tinggi inilah yang nantinya digunakan sebagai media penggerak utama turbin uap. Energi panas diperoleh melalui pembakaran bahan bakar di ruang bakar. Proses perubahan air menjadi uap terjadi dengan memanaskan air dalam *tube-tube* dengan panas hasil pembakaran bahan bakar.

Boiler membutuhkan konsumsi air yang nantinya akan di rebus untuk jadikan uap *superheater*, untuk itu di buatlah sebuah pompa setrifugal bertekanan tinggi yang di namakan pomp air umpan boiler (*Boiler Feed Pump*) untuk

memberikan asumsi air kepada boiler, maka penulis merencanakan sebuah pompa untuk dapat memenuhi kebutuhan air pada Boiler sesuai kapasitas kebutuhan air yang telah disurvei lapangan.

1.2. Perumusan Masalah

Dari penjelasan dari latar belakang tersebut diatas maka rumusan masalah dalam tugas akhir ini adalah merencanakan sebuah pompa sentrifugal yang di gunakan untuk memenuhi kebutuhan air pada boiler, secara rinci dapat di uraikan pembahasan dibawah ini :

1. Bagaimana merencanakan pompa air umpan untuk kebutuhan air *Boiler*?

1.3. Tujuan Penulisan

Adapun tujuan dari penulisan tugas akhir ini adalah :

a. Tujuan Umum

Merencanakan Pompa air umpan untuk memenuhi kebutuhan air yang akan di jadikan uap oleh *Boiler*.

b. Tujuan Khusus

1. Untuk merencanakan *impeller* yang digunakan
2. Untuk merencanakan *diffuser* yang digunakan
3. Untuk menentukan jenis pompa yang digunakan
4. Untuk merencanakan ukuran komponen dan dimensi pompa.

1.4 Manfaat Penulisan

Adapun manfaat yang di harapkan penulis untuk penulisan tugas akhir ini adalah:

1. Untuk sebagai referensi perencanaan pompa air umpan yang digunakan untuk memberikan asumsi air kepada *Boiler*.
2. Untuk memperoleh gelas Sarjana Teknik (S.T)

1.5. Pembatasan Masalah

Batasan pada penulisan tugas akhir ini adalah sebuah design ulang sebuah pompa sentrifugal berdasarkan spesifikasi dari PT. PLN Sector Belawan yang berkapasitas 151 m³/h dengan daya 649 kW, untuk memenuhi kebutuhan air boiler.

1.6. Sistematika Penulisan

Sebagai gambaran singkat mengenai isi tugas akhir ini, penulis sampaikan sistematika penulisan sebagai berikut :

BAB 1 Pendahuluan

Berisi tentang latar belakang, perumusan masalah, tujuan penulisan, manfaat penulisan, batasan penulisan, dan sistematika penulisan.

BAB 2 Landasan Teori

Berisi teori boiler, perhitungan kebutuhan air untuk boiler, dan rumus – rumus dasar Mekanika Fluida.

BAB 3 Metode Perencanaan

Berisi tentang perhitungan perencanaan kebutuhan air, kapasitas pompa, head losses, head total.

BAB 4 Pembahasan

Berisi tentang uraian pemilihan spesifikasi pompa dan menguraikan perhitungan ukuran bagian – bagian utama pompa, perencanaan sudu dan rumah pompa.

BAB 5 Kesimpulan

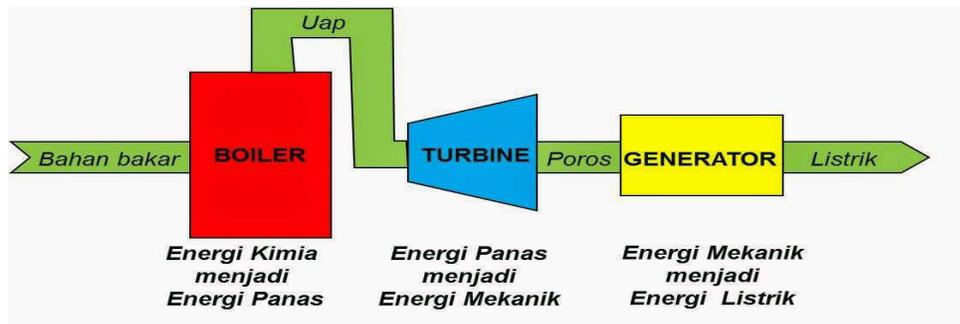
Daftar Pustaka.

BAB 2

LANDASAN TEORI

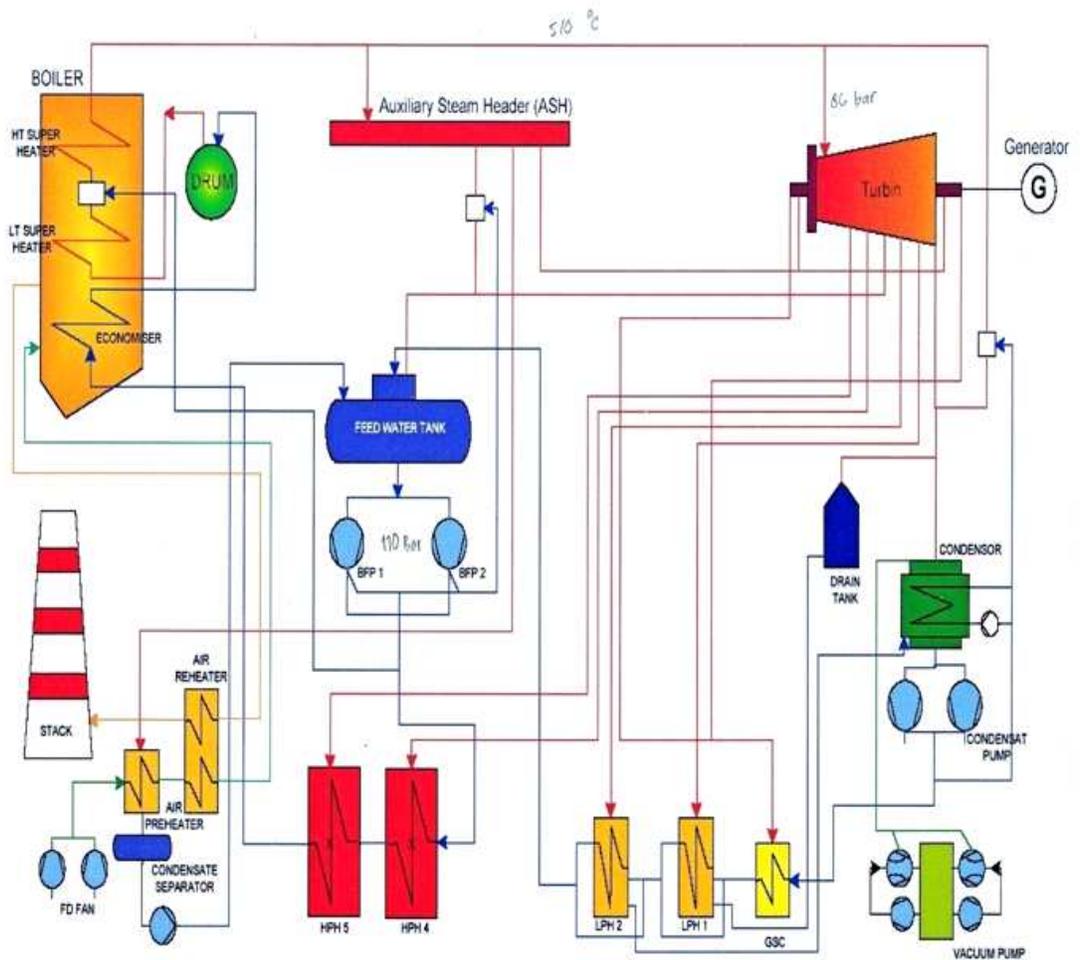
2.1. Prinsip kerja PLTU

Turbin uap terdiri dari sebuah poros yang dikelilingi oleh sudu-sudu. Air yang telah dipanaskan pada alat-alat pemanas yang pada akhirnya menjadi uap kering akan menggerakkan sudu-sudu turbin. Uap tersebut diatur dengan menggunakan katup yang dikendalikan (*control valve*) yang akan dipakai untuk memutar turbin. Sudu-sudu turbin berputar karena tiupan dari uap bertekanan tinggi sehingga menghasilkan energi mekanik. Turbin dikopelkan langsung dengan sebuah generator untuk menghasilkan energi listrik. Secara sederhana prinsip kerja PLTU dapat di-gambarkan sebagai berikut :



Gbr 2.1. Prinsip kerja PLTU secara sederhana

Perubahan siklus air menjadi uap pada PLTU dapat dilihat dalam gambar di bawah ini :



Gbr 2.2. Siklus air dan uap PLTU

2.2. Boiler (ketel uap)

Salah satu peralatan yang sangat penting pada suatu pembangkit listrik tenaga uap adalah *boiler* atau yang biasanya disebut ketel uap. Alat ini merupakan alat penukar kalor, dimana energi kimia yang dihasilkan dari pembakaran diubah menjadi energi panas yang berupa uap. Uap yang mempunyai tekanan dan temperatur tinggi inilah yang nantinya digunakan sebagai media penggerak utama turbin uap. Energi panas

diperoleh melalui pembakaran bahan bakar di ruang bakar. Proses perubahan air menjadi uap terjadi dengan memanaskan air dalam pipa dengan panas hasil pembakaran bahan bakar.



Gbr 2.3. Boiler PT. PLN (PERSERO) sector belawan

Spesifikasi boiler PLTU:

Jenis bahan bakar awal	: Solar
Jenis bahan bakar	: Minyak residu
Tekanan uap	: 89 Bar
Kapasitas produksi uap	: 246 ton/jam
Temperatur uap	: 513 ⁰ C
Temperatur air masuk	: 209 ⁰ C
Draft sistem	: FDF (Udara Paksa)

2.3. Tangki air umpan (*Feed Water Tank*)

Berfungsi sebagai tangki penampung untuk kebutuhan *boiler*. Didalam tangki air umpan, air kembali dipanaskan melalui media pemanas berupa uap hasil ekstraksi turbin tingkat ketiga (E3). Didalam FWT terdapat *Deaerator* yang berfungsi untuk memisahkan dan membuang gas-gas yang terdapat didalam air ke atmosfer, air yang berada di dalam tangki air umpan ini di pompakan oleh pompa air umpan boiler menuju drum boiler.



Gbr 2.4. Tangki air umpan boiler

Spesifikasi tangki air umpan boiler:

<i>Type</i>	: <i>Cylindrical horizontal dengan spray device</i>
Jumlah	: 1 Unit
Kapasitas maksimum	: 267,2 ton / jam
Kapasitas penyimpanan	: 80 m ³ / (pada NWL)
<i>Temperature condensatinlet</i>	: 104,8 ⁰ C
<i>Temperature feed water outlet</i>	: 145,2 ⁰ C
Jumlah <i>feed water (inlet)</i>	: 220,4 ton / jam
Kandungan <i>oxygen (outlet)</i>	: 0,008 gr/1
Tekanan dan jumlah <i>steam</i> pemanas	: 4,06 bar – 15,8 ton / jam

Design tekanan dan temperatur : 6 bar – 150⁰C

Test tekanan dengan *hydrostatic*

Untuk *feed water tank* : 9 bar

Berat kosong : 22 ton

Berat kondisi operasi : 102 ton

Berat kondisi berisi penuh : 122 ton

2.4. Pompa air umpan boiler (*Boiler Feed Pump*)

Berfungsi untuk memompakan air dari *tangki air umpan* ke *drum boiler*.



Gambar 2.5. Pompa air umpan boiler

Spesifikasi pompa air umpan *boiler* :

Serial No.	3 - 491. 0147		
Position No.	30/40 LAC 20/30/40 AP 001		
		MCR - Point	Design - Point
Medium delivered		Boiler feed water	
Capacity	m ³ /h	137,61	151
Minimum capacity	m ³ /h	50	50
Balancing rate of flow	m ³ /h	6 - 10	6 - 10
Differential head	mFS	1324	1272
NPSH R	m	5,5	7
Differential pressure	bar	116	111,6
Suction pressure	bar	abs. 9,8	abs. 9,6
Discharge pressure	bar	abs. 125,8	abs. 121,2
Pumping temperature (PT)	0c	172,9	172,9
Specif. grav. at PT	kg/m ³	894,3	894,3
Pump input	kW	624	649
Speed	1/min.	2980	2980
Impeller diameter	mm	290	290

2.5. Pompa

Pompa adalah suatu alat yang digunakan untuk memindahkan suatu cairan dari suatu tempat ke tempat lain dengan cara menaikkan tekanan cairan tersebut. Kenaikan tekanan cairan tersebut digunakan untuk mengatasi hambatan – hambatan pengaliran. Hambatan – hambatan pengaliran itu dapat berupa perbedaan tekanan, perbedaan ketinggian atau hambatan gesek. Klasifikasi pompa secara umum dapat diklasifikasikan menjadi 2 bagian yaitu pompa kerja positif (*positive displacement pump*) dan pompa kerja dinamis (*non positive displacement pump*).

Salah satu jenis pompa kerja dinamis adalah pompa sentrifugal yang prinsip kerjanya mengubah energi kinetik (kecepatan) cairan menjadi energi potensial (dinamis) melalui suatu *impeller* yang berputar dalam *casing*. Pada Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) Sektor Belawan, sebagian besar pompa yang digunakan adalah pompa sentrifugal. Gaya sentrifugal ialah sebuah gaya yang timbul akibat adanya gerakan sebuah benda atau partikel melalui lintasan lengkungan (melingkar).

2.5.1. Pompa sentrifugal.

Pompa sentrifugal merupakan pompa kerja dinamis yang paling banyak digunakan karena mempunyai bentuk yang sederhana dan harga yang *relative* murah. Keuntungan pompa sentrifugal dibandingkan jenis pompa perpindahan positif adalah gerakan *impeller* yang kontinyu menyebabkan aliran tunak dan tidak berpusar, keandalan operasi tinggi disebabkan gerakan elemen yang sederhana dan tidak adanya katup – katup kemampuan untuk beroperasi pada putaran tinggi. Yang dapat

dikopel dengan motor listrik, motor bakar atau turbin uap ukuran kecil sehingga hanya membutuhkan ruang yang kecil, lebih ringan dan biaya instalasi ringan, harga murah dan biaya perawatan murah.

2.5.1.1. Prinsip – prinsip dasar pompa sentrifugal

Prinsip – Prinsip dasar pompa sentrifugal ialah sebagai berikut :

- a. Gaya sentrifugal bekerja pada *impeller* untuk mendorong fluida ke sisi luar sehingga fluida meningkat.
- b. Kecepatan fluida yang tinggi diubah oleh *casing* pompa (*Volute* atau *diffuser*) menjadi tekanan atau head.

2.5.1.2. Klasifikasi Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal diklasifikasikan berdasarkan beberapa kriteria, antara lain:

a. Kapasitas :

- 1) Kapasitas rendah : $< 20 \text{ m}^3 / \text{jam}$
- 2) Kapasitas menengah : $20\text{-}60 \text{ m}^3 / \text{jam}$
- 3) Kapasitas tinggi : $> 60 \text{ m}^3 / \text{jam}$

b. Tekanan *discharge* :

- 1) Tekanan rendah : $< 5 \text{ Kg/cm}^2$
- 2) Tekanan menengah : $5 - 50 \text{ Kg/cm}^2$
- 3) Tekanan tinggi : $> 50 \text{ Kg/cm}^2$

c. Jumlah/susunan *impller* dan tingkat :

- 1) *Single stage* : Terdiri dari satu *impeller* dan satu *casing*.

- 2) *Multi stage* : Terdiri dari beberapa *impeller* yang tersusun seri dalam satu *casing*.
- 3) *Multi impeller* : Terdiri dari beberapa *impeller* yang tersusun parallel dalam satu *casing*.
- 4) *Multi impeller – Multi stage* : Kombinasi *multi impeller* dan *multi stage*

2.5.1.3. Klasifikasi menurut jumlah tingkat

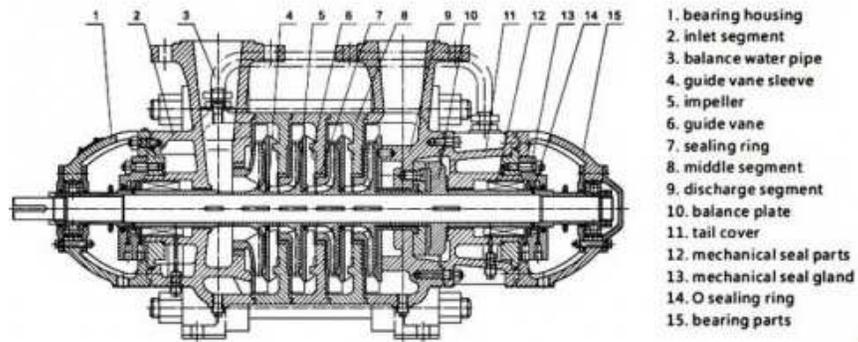
2.5.1.3.1. Pompa satu tingkat.

Pompa ini hanya mempunyai sebuah *impeller*, pada umumnya head yang di hasilkan pompa ini relatif rendah, namun konstruksinya sederhana.

2.5.1.3.2. Pompa bertingkat banyak.

Pompa ini menggunakan lebih dari satu *impeller* yang dipasang berderet pada satu poros (gambar 2.6) zat cair yang keluar dari *impeller* tingkat pertama akan diteruskan ke *impeller* tingkat kedua dan seterusnya hingga tingkat akhir. Head total pompa merupakan penjumlahan head yang dihasilkan oleh masing – masing *impeller*. Dengan demikian head total pompa ini relatif tinggi dibandingkan dengan pompa satu tingkat, namun konstruksinya lebih rumit dan besar.

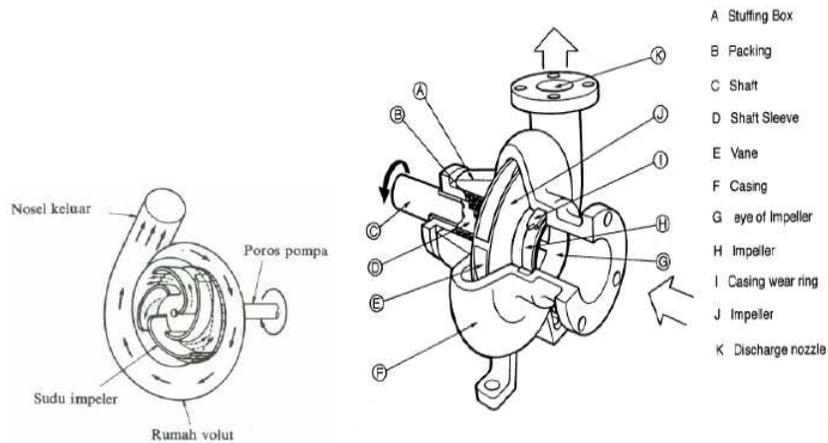
(Yang menjadi objek utama dalam penulisan skripsi ini)



Gbr. 2.6. pompa bertingkat.

2.5.1.4. Bagian – bagian utama pompa sentrifugal

Secara umum bagian – bagian utama pompa sentrifugal dapat dilihat seperti gambar berikut :



Gbr 2.7. Bagian – bagian pompa sentrifugal

Keterangan :

A. *Stuffing Box* : *Stuffing Box* Berfungsi untuk mencegah kebocoran pada daerah dimana poros pompa menembus casing

- B. *Packing*** : Digunakan untuk mencegah dan mengurangi kebocoran cairan dan casing pompa melalui poros. Biasanya terbuat dari asbes atau telfon.
- C. *Shaft*** : *Shaft* (poros) berfungsi untuk meneruskan momen punter dari penggerak selama beroperasi dan tempat kedudukan impeller dan bagian – bagian berputar lainnya.
- D. *Shaft sleeve*** : *Shaft sleeve* berfungsi untuk melindungi poros dari erosi, korosi dan keausan pad *stuffing box* . Pada pompa *multi stage* dapat sebagai *leakage joint*, *internal bearing* dan *insterstage* atau *distance sleever*.
- E. *Vane*** : Sudu *impeller* sebagai tempat berlalunya cairan pada *impeller*.
- F. *Casing*** : Merupakan bagian paling luar dari pompa yang berfungsi pelindung elemen yang berputar, tempat kedudukan *diffuser (guide vane)*, *inlet* dan *outlet nozzle* serta tempat memberikan arah aliran dari *impeller* dan mengkonversikan energi kecepatan cairan menjadi energi dinamis (*single stage*).
- G. *Eye of impeller*** : Bagian sisi masuk pada arah isap *impeller*.
- H. *Impeller*** : *Impeller* berfungsi untuk mengubah energi mekanis dari pompa menjadi energi kecepatan

pada cairan yang dipompakan secara kontinyu, sehingga cairan pada sisi isap secara terus menerus akan masuk mengisi kekosongan akibat perpindahan dari cairan yang masuk sebelumnya.

I. *Wearing ring* : *Wearing ring* berfungsi untuk memperkecil kebocoran cairan yang melewati bagian depan *impeller* maupun bagian belakang *impeller*, dengan cara memperkecil celah antara *casing* dengan *impeller*.

J. *Bearing* : *Bearing* (bantalan) berfungsi untuk menumpu dan menahan beban dari poros agar dapat berputar, baik berupa beban radial maupun beban axial. *Bearing* juga memungkinkan poros untuk dapat berputar dengan lancar dan tetap pada tempatnya, sehingga kerugian gesek menjadi kecil.

2.6 Dasar perhitungan pompa

Persamaan perhitungan pompa yang digunakan antara lain :

2.6.1 Kontinuitas

Laju aliran yang masuk ke dalam pompa adalah sama dengan laju aliran keluar pompa, sehingga dapat dirumuskan :

$$Q_1 = Q_2 \quad (2-1)$$

$$A_1 \cdot V_1 = A_2 \cdot V_2$$

2.6.2 Kapasitas aliran

Besarnya kecepatan akan mempengaruhi besarnya *fluida* yang mengalir dalam suatu pipa jumlah dari aliran *fluida* mungkin dinyatakan sebagai *volume*, berat atau massa *fluida* dengan masing – masing laju aliran ditunjukkan sebagai laju aliran sebagai *volume* (m³/s), laju aliran berat (N/s), dan laju aliran massa (kg/s).

Kapasitas aliran (Q) untuk *fluida* yang *incompressible* yaitu :

$$Q = A \cdot V \quad (2-2)$$

Laju aliran berat *fluida* (W), dirumuskan sebagai :

$$W = \gamma \cdot A \cdot V \quad (2-3)$$

Laju aliran *fluida* massa (M), dinyatakan sebagai rumus :

$$M = \rho \cdot A \cdot V \quad (2-4)$$

2.6.3 Reynold number.

Reynold *number* digunakan untuk mengetahui jenis aliran yang terjadi pada sistem aliran *fluida* di dalam pipa:

$$R = \frac{\rho \cdot d \cdot v}{\mu} \quad (2-5)$$

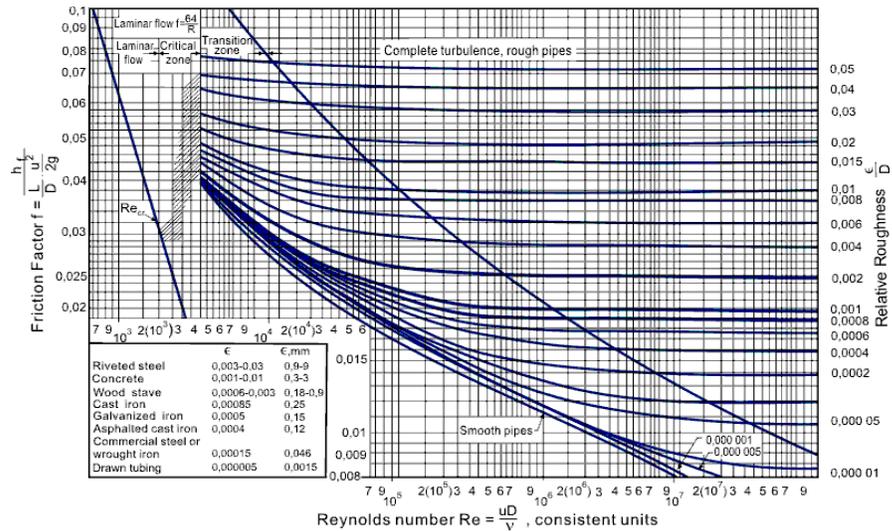
Pembagian jenis aliran berdasarkan reynold number yaitu :

- Jenis reynold *number* < 2300 adalah jenis aliran laminar.
- Jenis reynold *number* = 2300 adalah jenis aliran transisi.
- Jenis reynold *number* > 2300 adalah jenis aliran turbulen.

2.6.4 Head kerugian gesekan dalam pipa (*major losses*).

Untuk menghitung kerugian gesek yang terjadi di dalam pipa dipakai persamaan Dancy – Weisbach yaitu :

$$h_f = \frac{f \cdot L \cdot V^2}{2 \cdot g \cdot d} \quad (2-6)$$



Gbr 2.8. Diagram *moody*

Factor gesek ini bisa dilihat diagram moody atau bisa juga hitung dengan gambar diatas

2.6.5 Head kerugian gesek dalam pipa akibat siku pipa dan katup (minor losses).

Dalam aliran melalui jalur pipa. Kerugian juga akan terjadi apabila ukuran pipa, bentuk penampang, atau arah aliran berubah adanya *elbow*, *valve*, *reducer*, dan lain – lain kerugian di tempat – tempat transisi yang demikian itu dapat dinyatakan secara umum dengan rumus :

$$H_f = \sum n \cdot k \frac{V^2}{2g} \quad (2-7)$$

Harga (K) dapat dilihat ditabel sesuai dengan dibutuhkan.

2.6.6 Head total

Head total adalah ketinggian yang dapat dicapai oleh fluida pada saat pemompaan. Secara umum *head* total dapat dihitung dengan rumus :

$$H_{total} = H_a + \Delta H_p + H_l + \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (2-8)$$

Head total pompa yang harus disediakan untuk mengalirkan jumlah fluida seperti yang direncanakan, dapat ditentukan dari kondisi instalasi yang akan dilayani oleh pompa.

2.6.7 Daya pompa

Daya pompa adalah tenaga yang harus dibutuhkan untuk naikan air pada pipa dengan diameter, slope, dan pajang tertentu, besar daya pompa dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$P_h = Q \cdot H \cdot \gamma \quad (2.9)$$

2.6.8 Daya poros dan efisiensi pompa

Daya poros yang diperlukan untuk menggerakkan sebuah pompa dapat dinyatakan sebagai berikut :

$$P_S = \frac{P_m}{\eta_{transmisi}} \quad (2-10)$$

2.6.9 Jenis – jenis *impeller*.

Jenis – jenis *impeller* terdiri dari sebagai berikut :

1. *Impeller* jenis radial, pada *impeller* ini arah aliran fluida keluar dari *impeller* melalui sebuah bidang yang tegak lurus dengan poros pompa. *impeller* ini digunakan untuk tinggi tekanan (*head*) sedang dan tinggi.



Gbr 2.9. *Impeller radial*

2. *Impeller* jenis francis, pada *impeller* ini arah aliran fluida keluar dari *impeller* sama dengan *impeller* jenis radial, tapi *head* yang dihasilkan lebih rendah dan kapasitasnya lebih besar dari *impeller* jenis radial.



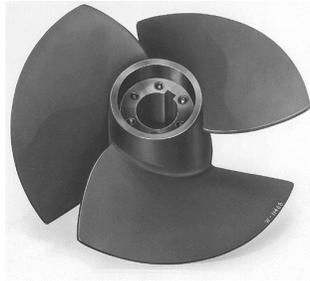
Gbr 2.10. *Impeller francis*

3. *Impeller* jenis aliran campuran, pada *impeller* jenis ini alirannya fluida meninggalkan *impeller* sebagai radial dan sebagai aksial. *Head* yang dihasilkan relative rendah dan kapasitasnya relative besar dari *impeller* aksial, *head* yang dihasilkan rendah dan kapasitas alirannya besar.



Gbr 2.11. *Impeller aliran campuran*

4. *Impeller* jenis aksial, arah aliran fluida meninggalkan *impeller* aksial, *head* yang dihasilkan rendah dan kapasitas alirannya besar.



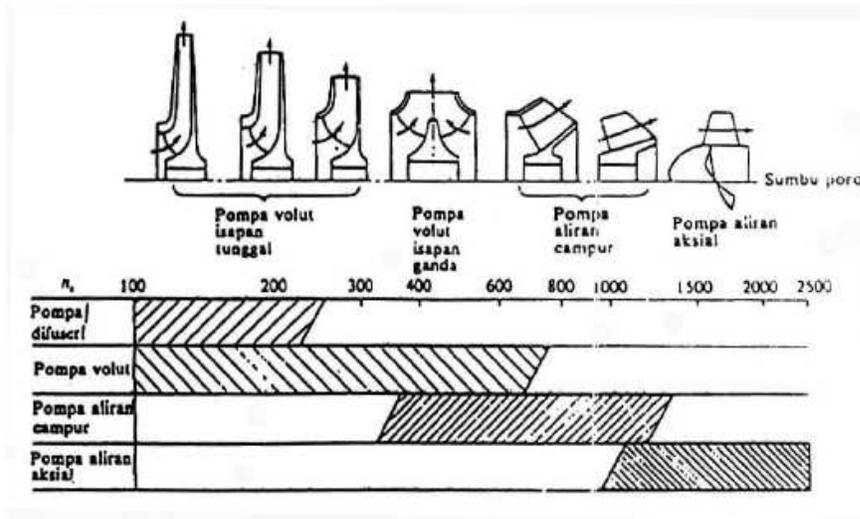
Gbr 2.12. *Impeller* aksial

Untuk menghasilkan *head* yang lebih tinggi, maka *impeller* disusun seri atau paralel dan pompa ini dinamakan pompa bertingkat banyak (*multi stage*) untuk menghasilkan kapasitas yang besar, maka *impeller* disusun paralel ganda, dan pompa dinamakan pompa isapan ganda (*double pump*).

2.7. Putaran spesifik

Komponen utama pada pompa antara lain adalah *impeller* dan rumah pompa. Dimana pada *impeller*, zait cair dapat percepatan sedemikian rupa sehingga dapat mengalir keluar. Bentuk dari *impeller* pompa dapat di tentukan dengan menggunakan satuan besaran yang disebut putaran spesifik (n_s).

Dengan kata lain harga n_s , dipakai sebagai parameter untuk menentukan jenis *impeller* pompa, jadi apabila harga putaran spesifik pompa sudah ditentukan maka bentuk *impeller* dapat ditentukan pula.



Gbr 2.13. Jenis – jenis *impeller* berdasarkan putaran spesifik

$$n_s = n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (2.11)$$

Dimana :

n_s = Putaran spesifik.

n = Putaran pompa (rpm)

Q = Kapasitas pompa (m^3 /menit)

H = Head total pompa.

Kecepatan spesifik yang di defenisikan dalam persamaan diatas adalah sama untuk pompa – pompa yang sebangun atau sama bentuk impellernya, meskipun ukuran dan putarannya berbeda, ada empat (4) jenis *impeller* berdasarkan putaran spesifiknya adalah sebagai berikut :

n_s = (100 – 250) = *Impeller* jenis radial

n_s = (100 – 780) = *Impeller* jenis francis

n_s = (320 – 1400) = *Impeller* jenis aliran campuran

$$n_s = (800 - 2500) = \textit{Impeller jenis aksial}$$

2.8. Kavitasi

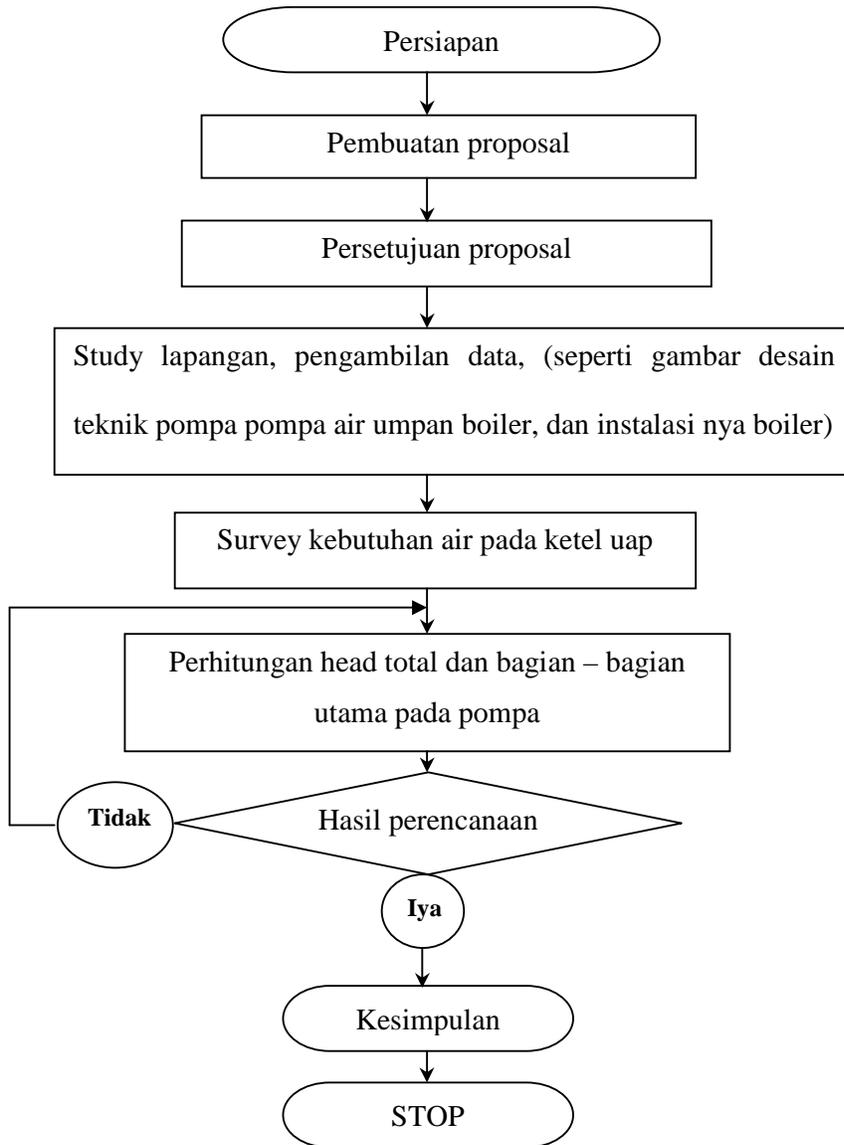
Bila tekanan pada sembarang titik didalam pompa turun menjadi lebih rendah dari tekanan uap. Gelembung – gelembung akan mengalir bersama – sama dengan aliran sampai pada daerah yang mempunyai tekanan lebih tinggi dicapai dimana gelembung itu akan mengecil lagi secara tiba – tiba. Yang mengakibatkan tekanan yang besar pada dinding didekatnya. Fenomena ini disebut kavitasi.

Masuknya cairan secara tiba – tiba kedalam ruangan yang terjadi akibat pengecilan gelembung – gelembung uap tadi akan menyebabkan kerusakan – kerusakan mekanis, yang kadang – kadang akan menyebabkan terjadinya erosi, yaitu terjadinya lubang – lubang. Sifat – sifat lain yang terjadi akibat kavitasi dapat berupa bunyi ketukan yang kuat dan akan mengakibatkan getaran pada bagian – bagian pompa.

BAB 3
METODE PERENCANAAN

3.1. Persiapan pendahuluan

Metode perencanaan yang dilakukan adalah dengan langkah – langkah dapat dilihat pada diagram alir dibawah ini :



Gambar 3.1. Diagram alir penyusunan tugas akhir

3.2. Waktu dan tempat.

Perencanaan pompa sentrifugal untuk kebutuhan air pada ketel uap ini dimulai dari 17 Mei 2017 di PT. PLN Persero sector belawan, di pulau naga putri, Sumatera Utara, adapun rancangan kegiatan penelitian dapat di lihat pada tabel berikut :

Tabel 3.1. Waktu kegiatan perencanaan

Kegiatan	Mei – Juni				Juli - Agustus				Sep - Okt			
	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
Persetujuan judul	■	■										
Pembuatan proposal			■									
Persetujuan proposal			■									
Studi lapangan				■	■	■						
Perhitungan kebutuhan air pada ketel uap					■	■	■	■				
Perhitungan losses dan bagian - bagian utama pompa								■	■			
Hasil perencanaan										■	■	■
Seminar sidang hasil												

3.3 Studi lapangan

Studi lapangan dilakukan untuk mendalami materi pada perencanaan sehingga dapat direncanakan sesuai dengan kondisi yang ada dilapangan. Selain itu juga untuk mengetahui karektiristik dari objek yang direncanakan ketika melakukan perencanaan pompa untuk kebutuhan air pada ketel uap.

3.4 Perencanaan sebuah pompa

Berdasarkan pada bab – bab sebelumnya, penulis akan merencanakan sebuah pompa sentrifugal. Dengan distribusinya menggunakan air yang di distribusikan langsung dari tanki air umpan ketel uap kemudian dipompa oleh pompa air umpan ketel uap (*boiler feed pump*) dan air *drum boiler*. Adapun pada perencanaan ini, akan dirancang sebuah pompa sentrifugal untuk kebutuhan ketel uap.

Dengan demikian dapat ditentukan terlebih dahulu apa saja yang akan dirancang berdasarkan data – data yang telah terkumpul, berikut adalah perencanaan yang ada bab 4, selanjutnya akan di lakukan perhitungan :

1. Spesifikasi pompa

- a. Kapasitas pompa
- b. Head pompa
- c. Daya pompa
- d. Jenis pompa
- e. Jenis impeller
- f. Penggerak motor
- g. Daya penggerak motor
- h. Putaran pompa
- i. Putaran Spesifik

2. Ukuran – ukuran utama pompa

2.1 Poros

- a. Diameter poros
- b. Bahan poros

2.2. Impeller

- a. Diameter hub impeller (D_h)
- b. Diameter mata impeller (D_o)
- c. Diameter sisi masuk impeller (D_1)
- d. Lebar impeller sisi masuk (b_1)
- e. Kecepatan tangensial pada sisi masuk impeller (U_1)
- f. Sudut tangensial pada sisi masuk impeller
- g. Kecepatan relative masuk impeller (W_1)
- h. Diameter sisi keluar impeller (D_2)
- i. Lebar impeller sisi keluar (b_2)
- j. kecepatan tangensial pada sisi keluar impeller (U_2)
- k. Sudut tangensial pada sisi keluar impeller
- l. Komponen kecepatan tangensial pada sisi keluar impeller (V_{u2})
- m. Komponen actual kecepatan tangensial pada sisi keluar impeller (V_{u2})
- n. Kecepatan absolute pada sisi keluar Impeller (V_2)

2.3. Sudu Impeller

- a. Bentuk sudu
- b. Jumlah sudu (Z)
- c. Jarak antar sudu
- d. Tebal sudu
- e. Melukis bentuk sudu
- f. Perubahan besar kelengkungan

2.4. Tipe rumah pompa

a. Perencanaan *diffuser*

1. Diameter dalam *diffuser*
2. Diameter luar *diffuser*
3. Lebar sisi dalam *diffuser*
4. Lebar sisi keluar *diffuser*
5. Jumlah sudu *diffuser*
6. Jarak antar sudu pada sisi masuk *diffuser*
7. Jarak antar sudu pada sisi luar *diffuser*
8. Sudut masuk *diffuser*
9. Sudut keluar *diffuser*
10. Melukiskan *diffuser*
11. Perbedaan sudut kelengkungan *diffuser*

2.5. Bantalan

- a. Jenis bantalan
- b. Jenis pembebanan
- c. Nomor bantalan
- d. Diameter dalam bantalan (d)
- e. Diameter luar bantalan (D)
- f. Lebar bantalan (b)
- g. Beban dinamis (C)
- h. Beban ekivalen (P)
- i. Factor kecepatan (fn)
- j. Factor umur bantalan (fh)

k. Umur nominal dari bantalan (Lh)

2.6. Pasak

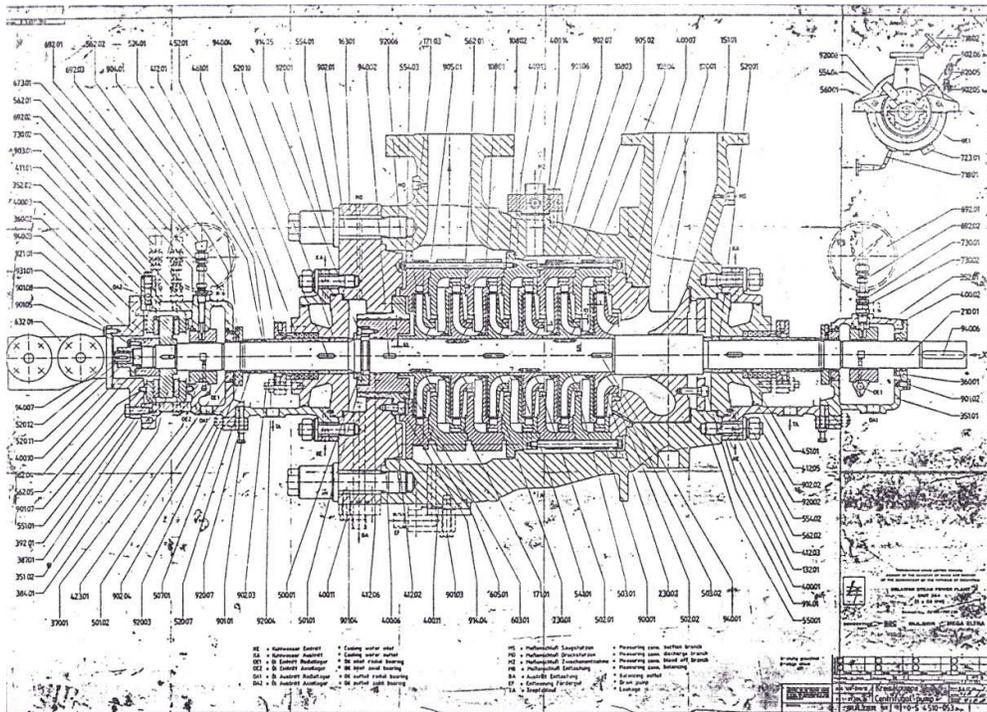
- a. Lebar pasak (b)
- b. Tinggi pasak (h)
- c. Panjang pasak (L)
- d. Kedalaman pasak (t)
- e. Gaya tangensial yang bekerja (F)

2.7. Perhitungan daya hirolis pompa

2.8. Perhitungan effisiensi pompa

2.9. Perhitungan kavitasi pompa

3.5. Gambar teknik pompa air umpan ketel uap



Gbr 3.2. Gambar teknik pompa air umpan (Boiler Feed Pump)

BAB 4

ANALISA DATA PERENCANAAN

4.1 Kebutuhan air pada ketel uap

Ketel uap merupakan sebuah alat konversi energi yang mengubah fasa air menjadi fasa uap yang sangat panas (*superheated*), pada PT. PLN sektor belawan, ketel uap merupakan salah satu siklus utama dalam mekanisme kerjanya, oleh karena itu ketel uap memiliki peran penting dalam sistem pembangkit tenaga listrik.

Ketel uap membutuhkan asumsi air yang besar untuk dijadikan uap yang nantinya uap tersebut akan menggerakkan sudu – sudu turbin. Sebelum memasuki perencanaan membuat sebuah pompa air umpan ketel uap (*boiler feed pump*), penulis akan menghitung kebutuhan air pada boiler.



Gbr 4.1. Ketel uap (*boiler*)

Spesifikasi ketel uap (*boiler*) PLTU:

Jenis bahan bakar awal	: Solar
Jenis bahan bakar	: Minyak residu

Tekanan uap	: 89 Bar
Kapasitas produksi uap	: 246 ton/jam
Temperatur uap	: 513 ⁰ C
Temperatur air masuk	: 209 ⁰ C
Draft sistem	: FDF (udara paksa)

Dapat dilihat kapasitas produksi uap boiler mencapai 246 ton/jam ini termasuk jumlah yang sangat besar perjam nya.

$$1 \text{ liter air} = 1 \text{ kg air}$$

$$1 \text{ kg air} = 1 \text{ kg uap}$$

$$1 \text{ ton uap} = 1000 \text{ kg uap}$$

$$240 \text{ ton/ jam} = 240000 \text{ kg uap/ jam}$$

1 liter air jika di panaskan pada suhu 100 ⁰C maka akan menghasilkan 1 liter uap juga pula dalam interval waktu yg ditentukan. Untuk kapasitas boiler 240 ton/jam uap, 1 jam boiler merebus 240000 kg air dan di jadikan uap perjam nya.

Untuk menyalurkan suplai air menuju boiler di butuhkan sebuah pompa sentrifugal *multi stage* bertekanan tinggi.

4.1.1. Pompa air umpan ketel uap (*Boiler Feed Pump*)

Pada PT. PLN sector belawan telah mendisign sebuah pompa sentrifugal bertekanan tinggi untuk memenuhi asumsi boiler tiap hari nya dengan spesifikasi sebagai berikut.



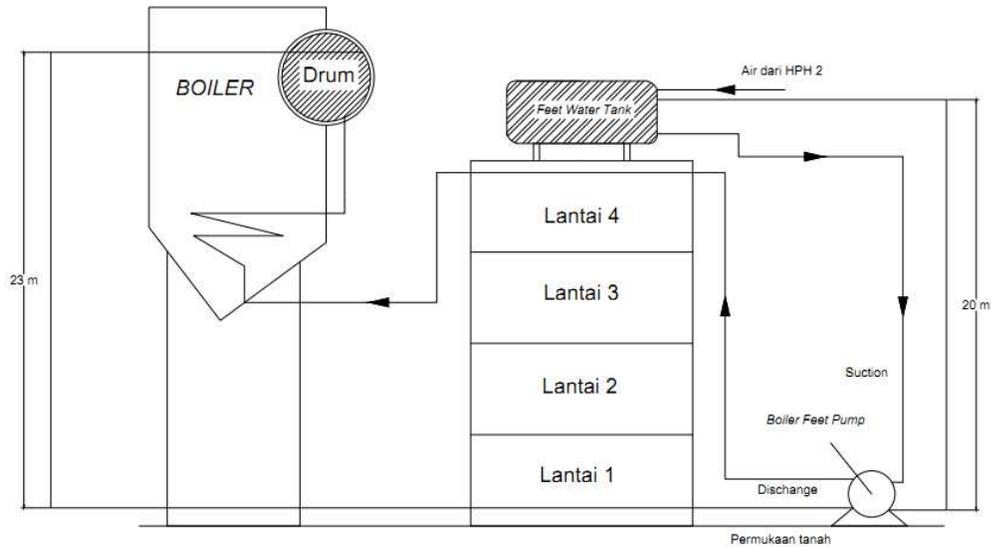
Gbr 4.2. Pompa air umpan ketel uap (Boiler Feed Pump)

Tabel. 4.1. Spesifikasi pompa air umpan ketel uap

Serial No.	3 - 491. 0147		
Position No.	30/40 LAC 20/30/40 AP 001		
Medium delivered		MCR - Point	Design - Point
Capacity	m ³ /h	Boiler feed water	
Minimum capacity	m ³ /h	137,61	151
Balancing rate of flow	m ³ /h	50	50
Differential head	mFS	6 - 10	6 - 10
NPSH R	m	1324	1272
Differential pressure	bar	6,5	7
Suction pressure	bar	116	111,6
Discharge pressure	bar	abs. 9,8	abs. 9,6
Pumping temperature (PT)	°C	abs. 125,8	abs. 121,2
Specif. grav. at PT	kg/m ³	172,9	172,9
Pump input	kW	894,3	894,3
Speed	1/min.	624	649
Impeller diameter	mm	2980	2980
		290	290

Sumber : PT. PLN Sektor Belawan – HAR Turbin

Setelah mengetahui spesifikasi pompa, dilanjutkan instalasi pompa pada PT. PLN sektor belawan. Instalasi pemipaan sebagai berikut :



Gbr 4.3. Instalasi pemipaan pompa air umpan (*Boiler Feed Pump*)

Dilanjutin dengan data sebagai berikut :

Diameter pipa masuk : 150 mm = 6 inch

Diamter pipa keluar : 100 mm = 4 inch

Siku pada sisi masuk : 7 (90⁰) *elbo*

Siku pada sisi keluar : 7 (90⁰) 2 (45⁰) *elbo*

Tekanan sisi masuk : 9,6 Bar

Tekanan sisi keluar : 121,2 Bar

Panjang (L) pipa sisi masuk : 24 m

Panjang (L) pipa sisi keluar : 26 m

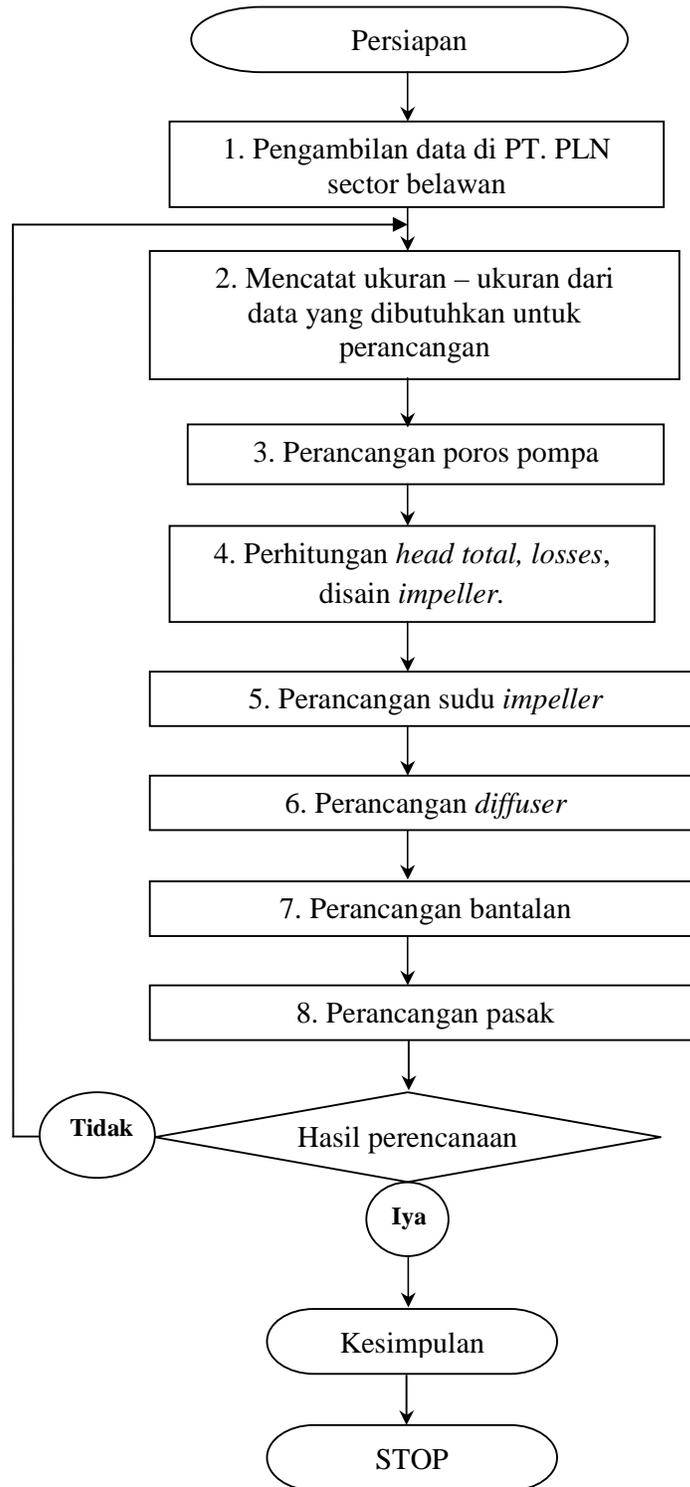
Bahan pipa : *Cast iron*

Frekuensi : 50 Hz

Jumlah *impeller* BFP : 12 *impeller*

Jenis pompa : *Multi stage* pompa sentrifugal

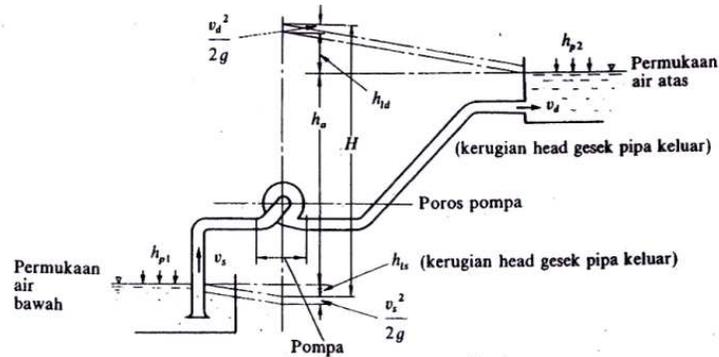
4.1.2. Diagram alir perencanaan pompa air umpan ketel uap



Gbr. 4.4 Diagram alir perencanaan pompa air umpan ketel uap

4.2. Menghitung head total

Head pompa adalah energi persatuan berat yang harus disediakan untuk mengalirkan sejumlah zat cair yang di rencanakan sesuai kondisi instalasi pompa atau tekanan untuk mengalirkan sejumlah zat cair, yang umumnya dinyatakan dalam satuan panjang



Gbr 4.5. Head pompa

Jika zat cair mengalir melalui suatu instalasi pompa, maka zat cair akan mengalami hambatan pada pipa, dengan demikian menimbulkan kerugian – kerugian pada hisap dan tekan, head total dapat diketahui dengan rumus di bawah ini :

$$H_{total} = H_a + \Delta H_p + H_l + \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (4.1)$$

Dimana : H_a = Head statis total (m)

Head ini adalah perbedaan tinggi antara muka air disisi keluar dan disisi isap tanda positif (+) dipakai apabila muka air di sisi keluar lebih tinggi dari pada sisi isap.

ΔH_p = Perbedaan head tekanan yang bekerja pada kedua permukaan air (m)

Hl = Berbagai kerugian head dipipa, katup, belokan , sambungan.

$\frac{v^2}{2.g}$ = Head kecepatan keluar (m)

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

Maka :

$$H_{total} = H_a + \Delta H_p + H_l + \frac{v^2}{2.g}$$

$$H_{total} = (H_{ss} + H_{sd}) + \left(\frac{P_d}{\gamma} - \frac{P_s}{\gamma} \right) + H_l + \frac{v^2}{2.g}$$

$$H_{total} = (20 \text{ m} + 23 \text{ m}) + \left(\frac{121,2 \text{ bar}}{894,3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} - \frac{9,6 \text{ bar}}{894,3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} \right) + H_l + \frac{v^2}{2.g}$$

4.2.1. Menghitung head kecepatan *fluida*

Untuk menghitung head kecepatan, dapat di nyatakan dengan rumus kontinuitas.

$$Q_1 = Q_2$$

$$A_1 \cdot V_1 = A_2 \cdot V_2 \quad (4.2)$$

$$v_1 = \frac{Q}{A_1} = \frac{151 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}}{\pi \cdot \frac{(d)^2}{4}} = \frac{0,041 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{3,14 \cdot \left(\frac{(0,150 \text{ m})^2}{4} \right)} = \frac{0,041 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0,0176 \text{ m}^2} = 2,32 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\frac{v_1^2}{2.g} = \left(\frac{(2,32 \text{ m/s})^2}{2.9,8 \text{ m/s}^2} \right) = 0,27 \text{ m}$$

$$v_2 = \frac{Q}{A_2} = \frac{151 \text{ m}^3/\text{h}}{\pi \cdot \frac{(d)^2}{4}} = \frac{0,041 \text{ m}^3/\text{s}}{3.14 \cdot ((0,100 \text{ m})^2 / 4)} = \frac{0,041 \text{ m}^3/\text{s}}{7,85 \times 10^{-03} \text{ m}^2} = 5,22 \text{ m/s}$$

$$\frac{v_2^2}{2.g} = \left(\frac{(5,22 \text{ m/s})^2}{2.9,8 \text{ m/s}^2} \right) = 1,39 \text{ m}$$

$$\frac{v^2}{2.g_{\max}} = \frac{v_1^2}{2.g} + \frac{v_2^2}{2.g} = 0,27 + 1,39 = 1,66 \text{ m}$$

4.2.2. Menghitung head losses (Hl)

Head losses adalah kerugian atau kehilangan yang terjadi di dalam pipa yang di akibatkan berbagai factor, seperti siku, katup, gesekan air pada pipa. Nilai head losses dibutuhkan untuk mengetahui perhitungan persamaan tekanan dan head total diatas.

4.2.3. Major head losses

Merupakan kerugian energy sepanjang saluran pipa yang di nyatakan dengan rumus :

$$Hlp = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2.g} \quad (4.3)$$

Harga f (factor gesekan) didapat dari diagram moody sebagai fungsi dari angka *reynold number* dan kekasaran relative (*relative roughness* – ϵ/D) yang nilainya dapat dilihat pada grafik, sebagai fungsi dari nominal diameter pipa dan

kekasaran permukaan dalam pipa (ε) yang tergantung dari jenis material pipa.

Table 4.2. Tabel kekerasan pipa

Bahan	Kekasaran	
	ft	m
Riveted Steel	0,003 – 0,03	0,0009 – 0,009
Concrete	0,001 – 0,01	0,0003 – 0,003
Wood Stave	0,0006 – 0,003	0,0002 – 0,009
Cast Iron	0,00085	0,00026
Galvanized Iron	0,0005	0,00015
Asphalted Cast Iron	0,0004	0,0001
Commercial Steel or Wrought Iron	0,00015	0,000046
Drawn Brass or Copper Tubing	0,000005	0,0000015
Glass and Plastic	“smooth”	“smooth”

Sumber: Jack B. Evett, Cheng Liu. *Fundamentals of Fluids Mechanics*. McGraw Hill. New York. 1987, hal. 134.

Berdasarkan data pada PT. bahan pipa Cast iron = 0,00026 m

$$\varepsilon/d_1 = \frac{0,00026m}{0,150m} = 0,0017m$$

$$\varepsilon/d_2 = \frac{0,00026m}{0,100m} = 0,0026m$$

Reynol number :

$$R_1 = \frac{D_1 \cdot v_1}{\mu} \quad (4.4)$$

$$R_1 = \frac{0,150m \cdot 2,32 \frac{m}{s}}{0,174 \times 10^{-06} \frac{m^2}{s}}$$

$$R_1 = \frac{0,348 \frac{m^2}{s}}{0,174 \times 10^{-06} \frac{m^2}{s}} = 2000000$$

$$R_2 = \frac{D_2 \cdot v_2}{\mu}$$

$$R = \frac{0,100m \cdot 5,22 \frac{m}{s}}{0,07 \times 10^{-06} \frac{m^2}{s}}$$

$$R = \frac{0,522 \frac{m^2}{s}}{0,174 \times 10^{-06} \frac{m^2}{s}} = 3000000$$

Nilai μ = Kinematic viscosity dapat diketahui melalui table sebagai

berikut, untuk temperature 172,9 °C = $0,174 \times 10^{-06} \frac{m^2}{s}$

Table. 4.3. Physical properties of water (SI unit) hingga °C 200 .

Temperatur (°C)	Kerapatan (kg/l)	Viscositas kinematik (m ² /s)	Tekanan uap jenuh (kgf/cm ²)
100	0,9581	0,295 x 10 ⁻⁶	0,0332
120	0,9431	0,244 x 10 ⁻⁶	0,0246
140	0,9261	0,211 x 10 ⁻⁶	0,685
160	0,9073	0,186 x 10 ⁻⁶	0,303
180	0,8869	0,168 x 10 ⁻⁶	10,224
200	0,8647	0,155 x 10 ⁻⁶	15,855
220	0,8403	0,150x 10 ⁻⁶	23,656
240	0,814	0,136 x 10 ⁻⁶	34,138
260	0,784	0,131 x 10 ⁻⁶	47,869
280	0,751	0,128 x 10 ⁻⁶	65,468
300	0,712	0,127 x 10 ⁻⁶	87,621

Sumber: Pompa & Kompresor, 2006

$$\varepsilon / d_1 = 0,0017m$$

$$R_1 = 2000000$$

$$\varepsilon / d_1 = 0,0026m$$

$$R_2 = 3000000$$

Diagram 4.1. Moody diagram untuk pipa suction.

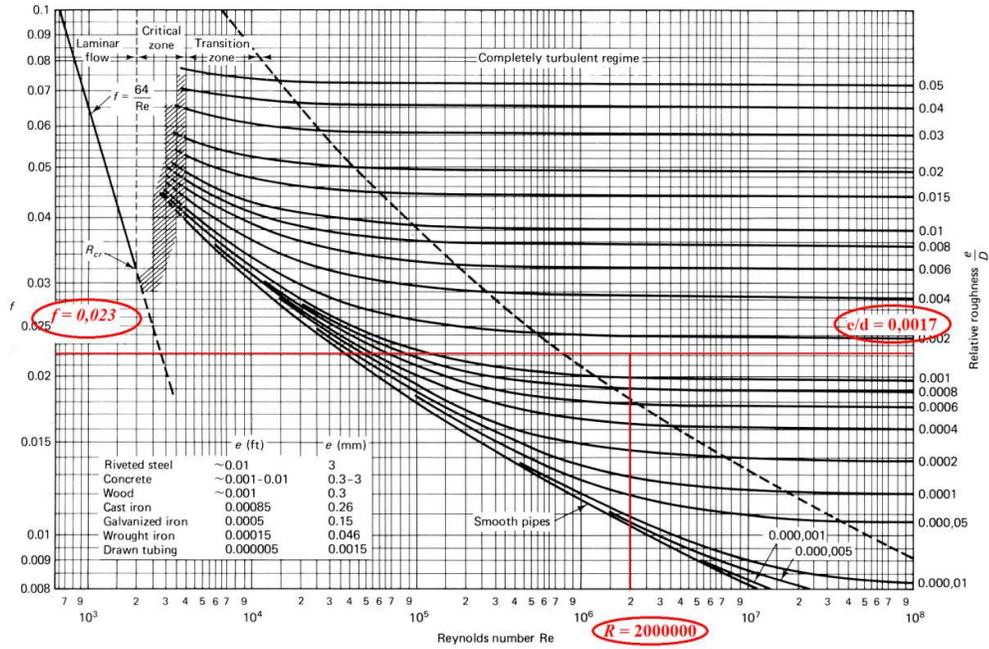


Figure 7.13 Moody diagram. (From L. F. Moody, *Trans. ASME*, Vol. 66, 1944.)

$$f_1 = 0,023m$$

Diagram 4.2. Moody diagram untuk pipa discharge.

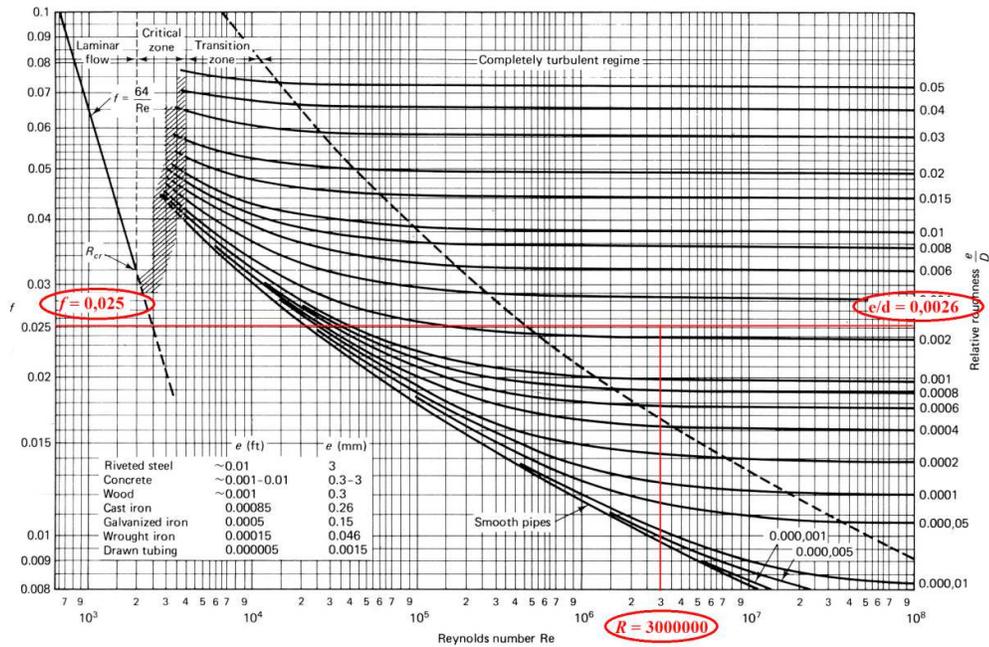


Figure 7.13 Moody diagram. (From L. F. Moody, *Trans. ASME*, Vol. 66, 1944.)

$$f_1 = 0,025m$$

$$Hlp_2 = f_1 \cdot \frac{L_1}{D_1} \cdot \frac{v_1^2}{2 \cdot g}$$

$$Hlp_1 = 0,023 \cdot \frac{24 \text{ m}}{0,150 \text{ m}} \cdot \frac{(2,32 \text{ m/s})^2}{2 \cdot (9,8 \text{ m/s}^2)} = 1,00 \text{ m}$$

$$Hlp_2 = f_2 \cdot \frac{L_2}{D_2} \cdot \frac{v_2^2}{2 \cdot g}$$

$$Hlp_2 = 0,025 \cdot \frac{26 \text{ m}}{0,100 \text{ m}} \cdot \frac{(5,22 \text{ m/s})^2}{2 \cdot (9,8 \text{ m/s}^2)} = 10,03 \text{ m}$$

$$Hlp_{\max} = Hlp_1 + Hlp_2$$

$$Hlp_{\max} = 1,00 \text{ m} + 10,03 \text{ m} = 11,03 \text{ m}$$

4.2.4. Minor head losses

Merupakan kerugian head pada sambungan dan katup yang terdapat sepanjang sistem perpipaan, dapat dinyatakan dengan rumus :

$$Hlf = \sum n \cdot K \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (4.5)$$

Besaran ini menyatakan kerugian pada sambungan dan katup dalam ukuran panjang *ekivalen* dari pipa lurus. Nilai K (koefisien k) berdasarkan kerugian gesekan sepanjang pipa akibat sambungan – sambungan. Dapat dilihat pada table sebagai berikut :

Table. 4.4. Koefisien K

Friction Losses in Pipe Fittings Resistance Coefficient K (use in formula $hf = Kv^2/2g$)														
Fitting	LD	Nominal Pipe Size												
		½	¾	1	1¼	1½	2	2½-3	4	6	8-10	12-16	18-24	
		K Value												
Angle Valve	55	1.48	1.38	1.27	1.21	1.16	1.05	0.99	0.94	0.83	0.77	0.72	0.66	
Angle Valve	150	4.05	3.75	3.45	3.30	3.15	2.85	2.70	2.55	2.25	2.10	1.95	1.80	
Ball Valve	3	0.08	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	
Butterfly Valve							0.86	0.81	0.77	0.68	0.63	0.35	0.30	
Gate Valve	8	0.22	0.20	0.18	0.18	0.15	0.15	0.14	0.14	0.12	0.11	0.10	0.10	
Globe Valve	340	9.2	8.5	7.8	7.5	7.1	6.5	6.1	5.8	5.1	4.8	4.4	4.1	
Plug Valve Branch Flow	90	2.43	2.25	2.07	1.98	1.89	1.71	1.62	1.53	1.35	1.26	1.17	1.08	
Plug Valve Straightaway	18	0.48	0.45	0.41	0.40	0.38	0.34	0.32	0.31	0.27	0.25	0.23	0.22	
Plug Valve 3-Way Thru-Flow	30	0.81	0.75	0.69	0.66	0.63	0.57	0.54	0.51	0.45	0.42	0.39	0.36	
Standard Elbow	90°	30	0.81	0.75	0.69	0.66	0.63	0.57	0.54	0.51	0.45	0.42	0.39	0.36
	45°	16	0.43	0.40	0.37	0.35	0.34	0.30	0.29	0.27	0.24	0.22	0.21	0.19
	long radius 90°	16	0.43	0.40	0.37	0.35	0.34	0.30	0.29	0.27	0.24	0.22	0.21	0.19

Data pada PT. Pipa *suction* berdiameter 150 mm = 5,9 = 6 *inch*, dan diameter pada *discharge* 100 mm = 3,9 = 4 *inch*. Sepanjang pipa *suction* terdapat 7 elbo 90° dan sepanjang pipa *discharge* terdapat 7 elbo 90°, 2 elbo 45°.

Maka :

$$Hf_1 = \sum n. K. \frac{v_1^2}{2.g}$$

$$Hf_1 = \sum 7. K. \frac{v_1^2}{2.g}$$

$$Hf_1 = \sum 7. 0,45. \frac{(2,32 \text{ m/s})^2}{2.(9,8 \text{ m/s}^2)} = 0,86 \text{ m}$$

$$Hf_2 = \sum n. K. \frac{v_2^2}{2.g}$$

$$Hlf_2 = \sum 7 \cdot K \cdot \frac{v_2^2}{2 \cdot g}$$

$$Hlf_2 = \sum 7 \cdot 0,45 \cdot \frac{(5,22 \text{ m/s})^2}{2 \cdot (9,8 \text{ m/s}^2)} = 4,37 \text{ m}$$

$$Hlf_2 = \sum n \cdot K \cdot \frac{v_2^2}{2 \cdot g}$$

$$Hlf_2 = \sum 2 \cdot 0,29 \cdot \frac{(5,22 \text{ m/s})^2}{2 \cdot (9,8 \text{ m/s}^2)} = 0,80 \text{ m}$$

$$Hlf_{\max} = Hlf_1 + Hlf_2$$

$$Hlf_{\max} = 0,86 \text{ m} + (4,37 + 0,80) \text{ m} = 6 \text{ m}$$

$$Hl_{\max} = Hlp_{\max} + Hlf_{\max}$$

$$Hl_{\max} = 11,03 \text{ m} + 6 \text{ m} = 17 \text{ m}$$

4.2.5. Menghitung ΔH_p (perbandingan tekanan)

Untuk menghitung perbedaan tekanan dapat menggunakan rumus tekanan head fluida di bawah ini :

$$\Delta H_p = \left(\frac{P_d}{\gamma} - \frac{P_s}{\gamma} \right) \quad (4.6)$$

$$\frac{P_s}{\gamma} = \frac{(9,6 \text{ bar})}{894,3 \text{ kg/m}^3} = \frac{9,6 \text{ bar} \cdot 10200}{894,3 \text{ kg/m}^3} = \frac{(97892,71 \text{ kg/m}^2)}{894,3 \text{ kg/m}^3} = 109,46 \text{ m}$$

$$\frac{P_s}{\gamma} = \frac{(121,2 \text{ bar})}{894,3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = \frac{121,2 \text{ bar} \cdot 10200}{894,3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = \frac{(1236240 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2})}{894,3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 1382,2 \text{ m}$$

$$\Delta H_p = (1382 - 109,46) = 1272,51 \text{ m}$$

Maka :

$$H_{total} = (H_{ss} + H_{sd}) + \Delta H_p + H_l + \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

$$H_{total} = (20 + 23) \text{ m} + (1272,51 \text{ m}) + 17 \text{ m} + 1,66 \text{ m} = 1334 \text{ m}$$

Dikarenakan pompa sentrifugal *multi stage* ini menggunakan 12 impeller didalam 1 pompa. Maka :

$$\Delta H_p = (1382 - 109,46) = 1272,51 \text{ m} / 12 = 106 \text{ m}$$

Maka :

$$H_{total} = H_a + \Delta H_p + H_l + \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

$$H_{total} = (H_{ss} + H_{sd}) + \Delta H_p + H_l + \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

$$H_{total} = (20 + 23) \text{ m} + (106 \text{ m}) + 17 \text{ m} + 1,66 \text{ m}$$

$$H_{total} = 167,6 \text{ m}$$

4.3 Pemilihan jenis dan tingkat impeller pada pompa

Dalam menentukan tipe impeller dan suatu pompa harus diketahui dahulu putaran spesifik dari pompa tersebut. Kecepatan spesifik adalah suatu istilah yang dipakai untuk memberikan klasifikasi impeller yang berdasarkan prestasi dan proporsinya tanpa memperhatikan ukuran actual dan kecepatan dimana pompa itu beroperasi. Untuk menghitung kecepatan pada pompa yang akan direncanakan dapat menggunakan persamaan di bawah ini :

$$n_s = n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (4.7)$$

Dimana :

n = Putaran motor, rpm (n = 2980 rpm)

Q = Debit pada pompa, m (Q = 151 m³/h)

H = Head pompa

Maka :

$$n_s = 2980 \frac{\sqrt{151 \text{ m}^3 / \text{h}}}{\left(167,6^{3/4}\right) \text{ m}}$$

$$n_s = 2980 \frac{\sqrt{2,5166 \text{ m}^3 / \text{m}}}{46,58 \text{ m}}$$

$$n_s = 2980 \frac{1,586 \text{ m}^2 / \text{m}}{46,58 \text{ m}} = 2980 \cdot 0,034 \text{ m} / \text{m}$$

$$n_s = 101,32 \text{ rpm}$$

Dengan melihat gambar dibawah ini, maka ditentukan jenis impeller yaitu “ *Moderate – speed impeller* “. Dengan isapan tunggal dan satu tingkat pompa sudah dapat bekerja dengan baik.

Centrifugal Pump			Mixed-flow impeller	Aksial – flow impeller
Low – speed impeller	Moderate – speed impeller	High – speed impeller		
				
$n_s = 40-60$ $D_1/D_2 = 2,5$	$n_s = 60-150$ $D_1/D_2 = 2$	$n_s = 150-300$ $D_1/D_2 = 1,6 -1,2$	$n_s = 300-600$ $D_1/D_2 = 1,2 -1$	$n_s = 600-1000$ $D_1/D_2 = 0,5$

Gbr 4.6. Jenis – jenis impeller berdasarkan putaran spesifik

4.3.1 Effisiensi operasional pompa

a. Effisiensi hidrolis η_h

$$\text{Effisiensi hidrolis } \eta_h = (0,75 - 0,85) \text{ diambil} = 0,85$$

b. Effisiensi mekanis η_m

$$\text{Effisiensi mekanis } \eta_m = (0,9 - 0,95) \text{ diambil} = 0,95$$

c. Effisiensi volumetris η_v

$$\text{Effisiensi volumetris } \eta_v = 0,94 - 0,995 \text{ diambil} = 0,98$$

Sehingga untuk efisiensi operasionalnya :

$$\eta_{op} = 0,85 \times 0,95 \times 0,98$$

$$= 0,79$$

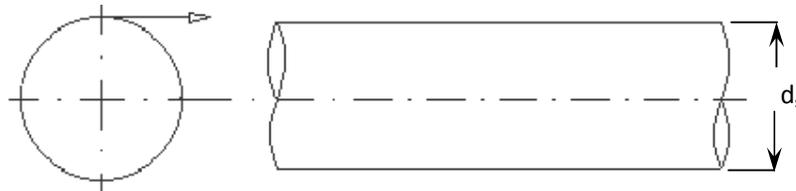
Efisiensinya operasional pompa $\eta_{op} = 0,63 - 0,84$ ini berarti η_{op}

yang direncanakan memenuhi persyaratan.

4.4. Poros

Poros adalah komponen terpenting yang akan memutar *impeller* yang dihubungkan dengan pasak, poros merupakan komponen *stasioner* yang berputar, biasanya yang berpenampang bulat yang akan mengalami beban puntir dan lentur atau gabungannya.

Kadang poros ini dapat mengalami tegangan tarik, kelelahan, tumbukan atau pengaruh konsentrasi tegangan yang akan terjadi pada diameter poros yang terkecil atau pada poros yang terpasang alur pasak, hal ini biasanya dilakukan pada penyambungan atau penghubungan antar komponen agar tidak terjadi pergeseran.



Gbr 4.7. Poros

Pada perencanaan ini poros, memindahkan daya (N) sebesar 649 kW dan putaran (n) sebesar 2980 rpm.

Daya (N) = 649 kW

Putaran (n) = 2980 rpm

Jika P adalah daya nominal output dari motor penggerak, maka faktor keamanan dapat diambil dalam perencanaan. Jika faktor koreksi adalah f_c (Tabel 4.5) maka daya rencana P_d (kW) sebagai beriku

$$P_d = f_c \cdot P \text{ (kW)} \quad (4.8)$$

Dimana : Pd = Daya rencana
 fc = faktor koreksi
 P = Daya

Tabel. 4.5. Faktor koreksi daya yang akan ditransmisikan (fc)

Daya yang di transmisikan	Fc
Daya rata-rata yang diperlukan	1,2 - 2,0
Daya maksimum yang diperlukan	0,8 - 1,2
Daya normal	1,0 - 1,5

Sumber : lit. 1 hal 7, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso dan Kiyokatsu Suga

Faktor koreksi (fc) daya maksimum yang diperlukan 1.0 – 1,5.
diambil $fc = 1,3$ Maka daya rencana Pd adalah :

$$\begin{aligned}
 Pd &= fc \cdot P \\
 &= 1,3 \cdot 649 \\
 &= 843.7 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Jika momen puntir (*torsi*) adalah T ($kg \cdot mm$), maka torsi untuk daya maksimum :

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{Pd}{n} \quad (4.9)$$

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{843.7}{2980}$$

$$T = 275759,66 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

Tabel. 4.6. Standart bahan poros baja paduan

Standart dan Macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm²)
<i>Baja khrom nikel</i> <i>(JIS G 4102)</i>	<i>SNC 2</i>	-	85
	<i>SNC 3</i>	-	95
	<i>SNC 21</i>	<i>Pengerasan kulit</i>	80
	<i>SNC 22</i>	-	100
<i>Baja khrom nikel</i> <i>molibden (JIS G</i> <i>4103)</i>	<i>SNCM 1</i>	-	85
	<i>SNCM 2</i>	-	95
	<i>SNCM 7</i>	-	100
	<i>SNCM 8</i>	-	105
	<i>SNCM 22</i>	<i>Pengerasan kulit</i>	90
	<i>SNCM 23</i>	“	100
<i>SNCM 25</i>	“	120	

Sumber : lit. 1 hal 3, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso dan Kiyokatsu Suga

Tegangan geser yang di izinkan :

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{sf_1 \cdot sf_2} \quad (4.10)$$

dimana :

τ_a = tegangan geser yang diizinkan poros (kg/mm²)

σ_B = kekuatan tarik bahan poros (kg/mm²)

sf_1 = faktor keamanan akibat pengaruh massa untuk bahan S-C

(baja karbon) diambil 6,0 sesuai dengan standart ASME

sf_2 = faktor keamanan akibat pengaruh bentuk poros atau daya

poros, harga sebesar 1,3 - 3,0 maka di ambil 1,3

Dilihat pada table 4.6 Bahan poros di pilih baja khromm nikel molibden (JIS G 4103) lambang SNCM22 dengan kekuatan tarik $\sigma_B = 90$ kg/mm^2

maka :

$$\begin{aligned}\tau_a &= \frac{\sigma_B}{sf_1 \cdot sf_2} \\ &= \frac{90}{6,0 \cdot 1,9} \\ &= 7,894 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Pertimbangan untuk momen diameter poros :

$$d_s = \left[\frac{5,1}{\tau_a} \cdot K_t \cdot C_b \cdot T \right]^{1/3} \quad (4.11)$$

dimana :

d_s = diameter poros (mm)

τ_a = tegangan geser yang diizinkan poros (kg/mm²)

T = momen *torsi* rencana (kg.mm)

C_b = faktor keamanan terhadap beban lentur harganya 1,2 - 2,3

(diambil 1,2).

K_t = faktor bila terjadi kejutan dan tumbukan besar atau kasar 1,5 –

3,0 (diambil 1,6)

maka :

$$\begin{aligned}d_s &= \left[\frac{5,1}{7,894} \cdot 1,6 \cdot 1,2 \cdot 275759,66 \right]^{1/3} \\ &= 69,93 \text{ mm} = 70 \text{ mm} \text{ (sesuai dengan tabel 3.3.)}\end{aligned}$$

Tabel 4.7. Diameter poros

4,5	*11,2	28	40	55	70	(105)
	12	30		56	71	110
		*31,5	42		75	
5	*12,5	32		60	80	*112
			45		85	120
		35		63		
*5,6	14	*35,5	48		90	125
	(15)		50		95	130
6	16	38		65	100	

Sumber : lit. 1 hal 9, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso dan Kiyokatsu Suga

- Keterangan :**
1. Tanda * menyatakan bahwa bilangan yang bersangkutan dipilih dari bilangan standar.
 2. Bilangan di dalam kurung hanya dipakai untuk bagian dimana akan dipasang bantalan gelinding.

Pada diameter poros di atas 70 mm, maka tegangan geser yang terjadi pada poros adalah :

$$\tau = \frac{5,1 \cdot T}{d_s^3} \quad (4.12)$$

dimana :

τ = tegangan geser (kg/mm²)

T = momen *torsi* rencana (kg.mm)

d_s = diameter poros (mm)

maka :

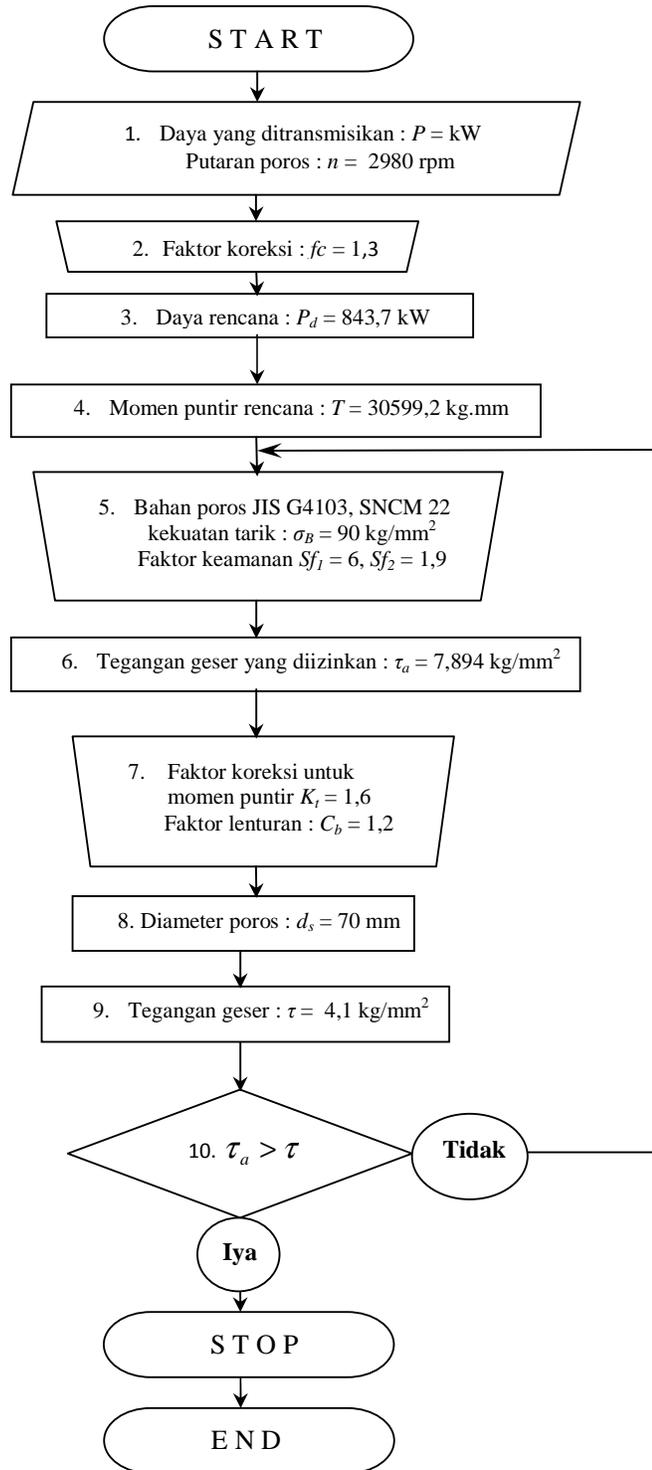
$$\tau = \frac{5,1 \cdot 275759,66}{70^3}$$

$$= \frac{1406374.26}{343000}$$

$$= 4,1 \text{ kg/mm}^2$$

Berdasarkan perhitungan di atas maka poros tersebut aman di pakai karena tegangan geser yang terjadi lebih kecil dari tegangan geser yang diizinkan yaitu : $4,1 < 7,894 \text{ kg/mm}^2$ (aman).

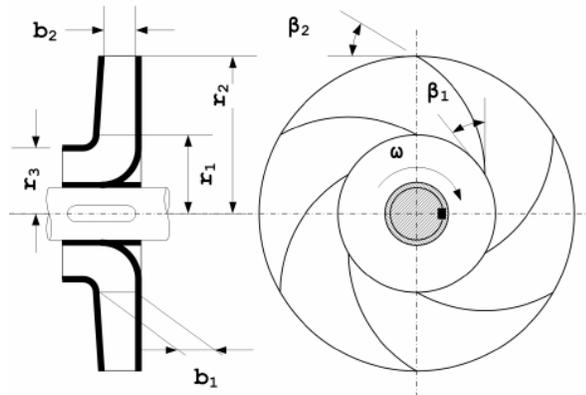
4.4.1 Diagram alir perencanaan poros



Gbr 4.8. Diagram alir perencanaan poros

4.5. Design *impeller*

Impeller adalah komponen yang berputar dari pompa sentrifugal yang berfungsi untuk mentransfer energi dari motor dengan mempercepat cairan keluar dari pusat rotasi.

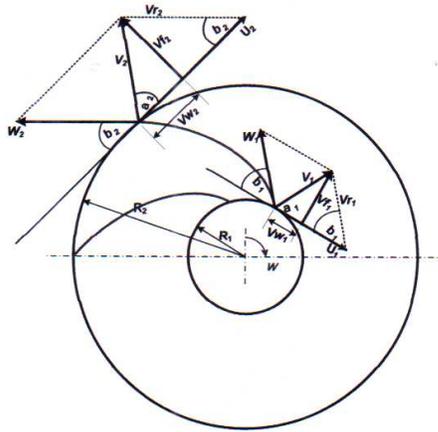


Gbr 4.9. *Impeller*

Untuk mendisign sebuah *impeller*, terlebih dahulu harus mengetahui Q (kapasitas aliran), N (input daya), *head total* yang tertera pada spesifikasi diatas.

4.5.1 Perancangan *Impeller*

Adapun bagian dan dimensi dari pada *impeller* berdasarkan sigitiga kecepatan dapat dilihat sebagai berikut :



Gbr 4.10. Segitiga kecepatan pada impeller

4.5.2 Diameter *hub impeller* (D_h)

$$D_h = 8 + D_p \text{ (Diameter poros)} \quad (4.14)$$

$$D_h = 8 + 70 \text{ mm}$$

$$D_h = 78 \text{ mm} \cdot 1000$$

$$D_h = 0,078 \text{ m}$$

$$V_{Suc} = (3-5) \text{ m/s} \rightarrow \text{(dipilih } 3 \text{ m/s dikarenakan mendekati } v_1)$$

4.5.3 Diameter sisi masuk (*suction flange*)

$$D_{suc} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v_{suc}}} \quad (4.15)$$

$$D_{suc} = \sqrt{\frac{4 \cdot 151 \text{ m}^3/h}{3,14 \cdot 3 \text{ m/s}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0419 \text{ m}^3/s}{9,42 \text{ m/s}}} = 0,1333 = 133 \text{ mm}$$

4.5.4 Diameter *eyes of impeller* (D_o)

$$D_{suc} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v_{suc}} + (D_h)^2} \quad (4.16)$$

$$D_{suc} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0419 m^3/s}{9,42 m/s} + (0,078)^2}$$

$$D_{suc} = \sqrt{0,0177 + (6,084 \times 10^{-03})} = \sqrt{0,023} = 0,151 m \times 1000$$

$$D_{suc} = 151 mm$$

$$(D_1 = D_o) = 151 mm$$

4.5.5. Kecepatan tangensial pada sisi masuk *impeller* (U_1)

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} \quad (4.17)$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 151 mm \cdot 2980 rpm}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,151 m \cdot 2980 rpm}{60}$$

$$U_1 = \frac{1412,9}{60} = 23,5 m/s$$

4.5.6. Laju kecepatan *relative* fluida terhadap *impeller* sisi masuk

$$(Vr_1 = W_1)$$

$$\tan \beta_1 = \frac{Vr_1}{U_1} \quad (4.18)$$

$$Vr_1 = \tan \beta_1 \cdot U_1$$

$$\beta_1 = (10^\circ - 25^\circ) \rightarrow \text{dipilih} = 20^\circ$$

$$Vr_1 = \tan 20^\circ \cdot 23,5 m/s = 8,5 m/s$$

4.5.7. Lebar *impeller* sisi masuk (b_1)

$$E_1 = \text{Factor kontraksi} (0,8 - 0,9) \rightarrow \text{dipilih} = 0,8$$

$$b_1 = \frac{Q_1}{\pi \cdot D_1 \cdot Vr_1 \cdot E_1} \quad (4.19)$$

$$b_1 = \frac{0,0419 \frac{m^3}{s}}{(3,14) \cdot (0,151m) \cdot (8,5 \frac{m}{s}) \cdot (0,8)} = \frac{0,0419 \frac{m^3}{s}}{3,2 \frac{m^2}{s}} = 0,0129m$$

$$b_1 = 13mm$$

4.5.8. Sudut tangensial pada sisi masuk impeller

$$\left(\alpha = 90^\circ \right)$$

4.5.9. Diameter sisi luar impeller (D_2)

$\theta = \text{Over head coefisien}$ (0,8 – 0,95) \rightarrow Dipilih 0,8

$$D_2 = \frac{84,5 \cdot \theta \cdot \sqrt{H_{total}}}{n} \quad (4.20)$$

$$D_2 = \frac{84,5 \cdot 0,8 \cdot \sqrt{167,6m}}{2980}$$

$$D_2 = \frac{875m}{2980} = 0,293m = 293mm$$

4.5.10. Kecepatan tangensial pada sisi keluar impeller (U_2)

$$U_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60}$$

$$U_2 = \frac{3,14 \cdot 293 \text{ mm} \cdot 2980 \text{ rpm}}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,294 \text{ m} \cdot 2980 \text{ rpm}}{60}$$

$$U_2 = \frac{2741}{60} = 45,6 \frac{m}{s}$$

4.5.11. Laju kecepatan relative fluida terhadap *impeller* sisi keluar

$$(Vr_2 = W_2)$$

$$\tan \beta_2 = \frac{Vr_2}{U_2}$$

$$Vr_2 = \tan \beta_2 \cdot U_2$$

$$\beta_2 = (15^\circ - 40^\circ) \rightarrow \text{Dipilih} = 30^\circ$$

$$Vr_2 = \tan 30^\circ \cdot 45,6 \text{ m/s} = 26,32 \text{ m/s}$$

4.5.12. Lebar impeller sisi keluar (b_2)

$$E_2 = \text{Factor kontraksi} (0,9 - 0,95) \rightarrow \text{dipilih} = 0,9$$

$$b_2 = \frac{Q_1}{\pi \cdot D_2 \cdot Vr_2 \cdot E_2}$$

$$b_2 = \frac{0,0419 \text{ m}^3/\text{s}}{(3,14) \cdot (0,293 \text{ m}) \cdot (26,32 \text{ m/s}) \cdot (0,9)} = \frac{0,0419 \text{ m}^3/\text{s}}{21,7 \text{ m}^2/\text{s}} = 0,0019 \text{ m}$$

$$b_2 = 2 \text{ mm}$$

4.5.13. Komponen kecepatan tangensial actual sirkulasi aliran (Vu_2)

$$Vu_2 = \frac{U_1 - Vr_2}{\tan \beta_2} \quad (4.21)$$

$$Vu_2 = \frac{45,6 \text{ m/s} - 26,32 \text{ m/s}}{\tan 30^\circ} = 33,39 \text{ m/s}$$

4.5.14. Komponen actual kecepatan tangensial actual sirkulasi

aliran ($Vu_{2actual}$)

$$\eta_s = (0,65 - 0,75) \rightarrow \text{dipilih} = 0,65$$

$$Vu_{2actual} = \eta_s \cdot Vu_2 \quad (4.22)$$

$$Vu_{2actual} = 0,65 \cdot 33,39 \text{ m/s} = 21,7 \text{ m/s}$$

4.5.15. Kecepatan absolute pada sisi keluar impeller (V_2)

$$V_2 = \sqrt{(Vu_2)^2 + (Vr_2)^2} \quad (4.23)$$

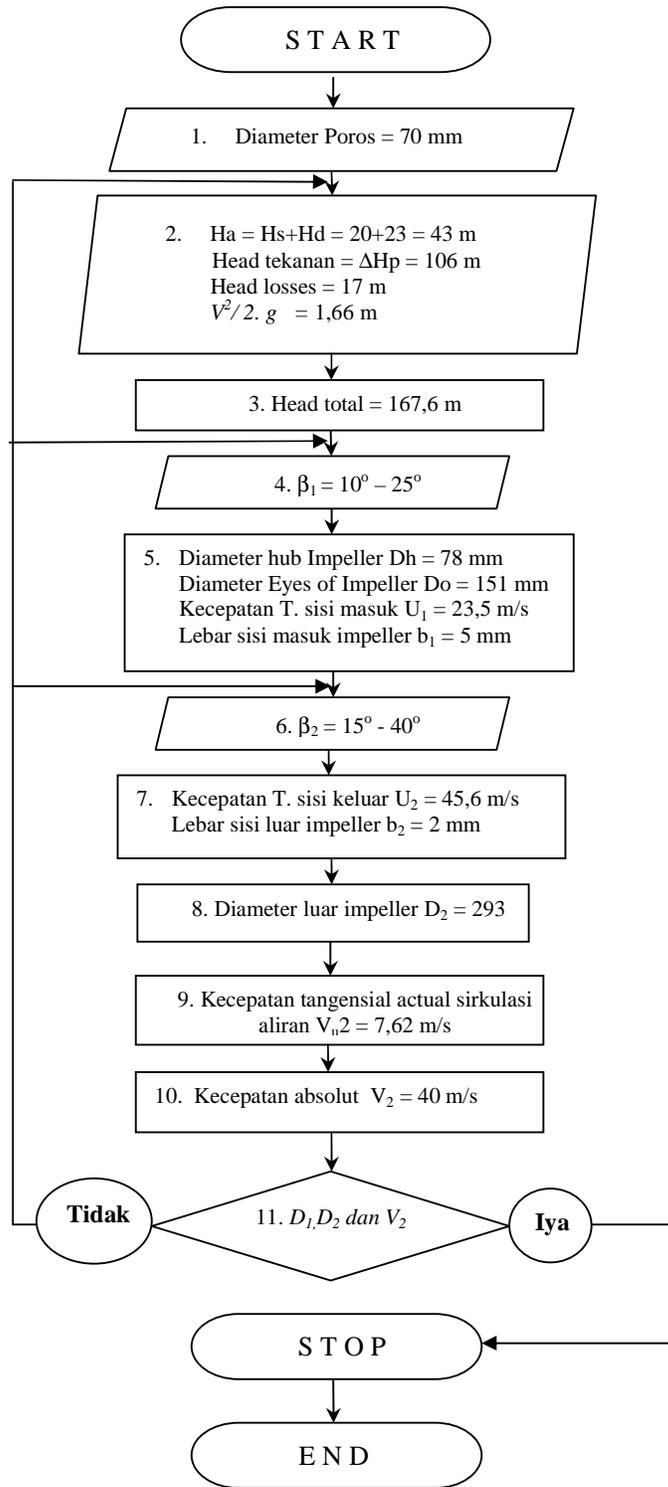
$$V_2 = \sqrt{(33,39)^2 + (26,32)^2} = \sqrt{1807,6} = 42,5 \text{ m/s}$$

4.5.16. Sudut outlet yang sebenarnya (α_2)

$$\alpha_2 = \frac{\text{Arctan}.Vr_2}{Vu_2} \quad (4.24)$$

$$\alpha_2 = \frac{\text{Arctan}.26,32}{33,39} = 2,6$$

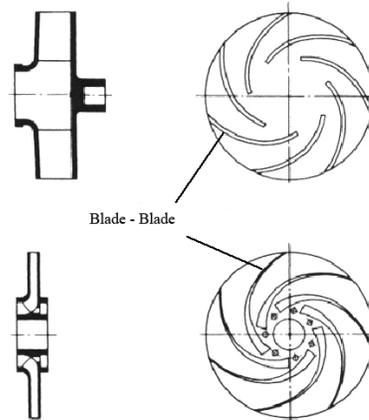
4.5.17. Diagram alir perencanaan *impeller*



Gbr 4.11. Diagram alir perencanaan *impeller*

4.6. Sudu impeller

Sudu impeller adalah *blade – blade* pada *impeller*, sudu sudu itu yang melentingkan air secara kontenyu. Untuk lebih jelas dapat di lihat pada gambar di bawah ini :



4.6.1. Bentuk sudut

Sudu terdiri dari 3, yaitu :

1. *Forward curve vanes* (melengkung kedepan)

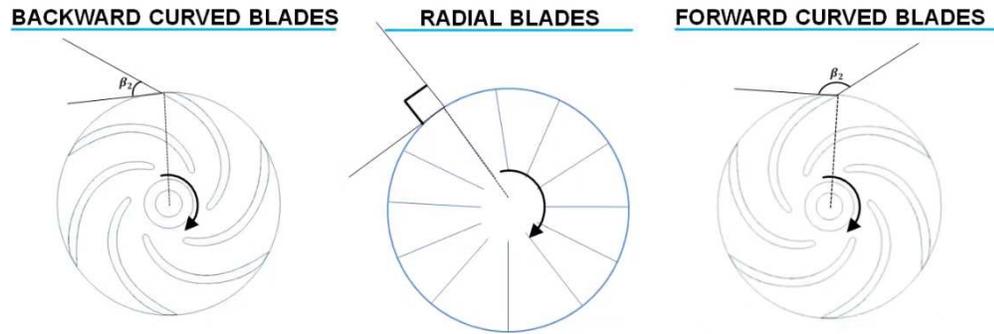
$$\beta_1 > 90^\circ \text{ dan } Ht > U_2^2 / 2.g$$

2. *Straight* atau *radial vanes*

$$\beta_2 = 90^\circ \text{ dan } Ht = U_2^2 / 2.g$$

3. *Backward curve vanes* (melengkung kebelakang)

$$\beta_2 < 90^\circ \text{ dan } Ht < U_2^2 / 2.g$$



Gbr. 4.13. Macam – macam jenis sudu

4.6.2. Perancangan sudu *impeller*

Adapun perancangan sudu *impeller* sebagai beriku :

4.6.2.1. Jumlah sudut (Z)

β_m = sudut rata-rata sudu

$$\beta_m = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} = \frac{20^\circ + 30^\circ}{2} = \frac{50^\circ}{2} = 25^\circ$$

$$Z = 6,5 \left(\frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \right) \cdot \sin \beta_m \quad (4.25)$$

$$Z = 6,5 \left(\frac{0,294m + 0,151m}{0,294m - 0,151m} \right) \cdot \sin 25^\circ$$

$$Z = 6,5 \left(\frac{0,445m}{0,143m} \right) \cdot 0,422 = 8$$

4.6.2.2. Jarak antara sudu (*circum ferential pitch vane*) sisi isap

(L_1)

$$L_1 = \frac{\pi \cdot D_1}{Z} \quad (4.26)$$

$$L_1 = \frac{3,14 \cdot 0,151m}{8} = 0,059m = 59mm$$

4.6.2.3. Sisi Tekan (L_2)

$$L_2 = \frac{\pi \cdot D_2}{Z} \quad (4.27)$$

$$L_2 = \frac{3,14 \cdot 0,294m}{8} = 0,115m = 115mm$$

4.6.2.4. Melukis bentuk *impeller*.

Table. 4.8. table untuk pelukisan sudu.

Ring	R	R ²	β	$\cos \beta$	R. $\cos \beta$	Rb. $\cos \beta b -$ Ra. $\cos \beta a$	Rb ² - Ra ²	ρ
1	75,5	5700,2	20	0,93	70,2	-	-	
a	93,25	8695,5	22,5	0,92	85,7	15,5	2995,3	
b	111	12321	25	0,90	99,9	14,2	3625,5	
c	128,75	16576,5	27,5	0,88	113,3	13,4	4255,5	
2	146,5	21462	30	0,86	125,9	12,6	4885,5	

Sumber : "Austin h church – pompa dan blower sentrifugal "

4.6.2.5. Perubahan besar kelengkungan (ρ)

$$1. \rho_a = \frac{Rb^2 - Ra^2}{2(Rb. \cos \beta b - Ra. \cos \beta a)} \quad (4.28)$$

$$\rho_a = \frac{2995,3}{2(15,5)} = 96,6$$

$$2. \rho_b = \frac{Rb^2 - Ra^2}{2(Rb. \cos \beta b - Ra. \cos \beta a)}$$

$$\rho_b = \frac{3625,5}{2(14,2)} = 127,6$$

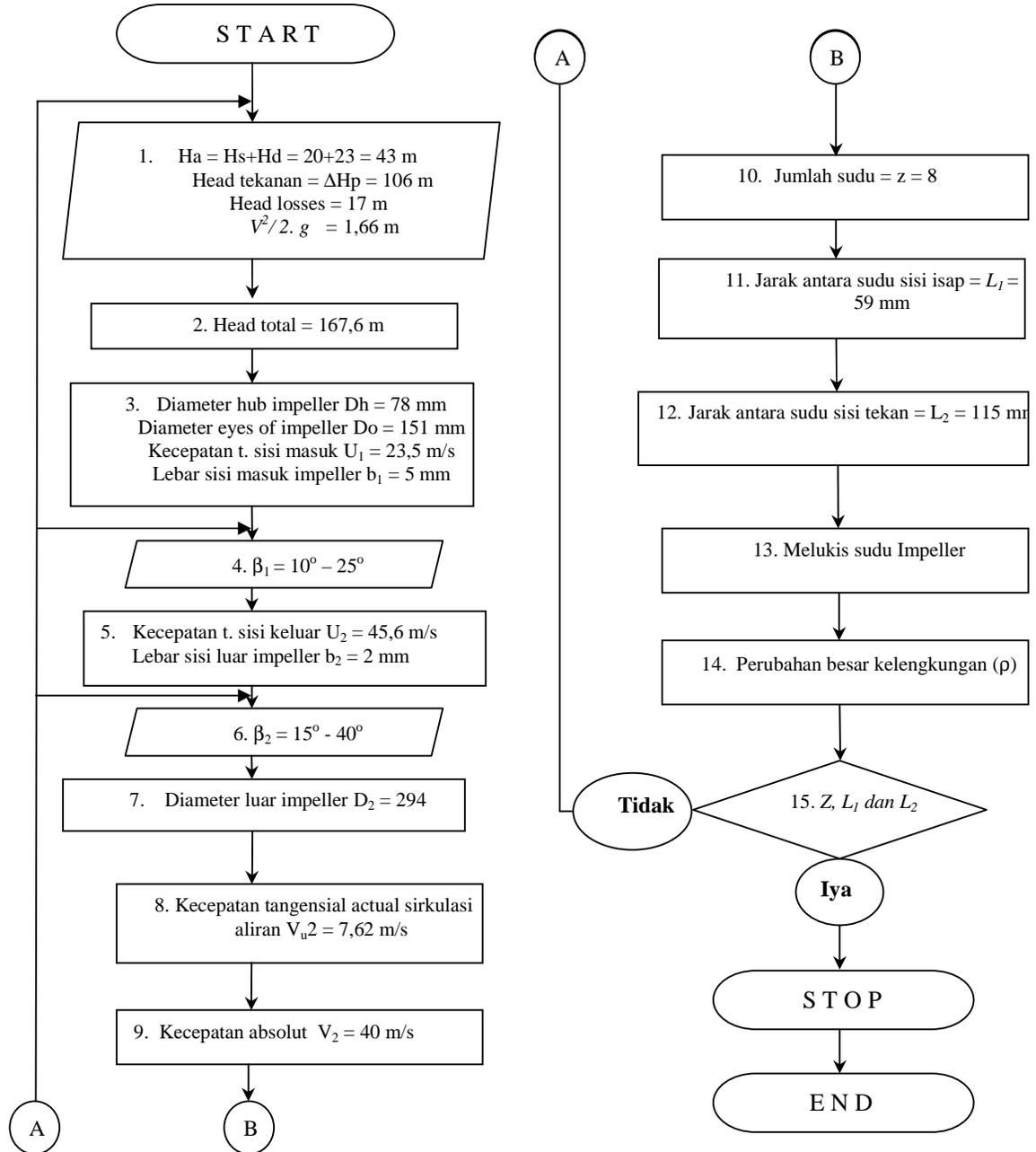
$$3. \rho_c = \frac{Rb^2 - Ra^2}{2(Rb. \cos \beta b - Ra. \cos \beta a)}$$

$$\rho_c = \frac{4255,5}{2(13,4)} = 158,7$$

$$4. \rho_2 = \frac{Rb^2 - Ra^2}{2(Rb. \cos \beta b - Ra. \cos \beta a)}$$

$$\rho_c = \frac{4885,5}{2(12,6)} = 193,8$$

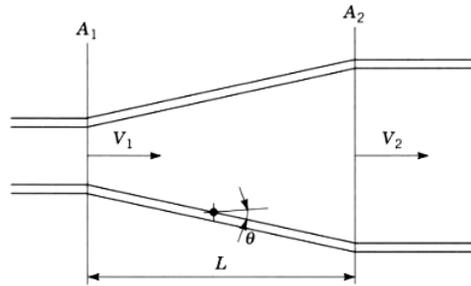
4.6.3. Diagram alir perencanaan sudu *impeller*



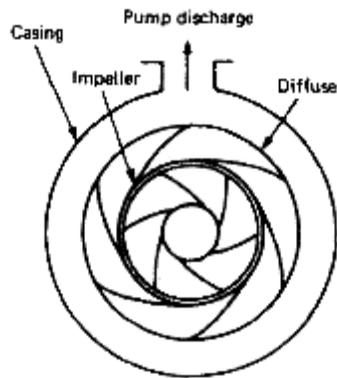
Gbr 4.14. Diagram alir perencanaan sudu *impeller*

4.7 Diffuser

Diffuser adalah komponen pompa sentrifugal yang berfungsi meningkatkan tekanan fluida (*velocity head pressure*), *diffuser* merupakan komponen penting untuk pompa *multi stage*.



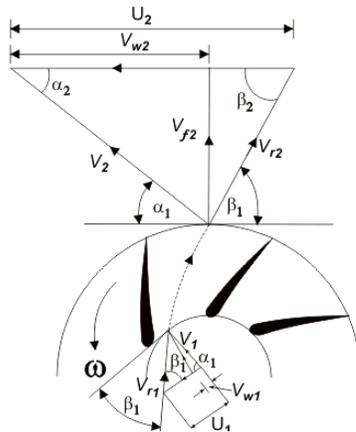
Gbr 4.15. Peningkatan aliran tekanan *diffuser*
(*increasing the flow passage cross section*)



Gbr 4.16. *Diffuser*

4.7.1. Perancangan *diffuser*

Adapun bagian dan dimensi dari pada *diffuser* berdasarkan silitiga kecepatan dapat dilihat sebagai berikut :



Gbr 4.17. Sigitiga kecepatan pada *diffuser*

4.7.1.1. Diameter hub *diffuser*

$$Dh_{dif} = 8 + D_2 \quad (4,28)$$

$$Dh_{dif} = 8 + 294 \text{ mm}$$

$$Dh_{dif} = 302 \text{ mm} \cdot 1000$$

$$Dh_{dif} = 0,302 \text{ m}$$

4.7.1.2. Diameter dalam *diffuser*

$$D_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v_2} + (Dh_{dif})^2} \quad (4,29)$$

$$D_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0419 \frac{m^3}{s}}{3,14 \cdot 42 \frac{m}{s}} + (0,302)^2}$$

$$D_3 = \sqrt{(1,27 \times 10^{-03}) + (0,0925 m^2)} = \sqrt{0,0937 m^2} = 0,306 m \times 1000$$

$$D_3 = 306 \text{ mm}$$

4.7.1.3. Diameter luar *diffuser*

Dengan mengambil referensi dari Khertagurov bahwa $n_s = 101$ maka perbandingan antara $D_4/D_3 = 2$ sehingga dalam perencanaan digunakan :

$$\frac{D_4}{D_3} = 2 \quad (4,30)$$

$$D_4 = 2 \cdot D_3$$

$$D_4 = 2 \cdot 306 = 612 \text{ mm}$$

4.7.1.4. Kecepatan tangensial pada sisi masuk *diffuser*

$$U_3 = \frac{\pi \cdot D_3 \cdot n}{60} \quad (4,31)$$

$$U_3 = \frac{3,14 \cdot 306 \text{ mm} \cdot 2980 \text{ rpm}}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,306 \text{ m} \cdot 2980 \text{ rpm}}{60}$$

$$U_3 = \frac{2863,3}{60} = 47,7 \text{ m/s}$$

4.7.1.5. Lebar sisi dalam *diffuser*.

Laju kecepatan *relative fluida* terhadap *diffuser (inlet)*

$$\tan \beta_1 = \frac{V_{r1}}{U_1} \quad (4,32)$$

$$V_{r1} = \tan \beta_1 \cdot U_1$$

$$\beta_1 = (10^\circ - 25^\circ) \rightarrow \text{Dipilih} = 20^\circ$$

$$V_{r1} = \tan 20^\circ \cdot 47,7 \text{ m/s} = 17,36 \text{ m/s}$$

$$E_1 = \text{Factor kontraksi} (0,8 - 0,9) \rightarrow \text{dipilih} = 0,8$$

$$b_3 = \frac{Q_1}{\pi \cdot D_3 \cdot V_{r1} \cdot E_1}$$

$$b_3 = \frac{0,0419 \text{ m}^3/\text{s}}{(3,14) \cdot (0,306\text{m}) \cdot (17,36 \text{ m}/\text{s}) \cdot (0,8)} = \frac{0,0419 \text{ m}^3/\text{s}}{13 \text{ m}^2/\text{s}} = 0,0032 \text{ m}$$

$$b_3 = 3,2 \text{ mm}$$

4.7.1.6. Kecepatan tangensial pada sisi keluar *diffuser*

$$U_4 = \frac{\pi \cdot D_4 \cdot n}{60} \quad (4,33)$$

$$U_4 = \frac{3,14 \cdot 612 \text{ mm} \cdot 2980 \text{ rpm}}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,612 \text{ m} \cdot 2980 \text{ rpm}}{60}$$

$$U_4 = \frac{5726,6}{60} = 95,4 \text{ m}/\text{s}$$

4.7.1.7. Lebar sisi luar *diffuser*

Laju kecepatan *relative fluida* terhadap *diffuser* (*outlet*)

$$\tan \beta_2 = \frac{Vr_2}{U_2} \quad (4,34)$$

$$Vr_2 = \tan \beta_2 \cdot U_2$$

$$\beta_2 = (15^\circ - 40^\circ) \rightarrow \text{Dipilih} = 30^\circ$$

$$Vr_2 = \tan 30^\circ \cdot 95,4 \text{ m}/\text{s} = 55,1 \text{ m}/\text{s}$$

$$E_2 = \text{Factor kontraksi} (0,9 - 0,95) \rightarrow \text{dipilih} = 0,9$$

$$b_4 = \frac{Q_1}{\pi \cdot D_4 \cdot Vr_2 \cdot E_2} \quad (4,35)$$

$$b_4 = \frac{0,0419 \text{ m}^3/\text{s}}{(3,14) \cdot (0,612 \text{ m}) \cdot (55,1 \text{ m}/\text{s}) \cdot (0,9)} = \frac{0,0419 \text{ m}^3/\text{s}}{95 \text{ m}^2/\text{s}} = 0,0004 \text{ m}$$

$$b_4 = 0,5 \text{ mm}$$

4.7.1.8. Jumlah Sudut

$\beta_m = \text{sudut rata-rata sudu}$

$$\beta_m = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} = \frac{20^\circ + 30^\circ}{2} = \frac{50^\circ}{2} = 25^\circ$$

$$Z = 6,5 \left(\frac{D_4 + D_3}{D_4 - D_3} \right) \cdot \sin \beta_m$$

$$Z = 6,5 \left(\frac{0,612m + 0,306m}{0,612m - 0,306m} \right) \cdot \sin 25^\circ$$

$$Z = 6,5 \left(\frac{0,918m}{0,306m} \right) \cdot 0,422 = 8$$

4.7.1.9. Jarak antara sudu (*circum ferential pitch vane*) sisi isap

$$L_3 = \frac{\pi \cdot D_3}{Z} \quad (4,36)$$

$$L_3 = \frac{3,14 \cdot 0,306m}{8} = 0,120m = 120mm$$

4.7.1.10. Sisi Tekan

$$L_4 = \frac{\pi \cdot D_4}{Z} \quad (4,37)$$

$$L_4 = \frac{3,14 \cdot 0,612m}{8} = 0,240m = 240mm$$

4.7.1.11 Melukis *diffuser*

Table. 4.9. Table untuk pelukisan sudu.

Ring	R	R ²	β	$\cos \beta$	R · cos β	$\frac{Rb \cdot \cos \beta b - Ra \cdot \cos \beta a}{Ra \cdot \cos \beta a}$	$Rb^2 - Ra^2$	ρ
1	153	23409	20	0,93	142,29	-	-	
a	191,25	36576,56	22,5	0,92	175,95	33,66	13167,56	
b	229,5	52670,25	25	0,90	206,55	30,6	16093,69	
c	267,75	71690,06	27,5	0,88	235,62	29,07	19019,81	
2	306	93636	30	0,86	263,16	27,54	21945,94	

Sumber : "Austin h church – pompa dan blower sentrifugal "

4.7.1.12 Perbedaan sudut kelengkungan *diffuser*.

$$5. \quad \rho_a = \frac{Rb^2 - Ra^2}{2(Rb \cdot \cos \beta b - Ra \cdot \cos \beta a)} \quad (4,39)$$

$$\rho_a = \frac{13167,56}{2(33,66)} = 195,59$$

$$6. \quad \rho_b = \frac{Rb^2 - Ra^2}{2(Rb \cdot \cos \beta b - Ra \cdot \cos \beta a)}$$

$$\rho_b = \frac{16093,69}{2(30,6)} = 262,96$$

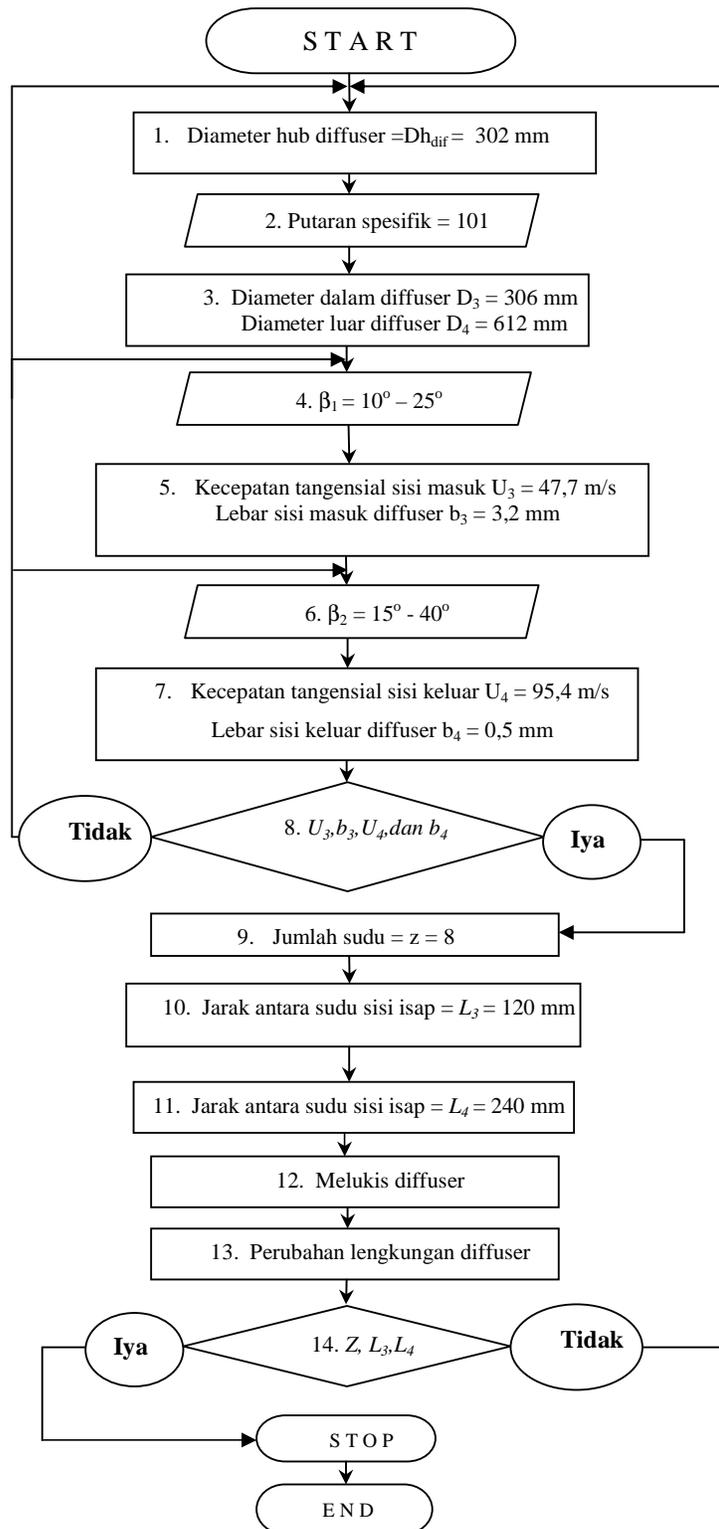
$$7. \quad \rho_c = \frac{Rb^2 - Ra^2}{2(Rb \cdot \cos \beta b - Ra \cdot \cos \beta a)}$$

$$\rho_c = \frac{19019,81}{2(29,07)} = 327,13$$

$$8. \quad \rho_2 = \frac{Rb^2 - Ra^2}{2(Rb \cdot \cos \beta b - Ra \cdot \cos \beta a)}$$

$$\rho_c = \frac{21945,94}{2(27,54)} = 398,4$$

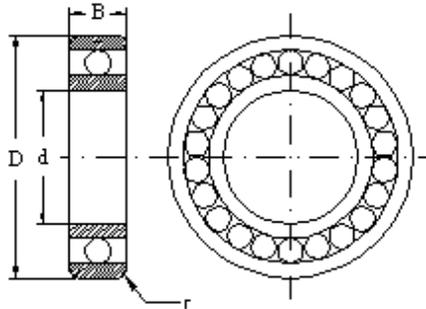
4.7.2. Diagram alir perencanaan *diffuser*



Gbr 4.17. Diagram alir perencanaan *diffuser*

4.8 Bantalan

Bantalan adalah elemen mesin yang menumpu poros yang berbeban sehingga putaran dan getaran bolak - balik dapat berputar secara halus, dan tahan lama. Bantalan harus kokoh untuk memungkinkan poros serta elemen mesinnya bekerja dengan baik, jika bantalan tidak berfungsi dengan baik maka prestasi seluruh sistem akan menurun atau tidak berkerja semestinya.



Gbr 4.19. Bantalan gelinding

Momen yang ditransmisikan dari poros $T = 275759,66 \text{ kg} \cdot \text{mm}$ dan putaran $(n) = 2980 \text{ rpm}$.

Tabel 4.10. Bantalan bola

Nomor Bantalan			Ukuran luar (mm)				Kapasitas nominal dinami spesifik C (kg)	Kapasitas nominal statis spesifik C_o (kg)
Jenis terbuka	Dua seka	Dua sekat tanpa kontak	D	D	B	r		
6000			10	26	8	0,5	360	196
6001	6001ZZ	6001VV	12	28	8	0,5	400	229
6002	6002ZZ	6002VV	15	32	9	0,5	440	263
6003	6003ZZ	6003VV	17	35	10	0,5	470	296
6004	6004ZZ	6004VV	20	42	12	1	735	465
6005	6005ZZ	6005VV	25	47	12	1	790	530
6006	6006ZZ	6006VV	30	55	13	1,5	1030	740
6007	6007ZZ	6007VV	35	62	14	1,5	1250	915
6008	6008ZZ	6008VV	40	68	15	1,5	1310	1010
6009	6009ZZ	6009VV	45	75	16	1,5	1640	1320
6010	6010ZZ	6010VV	50	80	16	1,5	1710	1430
6011	6011ZZ	6011VV	60	85	17	2	1780	1540
6012	6012ZZ	6012VV	70	92	18	2	1850	1650

Sumber : lit. 1 hal 143, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso dan Kiyokatsu Suga

Pada perhitungan ini telah diperoleh ukuran diameter porosnya (d_s) sebesar (70 mm). Berdasarkan dari tabel 3.11 di atas maka ukuran - ukuran dari bantalan dapat ditentukan sebagai berikut :

$$D = 92 \text{ mm}$$

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

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

Kapasitas nominal dinamis spesifik C :

$$C = 1850 \text{ kg}$$

Kapasitas nominal statis spesifik C_o :

$$C_o = 1650 \text{ kg}$$

Untuk bantalan bola alur dalam $F_a/C_o = 0,014$ (direncanakan) dari tabel 3.12 di bawah ini :

Tabel 4.11. Faktor - faktor V, X, Y dan X₀, Y₀

Jenis bantalan		Beban putar pd cincin dalam	Beban putar pd cincin luar	Baris tunggal		Baris ganda				e	Baris tunggal		Baris ganda		
				$F_a/VF_r > e$	$F_a/VF_r \leq e$	$F_a/VF_r > e$	$F_a/VF_r \leq e$	$F_a/VF_r > e$	$F_a/VF_r \leq e$		X ₀	Y ₀	X ₀	Y ₀	
		V	X	Y	X	Y	X	Y	X ₀	Y ₀	X ₀	Y ₀			
Bantalan bola alur dalam	$F_a/C_0 = 0,014$	1	1,2	0,56	2,30	1	0	0,56	2,30	0,19	0,6	0,5	0,6	0,5	
	$= 0,028$				1,99				1,99	0,22					
	$= 0,056$				1,71				1,71	0,26					
	$= 0,084$				1,55				1,55	0,28					
	$= 0,11$				1,45				1,45	0,30					
	$= 0,17$				1,31				1,31	0,34					
	$= 0,28$				1,15				1,15	0,38					
	$= 0,42$				1,04				1,04	0,42					
	$= 0,56$				1,00				1,00	0,44					
	Bantalan bola sudu				$\alpha = 20^\circ$				1	1,2					0,39
$= 25^\circ$		0,41	0,87	0,92	0,67	1,41	0,68	0,38			0,76				
$= 30^\circ$		0,39	0,76	1	0,78	0,63	1,24	0,80			0,5	0,33	1	0,66	
$= 35^\circ$		0,37	0,66	0,66	0,60	1,07	0,95	0,29			0,58				
$= 40^\circ$		0,35	0,57	0,55	0,57	0,93	1,14	0,26			0,52				

Sumber : lit. 1 hal 135, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso dan Kiyokatsu Suga

Beban aksial bantalan F_a :

$$\begin{aligned} F_a &= C_o \cdot 0,014 \\ &= 1650 \cdot 0,014 = 23,1 \text{ kg} \end{aligned} \quad (4.40)$$

Dari tabel di atas juga dapat diketahui harga beban radial F_r dengan menggunakan persamaan :

$$\frac{F_a}{v \cdot F_r} > e \quad (4.41)$$

dimana : v = beban putar pada cincin dalam
 $e = 0,19$

maka :

$$\begin{aligned} F_r &= \frac{F_a}{v \cdot e} \\ &= \frac{23,1}{1 \cdot 0,19} = 121,57 \text{ kg} \end{aligned}$$

Dengan demikian beban ekivalen dinamis P dapat diketahui melalui persamaan di bawah ini :

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (4.42)$$

dimana : P = beban ekivalen (kg)
 F_r = beban radial (kg)
 F_a = beban aksial (kg)
 X, Y = harga - harga baris tunggal yang terdapat dalam tabel 3.12 di atas

maka :

$$\begin{aligned} P &= 0,56 \cdot 121,57 + 2,30 \cdot 23,1 \\ &= 121,20 \text{ kg} \end{aligned}$$

Jika C (kg) menyatakan beban nominal dinamis spesifik dan P (kg) beban ekivalen dinamis, maka faktor kecepatan f_n bantalan adalah :

$$f_n = \left(\frac{33,3}{n} \right)^{1/3} \quad (4.43)$$

$$f_n = \left(\frac{33,3}{2980} \right)^{1/3} = 0,223$$

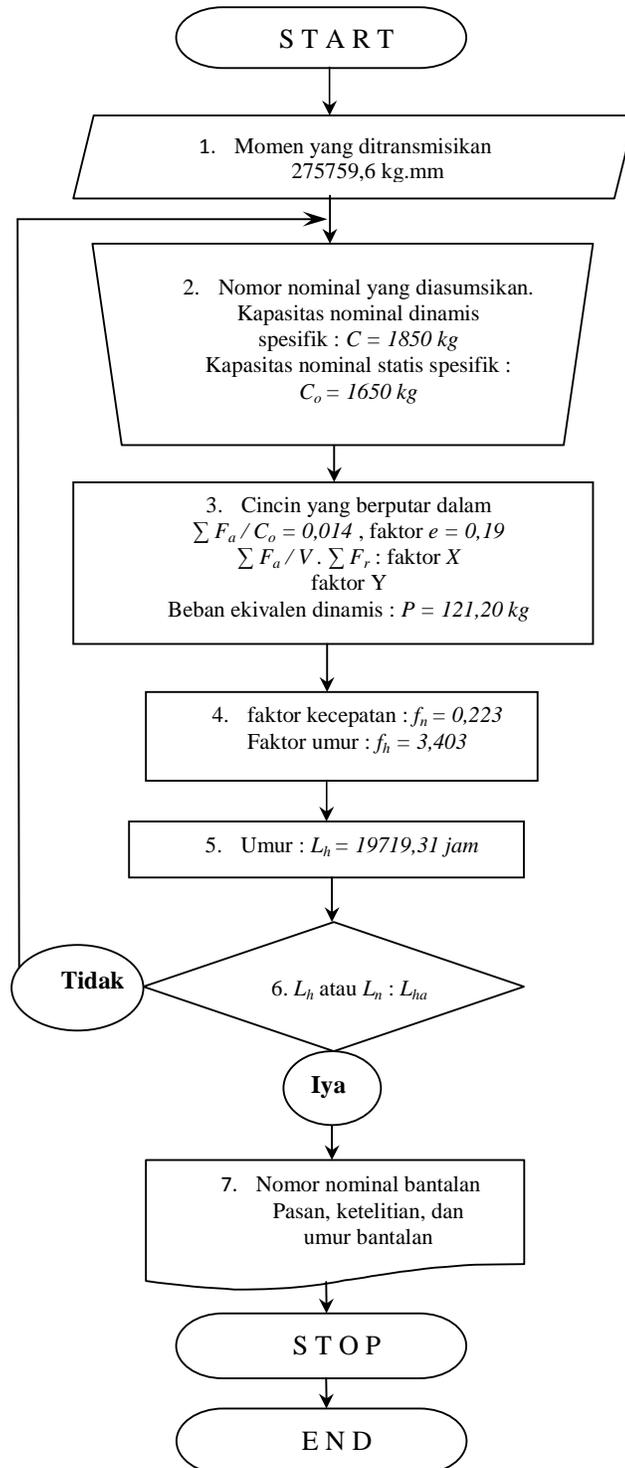
Faktor umur bantalan f_h :

$$\begin{aligned} f_h &= f_n \cdot \frac{C}{P} \\ &= 0,223 \cdot \frac{1850}{121,20} = 3,403 \end{aligned} \tag{4.44}$$

Umur nominal dari bantalan L_h :

$$\begin{aligned} L_h &= 500 \cdot (f_n)^3 \\ &= 500 \cdot (3,403)^3 = 19719,31 \text{ jam} \end{aligned} \tag{4.45}$$

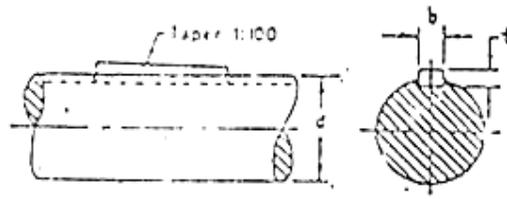
4.8.1. Diagram aliran bantalan gelinding



Gbr 4.20. Diagram alir perencanaan bantalan

4.9. Pasak

Pasak atau *keys* merupakan elemen mesin yang digunakan untuk menetapkan atau mengunci bagian bagian mesin, pada kali ini pasak digunakan untuk mengunci atau menghubungkan poros dan *impeller* sehingga *impeller* ikut berputar dengan poros.



Pada perencanaan ini pasak, memindahkan daya (N) sebesar 649 kW dan Putaran (n) sebesar 2980 rpm. Seperti data pada perencanaan poros.

Daya (N) = 649 kW

Putaran (n) = 2980 rpm

$$T = 275759,66 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$d_s = \left[\frac{5,1}{7,894} \cdot 1,6 \cdot 1,2 \cdot 275759,66 \right]^{1/3}$$
$$= 69,93 \text{ mm} = 70 \text{ mm (diameter poros)}$$

4.9.1 Lebar pasak (b)

Lebar pasak mempunyai ukuran standard nya yang di sesuaikan untuk ukuran – ukuran design poros. Perlu diperhatikan

bahwa lebar pasak sebaiknya antara 25 – 35 % dari diameter poros,
 Lebar pasak dapat dilihat pada tabel dibawah ini :

Tabel 4.12. Tabel dimensi standart pasak.

Ukuran-ukuran utama					(Satuan: mm)						
Ukuran nominal pasak b x h	Ukuran standar b, b ₁ , dan b ₂	Ukuran standar h		C	r [*]	Ukuran Standar t ₁	Ukuran standar t ₂			r ₁ dan r ₂	Referensi Diameter poros yang dapat dipakai d ^{**}
		Pasak prismatis Pasak lancip	Pasak tirus				Pasak prismatis	Pasak lancip	Pasak tirus		
3 x 2	2	2		0,16-	6-20	1,2	1,0	0,5	0,06-	Lebih dari 6-8 8-10 10-12 12-17 17-22	
3 x 3	3	3		0,25	6-36	1,8	1,4	0,9	0,14		
4 x 4	4	4			8-45	2,5	1,8	1,2			
5 x 5	5	5			10-56	3,0	2,3	1,7			
6 x 6	6	6			14-70	3,5	2,8	2,2			
(7 x 7)	7	7	7,2	0,23-	16-80	4,0	3,0	3,0	0,16-	20-25 22-30 30-38 38-44 44-50	
8 x 7	8	7		0,40	18-90	4,0	3,3	2,4	0,25		
10 x 8	10	8			22-110	5,0	3,3	2,4			
12 x 8	12	8			28-140	5,0	3,3	2,4			
14 x 9	14	9		0,40-	36-160	5,5	3,8	2,9	0,25-		
(15 x 10)	15	10	10,2	0,60	40-180	5,0	5,0	5,0	0,40	50-55 50-58 58-65	
16 x 10	16	10			45-180	6,0	4,3	3,4			
18 x 11	18	11			50-200	7,0	4,4	3,4			
20 x 12	20	12			56-230	7,5	4,9	3,9		65-77 75-85	
22 x 14	22	14			63-250	9,0	5,4	4,4			
(24 x 16)	24	16	16,2	0,60-	70-280	8,0	8,0	8,0	0,40-	80-90 85-95 95-110 110-130	
25 x 24	25	14		0,80	70-280	9,0	5,4	4,4			
28 x 16	28	16			80-320	10,0	6,4	5,4			
32 x 18	32	18			90-360	11,0	7,4	6,4			

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

Setelah dilihat maka dipilihlah dimensi penampang pasak :

$$(b) = 20mm, \text{dikarenakan ukuran ini sesuai dengan design poros.}$$

4.9.2. Tinggi pasak (h)

Tinggi pasak mempunyai ukuran standard nya yang di sesuaikan untuk ukuran – ukuran design poros. tinggi pasak dapat dilihat pada tabel 4.12

Setelah dilihat maka dipilihlah dimensi penampang pasak :

$$(h) = 12mm, \text{dikarenakan ukuran ini sesuai dengan design poros.}$$

4.9.3. Kedalaman pasak pasak (t)

Kedalaman pasak mempunyai ukuran standard nya yang di sesuaikan untuk ukuran – ukuran design poros. tinggi pasak dapat dilihat pada tabel 4.12.

Setelah dilihat maka dipilahlah dimensi penampang pasak :

$$(t_1) = 7,5 \text{ mm}, (t_2) = 4,9 \text{ mm}, (t_{\text{tirus}}) = 3,9 \text{ mm}, \quad \text{dan} \quad C = 0,60 \text{ mm}$$

dikarenakan ukuran ini sesuai dengan design poros.

4.9.4. Gaya tangensial yang bekerja (F)

Jika momen rencana dari poros adalah T (kg.mm), dan diameter poros adalah (d_s) mm, maka gaya tangensial F (kg) pada permukaan poros adalah :

$$F = \frac{T}{(d_s / 2)} \quad (4.46)$$

Maka :

$$F = \frac{275759 \text{ kg.mm}}{(70 \text{ mm} / 2)} = 7878 \text{ kg}$$

4.9.5. Panjang Pasak (l)

Untuk pasak, umumnya dipilih bahan yang mempunyai kekuatan tarik lebih dari 60 (kg/mm²), atau lebih kuat dari bahan poros. Kadang – kadang sengaja dipilih bahan yang lemah untuk pasak, sehingga pasak akan lebih dahulu rusak dari poros atau nafnya. Ini disebabkan harga pasak yang murah serta mudah menggantinya.

Maka :

Jika bahan pasak dipilih baja khrom nikel molibden (JIS G 4103) –
 SNCM25 Perngerasan kulit, maka

$$\tau_k = 120 \text{ (kg / mm}^2\text{)}$$

Dan bahan poros

$$\tau_s = 90 \text{ (kg / mm}^2\text{)}$$

Untuk mendapatkan panjang pasak dapat menggunakan rumus
 dibawah ini

$$L = \frac{\pi \cdot d_s}{2} \cdot \frac{\tau_s}{\tau_k} \quad (4.47)$$

Maka :

$$L = \frac{3,14 \cdot 70 \text{ mm}}{2} \cdot \frac{90 \text{ (kg / mm}^2\text{)}}{120 \text{ (kg / mm}^2\text{)}}$$

$$L = 110 \text{ mm} \cdot 0,75$$

$$L = 82,6 \text{ mm} = 83 \text{ mm}$$

4.9.6. Pengecekan kekuatan geser dan kekuatan normal

$$\begin{aligned} \frac{\text{kekuatan geser}}{\text{kekuatan normal}} &= \frac{L \cdot b \cdot \tau_k \cdot \frac{d}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot \tau_s \cdot (d)^3} \\ &= \frac{83 \text{ mm} \cdot 20 \text{ mm} \cdot 120 \text{ (kg / mm}^2\text{)} \cdot \left(\frac{70 \text{ mm}}{2}\right)}{\frac{3,14}{16} \cdot 90 \text{ (kg / mm}^2\text{)} \cdot (70)^3} \\ &= \frac{83 \text{ mm} \cdot 20 \text{ mm} \cdot 120 \cdot (35 \text{ mm})}{0,196 \cdot 90 \cdot 343000 \text{ mm}^3} \\ &= \frac{6972000 \text{ mm}^3}{6050520 \text{ mm}^3} = 1,15 \end{aligned}$$

$$\text{syarat keamanan} = \frac{\sigma_c}{\tau} = 1,5 \text{ maka desain pasak aman}$$

Setelah melakukan perhitungan diatas perlu di perhatikan untuk melakukan pengecekan keamanan terhadap lebar dan panjang terhadap poros dengan cara sebagai berikut :

$$b / d_s = 20 / 70 = 0,285 \quad (0,25 < (0,285) < 0,35) \text{ aman}$$

$$L / d_s = 83 / 70 = 1,185 \quad (0,75 < (1,185) < 1,5) \text{ aman}$$

Maka didapatkan :

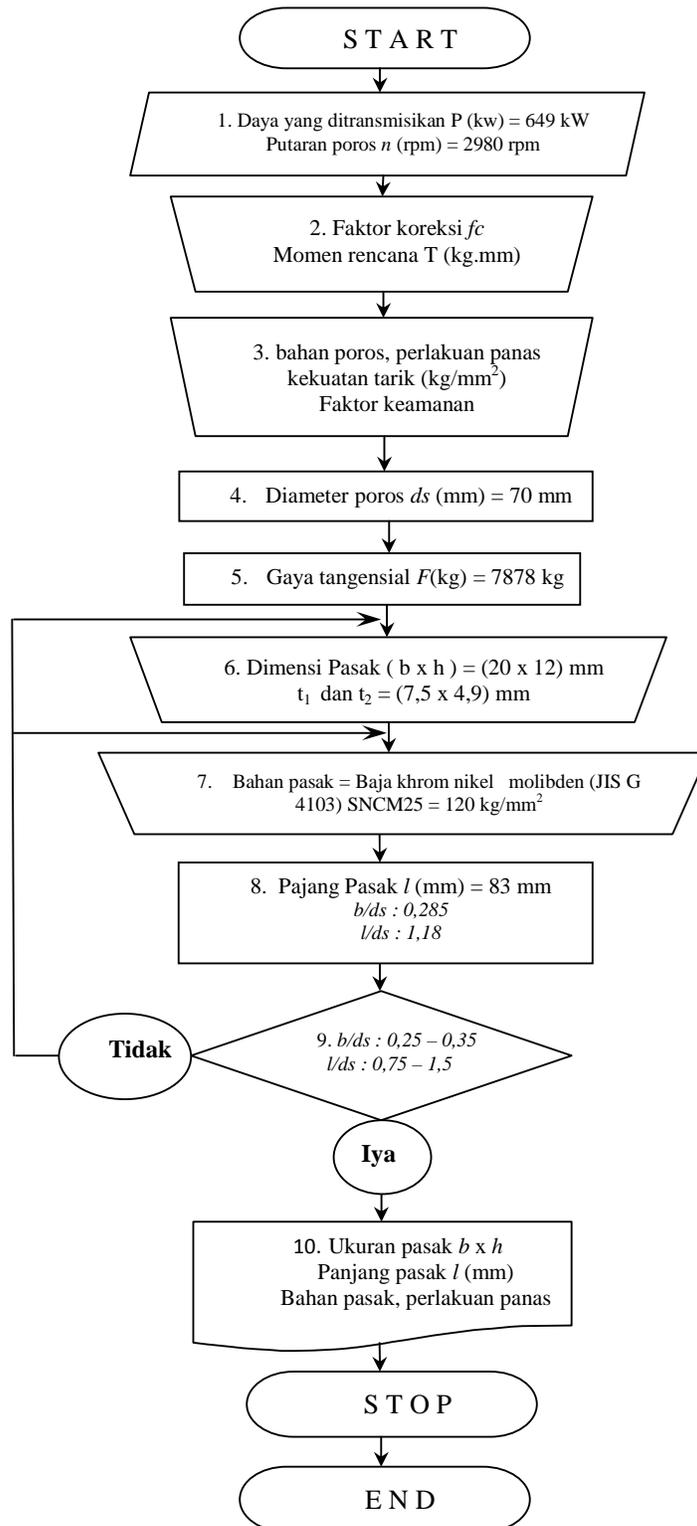
Ukuran dimensi pasak = 20 x 12 (standard)

Panjang Pasak yang aktif = 83 mm

Bahan pasak = baja khrom nikel molibden (JIS G 4103) –

SNCM25 Perngerasan kulit, perlakuan panas

4.9.7. Diagram alir Pasak



Gbr 4.22. Diagram alir perencanaan pasak

4.10. Perhitungan Daya Hidrolik dan Efisiensi pompa.

4.10.1. Daya Hidrolik

Daya hidrolik (daya pompa teoritis) adalah daya yang diperlukan untuk mengalirkan sejumlah zat cair. Daya hidrolik dapat di hitung dengan rumus dibawah ini :

$$Ph = \gamma \cdot H_{total} \cdot Q \quad (4.47)$$

Dimana : Ph = Daya hidrolik (kW)

γ = Berat jenis (kN/m³)

H_{total} = Head total (m)

Q = Debit Air (m³/s)

Maka :

$$Ph = 894,3 \frac{Kg}{m^3} \cdot 1334 m \cdot 0,041 \frac{m^3}{s}$$

$$Ph = 8,77 \frac{kN}{m^3} \cdot 1334 m \cdot 0,041 \frac{m^3}{s}$$

$$Ph = 479,6 kW$$

4.10.2. Efisiensi pompa.

Effisiensi pompa merupakan perbandingan antara output dan input atau antara daya hidrolik pompa dengan daya poros pompa. Harga efisiensi yang tertinggi sama dengan satu harga efisiensi pompa yang didapat dari pabrik pembuatannya. Rumus efisiensi dapat dilihat seperti berikut ini :

$$np = \frac{Ph}{Ps} \times 100\% \quad (4.48)$$

Dimana : np = Efisiensi pompa (%)

Ph = Daya hidrolis (kW)

Ps = Daya poros (kW)

Maka :

$$np = \frac{479,66 \text{ kW}}{649 \text{ kW}} \times 100\%$$

$$np = 0,73 \text{ kW} \times 100\%$$

$$np = 0,73\%$$

4.11. Kavitasi *Thoma*

Pada sistem pemipaan yang menggunakan pompa sentrifugal sangat mungkin terjadi kavitasi yang dipengaruhi oleh kecepatan aliran dan perbedaan penampang yang menyebabkan terjadinya penurunan tekanan sampai turun di bawah tekanan uap jenuhnya sehingga menyebabkan terjadinya fenomena yang disebut kavitasi.

Kavitasi adalah peristiwa terbentuknya gelembung-gelembung uap di dalam cairan yang dipompa akibat turunnya tekanan cairan sampai di bawah tekanan uap jenuh cairan pada suhu operasi pompa. Gelembung uap yang terbentuk dalam proses ini mempunyai siklus yang sangat singkat. Untuk mengetahui kavitasi yang terjadi pada pompa sentrifugal dapat diketahui menggunakan rumus di bawah ini :

$$\sigma = \frac{H_{SVN}}{H_N} \quad (4.49)$$

Dimana : σ = Kavitasi *Thoma*

Hsvn = HPSH R (m) / HPSH yang diperlukan

Hn = Head total dari titik efisiensi maximum

Maka :

$$\sigma = \frac{7m}{1334m}$$

$$\sigma = 0,005 (\text{Baik})$$

Untuk menghindari kavitasi hindari instalasi yang banyak belokan tajam yang menyebabkan aliran fluida meningkat dan turunnya tekanan yang dapat menyebabkan kavitasi. Dikarenakan tekanan tinggi akan menurunkan nilai kavitasi pada pompa sentrifugal, kavitasi dapat menyebabkan abrasi, pecahan pada impeller.

BAB 5

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Pada perencanaan pompa ini berfungsi untuk memindahkan fluida berupa air dari feed water tank menuju drum boiler yang nantinya air akan di rubah fasanya. Dalam perencanaan ini digunakan jenis pompa sentrifugal *multi stage* dengan :

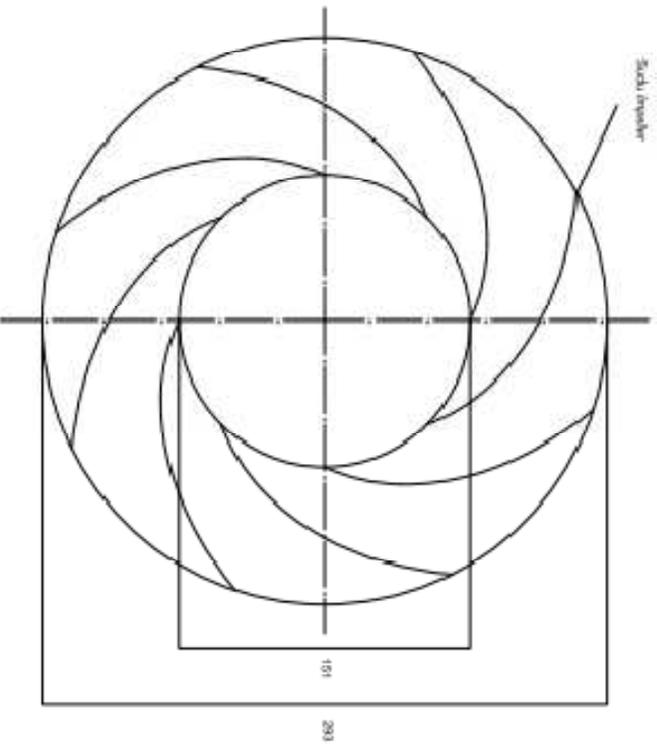
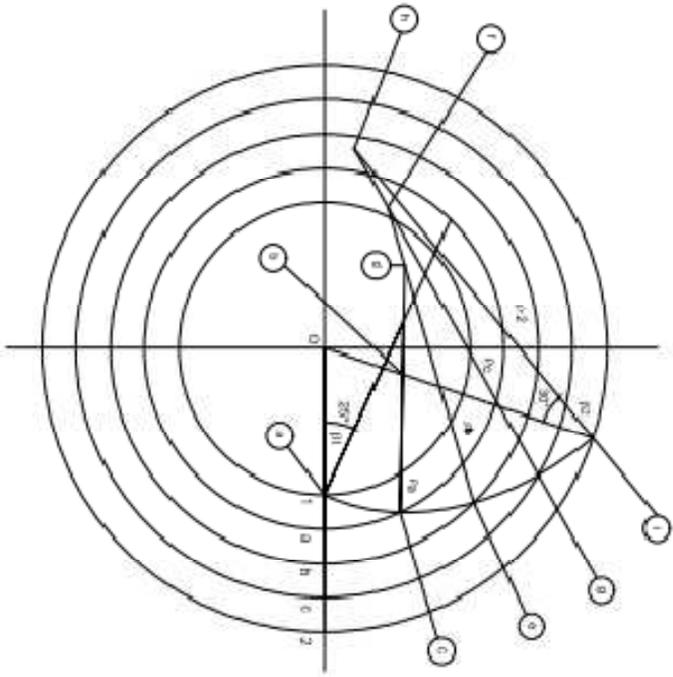
1. Head Total berdasarkan perhitungan 167,6 m untuk perbandingan setiap impeller karena impeller terdiri dari 12 dalam satu pompa.
2. Head Total maximum 1334 m terjadi akibat tingginya tekanan pada sisi discharge 121,2 Bar
3. Kerugian Head pada pipa keseluruhan sebesar 17 m
4. Head statis sebesar $(z) H_{ss} (20) + H_{sd} (23) = 43$ m
5. Diameter pipa *suction* sebesar 4 *inch* atau 100 mm
6. Diameter pipa *discharge* sebesar 6 *inch* atau 150 mm
7. Putaran spesifik sebesar 101 berdasarkan putaran spesifik inilah didapat *impeller* sentrifugal yang digunakan pada perencanaan ini.
8. Diameter dalam *impeller*. Pompa sentrifugal pada sisi masuk sebesar 151 mm.
9. Diameter luar *impeller*. Pompa sentrifugal pada sisi masuk sebesar 293 mm, dengan jumlah sudu 8 buah.
10. Diameter dalam *diffuser*. Pompa sentrifugal pada sisi masuk sebesar 306 mm.

11. Diameter luar *impeller*. Pompa sentrifugal pada sisi masuk sebesar 612 mm, dengan jumlah sudu 8 buah
12. Diameter poros sebesar 70 mm dengan bahan baja khromm nikel molibden (JIS G 4103) Lambang SNCM22.
13. Dimensi Bantalan pompa, $D = 92$ mm, $B = 18$, $r = 2$ mm. perkiraan umur bantalan, 19719,31 jam
14. Dimensi pasak, lebar = 20 mm, tinggi = 12 mm, Panjang = 83 mm, dan Kedalaman pasak = $(t_1) = 7,5$ mm, $(t_2) = 4,9$ mm, $(t_{irus}) = 3,9$ mm
 $C = 0,60$ mm
15. Besarnya Head total mempengaruhi diameter *impeller*.
16. Daya hidrolis yang terjadi pada perhitungan ini adalah 476,6 kW
17. Effisiensi pompa yang terjadi adalah 0,73 % diharapkan pompa dapat bekerja dengan baik
18. Kavitasi yang terjadi adalah 0,005, nilai kavitasi yang rendah sangat baik untuk membuat pompa tahan lama.
19. Kecepatan fluida meninggalkan diffuser 95,4 m/s diharapkan dapat memenuhi asupan air boiler.

5.2. Saran

1. Untuk menentukan tipe *impeller* harus diketahui dahulu putaran spesifik dari pompa tersebut.
2. Hitung lah terlebih dahulu head total untuk mendapatkan ukuran *impeller* yang ideal.

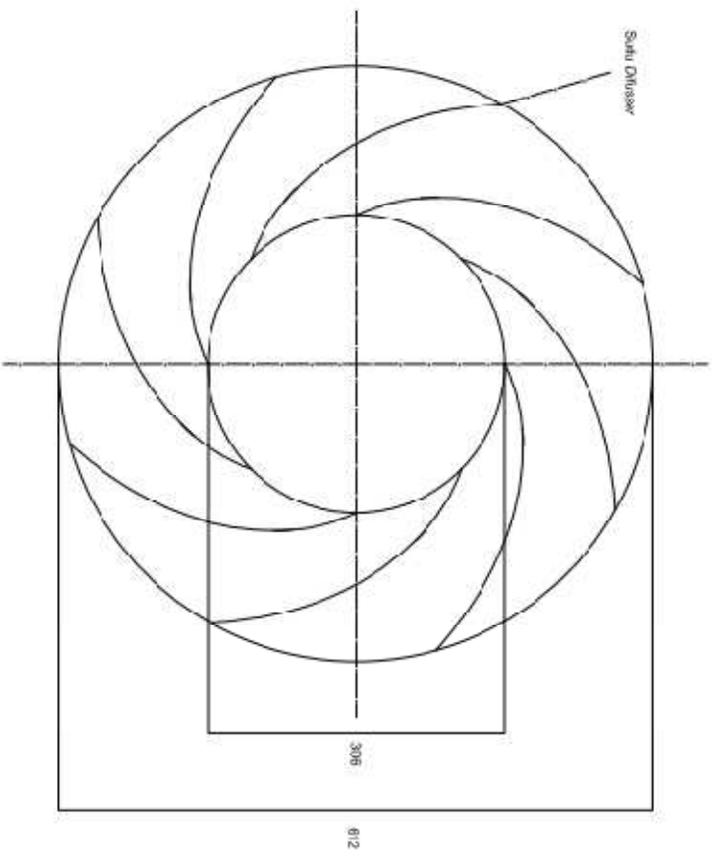
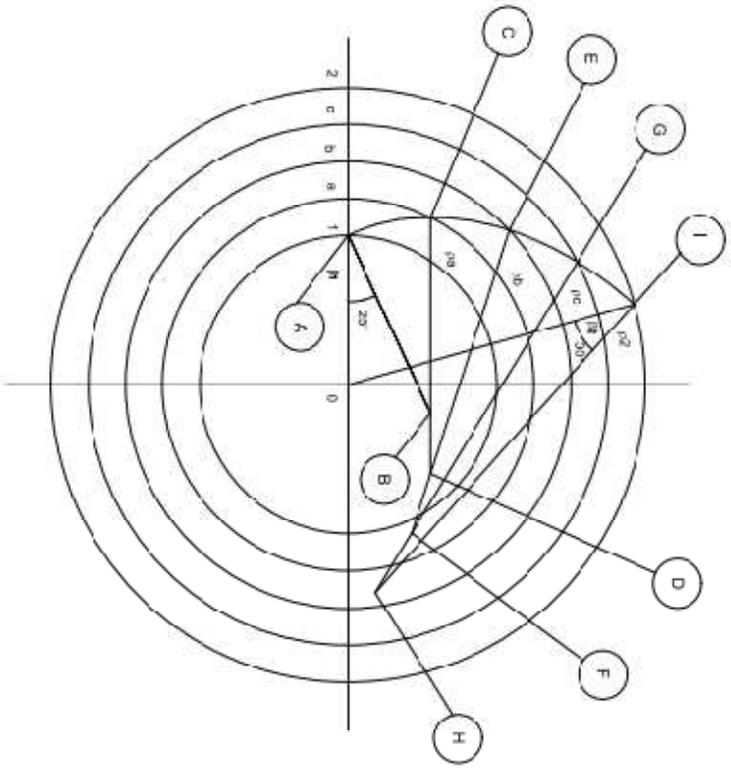
3. Carilah lebih banyak sumber – sumber yang menerangkan perencanaan pompa sentrifugal, untuk mendapatkan pembelajaran yang lebih baik untuk masa yang akan datang.



Sudu Impeller

	PROJEKSI :	NAMA :	PERIKSIAN :
		SKALA :	AMRAB FADZIL
	TAMBAH :	OPERKSA :	
		H. Husein Ibrahim, M.T.	
		H. Nurul Huda, M. Sc., M. Eng.	
		DAFTAR :	

INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
Melukis Sudu Impeller
 NO. DAFTAR :
A.3



	Nama : NIM : Kelas :	Nama : NIM : Kelas :	Nama : NIM : Kelas :
	Matriks Sudu Difusor		
No. Gambar :			A3

SULZER

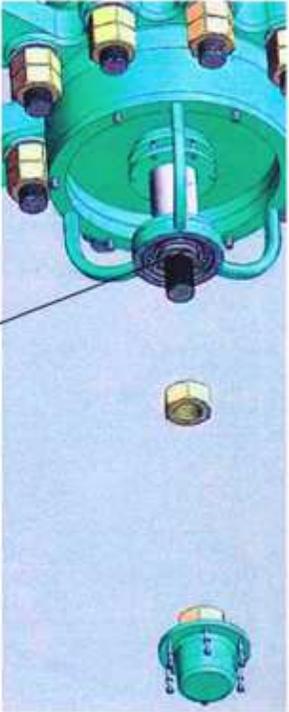
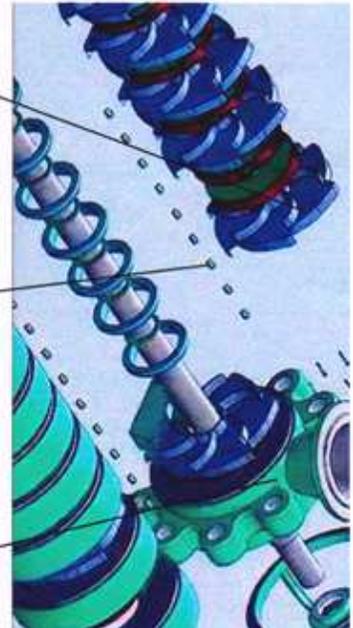
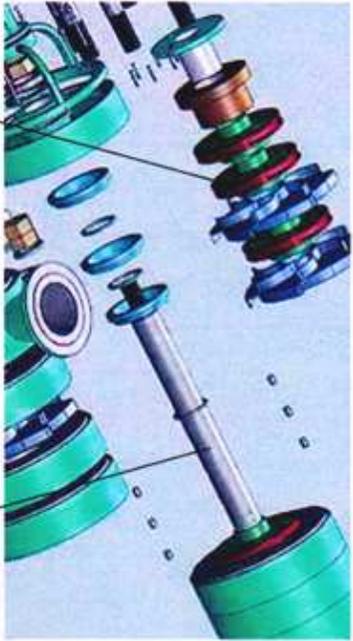
Assembly device for internal block of the pump range GSG TM 0042 engl.

Pump size	01	02	03	04														Remark
656-66-055	3-444-444	3-444-444	3-444-444	3-444-444														
656-66-200	3-444-544	3-444-544	3-444-544	3-444-544														
656 100-290	3 - 866 130	1 - 088 271 2 - 088 826	2 - 656 071	1 - 088 076 2 - 656 076														
656-66-330	3-444-644	3-444-644	3-444-644	3-444-644														

06	07	08	09	10	11	12	13	14	15	16								
Throttle head nut M 20 DN 934	Supporting disc 3.50x2.0x1 DN 934	Crowned gull nut 6.0x1 - 2 H5	Stud M 20x46 DN 934	Throttle head screw M 10x16 DN 934	Throttle head screw DN 934	Throttle head screw M 20x70 M 20x70 M 20x70 M 20x70	Throttle head screw M 20x50 DN 934											

Drive side

Non-driven end



- Ket.
1. Poros
 2. Impeller
 3. Diffuser
 4. Bantalan
 5. Pasak
 6. Lubang Masuk Air (suction)

PROJEKSI :	SKALA :	NAMA :	PENYUNTAH :
		ANJUNG FAOZU	
TANGGAL :	BANTUAN :	DIKERJAKAN OLEH :	
		H. MUBINATI S.T. M.Sc	
UIN MATARAM/STMIK SUKSES	Assembly BFP	NO. GAMBAR :	A4

RIWAYAT HIDUP



Nama Lengkap : AHMAD FADZLI
NPM : 1307230307
Tempat/Tgl Lahir : Medan, 07 Juni 1995
Alamat : Jl. Kl. Yossudarso, km. 19,2 Link 21 Pekan Labuhan.
Email : fadzli.academy@gmail.com

RIWAYAT PENDIDIKAN.

1. SD NEGERI 067260 : Dari Tahun 2001 Hingga 2007
2. SMP NEGERI 39 MEDAN : Dari Tahun 2007 Hingga 2010
3. SMK TR SINAR HUSNI : Dari Tahun 2010 Hingga 2013
4. UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH
SUMATERA UTARA : Dari Tahun 2013 Hingga 2017

RIWAYAT ORGANISASI.

1. REMAJA MESJID AL-MUHTADIN : Dari Tahun 2009 hingga
2013
2. IKATAN PUTRA – PUTRI
AL-WASHLIYAH : Dari Tahun 2009 hingga
2012